

HF01234yfおよびHF01123を含む低GWP混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルの実験的性能評価

土井, 裕介
九州大学総合理工学府環境エネルギー工学専攻

<https://hdl.handle.net/2324/4372214>

出版情報 : 九州大学, 2020, 修士, 修士
バージョン :
権利関係 :

令和 2 年 度

修 士 論 文

HFO1234yf および HFO1123 を含む低 GWP 混合冷媒を
用いたヒートポンプサイクルの実験的性能評価

九州大学大学院総合理工学府
環境エネルギー工学専攻
熱エネルギー変換システム学研究室

土 井 裕 介

指導教員 宮 崎 隆 彦

K y a w T h u

提出年月日 令和 3 年 2 月 8 日

目次

記号	iv
添字	v
第1章 序論.....	1
1.1 はじめに.....	1
1.2 新規冷媒の開発の現状.....	4
1.3 非共沸混合冷媒を用いたヒートポンプサイクル.....	5
1.4 従来の研究.....	9
1.5 本研究の目的および本論文における構成.....	12
第2章 実験装置および実験方法.....	13
2.1 実験装置.....	13
2.2 測定方法およびデータ収集方法.....	16
2.2.1 温度の測定.....	16
2.2.2 圧力の測定.....	17
2.2.3 流量の測定.....	18
2.2.4 循環組成の測定.....	18
2.2.5 圧縮機投入電力および周波数の測定.....	20
2.2.6 測定データの収集方法.....	20
2.3 実験条件および実験方法.....	21
2.3.1 試験冷媒.....	21
2.3.2 実験条件.....	26
2.3.3 実験方法および実験手順.....	26
2.4 実験データの整理方法.....	28
2.4.1 圧縮機諸効率の算出.....	28
2.4.2 暖房能力および冷房能力の算出.....	29
2.4.3 成績係数の算出.....	31
2.4.4 熱交換器内の温度分布の算出.....	32
2.4.5 不可逆損失の算出.....	34
2.4.6 体積能力の算出.....	38
2.4.7 逆カルノーサイクルとの仕事の差の算出.....	39

第3章	ヒートポンプサイクルの基本特性	41
3.1	実験結果および評価方法の妥当性	41
3.1.1	ヒートバランス	41
3.1.2	不可逆損失評価の妥当性	43
3.2	冷媒充填量がサイクル特性に及ぼす影響	44
3.2.1	過冷度と冷媒充填量の関係	44
3.2.2	サイクル成績係数	45
3.2.3	冷媒質量流量	47
3.2.4	圧縮比および圧縮機吐出温度	48
3.2.5	熱交換器内温度分布	49
3.2.6	圧力損失	50
3.2.7	不可逆損失	51
3.3	熱負荷がサイクル特性に及ぼす影響	57
3.3.1	サイクル成績係数	57
3.3.2	冷媒質量流量	60
3.3.3	圧力損失	61
3.3.4	圧縮比および圧縮機吐出温度	62
3.3.5	過冷度	63
3.3.6	熱交換器内温度分布	64
3.3.7	不可逆損失	66
3.4	圧縮機諸効率	72
3.4.1	圧縮機回転数	72
3.4.2	圧縮機総合効率	73
3.4.3	インバータ効率	74
3.4.4	機械効率および断熱圧縮効率	76
3.4.5	体積効率	79
3.5	非共沸混合冷媒の循環組成	80
第4章	HFO1234yfおよびHFO1123を用いた非共沸混合冷媒のサイクル特性	83
4.1	3成分混合冷媒の冷媒組成の検討	83
4.2	潜熱	85

4.3 冷媒の差異がサイクル特性に及ぼす影響	87
4.3.1 サイクル成績係数	87
4.3.2 冷媒質量流量	89
4.3.3 圧力損失	91
4.3.4 圧縮機回転数	93
4.3.5 圧縮機吐出温度	95
4.3.6 熱交換器内温度分布	97
4.3.7 過冷度	103
4.3.8 不可逆損失	105
4.3.9 システム全体における成績係数.....	118
4.3.10 内部損失.....	129
4.4 逆カルノーサイクルとの比較	132
4.4.1 逆カルノーサイクルの成績係数.....	132
4.4.2 逆カルノーサイクルとヒートポンプサイクルの仕事の差.....	135
第5章 総括.....	146
謝辞	148
参考文献	149
付録A 熱電対検定方法	152
付録B ガスクロマトグラフ検定方法	154
付録C 熱交換機における熱損失の検定方法	160

記号

COP	: 成績係数	[-]
C_p	: 定圧比熱	[kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
E	: 投入電力	[W]
h	: 比エンタルピー	[kJ·kg ⁻¹]
L	: 不可逆損失	[W]
m	: 質量流量	[kg·s ⁻¹]
M	: 冷媒充填量	[kg]
N	: 圧縮機回転数	[rpm]
P	: 圧力	[Pa]
Q	: 熱負荷	[W]
s	: 比エントロピー	[kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
SC	: 過冷度	[K]
T	: 温度	[K] or [°C]
v	: 容積	[m ³]
V	: 体積流量	[m ³ ·s ⁻¹]
VC	: 体積能力	[MJ·m ⁻³]
W	: 仕事	[W]
X	: 乾き度	[-]
Y	: ガス質量分率	[-]
η	: 効率	[-]
ρ	: 密度	[kg·m ⁻³]

添字

adi	: 断熱圧縮
all	: 総合
bubble	: 沸点
c	: 冷房条件
Carnot	: カルノーサイクル
COMPR	: 圧縮機
COND	: 凝縮器
cycle	: サイクル
d	: 圧縮機吐出
dew	: 露点
DSH	: 凝縮器過熱
EVA	: 蒸発器
EXP	: 膨張弁
h	: 暖房条件
HEX	: 熱交換器全体
ideal	: 理想
in	: 入口
INV	: インバータ
Lorentz	: ローレンツサイクル
LOSS	: 損失
M	: 機械
out	: 出口
P.D.	: 圧力損失
PIPE	: 接続配管
R	: 冷媒
s	: 圧縮機吸込
SUBC	: 凝縮器過冷
SUPH	: 蒸発器過熱
system	: システム全体

tg_lide : 温度すべり

vol : 体積

W : 熱源水

第1章 序論

1.1 はじめに

空調機や冷凍機には、低温熱源から高温熱源へ熱を移動させる冷凍サイクルが利用されており、熱移動に用いる熱媒介物質（冷媒）は一般にフロン類である。

1980年代以前、クロロフルオロカーボン(CFC)とハイドロクロロフルオロカーボン(HCFC)は優れた熱物性、輸送特性および科学的安定性を有しているため、蒸気圧縮式サイクルに基づいた冷凍・空調・ヒートポンプシステムに適した作動流体として幅広く使用されてきた。しかしながら、CFCおよびHCFCはオゾン層破壊に影響を及ぼすことが明らかとなり、1987年に締結されたモントリオール議定書により、CFCはすでに全廃、HCFCは先進国において2020年までに原則全廃されることとなった。そこで、CFC及びHCFCの代替物質として、オゾン層破壊効果を持たない(ODP*=0)、ハイドロフルオロカーボン(HFC)が開発され、現在まで広く使用されている。

しかしながらHFCは、大気中に長期間にわたって安定的に存在し、かつ極めて強力な温室効果を有するため、1997年に採択された京都議定書において排出量抑制の対象物質に指定された。また、HFCは2016年に行われたモントリオール議定書の改正（キガリ改正）により生産・消費規制の対象に追加され、HFCの生産量および消費量の段階的大幅削減が定められる等、地球温暖化抑制のための規制が世界的に加速している^[1]。ここで、キガリ改正の削減目標を表1.1に示す。キガリ改正では地球温暖化係数GWP**を指標として採用している。先進国では2036年までにHFCの生産量および消費量を基準値の85%削減することが義務付けられており、オゾン層を破壊せず地球温暖化への影響も極めて小さい新規冷媒およびそれらを用いたヒートポンプシステムの開発が緊急課題となっている。近年の日本における家庭用および業務用空調機器分野では、GWPが1924のHFC系混合冷媒R410Aに代わり、わずかな燃焼性を有するものの、作動効率が比較的良好で経済性にも優れるHFC32の利用が普及している。HFC32はGWPが677と、R410AのGWPの三分の一程度であるが、今後の規制の強化に伴い、更にGWPが低い冷媒への転換が求められている。

近年、ODPが零かつGWPが極めて低い冷媒として、アンモニア、炭化水素系(C₃H₈, i-C₄H₁₀など)、二酸化炭素、水および空気などの元来自然界に存在する物質をヒートポンプの作動流体（自然冷媒）として使用することが世界的に注目されており、一部の分野に

においてはすでに実用化されている。しかしながら、家庭用や業務用の空調システムの代替冷媒としての自然冷媒の利用は、サイクル性能や安全性などの問題から実用化の域には達していない。

このような状況の中、HFCの代替物質としてハイドロフルオロオレフィン（HFO）が注目されている。HFOはODPが零であり、大気中での分解速度が早いためGWPも極めて低い。また、HFO系冷媒の中にはHFC系冷媒と似通った物性を持つ物質もあり、既存冷媒の代替が可能なものもある。例えばHFO1234yfは、カーエアコンに使用されてきたHFC134aの代替冷媒として評価が高いため、代替が積極的に進められている。しかしながら、作動圧力が低く、熱容量が乏しいため家庭用空調機器としての利用は難しい。家庭用空調機器分野においては、NEDOの「高効率ノンフロン型空調機器技術の開発」などで開発が進められているHFO1123が次世代の冷媒として注目されている。HFO1123は化学的に標準沸点が近いなどHFC32と物理的性質が似ている。しかし、不均化反応が生じうるなど安全性の課題から、純冷媒としての使用は難しい。上述してきたように、HFO系冷媒は家庭用や業務用の空調システムにおいて純冷媒としての利用が困難であるため、HFC32などを添加した混合冷媒として用いることが試みられているが、HFOをベースとした混合冷媒を用いた場合のヒートポンプサイクルの性能評価実測データは十分とは言えない現状にある。

本研究では、HFO系冷媒であるHFO1123およびHFO1234yfに注目し、HFO1234yf、HFO1123およびHFC32で構成されたGWP値150程度の3成分混合冷媒を用いて実験的に評価を行った。

* : ODP (オゾン層破壊係数) ** : GWP (地球温暖化係数)

表 1.1 キガリ改正における HFC 削減スケジュール

	途上国第 1 グループ	途上国第 2 グループ	先進国
基準年	2020-2022 年	2024-2026 年	2011-2013 年
基準値 (HFC+HCFC)	各年の HFC 生産・消費 量の平均+HCFC の基準 値×65%	各年の HFC 生産・消費 量の平均+HCFC の基準 値×65%	各年の HFC 生産・消費 量の平均+HCFC の基準 値×15%
凍結年	2024 年	2028 年	無し
削減スケジュール	2029 年 : ▲10% 2035 年 : ▲30% 2040 年 : ▲50% 2045 年 : ▲80%	2032 年 : ▲10% 2037 年 : ▲20% 2042 年 : ▲30% 2047 年 : ▲85%	2019 年 : ▲10% 2024 年 : ▲40% 2029 年 : ▲70% 2034 年 : ▲80% 2036 年 : ▲85%

1.2 新規冷媒の開発の現状

次世代の新冷媒には前節で記述した GWP 値が低いことに加え、様々な条件が要求される。オゾン層破壊係数 (ODP) が零であり、GWP 値が低いことが求められる環境面 (Environment performance)。毒性や燃焼性が低いなどの安全面 (Safety)。現行冷媒と同等の能力、または LCCP (Life cycle climate performance) に代表される性能面 (Energy efficient)。そして冷媒製造に費用が掛からず、発展途上国においても普及が可能かどうかなどを考慮した経済面 (Economic feasibility)。次世代の新冷媒は、これらの頭文字をとった 3E+S を満足しなければならない。

しかし、これら全ての要求を完全に満たし、かつ設計、管理する上で取り扱い易い純冷媒の発見は、安全許容な範囲で燃焼性の条件緩和等を講じた上でも非常に困難である。そのような状況下で、構成物質それぞれの冷媒の特性を生かしたり、または冷媒の持つ不利な特性を冷媒混合により緩和させたりといった思想から、混合冷媒に次世代冷媒開発への活路を見出す動きもみられる。いずれにせよ、産業界においては純冷媒、混合冷媒を含めた様々な冷媒の開発および提案を行い、学术界においては物性の測定、燃焼性の評価等、産学一体となって次世代冷媒の問題に取り組んでいる。

1.3 非共沸混合冷媒を用いたヒートポンプサイクル

ヒートポンプサイクルは主に圧縮機，凝縮器，膨張弁および蒸発器で構成される．図 1.1 および図 1.2 にそれぞれ純冷媒を用いた基本的なヒートポンプサイクルの概略図を $P-h$ 線図上および $T-s$ 線図上に示す．図におけるサイクルの過程は，1→2：圧縮機による等エントロピー過程，2→3：凝縮器での凝縮過程，3→4：膨張弁による等エンタルピー過程および4→1：蒸発器での蒸発過程となっている．2から3の凝縮過程の冷媒からの放熱で暖房を，4から1の蒸発過程の冷媒の吸熱で冷房を行う．

ヒートポンプサイクルの省エネルギー性能を評価する指標のひとつとして，成績係数 COP (Coefficient of Performance) がよく用いられる．成績係数とは，出力である熱交換量を，入力である投入エネルギーで除した値であり，単位消費エネルギー当たりの熱交換量を表している．ゆえに，この数値が大きいほど省エネルギー性に優れる．暖房能力を Q_h ，冷房能力を Q_c ，消費電力を E とすると，システム全体の暖房成績係数 COP_h および冷房成績係数 COP_c は式(1.1)および(1.2)で表される．

$$COP_h = \frac{Q_h}{E} \quad (1.1)$$

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

また，圧縮機への投入エネルギーを入力としたサイクル成績係数がある．それは比エンタルピーから成績係数を算出することができ，状態点 1, 2, 3 および 4 における比エンタルピーをそれぞれ h_1 , h_2 , h_3 および h_4 とすると， COP_h および COP_c は式(1.3)および(1.4)で表される．理想的な断熱圧縮サイクル，あるいは完全密閉型の圧縮機を用いる場合は，式(1.5)が成立する．

$$COP_h = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (1.3)$$

$$COP_c = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1.4)$$

$$COP_h = 1 + COP_c \quad (1.5)$$

本研究の評価対象冷媒である HFC32 と HFO1234yf からなる二成分混合冷媒および HFC32 と HFO1234yf, HFO1123 からなる三成分混合冷媒は，いずれも非共沸混合冷媒と呼ばれる．ここでは二成分非共沸混合冷媒の基本特性を説明する．

非共沸混合冷媒とは沸点と露点異なる混合物であり、その気液平衡関係は、一定圧力下において露点曲線と沸点曲線の2つの曲線で表すことができ、どの組成においても2つの曲線が重なることはない。このことは、一定圧力の下で沸騰あるいは凝縮といった相変化中に平衡温度が変化することを意味する。

図 1.3 に物質 α と α より沸点が低い物質 β を混合した非共沸 2 成分混合冷媒の圧力一定の場合の気液平衡図の概念図を示す。横軸は β の質量分率 x (もしくはモル分率) である。温度 T_1 で蒸気および液が相平衡状態にある場合を考えると、蒸気の質量分率は T_1 の線と露点曲線との交点が示す x_1 、液の質量分率は T_1 の線と沸点曲線との交点が示す x_0 となる。次に、温度が T_0 でバルク質量分率が x_0 である過冷液状態の混合冷媒を圧力一定の下に加熱する場合を考える。液は温度が T_1 になると、蒸発を開始する。この時、高沸点成分 α に比して、低沸点成分 β が蒸発しやすいため蒸気の質量分率は x_1 となる。さらに加熱すると、温度が上昇しながら蒸発が進行し、温度が T_2 になると、蒸発が終了する。終了直前では、蒸発しにくい高沸点成分 α が液中に多く残るため、液の質量分率は x_2 となる。その後、温度を T_3 まで加熱すると冷媒は過熱蒸気状態となり、その時の蒸気の質量分率は x_0 となる。したがって、この過程においては、蒸気の質量分率は露点曲線に沿って x_1 から x_0 へ、液の質量分率は沸点曲線に沿って x_0 から x_2 へと変化し、その間、蒸気と液の温度は T_1 から T_2 に変化する。逆に、圧力一定の下に冷却する場合には、温度が T_2 になると凝縮が始まり、温度の降下とともに凝縮が進行し、温度が T_1 になると凝縮は終了する。この凝縮過程においては、蒸発過程とは逆に蒸気および液の質量分率が変化する。

図 1.4(a)および(b)は純冷媒を用いたヒートポンプサイクルの基本サイクルである逆カルノーサイクル (1-2-3-4) および非共沸混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルの基本サイクルであるローレンツサイクル (1'-2'-3'-4') の T - s 線図である。図中の青線は、対向流式熱交換器を用いた場合の熱源流体の温度変化を示す。前述のとおり、非共沸混合冷媒は凝縮および蒸発の際に温度変化を伴うため、熱交換における冷媒と熱源流体との温度差を一定に近づけることが可能であり、理論上は動力を削減することが可能である (図 1.4(a)中の緑の面積分の動力が削減)。しかし、非共沸混合冷媒は沸点の異なる冷媒を混合しているため、凝縮過程においては低沸点成分が凝縮しにくく、蒸発過程においては高沸点成分が蒸発しにくくなるため同一の熱交換器においては純冷媒と比べて伝熱性能が低下するといった問題もある (図 1.4 (b)中の橙の面積分の動力が増加する恐れ)。そのため熱交換器の性能向上や最適化の必要が出てくる。そして、それらを適切に行うことによって図 1.4

(b)中の緑の面積を橙の面積よりも大きくすることができれば、非共沸混合冷媒は純冷媒に比べて動力の削減が可能となり、サイクル性能の向上が期待できるといえる。

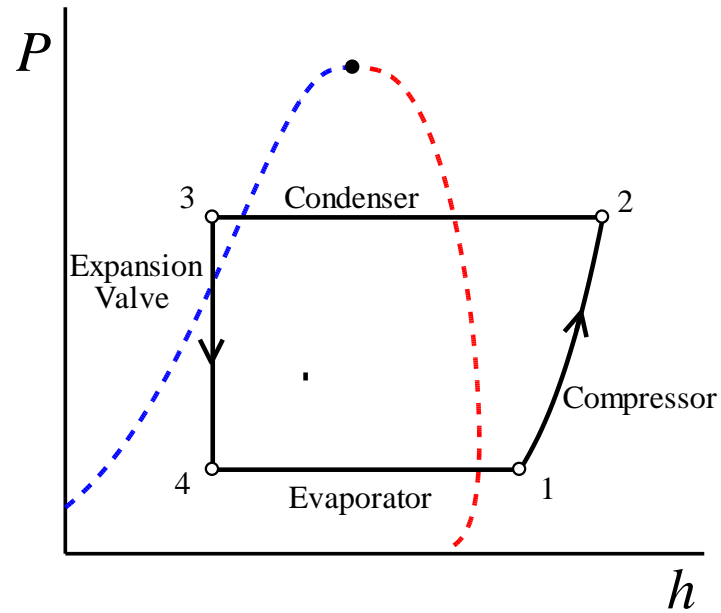


図 1.1 ヒートポンプサイクルの概略図 (P - h 線図)

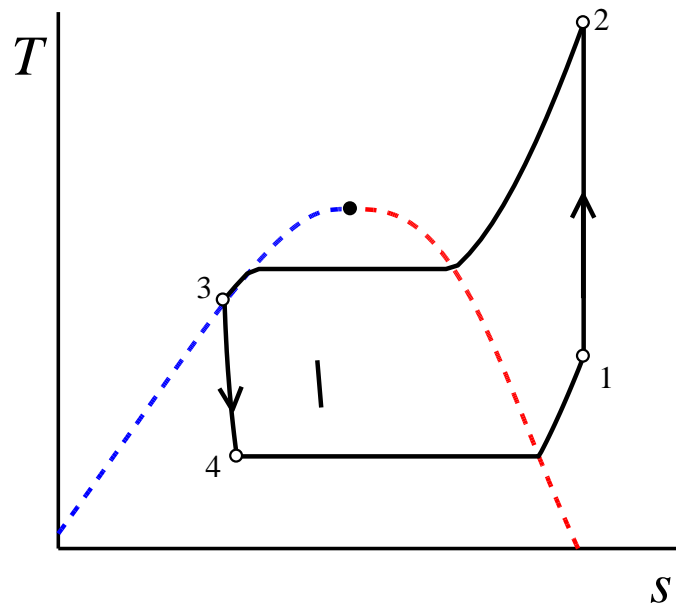


図 1.2 ヒートポンプサイクルの概略図 (T - s 線図)

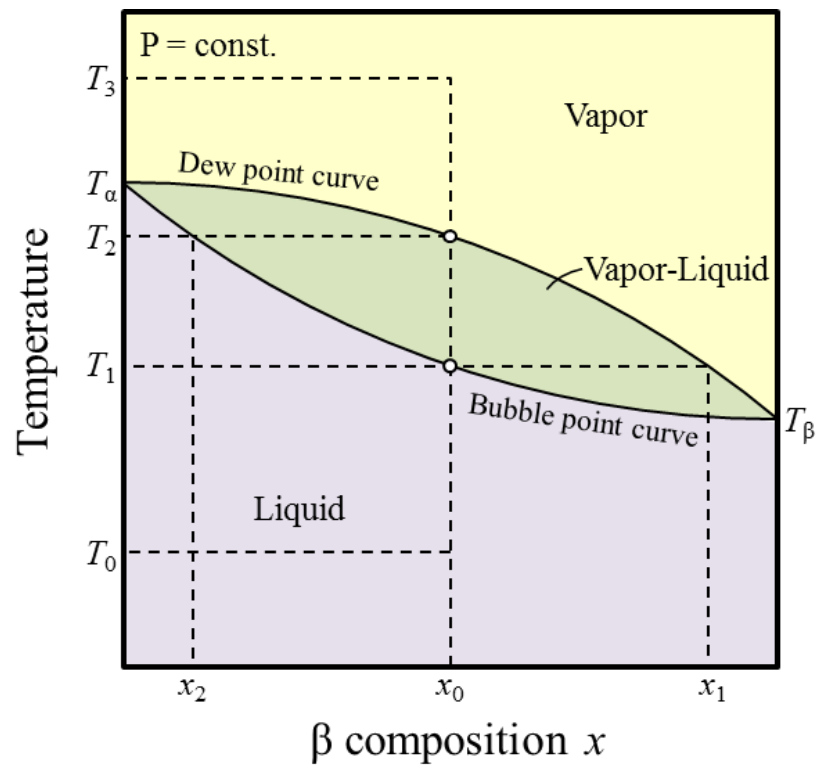


図 1.3 混合冷媒の気液平衡線図

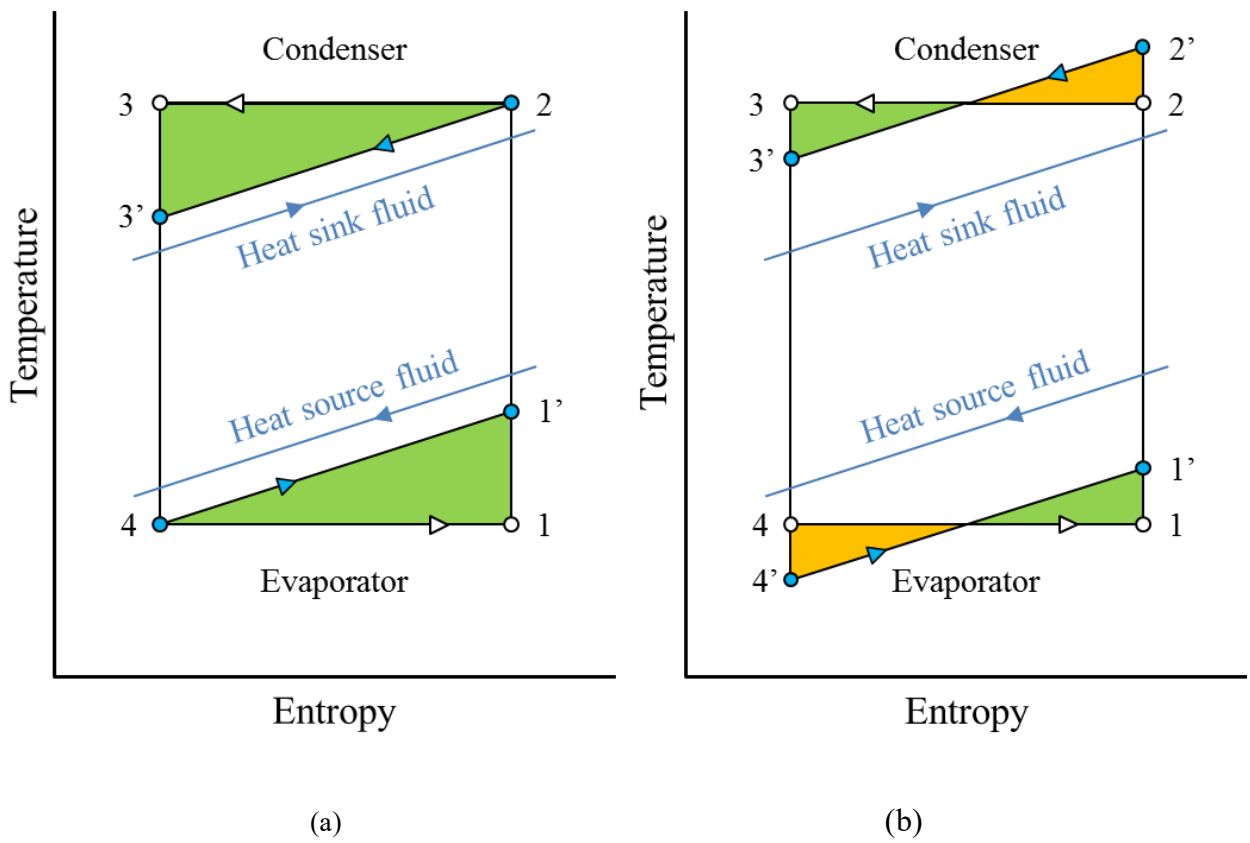


図 1.4 逆カルノーサイクルとローレンツサイクル

1.4 従来の研究

非共沸混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルに関する研究はこれまでも多くなされてきた。

Jacobs ら^[2]は CFC12/CFC114 混合冷媒を用いたヒートポンプシステム性能試験結果などを引用し、非共沸混合冷媒を用いたヒートポンプシステムは、循環組成の調整による熱負荷制御ができるという利点があり、純冷媒に比して性能が向上し得るとまとめた。藤井ら^[3]は HCFC22/CFC114 および HCFC22/ CFC11 非共沸混合冷媒について熱源流体と冷媒との伝熱を考慮し、高温側および低温側の熱源流体の入口温度、流量、ヒートポンプ熱出力および伝熱面積と平均熱通過係数の積を与えてヒートポンプサイクルの計算を行い、伝熱面積と平均熱通過係数の積が大きいほど非共沸混合冷媒の成績係数は純冷媒に比して大きくなることを示した。Mulroy ら^{[4][5]}は試験で HFC23/HCFC142b の 2 成分混合冷媒および HFC23/HCFC22/HCFC142b の 3 成分混合冷媒、シミュレーションで HCFC22, HCFC142b, HCFC22/HCFC142b, HFC23/HCFC22/HCFC142b および HFC23/HCFC142b を調査し、熱交換器内でのエンタルピーに対する温度変化の非直線性を生かし、混合冷媒が純冷媒に比して高い成績係数を有することを示した。

次に、最近または現在実施されている次世代冷媒の探求について紹介する。

Brown ら^[6]は新冷媒として期待されている HFO 系冷媒の中から HFO1225ye(E), HFO1225ye(Z), HFO1225zc, HFO1234ye(E), HFO1234yf, HFO1234ze(E), HFO234ze(Z) および HFO1243zf の $P-h$ 線図および $T-s$ 線図の熱物性値を、既知である標準沸点と分子構造から Peng-Robinson 式を用いて推測した。Pham ら^[7]は、R410A に代わる候補冷媒について、GWP 値、安全性（燃焼性、毒性）、性能（EER, Capacity）、システム構成、経済性、コストなどの観点から考察し、中期的（2020 年から）および長期的（2030 年から）視点から冷媒の可能性および課題を検討した。その結果、長期的視点では、HFO 系冷媒、自然冷媒（R290 などの HC や NH₃ および CO₂）を冷媒として使用する 3 つのシナリオを提示し、それぞれのシナリオに対する課題（システムの再構築など）を挙げた。

新規混合冷媒の提案の多くは Chemours (DuPont) 社、Honeywell 社等の様々な化学メーカーから主に行われている^{[8][9]}。また、AHRI (Air-conditioning, Heating, and Refrigeration Institute) によって、新冷媒候補である低 GWP 冷媒の性能評価を取りまとめた結果が報告されている^[10]。表 1.2 には AHRI による報告で示された代替冷媒候補の冷媒一覧を示す。

日本での低 GWP 冷媒開発の動きとしては、AGC(旧：旭硝子社)が AMOLEA[®]シリーズの

開発に力を注いでいる^[11]。R410A および HFC32 の代替冷媒として開発されている AMOLEA[®]は、HFC32/HFO1123 の 2 成分混合冷媒あるいは HFC32/HFO1123/HFO1234yf の 3 成分混合冷媒であり、混合冷媒でありながら非共沸性が小さく、HFC32 の冷媒性能を大きく低減することなく GWP の低減が可能となっている。現在は、旭硝子社によって安全性に関するリスクアセスメント評価^[12]、また東らによって物性の測定^[13] ^[14]等が行われている。さらに、平山らによって GWP が 300 程度の非共沸混合冷媒の基本サイクル特性評価^[15]が行われ、GWP が 300 程度の HFC32/HFO1123 の 2 成分混合冷媒は家庭用空調機を想定した条件下において R410A と同等の成績係数を有することを示した。また、竹里らによって GWP が 150 程度の HFC32/HFO1234yf の 2 成分および HFC32/HFO1234yf/R744 の 3 成分の非共沸混合冷媒の基本サイクル特性評価^[20]^[21]が行われ、GWP が 150 程度である HFC32/HFO1234yf の 2 成分および HFC32/HFO1234yf/R744 の 3 成分の非共沸混合冷媒は現行冷媒 R410A に劣る成績係数を有することを示した。

表 1.2 代替冷媒候補

現行冷媒	代替冷媒候補	組成 (質量組成比)	分類*	GWP ₁₀₀ **
	R744	R744 (100)	A1	1
	ARM-70a	HFC32/HFC134a/ HFO1234yf (50/10/40)	A2L	469
	D2Y60	HFC32/ HFO1234yf (40/60)	A2L	271
	DR5	HFC32/ HFO1234yf (72.5/27.5)	A2L	491
R410A	HPR1D	HFC32/R744/ HFO1234ze(E) (60/6/34)	A2L	407
	L41a	HFC32/HFO1234yf/ HFO1234ze(E) (73/15/12)	A2L	494
	L41b	HFC32/ HFO1234ze(E) (73/27)	A2L	494
	HFC32	HFC32 (100)	A2L	677
	HFC32/HFC134a	HFC32/HFC134a (95/5)	A2L	708
	HFC32/HFC152a	HFC32/HFC152a (95/5)	A2L	650

* : ASHRAE 34

** : IPCC 5th report^[16]

表 1.2 代替冷媒候補

現行冷媒	代替冷媒候補	組成 (質量組成比)	分類*	GWP ₁₀₀ **
HFC134a	AC5X	HFC32/HFC134a/HFO1234ze(E) (7/40/53)	A1	568
	ARM-41a	HFC32/HFC134a/ HFO1234yf (6/63/31)	A1	860
	D-4Y	HFC134a/ HFO1234yf (40/60)	A1	521
	N13a	HFC134a/HFO1234yf/ HFO1234ze(E) (42/18/40)	A1	547
	N13b	HFC134a/ HFO1234ze(E) (42/58)	A1	547
	XP-10	HFC134a/ HFO1234yf (44/56)	A1	573
	AC5	HFC32/HFC152a/ HFO1234ze(E) (12/5/83)	A2L	89
	ARM-42a	HFC134a/HFC152a/ HFO1234yf (7/11/82)	A2L	107
	HFO1234yf	HFO1234yf (100)	A2L	< 1
	HFO1234ze	HFO1234ze (100)	A2L	< 1
R404A	R600a	R600a (100)	A3	< 20
	R290/R600a	R290/R600a (40/60)	A3	< 20
	ARM-32a	HFC32/R125/HFC134a/ HFO1234yf (25/30/25/20)	A1	1445
	DR33	HFC32/R125/HFC134a/ HFO1234yf (24/25/26/25)	A1	1293
	N40a	HFC32/R125/HFC134a/ HFO1234yf/ HFO1234ze(E) (25/25/21/9/20)	A1	1235
	N40b	HFC32/R125/HFC134a/HFO1234yf (25/25/20/30)	A1	1222
	R744	R744 (100)	A1	1
	ARM-30a	HFC32/ HFO1234yf (29/71)	A2L	197
	ARM-31a	HFC32/HFC134a/ HFO1234yf (28/21/51)	A2L	463
	D2Y65	HFC32/ HFO1234yf (35/65)	A2L	238
R404A	DR7	HFC32/ HFO1234yf (36/64)	A2L	244
	L40	HFC32/HFC152a/ HFO1234yf/ HFO1234ze(E) (40/10/20/30)	A2L	285
	HFC32	HFC32 (100)	A2L	677
	HFC32/HFC134a	HFC32/HFC134a (50/50)	A2L	989
	R290	R290 (100)	A3	< 20

1.5 本研究の目的および本論文における構成

冷凍空調分野において、地球環境保全および省エネルギーに関する世界的な動きにより、これまで冷媒として使用されてきた CFC, HCFC および HFC に代わる新規冷媒や、それを用いた高性能なヒートポンプシステムの開発が急務となっている。HFO 系冷媒である HFO1234yf や HFO1123 は、ODP（オゾン破壊係数）が零であり、かつ GWP が非常に小さいことから、次世代冷媒としての可能性を十分に秘めている。しかしながら、それらの冷媒に関する研究は十分に行われているとは言えず、中には物性すら十分に判明していないなどの課題の多い冷媒もある。

本研究の目的は、HFO 系冷媒を含む非共沸混合冷媒について、そのサイクル特性を明らかにし、家庭用エアコン用の次世代冷媒として既存冷媒の代替となる可能性を探求することである。そのために本研究では、HFO1234yf および HFO1123 を含む混合冷媒、加えて現行冷媒である R410A および HFC32 を試験冷媒として、圧縮機、凝縮器、膨張弁および蒸発器からなる単段の蒸気圧縮式ヒートポンプサイクルを用いた性能評価実験を行った。

本論文は以下のように構成される。

第 1 章では、冷凍空調分野を取り巻く現状、ならびに非共沸混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルの特性と従来の研究について概説するとともに、本研究の意義および目的を示した。

第 2 章では、本研究で用いた実験装置、測定方法、計測機器、実験方法および条件、ならびに実験データの整理方法について記述した。

第 3 章では、まず実験結果および評価方法における整合性を確認し、その妥当性について検証した。次いで、冷媒充填量、熱負荷および実験条件がヒートポンプサイクルの基本特性に及ぼす影響の把握を行った。また、データ収集システムの更新がヒートポンプサイクルに及ぼす影響を確認した。

第 4 章では、HFC32/HFO1234yf 系 2 成分混合冷媒および HFC32/HFO1234yf/ HFO1123 系 3 成分混合冷媒の結果を現行冷媒の結果と比較し、冷媒の種類、実験条件および熱負荷がサイクル基本特性に及ぼす影響を調査し、HFC32/HFO1234yf/ HFO1123 系混合冷媒の次世代冷媒としての可能性について検討した。

第 5 章では、本論文の総括を行った。

第2章 実験装置および実験方法

2.1 実験装置

図 2.1 に実験装置の概略，図 2.2 に実験装置の写真を示す．本実験装置は熱源流体に水を用いた蒸気圧縮式ヒートポンプであり，冷媒ループと熱源ループから構成される．冷媒ループは，スクロール式圧縮機，油分離器，凝縮器，電子膨張弁，蒸発器からなり，図中では赤線および青線で示した．熱源水ループは，恒温槽，熱交換器およびポンプからなり，図中では黒線で示した．

冷媒ループでは，圧縮機により圧縮された高温高压の冷媒蒸気が，油分離器で冷凍機油と分離された後，凝縮器で熱源水との熱交換により過冷液状態となる．その後，過冷状態の冷媒液は膨張弁によって減圧され気液二相状態となり，蒸発器で熱源水と熱交換して過熱蒸気状態となり圧縮機へと戻る．測定機器類は，圧縮機の出入口，凝縮器の出入口，電子膨張弁入口および蒸発器の出入口に冷媒の温度と圧力測定用の熱電対および圧力センサーが設けられている．また，凝縮器と膨張弁の間には冷媒流量を測定するための質量流量計および混合冷媒の循環組成をガスクロマトグラフで測定するためのサンプリングポートが設置されている．

熱源水ループでは，低温熱源側および高温熱源側のいずれにおいても，恒温槽からポンプにより吐出された熱源水は，熱交換器で冷媒と熱交換した後，再び恒温槽へと戻る．各恒温槽のポンプの下流側には体積流量計が設置されており，熱交換器出入口には温度測定用の熱電対が設けられている．

図 2.3 に本研究で使用した熱交換器の概略，表 2.1 にその仕様を示す．熱交換器は凝縮器および蒸発器ともに銅製の対向流型二重管式熱交換器であり，冷媒が流れる内管は螺旋溝付管，熱源水が流れる外管は平滑管を使用している．

実験で使用した圧縮機および電子膨張弁の仕様を，それぞれ表 2.2，表 2.3 に示す．圧縮機は R410A 用の蒸気圧縮スクロール式であり，冷凍機油は R410A 用ポリオールエステル油を用いている．電子膨張弁は 4 相ステッピングモータ駆動のものを使用している．

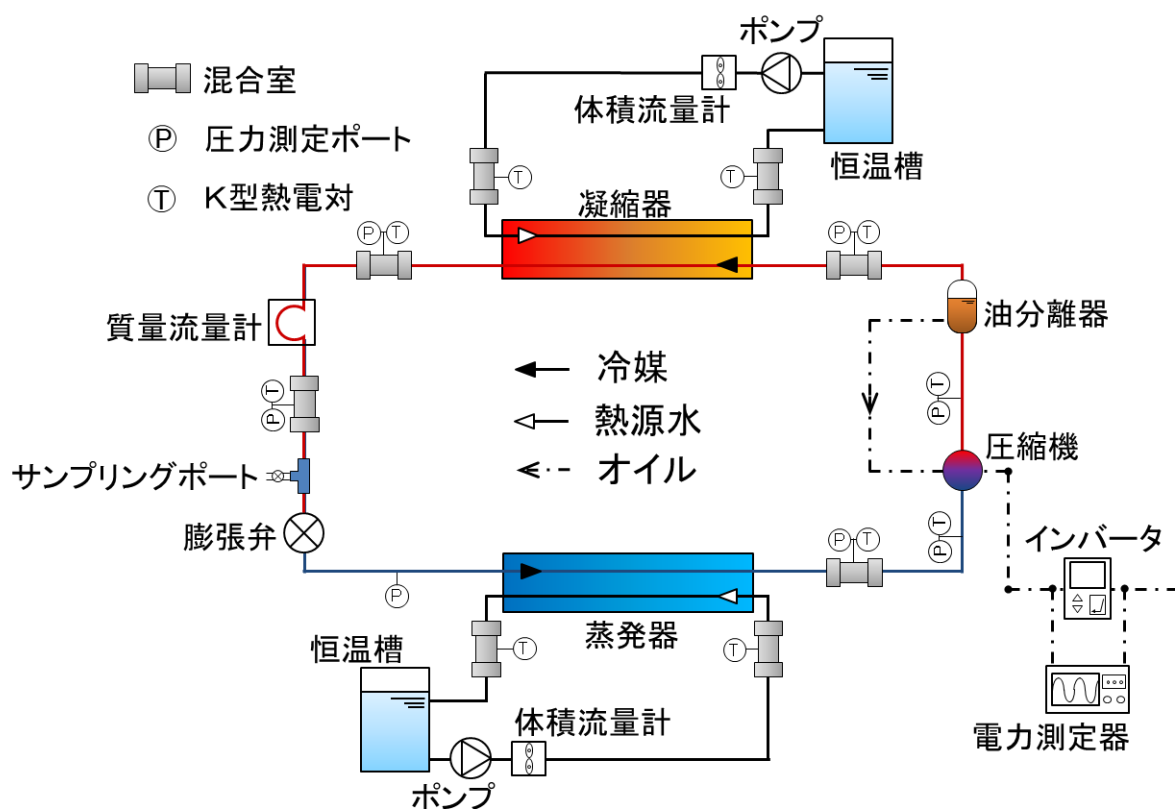


図 2.1 実験装置概略

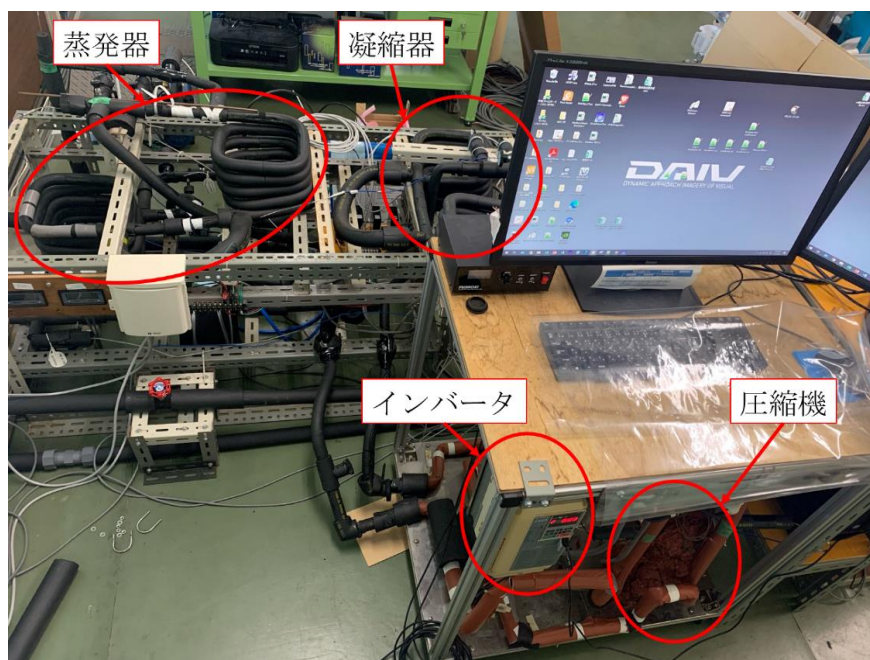


図 2.2 実験装置

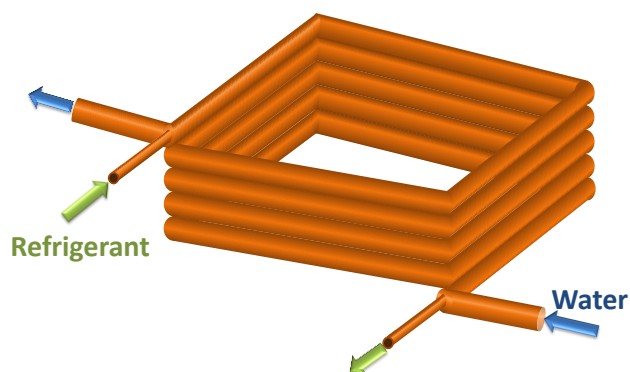


図 2.3 熱交換器概略

表 2.1 熱交換器仕様

		外径[mm]	内径[mm]	長さ[mm]	タイプ
凝縮器 および 蒸発器	外管	15.88	13.88	7200	平滑管
	内管	9.53	7.53	7200	溝付管

表 2.2 圧縮機仕様

圧縮機の形式	密閉型電動圧縮機
圧縮機構部の形式	スクロール
運転可能回転数範囲 [rpm]	1500~6000
上限吐出温度 [°C]	120
冷凍機油	ポリオールエステル 粘度グレード VG68
シリンダ容積 [cm ³]	11

表 2.3 膨張弁仕様

駆動方式	4相ステッピングモータ
励磁方法	ユニポーラ駆動, 1-2相励磁
励磁速度 [pps]	83.33
最高使用圧 [MPa]	4.15
最高作動圧力差 [MPa]	3.63

2.2 測定方法およびデータ収集方法

2.2.1 温度の測定

表 2.4 に熱電対の種類，検定範囲，精度および測定箇所を示す．冷媒温度は，冷媒配管途中に設けられた混合室およびポートに挿入されたシース径 1.0mm の K 型熱電対により測定される．熱源水温度は，熱交換器出入口に設けられた混合室に挿入された同様のシース径 1.0mm の K 型熱電対によって測定される．また，サイクル計算に用いた冷媒の蒸発器入口温度およびクオリティは，ヒートポンプサイクルにおける膨張過程を等エンタルピー変化と仮定し，膨張弁入口における冷媒の比エンタルピーおよび測定する冷媒の蒸発器入口圧力を用いて算出する．

表 2.4 温度の測定

センサーの種類	検査範囲	精度	測定箇所
シース K 型熱電対 (1.0mm OD)	-5~80°C	±0.05K	冷媒
			圧縮機出入口
			凝縮器出入口
			膨張弁出入口
			蒸発器出口
			熱源水
			凝縮器出入口
蒸発器出入口			
			環境温度

2.2.2 圧力の測定

表 2.5 に圧力計の種類，測定範囲，精度および測定箇所を示す．凝縮器入口混合室前における冷媒圧力は，フルスケール 5MPa の絶対圧変換器（PHS-50KA，(株)共和電業）により測定され，凝縮器入口混合室後，圧縮機出口，凝縮器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 5MPa の絶対圧変換器（PHS-B-5MP，(株)共和電業）により測定される．蒸発器出口混合室前における冷媒圧力は，フルスケール 2MPa の絶対圧変換器（PHS-20KA，(株)共和電業）により測定され，蒸発器入口，蒸発器出口の混合室後および圧縮機入口における冷媒圧力は，フルスケール 2MPa の絶対圧変換器（PHS-B-2MP，(株)共和電業）により測定される．

表 2.5 圧力の測定

センサーの種類	測定範囲	精度*	測定箇所
絶対圧変換器	~5MPa abs	±0.14%RO	凝縮器入口混合室前
		±0.17%RO	凝縮器入口混合室後
		±0.17%RO	凝縮器出口混合室後
		±0.18%RO	膨張弁入口混合室後
	~2MPa abs	±0.18%RO	圧縮機出口
		±0.18%RO	蒸発器入口
		±0.19%RO	蒸発器出口混合室前
		±0.17%RO	蒸発器出口混合室後
		±0.17%RO	圧縮機入口

*非直線性 + ヒステリシス [%RO]

RO は定格出力 (Rated Output) のことであり，精度[%RO]は定格出力に対するパーセンテージで表している．

2.2.3 流量の測定

表 2.6 に流量計の種類，測定範囲，精度および測定箇所を示す．冷媒流量は，フルスケール 220kg/h のコリオリ流量計 (D025S-SS-200, OVAL Corporation) により測定される．熱源水流量は，フルスケール 330L/h の歯車式体積流量計 (LGV45A30-G03A, OVAL Corporation) により測定される．

表 2.6 流量の測定

センサーの種類	測定範囲	精度	測定箇所
コリオリ式流量計	8.1~81kg/h	±0.21%RD	電子膨張弁入口
容積式流量計	~350L/h	±0.5%RD	凝縮器熱源入口 蒸発器熱源入口

2.2.4 循環組成の測定

本研究では，非共沸混合冷媒における評価実験の場合に冷媒循環組成を測定した．非共沸混合冷媒では，冷媒充填組成と循環組成は必ずしも一致しない(詳細は第 3.5 節に記述)．そのため，実験装置内の循環組成を把握するためには，循環冷媒を採取・分析する必要がある．

図 2.4 は混合冷媒の循環組成を測定するためのガスクロマトグラフとその周辺機器の概略図である．測定される冷媒は，膨張弁前にあるサンプリングポートより実験装置内の過冷液状態の冷媒を少量採取し，サンプリングベッセルに膨張させ，完全に蒸発させたものである．上述の手法により採取したサンプルガスをガスクロマトグラフによって分析する．サンプリングベッセル内の蒸気はオートガスサンプラーにより少量(約 3mL)をサンプリングした後に，キャリアガスであるヘリウム(He)とともにガスクロマトグラフに送られる．ガスクロマトグラフ内のカラムにて混合冷媒の各成分が分離され，ディテクターを介して各成分量が面積としてクロマトコーダーから出力される．その後，あらかじめ作成していた検量線または面積修正係数を用いて，出力された各成分の面積比を質量比に変換し，循環組成を求める．

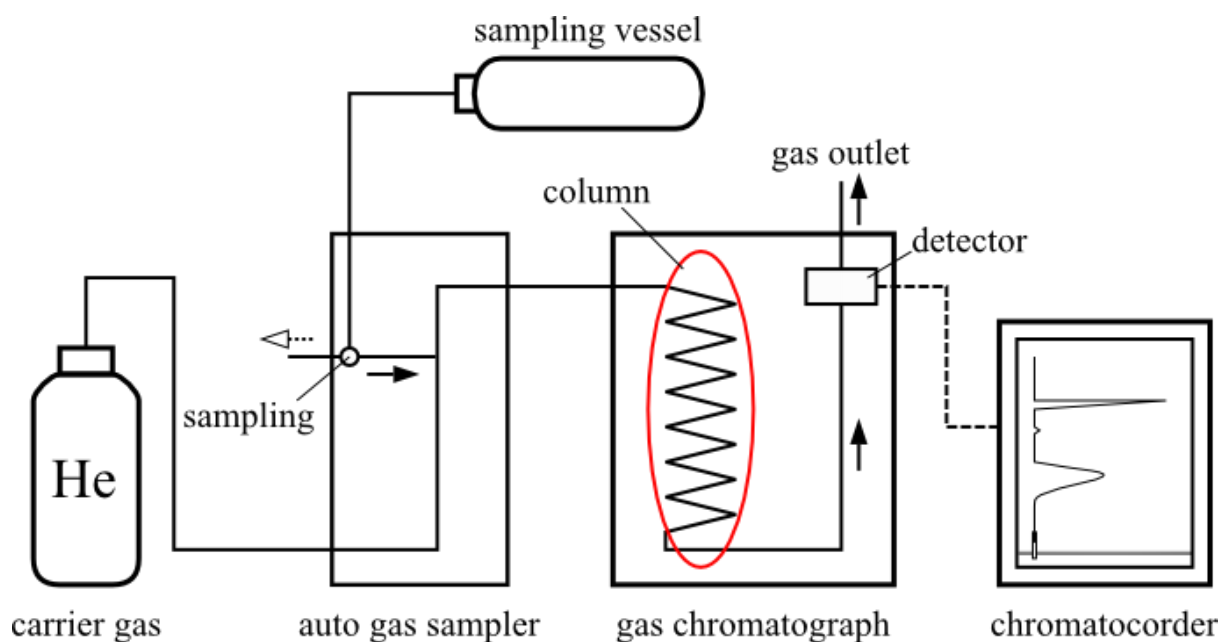


図 2.4 ガスクロマトグラフとその周辺機器の概略

本研究では、TCD タイプ（熱伝導型検出タイプ）であるジェイ・サイエンス西日本 GC7100T 型にカラムにポラパック Q（50/80mesh 3mm(id)×3m(SUS)）を用いて使用した。冷媒の粘度や沸点により検出時間が異なるため、冷媒毎に各機器（インジェクション、ディテクター、カラム）の温度や検出時間を適切なものに設定する必要がある。ここで、実際に使用した設定温度、検出時間を表 2.7 に示す。

キャリアガスは He（160kPa(41.8ml/min)）を用いた。なお、ガスクロマトグラフによる冷媒の質量分率計算方法を付録 B に示す。

表 2.7 ガスクロマトグラフ内における各部の設定温度

試験冷媒	温度 [°C]			検出時間 [min]
	Injection	Detector	Column	
R410A	100	150	90	5.5
HFC32/HFO1123	100	150	60	7
HFC32/HFO1234yf	100	150	120	6
HFC32/HFO1234yf/CO ₂	100	150	75	14
HFC32/HFO1234yf/HFO1123	100	150	60	22

2.2.5 圧縮機投入電力および周波数の測定

インバータ投入電力および圧縮機投入電力は，デジタルパワーメータ（WT1806E, YOKOGAWA）により測定される．電力測定精度は $\pm(0.05\% \text{ of rdg} + 0.05\% \text{ of rng})$ である．

2.2.6 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，データアク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．取り込まれたデータはシステム開発用ソフトウェア LabVIEW（NATIONAL INSTRUMENTS）を介して収集，記録される．システムが定常状態になったことを確認した後，全チャンネルのサンプリングを3秒間隔で3分間，計60回行った．また，各チャンネルの測定値は，サンプリングした値の平均値とした．

2.3 実験条件および実験方法

2.3.1 試験冷媒

表 2.8 に本研究で使用した試験冷媒を示す。試験冷媒は、1 種類の疑似共沸混合冷媒 (R410A)、1 種類の純冷媒 (HFC32)、および 3 種類の非共沸混合冷媒 (HFC32/HFO1234yf の 1 種類、HFC32/HFO1234yf/HFO1123 の 2 種類) を用いた。

本研究の目的は、冷媒規制の加速を視野に入れ、10 年から 15 年先の実用を見込める冷媒の探索である。先行研究において、GWP 値 300 程度の冷媒は基本サイクル特性について明らかとされているが、GWP 値 150 以下の極めて低い領域における知見は未だ不足している。そのため、GWP 値 150 程度の冷媒をメインターゲットとして実験を行った。なお、本論文における混合冷媒の GWP 値は、R410A を除いて、IPCC5th report での純冷媒の GWP 値を基に、混合冷媒の質量組成比より簡易的に求めた GWP 値である。

R410A および HFC32 については、現在主に使用されている現行冷媒として、本実験装置におけるヒートポンプサイクルの基本的性質・特徴の考察および混合冷媒との性能比較を目的として選定した。

2 成分混合冷媒 HFC32/HFO1234yf については、3 成分混合冷媒と HFC32 組成比がほぼ同程度の冷媒として、HFO1123 添加による挙動の変化を見るための比較対象として選定した。

3 成分混合冷媒 HFC32/HFO1123/HFO1234yf については、上述したようにまだ知見の得られていない領域の低 GWP 冷媒評価が目的であるため、GWP 値を 150 程度とした。HFO1123 添加の目的は、HFC32/HFO1234yf 系 2 成分混合冷媒の特性改善である。具体的には、体積能力の増加による熱交換器性能の改善、および蒸気密度増加による圧力損失の低減による性能改善である。

非共沸混合冷媒における組成比は、それぞれ実験装置内に充填された冷媒の質量分率を示している。表 2.9 に本研究で使用した現行冷媒および混合冷媒の構成物質の基本物性、表 2.10 に本研究で使用した 3 種類の HFO 系混合冷媒の基本物性を示す。本表を含めて、本研究では冷媒の物性を REFPROP Ver.10.0^[17]を用いて計算した。

図 2.5 に、本研究で用いた非共沸混合冷媒の露点および沸点の算術平均温度に対する温度すべり（露点沸点温度差）の変化を示す。図 2.5 より、本研究で用いた混合冷媒の温度すべりの大小関係は、露点および沸点の算術平均温度によらないことがわかる。また、

HFO1234yf の質量組成比に着目すると、HFO1234yf の質量組成比が大きい冷媒ほど温度すべりが大きいことがわかる。ここで、温度上昇に伴う温度すべりの急激な低下は、冷媒が臨界点付近に達したことを意味している。

なお、本論文では本文、表中ならびに図中において、3 種類の非共沸混合冷媒をそれぞれ 32/yf(22/78), 32/yf/1123(21/39/40), および 32/yf/1123(21/19/60)と表記する。

表 2.8 試験冷媒とその GWP 値

試験冷媒	質量組成比	GWP*
R410A	—	1924
HFC32	—	677
HFC32/HFO1234yf	22/78	149
HFC32/HFO1234yf/HFO1123	21.2/38.5/40.3	144
	21.2/19.3/59.5	144

* : IPCC 5th report

表 2.9 現行冷媒および混合冷媒を構成する純冷媒の基本物性

	R410A	HFC32	HFO1234yf	HFO1123
化学式	—	CH ₂ F ₂	CF ₃ CF=CH ₂	CHF=CF ₂
分子量	72.6	52.0	114.0	82.0
標準沸点[°C]	-51.4	-51.7	-29.5	-59.1
臨界温度[°C]	71.3	78.1	94.7	58.6
臨界圧力[MPa]	4.90	5.78	3.38	4.54
臨界密度[kg/m ³]	459.5	424.0	475.6	492.1
飽和圧力*[MPa]	1.45	1.47	0.59	1.87
蒸発潜熱*[kJ/kg]	194	281	149	144
液密度*[kg/m ³]	1083	981	1110	1033
蒸気密度*[kg/m ³]	56.9	40.9	32.8	88.7
気液密度比*[-]	19.0	24.0	33.8	11.6
体積能力*[MJ/m ³]	11.1	11.5	4.90	12.8
露点沸点温度差*[K]	0.12	—	—	—
液定圧比熱*[kJ/(kg·K)]	1.66	1.89	1.37	1.69
蒸気定圧比熱*[kJ/(kg·K)]	1.36	1.51	1.02	1.34
液粘度*[μPa·s]	126.0	120.3	162.3	117.1
蒸気粘度*[μPa·s]	13.3	12.5	11.2	14.3
液熱伝導率* [mW/(m·K)]	92.0	129.7	65.1	73.3
蒸気熱伝導率* [mW/(m·K)]	14.9	14.2	13.4	17.0
毒性	無	無	無	低
燃焼性	無	微燃	微燃	微燃
ODP	0	0	0	0
GWP	1924	677	<1	<1

* : 相変化平均温度 20°C における計算値

表 2.10 HFO 系混合冷媒の基本物性

	HFC32/HFO1234yf	HFC32/HFO1234yf/HFO1123	
	22/78 mass%	21.2/38.5/40.3 mass%	21.2/19.3/59.5 mass%
分子量	90.3	80.8	76.8
標準沸点[°C]	-45.7	-55.9	-58.4
臨界温度[°C]	85.5	—**	—**
臨界圧力[MPa]	4.33	—**	—**
臨界密度[kg/m ³]	461.3	—**	—**
飽和圧力*[MPa]	0.95	1.44	1.70
蒸発潜熱*[kJ/kg]	178	173	168
液密度*[kg/m ³]	1076	1041	1020
蒸気密度*[kg/m ³]	42.9	62.1	72.6
気液密度比*[-]	25.1	16.8	14.0
体積能力*[MJ/m ³]	7.7	10.8	12.2
露点沸点温度差*[K]	7.39	6.68	3.58
液定圧比熱*[kJ/(kg·K)]	1.49	1.62	1.70
蒸気定圧比熱*[kJ/(kg·K)]	1.13	1.23	1.32
液粘度*[μPa·s]	143.4	126.0	117.4
蒸気粘度*[μPa·s]	12.0	13.1	13.5
液熱伝導率* [mW/(m·K)]	79.5	81.7	82.2
蒸気熱伝導率* [W/(m·K)]	14.2	15.6	16.3
毒性	無	(低)	(低)
燃焼性	(微燃)	(微燃)	(微燃)
ODP	0	0	0
GWP	149	144	144

* : 相変化平均温度 20°C における計算値

—** : データ無し

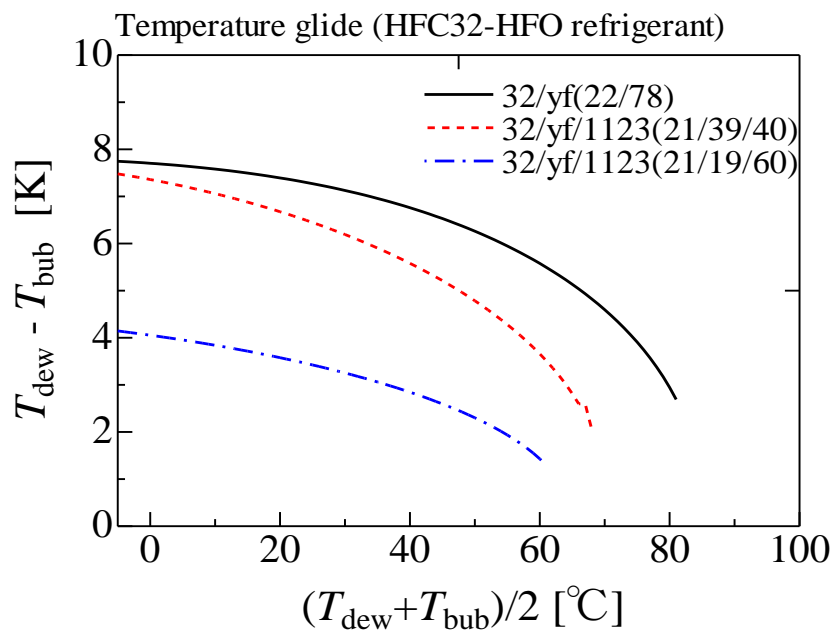


図 2.5 非共沸混合冷媒の温度すべり

2.3.2 実験条件

表 2.11 に、第 2.3.1 項で示した各試験冷媒の評価実験における実験条件を示す。暖房条件 1 と暖房条件 2 の違いは、凝縮器側熱源水温度差であり、熱源水温度差がサイクルに与える影響について考察するために実施する。暖房条件における熱交換量は凝縮器熱源水の受熱量より算出し、1.6 kW から 2.6 kW まで 0.2 kW ごとに計 6 点、冷房条件における熱交換量は蒸発器熱源水の放熱量より算出し、1.4 kW から 2.4 kW まで 0.2 kW ごとに計 6 点で実験を行った。ただし、AHRI が規定する標準実験条件である AHRI 冷房条件^[18]においては、温度差が小さく熱源水流量が大きくなり、本実験に用いている恒温槽ポンプの出力不足および流量計の計測上限値を超えるため、熱負荷は 1.0 kW から 1.6 kW まで 0.2 kW ごとの計 4 点とした。過熱度はいずれの条件においても蒸発器出口の値であり、4 (±1) K に設定した。非共沸冷媒の場合、過熱度はガスクロマトグラフにより測定された冷媒の循環組成をもとに算出している。

表 2.11 実験条件

	熱源水温度 [°C]		熱交換量[kW]	過熱度 [K]
	凝縮器側	蒸発器側		
暖房条件 1	20 → 30	15 → 9	1.6 to 2.6	4 (±1)
暖房条件 2	20 → 45	15 → 9	1.6 to 2.6	
冷房条件	30 → 45	20 → 10	1.4 to 2.4	
AHRI 冷房条件	30 → 35	12 → 7	1.0 to 1.6	

2.3.3 実験方法および実験手順

実験は以下の手順で行った。まず、新たな実験を始めるときの手順を以下に記述する。

- ① 冷媒を装置内に充填する前に、実験装置内の真空引きを十分に行う。真空引き後、圧縮機内にある冷凍機油に溶け込んだ冷媒が蒸発し圧力が上昇する場合があるので、間をあけて何度か行う。
- ② 実験装置内への冷媒の充填は、低圧側（蒸発器入口）に設けられた充填用ポートより行う。まず、冷媒ボトルと充填用ポートをホースで繋ぎ、ホースの内部および接続部の真

空引きを行う。次に、冷媒ボトルのバルブを開いてホースの内部を冷媒で満たし、充填ホースに接続されている圧力計に表示される冷媒ボトル内の圧力が、実験装置内の圧力よりも高いことを確認する。このとき圧力の大小関係が逆転すると、冷媒が実験装置に流れなくなるか、もしくは逆流する。もし冷媒ボトル内の圧力よりも実験装置内の圧力が高い場合、もしくはあまり差がない場合、恒温槽の水の温度を外気温度以下に設定し循環させ、実験装置内の圧力を十分に下げた後に充填を行う。それでも実験装置内の圧力が十分に下がらない場合は、圧縮機を稼働して低圧側の圧力を下げる。以上の準備が整った後、実験装置の冷媒充填用ポートのバルブを開いて冷媒を液状態で充填していく。

- ③ 充填を行う際は、冷媒ボトルをデジタル台はかり (Max 32kg, Min 5g) に乗せて重量を測定し、充填前後の重量の差分を充填した量とする。また、サイフォン管式ボトルの場合、その中身が混合冷媒の際には次のような点に留意する必要がある。サイフォン管はボトル内に設けられた管のことであり、一般に冷媒を多く充填する場合、ボトル底面付近の冷媒を吸い上げることで液状態として充填できるものである。しかしながら冷媒を少量もしくは非常にゆっくりと充填する場合には、サイフォン管上部の気化した部分しか充填できずに蒸気状態として充填してしまう。これにより、非共沸混合冷媒の場合、液状態および蒸気状態でそれぞれ組成が異なるため、意図した組成とは異なった組成で充填されてしまう。したがって、サイフォン管式ボトルの混合冷媒を液状態で充填するために、次の2点に注意する必要がある。
 - i. 真空引き後の装置内への初期充填として冷媒を多量に充填する際は、ボトルの口を上向きにした状態でボトルを置いて充填する。
 - ii. 冷媒を 20g~40g と比較的少量しか充填しない場合、またはボトル内の冷媒をサンプリングする場合、ボトルを逆さにし、ボトルの口が下になった状態で充填を行う。
- ④ 冷媒充填後、凝縮器および蒸発器に流れる熱源水の温度を設定し、実験装置へ供給する流量を調整する。具体的には、次の手順にて圧縮機電源を入れたときに蒸発器側熱源水の凍結を防ぐため、250L/hour 程度流しておく。また、電子膨張弁を全閉し、0 設定を行った後に 100 程度パルス (開度) を上げる。
- ⑤ 圧縮機のインバータの電源を入れ、しばらく暖機運転を行う (1800rpm で 3~5 分)。
- ⑥ 設定した実験条件になるように、圧縮機の周波数、電子膨張弁のパルス、および熱源水の流量を調整する。このときしばらく実験装置を運転していても冷媒流量が安定しな

い場合は、冷媒の充填量不足が考えられるため、冷媒を追加充填する。

- ⑦ 冷媒流量が安定し、設定した実験条件で各測定値が定常となったことを確認した後、温度、圧力、流量、およびインバータと圧縮機への投入電力の計測を3分間行う。

装置には COP が最大となる冷媒の最適充填量が存在するため、暖房条件 1, 暖房条件 2, 冷房条件および AHRI 冷房条件のすべての条件において、冷媒充填量を少量ずつ増加させて実験を行った。次に、冷媒を追加充填して実験を始める際の手順を以下に記述する。

- ①' ②と同様にホースの内部および接続部の真空引きを約5分間行う。その後、ボトルの口を開けホースの内部を冷媒で満たし、ボトル内の圧力が実験装置内の圧力よりも高いことを確認した後、追加充填する。もし冷媒ボトル内圧力よりも実験装置内の圧力が高い場合もしくはあまり差がない場合、恒温槽の水の温度を外気温度以下に設定し循環させ、実験装置内の圧力を十分に下げた後に充填を行う。
- ②' 追加充填する量は目安として約 20g ずつである。しかし、 COP が最大となる最適充填量までまだ余裕があると判断できる場合は 30g~40g ずつ充填することもある。
- ③' 充填後、④~⑦と同様に、目的の条件に合わせる。

2.4 実験データの整理方法

本研究における冷媒および熱源水（水）の物性値は REFPROP Ver.10.0^[17]を用いて推算した。

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_M およびインバータ効率 η_{INV} それぞれの値を式(2.1)、(2.2)および(2.3)から算出する。そして前述した3つの効率の積で表される式(2.4)で示す総合効率 η_{all} を定義して評価を行った。また、体積効率 η_{vol} を式(2.5)により算出し、合わせて評価を行った。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吸込量の比のことである。

$$\eta_{adi} = \frac{h_{d,ideal} - h_s}{h_d - h_s} \quad (2.1)$$

$$\eta_M = \frac{m_R (h_d - h_s)}{E_{\text{COMPR}}} \quad (2.2)$$

$$\eta_{\text{INV}} = \frac{E_{\text{COMPR}}}{E_{\text{INV}}} \quad (2.3)$$

$$\eta_{\text{all}} = \eta_{\text{adi}} \cdot \eta_M \cdot \eta_{\text{INV}} \quad (2.4)$$

$$\eta_{\text{vol}} = \frac{m_R}{\rho_{R,s} \cdot N \cdot v_{\text{COMPR}}} \quad (2.5)$$

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、 $h_{d,\text{ideal}}$ 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_{COMPR} 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、 $\rho_{R,s}$ は圧縮機入口の冷媒密度、 N は圧縮機回転数、 v_{COMPR} は圧縮機のシリンダ容積である。

2.4.2 暖房能力および冷房能力の算出

暖房能力（凝縮器熱負荷） $Q_{W,\text{COND}}$ および冷房能力（蒸発器熱負荷） $Q_{W,\text{EVA}}$ はそれぞれ、熱源水の熱収支に関する式(2.6)および(2.7)により求められる。

$$Q_{W,\text{COND}} = m_{W,\text{COND}} \cdot C_{p,W,\text{COND}} (T_{W,\text{COND},\text{out}} - T_{W,\text{COND},\text{in}}) + Q_{\text{LOSS}} \quad (2.6)$$

$$Q_{W,\text{EVA}} = m_{W,\text{EVA}} \cdot C_{p,W,\text{EVA}} (T_{W,\text{EVA},\text{in}} - T_{W,\text{EVA},\text{out}}) + Q_{\text{LOSS}} \quad (2.7)$$

ここで、 $m_{W,\text{COND}}$ および $m_{W,\text{EVA}}$ はそれぞれ凝縮器および蒸発器における熱源水の質量流量であり、測定される体積流量と熱源水の密度より算出している。 Q_{LOSS} は熱源水と外気との熱交換により発生する熱損失であり、実験前段階として事前に検定を行い補正している。なお、熱損失検定方法は付録 C に示す。 $C_{p,W,\text{COND}}$ および $C_{p,W,\text{EVA}}$ はそれぞれ凝縮器および蒸発器における熱源水の平均定圧比熱であり、 $T_{W,\text{COND},\text{out}}$ 、 $T_{W,\text{COND},\text{in}}$ 、 $T_{W,\text{EVA},\text{out}}$ および $T_{W,\text{EVA},\text{in}}$ は凝縮器の熱源水出入口および蒸発器の熱源水出入口における温度である。凝縮器および蒸発器における熱源水の密度および定圧比熱は、それぞれ熱源水の温度との関係式(2.8)、(2.9)、(2.10)および(2.11)より求められる。

$$\rho_{W,COND} = a_4 T_{COND}^4 + a_3 T_{COND}^3 + a_2 T_{COND}^2 + a_1 T_{COND} + a_0 \quad (2.8)$$

$$\rho_{W,EVA} = a_4 T_{EVA}^4 + a_3 T_{EVA}^3 + a_2 T_{EVA}^2 + a_1 T_{EVA} + a_0 \quad (2.9)$$

$$C_{PW,COND} = b_5 T_{COND}^5 + b_4 T_{COND}^4 + b_3 T_{COND}^3 + b_2 T_{COND}^2 + b_1 T_{COND} + b_0 \quad (2.10)$$

$$C_{PW,EVA} = b_5 T_{EVA}^5 + b_4 T_{EVA}^4 + b_3 T_{EVA}^3 + b_2 T_{EVA}^2 + b_1 T_{EVA} + b_0 \quad (2.11)$$

なお、式(2.8)～(2.11)は、REFPROP Ver.9.1^[18]より生成された温度範囲 0℃～100℃における、圧力 689.5kPa の水の密度および定圧比熱を、温度の関数として曲線あてはめにより得られる近似式である。ここで、 T_{COND} および T_{EVA} は熱源水出入口の算術平均温度[℃]、 a_0 ～ a_4 および b_0 ～ b_5 は近似曲線の係数であり、以下の表 2.12 にその値を示す。

表 2.12 水の密度および定圧比熱における近似式の係数

密度の近似式係数		定圧比熱の近似式係数	
a_4	$-1.2556 \cdot 10^{-7}$	b_5	$-3.2220 \cdot 10^{-11}$
a_3	$4.0229 \cdot 10^{-5}$	b_4	$1.0770 \cdot 10^{-8}$
a_2	$-7.3948 \cdot 10^{-3}$	b_3	$-1.3901 \cdot 10^{-6}$
a_1	$4.6734 \cdot 10^{-2}$	b_2	$9.4433 \cdot 10^{-5}$
a_0	1000.2	b_1	$-3.1103 \cdot 10^{-3}$
		b_0	4.2160

また、暖房能力 $Q_{R,COND}$ および冷房能力 $Q_{R,EVA}$ は冷媒側の熱収支に関する式(2.12)および(2.13)からそれぞれ求めることができる。

$$Q_{R,COND} = m_R (h_{R,COND,in} - h_{R,COND,out}) \quad (2.12)$$

$$Q_{R,EVA} = m_R (h_{R,EVA,out} - h_{R,EVA,in}) \quad (2.13)$$

ここで、 m_R は冷媒質量流量であり、 $h_{R,COND,out}$ 、 $h_{R,COND,in}$ 、 $h_{R,EVA,out}$ および $h_{R,EVA,in}$ は凝縮器出入口および蒸発器出入口における冷媒比エンタルピーである。

ここで示した暖房能力 $Q_{W,COND}$ および $Q_{R,COND}$ また冷房能力 $Q_{W,EVA}$ および $Q_{R,EVA}$ は、理

論的にはそれぞれ同じ値となるはずである．しかしながら，外気温の影響や物性値の違いにより若干の差異が生じる．これについては第 3.1.1 項で扱うこととする．

2.4.3 成績係数の算出

システム全体における暖房条件の成績係数 $COP_{h,\text{system}}$ および冷房条件の成績係数 $COP_{c,\text{system}}$ はそれぞれ式(2.14)および(2.15)により求める．また，インバータを除いたシステム全体における暖房条件の成績係数 $COP_{h,\text{system,COMPR}}$ および冷房条件の成績係数 $COP_{c,\text{system,COMPR}}$ はそれぞれ式(2.16)および(2.17)により求める．

$$COP_{h,\text{system}} = \frac{Q_{W,\text{COND}}}{E_{\text{INV}}} \quad (2.14)$$

$$COP_{c,\text{system}} = \frac{Q_{W,\text{EVA}}}{E_{\text{INV}}} \quad (2.15)$$

$$COP_{h,\text{system,COMPR}} = \frac{Q_{W,\text{COND}}}{E_{\text{COMPR}}} \quad (2.16)$$

$$COP_{c,\text{system,COMPR}} = \frac{Q_{W,\text{EVA}}}{E_{\text{COMPR}}} \quad (2.17)$$

ここで， E_{INV} ， E_{COMPR} はそれぞれインバータ投入電力および圧縮機投入電力である．システム全体における成績係数は，熱源水側から算出した熱負荷をインバータ投入電力あるいは圧縮機投入電力で除して算出している．

サイクルにおける暖房条件の成績係数 $COP_{h,\text{cycle}}$ および冷房条件の成績係数 $COP_{c,\text{cycle}}$ はそれぞれ式(2.18)および(2.19)により求める．

$$COP_{h,\text{cycle}} = \frac{Q_{R,\text{COND}}}{m_{\text{R}}(h_{\text{d}} - h_{\text{s}})} = \frac{COP_{h,\text{system}}}{\eta_{\text{INV}} \cdot \eta_{\text{M}}} \cdot \frac{Q_{R,\text{COND}}}{Q_{W,\text{COND}}} \quad (2.18)$$

$$COP_{c,\text{cycle}} = \frac{Q_{R,\text{EVA}}}{m_{\text{R}}(h_{\text{d}} - h_{\text{s}})} = \frac{COP_{c,\text{system}}}{\eta_{\text{INV}} \cdot \eta_{\text{M}}} \cdot \frac{Q_{R,\text{EVA}}}{Q_{W,\text{EVA}}} \quad (2.19)$$

サイクルにおける成績係数は冷媒側から算出した熱負荷を冷媒圧縮仕事で除して算出している．ここで， h_{d} は圧縮機吐出口における冷媒比エンタルピー， h_{s} は圧縮機吸込口におけ

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であるため、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算出できる。

2.4.4 熱交換器内の温度分布の算出

凝縮器および蒸発器内部の温度分布より冷媒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 2.6 に熱交換器内の温度分布の概略を $T-Q$ 線図上に示す。図において上の高温側が凝縮器、下の低温側が蒸発器における冷媒および熱源水の温度分布である。本研究で用いた熱交換器は対向流型熱交換器であるため、冷媒および熱源水は図の矢印の向きに流れる。

凝縮器側において、冷媒は 1-2 区間では蒸気単相、2-3 区間では気液二相、3-4 区間では液単相として取り扱う。本研究では冷媒および熱源水は凝縮器の出入口において圧力および温度を測定しているため、凝縮器内部の温度は計算により推定する。計算方法は以下の通りである。

熱交換器内温度の計算方法

1. 測定した冷媒の圧力および温度により凝縮器出入口における冷媒の比エンタルピーおよび比エントロピーを算出する。
2. 出入口の圧力および比エンタルピーを 100 等分し、凝縮器内部の圧力および比エンタルピーを算出する。その際、冷媒の圧力変化は比エンタルピーの変化に比例すると仮定し算出する。
3. 算出した凝縮器内部の圧力および比エンタルピーより、温度を算出する。
4. 同様に凝縮器内部の熱源水の比エンタルピーおよび温度を算出する。その際、熱源水の圧力は大気圧 (=101.325kPa) で一定とする。
5. 算出した比エンタルピーおよび冷媒流量により、凝縮器内部の熱負荷を計算する。

蒸発器側において、冷媒は 5-6 区間では気液二相、6-7 区間では蒸気単相として取り扱う。蒸発器内部の温度分布は凝縮器と同様の計算により推定できる。なお、本研究では蒸発器出口において温度を測定しており、蒸発器入口では圧力および膨張弁入口の比エンタルピー値より温度を算出している。

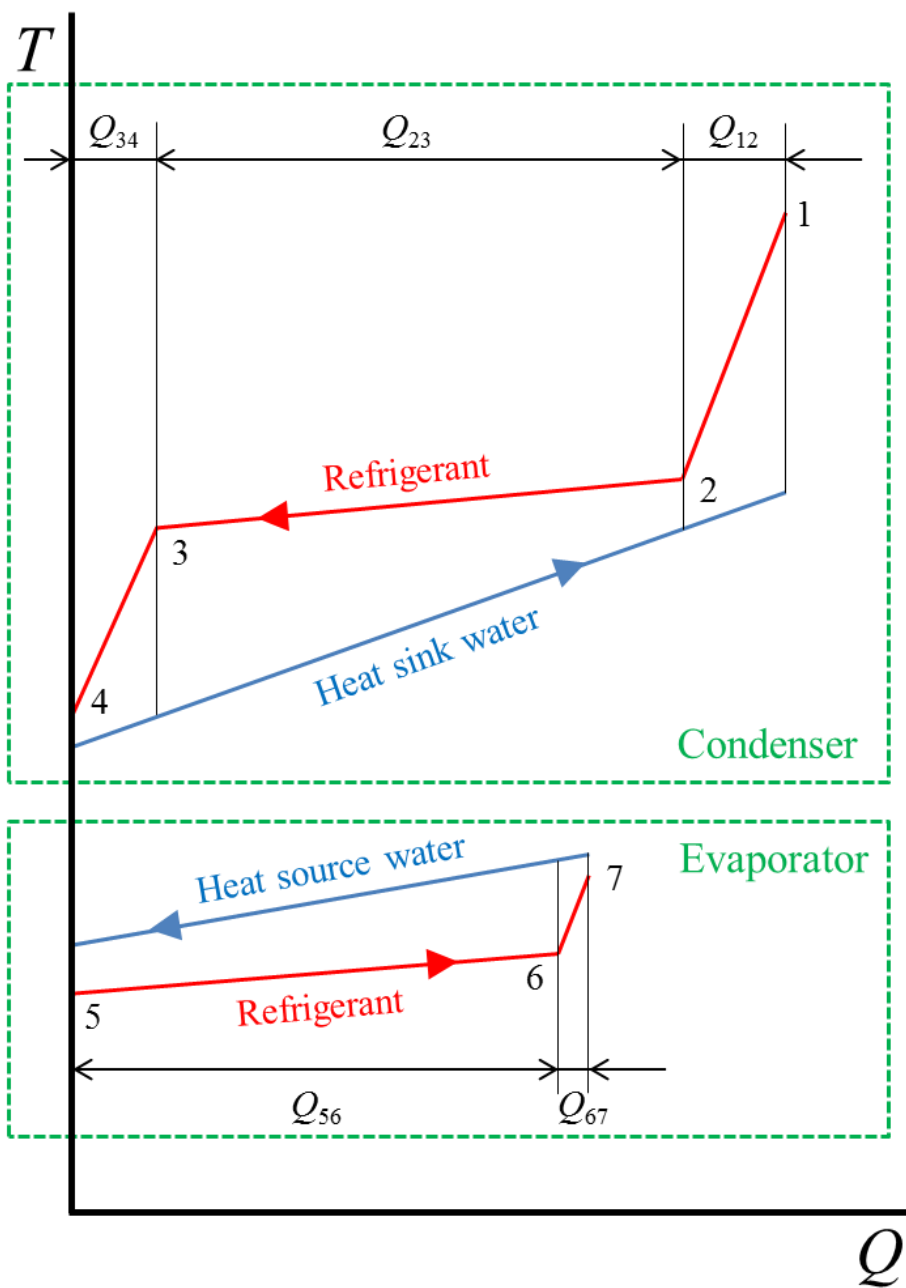


図 2.6 熱交換器内の温度分布

2.4.5 不可逆損失の算出

サイクルでの単位時間当たりの全不可逆損失 $L_{\text{all, cycle}}$ は式(2.20)に示す通り、凝縮器、蒸発器、膨張弁および圧縮機の4つの主要素機器における不可逆損失に、接続配管部における不可逆損失および圧力損失による不可逆損失を加えたすべての和で表される。図 2.7 に主要素機器における不可逆損失の概略図を示す。凝縮器入口付近における冷媒蒸気の過熱による不可逆損失 L_{DSH} は式(2.21)に示すように放熱過程を T - s 線図上で線形とみなし、三角形として算出する。また、 L_{DSH} を除く凝縮器における不可逆損失 L_{COND} は、式(2.22)に示すように微小区間に分割し、微小な台形の連続として算出する。その際の冷媒および熱源水の温度は第 2.4.4 項と同様の方法で算出し、冷媒の比エントロピーは冷媒の圧力および比エンタルピーより算出する。蒸発器における不可逆損失 L_{EVA} は式(2.23)により、凝縮器における不可逆損失と同様に算出する。膨張弁および圧縮機における不可逆損失 L_{EXP} 、 L_{COMPR_1} および L_{COMPR_2} は、膨張および圧縮過程を T - s 線図上で線形とみなし、台形および三角形として算出する（式(2.24)、(2.25)および(2.26)）。また、図中央部の損失に囲まれた区間を L_{BASE} と定義し、不可逆損失計算の妥当性を検証する際に用いた。

$$L_{\text{all}} = L_{\text{DSH}} + L_{\text{COND}} + L_{\text{EVA}} + L_{\text{EXP}} + L_{\text{COMPR}} + L_{\text{PIPE}} + L_{\text{P.D.}} \quad (2.20)$$

$$L_{\text{DSH}} = m_{\text{R}} L'_{\text{DSH}} = m_{\text{R}} \cdot (T_{\text{R,COND,in,DSH}} - T_{\text{R,COND,in,Carnot}}) \cdot (s_{\text{R,COND,in,DSH}} - s_{\text{R,COND,in,sat}}) / 2 \quad (2.21)$$

$$L_{\text{COND}} = m_{\text{R}} L'_{\text{COND}} = m_{\text{R}} \cdot \sum_{i=1}^{100} [\{(T_{\text{R},i-1} - T_{\text{W},i-1}) + (T_{\text{R},i} - T_{\text{W},i})\} \cdot \Delta s_i / 2] - L_{\text{DSH}} \quad (2.22)$$

$$L_{\text{EVA}} = m_{\text{R}} L'_{\text{EVA}} = m_{\text{R}} \cdot \sum_{i=1}^{100} [\{(T_{\text{W},i-1} - T_{\text{R},i-1}) + (T_{\text{W},i} - T_{\text{R},i})\} \cdot \Delta s_i / 2] \quad (2.23)$$

$$L_{\text{EXP}} = m_{\text{R}} L'_{\text{EXP}} = m_{\text{R}} \cdot (T_{\text{R,EXP,in}} + T_{\text{R,EVA,in}}) \cdot (s_{\text{R,EVA,in}} - s_{\text{R,EXP,in}}) / 2 \quad (2.24)$$

$$L_{\text{COMPR}_1} = m_{\text{R}} L'_{\text{COMPR}_1} = m_{\text{R}} \cdot (T_{\text{R,COMPR,in}} + T_{\text{R,COMPR,out}}) \cdot (s_{\text{R,COMPR,out}} - s_{\text{R,COMPR,in}}) / 2 \quad (2.25)$$

$$L_{\text{COMPR}_2} = m_{\text{R}} L'_{\text{COMPR}_2} = m_{\text{R}} \cdot (T_{\text{R,COND,in,DSH}} - T_{\text{R,EVA,out}}) \cdot (s_{\text{R,COND,in}} - s_{\text{R,EVA,out}}) / 2 \quad (2.26)$$

図 2.8 に圧力損失による不可逆損失の概略図を示す．実線は実際のサイクル運転における T - s 線図を示し，破線は圧力損失のない理想的なサイクル運転における T - s 線図を示す．実線と破線に囲まれた色のついた箇所を圧力損失による不可逆損失 $L_{P.D.}$ として算出する．算出は主要素機器における不可逆損失と同様に，凝縮器，蒸発器，膨張弁，圧縮機および接続配管部に分けて算出した．凝縮器および蒸発器における圧力損失による不可逆損失 $L_{P.D.,COND}$ および $L_{P.D.,EVA}$ は，式(2.28)および(2.29)に示すように凝縮器および蒸発器での主要素機器における不可逆損失と同様に分割し，微小な四角形の連続して計算を行い，式(2.27)に示すように，これらの和を圧力損失による不可逆損失 $L_{P.D.}$ とした．膨張過程における圧力損失の影響を受けて生じる不可逆損失 $L_{P.D.,EXP_1}$ および $L_{P.D.,EXP_2}$ は式(2.30)および(2.31)に示すように，台形とみなし算出する．

$$L_{P.D.} = m_R L'_{P.D.,COND} + L_{P.D.,EVA} + L_{P.D.,EXP_1} + L_{P.D.,EXP_2} + L_{P.D.,PIPE} \quad (2.27)$$

$$\begin{aligned} L_{P.D.,COND} &= m_R L'_{P.D.,COND} \\ &= m_R \cdot \sum_{i=1}^n \left[\left\{ (s_{R,i-1} - s_{R,ideal,i}) \cdot (T_{R,ideal,i-1} - T_{R,i}) + (s_{R,ideal,i-1} - s_{R,i}) \cdot (T_{R,ideal,i} - T_{R,i-1}) \right\} / 2 \right] \end{aligned} \quad (2.28)$$

$$\begin{aligned} L_{P.D.,EVA} &= m_R L'_{P.D.,EVA} \\ &= m_R \cdot \sum_{i=1}^n \left[\left\{ (s_{R,i-1} - s_{R,ideal,i}) \cdot (T_{R,ideal,i-1} - T_{R,i}) + (s_{R,ideal,i-1} - s_{R,i}) \cdot (T_{R,ideal,i} - T_{R,i-1}) \right\} / 2 \right] \end{aligned} \quad (2.29)$$

$$\begin{aligned} L_{P.D.,EXP_1} &= m_R L'_{P.D.,EXP_1} \\ &= m_R \cdot (T_{R,EXP,in} + T_{R,EXP,in,ideal}) \cdot (s_{R,EXP,in} - s_{R,EXP,in,ideal}) / 2 \end{aligned} \quad (2.30)$$

$$\begin{aligned} L_{P.D.,EXP_2} &= m_R L'_{P.D.,EXP_2} \\ &= m_R \cdot (T_{R,EXP,out} + T_{R,EXP,out,ideal}) \cdot (s_{R,EXP,out} - s_{R,EXP,out,ideal}) / 2 \end{aligned} \quad (2.31)$$

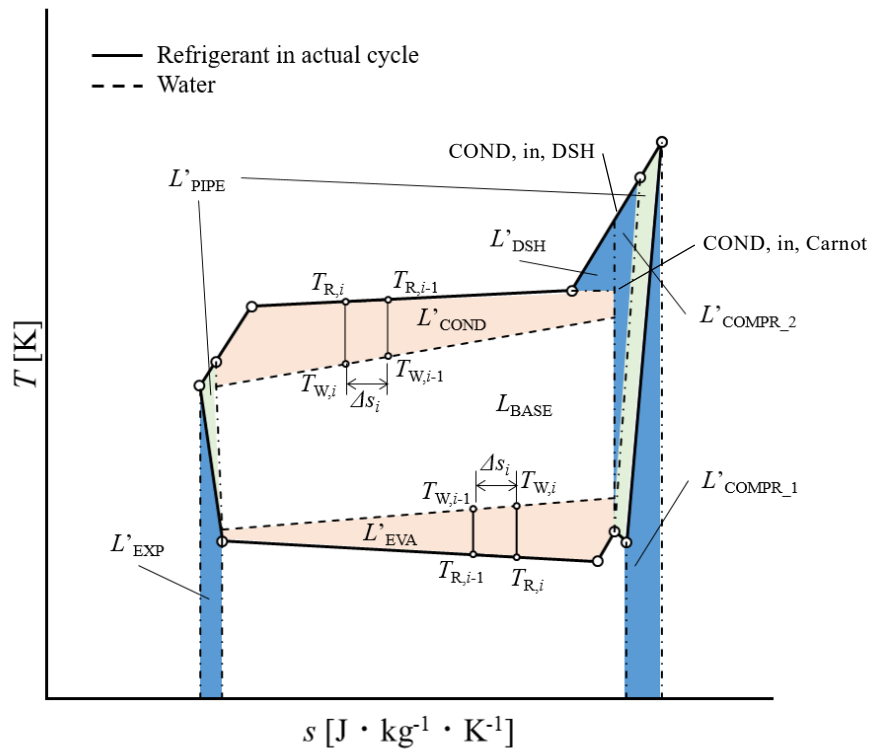


図 2.7 主要素機器における不可逆損失の概略

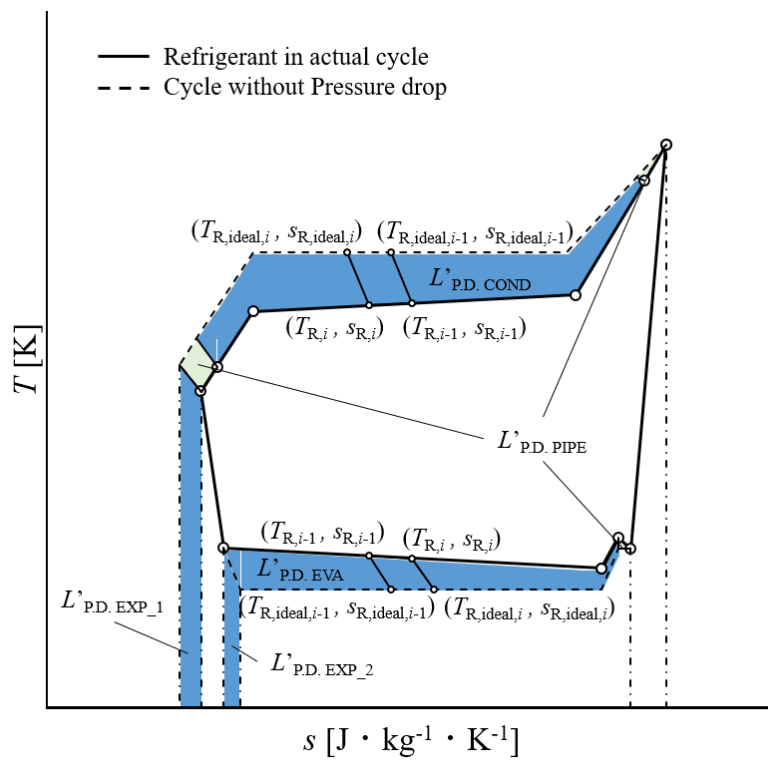


図 2.8 圧力損失による不可逆損失の概略

サイクルにおける全不可逆損失 $L_{\text{all, cycle}}$ に、圧縮機機械損失 L_M およびインバータ損失 L_{INV} を加えた損失をシステムにおける全不可逆損失 $L_{\text{all, system}}$ とし、それぞれ式(2.32), (2.33) および(2.34)で表される。

$$L_M = E_{\text{COMPR}} - W_{\text{cycle}} \quad (2.32)$$

$$L_{\text{INV}} = E_{\text{INV}} - E_{\text{COMPR}} \quad (2.33)$$

$$L_{\text{all, system}} = L_{\text{DSH}} + L_{\text{COND}} + L_{\text{EVA}} + L_{\text{EXP}} + L_{\text{COMPR}} + L_{\text{PIPE}} + L_{\text{P.D.}} + L_M + L_{\text{INV}} \quad (2.34)$$

ここで、 W_{cycle} は作動流体に投入した圧縮仕事であり、以下の式(2.35)で表される。

$$W_{\text{cycle}} = m_R (h_d - h_s) \quad (2.35)$$

また、本論文では上述した不可逆損失を内部損失 L_{Internal} 、外部損失 L_{External} の2種類に分類した。内部損失 L_{Internal} は冷媒と装置および外気との相互作用によらない不可逆損失であり、式(2.36)で表される。外部損失 L_{External} は冷媒と熱源水および外気との熱交換によるエクセルギー損失に起因する不可逆損失であり、式(2.37)で表される。また、冷媒、装置および外気の影響を受けないシステム特有の不可逆損失 L_{system} は式(2.38)で表される。

$$L_{\text{Internal}} = L_{\text{DSH}} + L_{\text{EXP}} + L_{\text{COMPR}_1} + L_{\text{COMPR}_2} + L_M + L_{\text{PIPE}} + L_{\text{P.D.}} \quad (2.36)$$

$$L_{\text{External}} = L_{\text{COND}} + L_{\text{EVA}} + L_{\text{PIPE}} \quad (2.37)$$

$$L_{\text{system}} = L_{\text{INV}} \quad (2.38)$$

2.4.6 体積能力の算出

冷媒が単位体積あたりに運搬することのできる熱量として、体積能力という概念が存在する。加熱および冷却（冷凍）の体積能力はそれぞれ以下の式(2.39)および(2.40)で表される。

$$VC_{\text{COND}} = \rho_s (h_{\text{R,COND,in}} - h_{\text{R,COND,out}}) \quad (2.39)$$

$$VC_{\text{EVA}} = \rho_s (h_{\text{R,EVA,out}} - h_{\text{R,EVA,in}}) \quad (2.40)$$

体積能力は圧縮機入口の冷媒蒸気密度と、加熱では冷媒の凝縮器出入口の比エンタルピー差，冷却（冷凍）では蒸発器出入口の比エンタルピー差との積で表され，体積能力が大きいほど単位体積あたりに多くの熱量を運搬できるため，同熱負荷において圧縮機回転数がより小さくなる。また，体積能力が大きいほど圧縮機の小型化が期待でき，体積能力はサイクル特性を評価するにあたって重要な要素の一つとなる。

なお，表 2.9 および表 2.10 中の体積能力の値は，露点および沸点の算術平均温度を 20°C としたときの以下の式(2.41)より求めたものである。

$$VC = \rho_{\text{vap}} (h_{\text{vap}} - h_{\text{liq}}) \quad (2.41)$$

2.4.7 逆カルノーサイクルとの仕事の差の算出

逆カルノーサイクルとヒートポンプサイクルの差異を考察するために、 T - s 線図上で逆カルノーサイクルおよびヒートポンプサイクルに囲まれる面積を逆カルノーサイクルとヒートポンプサイクルの必要仕事の差として算出した。図 2.9 に逆カルノーサイクルとヒートポンプサイクルの概略図を示す。ここで、ヒートポンプサイクルは圧力損失のない理想的なヒートポンプサイクルである。また、逆カルノーサイクルの断熱変化はそれぞれ冷媒の蒸発器出口および膨張弁入口における比エントロピーと等しい比エントロピーの下で行われ、等温変化はそれぞれ冷媒の凝縮開始温度および蒸発器入口温度と等しい温度の下で行われると仮定した。逆カルノーサイクルの成績係数は式(2.42)および(2.43)で表され、逆カルノーサイクルがされる仕事 W_{Carnot} は式(2.44)で表される。

$$COP_{h,\text{Carnot}} = T_H / (T_H - T_L) \quad (2.42)$$

$$COP_{c,\text{Carnot}} = T_L / (T_H - T_L) \quad (2.43)$$

$$W_{\text{Carnot}} = m_R \cdot (T_{\text{COND},\text{in},\text{Carnot}} - T_{\text{EVA},\text{out},\text{Carnot}}) \cdot (s_{\text{EVA},\text{out},\text{Carnot}} - s_{\text{EVA},\text{in},\text{Carnot}}) \quad (2.44)$$

逆カルノーサイクルがされる仕事の差とヒートポンプサイクルがされる仕事の差の合計 W_{total} は式(2.45)に示す通り、凝縮器における温度すべり、蒸発器における温度すべり、凝縮器過熱部、凝縮器過冷部、膨張弁、蒸発器過熱部および圧縮機における仕事の差の和で表される。凝縮器における冷媒の温度すべりによる仕事の差 $W_{\text{tglide,COND}}$ 、蒸発器における冷媒の温度すべりによる仕事の差 $W_{\text{tglide,EVA}}$ 、凝縮器出口付近における過冷による仕事の差 W_{SUBC} 、膨張弁による仕事の差 W_{EXP} 、蒸発器出口付近における過熱による仕事の差 W_{SUPH} 、凝縮器入口付近における過熱による仕事の差 W_{DSH} および圧縮機による仕事の差 W_{COMPR} はそれぞれエネルギーバランスの式より、式(2.46)、(2.47)、(2.48)、(2.49)、(2.50)、(2.51) および(2.52)で表される。

$$W_{\text{total}} = W_{\text{tglide,COND}} + W_{\text{tglide,EVA}} + W_{\text{SUBC}} + W_{\text{EXP}} + W_{\text{SUPH}} + W_{\text{DSH}} + W_{\text{COMPR}} \quad (2.45)$$

$$W_{\text{tglide,COND}} = m_R \cdot \left\{ h_{\text{COND},\text{in},\text{sat}} - h_{\text{COND},\text{out},\text{sat}} - T_{\text{ave,COND}} (s_{\text{COND},\text{out},\text{Lorentz}} - s_{\text{COND},\text{out},\text{sat}}) \right. \\ \left. - T_{\text{COND},\text{out},\text{carnot}} (s_{\text{COND},\text{in},\text{sat}} - s_{\text{COND},\text{out},\text{carnot}}) \right\} \quad (2.46)$$

$$W_{\text{tglide,EVA}} = m_R \cdot \left\{ h_{\text{EVA},\text{in}} - h_{\text{EVA},\text{out},\text{sat}} - T_{\text{ave,EVA}} (s_{\text{EVA},\text{out},\text{Lorentz}} - s_{\text{EVA},\text{out},\text{sat}}) \right. \\ \left. - T_{\text{EVA},\text{out},\text{carnot}} (s_{\text{EVA},\text{in}} - s_{\text{EVA},\text{out},\text{carnot}}) \right\} \quad (2.47)$$

$$W_{\text{SUBC}} = m_{\text{R}} \cdot \{h_{\text{COND,out,sat}} - h_{\text{EXP,in}} - T_{\text{ave,COND}} (s_{\text{COND,out,sat}} - s_{\text{COND,out,Lorentz}})\} \quad (2.48)$$

$$W_{\text{EXP}} = m_{\text{R}} \cdot \{h_{\text{EXP,in}} - h_{\text{EVA,in}} - T_{\text{EVA,in}} (s_{\text{EVA,in,Carnot}} - s_{\text{EVA,in}})\} \quad (2.49)$$

$$W_{\text{SUPH}} = m_{\text{R}} \cdot \{h_{\text{EVA,out,sat}} - h_{\text{EVA,out}} - T_{\text{ave,EVA}} (s_{\text{EVA,out,sat}} - s_{\text{EVA,out,Lorentz}})\} \quad (2.50)$$

$$W_{\text{DSH}} = m_{\text{R}} \cdot \{h_{\text{DSH}} - h_{\text{COND,in,sat}} - T_{\text{COND,in,sat}} (s_{\text{COND,in,Carnot}} - s_{\text{COND,in,sat}})\} \quad (2.51)$$

$$W_{\text{COMPR}} = m_{\text{R}} \cdot \{(h_{\text{COMPR,out}} - h_{\text{DSH}}) + (h_{\text{EVA,out}} - h_{\text{COMPR,in}})\} \quad (2.52)$$

ここで、 $T_{\text{ave,COND}}$ および $T_{\text{ave,EVA}}$ はそれぞれ凝縮器出口および蒸発器出口において過冷および過熱による温度変化が起こらないと仮定したときの算術平均温度であり、式(2.53)および(2.54)で表される。

$$T_{\text{ave,COND}} = (T_{\text{COND,out,sat}} + T_{\text{COND,out,Lorentz}}) / 2 \quad (2.53)$$

$$T_{\text{ave,EVA}} = (T_{\text{EVA,out,sat}} + T_{\text{EVA,out,Lorentz}}) / 2 \quad (2.54)$$

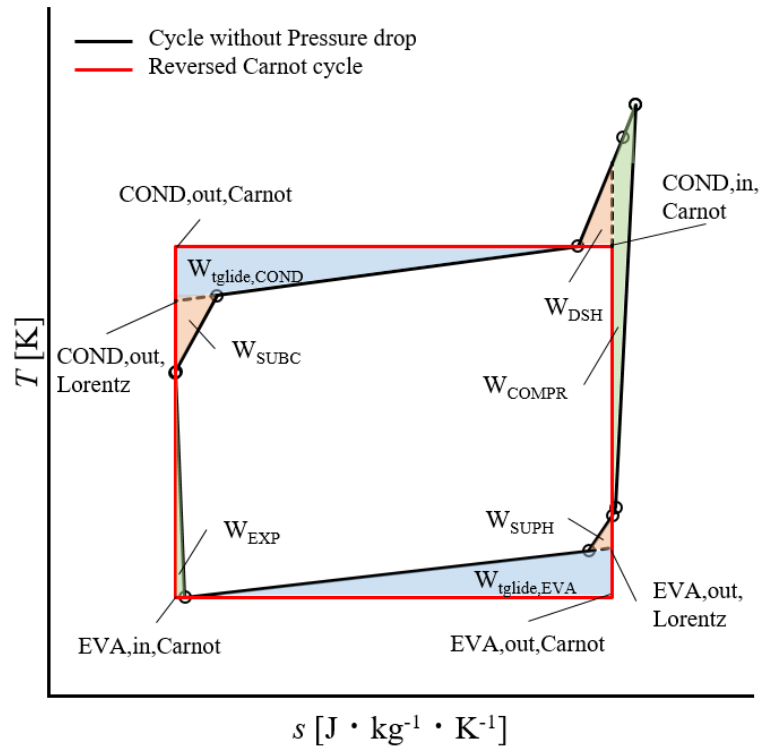


図 2.9 逆カルノーサイクルとヒートポンプサイクルの概略

第3章 ヒートポンプサイクルの基本特性

本章では、蒸気圧縮式ヒートポンプサイクルにおける成績係数や不可逆損失などの基本的サイクル特性や圧縮機効率特性の把握を目的とし、冷媒充填量および熱負荷の差異が基本的サイクル特性に及ぼす影響を考察する。また、実験結果の正確性の向上を目的として行ったシステムの更新が実験結果に及ぼす影響を把握する。

3.1 実験結果および評価方法の妥当性

本節では、実験結果の測定および評価方法の正当性について確認を行う。なお、本節では全ての冷媒の結果をまとめて議論する。

3.1.1 ヒートバランス

第 2.4.2 項に記したように、本研究では熱交換器の熱負荷を熱源水側および冷媒側の双方より算出している。そこで、熱源水側および冷媒側より算出した熱負荷の正当性を確認するために、その比をヒートバランスと定義し、算出熱負荷の整合性について評価した。

図 3.1 に熱交換器におけるヒートバランスの算出結果を示す。全実験条件で類似した傾向が得られたため、ここでは暖房条件 1 についてのみ結果を示す。横軸は凝縮器側でのヒートバランス、縦軸は蒸発器側でのヒートバランスである。ヒートバランスは凝縮器側および蒸発器側ともに概ね±4%の範囲に収まっており、また、凝縮器側と蒸発器側でのヒートバランスの差は概ね±2%以内となった。以上のことから、ヒートバランスの整合性は保たれているといえる。

ヒートバランスの整合性を左右する要因として、熱交換器と外気による熱交換および冷媒物性を算出する状態方程式の不正確さの二つが挙げられる。本実験装置は断熱材によって断熱されているものの、熱交換器内で冷媒の外周を流れる熱源水は外気と熱交換をしている。そのため、熱源水温度が外気温よりも高い凝縮器側では、外気に放熱するため熱源水出入口の温度差が小さくなり、実際の熱交換量は理想的な熱交換量よりも低めに算出される。また、熱源水温度が外気温よりも低い蒸発器側では、外気から吸熱するため熱源水出入口の温度差が小さくなり、実際の熱交換量は理想的な熱交換量よりも低めに算出される。以上のことから、熱源水から算出する熱交換量は、外気による熱源水の熱損失を考慮してはいるが、基本的に、実際の熱交換量は理想的な熱交換量よりも低めに算出されると考えられ、ヒートバランス Q_w/Q_R は 1 以下になると考えられる。状態方程式がほぼ確立し

ていると考えられる HFC32, R410A および HFO1234yf 系混合冷媒については, その傾向がみられるが, HFO1123 を含む 3 成分混合冷媒においては, その傾向と逆の傾向がみられる. これは状態方程式の不正確さにより, 冷媒側から算出した熱交換量が低めに算出された結果によるものだと考えられる. このように, HFO1123 を含んだ混合冷媒の実験結果を解析するにあたって, 状態方程式を用いて求められる物性値を使用した結果には, 状態方程式の不正確さの影響が少なからず存在することを念頭に置いて議論する必要がある.

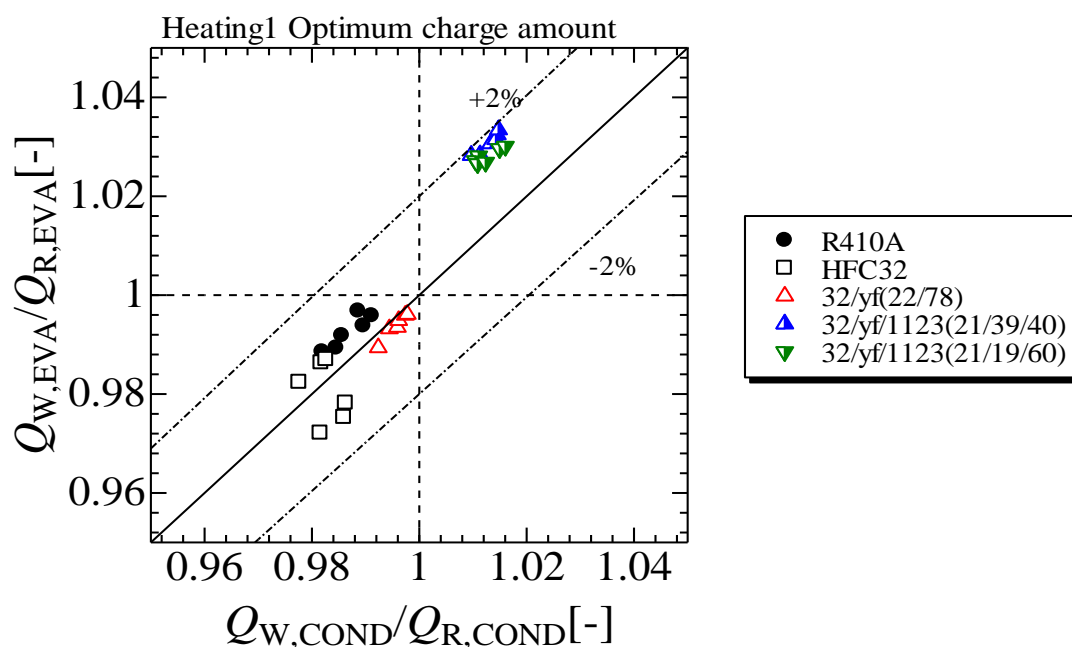


図 3.1 ヒートバランス

3.1.2 不可逆損失評価の妥当性

本研究では第 2.4.5 項で述べた通り、実際のサイクルを理想的サイクルと比較したときの性能低下および低下率の差異について要因分析を行うために不可逆損失を算出している。この不可逆損失の妥当性を評価するために、必要最低エネルギー W_{base} およびサイクルにおける全不可逆損失 $L_{\text{all,cycle}}$ の和と、作動流体に投入された圧縮仕事 W_{cycle} の比率を図 3.2 に示す。全実験条件において類似した傾向がみられたため、暖房条件 1 の全熱負荷における結果のみを用いた。横軸は作動流体に投入された圧縮仕事 W_{cycle} 、縦軸はその仕事を必要最低エネルギーとサイクルにおける全不可逆損失の和で除した値である。本研究で用いた全ての冷媒において全不可逆損失および必要最低エネルギーの和と投入エネルギーとの差異は 0.1% 以内に収まっており、本研究における不可逆損失の評価方法は妥当であるといえる。

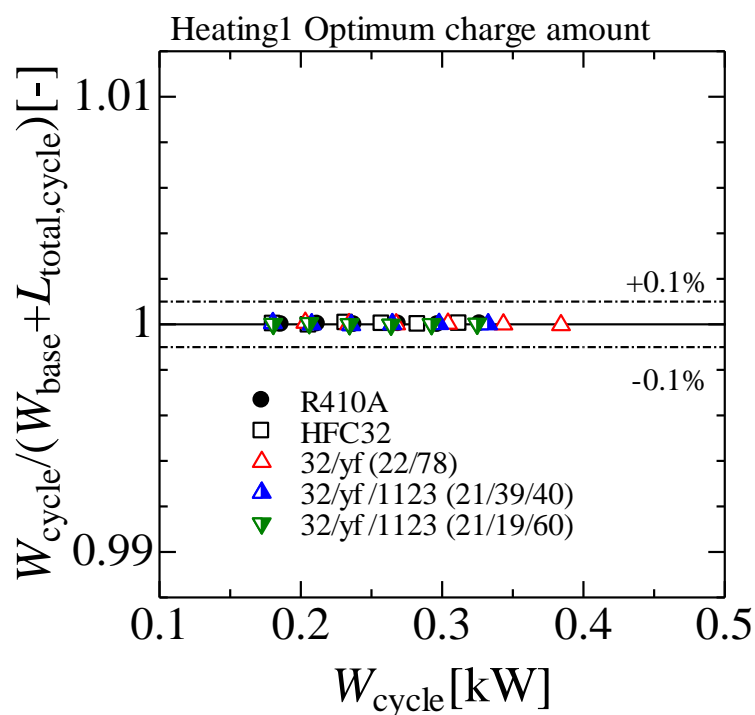


図 3.2 必要最低エネルギーおよび不可逆損失の総和と冷媒圧縮過程における投入エネルギーの比率

3.2 冷媒充填量がサイクル特性に及ぼす影響

本節は、冷媒充填量の差異がサイクル特性に及ぼす影響の把握を目的とする。また、本節では疑似共沸冷媒 R410A の暖房条件 2 における実験結果のみを用いるが、これは本研究における充填回数が多く、熱物性が高精度に明らかであるためである。なお、他の試験冷媒を用いた場合においても、充填量がサイクルの基本特性に及ぼす影響は R410A の場合と同様であるため、その記述は省略する。

3.2.1 過冷度と冷媒充填量の関係

図 3.3 に作動冷媒 R410A, 暖房条件 2, 2.6kW における過冷度 Subcool と冷媒充填量 M の関係を示す。図より, R410A の充填量の増加に伴い過冷度が増加していることがわかる。これは、冷媒充填量の増加に伴い凝縮器出口側に存在する冷媒液量が増加し、凝縮器内における過冷液状態の冷媒の比率が増加するためであると考えられる。過冷液の占める伝熱面積の増加により、凝縮器出口における冷媒温度は熱源水温度に近づく。また、気液二相部分の占める伝熱面積の減少は、冷媒の凝縮圧力および凝縮温度を増加させる。これらの理由から、冷媒充填量の増加に伴い過冷度が増加すると考えられる。

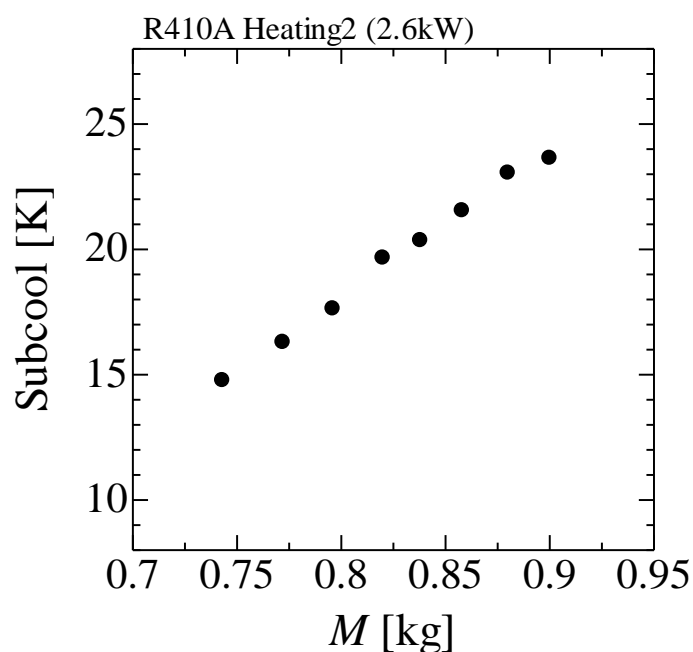


図 3.3 過冷度と冷媒充填量の関係 (R410A, 暖房条件 2, 2.6kW)

3.2.2 サイクル成績係数

図 3.4 に作動冷媒 R410A, 暖房条件 2, 2.6kW におけるサイクル成績係数 $COP_{h,cycle}$ と過冷度 $Subcool$ の関係を示す. 過冷度の増加 (充填量の増加) に伴いサイクル成績係数は増加し, 極大値を示した後に減少している. 次に過冷度およびサイクル成績係数の関係について, サイクル線図より考察を行う.

図 3.5 に作動冷媒 R410A, 暖房条件 2, 2.6kW における, 冷媒充填量の差異によるヒートポンプサイクルの変化を $P-h$ 線図に示す. この図から, 冷媒充填量の増加に伴い過冷度の増加, 凝縮圧力の上昇, それに伴った熱交換器出入口および圧縮機出入口における比エンタルピー差の増加が確認できる. 過冷度の増加および凝縮圧力の上昇は第 3.2.1 節で述べた通り, 凝縮器内における過冷液の占める伝熱面積の増加および気液二相部分の占める伝熱面積の減少により引き起こされる. 熱交換器出入口における比エンタルピー差の増加は, 過冷度の増加により凝縮器出口における比エンタルピーが減少したためである. 圧縮機出入口における比エンタルピー差の増加は, 凝縮圧力増加のために圧縮仕事が増加したためである. また, 図より過冷度の増加に伴う凝縮器出入口における比エンタルピー差の増加率は低下していくが, 圧縮機出入口における比エンタルピー差の増加率は上昇していくことが確認できる.

サイクル成績係数は式(2.12)および式(2.18)より, 凝縮器出入口における冷媒比エンタルピー差を圧縮機出入口における冷媒比エンタルピー差で除した値である. そのため, 冷媒充填量が少ない場合には凝縮器出入口における比エンタルピー差の増加が圧縮機出入口における比エンタルピー差の増加に比して大きいため, サイクル成績係数は上昇する. 一方, 冷媒充填量が多すぎる場合には凝縮器出入口における比エンタルピー差の増加が圧縮機出入口における比エンタルピー差の増加に比して小さいため, サイクル成績係数は低下する. したがって, サイクル成績係数はある過冷度 (充填量) において極大値を示す. この現象は全ての冷媒および実験条件においてみられるが, 成績係数が極大値をとる過冷度の値は冷媒および実験条件によりそれぞれ異なる.

なお, 本論文では成績係数が極大値を示した時の充填量を最適充填量と定義し, 第 4 章以降に示すサイクル特性の比較は, それぞれの最適充填量における実験結果を用いる.

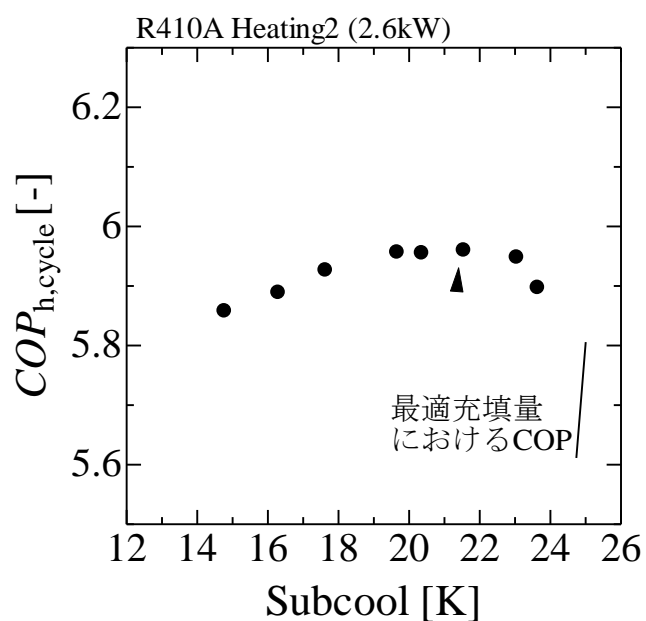


図 3.4 サイクル成績係数と過冷度の関係 (R410A, 暖房条件 2, 2.6kW)

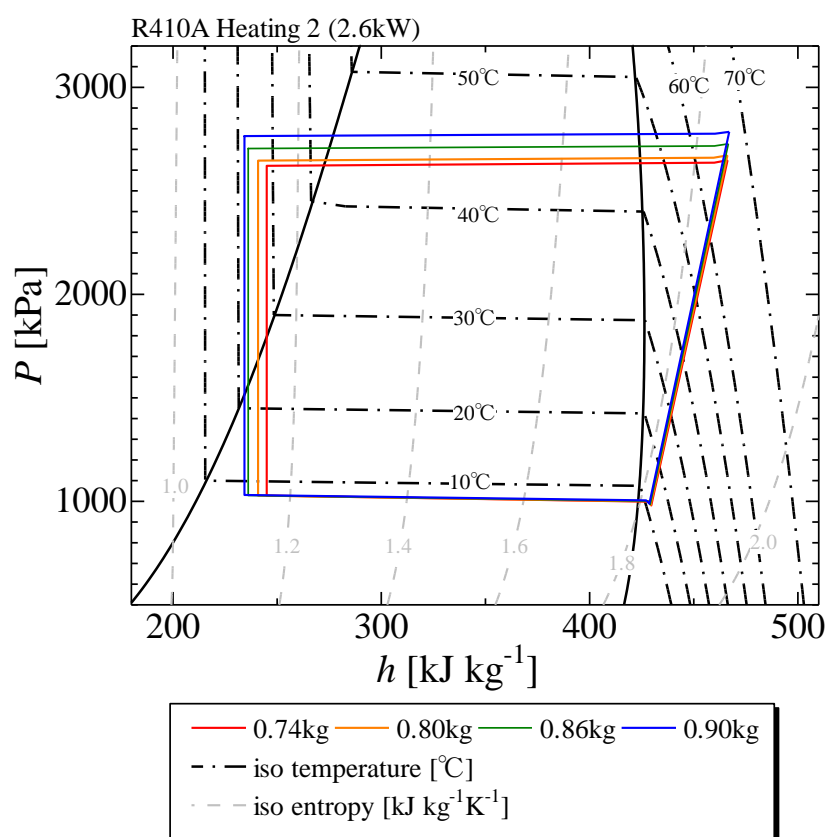


図 3.5 冷媒充填量の差異による P - h 線図の変化 (R410A, 暖房条件 2, 2.6kW)

3.2.3 冷媒質量流量

図 3.6 に作動冷媒 R410A, 暖房条件 2, 2.6kW における冷媒質量流量 m_R と過冷度 Subcool の関係を示す. 図より, 冷媒質量流量は過冷度の増加に伴い減少していることがわかる. 式(2.12)に示したように, 熱負荷は冷媒質量流量と凝縮器出入口の比エンタルピー差との積より求められる. すなわち, 過冷度の増加に伴い凝縮器出入口の比エンタルピー差が増加すると, 少ない冷媒質量流量で一定の熱負荷を確保できるようになる. したがって, 本実験のように熱負荷を固定して冷媒充填量を増加させる場合, 冷媒質量流量は減少する.

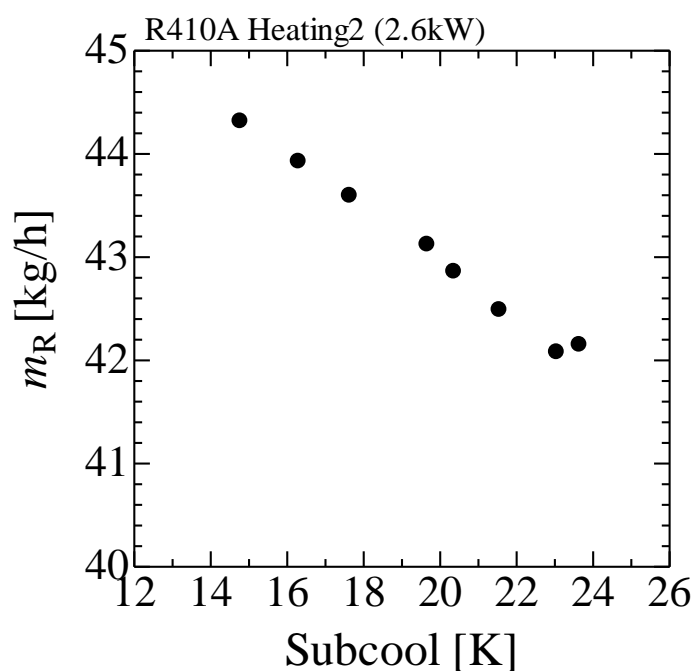


図 3.6 冷媒質量流量と過冷度の関係 (R410A, 暖房条件 2, 2.6kW)

3.2.4 圧縮比および圧縮機吐出温度

図 3.7 に作動冷媒 R410A, 暖房条件 2, 2.6kW における圧縮比（圧縮機の吐出圧 P_d と吸込圧 P_s の比）および圧縮機吐出温度 T_d と過冷度 Subcool の関係を示す。図より、圧縮比は過冷度の増加に伴い指数関数的に大きくなっていることがわかる。また、圧縮機吐出温度も圧縮比と同様に上昇している。これは第 3.2.1 項に記したように、凝縮器内において過冷液状態の冷媒の増加により二相状態の冷媒の体積が減少するためである。単位面積当たりの熱交換量は過冷域よりも二相域の方が大きいため、過冷度の増加によって熱交換器面積が不足し二相域が小さくなれば、熱交換量を保つために冷媒と熱源水の温度差の拡大が必要となる。したがって圧縮比および圧縮機吐出温度は図のような挙動を示す。

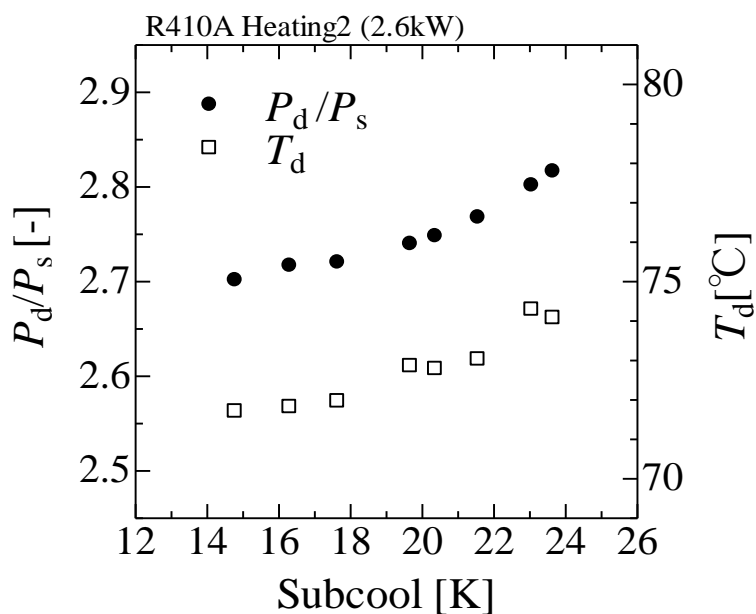


図 3.7 圧縮比および圧縮機吐出温度と過冷度の関係（R410A, 暖房条件 2, 2.6kW）

3.2.5 熱交換器内温度分布

図 3.8 に作動冷媒 R410A，暖房条件 2，2.6kW における熱交換器内温度分布を示す。横軸は凝縮器または蒸発器における熱負荷であり，実線は冷媒，破線は熱源水を表す。図中に矢印で示したように，冷媒は凝縮器（図 3.8(a)）では右側から左側へ流れ，蒸発器（図 3.8(b)）では左側から右側へと流れ，熱源水は冷媒と逆向きに流れる。

凝縮器内温度分布に着目すると，充填量の増加に伴う過冷度の増加により，凝縮器出口における冷媒温度が熱源水温度に近づいていく様子が確認できる。また，過冷度の増加に伴う熱交換器面積不足により凝縮温度が上昇していることがわかる。一方，蒸発器内温度分布は冷媒充填量の差異による有意な変化は見られない。これは過熱度が一定であり，二相域の伝熱面積が十分に確保されているためであると考えられる。

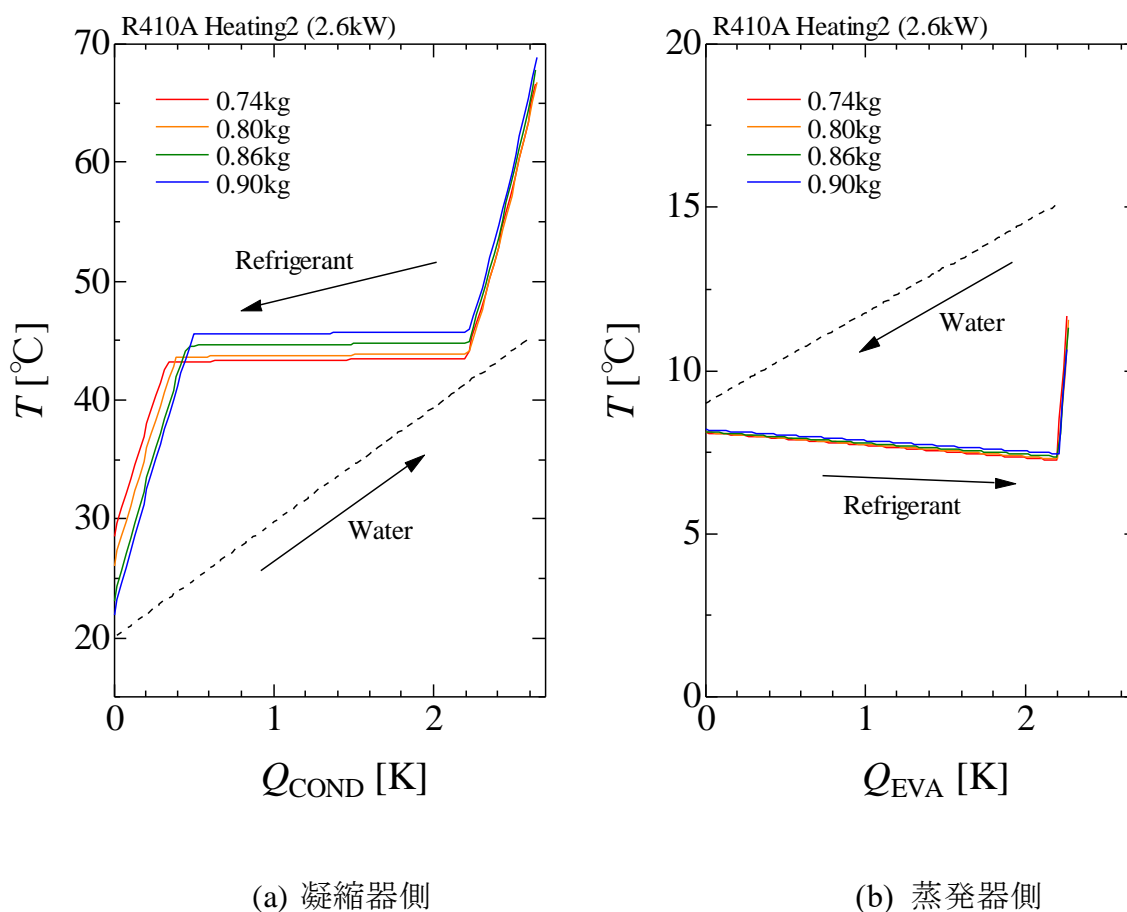


図 3.8 熱交換器内温度分布 (R410A, 暖房条件 2, 2.6kW)

3.2.6 圧力損失

図 3.9 に作動冷媒 R410A, 暖房条件 2, 2.6kW における配管部を含む高圧側（凝縮器側）および低圧側（蒸発器側）の圧力損失 ΔP と過冷度 Subcool の関係を示す。高圧側および低圧側の圧力損失は過冷度の増加に伴い減少している。これは第 3.2.3 項で述べたように、冷媒充填量の増加に伴い冷媒質量流量が減少するためである。冷媒質量流量の減少により、摩擦損失および運動量損失が減少し、圧力損失が低減したと考えられる。また、低圧側の圧力損失は高圧側に比して大きい。これは低圧側では冷媒蒸気密度が小さいために高圧側に比べ冷媒蒸気速度が大きく、摩擦損失および運動量損失が大きくなるためである。

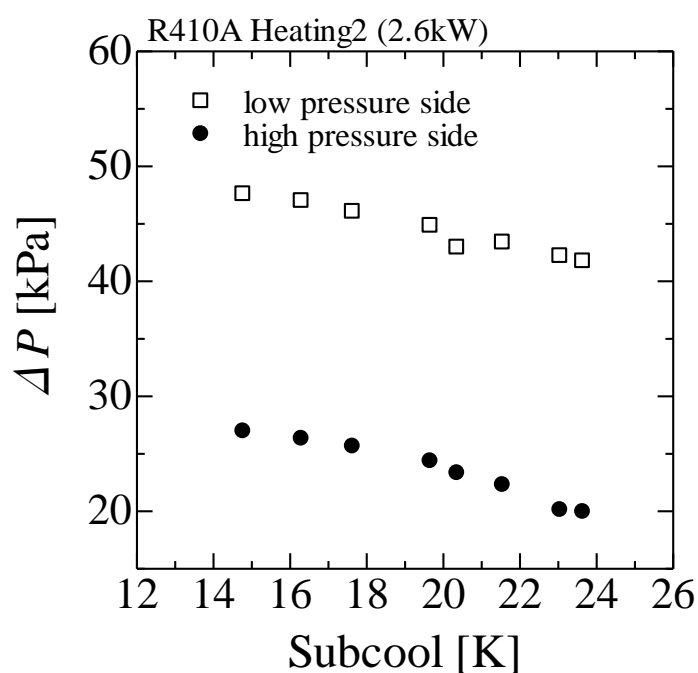


図 3.9 圧力損失と過冷度の関係（R410A, 暖房条件 2, 2.6kW）

3.2.7 不可逆損失

図 3.10 に作動冷媒 R410A, 暖房条件 2, 2.6kW における不可逆損失 L と過冷度 Subcool の関係, および不可逆損失を冷媒質量流量で除した単位質量流量当たりの不可逆損失 L/m_R と過冷度 Subcool の関係を示す. 不可逆損失については, (a)サイクル全体 $L_{all,cycle}$, (b)凝縮器過熱蒸気 L_{DSH} , (c)凝縮器 L_{COND} , (d)蒸発器 L_{EVA} , (e)膨張弁 L_{EXP} , (f)圧縮機 L_{COMPR} , (g)接続配管部 L_{PIPE} および(h)圧力損失 $L_{P.D.}$ の 8 つを示し, 順に考察していく. 図の左軸に不可逆損失, 右軸に冷媒単位質量流量当たりの不可逆損失を示し, 黒塗り印は不可逆損失, 白塗り印は単位質量流量当たりの不可逆損失を表す.

図 3.10(a)に示したサイクル全体における全不可逆損失は, 過冷度の増加に伴い減少していき, 過冷度が 21K 付近で極小値をとり, その後増加している. これは第 3.2.2 項で述べたサイクル成績係数の傾向と逆の傾向を示しており, 全不可逆損失が小さいほどサイクル成績係数が大きい. すなわち, 全不可逆損失を低減することでサイクル成績係数の向上が見込める. 次に過冷度の増加に伴う全不可逆損失の変化の理由を把握するため, 各要素における不可逆損失の傾向について考察する.

図 3.10(b)より, 凝縮器入口付近における冷媒蒸気の過熱による単位質量流量当たりの不可逆損失は, 過冷度の増加に関わらずほぼ一定になっている. これは圧縮機吐出温度および凝縮温度が連動して変化するためであると考えられる.

図 3.10(c)より, 凝縮器における単位質量流量当たりの不可逆損失は, 過冷度の増加に伴い増加している. これは過冷度の増加に伴い凝縮器出口における冷媒比エントロピーが減少し, そのうえ, 凝縮温度が上昇するためである. なお, 過冷度の増加に伴い不可逆損失の増加率が大きくなるのは, 第 3.2.1 項で述べたように熱交換器面積不足が生じた点から凝縮温度の上昇が比較的大きくなるからである.

図 3.10(d)より, 蒸発器における単位質量流量当たりの不可逆損失は, 過冷度の増加に関わらずおおよそ一定の値を示している. これは蒸発器では過冷度の増加に伴う熱交換器の面積不足が生じず, 過冷度による蒸発温度の変化が起こらないためである.

図 3.10(e)より, 膨張弁における単位質量流量当たりの不可逆損失は, 過冷度の増加に伴い減少している. これは冷媒物性の影響である. 膨張過程において冷媒はおおよそ等エントルピー変化をするが, 一般に冷媒は比エントルピーが小さいほど $P-h$ 線図における等エントロピー線が垂直に近づく. したがって, 過冷度の増加に伴い凝縮器出口における比エントルピーが小さくなると, 膨張過程におけるエントロピー変化が小さくなり, 単位質量

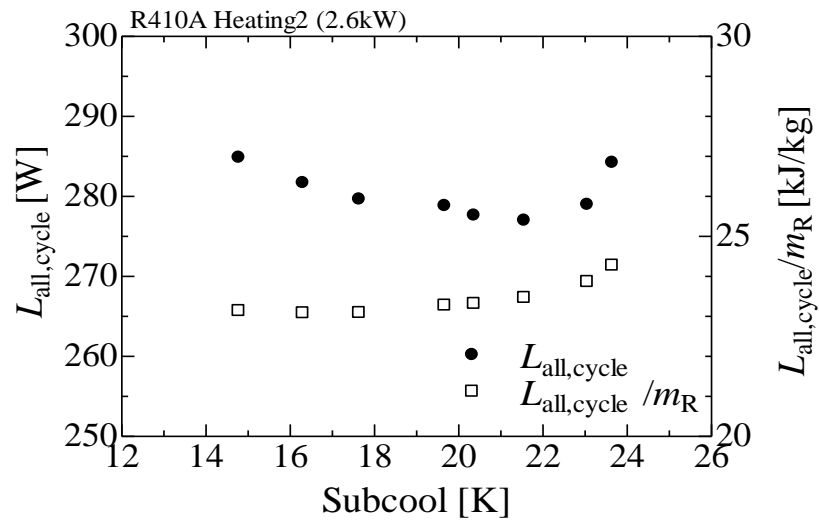
流量当たりの不可逆損失が小さくなる。また、過冷度の増加に伴い不可逆損失は大きく減少しているが、これは過冷度の増加に伴う単位質量流量当たりの不可逆損失の減少に加え、冷媒質量流量も減少したためである。

図 3.10(f)より、圧縮機における単位質量流量当たりの不可逆損失は、過冷度の増加に伴いわずかに増加している。これは第 3.2.4 項で述べたように、過冷度の増加に伴って圧縮機吐出温度が上昇するためである。また、単位質量流量当たりの不可逆損失の増加は、冷媒質量流量の減少と同程度であるため、不可逆損失は過冷度の増加に関わらずほぼ一定の値を示している。

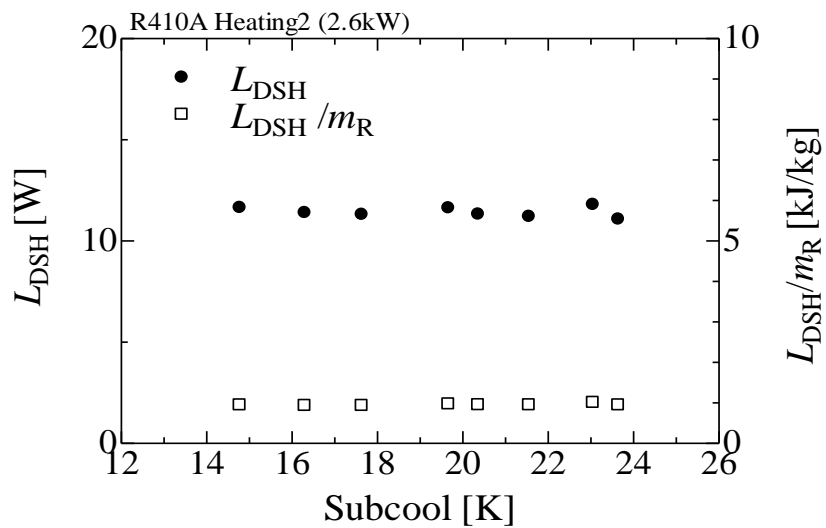
図 3.10(g)より、配管接続部における単位質量流量当たりの不可逆損失は、過冷度によらずおおそ一定であり、その大きさはサイクル全体における全不可逆損失を占める割合としては非常に小さい。配管接続部における不可逆損失が小さい要因の一つとして、本実験装置の配管部には断熱材を巻いており、配管における熱損失を小さくする工夫を施していることが挙げられる。なお、過冷度の増加に伴って、不可逆損失は増加している。

図 3.10(h)より、圧力損失による単位質量流量当たりの不可逆損失は、過冷度の増加に伴いわずかに減少している。これは第 3.2.6 項で述べたように、過冷度の増加に伴い冷媒質量流量が減少し、冷媒蒸気速度が減少したことにより、圧力損失が小さくなったためである。また、冷媒質量流量が減少したことにより、不可逆損失は過冷度の増加に伴い減少している。

以上のことから冷媒充填量を増やしていくと、冷媒充填量が少ない範囲では、特に膨張弁における不可逆損失の減少の影響を受け、全不可逆損失は減少する。しかしながら、冷媒充填量が多くなりすぎると、特に凝縮器における不可逆損失の増加の影響を受け、全不可逆損失は増加に転じる。また、全不可逆損失を構成する要素のうち、全不可逆損失に占める割合は、圧縮機および凝縮器における不可逆損失が特に大きい。

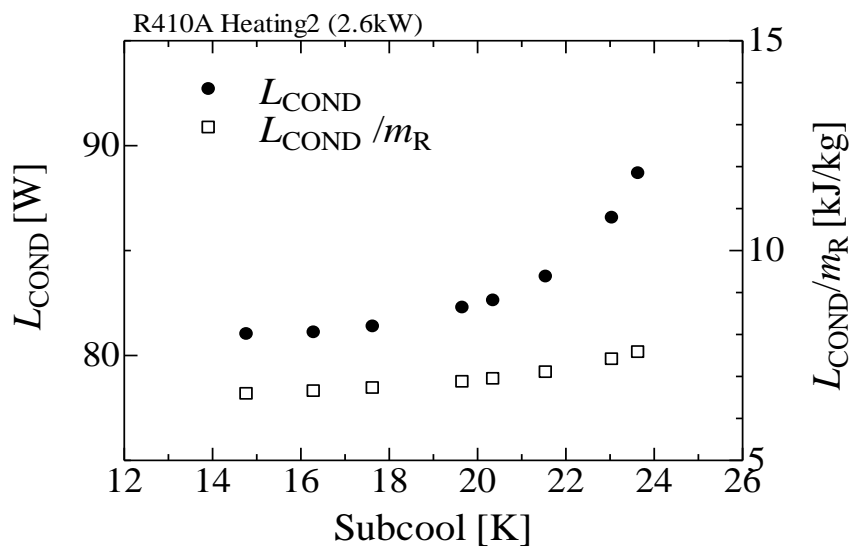


(a) サイクル全体

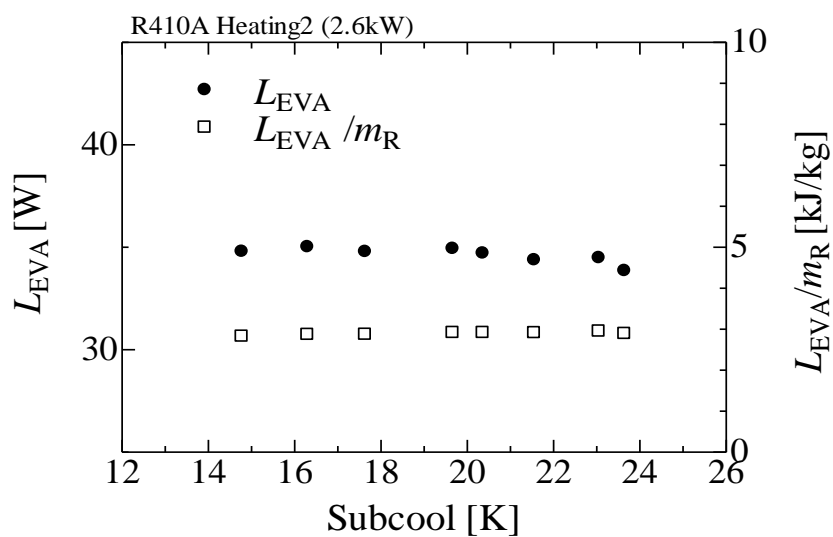


(b) 凝縮器過熱蒸気

図 3.10 不可逆損失と過冷度の関係 (R410A, 暖房条件2, 2.6kW)

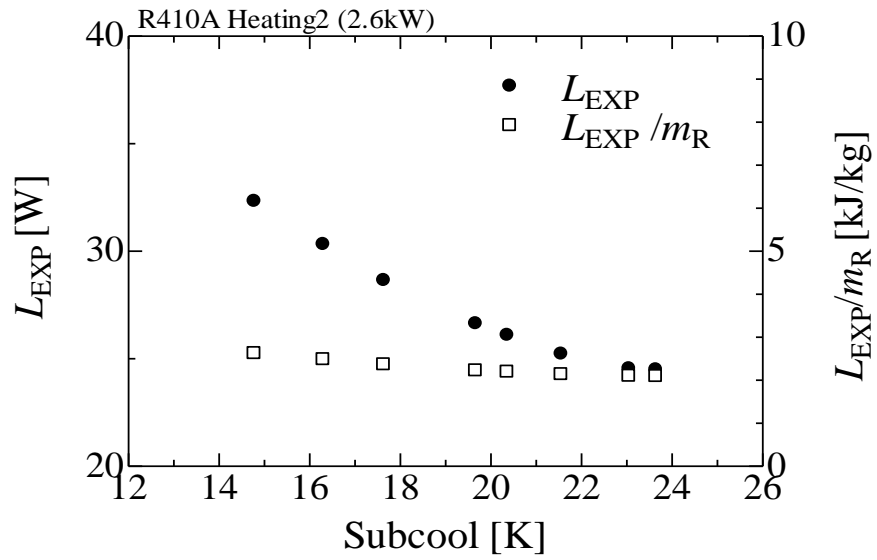


(c) 凝縮器

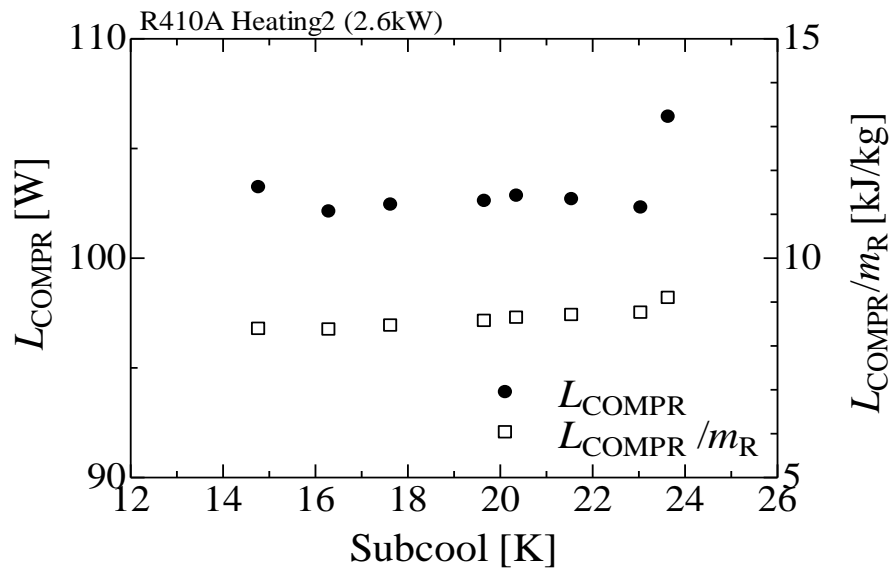


(d) 蒸発器

図 3.10 不可逆損失と過冷度の関係 (R410A, 暖房条件 2, 2.6kW)

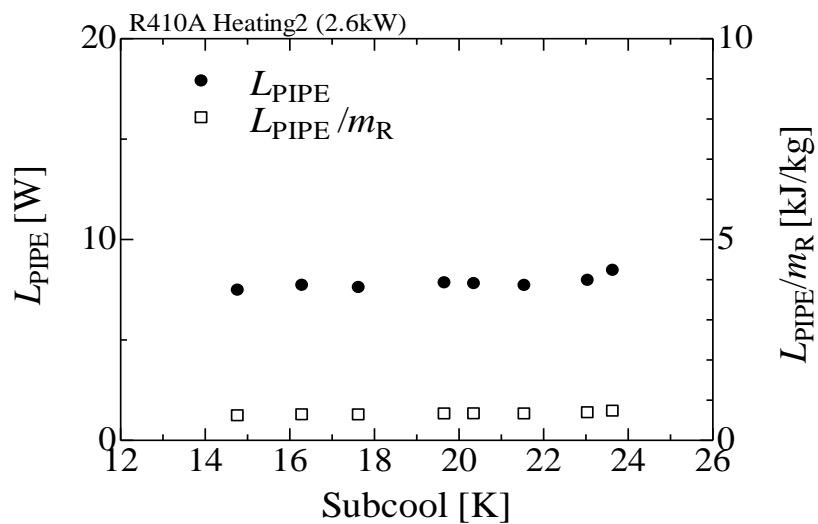


(e) 膨張弁

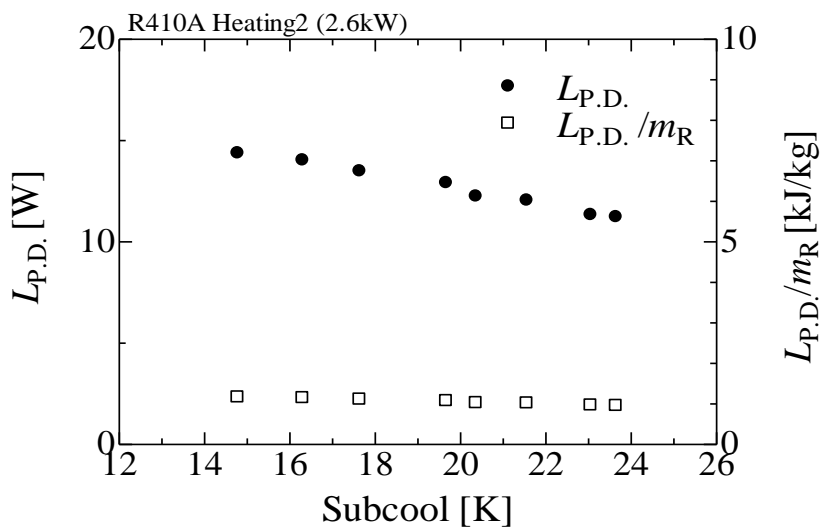


(f) 圧縮機

図 3.10 不可逆損失と過冷度の関係 (R410A, 暖房条件 2, 2.6kW)



(g) 配管接続部



(h) 圧力損失

図 3.10 不可逆損失と過冷度の関係 (R410A, 暖房条件 2, 2.6kW)

3.3 熱負荷がサイクル特性に及ぼす影響

本節は、熱負荷の差異がサイクル特性に及ぼす影響の把握を目的とする。また、本節では疑似共沸冷媒 R410A の暖房条件 2（最適充填量 0.86kg）および冷房条件（最適充填量 0.86kg）における実験結果を用いる。なお、他の試験冷媒を用いた場合においても、熱負荷がサイクルの基本特性に及ぼす影響は R410A の場合と同様であるため、その記述は省略する。

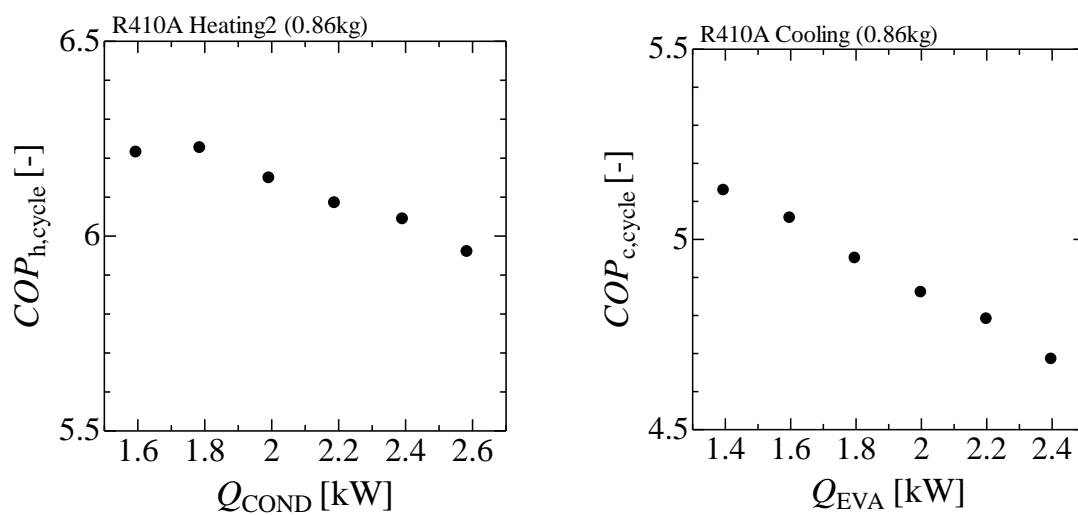
3.3.1 サイクル成績係数

図 3.11(a)に作動冷媒 R410A，暖房条件 2，充填量 0.86kg におけるサイクル成績係数 $COP_{h,cycle}$ と暖房能力 Q_{COND} の関係，また図 3.11(b)に作動冷媒 R410A，冷房条件，充填量 0.86kg におけるサイクル成績係数 $COP_{c,cycle}$ と冷房能力 Q_{EVA} の関係を示す。暖房条件 2 および冷房条件の両方において，サイクル成績係数は熱負荷の増加に伴い減少し，サイクル成績係数の減少量も高負荷になるほど増加している。また，冷房条件における成績係数の低下の比率は，暖房条件における成績係数の低下の比率に比べ大きい。次に熱負荷およびサイクル成績係数の関係について，サイクル線図より考察を行う。

図 3.12(a)に作動冷媒 R410A，暖房条件 2，充填量 0.86kg における熱負荷に対するヒートポンプサイクルの変化，また図 3.12(b)に作動冷媒 R410A，冷房条件，充填量 0.86kg における熱負荷に対するヒートポンプサイクルの変化を $P-h$ 線図に示す。図より，暖房条件 2 および冷房条件の両方において，熱負荷の増加に伴う凝縮圧力の上昇，過冷度の増加および圧縮機出入口における比エンタルピー差の増加が確認できる。凝縮器に注目すると，過冷度の増加に伴う凝縮器出口における比エンタルピーの低下は，圧縮機出口における比エンタルピーの上昇に比して小さい。以上のことから，熱負荷の増加に伴う過冷度の増加および圧縮機出口温度の上昇により熱交換器出入口のエンタルピー差は上昇するが，圧縮機出入口の比エンタルピー差の増加に比して小さいため，サイクル成績係数は熱負荷の増加に伴い低下すると考えられる。

また，暖房条件および冷房条件における成績係数の低下の比率の差は，圧縮機の比エンタルピー差の増加が暖房効果の上昇に貢献するために生じるものである。圧縮過程における比エンタルピーの上昇は凝縮器出入口における比エンタルピー差を増加させるが，冷凍効果は上昇させない。したがって，冷房条件におけるサイクル成績係数の低下率は暖房条件におけるサイクル成績係数の低下率に比して大きくなる。次項よりサイクル線図が以上

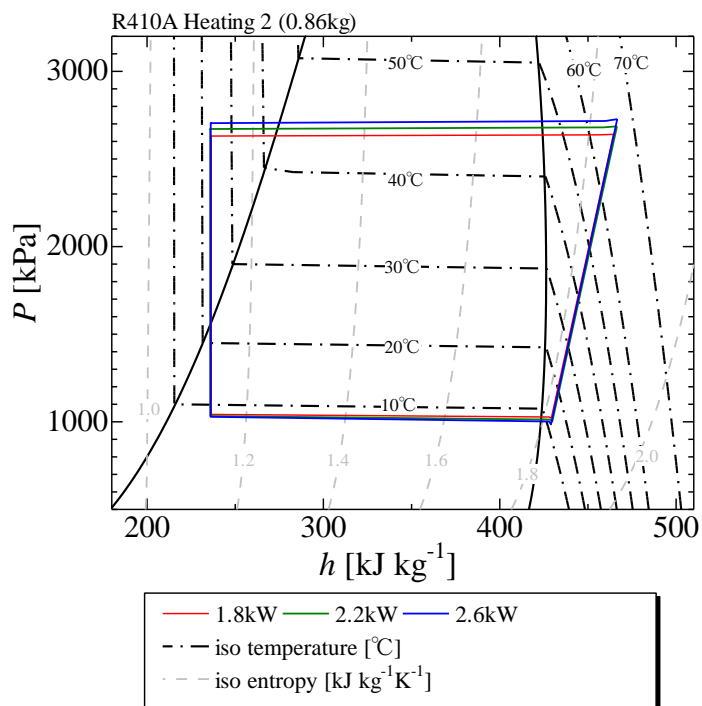
のような特性を示す理由についてより深く考察する。なお、冷媒圧力が蒸発器出口から圧縮機入口にかけて急激に低下しているのは配管における圧力損失のためである。



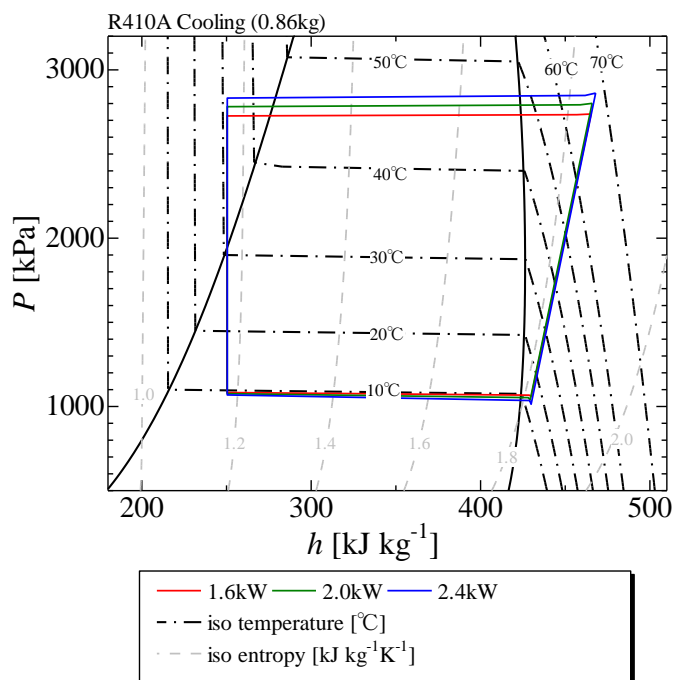
(a) 暖房条件2 (R410A, 0.86kg)

(b) 冷房条件 (R410A, 0.86kg)

図 3.11 サイクル成績係数と熱負荷の関係



(a) 暖房条件 2 (R410A, 0.86kg)

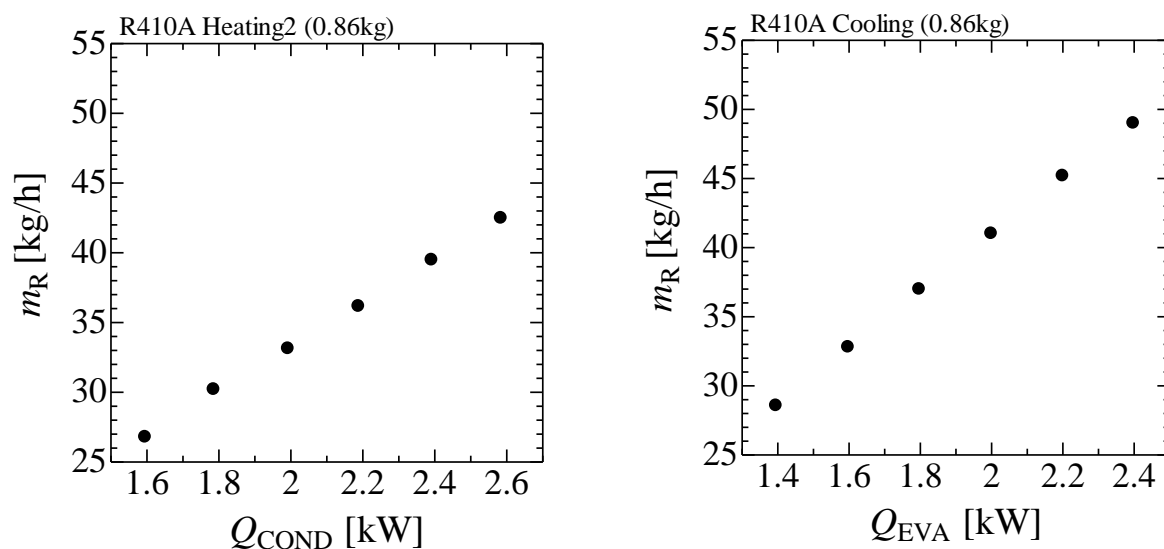


(b) 冷房条件 (R410A, 0.86kg)

図 3.12 熱負荷の差異による P - h 線図の変化

3.3.2 冷媒質量流量

図 3.13(a)に作動冷媒 R410A, 暖房条件 2, 充填量 0.86kg における冷媒質量流量 m_R と暖房能力 Q_{COND} の関係および図 3.13(b)に作動冷媒 R410A, 冷房条件, 充填量 0.86kg における冷媒質量流量 m_R と冷房能力 Q_{EVA} の関係を示す. 冷媒質量流量は熱負荷の増加に伴い増加する. これは熱交換器出入口の比エンタルピー差は過冷度の増加により若干増加するが, 大きな差ではないため, 熱負荷の増加に対応するためには質量流量の増加が必要となるためである. また, 冷房条件における冷媒質量流量は暖房条件 2 に比して熱負荷増加に伴う質量流量の増加が大きい. これは前項で記述した通り, 熱負荷の増加に伴う蒸発器出入口の比エンタルピーの増分が凝縮器出入口の比エンタルピーの増分に比して小さいため, 熱負荷の増分に対応するためには冷媒質量流量の増加が必要となるためである.



(a) 暖房条件 2 (R410A, 0.86kg)

(b) 冷房条件 (R410A, 0.86kg)

図 3.13 冷媒質量流量と熱負荷の関係

3.3.3 圧力損失

図 3.14(a)に作動冷媒 R410A, 暖房条件 2, 充填量 0.86kg における配管部を含む高圧側（凝縮器側）および低圧側（蒸発器側）の圧力損失 ΔP と暖房能力 Q_{COND} の関係および図 3.14(b)に作動冷媒 R410A, 冷房条件, 充填量 0.86kg における配管部を含む高圧側（凝縮器側）および低圧側（蒸発器側）の圧力損失 ΔP と冷房能力 Q_{EVA} の関係を示す. 高圧側および低圧側の圧力損失は熱負荷の増加に伴い増加している. これは熱負荷の増加に伴い冷媒質量流量が増加するためである. また, 低圧側の圧力損失の方が高圧側の圧力損失に比べて大きい. これは低圧側の冷媒圧力が高圧側の冷媒圧力に比して低いため, 蒸気密度が小さく冷媒蒸気速度が大きいためである. なお, 暖房条件 2 に比べて冷房条件の熱負荷の増加に伴う圧力損失の増加が大きいのは, 第 3.3.2 項で述べたように, 冷房条件の冷媒質量流量の増加率が暖房条件 2 に比して大きいためである.

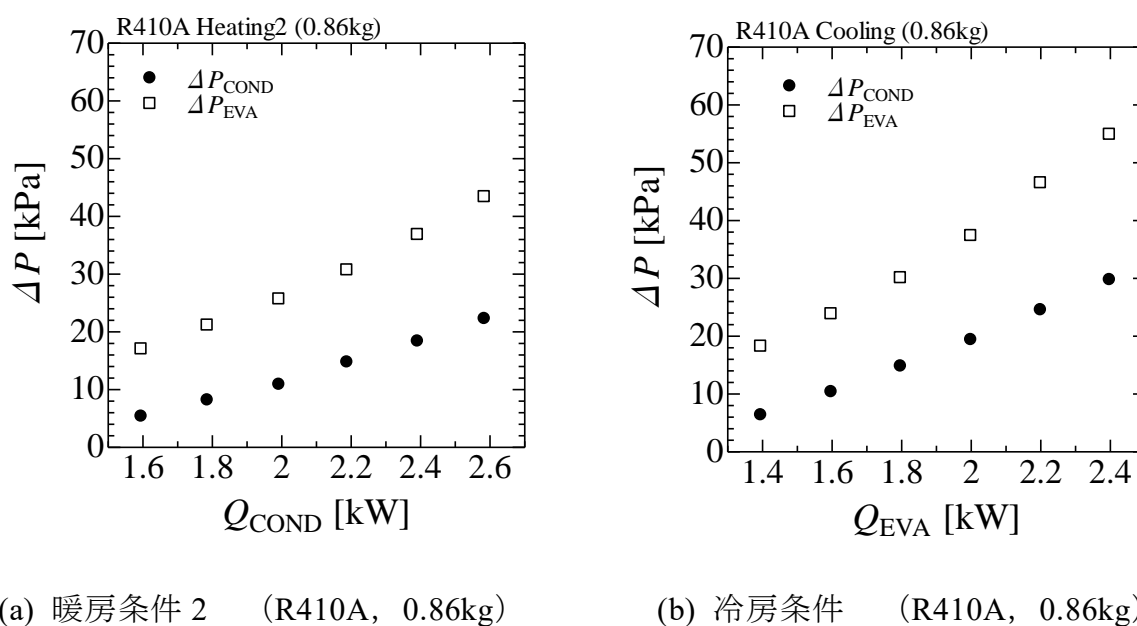


図 3.14 圧力損失と熱負荷の関係

3.3.4 圧縮比および圧縮機吐出温度

図 3.15(a)に作動冷媒 R410A, 暖房条件 2, 充填量 0.86kg における圧縮比 P_d/P_s および圧縮機吐出温度 T_d と暖房能力 Q_{COND} の関係および図 3.15(b)に作動冷媒 R410A, 冷房条件, 充填量 0.86kg における圧縮比 P_d/P_s および圧縮機吐出温度 T_d と暖房能力 Q_{EVA} の関係を示す. 図より, 熱負荷の増加に伴い圧縮比および圧縮機吐出温度は増加している. これは熱負荷の増加に伴う過冷度の増加により熱交換器面積の不足が生じ, 凝縮圧力が上昇するためである. なお, 暖房条件の熱負荷 1.8kW における圧縮機吐出温度が他の熱負荷におけるデータと異なる傾向を示しているのは, 実験時の過熱度が他と比較して低かったために生じたものである.

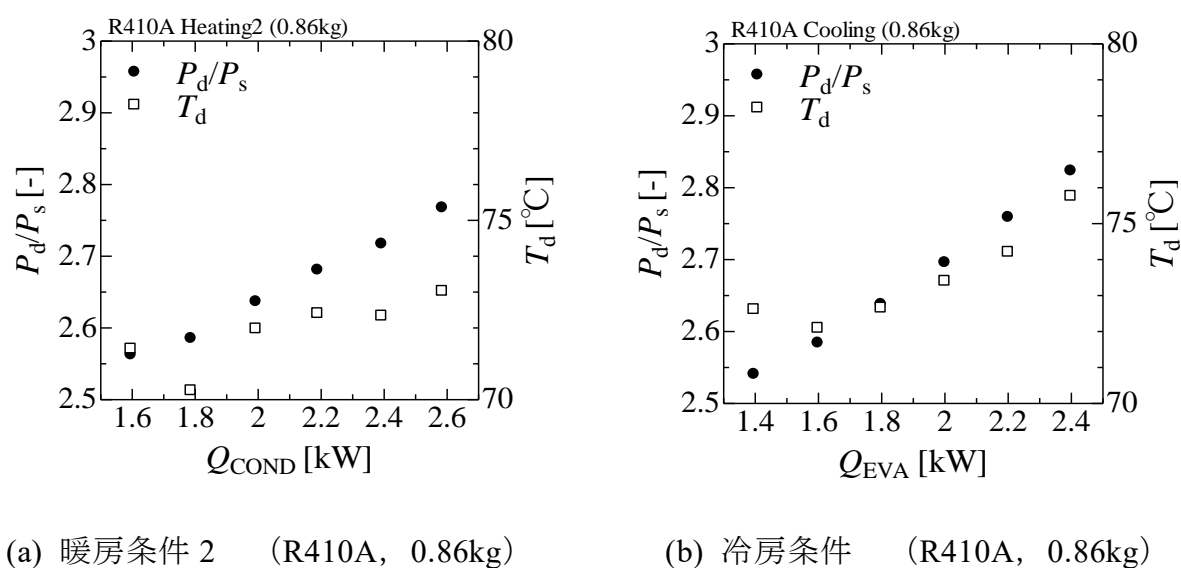
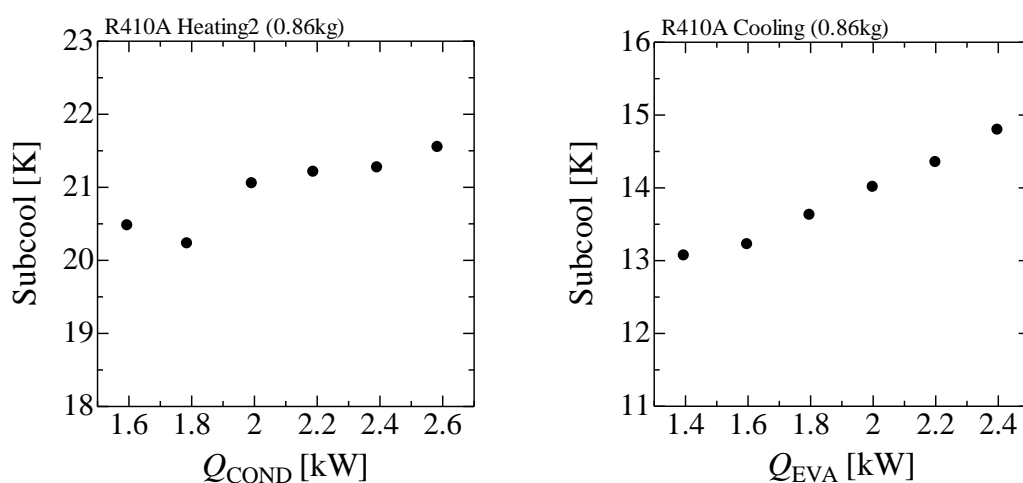


図 3.15 圧縮比および圧縮機吐出温度と熱負荷の関係

3.3.5 過冷度

図 3.16(a)に作動冷媒 R410A, 暖房条件 2, 充填量 0.86kg における過冷度 Subcool と暖房能力 Q_{COND} の関係および図 3.16(b)に作動冷媒 R410A, 冷房条件, 充填量 0.86kg における過冷度 Subcool と暖房能力 Q_{EVA} の関係を示す. 過冷度は熱負荷の増加に伴い増加している. これは熱負荷増加に伴い凝縮器における冷媒圧力が上昇したためである. 一般に流量が増加すると熱伝達率は上昇するが, 熱負荷の増分が熱伝達率の増分を上回ると, 冷媒と熱源水の温度差を大きくするため冷媒圧力は上昇する. 冷媒は一般に圧力が臨界圧に近づくほど潜熱は小さくなり, $P-h$ 線図における二相域は狭くなる. その結果として過冷液が凝縮器内に占める割合が増加し, 過冷度が増加していると考えられる.



(a) 暖房条件 2 (R410A, 0.86kg)

(b) 冷房条件 (R410A, 0.86kg)

図 3.16 過冷度と熱負荷の関係

3.3.6 熱交換器内温度分布

図 3.17(a)に作動冷媒 R410A, 暖房条件 2, 充填量 0.86kg における凝縮器内の温度分布および図 3.17(b)に作動冷媒 R410A, 冷房条件, 充填量 0.86kg における凝縮器内の温度分布を示す. また, 図 3.18(a)に作動冷媒 R410A, 暖房条件 2, 充填量 0.86kg における蒸発器内の温度分布および図 3.18(b)に作動冷媒 R410A, 冷房条件, 充填量 0.86kg における蒸発器内の温度分布を示す.

図 3.17(a)および図 3.17(b)より, 凝縮器においては熱負荷の増加に伴い, 冷媒凝縮器入口温度および冷媒凝縮温度の上昇, 過冷度の増加が確認できる. 冷媒凝縮温度の上昇は第 3.3.5 項で述べたように熱負荷および冷媒質量流量の増加に伴い冷媒と熱源水の温度差の拡大が必要となったためである. また, 熱負荷増加に伴う凝縮温度の上昇は暖房条件に比して冷房条件の方が大きい. これは熱負荷増加に伴う圧縮機出入口の比エンタルピー差の増加が冷凍効果の増加に寄与しないため, 冷房条件では暖房条件に比べ凝縮器熱負荷の増大が大きくなるためである.

図 3.18(a)および図 3.18 (b)より, 熱負荷の増加に伴って蒸発器内の冷媒温度が低くなっていることがわかる. R410A は疑似共沸冷媒であるため, 蒸発器入口温度の低下は蒸発圧力の低下によるものである. また, 熱負荷の増加に伴い, 蒸発過程における温度降下が大きくなっている. これは圧力損失によるものである.

また, 冷媒蒸発器入口温度に注目すると, 熱源水蒸発器出口温度との温度差が極めて小さいことがわかる. このような点をピンチポイントといい, 熱交換器の伝熱性能が十分であることを示している.

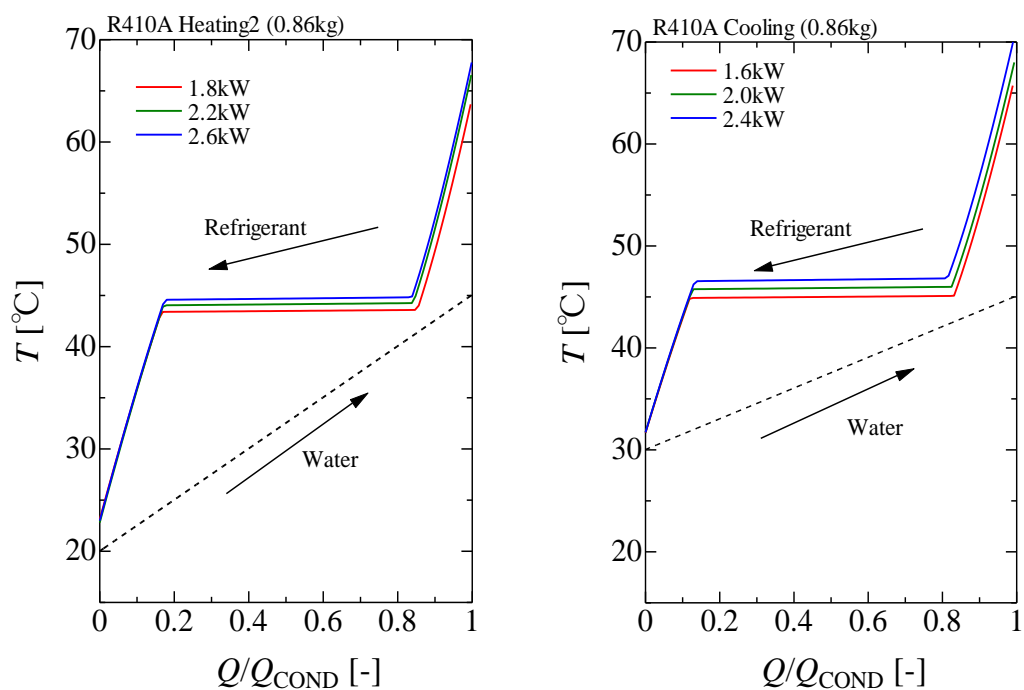


図 3.17 熱交換器（凝縮器）内温度分布

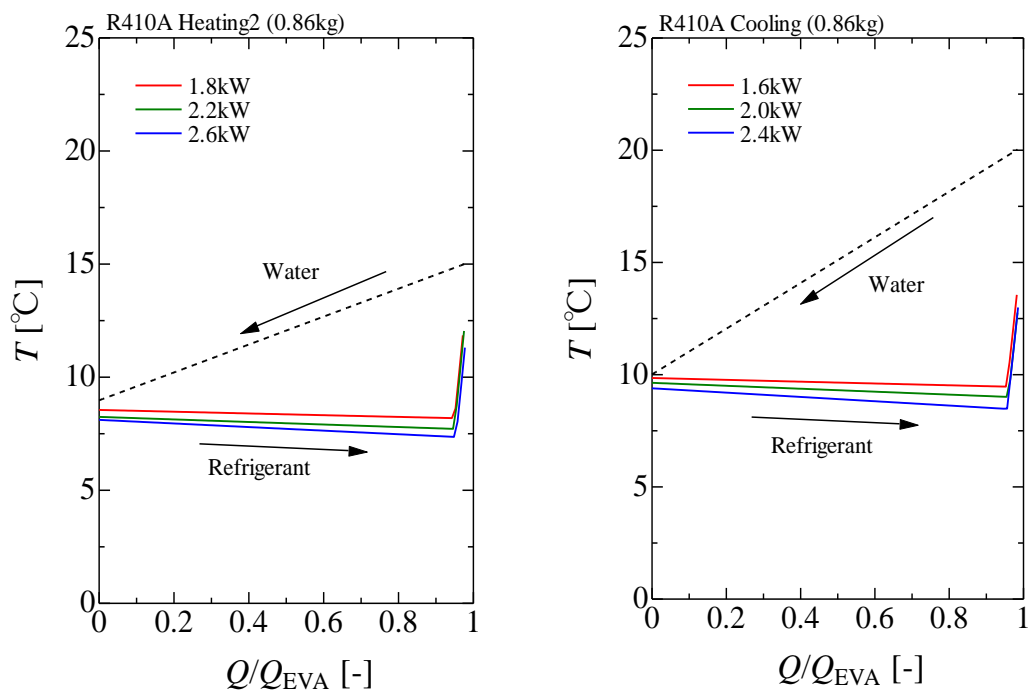


図 3.18 熱交換器（蒸発器）内温度分布

3.3.7 不可逆損失

図 3.19 は、(1)に作動冷媒 R410A, 暖房条件 2, 充填量 0.86kg における不可逆損失 L と熱負荷 Q_{COND} の関係, および不可逆損失を熱負荷で除した単位熱負荷当たりの不可逆損失 L/Q_{COND} と熱負荷 Q_{COND} の関係を示す. また, (2)に作動冷媒 R410A, 冷房条件, 充填量 0.86kg における不可逆損失 L と熱負荷 Q_{EVA} の関係, および単位熱負荷当たりの不可逆損失 L/Q_{EVA} と熱負荷 Q_{EVA} の関係を示す. 不可逆損失については, (a)サイクル全体 $L_{all,cycle}$, (b)凝縮器過熱蒸気 L_{DSH} , (c)凝縮器 L_{COND} , (d)蒸発器 L_{EVA} , (e)膨張弁 L_{EXP} , (f)圧縮機 L_{COMPR} , (g)接続配管部 L_{PIPE} および(h)圧力損失 $L_{P.D.}$ の 8 つを示し, 順に考察していく. 図の左軸に不可逆損失, 右軸に単位熱負荷当たりの不可逆損失を示し, 黒塗り印は不可逆損失, 白塗り印は単位熱負荷当たりの不可逆損失を表す. 第 3.3.2 項に示したように熱負荷の増加に伴い冷媒質量流量が増加するため, 熱負荷の増加に伴い不可逆損失が増加することは自明である. したがって, 一定の割合で増加する冷媒質量流量の影響を除いた単位熱負荷当たりの不可逆損失を用いて, 熱負荷に対する不可逆損失の特性を評価する.

図 3.19(a)より, サイクル全体の不可逆損失は熱負荷の増加に伴い増加している. また, 単位熱負荷当たりの不可逆損失も熱負荷の増加に伴いわずかに増加している. ここで, 単位熱負荷当たりの不可逆損失の増加はサイクル運転における余分なエネルギーの割合の増加を意味しており, この単位熱負荷当たりの不可逆損失の傾向は第 3.3.1 項に示した熱負荷に対するサイクル成績係数の低下と逆の傾向を示している. つまり, 熱負荷の増加に伴いサイクル運転における余分なエネルギー量の割合が増加し, サイクル成績係数が低下したと考えられる. そこで全不可逆損失が熱負荷に伴い増加する要因を把握するため, 各要素における不可逆損失の傾向について考察する.

図 3.19(b)より, 凝縮器入口付近における冷媒蒸気の過熱による不可逆損失は熱負荷の増加に伴い増加している. しかし, 単位熱負荷当たりの不可逆損失はほぼ一定となっている. このことから, 凝縮器入口付近における蒸気の過熱による不可逆損失は熱負荷によらないと考えられる.

図 3.19(c)より, 凝縮器における不可逆損失および単位熱負荷当たりの不可逆損失は熱負荷の増加に伴い増加している. これは, 熱負荷の増加に伴い凝縮圧力および凝縮温度が上昇し, 冷媒温度と熱源水温度の差が大きくなったためである. ここで, 暖房条件 2 に比して冷房条件の単位熱負荷当たりの不可逆損失の増加率が大きいのは, 第 3.3.6 項で示したように, 冷房条件の方が熱負荷増加に伴う凝縮温度の増加率が大きいためである.

図 3.19(d)より、蒸発器における不可逆損失および単位熱負荷当たりの不可逆損失は熱負荷の増加に伴って増加している。これは第 3.3.6 項で示したように、熱負荷の増加に伴って蒸発温度が低下し、冷媒温度と熱源水温度の差が大きくなったためである。

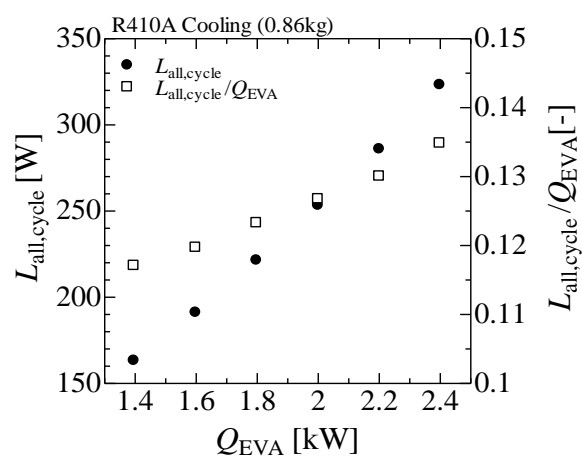
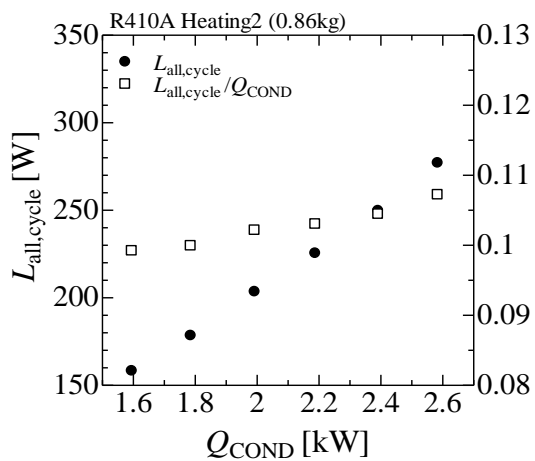
図 3.19(e)より、膨張弁における不可逆損失は熱負荷の増加に伴い増加しているが、単位熱負荷当たりの不可逆損失はほぼ一定になっている。このことから、膨張弁における単位熱負荷当たりの不可逆損失は熱負荷によらないと考えられる。これは、熱負荷の増加に対して、凝縮器出口における比エンタルピーの変化が小さいためである。

図 3.19(f)より、圧縮機における不可逆損失は熱負荷の増加に伴い増加しているが、単位熱負荷当たりの不可逆損失はほぼ一定になっている。したがって、圧縮機における不可逆損失は最も大きいですが、熱負荷の増加に伴うサイクル成績係数の低下に与える影響は小さいと考えられる。

図 3.19(g)より、配管接続部における不可逆損失は熱負荷の増加に伴い増加しているが、単位熱負荷当たりの不可逆損失はほぼ一定になっている。したがって、配管接続部における単位熱負荷当たりの不可逆損失は熱負荷によらないと考えられる。

図 3.19(h)より、圧力損失による不可逆損失および単位熱負荷当たりの不可逆損失は熱負荷の増加に伴い増加している。これは第 3.3.3 項で述べたように、熱負荷の増加に伴う冷媒質量流量の増加により圧力損失が大きくなるためである。

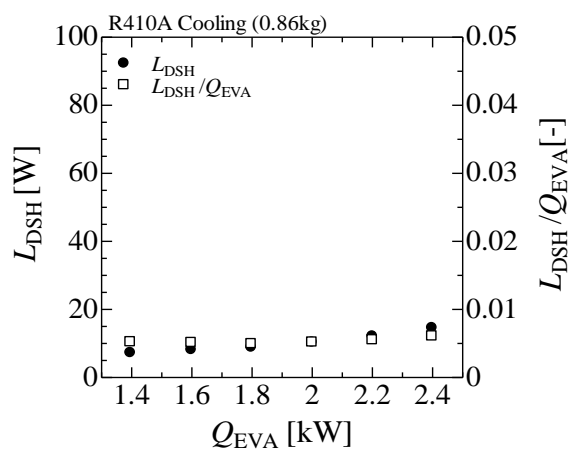
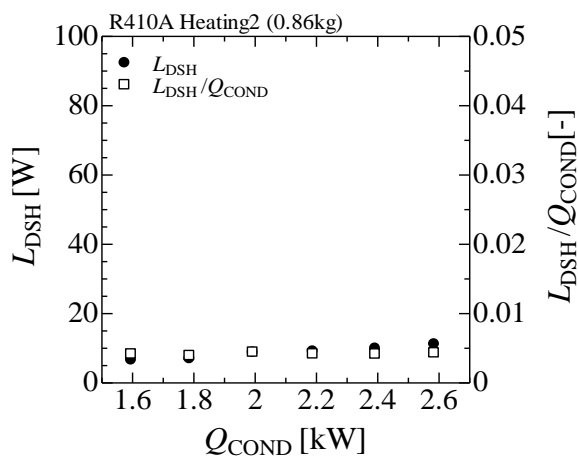
以上のことから、熱負荷の増加に伴う単位熱負荷当たりの不可逆損失の増加、すなわち熱負荷の増加に伴うサイクル成績係数の低下は凝縮器、蒸発器および圧力損失による不可逆損失の増加が原因であると考えられる。



(1) 暖房条件2 (R410A, 0.86kg)

(2) 冷房条件 (R410A, 0.86kg)

(a) サイクル全体

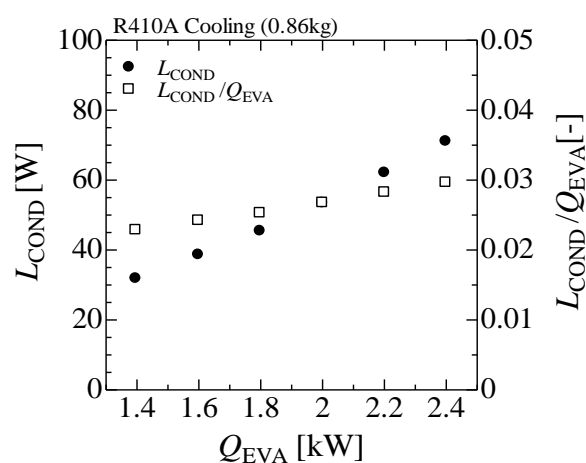
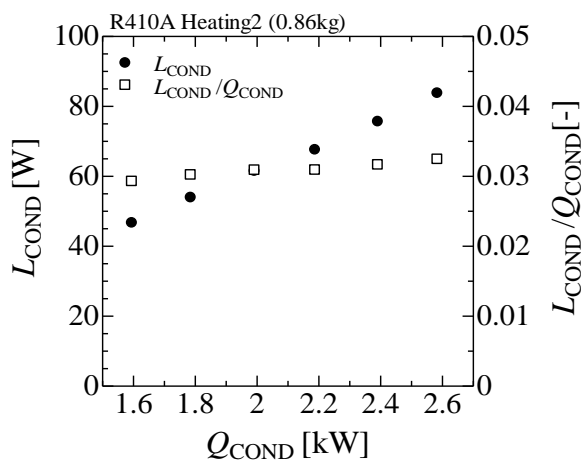


(1) 暖房条件2 (R410A, 0.86kg)

(2) 冷房条件 (R410A, 0.86kg)

(b) 凝縮器過熱蒸気

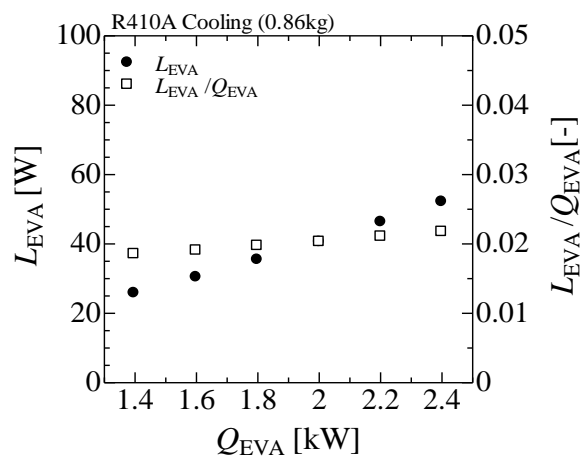
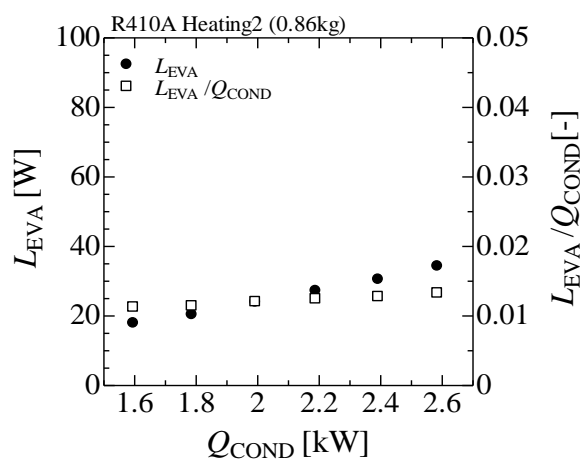
図 3.19 不可逆損失と熱負荷の関係



(1) 暖房条件2 (R410A, 0.86kg)

(2) 冷房条件 (R410A, 0.86kg)

(c) 凝縮器

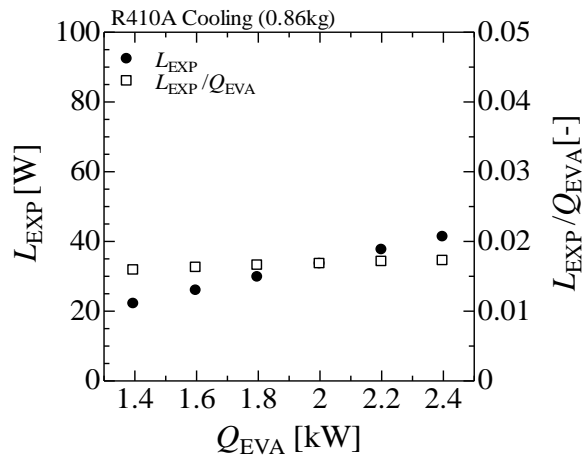
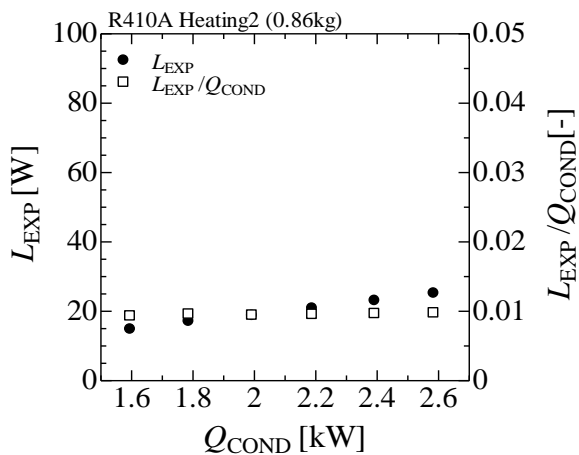


(1) 暖房条件2 (R410A, 0.86kg)

(2) 冷房条件 (R410A, 0.86kg)

(d) 蒸発器

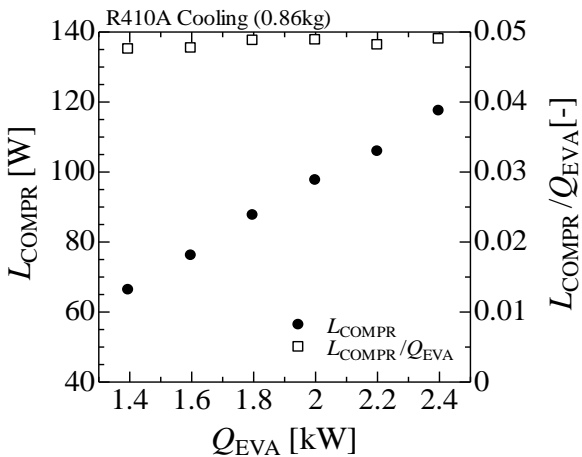
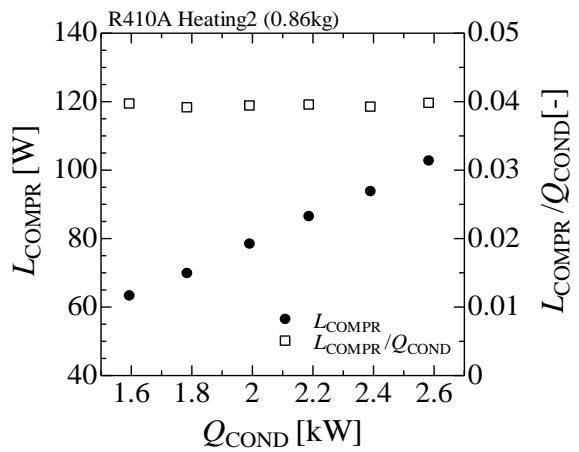
図 3.19 不可逆損失と熱負荷の関係



(1) 暖房条件2 (R410A, 0.86kg)

(2) 冷房条件 (R410A, 0.86kg)

(e) 膨張弁

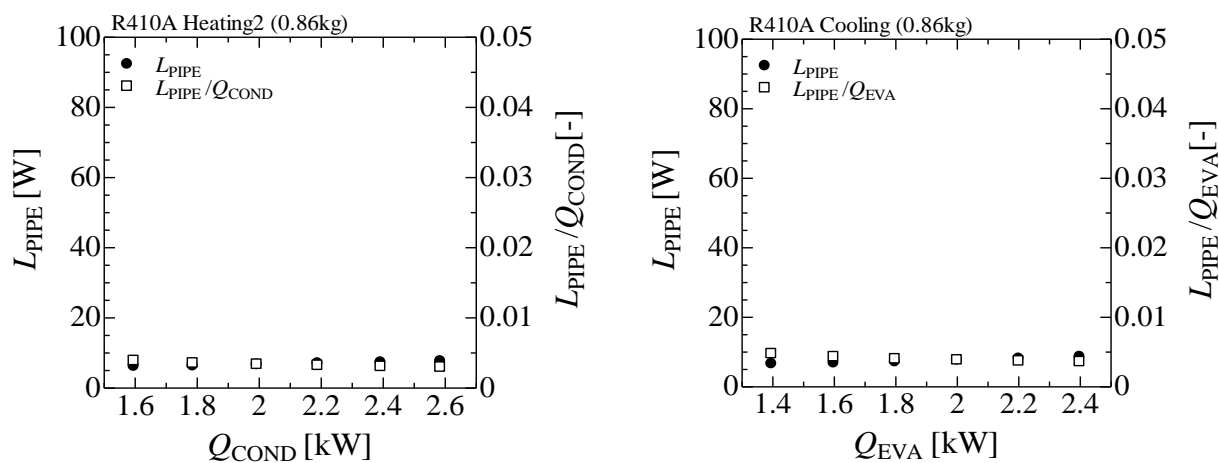


(1) 暖房条件2 (R410A, 0.86kg)

(2) 冷房条件 (R410A, 0.86kg)

(f) 圧縮機

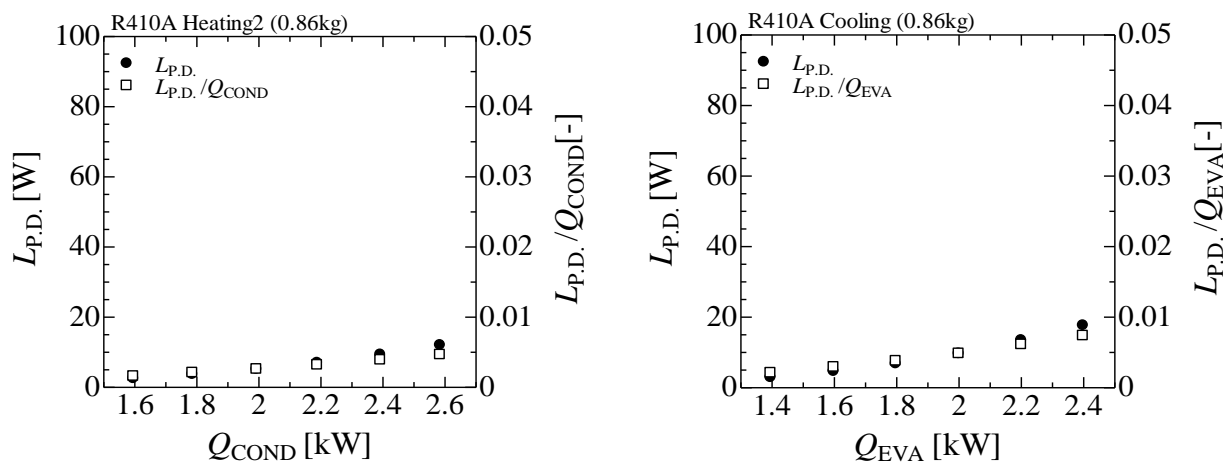
図 3.19 不可逆損失と熱負荷の関係



(1) 暖房条件2 (R410A, 0.86kg)

(2) 冷房条件 (R410A, 0.86kg)

(g) 接続配管部



(1) 暖房条件2 (R410A, 0.86kg)

(2) 冷房条件 (R410A, 0.86kg)

(h) 圧力損失

図 3.19 不可逆損失と熱負荷の関係

3.4 圧縮機諸効率

本節では、圧縮機諸効率であるインバータ効率、機械効率および断熱圧縮効率とそれらを合わせた圧縮機総合効率並びに圧縮機体積効率の特性把握を行う。また、本研究では昨年度、実験結果の正確性向上を目的としてインバータおよびデータ収集システムの更新を行ったため、本節ではシステム更新が実験結果に与える影響についても把握を行う。本節ではシステム更新前後の疑似共沸冷媒 R410A の結果を用いて議論する。なお、システム更新前後の実験結果をそれぞれ R410A(2018)、R410A(2019)と表記する。

3.4.1 圧縮機回転数

図 3.20 に作動冷媒 R410A、最適充填量における圧縮機回転数 N と圧縮機投入電力 E_{COMPR} の関係を示す。図より、実験条件により投入電力に対する圧縮機回転数が異なることがわかる。これは、凝縮器側熱源水の温度の差異によるものであり、凝縮温度の低い実験条件ほど投入電力に対して高い回転数を示している。これは凝縮温度が低いほど圧縮機吐出圧力を上げる必要がないため膨張弁開度が大きくなり、圧縮機の回転に伴う負荷が小さくなるためである。また、同条件におけるシステム更新前後のデータを比較すると、R410A(2019)は R410A(2018)に比して同程度の圧縮機回転数を得るために必要となる圧縮機投入電力が大きくなっている。これはシステム更新に伴い圧縮機における熱損失が大きくなったためと考えられる。

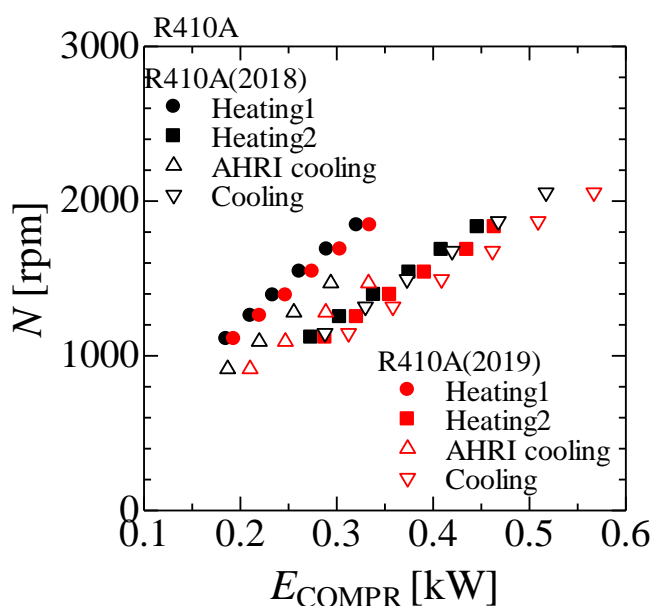


図 3.20 圧縮機回転数と圧縮機投入電力の関係 (R410A, 最適充填量)

3.4.2 圧縮機総合効率

図 3.21 に作動冷媒 R410A, 最適充填量における圧縮機総合効率 η_{all} と圧縮機回転数 N の関係を示す. すべての条件において圧縮機回転数の増加に伴い圧縮機総合効率は上昇している. 実験条件による差異を比較すると, 冷房条件および暖房条件 2 における圧縮機総合効率が低い傾向にある. また, システム更新前後の圧縮機総合効率の差異に注目すると, システム更新後の圧縮機総合効率はシステム更新前の圧縮機総合効率に比して高い傾向がある. したがってシステム更新前後の実験結果を用いて比較する場合には, システム更新に伴い圧縮機総合効率に差異が生じていることに注意が必要である. 続いて, 圧縮機総合効率がこのような傾向を示す理由を把握するために, 圧縮機総合効率を構成するインバータ効率, 機械効率および断熱圧縮効率について考察する.

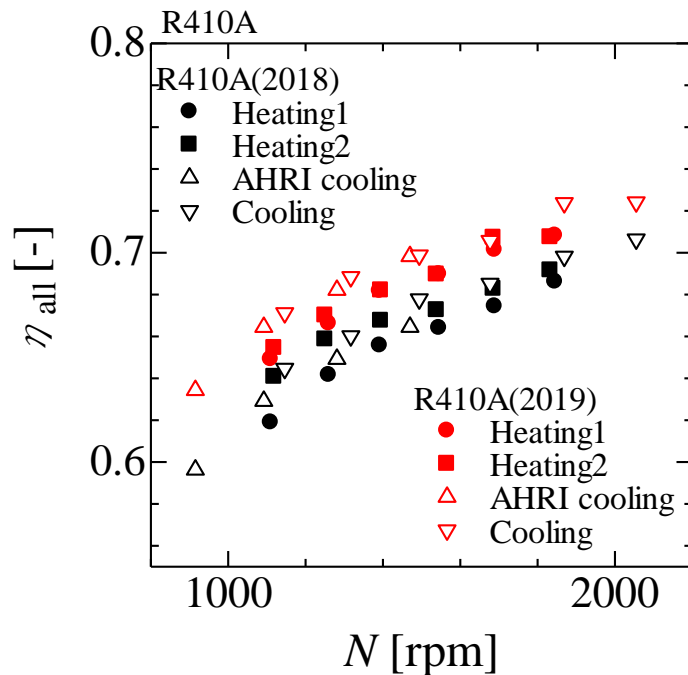


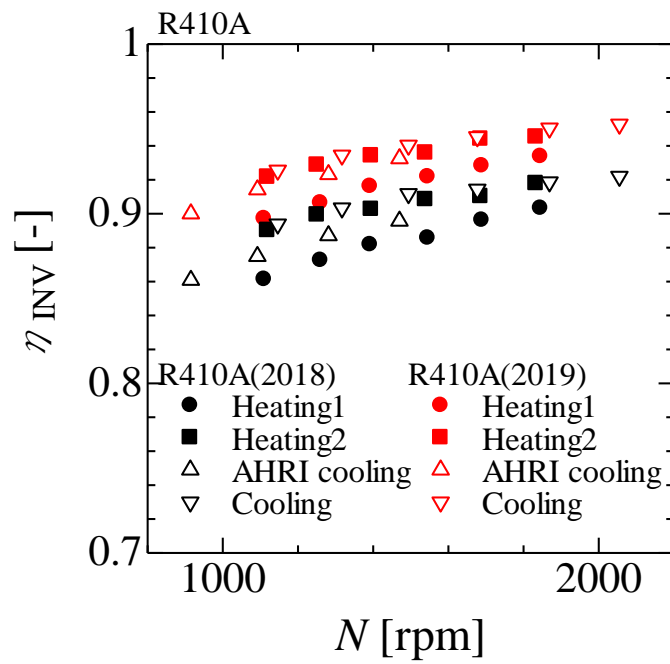
図 3.21 圧縮機総合効率と圧縮機回転数の関係 (R410A, 最適充填量)

3.4.3 インバータ効率

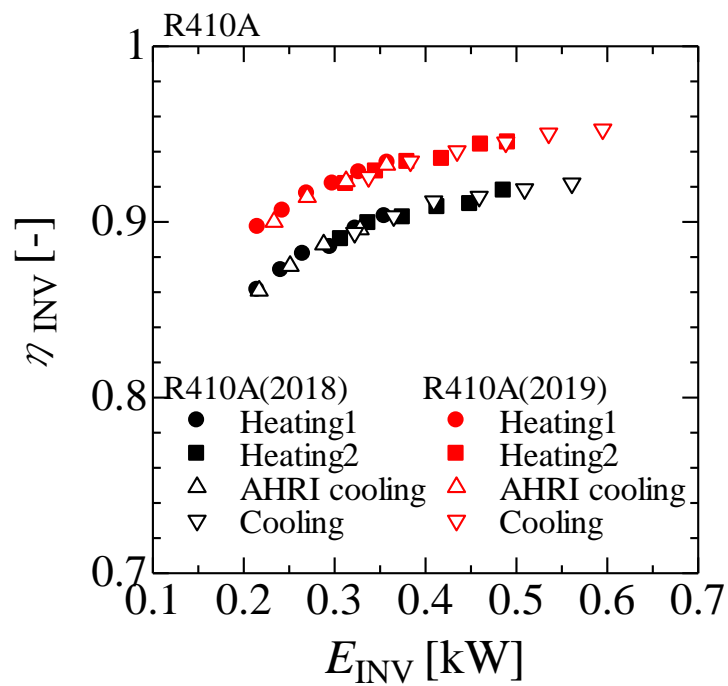
図 3.22(a)に作動冷媒 R410A, 最適充填量におけるインバータ効率 η_{INV} と圧縮機回転数 N の関係および図 3.22(b)に作動冷媒 R410A, 最適充填量におけるインバータ効率 η_{INV} とインバータ投入電力 E_{INV} の関係を示す.

図 3.22(a)より, 回転数の増加に伴いインバータ効率は上昇している. また, システム更新前後の結果を比較すると, システム更新後の方がインバータ効率は高い. 実験条件による差異に注目すると, 冷房条件, 暖房条件 2, AHRI 冷房条件, 暖房条件 1 の順にインバータ効率は高い. これらの差異が生じる理由については 図 3.22(b)に示すインバータ投入電力との関係より考察する.

図 3.22(b)より, インバータ投入電力の増加に伴いインバータ効率は上昇している. システム更新前後の結果を比較すると, システム更新後のインバータ効率はシステム更新前に比して高い. これはインバータの新調による性能の向上が原因であると考えられるため特に考察は行わないが, システム更新前後の結果を比較する場合には注意が必要である. また, 図よりインバータ効率は実験条件によらず, インバータ投入電力と密接に関係していることがわかる. したがって, 図 3.22(a)に示された実験条件によるインバータ効率の差異は, 第 3.4.1 項で述べたように, 実験条件によって同程度の圧縮機回転数を得るために必要となる投入電力が異なるために生じるものである.



(a) 圧縮機回転数との関係



(b) インバータ投入電力との関係

図 3.22 インバータ効率 (R410A, 最適充填量)

3.4.4 機械効率および断熱圧縮効率

図 3.23 に作動冷媒 R410A, 最適充填量における機械効率 η_M と圧縮機回転数 N の関係および図 3.24 に作動冷媒 R410A, 最適充填量における断熱圧縮効率 η_{adi} と圧縮機回転数 N の関係を示す。

図 3.23 より, 回転数の増加に伴い機械効率は上昇している。また, 実験条件による差異が確認でき, 暖房条件 1 および AHRI 冷房における機械効率が高い傾向がある。回転数の増加に伴う機械効率の上昇は圧縮機が元来持つ特性が影響しており考察は困難であるため行わないが, 実験条件による差異は圧縮機吐出温度によるものである。圧縮機吐出温度が低い条件ほど外気への放熱量が減少するために機械効率は上昇する。また, システム更新前後の結果を比較すると, システム更新後の機械効率はシステム更新前の機械効率に比して低い。これは圧縮機を包む断熱材の断熱性能の低下が原因であると考えられる。稼働中の圧縮機は冷媒の圧縮および回転軸の摩擦等の影響で高温になっており, 断熱材の断熱性能の低下や外気温の低下により外気への放熱量が増加すると機械効率が低下すると考えられる。したがって断熱材の増強により機械効率の向上が可能であると考えられる。

図 3.24 より, 回転数の増加に伴い断熱圧縮効率はわずかに増加している。また, 実験条件による差異が確認でき, 図 3.23 に示した機械効率とは逆の傾向を示している。回転数の増加に伴い断熱圧縮効率が増加したのは, 圧縮機吐出温度が上昇したためと考えられる。圧縮機吐出温度の上昇により外気への放熱量が増加し, 圧縮機出口における比エンタルピーが減少すると, 等エントロピー過程に近づいたように見えるため断熱圧縮効率が上昇したと考えられる。また, システム更新前後の結果を比較すると, システム更新後の断熱圧縮効率はシステム更新前の断熱圧縮効率に比して高い。これは圧縮機を包む断熱材の断熱性能の低下が原因であると考えられる。断熱材の断熱性能の低下により圧縮機出口における比エンタルピーが低下すると等エントロピー過程に近づいたように見えるため, 断熱圧縮効率が上昇したと考えられる。すなわち, 断熱性能の差異による機械効率の増減と断熱圧縮効率の増減は密接に関係しているため, 機械効率と断熱圧縮効率を分けて評価することは困難である。そこで, 図 3.25 に作動冷媒 R410A, 最適充填量における機械効率 η_M と断熱圧縮効率 η_{adi} の積と圧縮機回転数 N の関係を示す。

図 3.25 より, 機械効率と断熱圧縮効率の積は圧縮機回転数の増加に伴い増加している。これは圧縮機元来の特性が影響していると考えられる。次に, 実験条件およびシステム更新による差異に注目すると, 実験条件およびシステム更新による有意な差は見られない。

このことから断熱性能および外気温の差により機械効率および断熱圧縮効率は変化しているが、システム更新の前後において圧縮機全体の効率は保たれているといえる。

ここで、第 3.4.2 項で述べたシステム更新に伴う圧縮機総合効率の上昇について考察する。前述したように、圧縮機総合効率はインバータ効率、機械効率および断熱圧縮効率の積である。第 3.4.3 項で述べたようにインバータ効率はシステム更新により上昇している。これはインバータの新調によりインバータ本体の性能が向上したためである。また、本項で述べたようにシステム更新前後における機械効率と断熱圧縮効率の積に有意な差はない。したがって、第 3.4.2 項で述べたシステム更新に伴う圧縮機総合効率の上昇はインバータの新調によりインバータ効率が上昇したことが原因である。以上のことより、システム更新前後の実験結果を比較する場合には、インバータ効率の差および圧縮機における断熱性能の差に注意して比較を行う必要がある。なお、本論文においてシステム更新前に実験を行った冷媒は R410A, HFC32 および 32/yf(22/78)の 3 種類であり、システム更新後に実験を行った冷媒は 32/yf/1123(21/39/40)および 32/yf/1123(21/19/60)の 2 種類である。

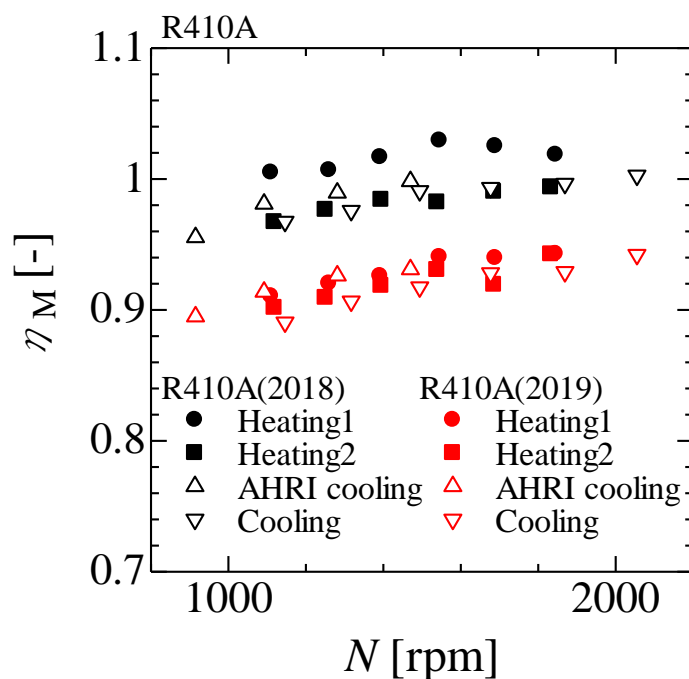


図 3.23 機械効率と圧縮機回転数との関係 (R410A, 最適充填量)

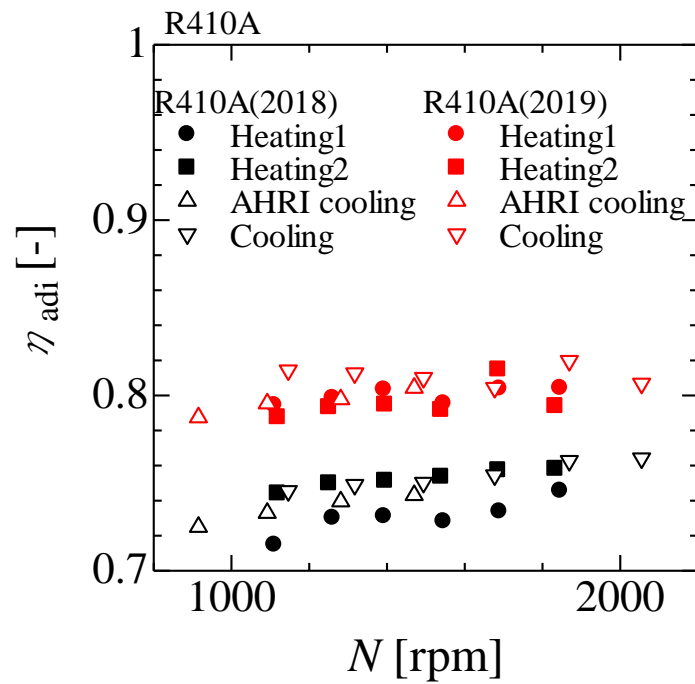


図 3.24 断熱圧縮効率と圧縮機回転数との関係 (R410A, 最適充填量)

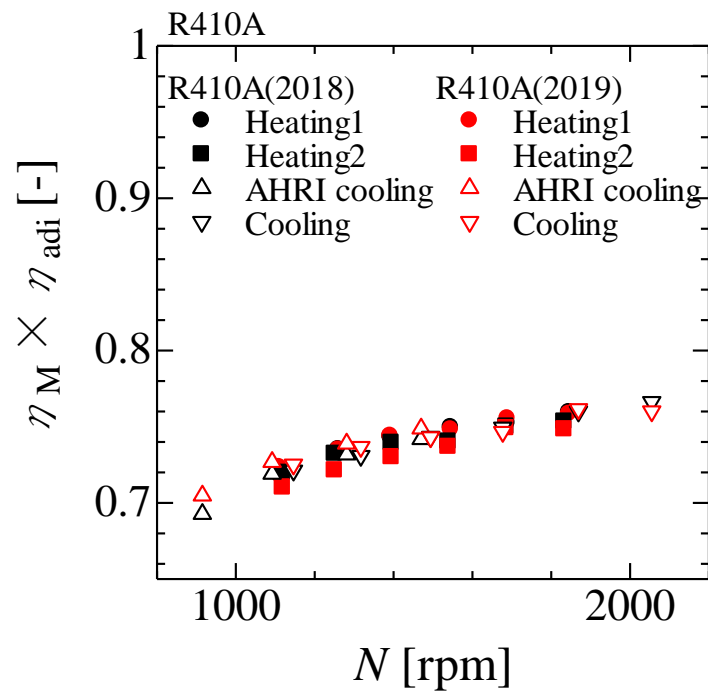


図 3.25 機械効率と断熱圧縮効率の積と圧縮機回転数との関係 (R410A, 最適充填量)

3.4.5 体積効率

図 3.26 に作動冷媒 R410A，最適充填量における体積効率 η_{vol} と圧縮機回転数 N の関係を示す。体積効率は実際の吸込み量を圧縮機のピストン押し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になる。いずれの条件においても体積効率は圧縮機回転数によらずほぼ一定である。しかし，システム更新前後の結果を比較すると，システム更新後の体積効率はシステム更新前の体積効率に比して高い傾向がある。また，システム更新後の体積効率は 1 を超えている場合がある。この原因については算出誤差や循環組成の測定誤差が考えられるが，現在においては原因の特定には至っていない。なお，体積効率は冷媒と圧縮機の相性によって変化し，圧縮機吸込圧の大きい冷媒ほど小さくなる。

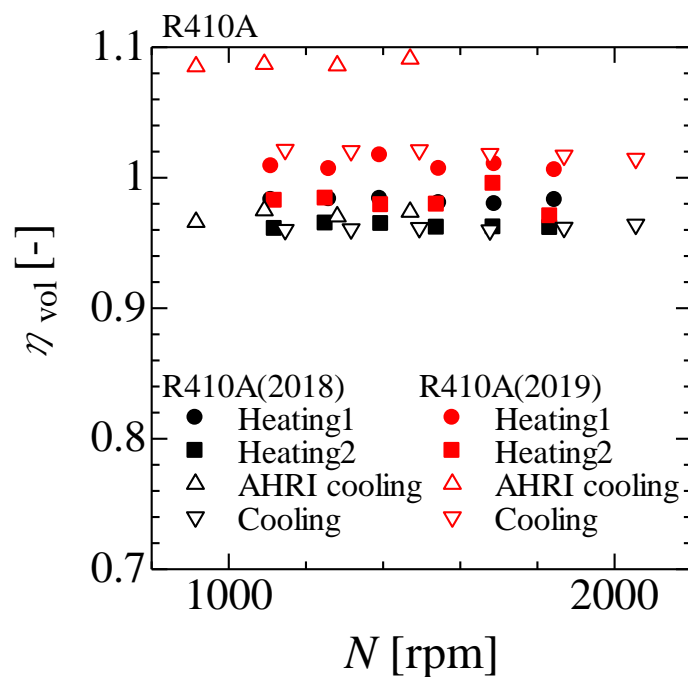


図 3.26 体積効率と圧縮機回転数の関係 (R410A, 最適充填量)

3.5 非共沸混合冷媒の循環組成

本節では非共沸混合冷媒における循環組成の特性について記述する．非共沸混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルでは冷媒ループ内を流れる冷媒の循環組成は必ずしも充填組成とは一致しない．また，サイクル内の冷媒の飽和温度と圧力の関係といった冷媒熱物性および能力や効率などのサイクル特性は循環組成によって決定される．したがって，循環組成の特性を把握することは非共沸混合冷媒を用いる際には大変重要である．

図 3.27 に作動冷媒 32/yf(22/78)における HFC32 の循環組成比 Y_{HFC32} および HFO1234yf の循環組成比 $Y_{\text{HFO1234yf}}$ と冷媒充填量 M の関係を示す．また，図 3.28 に作動冷媒 32/yf/1123(21/19/60)における HFC32 の循環組成比 Y_{HFC32} ，HFO1234yf の循環組成比 $Y_{\text{HFO1234yf}}$ および HFO1123 の循環組成比 Y_{HFO1123} と冷媒充填量 M の関係を示す．なお，図中における破線は充填組成比を表している．

図 3.27 より，作動冷媒 32/yf(22/78)における HFC32 の循環組成比は，全ての充填量および全ての条件において充填組成の組成比を上回っている．これは気液二相状態の非共沸混合冷媒における気相と液相の組成の差異が原因である．サイクルを流れる冷媒は主に熱交換器において気液二相状態で流れている．非共沸混合冷媒は気液二相状態において，気相側では低沸点成分（ここでは HFC32）の比率が大きく，液相側では高沸点成分（ここでは HFO1234yf）の比率が大きい．ここで熱交換器内における気相と液相の速度を考えると，密度の小さい蒸気は密度の大きい液に比して熱交換器を通過する速度が速い．したがって低沸点成分（HFC32）は高沸点成分（HFO1234yf）に比して素早く熱交換器を通過すると考えられる．すなわち，サイクルにおける熱交換器内の平均組成を考えると，熱交換器内を素早く通過する低沸点成分（HFC32）の比率は充填組成に比して小さく，高沸点成分（HFO1234yf）の比率は充填組成に比して大きくなると考えられる．逆に熱交換器以外の箇所では低沸点成分（HFC32）の比率は大きくなる．本研究の循環組成は凝縮器出口側の液単相の冷媒を採取し測定しているため，低沸点成分（HFC32）の比率が充填組成に比して大きくなったと考えられる．

次に，循環組成と充填量の関係について注目すると，冷媒充填量の増加に伴い循環組成が充填組成に近づいていることがわかる．これは充填量の増加に伴う過冷度の増加が原因である．過冷度が増加すると凝縮器における二相域が減少する．上述したように循環組成と充填組成の差異は二相域において引き起こされるため，過冷度の増加に伴う二相域の減少によって循環組成と充填組成の差異が低減されたと考えられる．

また、冷媒が圧縮機油へ溶け込むことによる組成の変化も考えられる。例えば、HFO1234yfは本研究で冷凍機油として用いたポリオールエステルに溶け込みやすい性質をもつ。しかしながら、一般に冷媒は高温になるほど圧縮機油に溶け込みにくくなるため、高温であると推測される圧縮機内の冷凍機油に溶け込む冷媒の量が循環組成に影響を与えるほどに多いのかは、現在においては特定できていない。

図 3.28 より、作動冷媒 32/yf/1123(21/19/60)における高沸点組成 (HFO1234yf) の循環組成は充填組成に比して大きく、作動冷媒 32/yf(22/78)における傾向とは逆の傾向を示している。これは冷媒を充填した後に HFO1234yf を追加充填したためであり、作動冷媒 32/yf/1123(21/19/60)における結果から循環組成と充填組成の差異について考察することはできない。

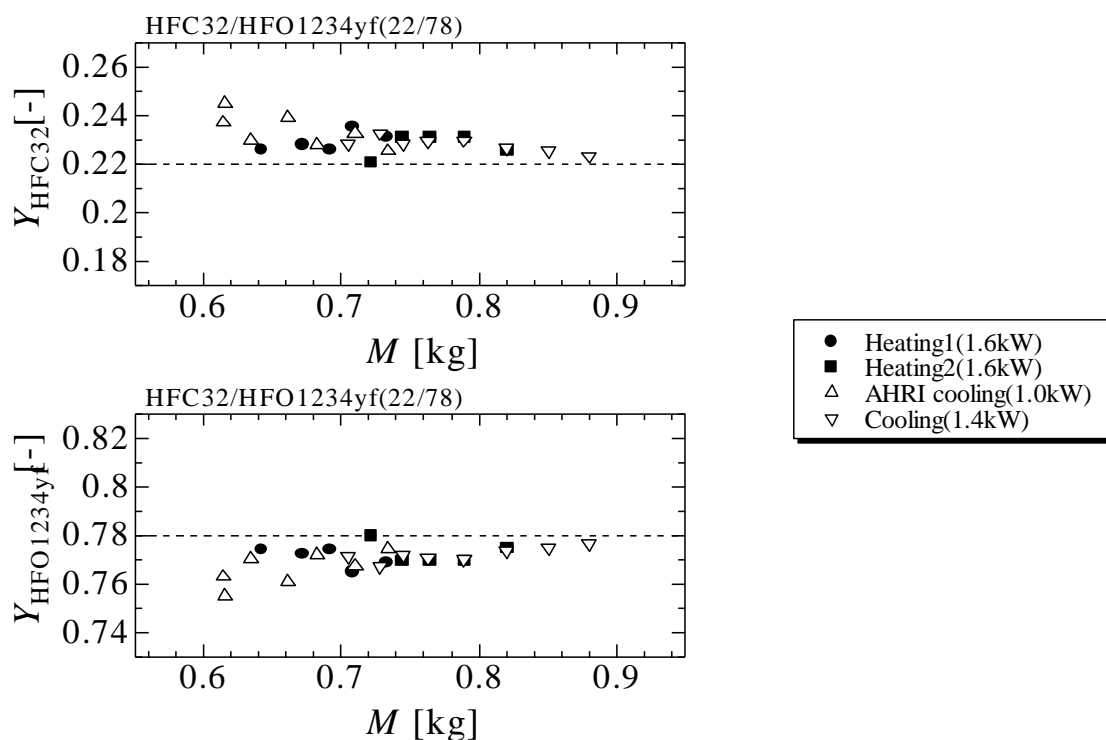


図 3.27 循環組成と充填量の関係 (32/yf(22/78))

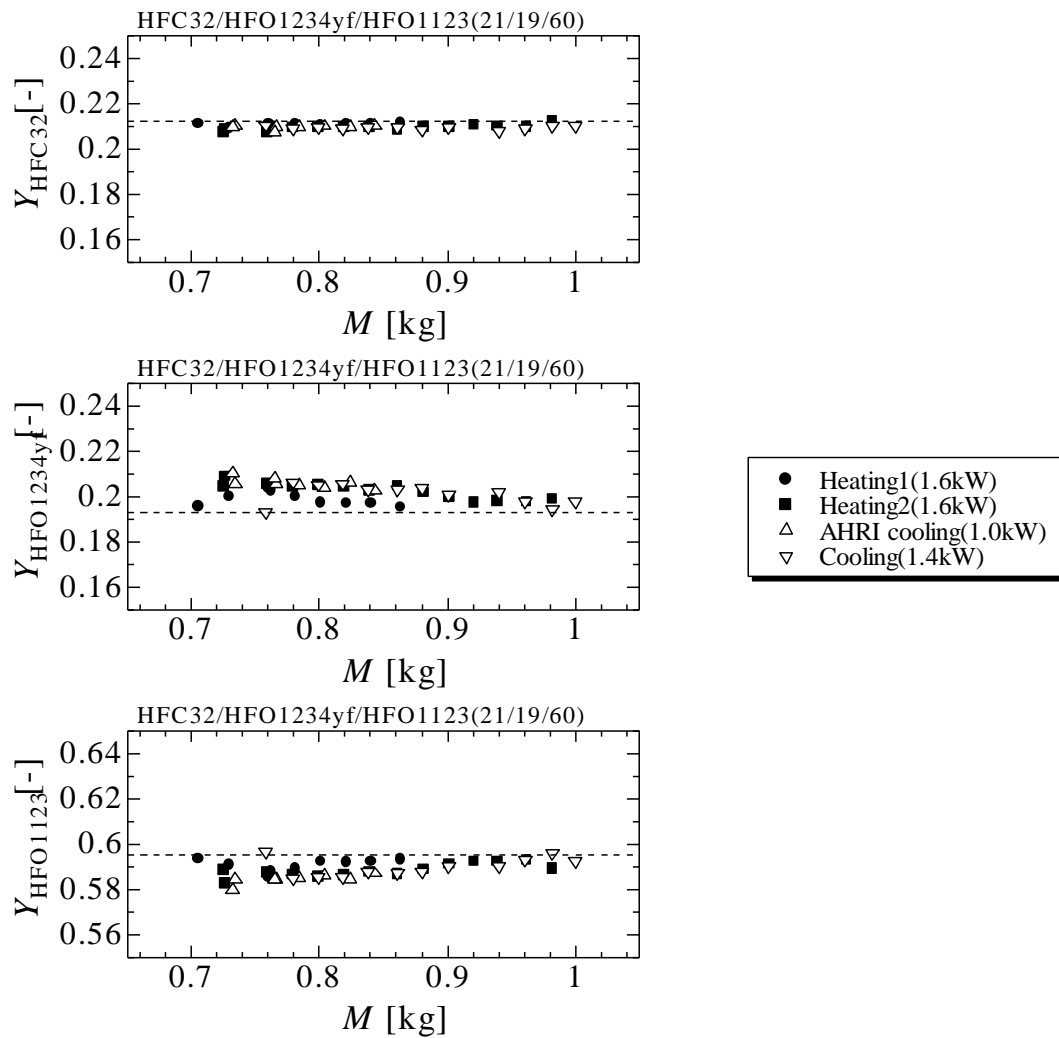


図 3.28 循環組成と充填量の関係 (32/yf/1123(21/19/60))

第4章 HFO1234yf および HFO1123 を用いた非共沸混合冷媒のサイクル特性

本章では疑似共沸混合冷媒 R410A, 純冷媒 HFC32, HFC32/HFO1234yf 系 2 成分非共沸混合冷媒および組成比の異なる 2 種類の HFC32/HFO1234yf/HFO1123 系 3 成分非共沸混合冷媒を用いて, 組成比の違いまたは冷媒種類の違いによるサイクル特性の差異および現行冷媒の代替冷媒としての可能性について考察する. ここで R410A および HFC32 は現行冷媒の代表として比較対象とした. また, 3 種類の非共沸混合冷媒の GWP 値は 150 以下に設定した.

4.1 3 成分混合冷媒の冷媒組成の検討

図 4.1 に HFC32/HFO1234yf/HFO1123 系 3 成分混合冷媒のサイクル計算結果を示す. ここで, 三角形の頂点は, それぞれ HFC32, HFO1234yf および HFO1123 の組成比を表しており, 内部の黒線は GWP, 赤線は R410A 比の COP_h , 緑線は R410A 比の体積能力, 青線は温度すべりを示している.

表 4.1 には, 計算条件を示しており, 凝縮代表温度とは, 非共沸混合冷媒では, 相変化時にも温度変化を生じており, 凝縮温度を一定値として定めることができないため定義したものである. 具体的には, 凝縮圧力を変化させ, 二相域内の凝縮温度を複数分割し, その平均温度が代表温度となるように定めている. 蒸発器代表温度も同様に定義した.

表 4.2 に, 計算結果より組成比を決定づけるための選定基準を示す. 選定基準として, この先 10 年から 15 年後に実用できる冷媒の選定を目指し, GWP 値は 150 とした.

本研究では, HFC32/HFO1234yf/HFO1123 系 3 成分混合冷媒を使用するにあたり, 最適な組成比を検討するためにサイクル計算を行ったが, 不可逆損失などのサイクル特性への影響は未知であるため, 実際の結果とは差異が生じている. ゆえに, 実験を通じてサイクル特性を把握し, サイクル計算上に反映することが今後の課題の一つである.

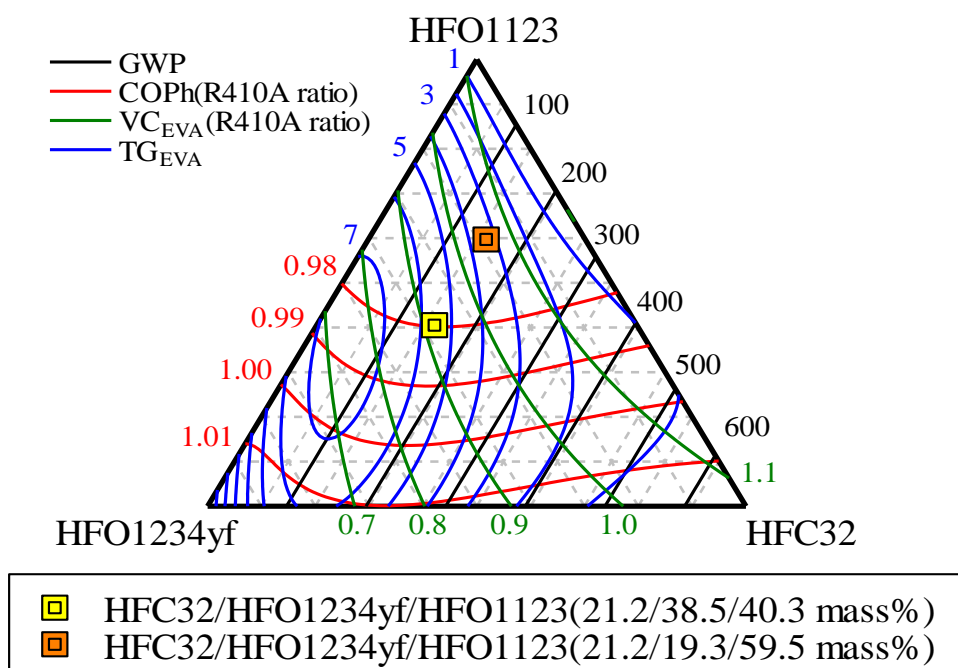


図 4.1 3成分混合冷媒のサイクル計算結果

表 4.1 計算条件

凝縮代表温度	30 °C
蒸発代表温度	-3 °C
過熱度	3 K
過冷度	0 K
断熱圧縮効率	0.85

表 4.2 選定基準

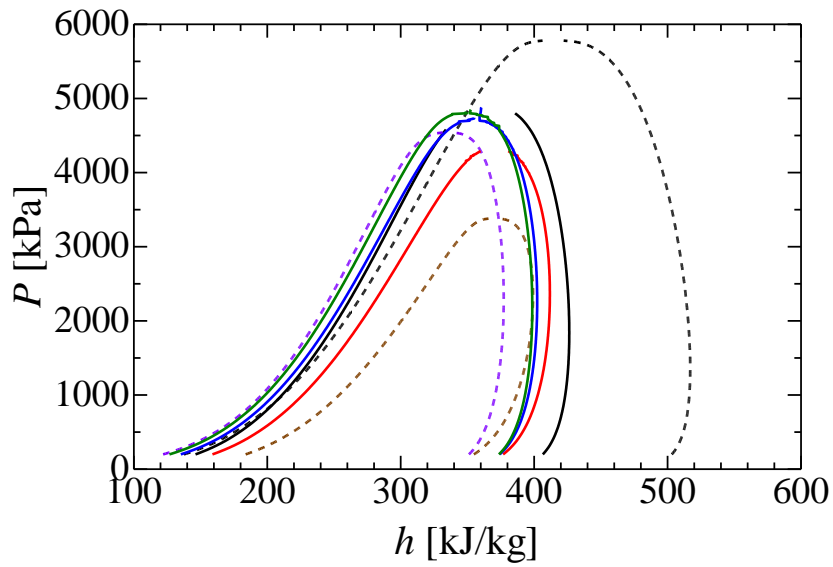
GWP	< 150
COP _h (R410A ratio)	> 0.96
体積能力 (R410A ratio)	0.9
温度すべり	< 7 K

4.2 潜熱

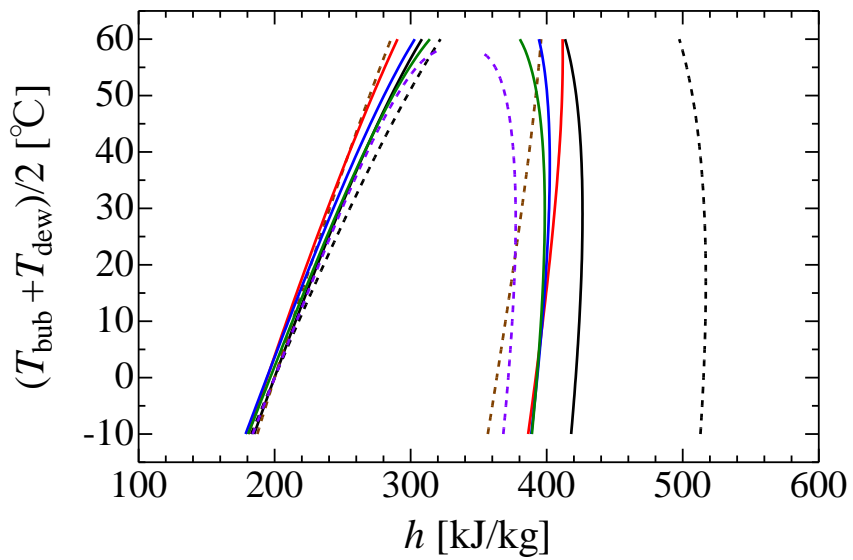
図 4.2 に R410A, HFC32, HFO1234yf, HFO1123, HFC32/HFO1234yf 系 2 成分混合冷媒 および HFC32/HFO1234yf/HFO1123 系 3 成分混合冷媒の飽和線を示す. なお, 図 4.2(a)の横軸は比エンタルピー, 縦軸は圧力を表し, 図 4.2 (b)の横軸は比エンタルピー, 縦軸は露点沸点平均温度を表している. ここで, 潜熱とは等圧下で物質の相変化に必要な単位質量当たりのエネルギーであり, 飽和液線と飽和蒸気線の比エンタルピー差により表される.

図 4.2(a)より, HFC32, HFO1234yf および HFO1123 の飽和線を比較すると, HFC32, HFO1123, HFO1234yf の順に潜熱が大きいがわかる. そのため, HFC32 の組成比が同程度の混合冷媒 32/yf(22/78), 32/yf/1123(21/39/40)および 32/yf/1123(21/19/60)を比較すると, HFO1234yf の組成比が大きい冷媒ほど潜熱が小さくなる. ただし, ヒートポンプサイクルにおいて, 同じ実験条件であっても冷媒の種類によって作動圧力は異なる. したがってヒートポンプサイクルにおける冷媒の潜熱の大小関係を比較する場合には同じ温度に対する潜熱を比較する方が適切である.

図 4.2(b)より, 露点沸点平均温度に対する HFC32, HFO1234yf および HFO1123 の飽和線を比較すると, HFC32 の潜熱が最も大きく, HFO1234yf と HFO1123 の潜熱の大小関係は露点沸点平均温度によって異なることがわかる. HFO1123 の潜熱は低温の領域においては HFO1234yf の潜熱をやや上回っているが, 15°C 付近を境に HFO1234yf との潜熱の大小関係は逆転し, 温度の上昇に伴い HFO1234yf との潜熱の差は拡大していることがわかる. 次に 3 種類の混合冷媒の飽和線を比較すると, 32/yf(22/78), 32/yf/1123(21/39/40), 32/yf/1123(21/19/60)の順に潜熱が大きく, HFO1123 の比率が大きいほど潜熱が小さい.



(a) 圧力と比エンタルピー



(b) 露点沸点平均温度と比エンタルピー

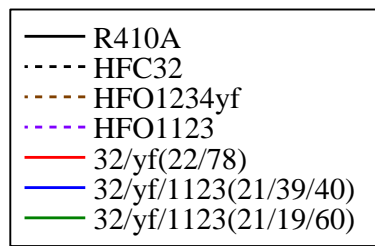


図 4.2 試験冷媒の飽和線

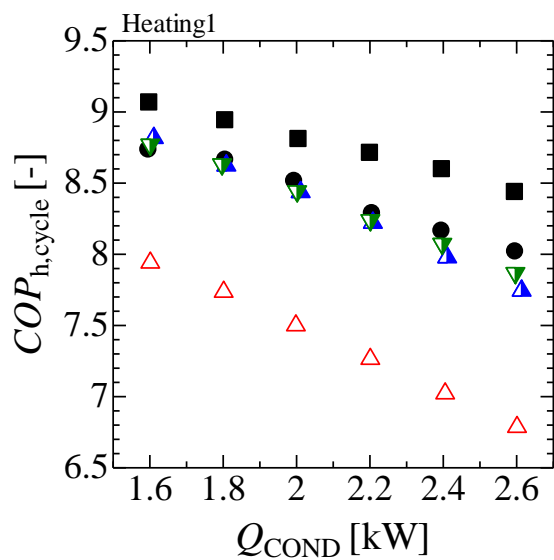
4.3 冷媒の差異がサイクル特性に及ぼす影響

本節では、疑似共沸混合冷媒 R410A、純冷媒 HFC32、HFC32/HFO1234yf 系 2 成分非共沸混合冷媒および組成比の異なる 2 種類の HFC32/HFO1234yf/HFO1123 系 3 成分非共沸混合冷媒を用いて、組成比の違いまたは冷媒種類の違いがサイクル特性に与える影響の把握および考察を行う。なお、本章では各条件の最適充填量における結果を用いて議論するが、作動冷媒 32/yf/1123(21/39/40)の暖房条件 2 および冷房条件における最適充填量は冷媒残量の不足のために決定できていない。そこで、32/yf/1123(21/39/40)の暖房条件 2 および冷房条件におけるデータはそれぞれ充填量 0.77kg および 0.79kg における結果を最適充填量としているが、冷媒充填量が不足している可能性があることを念頭に置いて議論する必要がある。

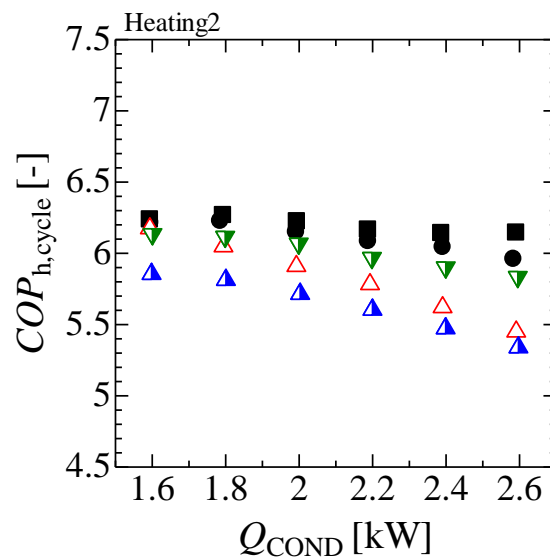
4.3.1 サイクル成績係数

図 4.3 に R410A、HFC32、32/yf(22/78)、32/yf/1123(21/39/40)および 32/yf/1123(21/19/60)の最適充填量におけるサイクル成績係数 COP_{cycle} と熱負荷 Q の関係を実験条件別に示す。黒塗り丸が R410A、黒塗り四角形が HFC32、赤色三角形が 32/yf(22/78)、半青塗り三角形が 32/yf/1123(21/39/40)、半緑塗りの三角形が 32/yf/1123(21/39/40)を表す。また、プロットは本章全てで共通である。

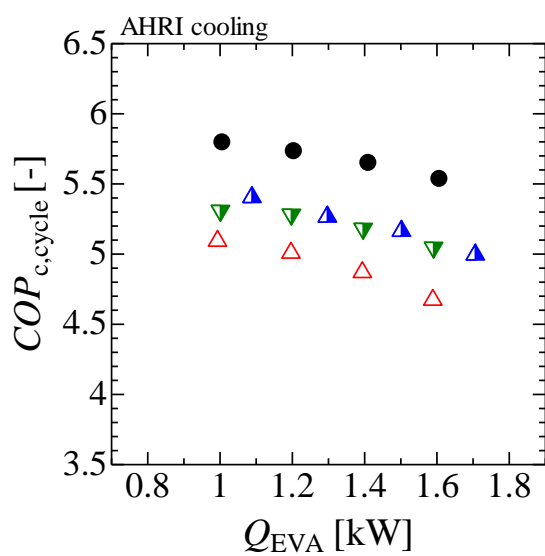
全ての条件においてサイクル成績係数の大小関係は HFC32 が最も大きく、次に R410A が大きい。3 種類の混合冷媒のサイクル成績係数は現行冷媒に及ばない結果を示した。ここで混合冷媒に注目すると、サイクル成績係数の大小関係は実験条件によって異なる。全ての条件において 32/yf/1123(21/19/60)のサイクル成績係数は 32/yf(22/78)に比して大きい傾向がある。32/yf/1123(21/39/40)の暖房条件 1 および AHRI 冷房条件におけるサイクル成績係数は 32/yf/1123(21/19/60)と比べて同等以上であるが、暖房条件 2 および冷房条件におけるサイクル成績係数は著しく低い。また、熱負荷の増加に伴うサイクル成績係数の低下率は冷媒によって異なり、混合冷媒に注目すると HFO1123 の組成比が大きい冷媒ほど熱負荷の増加に伴うサイクル成績係数の低下率は小さい。実験条件による差異および熱負荷による差異については次節より考察を行い、HFC32/HFO1234yf/HFO1123 系混合冷媒のサイクル特性および代替冷媒としての可能性について検討する。



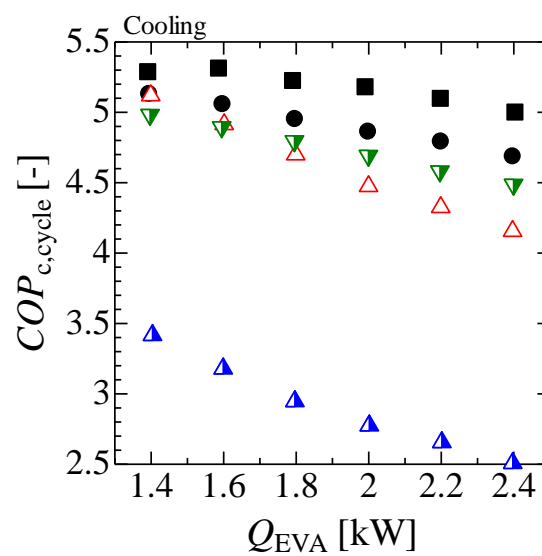
(a) 暖房条件 1



(b) 暖房条件 2



(c) AHRI 冷房条件



(d) 冷房条件

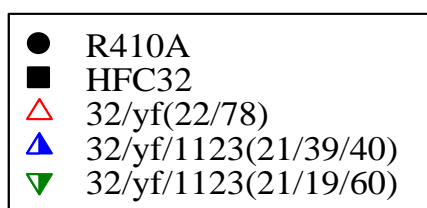
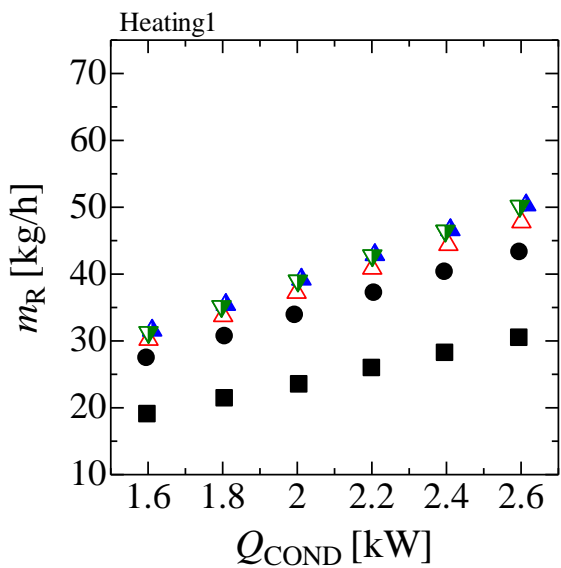


図 4.3 サイクル成績係数と熱負荷の関係 (最適充填量)

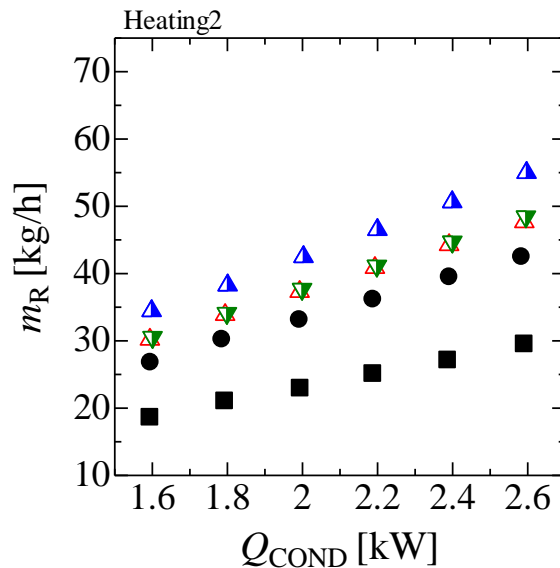
4.3.2 冷媒質量流量

図 4.4 に R410A, HFC32, 32/yf(22/78), 32/yf/1123(21/39/40)および 32/yf/1123(21/19/60)の最適充填量における冷媒質量流量 m_R と熱負荷 Q の関係を実験条件別に示す。

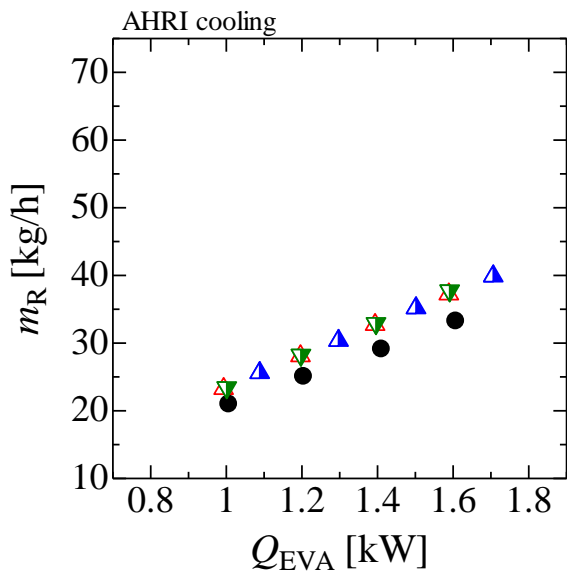
図より，全条件で冷媒質量流量の大小関係は HFC32 が最も小さく，次に R410A が小さい。32/yf(22/78)と 32/yf/1123(21/19/60)の冷媒質量流量は同程度であるが，暖房条件 1 では 32/yf(22/78)の冷媒質量流量は 32/yf/1123(21/19/60)に比して小さい。これは，冷媒の潜熱の差異によるものである。熱交換量は冷媒質量流量と熱交換器出入口の比エンタルピー差の積で表されるため，単位質量流量当たりの熱運搬量（比エンタルピー差）が大きい冷媒，つまり潜熱の大きい冷媒は同熱交換量において，潜熱の小さい冷媒に比べ冷媒質量流量は小さくなる。なお，32/yf/1123(21/39/40)の冷媒質量流量は暖房条件 1 および AHRI 冷房条件においては 32/yf/1123(21/19/60)と同程度であるが，暖房条件 2 および冷房条件では 32/yf/1123(21/39/40)の冷媒質量流量が最も大きい。これは 32/yf/1123(21/39/40)の冷媒充填量不足によるものである。冷媒充填量不足により過冷度が小さくなり，熱交換器出入口の比エンタルピー差が小さくなったために多くの冷媒質量流量が必要となったと考えられる。



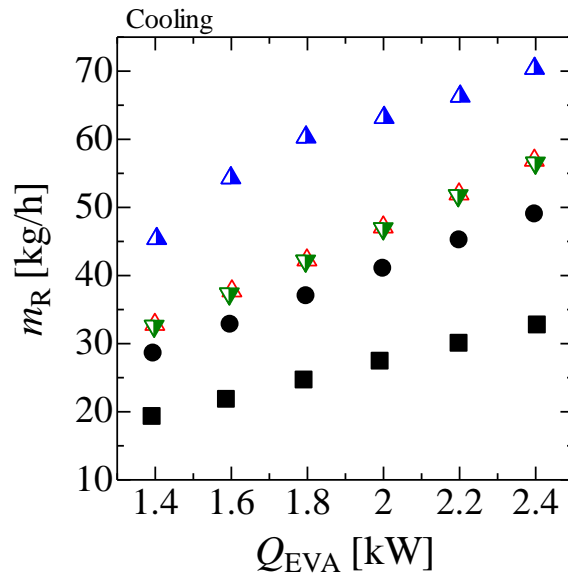
(a) 暖房条件 1



(b) 暖房条件 2



(c) AHRI 冷房条件



(d) 冷房条件

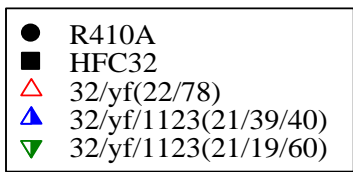
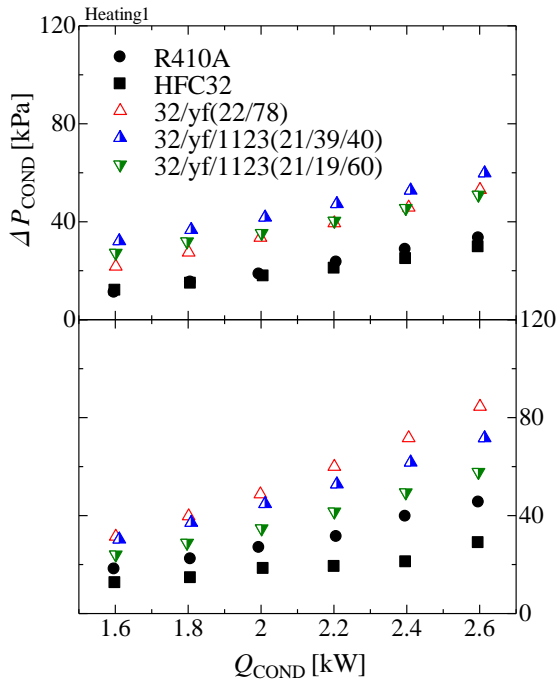


図 4.4 冷媒質量流量と熱負荷の関係 (最適充填量)

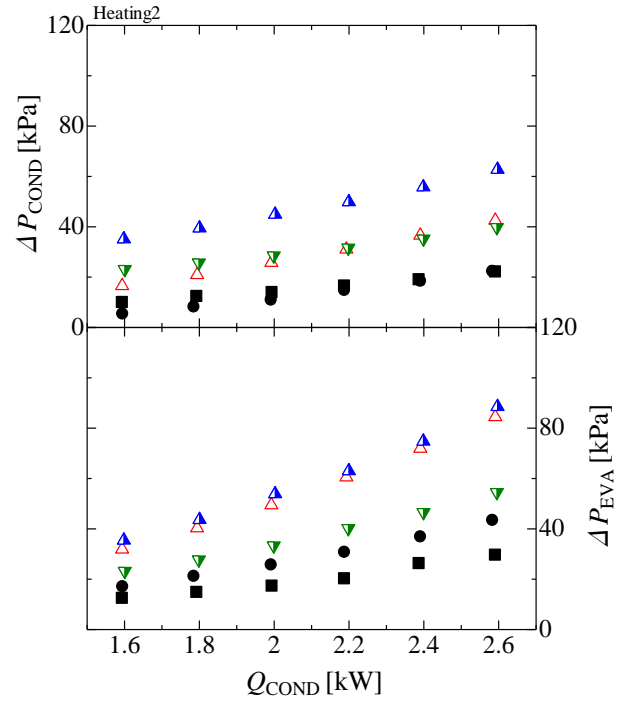
4.3.3 圧力損失

図 4.5 に R410A, HFC32, 32/yf(22/78), 32/yf/1123(21/39/40)および 32/yf/1123(21/19/60)の最適充填量における圧力損失 ΔP と熱負荷 Q の関係を実験条件別に示す.

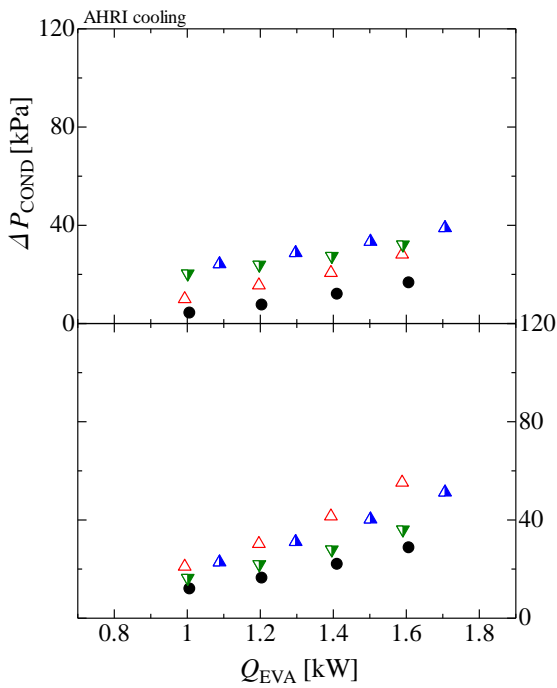
図より, 実験条件によらず熱負荷の増加に伴い高圧側圧力損失 ΔP_{COND} および低圧側圧力損失 ΔP_{EVA} は増加している. 低圧側圧力損失に注目するとすべての条件で HFC32 の圧力損失が最も小さく, 次いで R410A および 32/yf/1123(21/19/60)が小さい. これは冷媒質量流量および冷媒蒸気密度によるものである. 冷媒蒸気速度が増加すると摩擦損失と運動量損失が増加するため圧力損失が増加する. したがって冷媒質量流量の増加に伴い圧力損失は増加する. また, 同質量流量で比較すると, 冷媒蒸気密度が大きい冷媒ほど圧力損失は低下する. これは冷媒蒸気密度が大きいほど同質量流量における冷媒蒸気速度が低下するためである. したがって, 混合冷媒の圧力損失を比較すると, 蒸気密度の大きい HFO1123 の組成比が大きい冷媒ほど圧力損失は小さい. なお, 高圧側における 32/yf/1123(21/39/40)の圧力損失が大きいのは, 冷媒充填量不足により過冷度が低下し凝縮器における二相域が拡大したためである. 二相域の拡大により凝縮器における冷媒蒸気の占める比率が増加し, 圧力損失が大きくなったと考えられる.



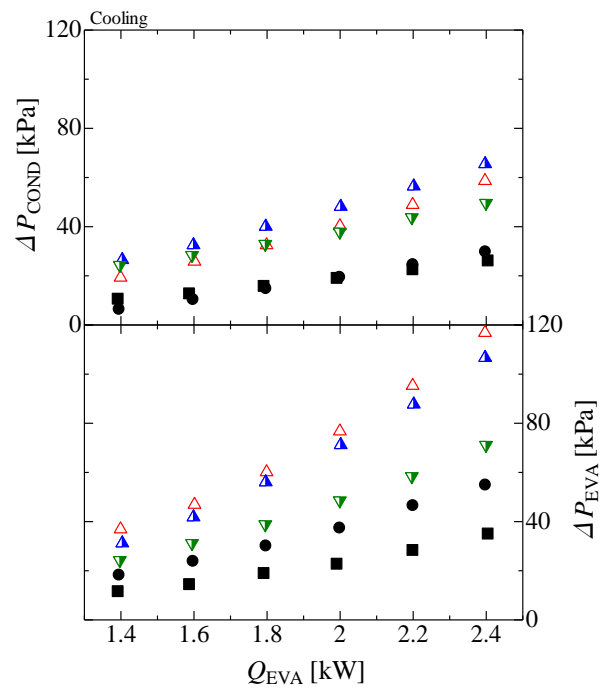
(a) 暖房条件 1



(b) 暖房条件 2



(c) AHRI 冷房条件



(d) 冷房条件

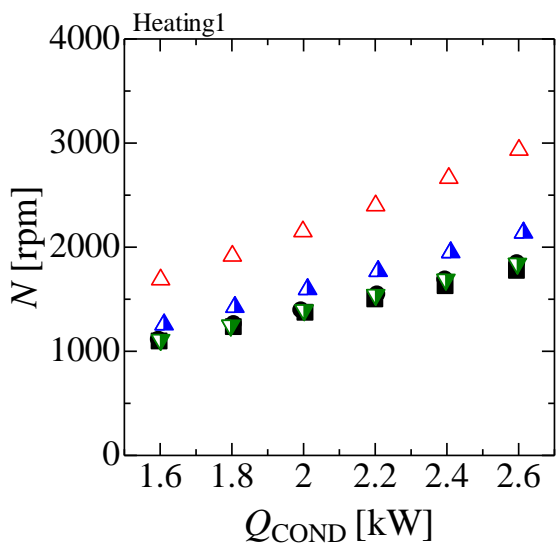
図 4.5 圧力損失と熱負荷の関係 (最適充填量)

4.3.4 圧縮機回転数

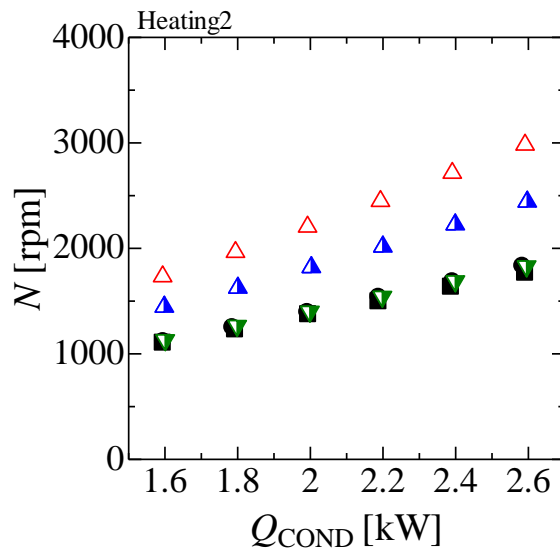
図 4.6 に R410A, HFC32, 32/yf(22/78), 32/yf/1123(21/39/40)および 32/yf/1123(21/19/60)の最適充填量における圧縮機回転数 N と熱負荷 Q の関係を実験条件別に示す。

図より、全条件で圧縮機回転数の大小関係は、HFC32 が最も小さく、次いで R410A および 32/yf/1123(21/19/60), 32/yf/1123(21/39/40), 32/yf(22/78)と大きくなっていることがわかる。混合冷媒の圧縮機回転数に注目すると、HFO1123 の組成比が大きい冷媒ほど圧縮機回転数は小さくなっている。圧縮機回転数の大きさは冷媒の体積能力の大きさが支配的である。圧縮機の回転数が大きい冷媒の使用は、回転数の増加に伴う消費電力の増大、省エネ性の低下が見込まれ、システムの観点からは好ましいとは言えない。また、実用化するにあたっては、圧縮機の大型化が要求される可能性もある。

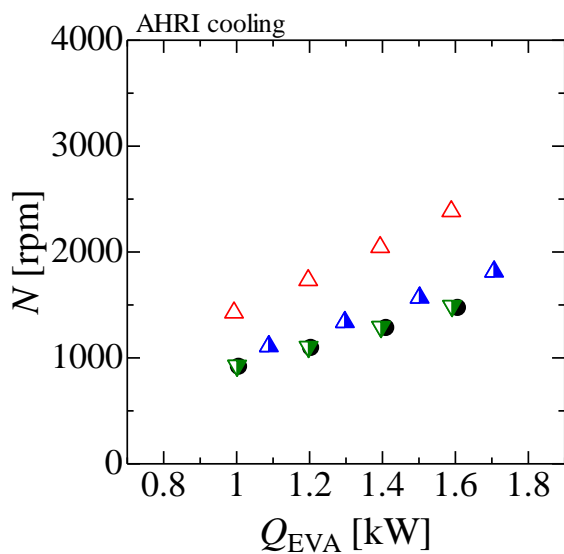
つまり、体積能力の大きい HFO1123 の添加により冷媒の体積能力を高めることで圧縮機回転数を低減できる。また、GWP 値が 150 以下の HFC32/HFO1234yf/HFO1123 系 3 成分混合冷媒の場合、HFO1123 の組成比が 60%程度の冷媒は現行冷媒と同程度に小さい圧縮機回転数を示しており、これは設計の変更を伴わない HFC32/HFO1234yf/HFO1123 系 3 成分混合冷媒の実用化の可能性を示している。



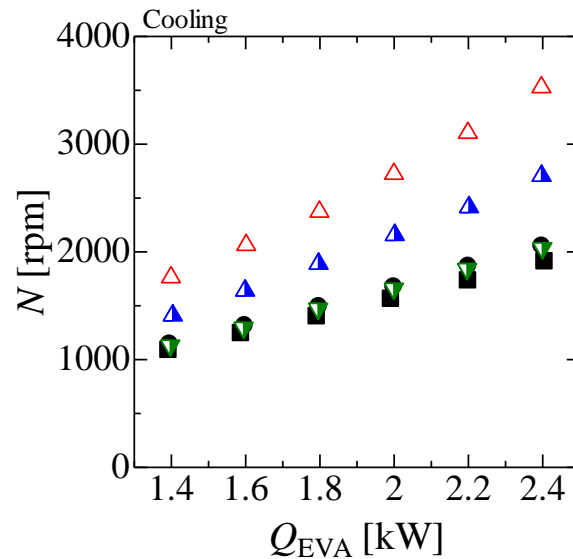
(a) 暖房条件 1



(b) 暖房条件 2



(c) AHRI 冷房条件



(d) 冷房条件

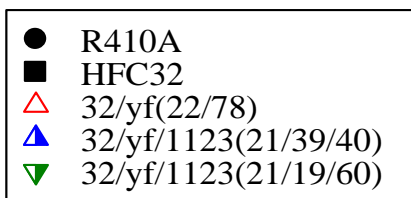


図 4.6 圧縮機回転数と熱負荷の関係 (最適充填量)

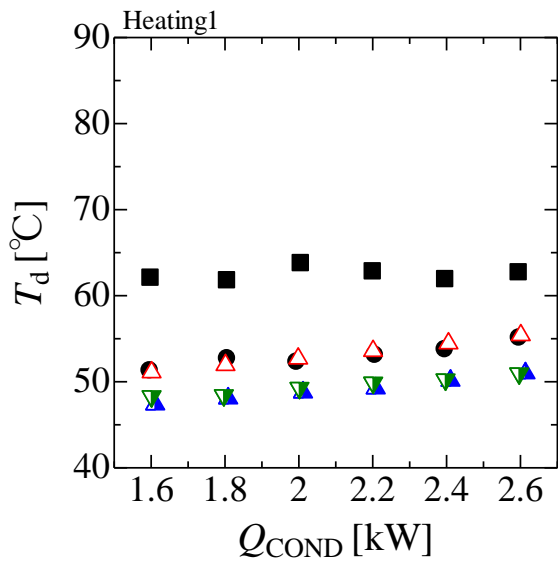
4.3.5 圧縮機吐出温度

図 4.7 に R410A, HFC32, 32/yf(22/78), 32/yf/1123(21/39/40)および 32/yf/1123(21/19/60)の最適充填量における圧縮機吐出温度 T_d と熱負荷 Q の関係を実験条件別に示す.

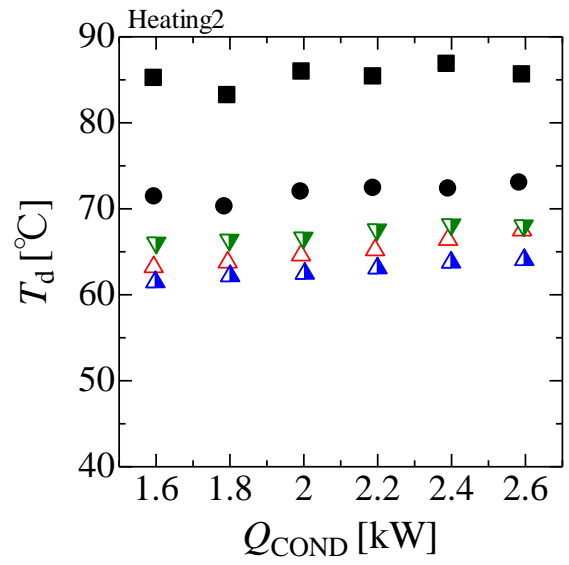
図より, 圧縮機吐出温度は HFC32 が最も高く, 次いで R410A の圧縮機吐出温度が高い. 混合冷媒の圧縮機吐出温度の大小関係は実験条件により異なるが, 全ての条件において現行冷媒より低い圧縮機吐出温度を示した. 冷媒による圧縮機吐出温度の差異は冷媒の物性によるものである. 蒸発潜熱が大きく, 気体状態における比熱比の大きい冷媒ほど $P-h$ 線図上における等エントロピー線の傾きが小さくなるため, 圧縮機吐出温度は上昇する.

3成分混合冷媒に注目すると, 全ての条件で HFO1234yf の組成比が大きい方が圧縮機吐出温度は低いことがわかる. したがって, 熱交換器面積が十分に大きい場合には HFO1234yf の組成比が大きいほど圧縮機吐出温度を低減できると考えられる.

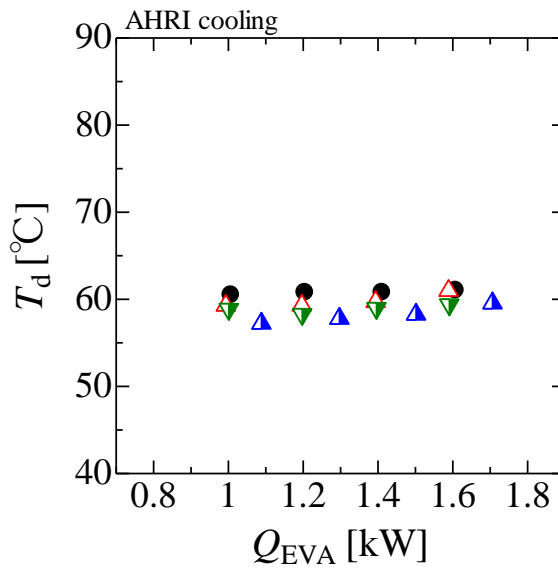
圧縮機吐出温度は圧縮機の寿命を左右するパラメータの一つであり, 現行冷媒である HFC32 の圧縮機吐出温度の高さは HFC32 の弱点の一つである. HFO1234yf および HFO1123 の添加により圧縮機吐出温度が低下するのは, 圧縮機寿命の観点からは良い傾向であるといえる.



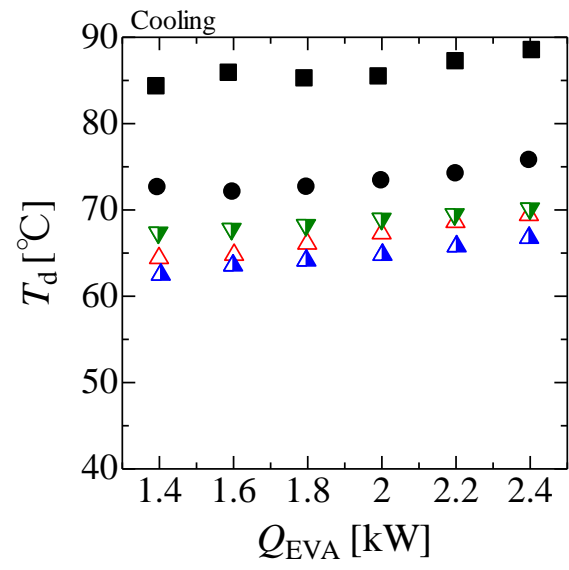
(a) 暖房条件 1



(b) 暖房条件 2



(c) AHRI 冷房条件



(d) 冷房条件

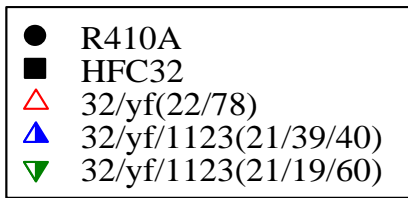


図 4.7 圧縮機吐出温度と熱負荷の関係 (最適充填量)

4.3.6 熱交換器内温度分布

図 4.8 に R410A, HFC32, 32/yf(22/78), 32/yf/1123(21/39/40)および 32/yf/1123(21/19/60)の最適充填量における熱交換器内温度分布を実験条件別に示す。ここで, (1)は暖房条件 1 の 2.2kW, (2)は暖房条件 2 の 2.2kW, (3)は AHRI 冷房条件の 1.4kW, (4)は冷房条件の 2.0kW における熱交換器内温度分布を示しており, それぞれの図において(a)は凝縮器, (b)は蒸発器の温度分布を示す。また, 表 4.3 に各条件および各冷媒における熱交換器内の冷媒と熱源水の平均温度差を示す。

凝縮器内で混合冷媒の温度分布に注目すると, HFC32/HFO1234yf 系混合冷媒および HFC32/HFO1234yf/HFO1123 系混合冷媒は相変化中に温度が変化している。これは沸点の異なる冷媒から構成される非共沸混合冷媒の特性である。非共沸混合冷媒は凝縮器において相変化中に温度が低下するため, 純冷媒に比べ相変化中における熱源水との温度差の増加率が小さい。ここで, 各冷媒の凝縮開始温度に注目すると, R410A, HFC32, 32/yf/1123(21/39/40)および 32/yf/1123(21/19/60)は凝縮開始温度が熱源水温度に近づいている。一方で, 32/yf(22/78)の凝縮器開始温度は熱源水との温度差が大きい。これは 32/yf(22/78)の体積能力が小さいためである。体積能力が小さい冷媒は熱交換器面積が不十分となり, 凝縮温度を高くする必要がある。なお, 熱交換器面積を十分に大きくすることで凝縮開始温度を小さくすることができると考えられる。つまり, 凝縮器においては, 冷媒の体積能力が熱交換器面積に対して十分に大きく, 温度すべりが熱源水出入口温度差より小さい条件であれば, 温度すべりを有した冷媒は, 温度すべりが無い冷媒より平均温度差を小さくすることができると考えられる。

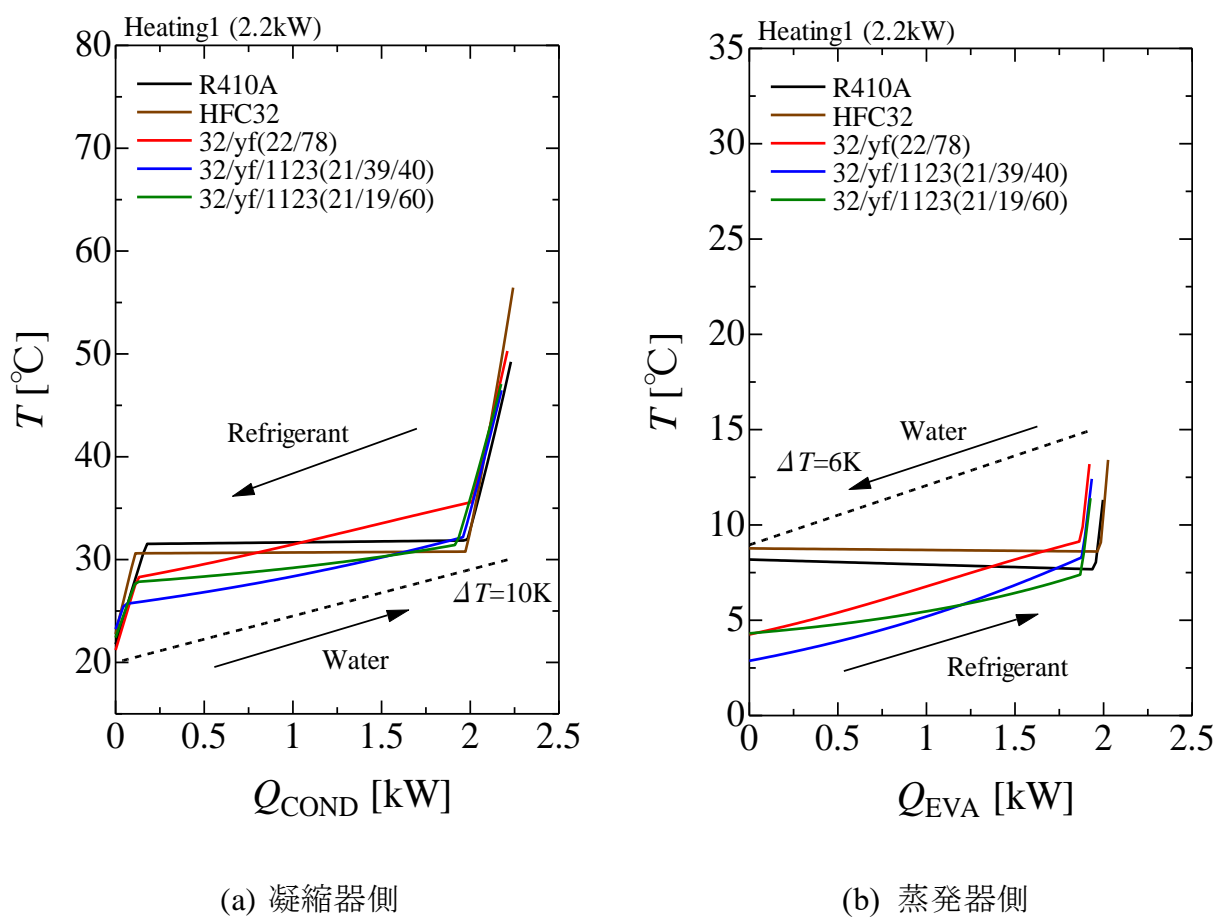
蒸発器内の温度分布に注目すると, 蒸発器内においても HFC32/HFO1234yf 系混合冷媒および HFC32/HFO1234yf/HFO1123 系混合冷媒は相変化中に温度が変化している。また, 二相域後の温度上昇は過熱度を表しており, すべて 4K 程度である。純冷媒 HFC32 および疑似共沸冷媒 R410A に注目すると, 蒸発器入口における熱源水との温度差は極めて小さく, その後相変化(等温変化)に伴い熱源水との温度差は大きくなり, 最後に過熱によって熱源水との温度差は小さくなっている。ここで, 冷媒と熱源水の平均温度差を考えると, 過熱度が熱源水出入口温度差からより遠く, 熱負荷が大きい条件ほど平均温度差は拡大すると考えられる。HFC32/HFO1234yf 系混合冷媒および HFC32/HFO1234yf/HFO1123 系混合冷媒はいずれの条件においても蒸発器入口における熱源水との温度差が温度すべりによっ

て大きくなっているが、相変化中の温度上昇により二相域における熱源水との温度差の増加率は、温度すべりのない冷媒よりも小さい。

つまり、蒸発器においては冷媒の体積能力が熱交換器面積に対して十分に大きいとするならば、温度すべりのない冷媒は、過熱度と熱源水出入口温度差が近い条件ほど冷媒と熱源水の平均温度差を低減できる。また、温度すべりを有する冷媒は、過熱度と温度すべりの和が熱源水出入口温度差に近い条件ほど冷媒と熱源水の平均温度差を低減できる。また、温度すべりを有する冷媒の方が熱負荷の増大に対する平均温度差の増加率は小さくなると考えられる。

凝縮器における 3 成分混合冷媒 32/yf/1123(21/39/40)に注目すると、AHRI 冷房条件および冷房条件では凝縮器出口において相変化の途中であり、暖房条件 2 では過冷度が小さく冷媒温度が熱源水温度に十分に近づいていない。これは冷媒の充填量不足のためである。高負荷の条件である暖房条件 2 および冷房条件において 32/yf/1123(21/39/40)のサイクル成績係数が低いのは、相変化が完了していないあるいは過冷度が小さいために凝縮器出入口の比エンタルピー差が大きくならなかつたためだと考えられる。

以上のことより、非共沸混合冷媒の温度すべりがサイクルに優位に働くかどうかは冷媒の温度すべりの大きさや体積能力、熱交換器面積およびサイクル運転条件などの複数の要因によって決定される。しかし、HFC32/HFO1234yf/HFO1123 系 3 成分混合冷媒は HFO1234yf と HFO1123 の組成比の操作により温度すべりの大きさの選択が可能であり、運転条件に適した冷媒を選択することで性能の向上をさせる可能性がある。



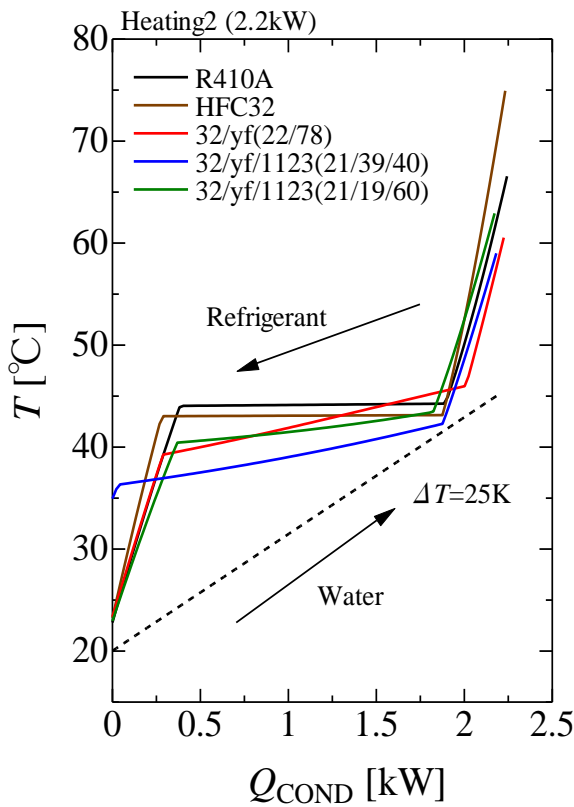
(1) 暖房条件 1

図 4.8 熱交換器内の温度分布

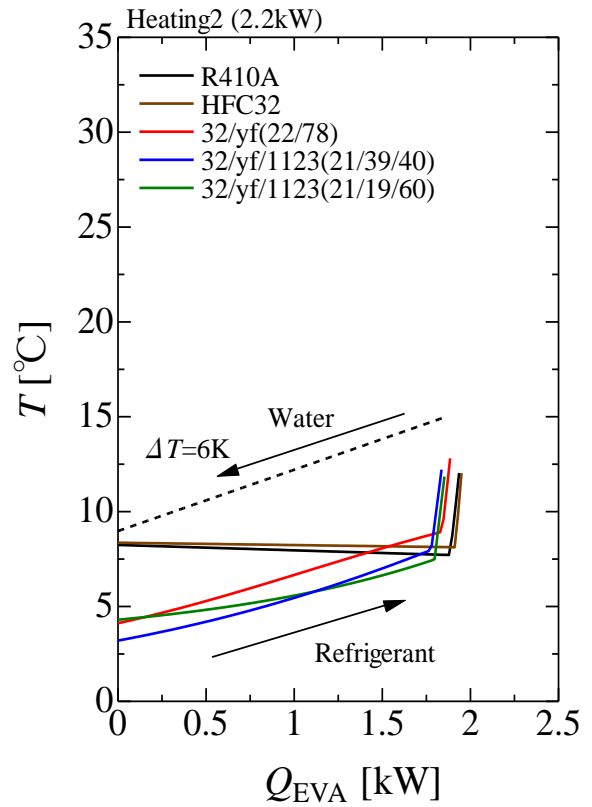
表 4.3 冷媒と熱源水の平均温度差

(1) 暖房条件 1

	R410A	HFC32	32/yf (22/78)	32/yf/1123 (21/39/40)	32/yf/1123 (21/19/60)
凝縮器	7.24	6.88	7.38	4.52	5.22
蒸発器	4.01	3.33	5.29	6.68	6.37



(b) 凝縮器側



(b) 蒸発器側

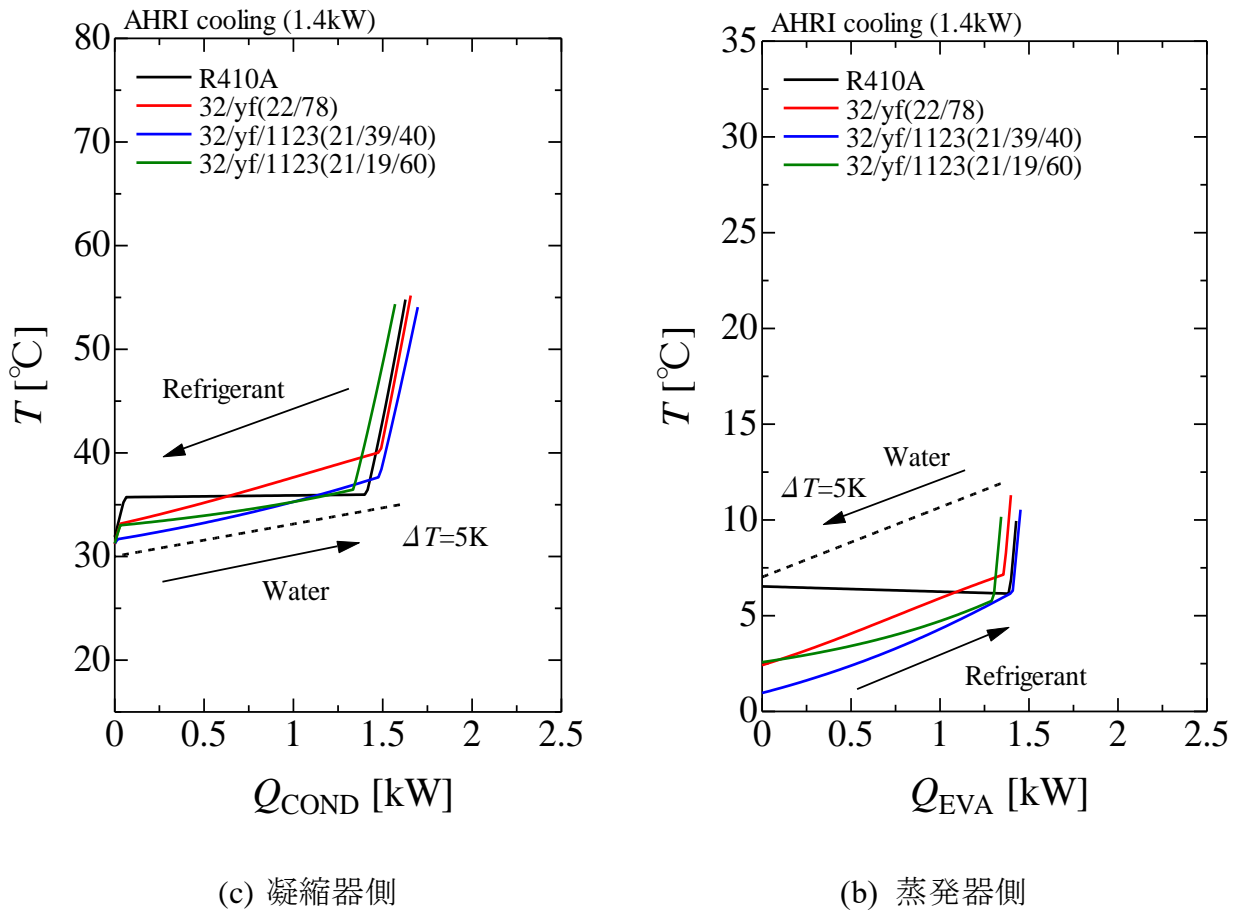
(2) 暖房条件 2

図 4.8 熱交換器内の温度分布

表 4.3 冷媒と熱源水の平均温度差

(2) 暖房条件 2

	R410A	HFC32	32/yf (22/78)	32/yf/1123 (21/39/40)	32/yf/1123 (21/19/60)
凝縮器	11.47	11.63	9.61	8.08	9.33
蒸発器	3.96	3.72	5.42	6.56	6.30



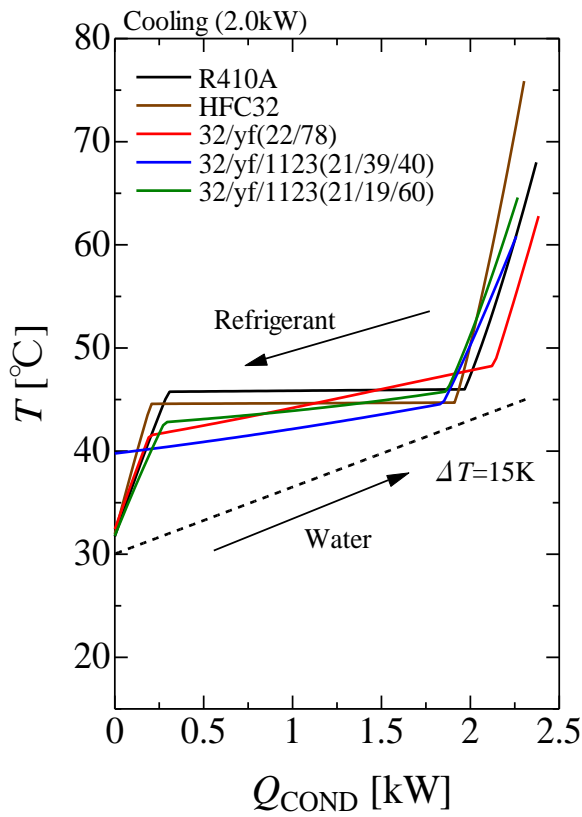
(3) AHRI 冷房条件

図 4.8 熱交換器内の温度分布

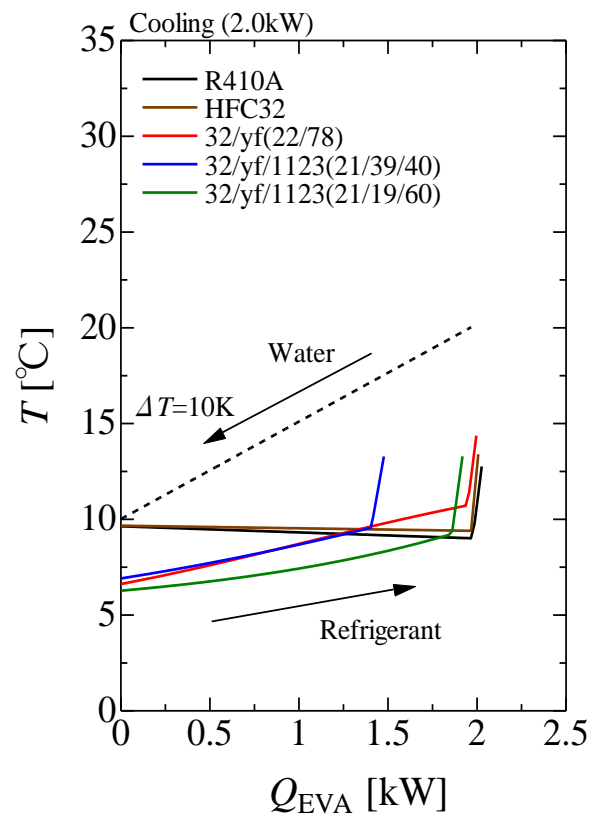
表 4.3 冷媒と熱源水の平均温度差

(3) AHRI 冷房条件

	R410A	HFC32	32/yf (22/78)	32/yf/1123 (21/39/40)	32/yf/1123 (21/19/60)
凝縮器	4.45	-	5.04	3.22	3.48
蒸発器	3.12	-	4.59	6.07	5.48



(d) 凝縮器側



(b) 蒸発器側

(4) 冷房条件

図 4.8 熱交換器内の温度分布

表 4.3 冷媒と熱源水の平均温度差

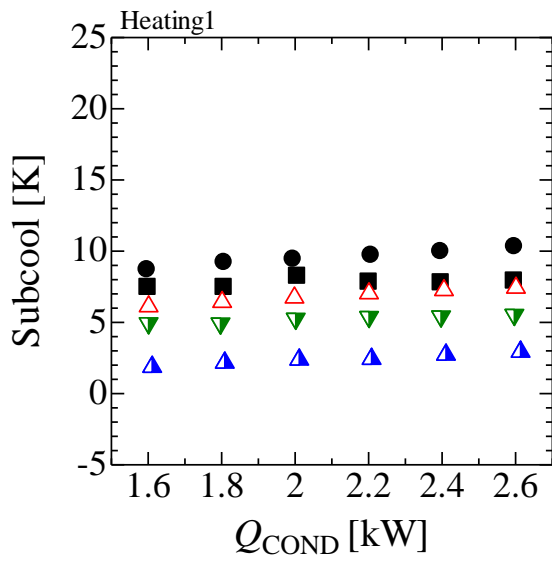
(4) 冷房条件

	R410A	HFC32	32/yf (22/78)	32/yf/1123 (21/39/40)	32/yf/1123 (21/19/60)
凝縮器	9.18	8.93	7.81	6.44	7.63
蒸発器	5.66	5.46	6.23	6.69	7.38

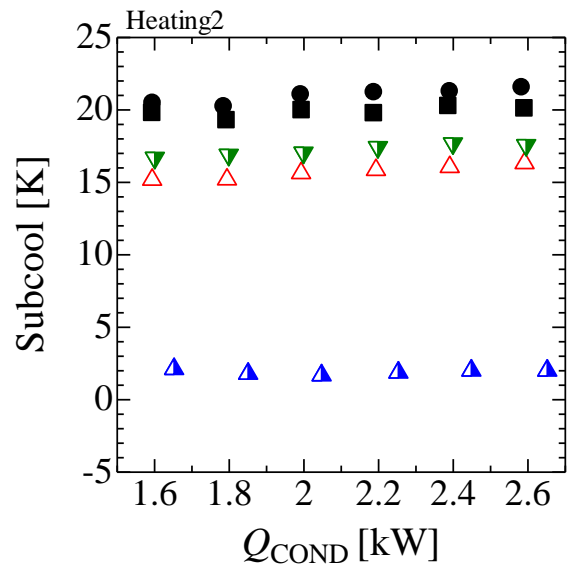
4.3.7 過冷度

図 4.9 に R410A, HFC32, 32/yf(22/78), 32/yf/1123(21/39/40)および 32/yf/1123(21/19/60)の最適充填量における過冷度 Subcool と熱負荷 Q の関係を実験条件別に示す.

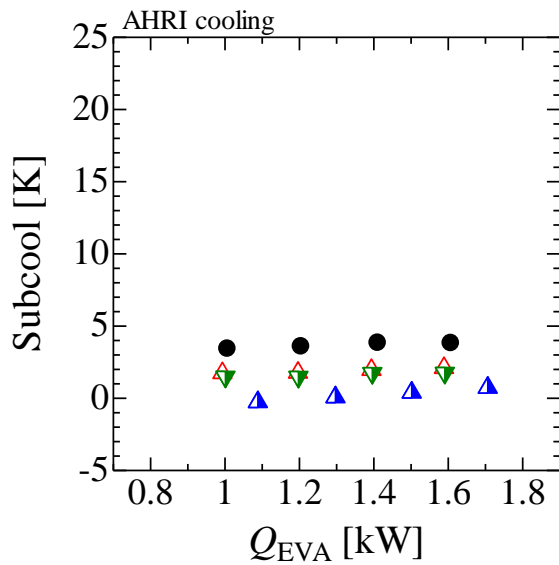
図より, 冷媒による比較を行うと R410A の過冷度が最も大きく, 次に HFC32 の過冷度が大きい. 32/yf(22/78)および 32/yf/1123(21/19/60)の過冷度の大小関係は条件によって異なり, 32/yf/1123(21/39/40)の過冷度は最も小さい. 一般に温度すべりが大きい冷媒ほど凝縮終了温度が熱源水入口温度に近づくため, 温度すべりが大きい冷媒ほど過冷度が小さくなると考えられる. しかしながら, 最も温度すべりが大きい 32/yf(22/78)の過冷度はいずれの条件においても最も小さい値を示していない. これは 32/yf(22/78)の体積能力が小さいことによる熱交換器面積の不足を補うため凝縮温度が上昇したためである. また, 暖房条件 2 および冷房条件において 32/yf/1123(21/39/40)の過冷度が著しく小さいのは冷媒充填量不足によるものである. つまり, 熱交換器面積が十分に大きく, 最適な冷媒充填量において実験を行えば非共沸混合冷媒の過冷度は温度すべりが大きい冷媒ほど小さくなる.



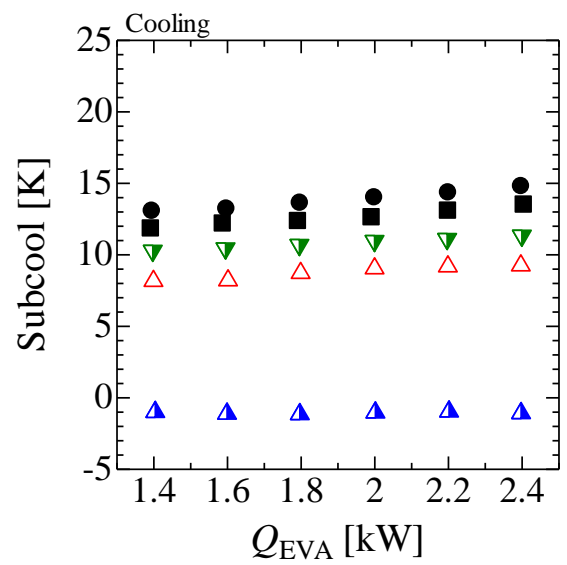
(a) 暖房条件 1



(b) 暖房条件 2



(c) AHRI 冷房条件



(d) 冷房条件

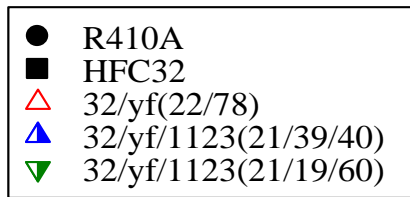


図 4.9 過冷度と熱負荷の関係 (最適充填量)

4.3.8 不可逆損失

図 4.10 は暖房条件 1 (2.2kW), 暖房条件 2 (2.2kW), AHRI 冷房条件 (1.4kW) および冷房条件 (2.0kW) における R410A, HFC32, 32/yf(22/78), 32/yf/1123(21/39/40) および 32/yf/1123(21/19/60) の最適充填量における冷媒の種類と不可逆損失 L との関係を示したものであり, $COMPR$, DSH , $COND$, EVA , EXP , $PIPE$ および $P.D.$ はそれぞれ圧縮機, 凝縮器過熱蒸気, 凝縮器, 蒸発器, 膨張弁, 配管接続部および圧力損失による不可逆損失を示している. この積み上げ式棒グラフは, 各要素機器の内訳および大小関係を平易に理解することができるため示したものである. また, 図 4.11 に R410A, HFC32, 32/yf(22/78), 32/yf/1123(21/39/40) および 32/yf/1123(21/19/60) の最適充填量における不可逆損失 L と熱負荷 Q の関係, および単位熱負荷当たりの不可逆損失 L/Q と熱負荷 Q の関係を示す. 不可逆損失については, (a) サイクル全体 $L_{all,cycle}$, (b) 凝縮器過熱蒸気 L_{DSH} , (c) 凝縮器 L_{COND} , (d) 蒸発器 L_{EVA} , (e) 膨張弁 L_{EXP} , (f) 圧縮機 L_{COMPR} , (g) 接続配管部 L_{PIPE} および (h) 圧力損失 $L_{P.D.}$ の 8 つを示す. ここで, 単位熱負荷当たりの不可逆損失は冷媒質量流量の増加による不可逆損失への影響を除くために示している.

図 4.10 は要素機器別に不可逆損失としての影響度を示したものである. 特定の熱負荷における不可逆損失は全ての条件で HFC32 が最も小さく, 他の冷媒の不可逆損失の大小関係は実験条件によって異なるが, 図 4.3 に示したサイクル成績係数の大小関係と逆の傾向を示している. これより図 4.11 に示した要素機器別の不可逆損失の考察を通じ, 冷媒による不可逆損失の差異の要因およびサイクル成績係数への影響について検討を行う.

図 4.11 (a) より, 32/yf/1123(21/19/60) の熱負荷増大に伴う不可逆損失の増加率は 32/yf(22/78) および 32/yf/1123(21/39/40) に比して小さいことがわかる. このことから, HFO1123 の添加により熱負荷による性能の変動が小さくなり安定的に性能を維持することを期待される.

図 4.11 (b) より, 凝縮器入口付近における過熱蒸気による不可逆損失は HFC32 が最も大きく, 次いで R410A, 32/yf/1123(21/39/40) および 32/yf/1123(21/19/60), 32/yf(22/78) の順に大きい. これは冷媒の圧縮機吐出温度および凝縮開始温度による影響が支配的であると考えられる. 前述したとおり HFC32 は圧縮機吐出温度が高く, 体積能力が十分に大きく凝縮開始温度が低いため凝縮器過熱蒸気による不可逆損失は他の冷媒に比して大きくなったと考えられる. ただし, 凝縮器過熱蒸気による不可逆損失が全不可逆損失に占める割合は小さい.

図 4.11 (c)より、凝縮器における不可逆損失は全ての条件において 32/yf/1123(21/39/40)が最も小さく、次いで 32/yf/1123(21/19/60)の不可逆損失が小さい。これは第 4.3.6 項に記したように相変化中の温度すべりにより凝縮器内における冷媒と熱源水の平均温度差が小さくなったためである。一方、温度すべりを有する 32/yf(22/78)の不可逆損失は暖房条件 2 では HFC32 および R410A に比して小さいが、その他の条件では HFC32 に比して大きい。これは前述したように、32/yf(22/78)の体積能力が小さく熱交換器面積が不足し凝縮開始温度が高くなり、冷媒と熱源水の平均温度差が大きくなったためである。ここで、暖房条件 2 における 32/yf(22/78)の不可逆損失が HFC32 に比して小さいのは、凝縮器の熱源水出入口温度差が大きいため冷媒と熱源水の平均温度差が大きく、単位面積当たりの熱交換量が大きいために、熱交換器面積の不足が生じづらい条件であるためである。以上のことより、単位質量当たりの凝縮器不可逆損失は冷媒の温度すべりおよび体積能力と実験条件の熱源水出入口温度および過冷度の兼ね合いにより決定する。

図 4.11 (d)より、蒸発器における不可逆損失の大小関係は冷房条件を除いて 32/yf/1123(21/39/40)が最も大きく、次いで 32/yf/1123(21/19/60), 32/yf(22/78), R410A, HFC32 の順に大きい。これは第 4.3.6 項に記した冷媒と熱源水の温度差の大小関係と一致することがわかる。つまり、凝縮器における不可逆損失と同様に温度すべり、体積能力、実験条件の熱源水温度および過冷度の兼ね合いによって決定される。

図 4.11 (e)より、膨張弁における単位熱負荷当たりの不可逆損失は、熱負荷によらず一定であり、膨張弁による損失は冷媒質量流量に左右されると考えられる。冷房条件における 32/yf/1123(21/19/60)の不可逆損失は著しく大きいのは、冷媒充填量が不足し、気液二相状態のまま凝縮器を通過したことが原因である。第 3.2.7 項で述べたように、一般に等エンタルピー変化における比エントロピー変化量は比エンタルピーが小さいほど小さくなる。したがって、冷媒充填量が不足し凝縮器出口における比エンタルピーが十分に小さくならなかったため、膨張弁における不可逆損失が大きくなったと考えられる。

図 4.11 (f)より、圧縮機における単位熱負荷当たりの不可逆損失は 32/yf(22/78)を除いて一定であり、熱負荷の増加に伴う不可逆損失の増加は冷媒質量流量の影響が支配的であるといえる。ここで 32/yf(22/78)のみ熱負荷の増加に伴い単位熱負荷当たりの不可逆損失が増加しているのは、32/yf(22/78)の体積能力不足により熱交換器面積が不足し、熱負荷増大に対して凝縮開始温度を高める必要があるためである。圧縮機における不可逆損失の大小関係を比較すると、32/yf/1123(21/39/40)および 32/yf/1123(21/19/60)の不可逆損失が小さい。圧

縮機における不可逆損失は断熱圧縮効率が低いほど小さいが、第 3.4.4 項で述べたように断熱圧縮効率は圧縮機機械効率と分けて考えることが困難である。冷媒の差異による圧縮機不可逆損失の差異は次項において考察する。

図 4.11 (g)より、配管接続部における不可逆損失は熱負荷によらずほぼ一定の値となっている。また、配管接続部における不可逆損失が全不可逆損失に占める割合は小さい。

図 4.11 (h)より、熱負荷の増大に伴い圧力損失による不可逆損失および単位熱負荷当たりの不可逆損失は増加している。不可逆損失およびその増加率は HFC32 が最も小さく、次いで R410A, 32/yf/1123(21/19/60), 32/yf/1123(21/39/40), 32/yf(22/78)の順に小さい。これは第 4.3.3 項で示した圧力損失の増加による影響である。また、混合冷媒について比較すると、HFO1123 の組成比が大きい冷媒ほど圧力損失による不可逆損失および不可逆損失の増加率は小さい。

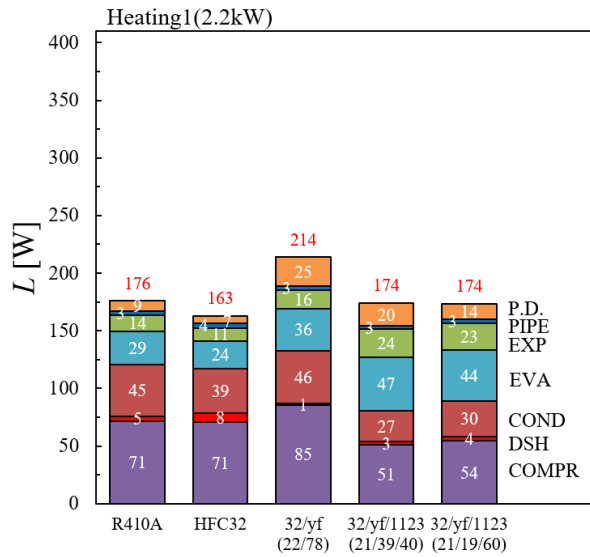
以上より、不可逆損失についてまとめる。熱交換器における不可逆損失は伝熱面積を十分に確保し、非共沸混合冷媒の温度すべりを有効に活用することで低減する。膨張弁における不可逆損失は冷媒質量流量による差異が支配的である。圧力損失による不可逆損失は装置内の圧力損失が大きい冷媒ほど大きい。全不可逆損失において圧縮機における不可逆損失が占める割合が最も大きい。

次に図 4.3 に示したサイクル成績係数の大小関係について不可逆損失の結果を用いて考察する。2 成分混合冷媒 32/yf(22/78)は暖房条件 1 および AHRI 冷房条件において最も低いサイクル成績係数を示した。これは全ての要素機器において 32/yf(22/78)は現行冷媒に比べて大きい不可逆損失を示したためである。一方、暖房条件 2 および冷房条件の 1.6kW 付近の低熱負荷領域では 32/yf(22/78)は R410A と同程度のサイクル成績係数を示した。これは凝縮器における不可逆損失が温度すべりにより低減したことおよびその他の要素機器における不可逆損失が R410A と同程度であったことが要因である。ただし、32/yf(22/78)は熱負荷の増加に伴う凝縮器、蒸発器、圧縮機および圧力損失による不可逆損失の増加率が大きく、高熱負荷領域においては R410A に劣るサイクル成績係数を示した。

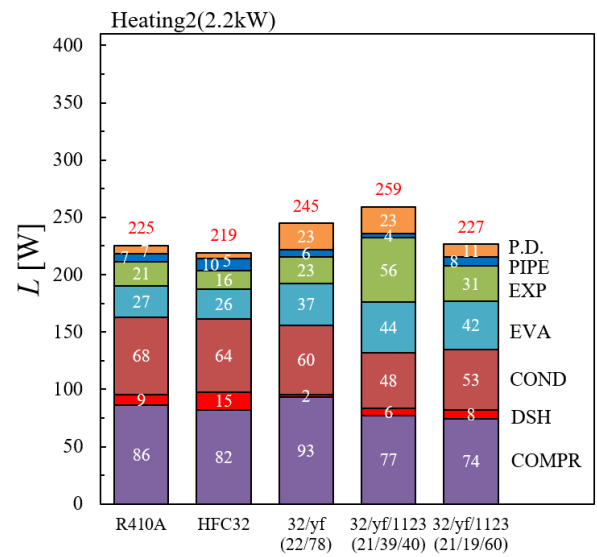
3 成分混合冷媒 32/yf/1123(21/39/40)は暖房条件 1 の低熱負荷領域においては R410A と同程度のサイクル成績係数を示したが、その他の条件では R410A に劣るサイクル成績係数を示した。32/yf/1123(21/39/40)は凝縮器および圧縮機における不可逆損失が R410A に比して小さく、蒸発器、膨張弁および圧力損失による不可逆損失が R410A に比して大きくなった。圧力損失による不可逆損失の増加率は 32/yf(22/78)に比して小さくなったため、熱負荷

に伴うサイクル成績係数の低下率は 32/yf(22/78)に比して低減された。暖房条件 2 および冷房条件においては冷媒充填量不足により膨張弁および圧力損失による不可逆損失が増大した。

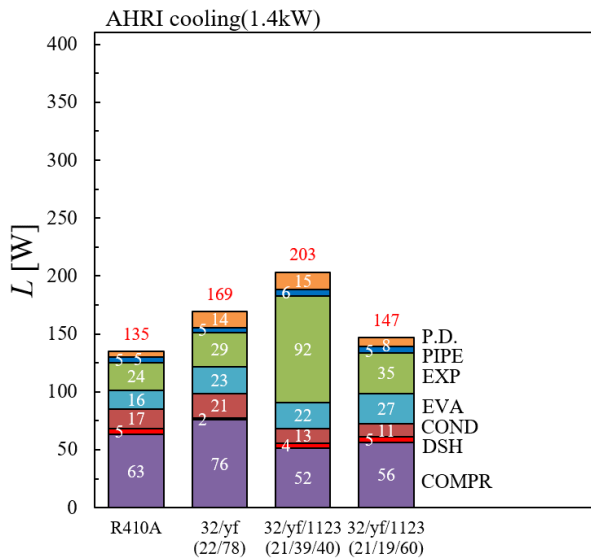
3 成分混合冷媒 32/yf/1123(21/19/60)は暖房条件 1 において R410A と同程度のサイクル成績係数を示し、暖房条件 2 および冷房条件においては R410A にやや劣るサイクル成績係数を示し、AHRI 冷房条件においては R410A より低いサイクル成績係数を示した。32/yf/1123(21/19/60)は凝縮器および圧縮機における不可逆損失が R410A に比して小さく、蒸発器、膨張弁および圧力損失による不可逆損失が R410A に比して大きくなった。圧力損失による不可逆損失の増加率は 32/yf(22/78)および 32/yf/1123(21/39/40)に比して小さくなったため、熱負荷に伴うサイクル成績係数の低下率は 32/yf(22/78)および 32/yf/1123(21/39/40)に比して低減された。



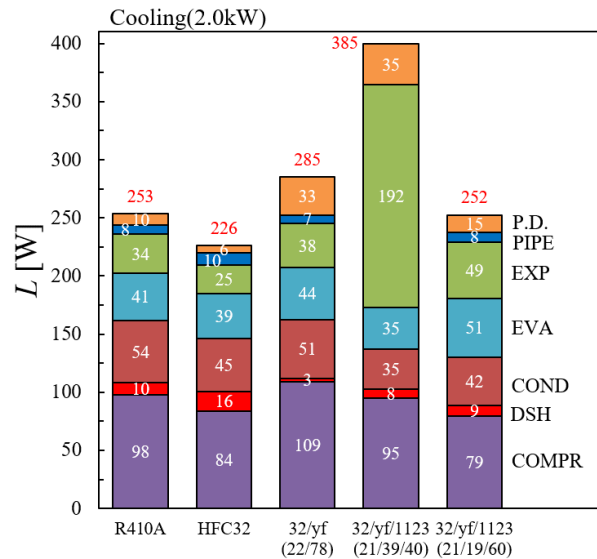
(a) 暖房条件 1



(b) 暖房条件 2

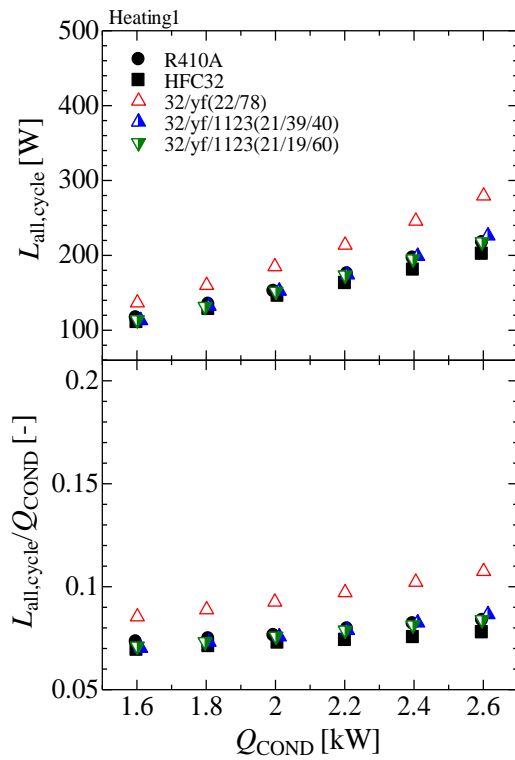


(c) AHRI 冷房条件

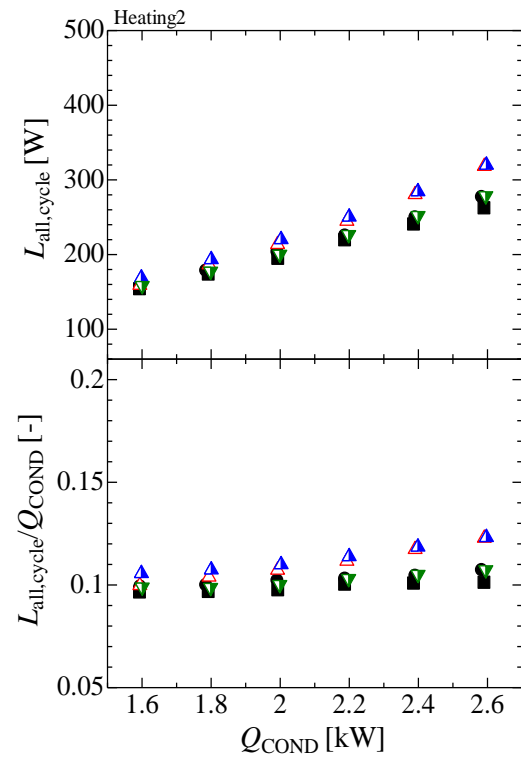


(d) 冷房条件

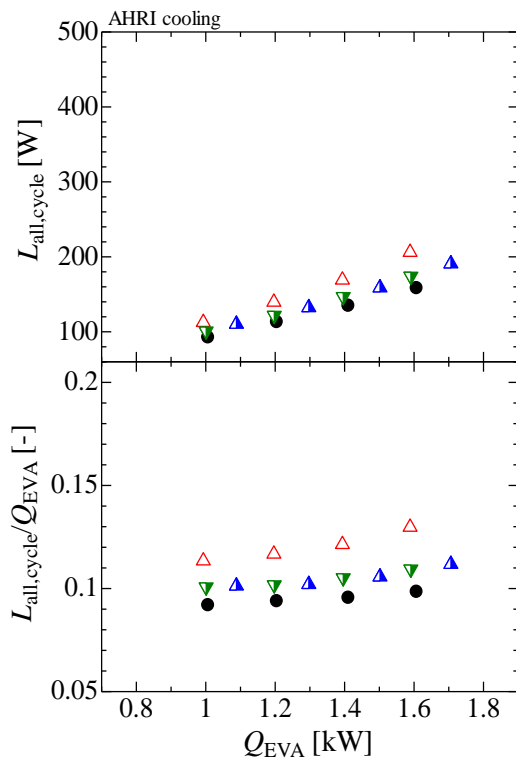
図 4.10 冷媒の種類と不可逆損失の関係 (最適充填量)



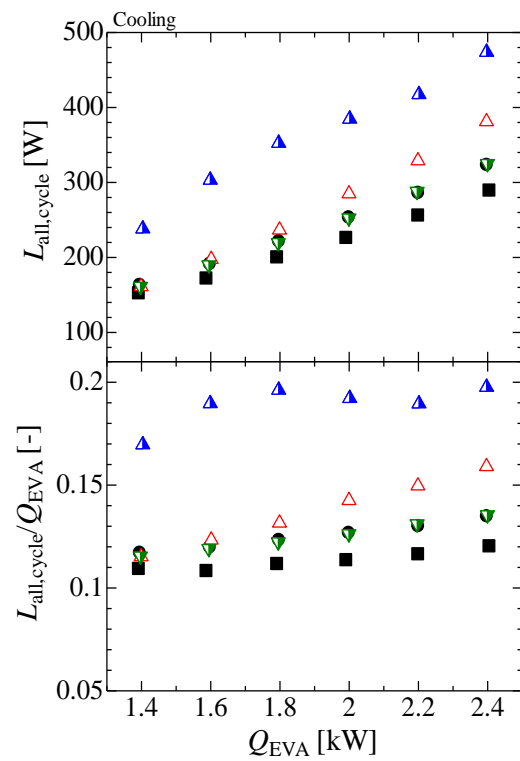
(1) 暖房条件 1



(2) 暖房条件 2



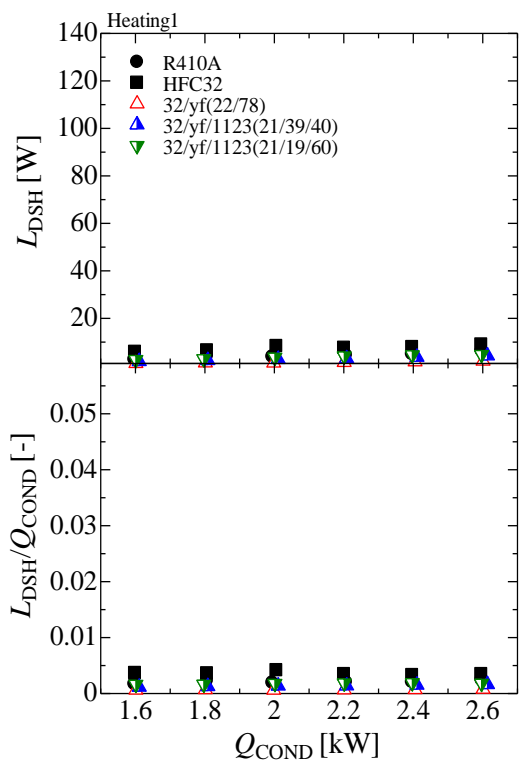
(3) AHRI 冷房条件



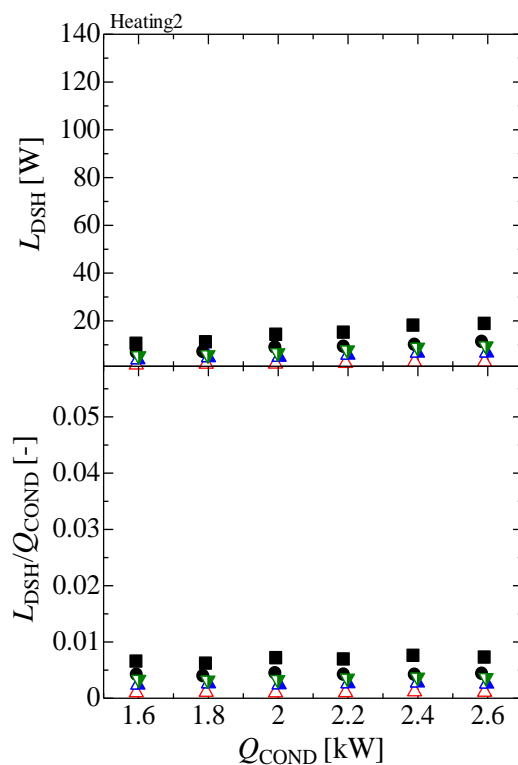
(4) 冷房条件

(a) サイクル全体

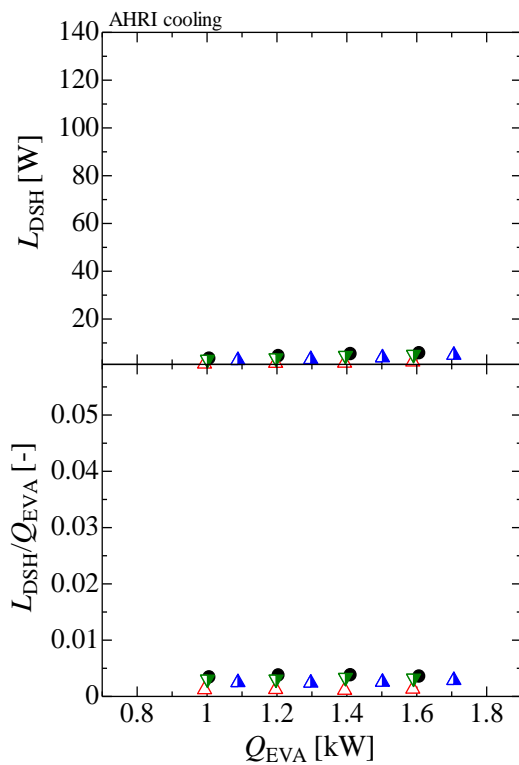
図 4.11 不可逆損失と熱負荷の関係 (最適充填量)



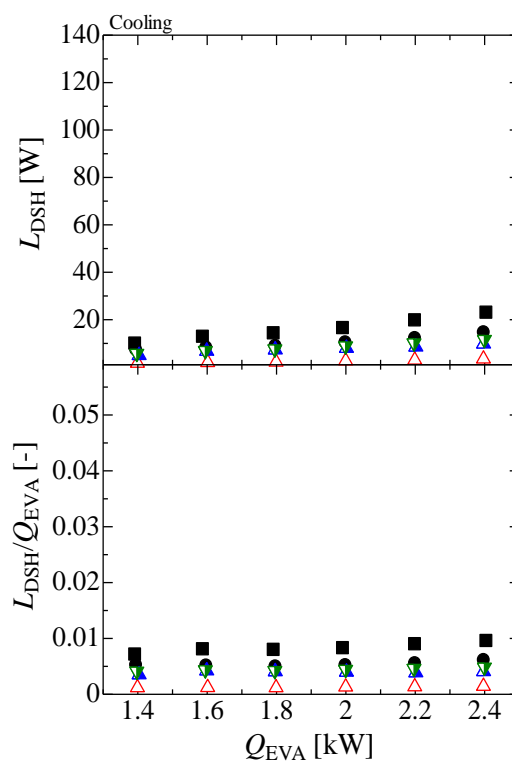
(1) 暖房条件 1



(2) 暖房条件 2



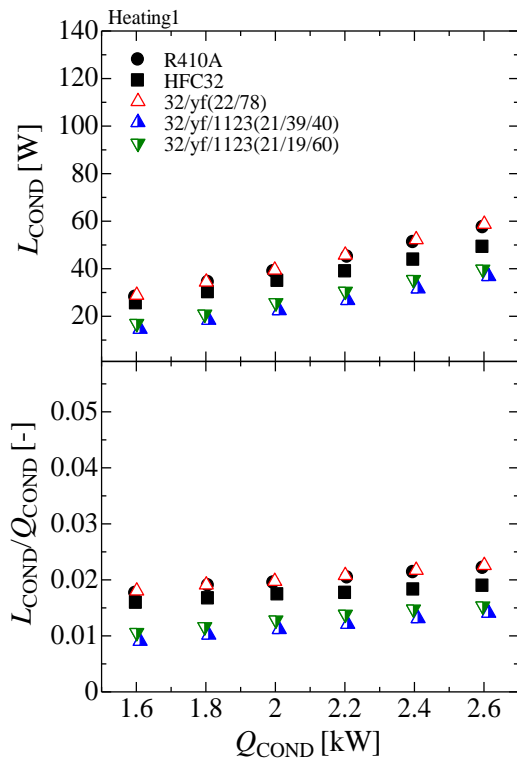
(3) AHRI 冷房条件



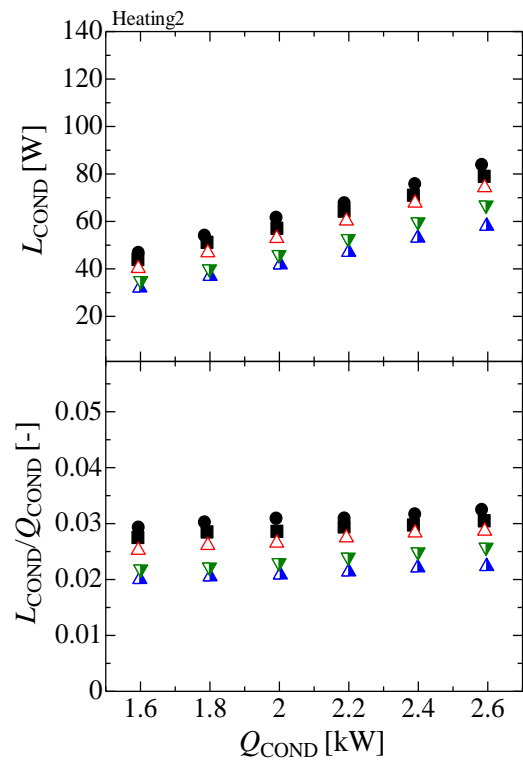
(4) 冷房条件

(b) 凝縮器過熱蒸気

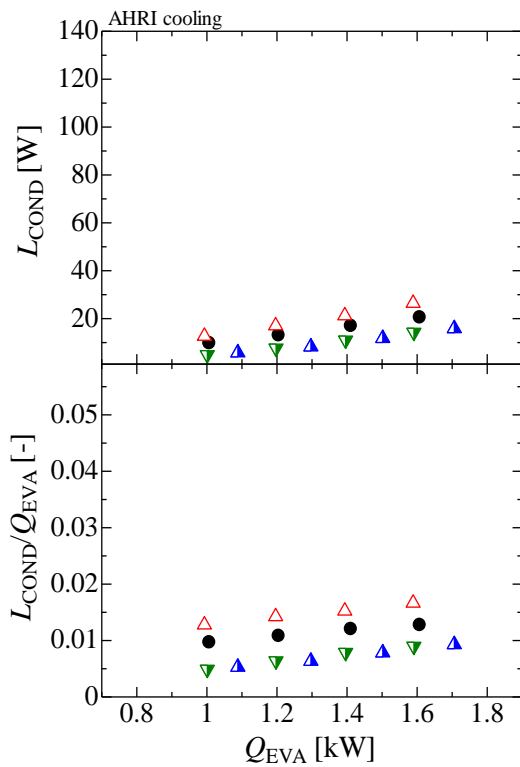
図 4.11 不可逆損失と熱負荷の関係 (最適充填量)



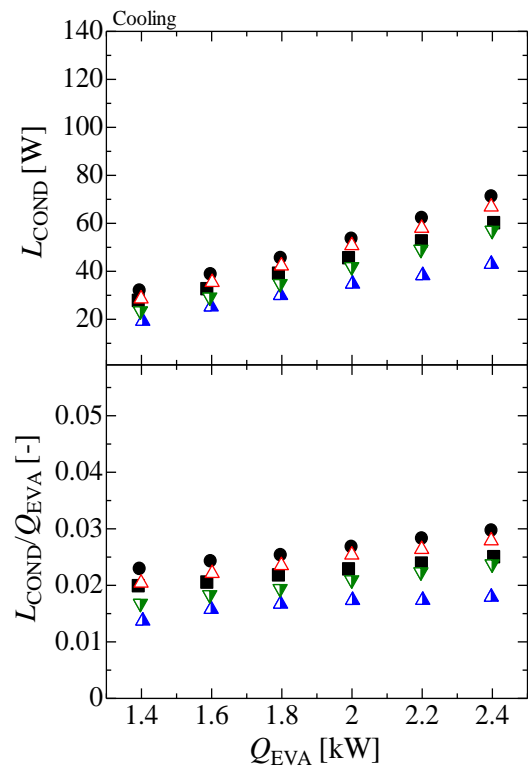
(1) 暖房条件 1



(2) 暖房条件 2



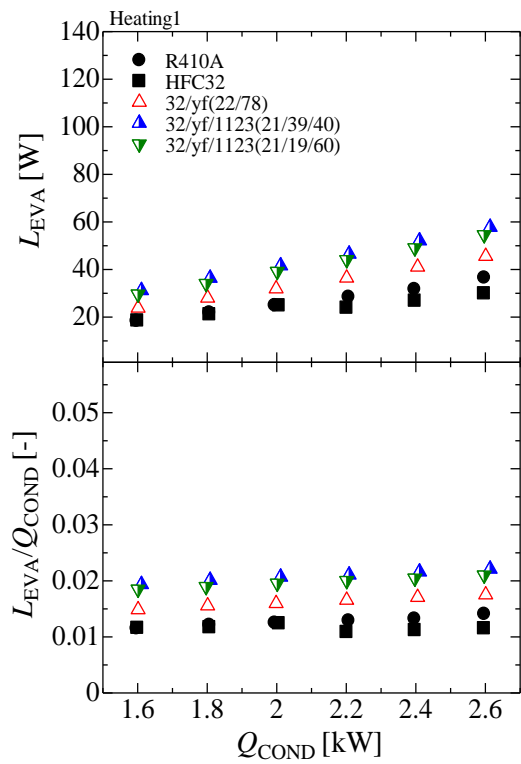
(3) AHRI 冷房条件



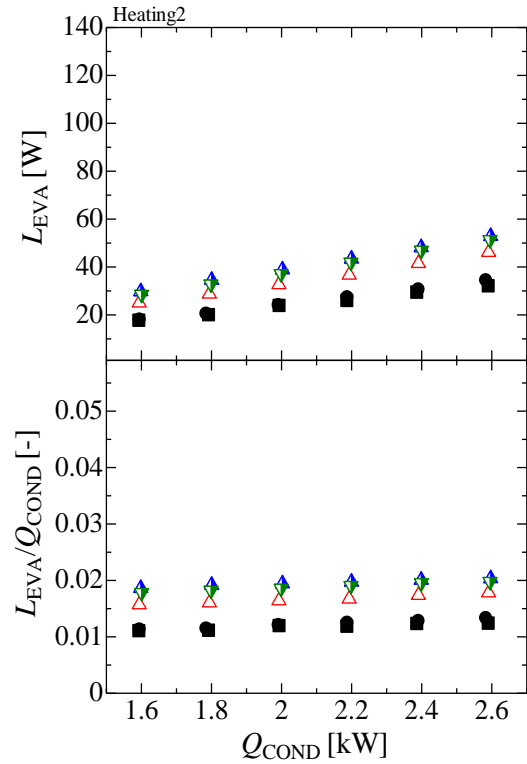
(4) 冷房条件

(c) 凝縮器

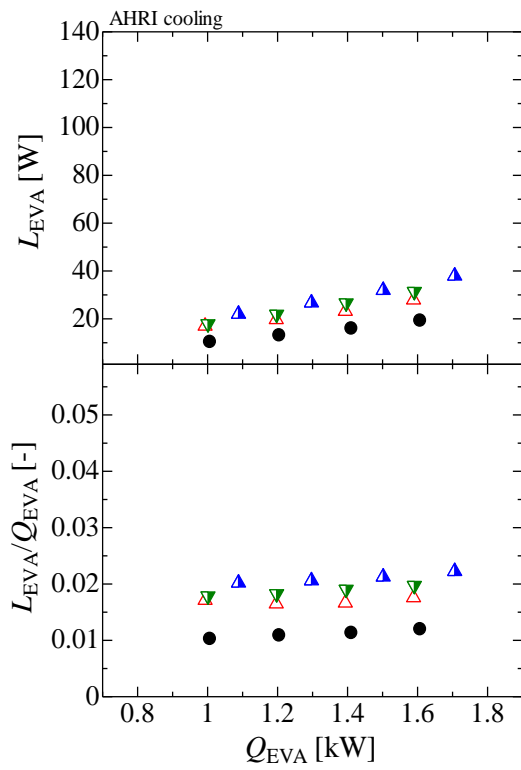
図 4.11 不可逆損失と熱負荷の関係 (最適充填量)



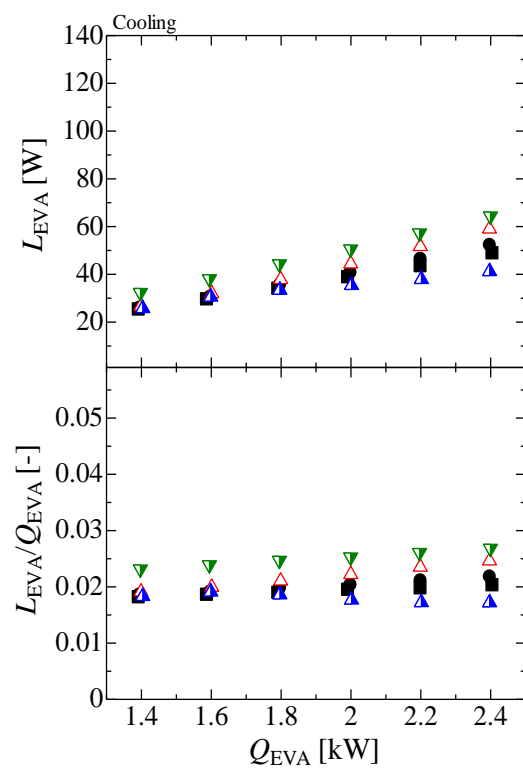
(1) 暖房条件 1



(2) 暖房条件 2



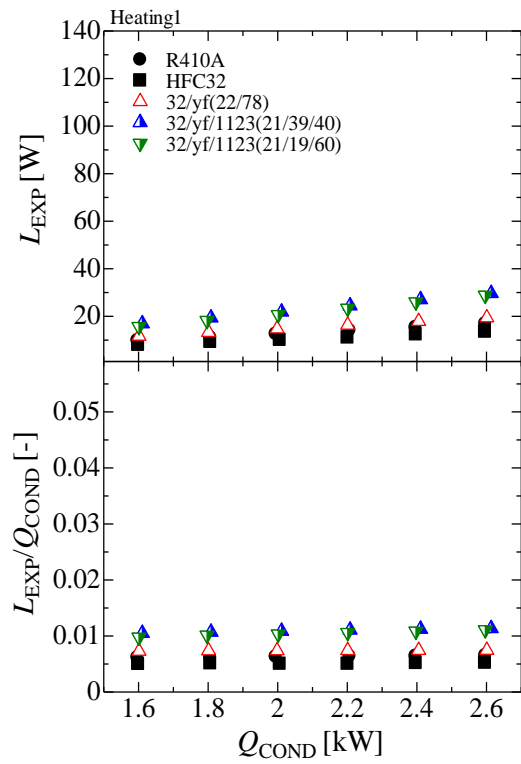
(3) AHRI 冷房条件



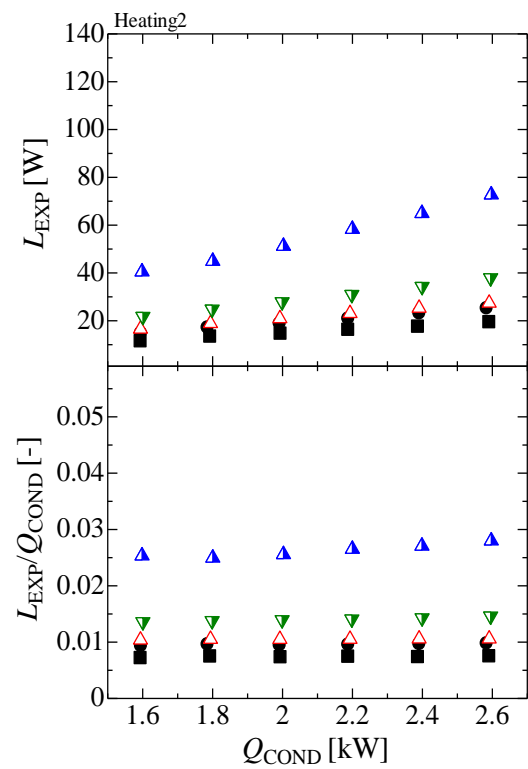
(4) 冷房条件

(d) 蒸発器

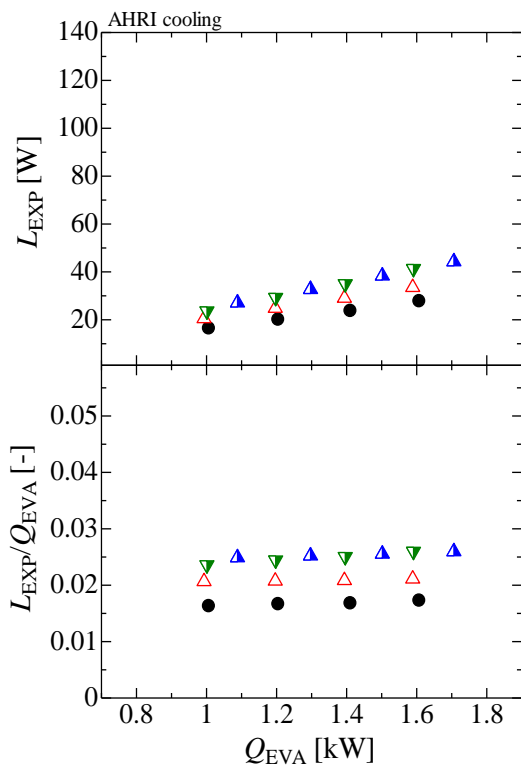
図 4.11 不可逆損失と熱負荷の関係 (最適充填量)



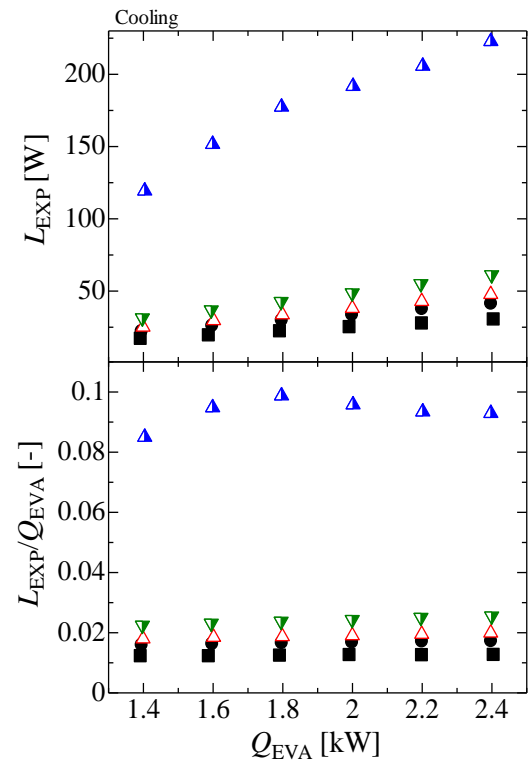
(1) 暖房条件 1



(2) 暖房条件 2



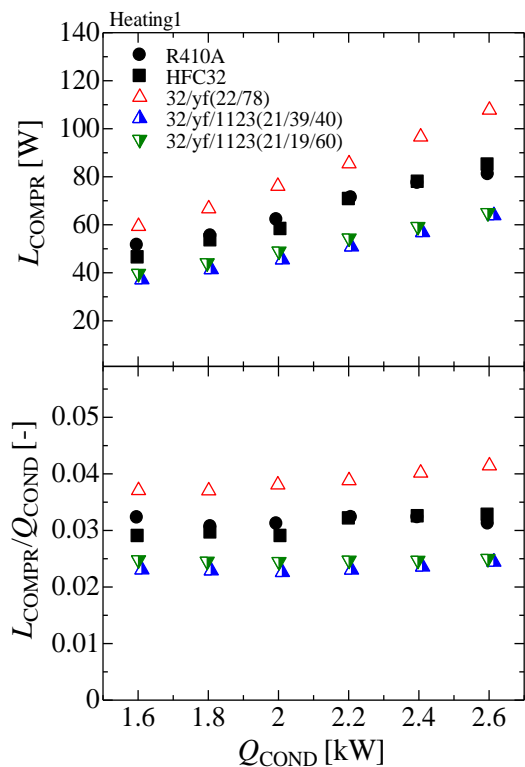
(3) AHRI 冷房条件



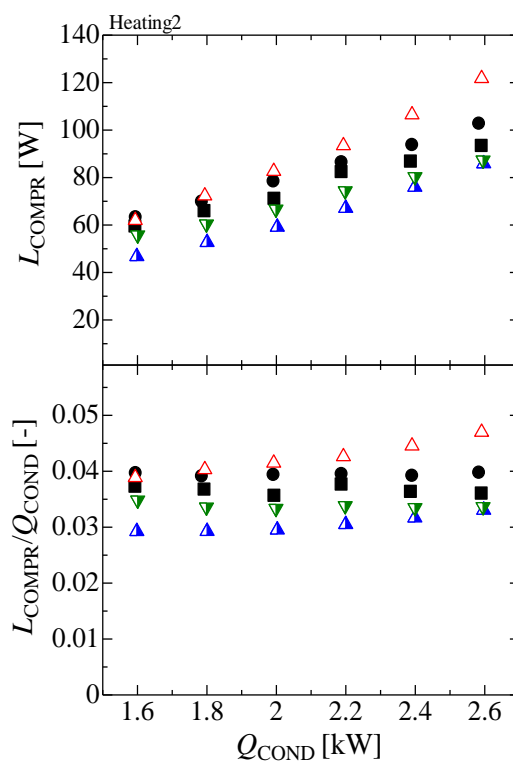
(4) 冷房条件

(e) 膨張弁

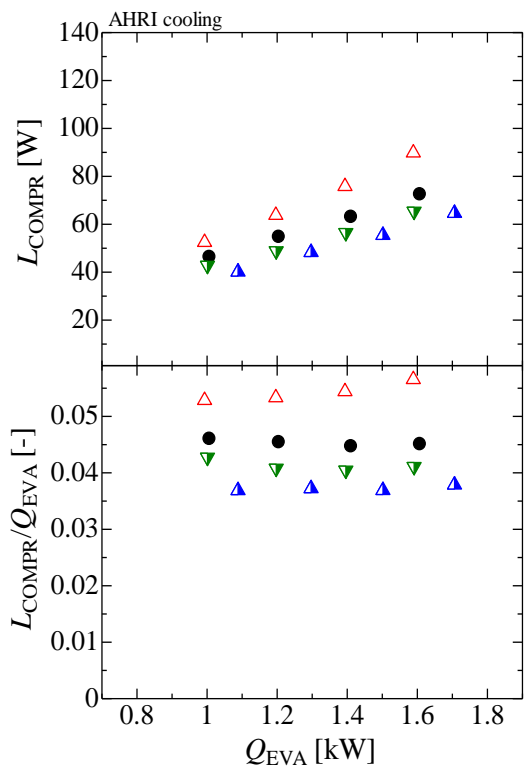
図 4.11 不可逆損失と熱負荷の関係 (最適充填量)



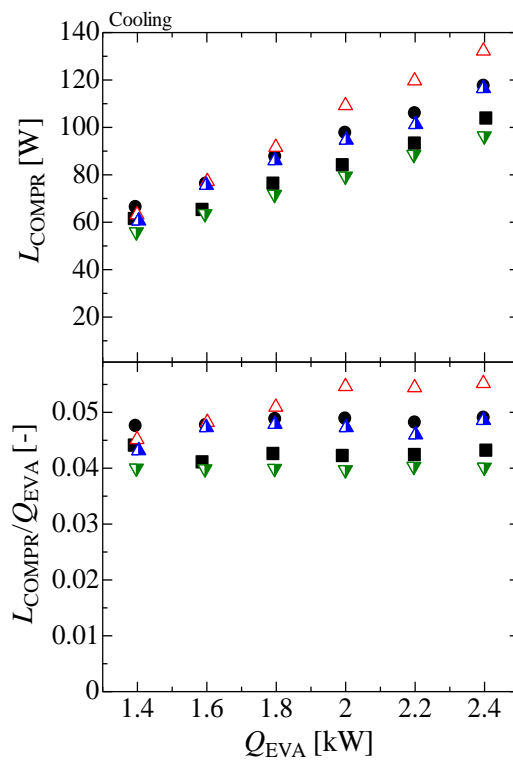
(1) 暖房条件 1



(2) 暖房条件 2



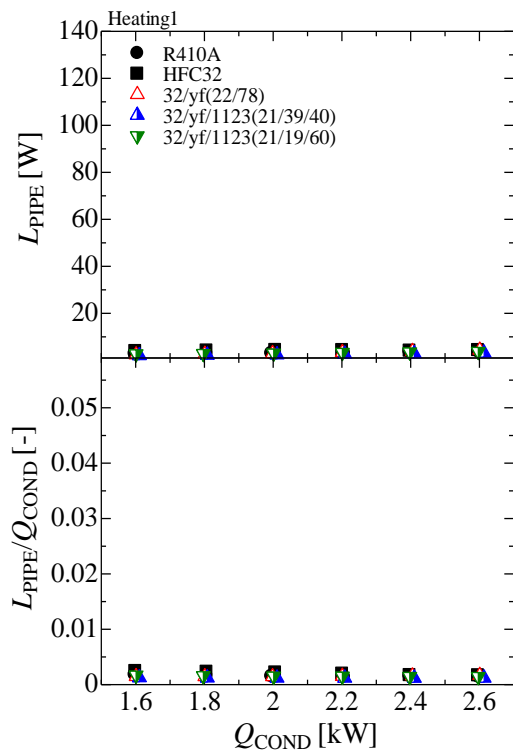
(3) AHRI 冷房条件



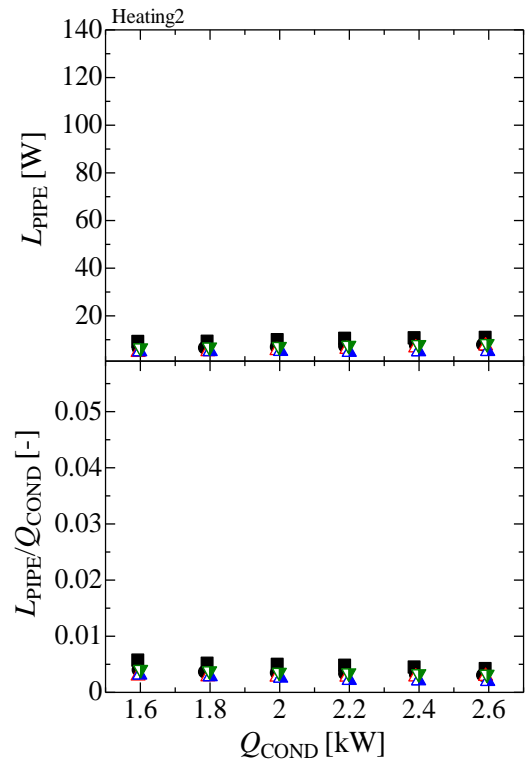
(4) 冷房条件

(f) 圧縮機

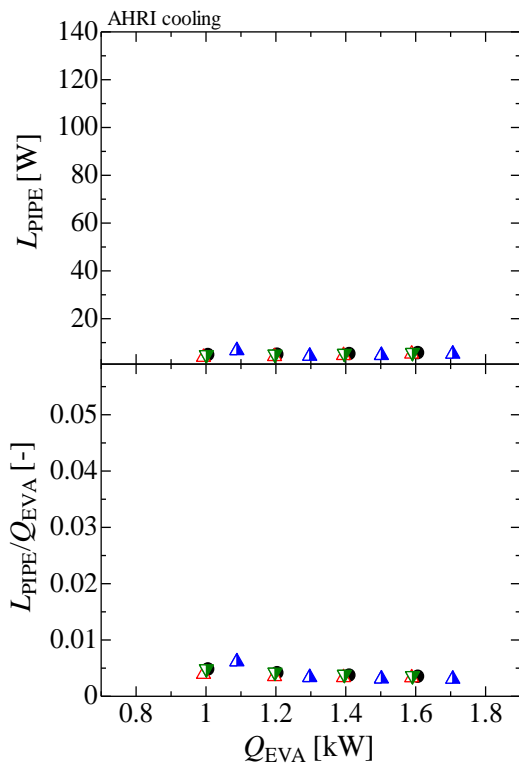
図 4.11 不可逆損失と熱負荷の関係 (最適充填量)



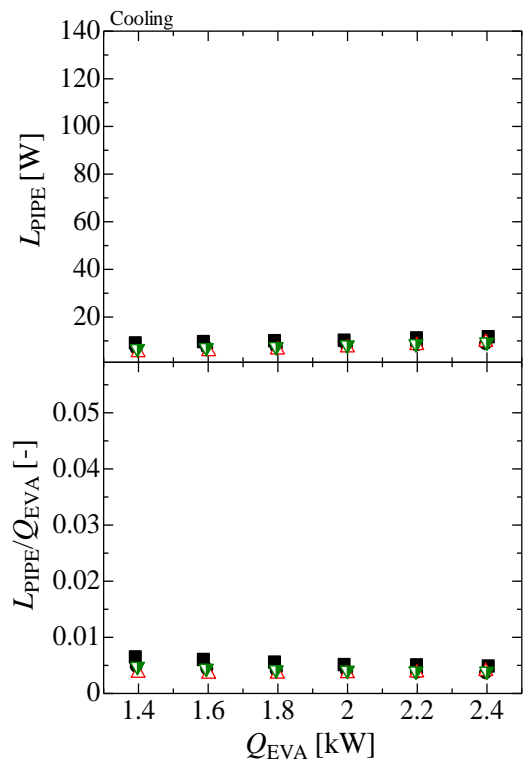
(1) 暖房条件 1



(2) 暖房条件 2



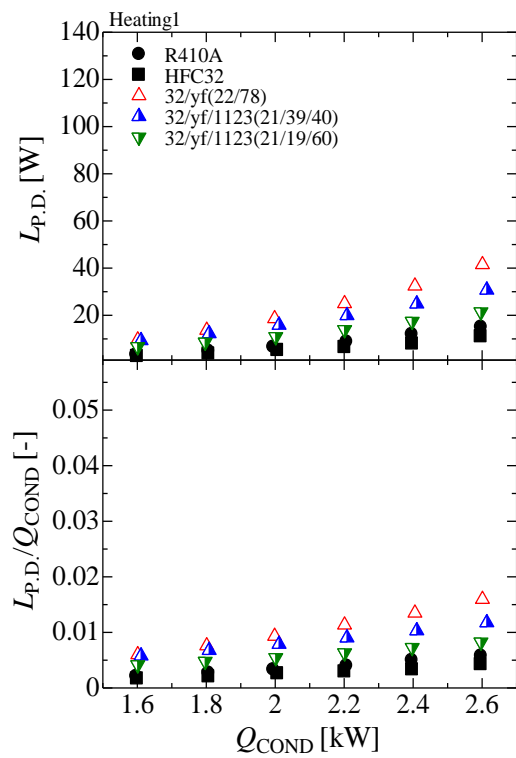
(3) AHRI 冷房条件



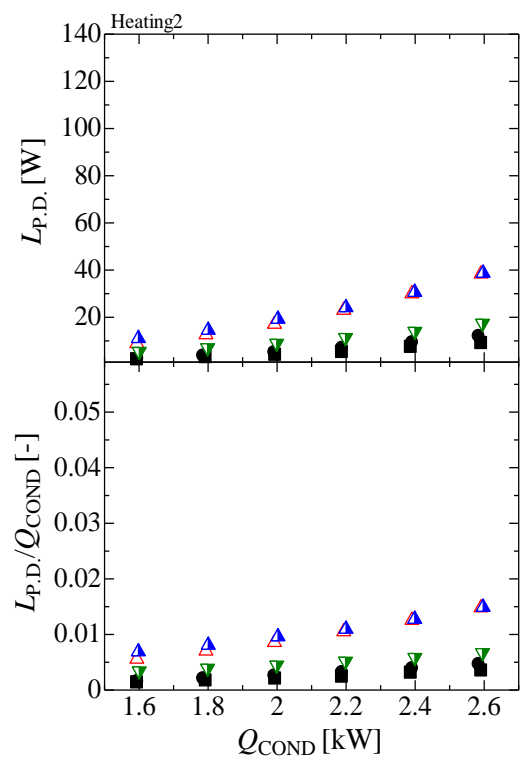
(4) 冷房条件

(g) 配管接続部

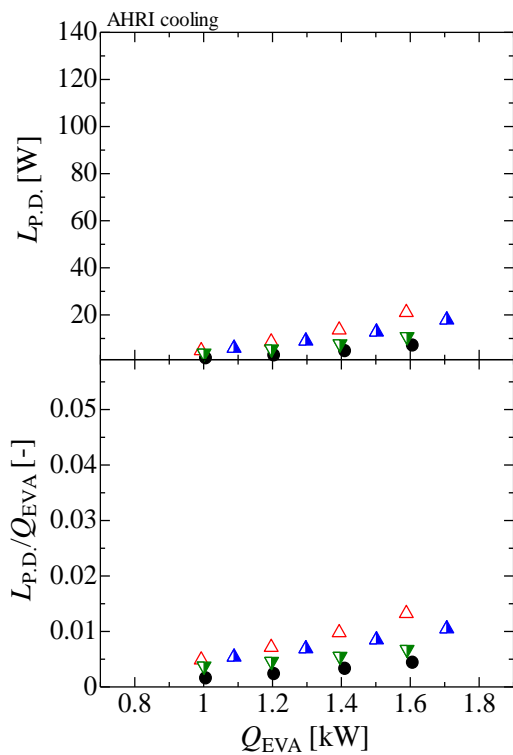
図 4.11 不可逆損失と熱負荷の関係 (最適充填量)



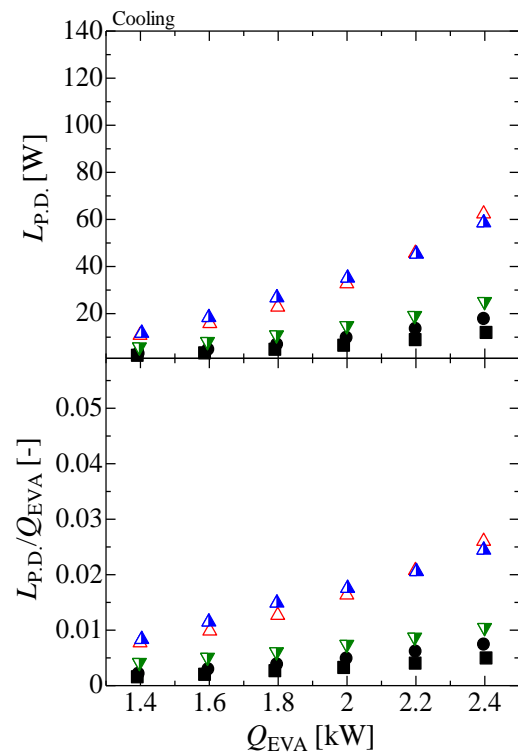
(1) 暖房条件 1



(2) 暖房条件 2



(3) AHRI 冷房条件



(4) 冷房条件

(h) 圧力損失

図 4.11 不可逆損失と熱負荷の関係 (最適充填量)

4.3.9 システム全体における成績係数

図 4.12 に R410A, HFC32, 32/yf(22/78), 32/yf/1123(21/39/40)および 32/yf/1123(21/19/60)の最適充填量におけるシステム成績係数 COP_{system} と熱負荷 Q の関係および図 4.13 に R410A, HFC32, 32/yf(22/78), 32/yf/1123(21/39/40)および 32/yf/1123(21/19/60)の最適充填量におけるインバータを除いたシステム成績係数 $COP_{system,COMPR}$ と熱負荷 Q の関係を実験条件別に示す。

図 4.12 および図 4.13 より、システム全体における成績係数およびインバータを除いたシステム成績係数は図 4.3 に示したサイクル成績係数の大小関係とは異なっていることがわかる。このサイクル成績係数との大小関係の逆転現象および冷媒をシステム全体として評価する。なお、第 3.4.3 節で述べたシステムの更新に伴うインバータ効率の上昇の影響を除くため、システム全体の冷媒の評価はインバータを除いたシステム成績係数を用いる。

図 4.14 に暖房条件 1 (2.2kW), 暖房条件 2 (2.2kW), AHRI 冷房条件 (1.4kW) および冷房条件 (2.0kW) における R410A, HFC32, 32/yf(22/78), 32/yf/1123(21/39/40)および 32/yf/1123(21/19/60)の最適充填量における冷媒の種類と不可逆損失 L との関係を示したものであり、 $COMPR$, DSH , $COND$, EVA , EXP , $PIPE$, $P.D.$ および INV はそれぞれ圧縮機、凝縮器過熱蒸気、凝縮器、蒸発器、膨張弁、配管接続部、圧力損失およびインバータにおける不可逆損失を示している。ここで、圧縮機損失は圧縮機機械損失を含む。この積み上げ式棒グラフは、各要素機器の内訳および大小関係を平易に理解することができるため示したものであり、不可逆損失の大小については、次の図 4.15 を用いて説明する。

図 4.15 に R410A, HFC32, 32/yf(22/78), 32/yf/1123(21/39/40)および 32/yf/1123(21/19/60)の最適充填量における不可逆損失 L と熱負荷 Q の関係を示す。不可逆損失については、(a)システム全体 $L_{all,system}$, (b)圧縮機機械損失 L_M , (c)圧縮機全体 L_{COMPR} および(d)インバータ L_{INV} をそれぞれ示す。

図 4.15(a)より、図 4.11(a)に示したサイクル全体の不可逆損失と大小関係が異なることがわかる。システム全体の不可逆損失は、サイクル全体の不可逆損失に圧縮機機械損失およびインバータ損失を加えたものであるため、この大小関係の差異は上述した 2 つのシステム特有の損失によるものであると考えられる。

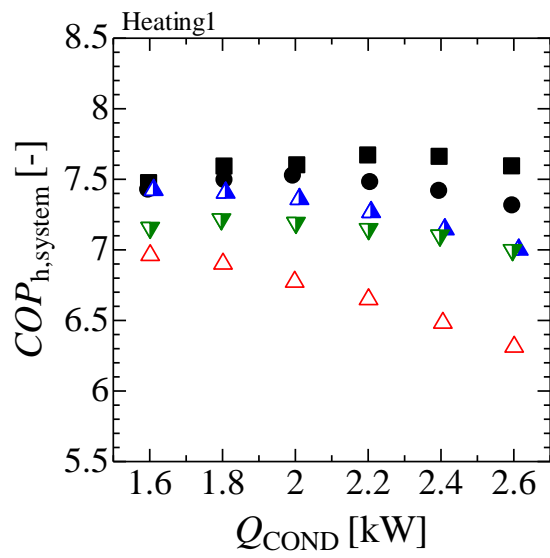
図 4.15(b)より、圧縮機機械損失は冷媒による差異があることがわかる。圧縮機機械損失は圧縮機への投入電力と圧縮仕事の差分により表され、圧縮機の機械効率が高いほど小さくなるため、図 4.16 に示した機械効率と熱負荷の関係を用いて説明する。図より、HFC32,

R410A および 32/yf(22/78)の機械効率は 32/yf/1123(21/39/40)および 32/yf/1123(21/19/60)の機械効率に比べ高い傾向を示している。この冷媒による機械効率の差異は第 3.4.4 項で述べたように圧縮機の断熱性能の差異によるものだと考えられる。圧縮機と外気との熱交換量が大きくなると機械効率が低下し、断熱圧縮効率が上昇する。したがって圧縮機機械損失単体で冷媒性能を比較するのは困難であるため、図 4.15(c)に示す圧縮機における不可逆損失と圧縮機機械損失の和である圧縮機全体の不可逆損失と熱負荷の関係から評価する。

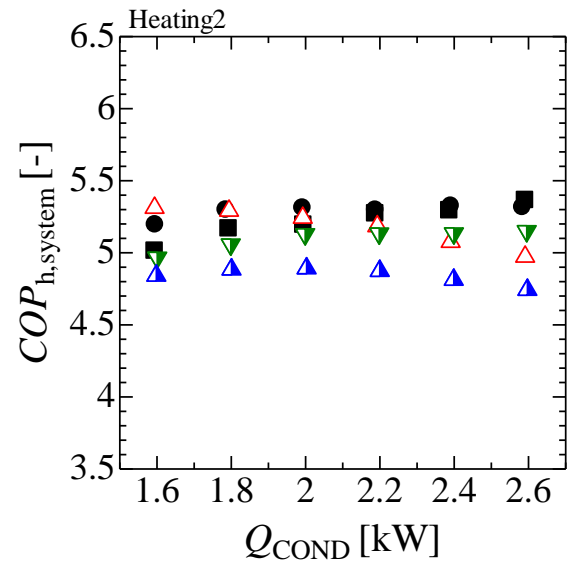
図 4.15(c)より、圧縮機全体の不可逆損失は R410A が最も小さく、次に HFC32 が小さい。圧縮機全体における不可逆損失は冷媒の物性のほかに圧縮機回転数や冷凍機油との相性、外気温、圧縮機吐出温度、熱損失など様々な影響を受けるため、この実験結果から不可逆損失の差異について議論することは困難である。なお、32/yf/1123(21/39/40)の冷房条件における不可逆損失が著しく小さいのは、冷媒充填量不足により凝縮器を気液二相状態で通過したことによる冷媒循環組成もしくは冷媒質量流量の誤差が大きかったためと考えられる。

図 4.15(d)より、32/yf/1123(21/39/40)および 32/yf/1123(21/19/60)のインバータ損失はその他の冷媒のインバータ損失に比して小さい。これはシステム更新に伴いインバータを新調したために生じたものであり、冷媒による差異ではない。

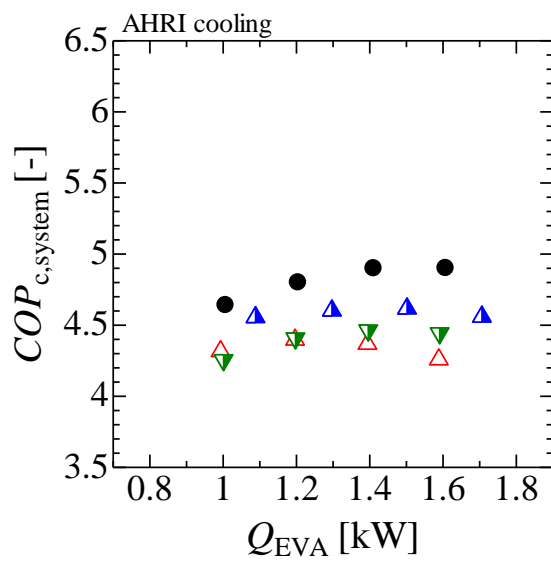
以上より、サイクル成績係数とシステム成績係数の違いは断熱性能の差異による圧縮機機械損失の差異およびインバータの新調に依るところが大きいといえる。また、圧縮機における不可逆損失と圧縮機機械損失を分けて考えることが困難であることおよびインバータの新調による影響があることから、インバータを除いたシステム成績係数で冷媒を評価することが適当であるといえる。



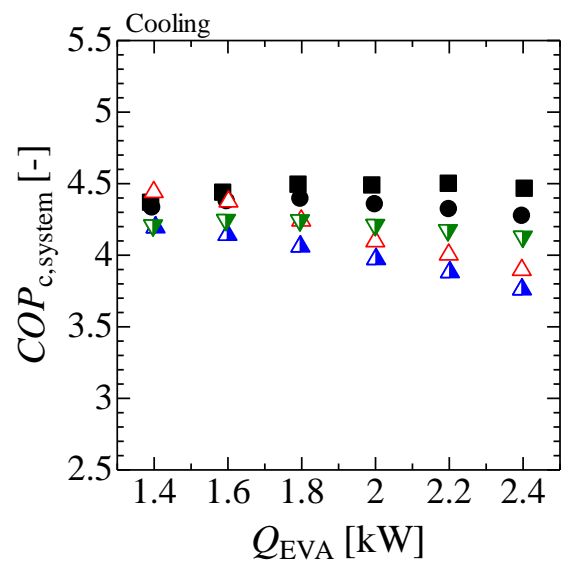
(a) 暖房条件 1



(b) 暖房条件 2



(c) AHRI 冷房条件



(d) 冷房条件

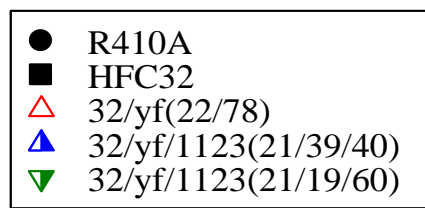


図 4.12 システム全体における成績係数と熱負荷の関係 (最適充填量)

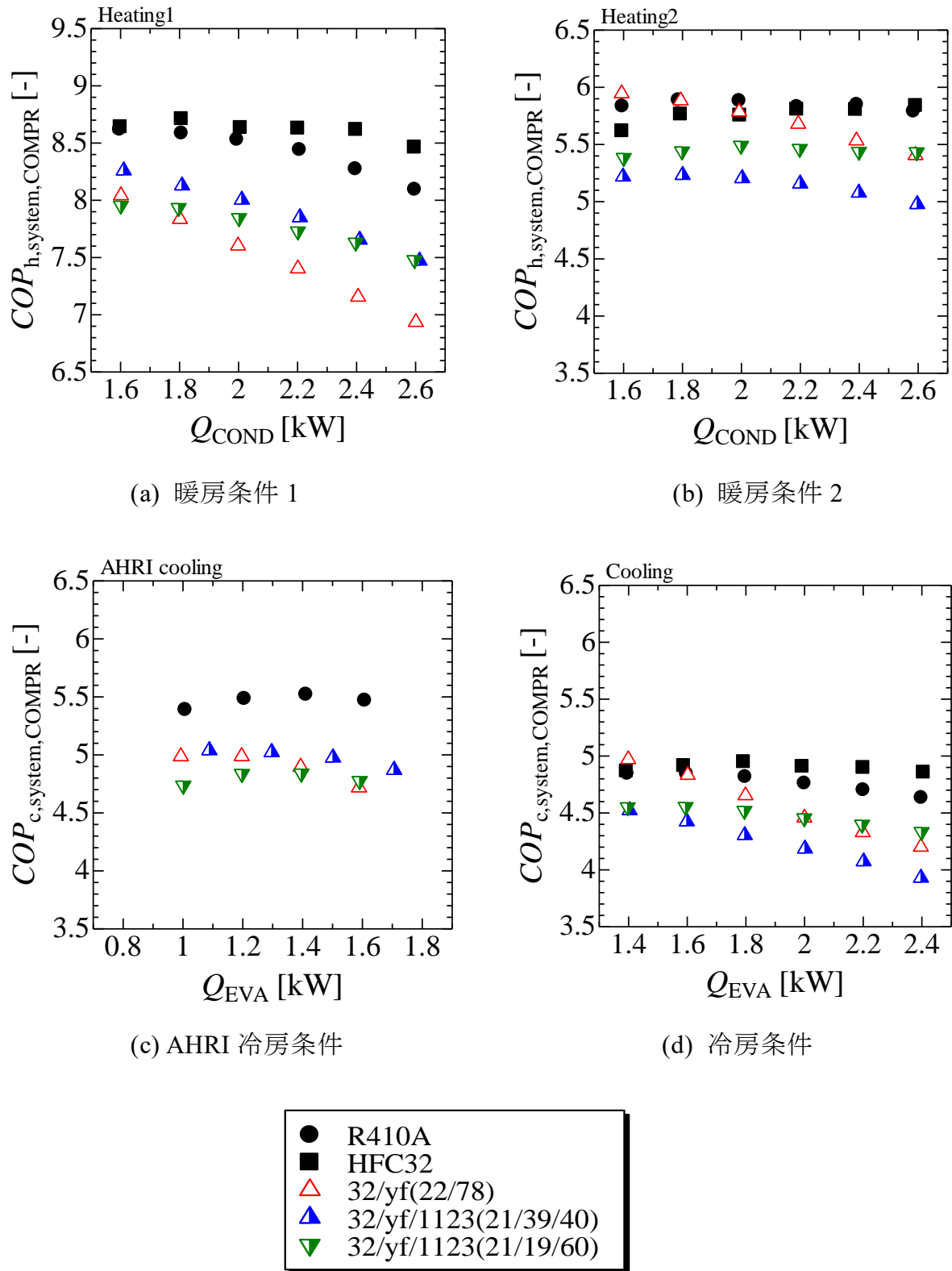
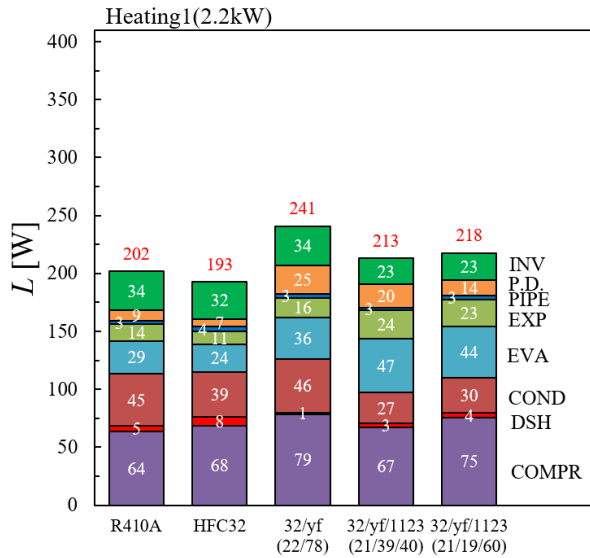
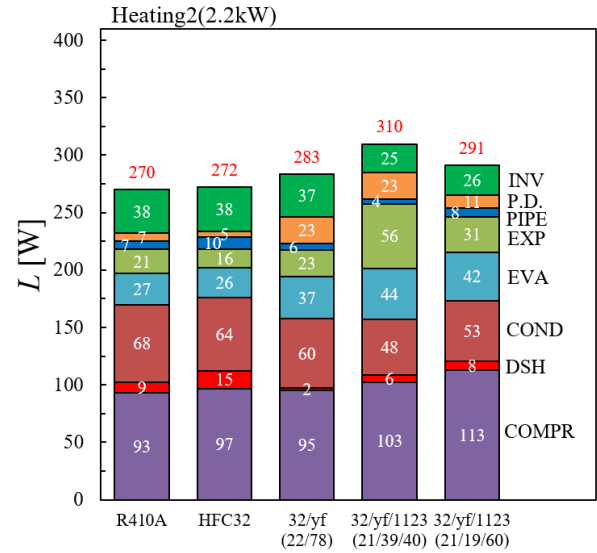


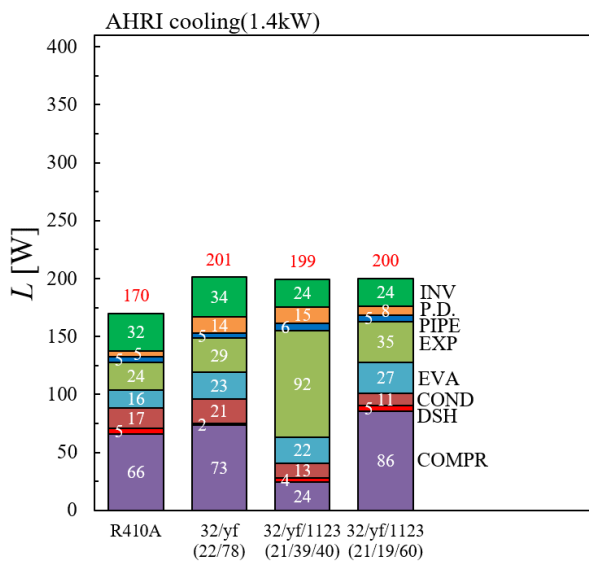
図 4.13 インバータを除いたシステム全体における成績係数と熱負荷の関係
(最適充填量)



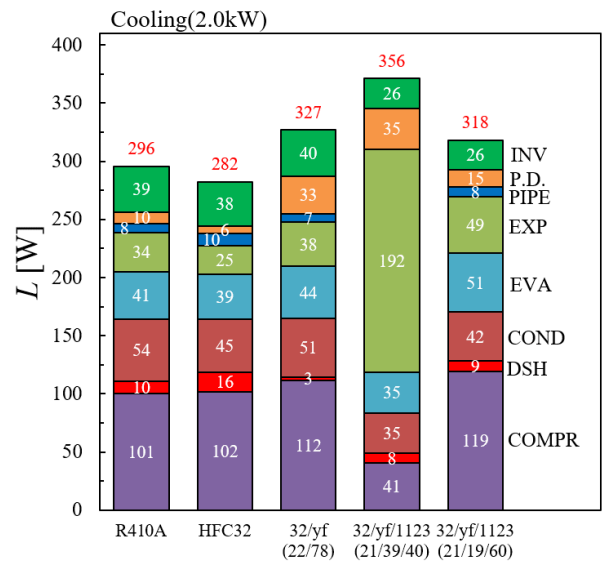
(a) 暖房条件 1



(b) 暖房条件 2

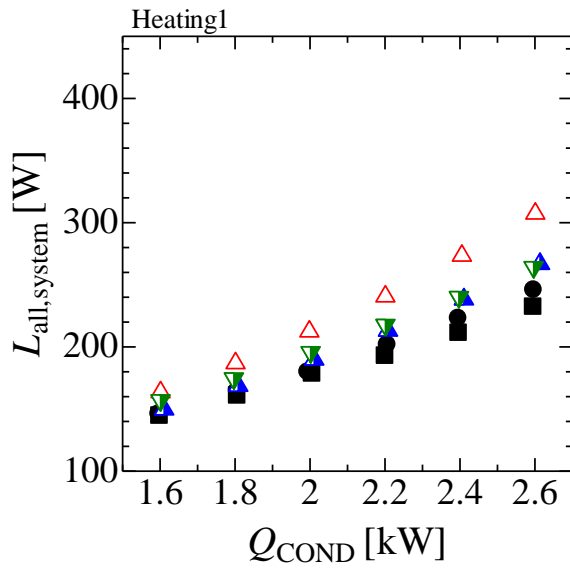


(c) AHRI 冷房条件

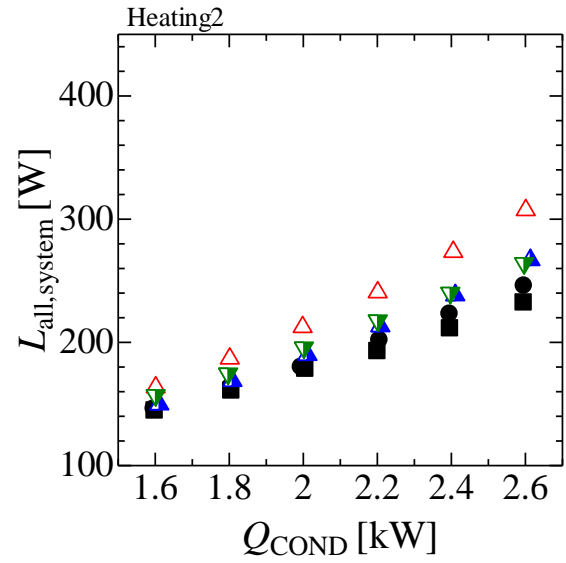


(d) 冷房条件

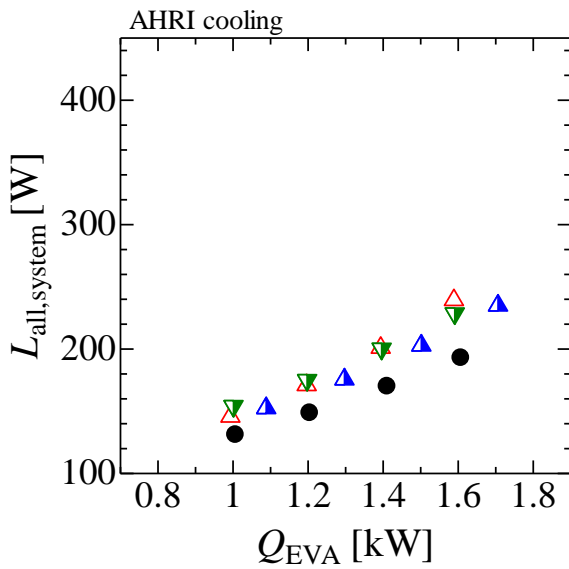
図 4.14 冷媒の種類と不可逆損失の関係 (最適充填量)



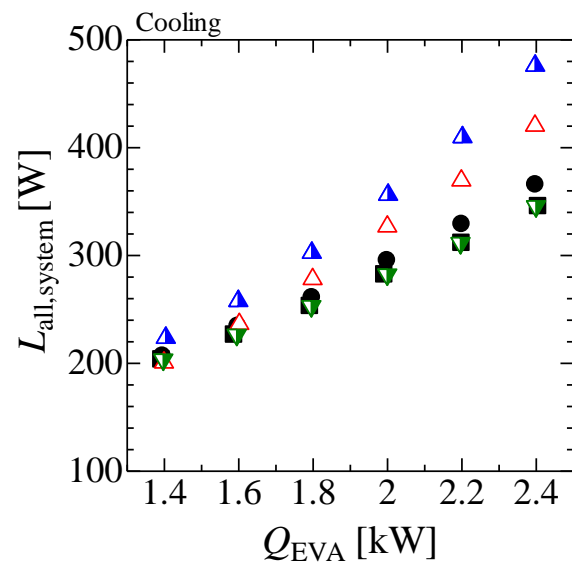
(a) 暖房条件 1



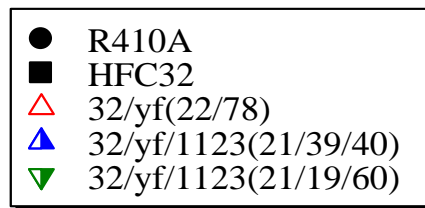
(b) 暖房条件 2



(c) AHRI 冷房条件

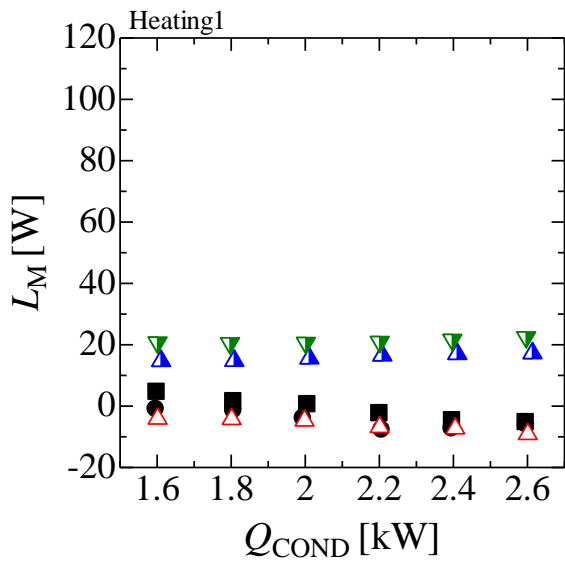


(d) 冷房条件

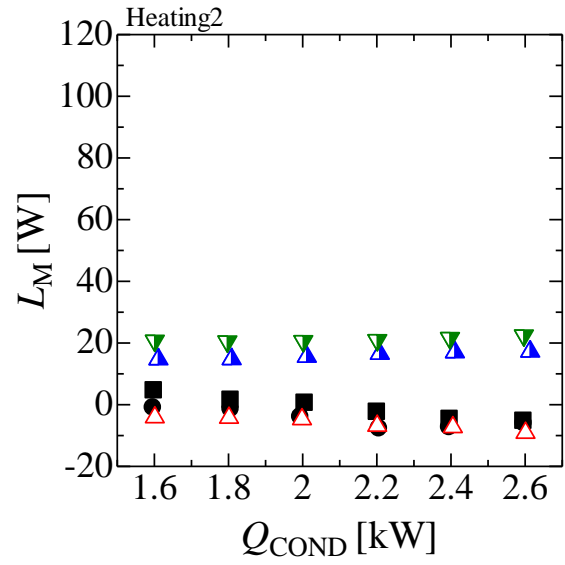


(a) システム全体

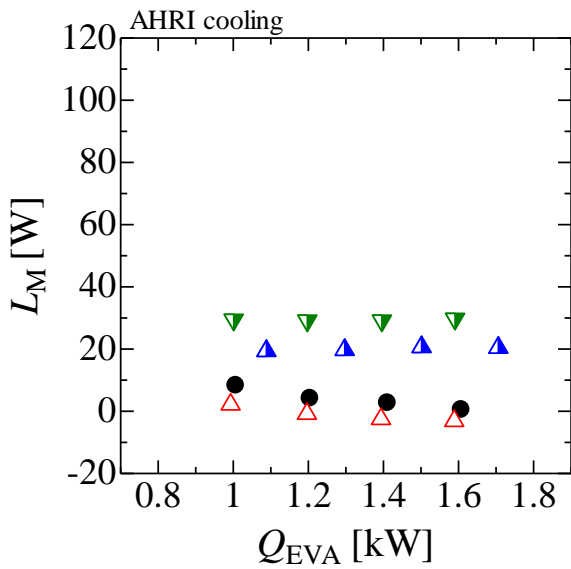
図 4.15 不可逆損失と熱負荷の関係 (最適充填量)



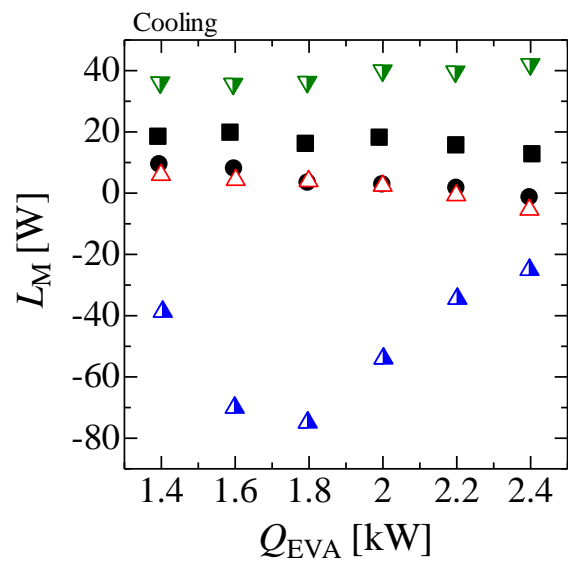
(a) 暖房条件 1



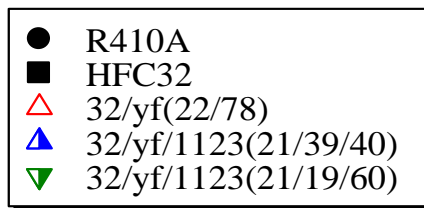
(b) 暖房条件 2



(c) AHRI 冷房条件

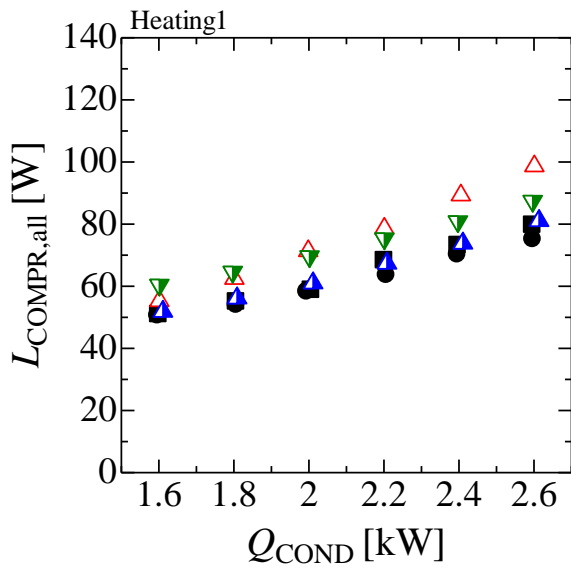


(d) 冷房条件

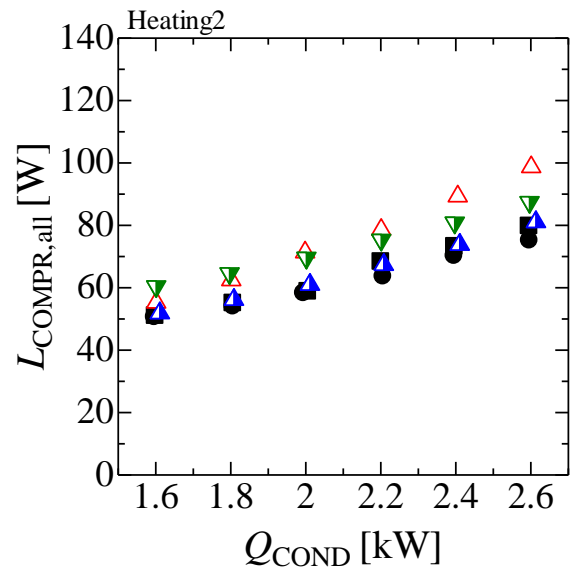


(b) 圧縮機機械損失

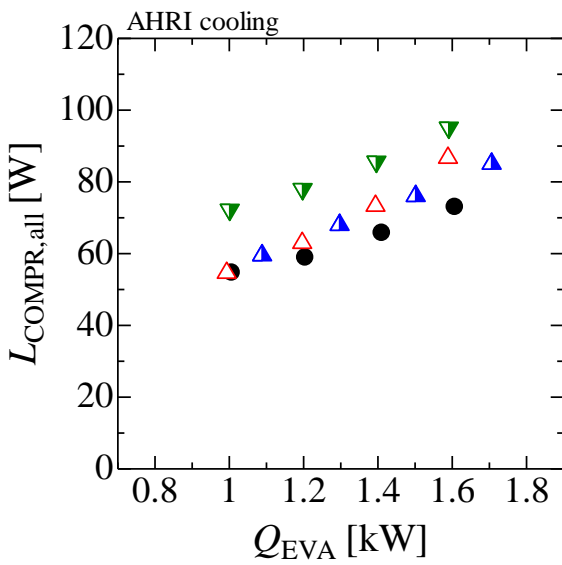
図 4.15 不可逆損失と熱負荷の関係 (最適充填量)



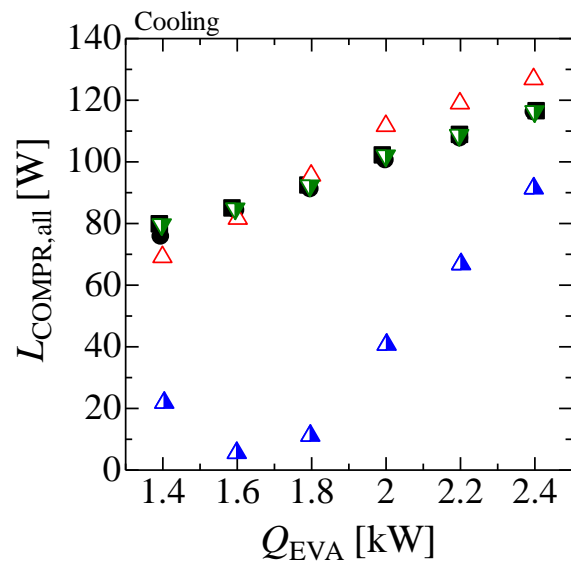
(a) 暖房条件 1



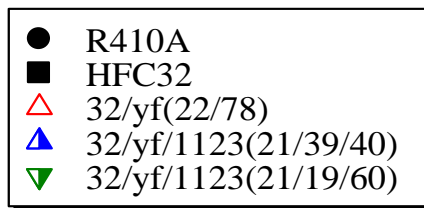
(b) 暖房条件 2



(c) AHRI 冷房条件

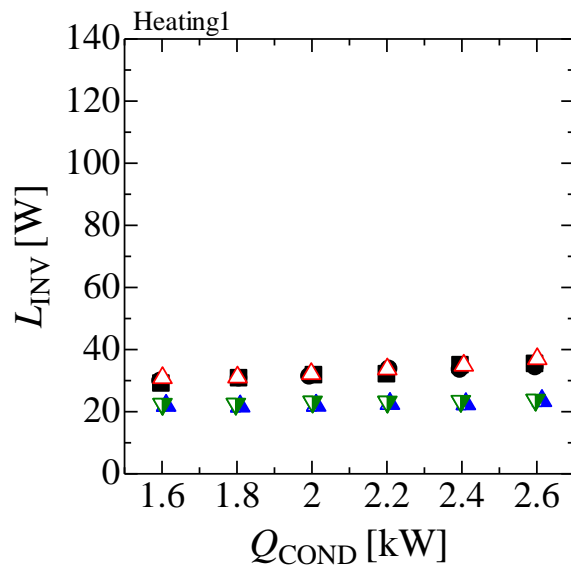


(d) 冷房条件

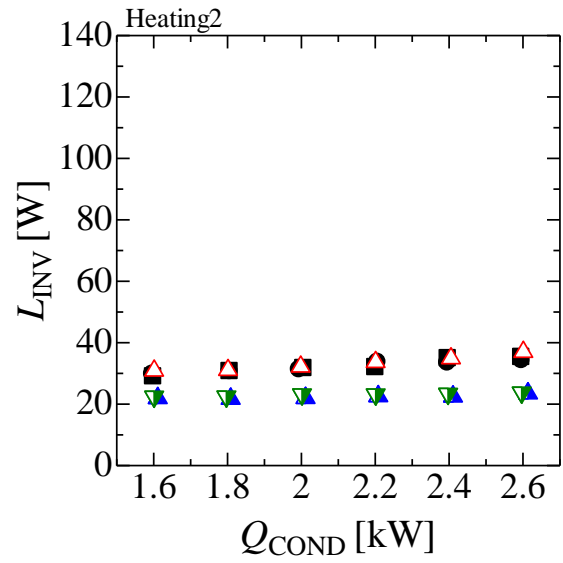


(c) 圧縮機全体

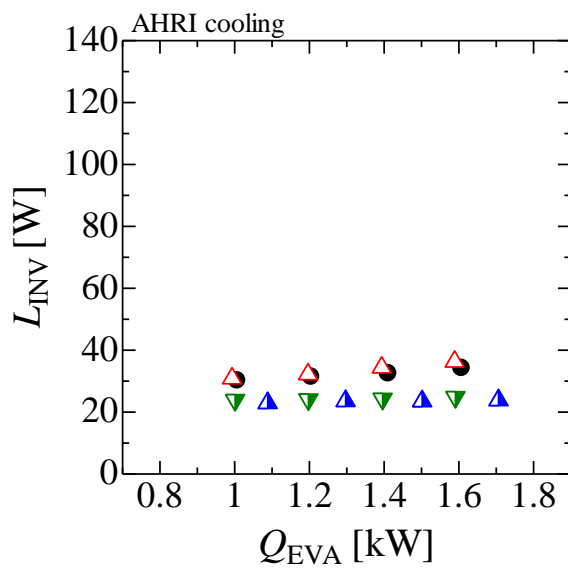
図 4.15 不可逆損失と熱負荷の関係 (最適充填量)



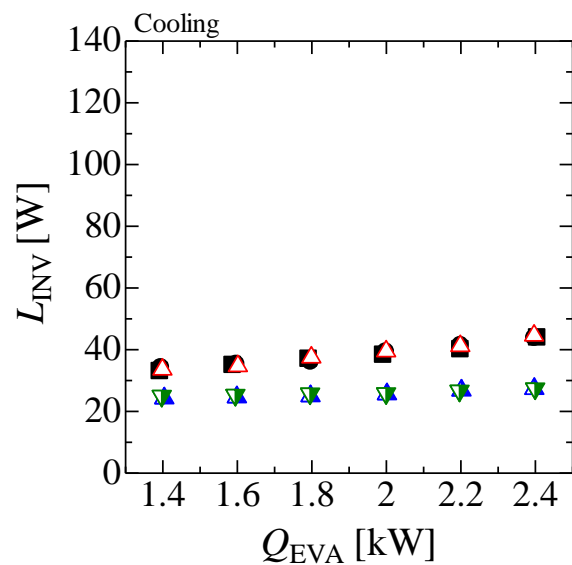
(a) 暖房条件 1



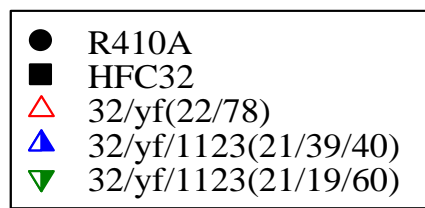
(b) 暖房条件 2



(c) AHRI 冷房条件



(d) 冷房条件



(d)インバータ

図 4.15 不可逆損失と熱負荷の関係 (最適充填量)

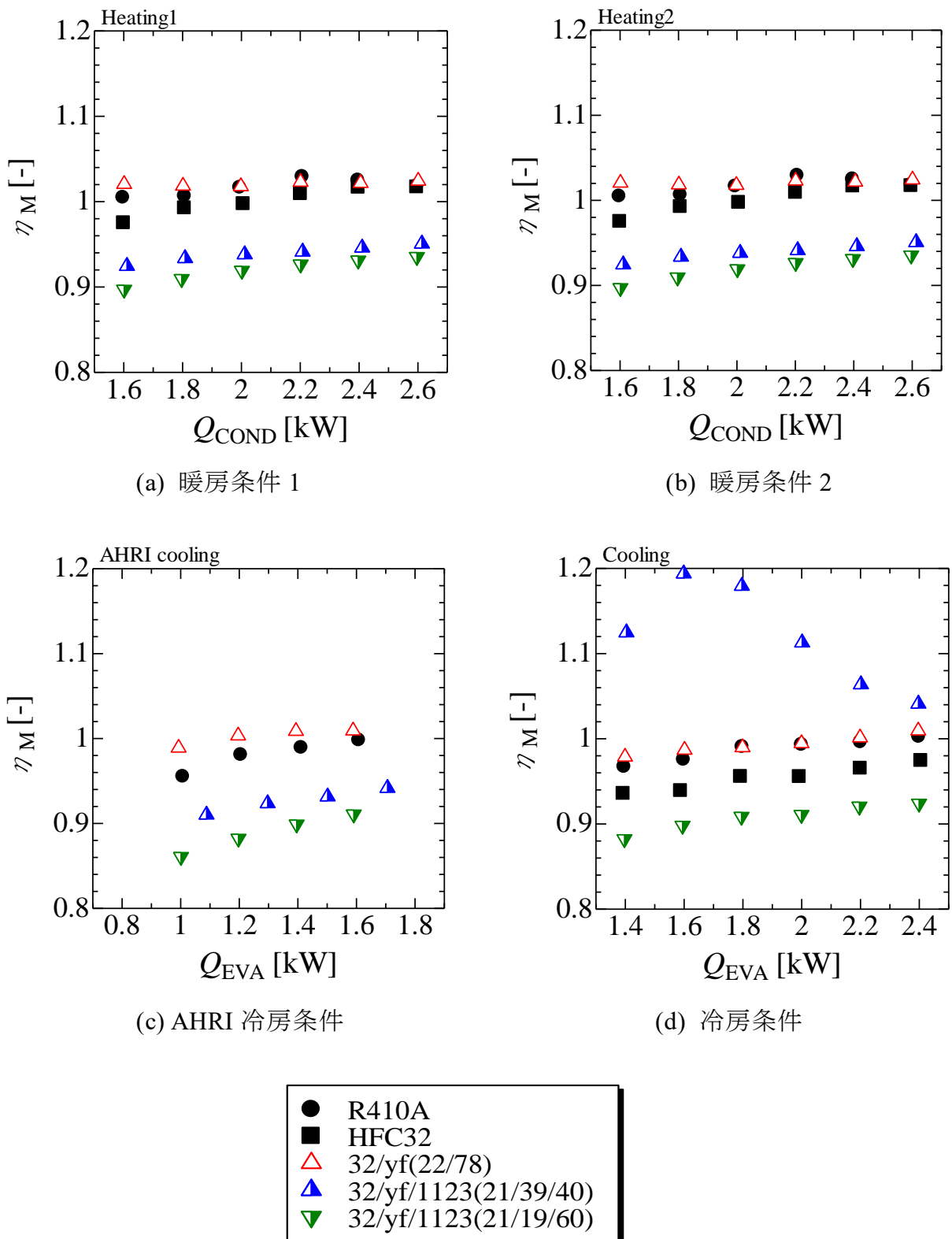
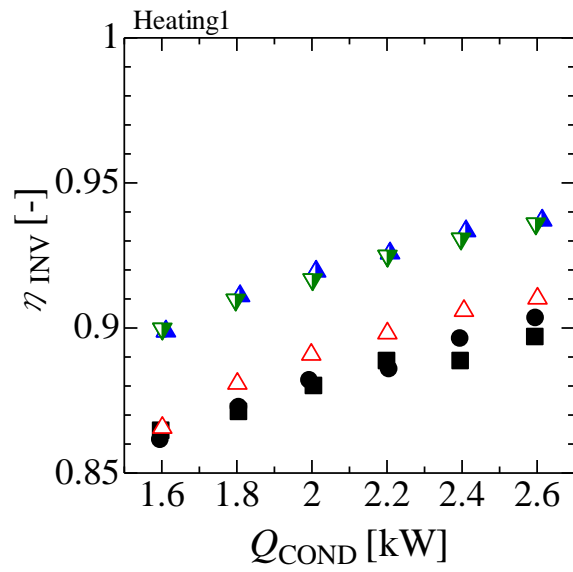
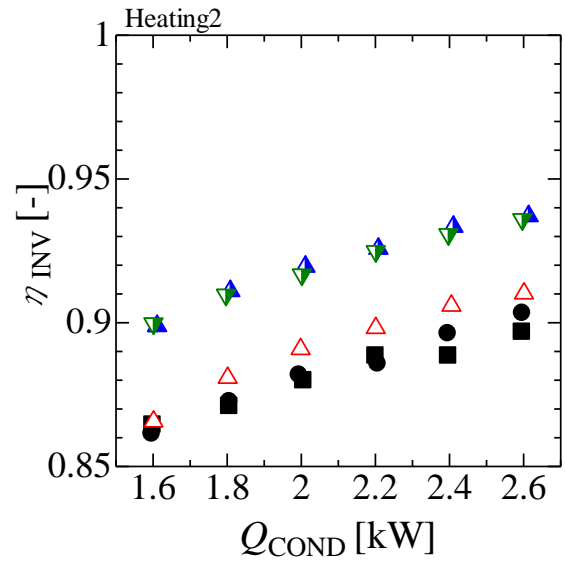


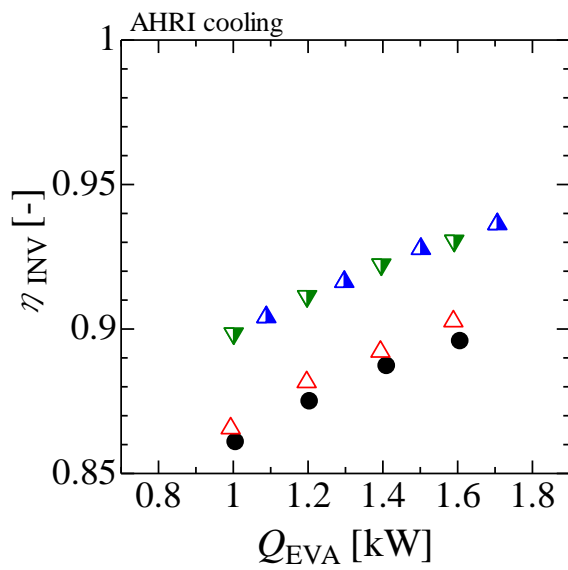
図 4.16 機械効率と熱負荷の関係（最適充填量）



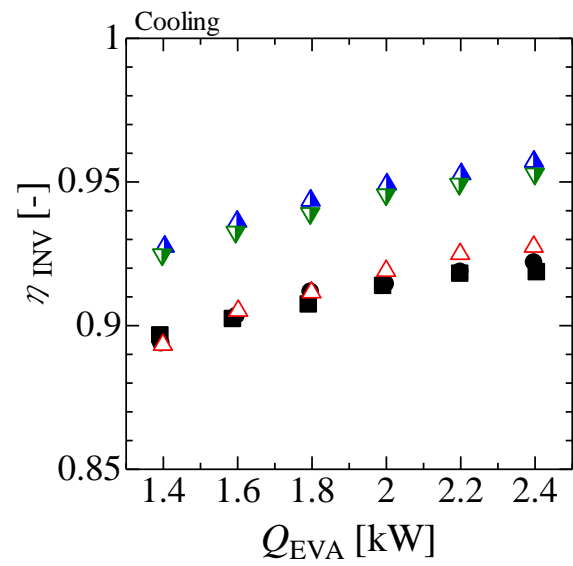
(a) 暖房条件 1



(b) 暖房条件 2



(c) AHRI 冷房条件



(d) 冷房条件

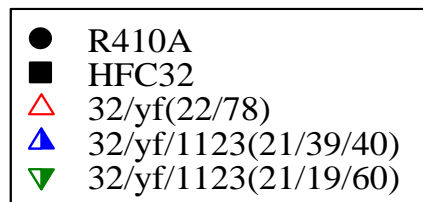


図 4.17 インバータ効率と熱負荷の関係

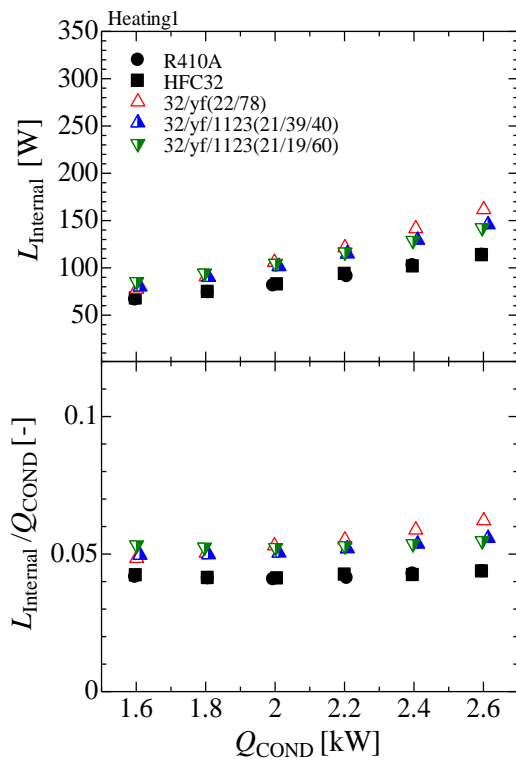
4.3.10 内部損失

図 4.18 に R410A, HFC32, 32/yf(22/78), 32/yf/1123(21/39/40)および 32/yf/1123(21/19/60)の最適充填量における内部損失 L_{Internal} および単位熱負荷当たりの内部損失 L_{Internal}/Q と熱負荷 Q の関係を実験条件別に示す. また, 図 4.19 に R410A, HFC32, 32/yf(22/78), 32/yf/1123(21/39/40)および 32/yf/1123(21/19/60)の最適充填量における外部損失 L_{External} および単位熱負荷当たりの外部損失 L_{External}/Q と熱負荷 Q の関係を実験条件別に示す.

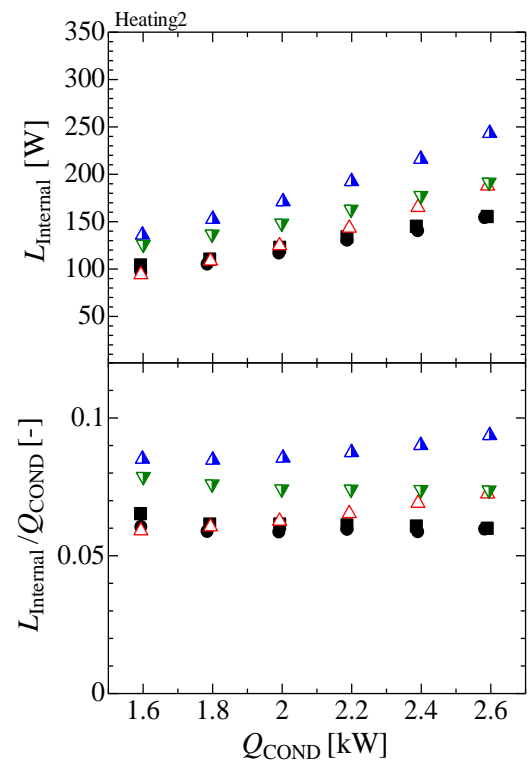
図 4.18 より, 熱負荷の増大に伴い内部損失は増加している. また, R410A, HFC32 および 32/yf/1123(21/19/60)の単位熱負荷当たりの内部損失は熱負荷によらずほぼ一定の値を示し, 32/yf(22/78)および 32/yf/1123(21/39/40) の単位熱負荷当たりの内部損失は熱負荷の増加に伴い増加している. ここで, 内部損失とは凝縮器過熱蒸気, 膨張弁, 圧縮機, 圧縮機機械損失および圧力損失による不可逆損失の和である. 前述した通り, このうち熱負荷の増加に伴い減少するのは単位熱負荷当たりの圧縮機機械損失, 増加するのは単位熱負荷当たりの圧力損失による不可逆損失である. つまり, 単位熱負荷当たりの内部損失は, 単位熱負荷当たりの圧縮機機械損失の減少量と圧力損失による不可逆損失の増加量の兼ね合いにより決定される. 内部損失は熱交換器の伝熱性能および配管接続部の熱損失に依らない不可逆損失であり, その大小関係は冷媒質量流量および圧力損失による影響が支配的であると考えられる. したがって, 低熱負荷領域においては冷媒質量流量が多い 3 成分混合冷媒の内部損失が大きく, 高熱負荷領域においては熱負荷の増加に伴う圧力損失の増加により, 2 成分混合冷媒の内部損失が増大している.

図 4.19 より, 熱負荷の増加に伴い外部損失および単位熱負荷当たりの外部損失は増加している. これは熱負荷の増加に伴い熱交換器における冷媒と熱源水の温度差が大きくなったためである. 外部損失は凝縮器, 蒸発器および配管接続部における不可逆損失の和であり, 前述した通り, 外部損失は温度すべり, 体積能力, 実験条件の熱源水温度および過冷度の兼ね合いによって決定される.

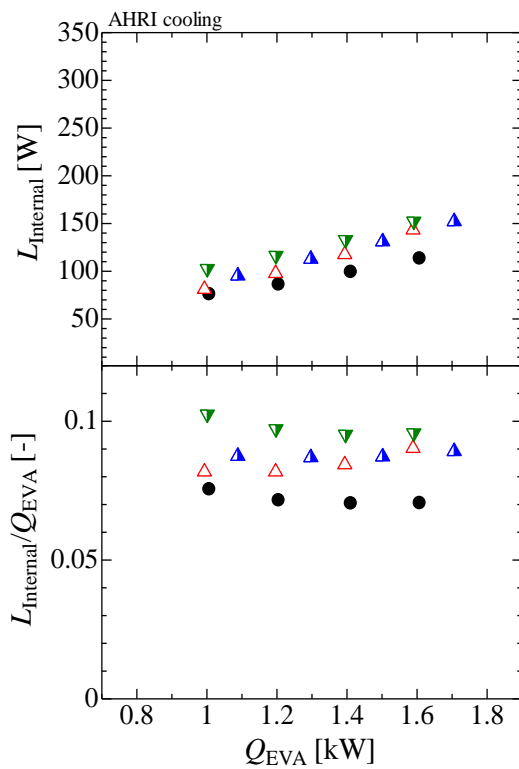
以上のことより, 内部損失の大小関係は冷媒質量流量および圧力損失の影響が大きい, つまり冷媒の潜熱および体積能力の影響が支配的であると考えられる. 非共沸混合冷媒の利点は温度すべりと実験条件の熱源水温度の兼ね合いにより外部損失の低減が可能な点にある. ただし, 本論文における実験条件では非共沸混合冷媒の外部損失は現行冷媒と同程度あるいは現行冷媒を上回った. これは蒸発器において冷媒の温度すべりが冷媒と熱源水の温度差を大きくしたことが要因である.



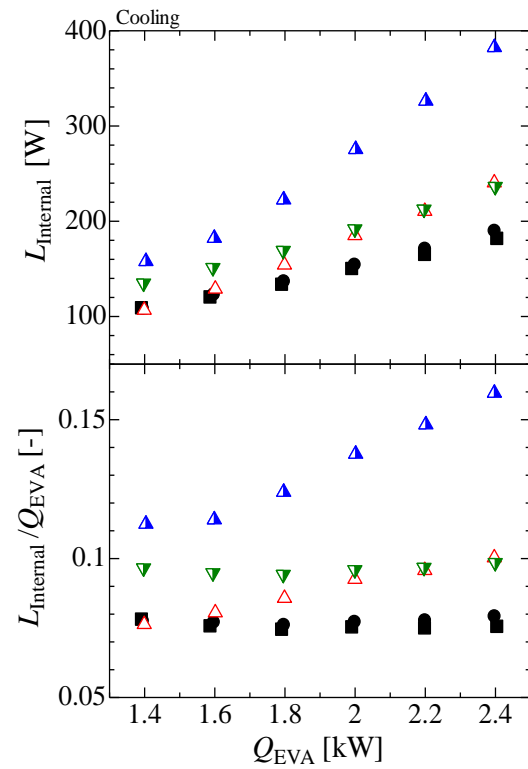
(1) 暖房条件 1



(2) 暖房条件 2

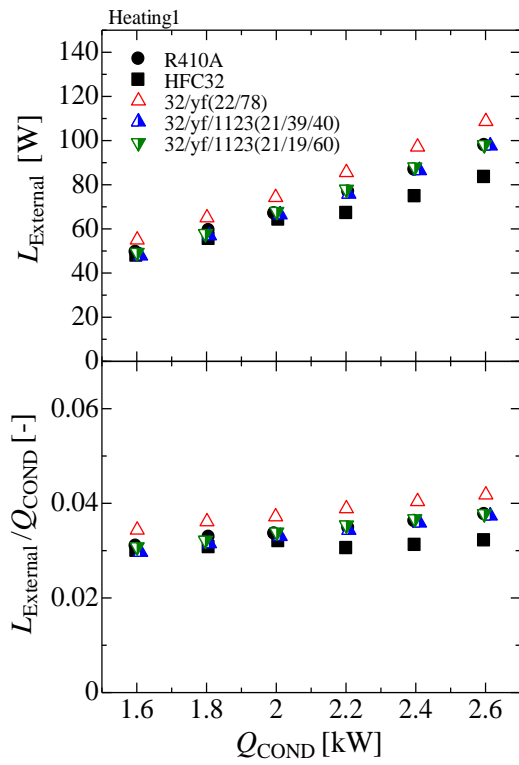


(3) AHRI 冷房条件

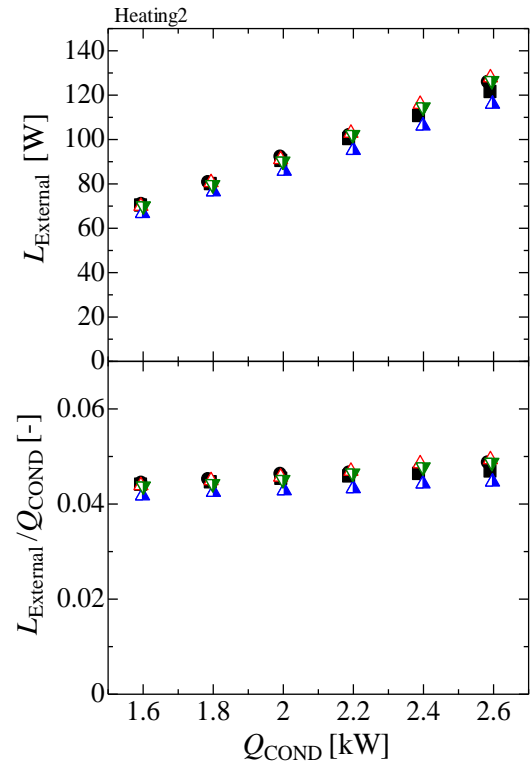


(4) 冷房条件

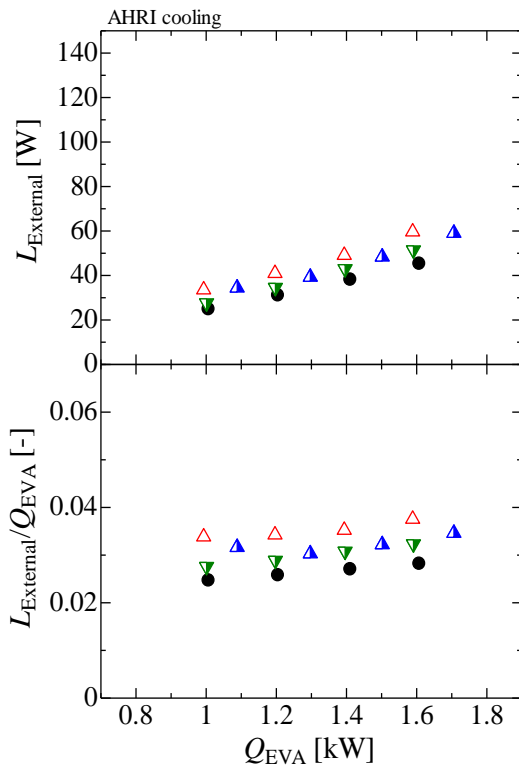
図 4.18 内部損失と熱負荷の関係 (最適充填量)



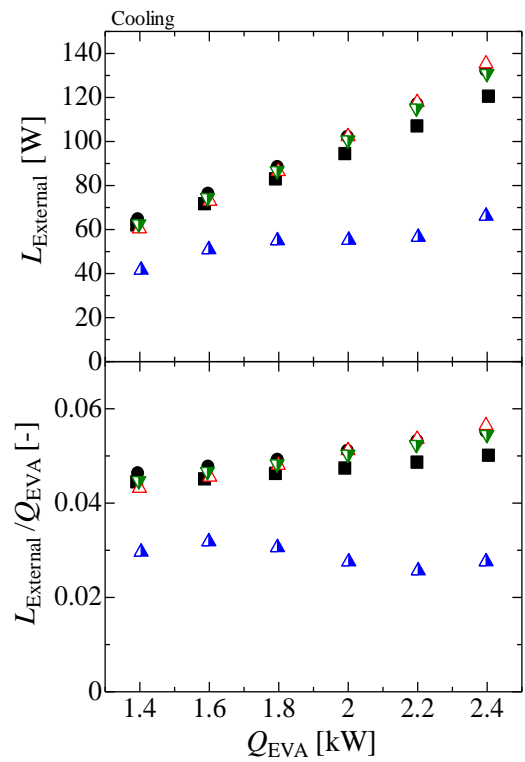
(1) 暖房条件 1



(2) 暖房条件 2



(3) AHRI 冷房条件



(4) 冷房条件

図 4.19 外部損失と熱負荷の関係 (最適充填量)

4.4 逆カルノーサイクルとの比較

本節では、疑似共沸混合冷媒 R410A、純冷媒 HFC32、HFC32/HFO1234yf 系 2 成分非共沸混合冷媒および組成比の異なる 2 種類の HFC32/HFO1234yf/HFO1123 系 3 成分非共沸混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルと逆カルノーサイクルを比較し、その差異の把握および考察を行う。なお、本節では各条件の最適充填量における結果から算出した圧力損失のない理想的なサイクルと逆カルノーサイクルを比較する。

4.4.1 逆カルノーサイクルの成績係数

図 4.20 に R410A, HFC32, 32/yf(22/78), 32/yf/1123(21/39/40)および 32/yf/1123(21/19/60)の最適充填量における逆カルノーサイクルの成績係数 COP_{Carnot} と熱負荷 Q の関係を実験条件別に示す。また、図 4.21 に暖房条件 1 (2.2kW), 暖房条件 2 (2.2kW), AHRI 冷房条件 (1.4kW) および冷房条件 (2.0kW) の最適充填量における各冷媒のサイクル線図と逆カルノーサイクルを T - s 線図上に示す。なお、図 4.21 における横軸は比エントロピーを膨張弁入口および蒸発器出口の比エントロピー差で除したものである。

図 4.20 より、逆カルノーサイクルの成績係数の大小関係は冷房条件を除いて一様で、HFC32 が最も大きく、次に R410A, 32/yf/1123(21/19/60), 32/yf/1123(21/39/40), 32/yf(22/78)の順に大きい。逆カルノーサイクルの成績係数は式(2.42)および(2.43)に示したように温度のみから計算できる。つまり、凝縮開始温度が低く、蒸発器入口温度が高いほど逆カルノーサイクルの成績係数は大きくなる。

図 4.21 より、凝縮開始温度に注目すると、32/yf(22/78)の凝縮開始温度は他の冷媒に比して高い。これは 32/yf(22/78)の体積能力が低いために熱交換器面積が不足し、凝縮温度が上昇したためである。したがって凝縮開始温度は体積能力の大きさの影響が大きいと考えられるが、32/yf(22/78)を除く体積能力が十分に大きい 4 種類の冷媒の凝縮開始温度には大きな差はない。なお、非共沸混合冷媒の温度すべりが熱源水出入口温度差より大きい条件においては体積能力にかかわらず凝縮開始温度は高くなると考えられる。蒸発器入口温度に注目すると、非共沸混合冷媒の蒸発器入口温度は純冷媒に比して低いことがわかる。これは過熱度と温度すべりの和が熱源水出入口温度より大きいことが要因である。

以上のことより、熱交換器面積を大きくし、過熱度と温度すべりの和を熱源水出入口温度差より小さくすることで逆カルノーサイクルの成績係数を大きくすることができると考えられる。

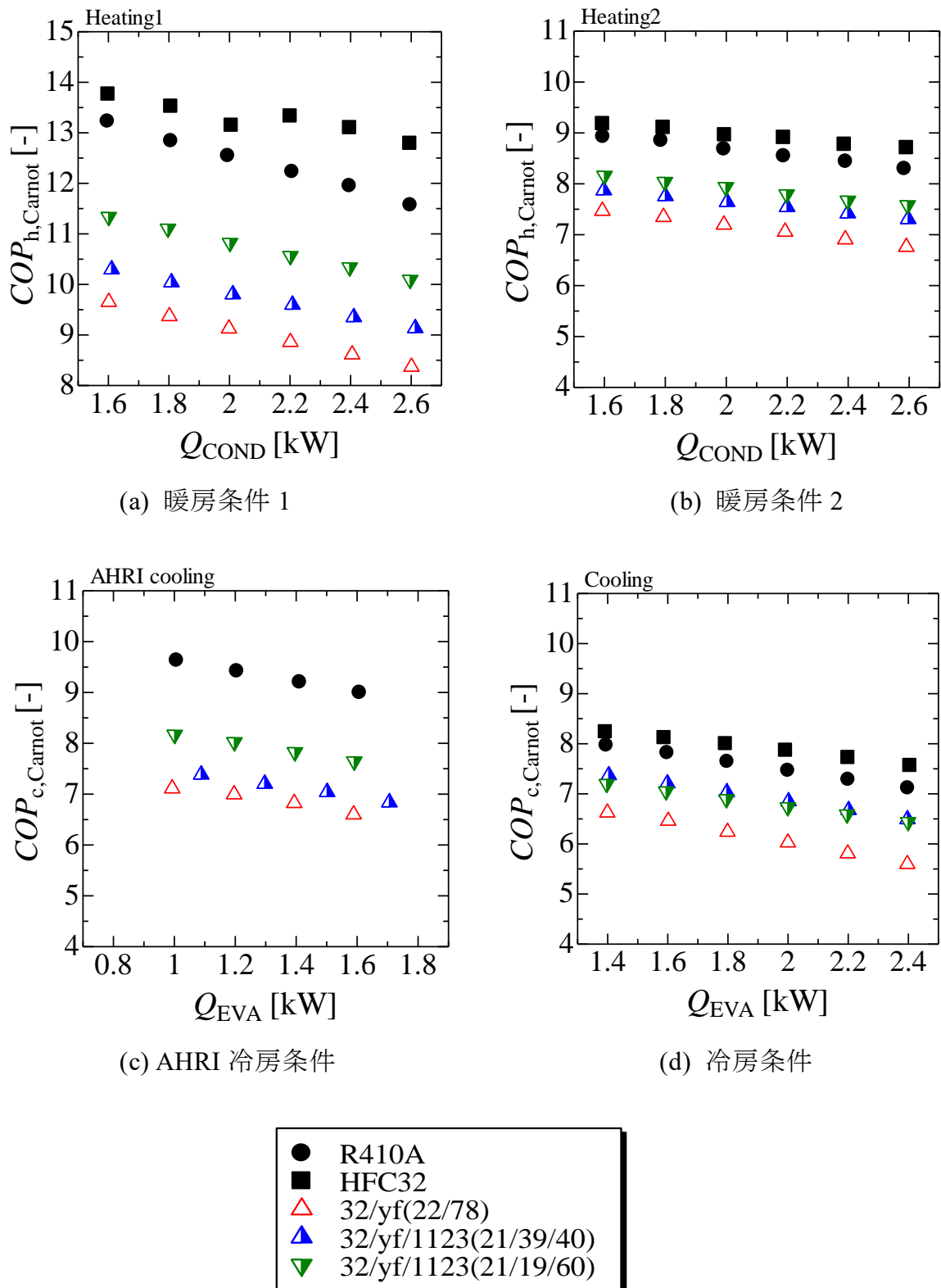


図 4.20 カルノーサイクルの成績係数と熱負荷の関係 (最適充填量)

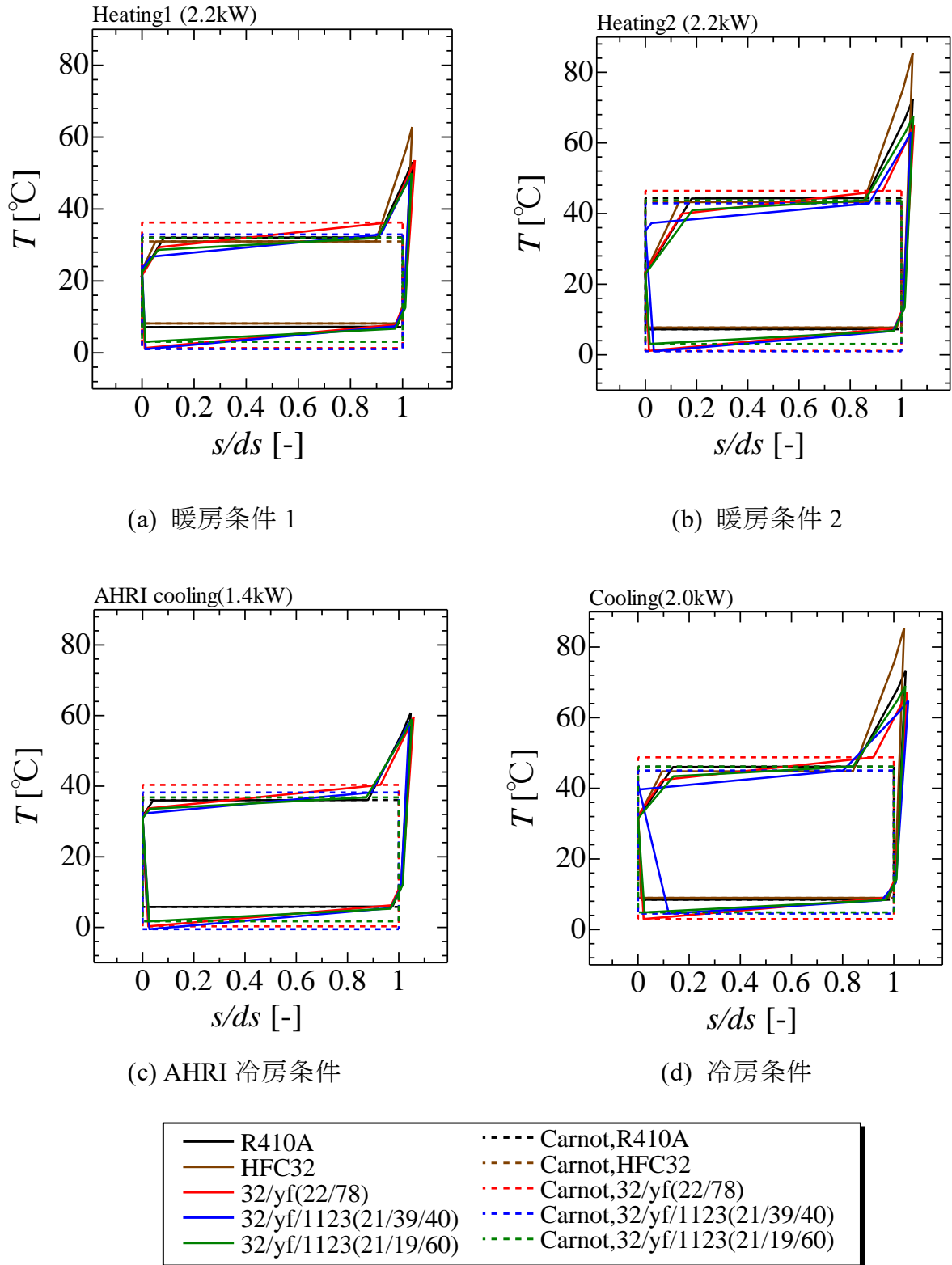


図 4.21 理想的なサイクルと逆カルノーサイクル（最適充填量）

4.4.2 逆カルノーサイクルとヒートポンプサイクルの仕事の差

図 4.22 に R410A, HFC32, 32/yf(22/78), 32/yf/1123(21/39/40)および 32/yf/1123(21/19/60)の最適充填量における逆カルノーサイクルがされる仕事 W_{Carnot} と熱負荷 Q の関係を示す. また, 図 4.23 に R410A, HFC32, 32/yf(22/78), 32/yf/1123(21/39/40)および 32/yf/1123(21/19/60)の最適充填量における逆カルノーサイクルとヒートポンプサイクルがされる仕事の差 W と熱負荷 Q の関係を示す. 逆カルノーサイクルとヒートポンプサイクルがされる仕事の差については, (a)仕事の差の合計 W_{total} , (b)凝縮器における温度すべり $W_{\text{tglide,COND}}$, (c) 蒸発器における温度すべり $W_{\text{tglide,EVA}}$, (d)凝縮器における過冷 W_{SUBC} , (e)蒸発器における過熱 W_{SUPH} , (f)凝縮器における過熱 W_{DSH} , (g)膨張弁 W_{EXP} , (h)圧縮機 W_{COMPR} の 8 つをそれぞれ示す. ここで, (b)から(e)に示した凝縮器における温度すべりおよび過冷, 蒸発器における温度すべりおよび過熱による仕事の差は逆カルノーサイクルの仕事を低減する方向に作用するものである.

図 4.22 より, 逆カルノーサイクルの仕事の大小関係は冷房条件を除いて 32/yf(22/78)が最も大きく, 次いで 32/yf/1123(21/39/40), 32/yf/1123(21/19/60), R410A, HFC32 の順に大きい. これは前述したように体積能力および温度すべりと熱源水出入口温度差の兼ね合いにより決まる. なお, 冷房条件において 32/yf/1123(21/39/40)の逆カルノーサイクル仕事が小さいのは冷媒充填量不足によるものである.

図 4.23(a)より, 逆カルノーサイクルとヒートポンプサイクルの仕事の差の合計の大小関係は 32/yf/1123(21/39/40)が最も小さく, 次いで 32/yf(22/78), 32/yf/1123(21/19/60)が小さい. 実際にサイクルに投入されるエネルギーは図 4.22 に示した逆カルノーサイクルの仕事 W_{Carnot} と図 4.23(a)に示した逆カルノーサイクルとヒートポンプサイクルの仕事の差の合計 W_{total} の和で表される. したがってサイクルに投入されるエネルギーを低減するためには W_{Carnot} あるいは W_{total} の低減が必要となる.

図 4.23(b)より, 凝縮器における温度すべりにより低減される仕事は 32/yf(22/78)が最も大きく, 次いで 32/yf/1123(21/39/40), 32/yf/1123(21/19/60)の順に大きい. これは冷媒の温度すべりの大きさにより決まる. 純冷媒 HFC32 および疑似共沸混合冷媒 R410A は相変化中に温度がほとんど変化しないため, 零に近い値を示している.

図 4.23(c)より, 蒸発器における温度すべりにより低減される仕事は凝縮器における仕事の差と同様に 32/yf(22/78)が最も大きく, 次いで 32/yf/1123(21/39/40), 32/yf/1123(21/19/60)の順に大きい.

図 4.23(d)より,凝縮器における過冷により低減される仕事の大小関係は実験条件により異なるが,温度すべりの小さい冷媒ほど過冷による仕事の低減が大きくなると考えられる. 32/yf(22/78)の過冷による仕事の低減が 3 成分混合冷媒に比して大きい傾向にあるのは, 32/yf(22/78)の体積能力が小さいために熱交換器面積が不足し凝縮温度が高いことが要因である.

図 4.23(e)より,蒸発器における過熱により低減される仕事の大きさは全ての条件および全ての冷媒において極めて小さいことがわかる. 冷媒による差異が見られないのは,過熱度が 4K で固定されているためであると考えられる.

図 4.23(f)より,凝縮器における過熱により増大した仕事は HFC32 が最も大きい. これは第 4.3.8 項で述べた通り, HFC32 の圧縮機吐出温度の高さが要因であると考えられる.

図 4.23(g)より,膨張弁において増大した仕事の冷媒による差異は第 4.3.8 項で述べた通り冷媒質量流量の影響が支配的であると考えられる.

図 4.23(h)より,圧縮機において増大した仕事については第 4.3.8 項で述べたため省略する.

以上より,逆カルノーサイクルがされる仕事および逆カルノーサイクルとヒートポンプサイクルがされる仕事の差異についてまとめる. 逆カルノーサイクルがされる仕事は凝縮開始温度および蒸発器入口温度により変動する. 非共沸混合冷媒における凝縮開始温度および蒸発器入口温度は体積能力, 温度すべり, 過冷度および過熱度, 熱源水出入口温度の兼ね合いによって決まる. 本論文における実験条件では,特に蒸発器において,過熱度と温度すべりの和が熱源水出入口温度差を上回ったことが要因で非共沸混合冷媒は現行冷媒に比べて必要仕事が大きくなった. 逆カルノーサイクルと実際のサイクルがされる仕事の差は非共沸混合冷媒の方が現行冷媒に比して小さい. これは非共沸混合冷媒の温度すべりが必要仕事を低減したことが主な要因である. しかしながら非共沸混合冷媒が低減した仕事は,逆カルノーサイクルがされる仕事の冷媒による差異に比して小さいため,実際のサイクルに投入される仕事は現行冷媒の方が小さくなったと考えられる.

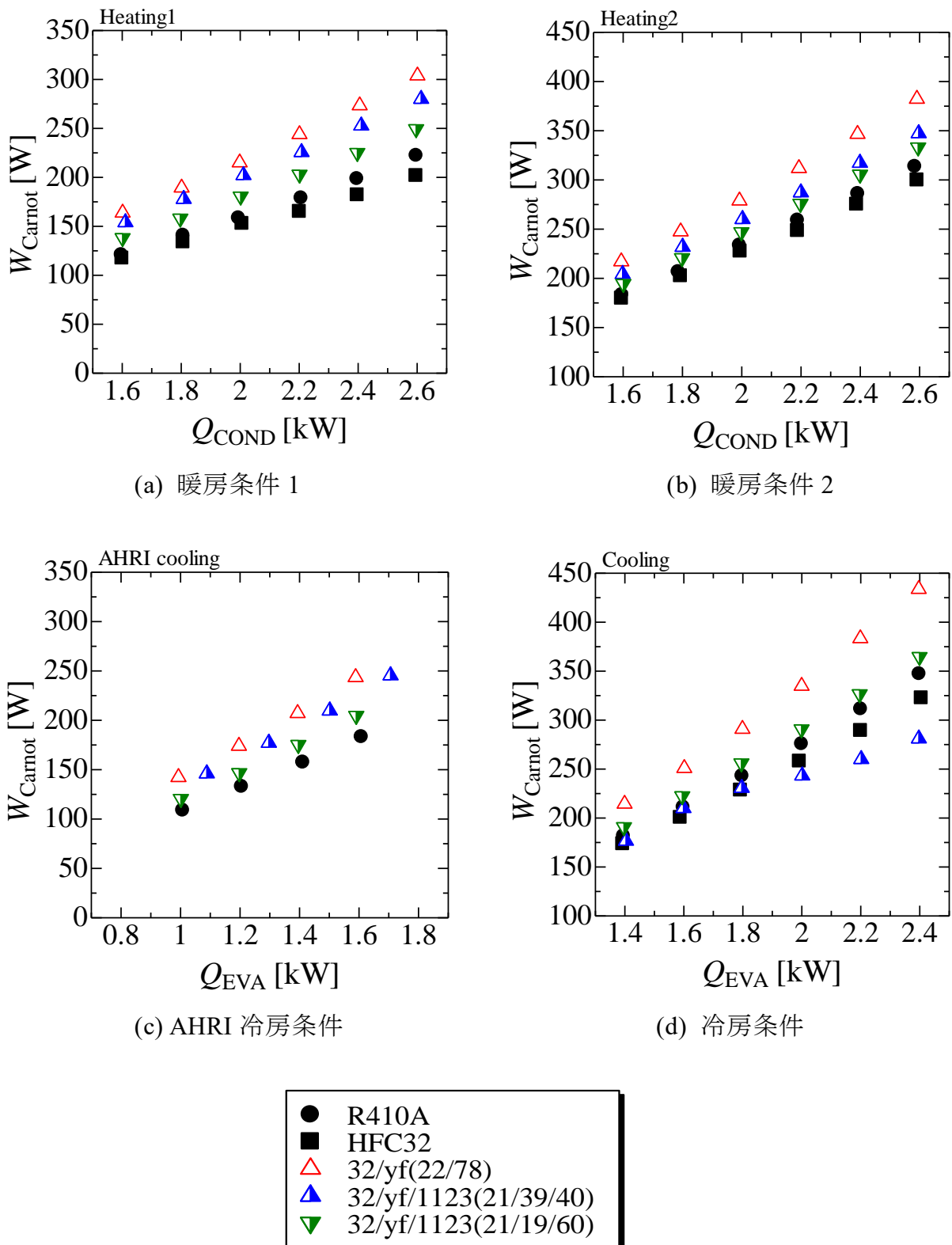
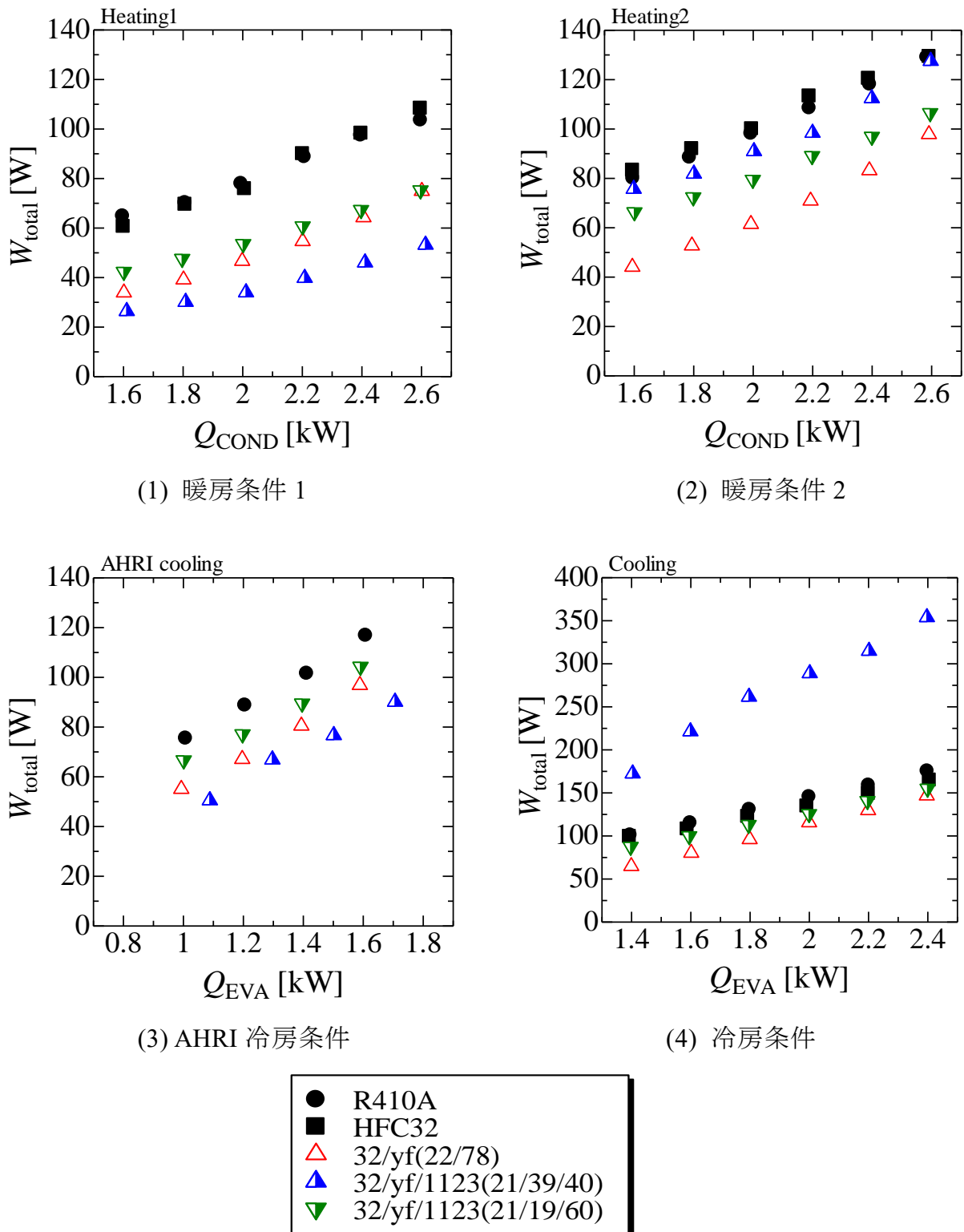


図 4.22 逆カルノーサイクルがされる仕事と熱負荷の関係（最適充填量）



(a) 仕事の差の合計

図 4.23 逆カルノーサイクルとヒートポンプサイクルがされる仕事の差と熱負荷の関係
(最適充填量)

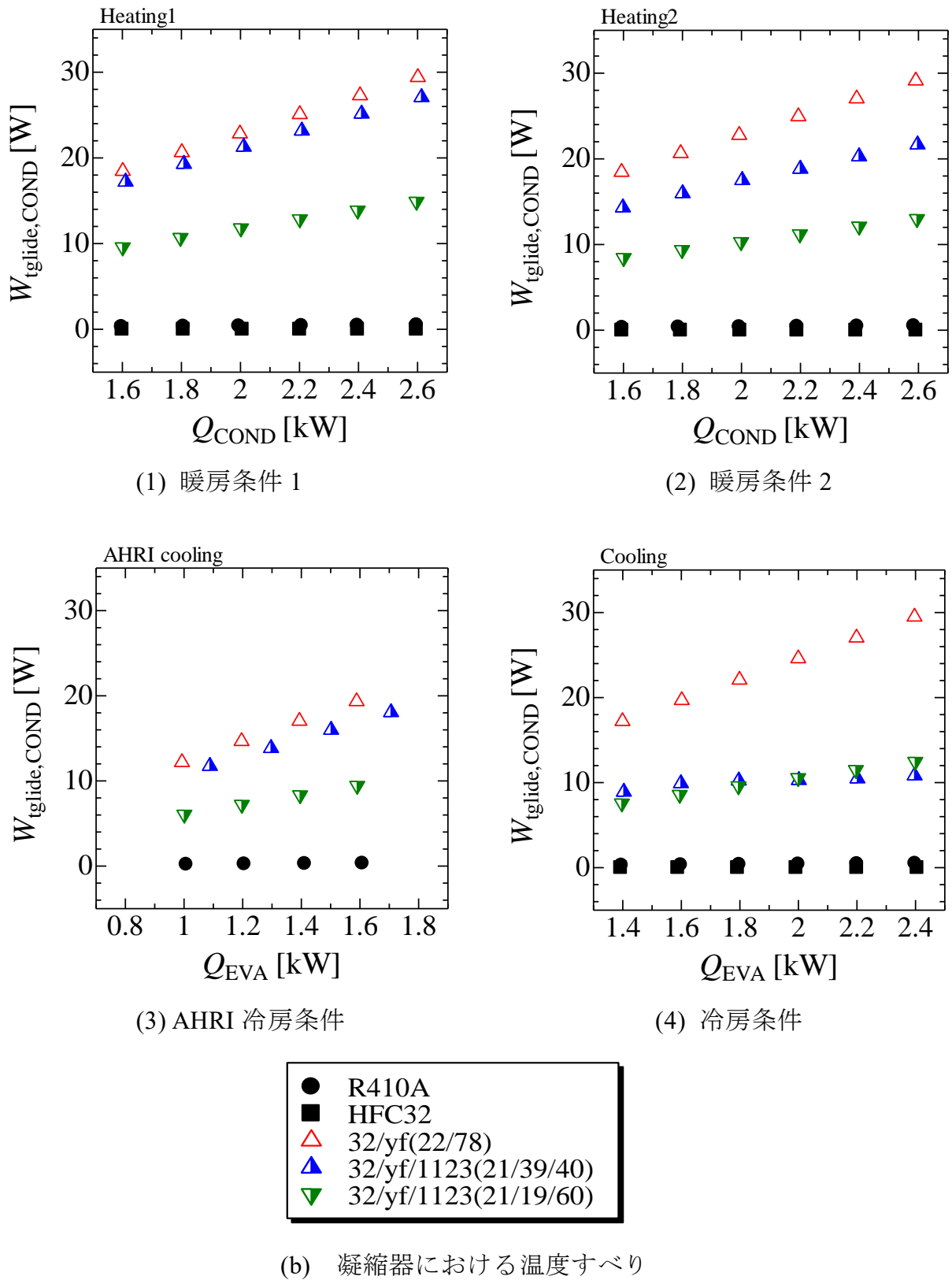
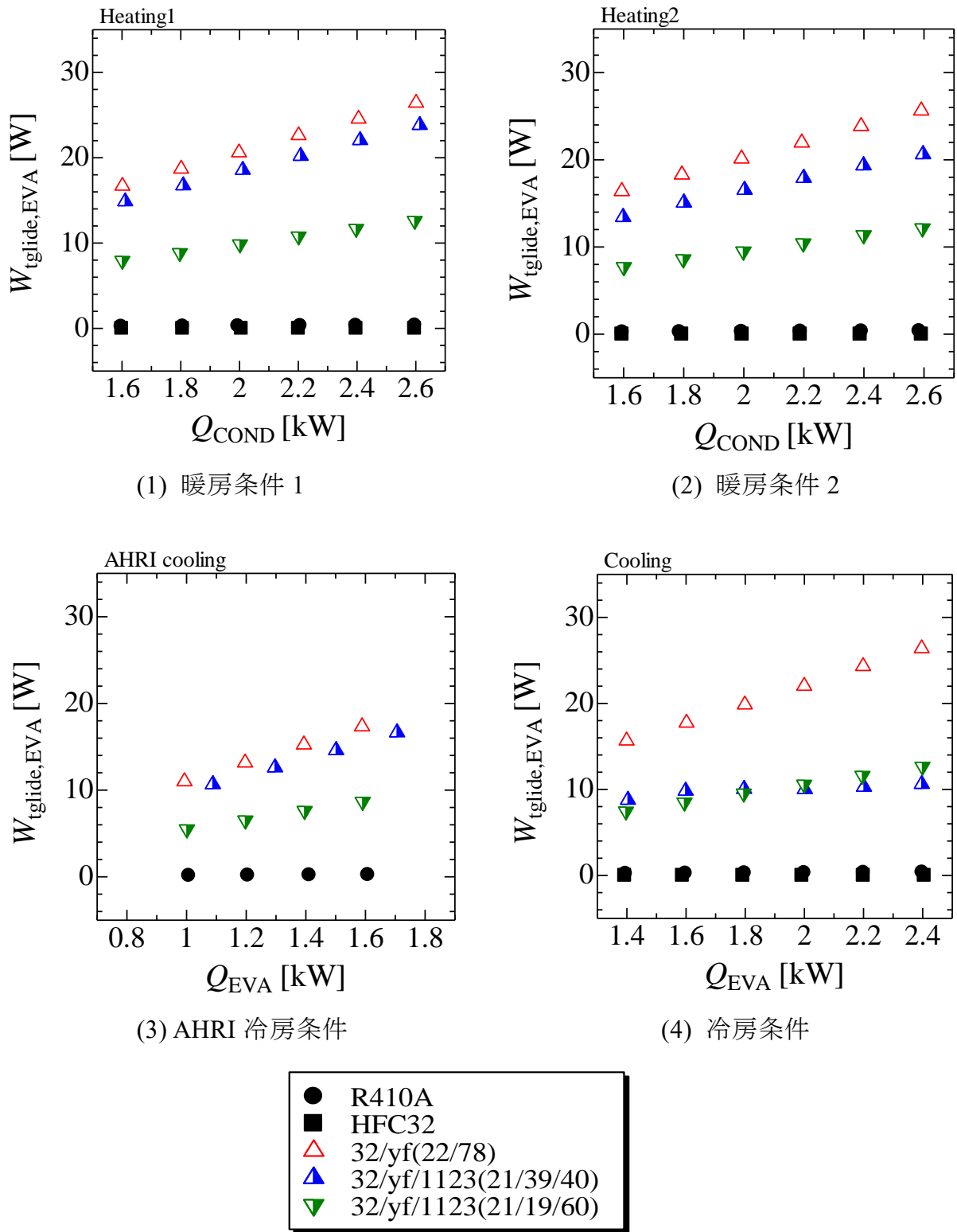


図 4.23 逆カルノーサイクルとヒートポンプサイクルがされる仕事の差と熱負荷の関係
(最適充填量)



(c) 蒸発器における温度すべり

図 4.23 逆カルノーサイクルとヒートポンプサイクルがされる仕事の差と熱負荷の関係 (最適充填量)

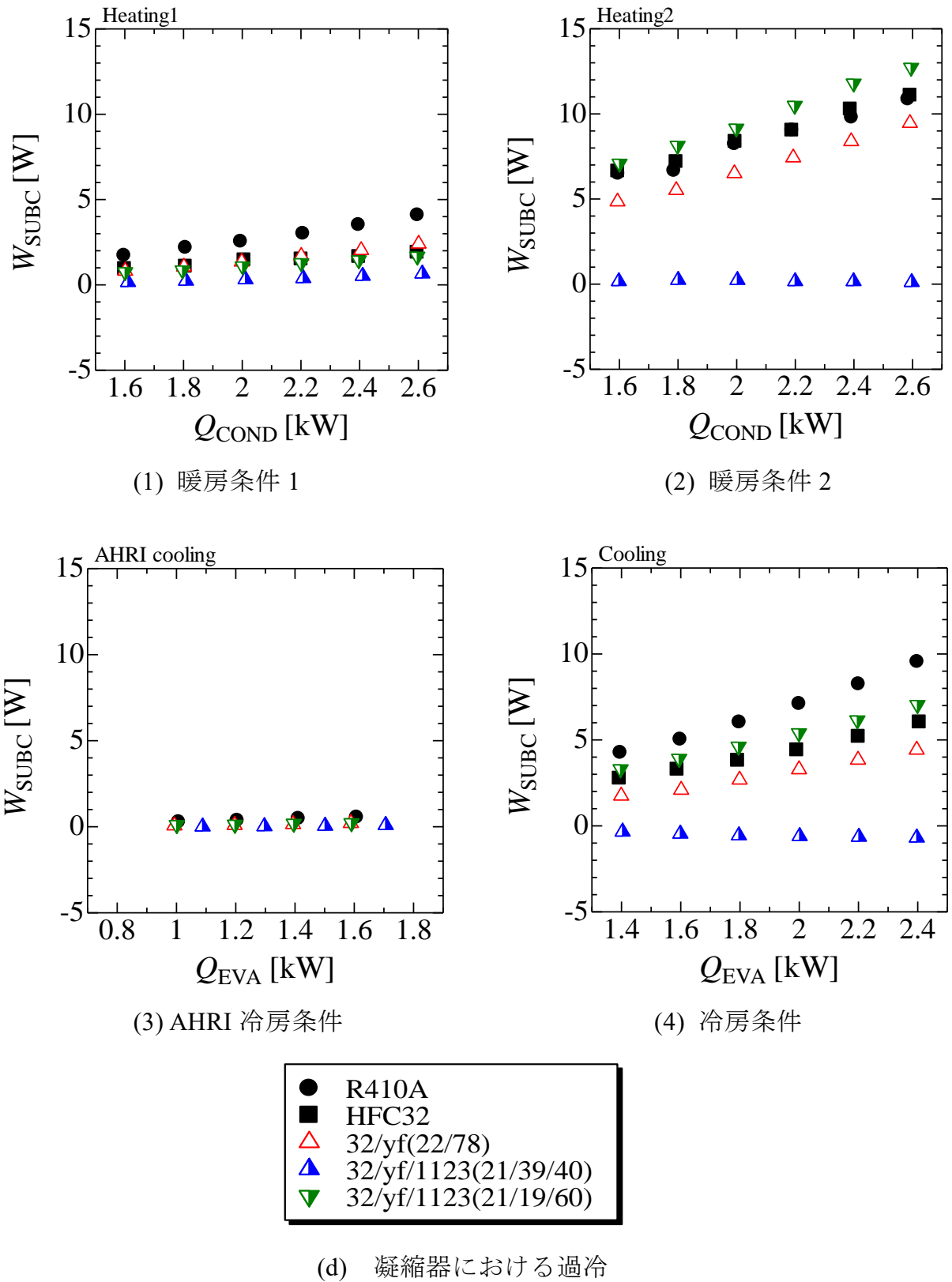


図 4.23 逆カルノーサイクルとヒートポンプサイクルがされる仕事の差と熱負荷の関係
(最適充填量)

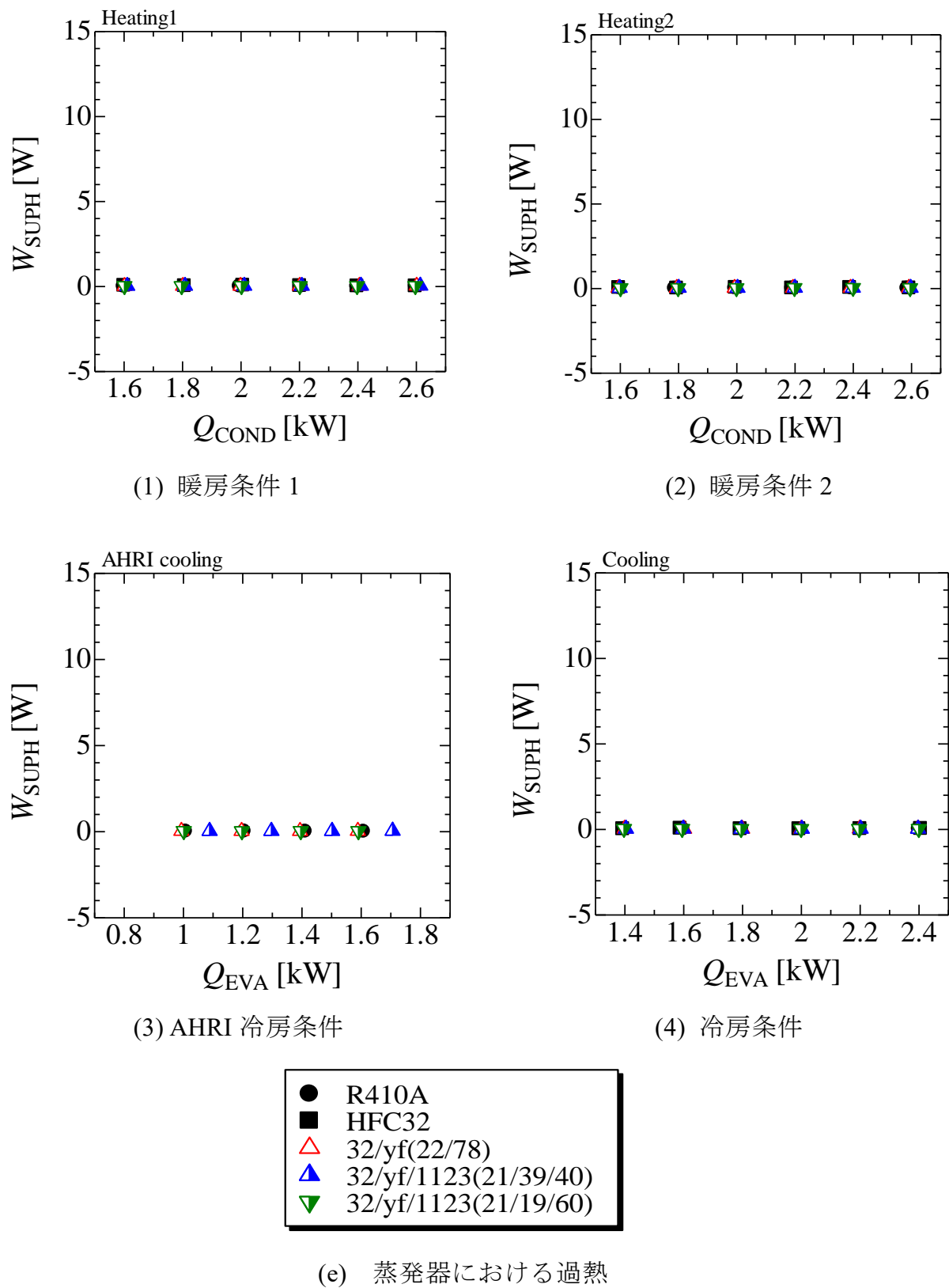


図 4.23 逆カルノーサイクルとヒートポンプサイクルがされる仕事の差と熱負荷の関係
(最適充填量)

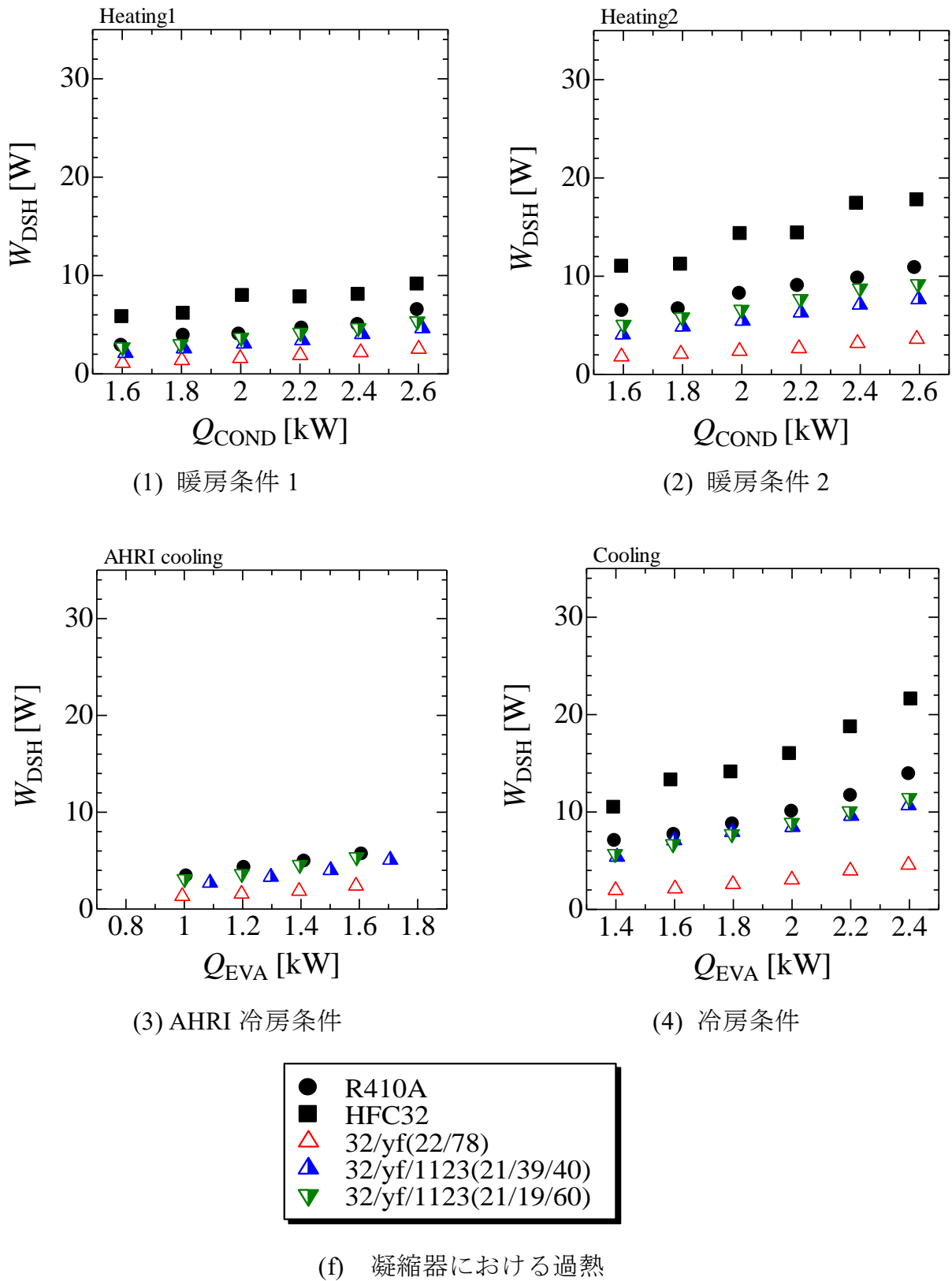


図 4.23 逆カルノーサイクルとヒートポンプサイクルがされる仕事の差と熱負荷の関係
(最適充填量)

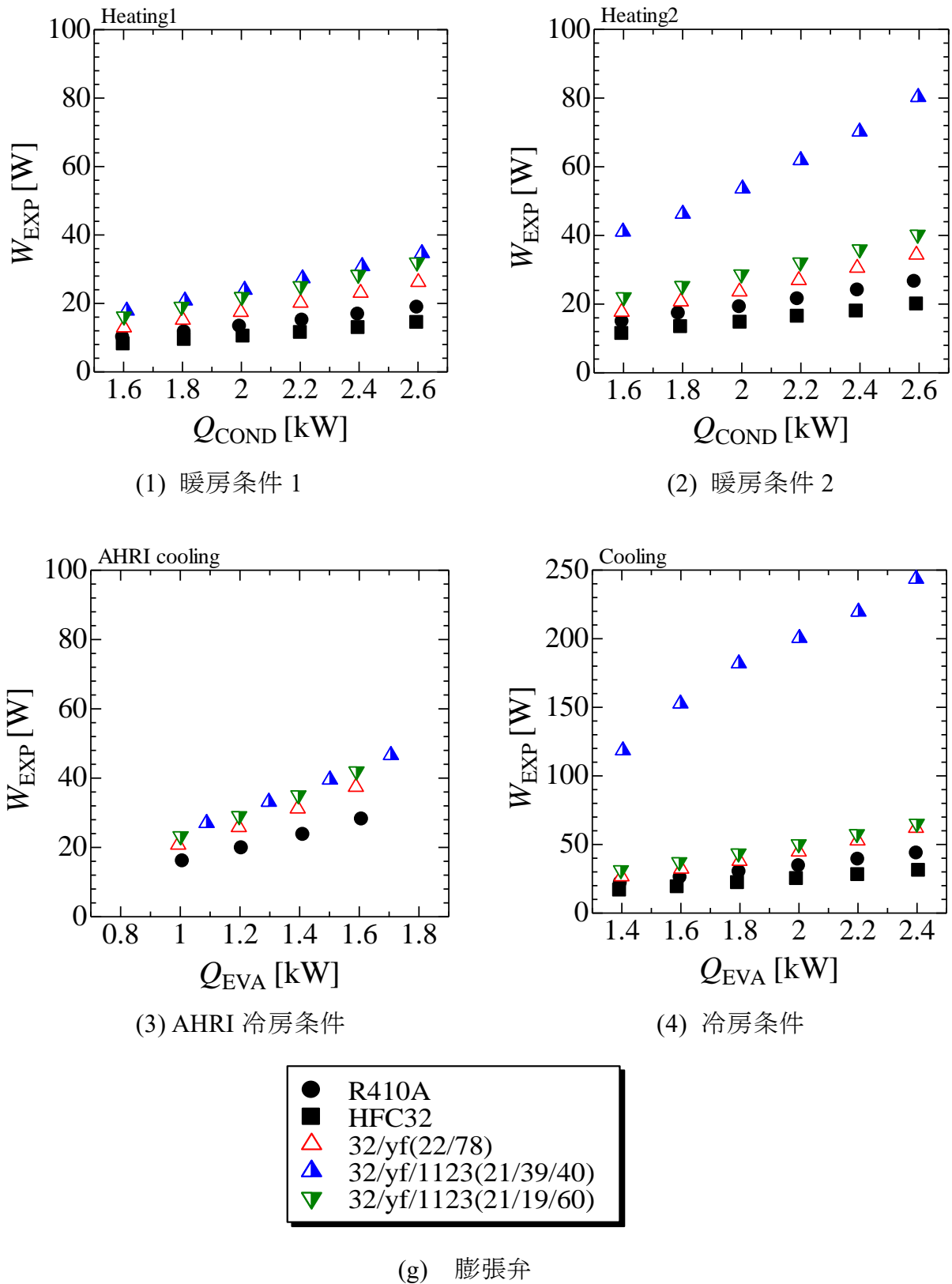


図 4.23 逆カルノーサイクルとヒートポンプサイクルがされる仕事の差と熱負荷の関係
(最適充填量)

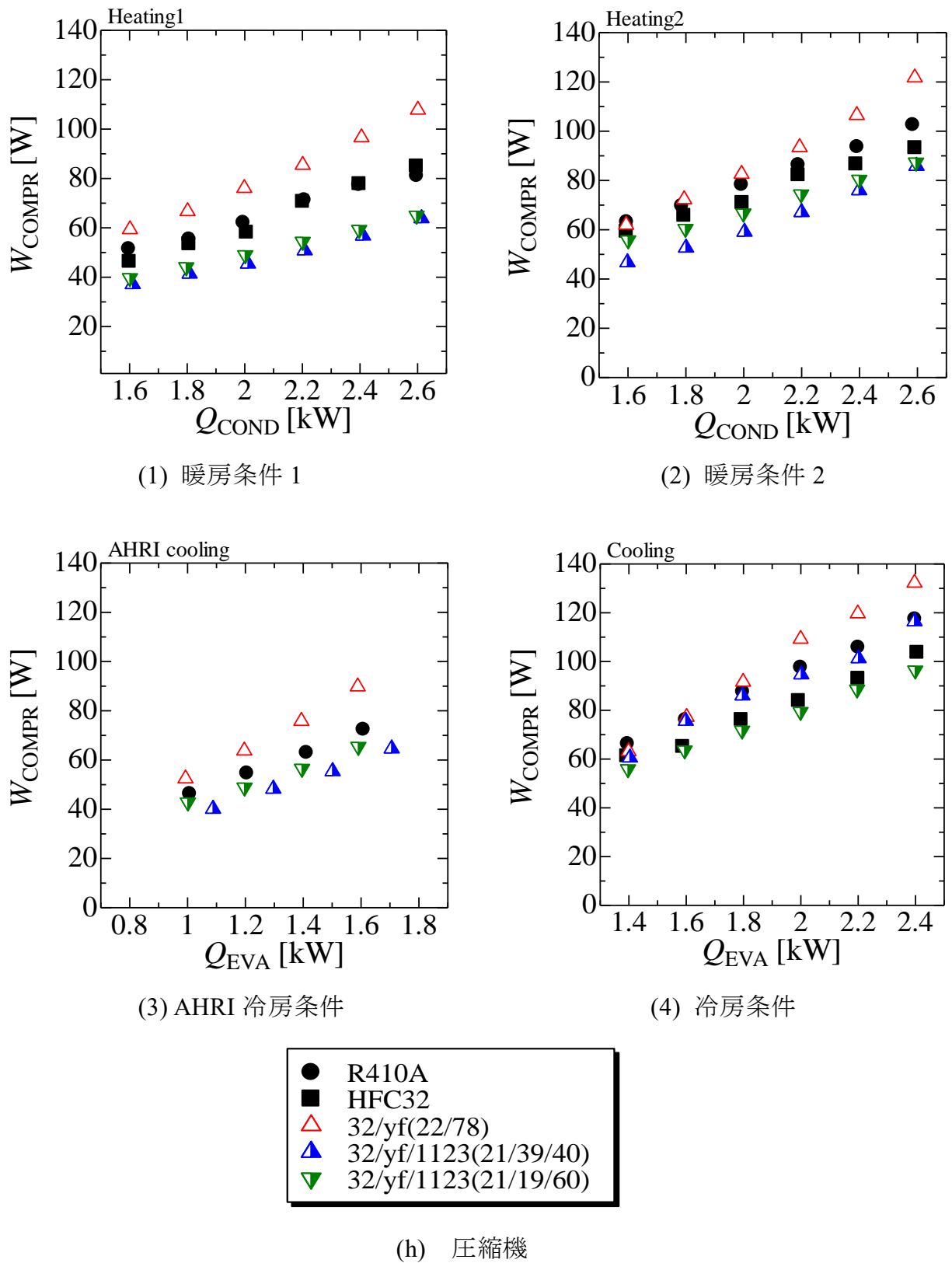


図 4.23 逆カルノーサイクルとヒートポンプサイクルがされる仕事の差と熱負荷の関係 (最適充填量)

第5章 総括

本論文は、家庭用エアコンをターゲットに低 GWP かつ省エネを達成できる次世代冷媒の実用化を目的として、R410A, HFC32, HFC32/HFO1234yf 系 2 成分混合冷媒および HFC32/HFO1234yf/HFO1123 系 3 成分混合冷媒について、家庭用エアコンを想定した作動条件下で蒸気圧縮式ヒートポンプ実験を実施し、ヒートポンプサイクルの基本的なサイクル特性の観点から考察、その成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) GWP が 150 程度である 2 成分混合冷媒 HFC32/HFO1234yf (22/78 mass%) と 3 成分混合冷媒 HFC32/HFO1234yf /HFO1123 (21/39/40 mass%) および HFC32/HFO1234yf /HFO1123 (21/19/60 mass%) を比較すると、熱源水出入口温度差が大きい暖房条件 2 および冷房条件では、2 成分混合冷媒の方が高いシステム成績係数を示したが、熱源水出入口温度差が小さい暖房条件 1 および AHRI 冷房条件では 3 成分混合冷媒の方が高いシステム成績係数を示した。また、全条件で現行冷媒である R410A および HFC32 には及ばない性能であったことから、HFC32/HFO1234yf/HFO1123 系混合冷媒を現行冷媒の代替として、機器の設計変更を伴わずに GWP を 150 以下にすることは難しいと考えられる。
- (2) 圧力損失は、熱負荷増大に伴う成績係数の低下に大きな影響を及ぼしている。そのため、低 GWP 冷媒の性能を良くするには圧力損失を低減することが重要である。GWP が 150 程度である HFC32/HFO1234yf 系 2 成分混合冷媒および HFC32/HFO1234yf/HFO1123 系 3 成分混合冷媒を比較すると、全実験条件で HFO1123 の組成比が大きくなるほど圧力損失による不可逆損失を低減できており、不可逆損失の低減という観点から見ると HFO1123 を多く含む混合冷媒が優れているといえる。これは、HFO1123 の添加によって蒸気密度が大きくなり、蒸気速度が小さくなるからである。
- (3) 圧縮機吐出温度は圧縮機の機械的寿命を左右するパラメータの一つであるため、圧縮機吐出温度が高いことは、現行冷媒である HFC32 の弱みである。本実験において、HFC32 に HFO 系冷媒を混合することによって、HFC32 と比較して圧縮機吐出温度の低減が見られた。また、3 成分混合冷媒は 2 成分混合冷媒に比べ体積能力の向上による圧縮機吐出温度の低減が見られたが、熱交換器面積が十分に大きい場合には HFO1234yf の組成

比を大きくするほど圧縮機吐出温度は低減されると考えられる。

- (4) HFC32/HFO1234yf 系 2 成分混合冷媒および HFC32/HFO1234yf /HFO1123 系 3 成分混合冷媒は温度すべりを有しているため、性能が稼働条件によって大きく左右されてしまう。しかし、稼働条件によっては温度すべりが優位に働き、性能が向上する可能性もある。また、本実験装置は、冷媒ごとの最適化を行っていないため、熱交換器や圧縮機油などを最適化することで、性能の向上を期待することができる。

最後に、本論文を総括して以下のことがいえる。国際的な温室効果物質規制の強まりに対応するべく、GWP 値を 150 という極めて低い値に設定し研究を行った。その結果、HFO 系冷媒を含む HFC32/HFO1123/HFO1234yf 系混合冷媒は、既存冷媒である R410A および HFC32 の代替として目標 GWP 値を 150 としたとき、性能の低下が顕著であり代替冷媒としての利用は難しいと考えられる。しかし、稼働条件や要素機器の最適化による性能の向上が見込まれている。また、これからの世界的な低 GWP 冷媒の基本サイクル性能評価に際して、今回のデータは一つの基準を示したといえよう。

今後の冷媒規制の強化に対応するためには、新規冷媒の物性データおよびサイクル基本特性を把握することで、HFO 系冷媒に限らず、数ある低 GWP 冷媒の中から最適解を選択し、その性能を十分に引き出す技術の構築が重要となることが予見される。

謝辞

九州大学大学院総合理工学研究院 宮崎 隆彦 教授には、御助言や暖かい激励の御言葉を頂きました。ここに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 Kyaw Thu 准教授には、多くの助言や熱心なご鞭撻を賜り、研究の遂行に大きくご貢献をして頂きました。ここに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府 高田 信夫 技術専門職員には、本研究の遂行にあたり、多くのご指導とご鞭撻を賜りました。また、高田さんにお力添えにより実験を安全に滞りなく実施することができました。ここに深く感謝の意を表し、心から御礼申し上げます。

共同研究者である学部 4 年 川喜田 幹太さんには、夜遅くまで実験や資料作成および研究に関する議論など多くのご協力を頂きました。心より御礼申し上げます。

九州大学大学院総合理工学府環境エネルギー工学専攻宮崎研究室に所属する、Frantisek Miksik さん、Abirham Yemanebirhan Tadesse さん、Colombatantirige Uthpala Perera さん、Chairunnisa さん、Yang Changru さん、Ahmed Youssef さん、Purjam Mojtaba さん、Seo Sang Won さん、Yang Cheng さん、Haoulomou Pepe さん、Chen Haonan さん、Mansoor Abdul Aziz さん、Motaz Mabrok Mohamed さん、Johnson Yang さん、Sagar Saren さん、Hao Yu さん、安芸 雄太さん、金光 聖人さん、田島 大輝さん、竹田 将さん、井田 晴也さん、登川 智也さん、富來 昌哲さん、中島 隆宏さん、郡 光春さん、前城 裕太さんには、多大なるご助言およびご協力を頂きました。心より御礼申し上げます。

研究室秘書 大和 裕理さんには、事務的な手続き等で大変お世話になりました。心より御礼申し上げます。

また、著者の学生生活を温かく見守り、支え続けてくれた家族に、心から感謝します。

最後に、本研究は、NEDO 受託研究「省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷凍空調技術の最適化及び評価手法の開発」の一部として実施したものです。ここに記して謝意を表します。

参考文献

- [1] United Nations Environment Programme, 2016, Report of the Twenty-Eighth Meeting of the Parties to the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer.
- [2] R. Jakobs, H. Kruse, 1979, “The use of non-azeotropic refrigerant mixtures in heat pumps for energy saving”, *Int. J. Refrig.*, Vol.2, No.1, pp. 29-32.
- [3] 藤井哲, 小山繁, 宮良明男, 1987, “非共沸混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルの特性および性能評価に関する理論的考察”, 日本冷凍空調学会論文集 Vol.4 No.1, pp.27-34
- [4] W.J. Mulroy, P.A. Domanski, D.A. Didion, 1994, “Glide matching with binary and ternary zeotropic refrigerant mixtures Part 1. An experimental study”, *Int. J. Refrig.*, Vol.17, No.4, pp.220-225
- [5] W.J. Mulroy, P.A. Domanski, D.A. Didion, 1994, “Glide matching with binary and ternary zeotropic refrigerant mixtures Part 1. A computer simulation”, *Int. J. Refrig.*, Vol.17, No.4, pp.226-230
- [6] M.O. McLinden, Andrei F. Kazakov, J. Steven Brown, Pitor A. Domanski, 2014, “A thermodynamic analysis of refrigerants: Possibilities and tradeoff for Low-GWP refrigerants”, *Int. J. Refrig.*, Vol.38, pp. 80-92.
- [7] Hung Pham, Ken Monnier 2016, “Interim And Long-Term Low-GWP Refrigerant Solitions For Air Conditioning”, 16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, No. 2402
- [8] Thomas Leck, Barbara Minor, 2014, “Experience with reduced GWP refrigerants for commercial refrigeration and air conditioning”, *JRAIA Int. Symposium*, pp.287-291
- [9] Samuel F.Yana Motta, Mark W. Spatz, 2014, “Low Environmental Impact Refrigerants for AC and Refrigeration Systems”, *JRAIA Int. Symposium*, pp.282-286
- [10] Xudong Wang, Karim Amrane, 2015, “AHRI Low Global Warming Potential Alternative Refrigerants Evaluation Program (Low-GWPAREP) – Summary of Phase I Testing Results”, 15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, No. 2250
- [11] 福島正人, 2015, “低 GWP 冷媒の開発”, 2015 年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, D332

- [12]Toshiyuki Tanaka, Hidekazu Okamoto, Katsuya Ueno, Jun Irisawa, Tetsuo Otsuka, Tetsuhiro Nogami, Ritsu Dobashi, 2014, “Development of a new low-GWP refrigerant composed of HFO1123 (trifluoroethylene)”, *Proc. 2014 AIChE Annual Meeting*, Atlanta
- [13]東之弘, 赤坂亮, 2015, “新規冷媒 HFO1123 の飽和蒸気圧, 飽和密度および臨界定数の測定”, 2015 年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, D111
- [14]Yukihiho Higashi, Ryo Akasaka, 2016, ”Measurements of Thermodynamic Properties for HFO1123 and HFO1123+HFC32 Mixture” , 16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, No. 2283
- [15]平山順基, 2017, ”低 GWP 混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルの性能評価に関する実験的研究”, 日本冷凍空調学会, 第 18 回西日本地区技術交流会講演資料, pp9-10(2017)
- [16]Myhre, G., D. Shindell, F.-M. Bréon, W. Collins, J. Fuglestvedt, J. Huang, D. Koch, J.-F. Lamarque, D. Lee, B. Mendoza, T. Nakajima, A. Robock, G. Stephens, T. Takemura and H. Zhang, 2013: Anthropogenic and Natural Radiative Forcing. In: *Climate Change 2013: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change* [Stocker, T.F., D. Qin, G.-K. Plattner, M. Tignor, S.K. Allen, J. Boschung, A. Nauels, Y. Xia, V. Bex and P.M. Midgley (eds.)]. Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA.
- [17]E.W. Lemmon, M.L. Huber, M.O. McLinden, 2018. Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties - REFPROP Ver. 10.0. National Institute of Standards and Technology, Boulder, CO, USA.
- [18]E.W. Lemmon, M.L. Huber, M.O. McLinden, 2013. Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties - REFPROP Ver. 9.1. National Institute of Standards and Technology, Boulder, CO, USA.
- [19]Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute, “2015 Standard for Performance Rating of Water-chilling and Heat Pump Water-heating Packages Using the Vapor Compression Cycle”, pp8.
- [20]Kyaw Thu, Kosei Takezato, Nobuo Takata, Takahiko Miyazaki, Yukihiro Higashi, 2021, “Performance evaluation of a heat pump system using an HFC32/HFO1234yf blend with GWP below 150 for heating applications”, *Applid Thermal Engineering*, Vol.182

- [21]Kyaw Thu, Kosei Takezato, Nobuo Takata, Takahiko Miyazaki, Yukihiro Higashi, 2021, “Drop-in experiments and exergy assessment of HFC-32/HFO-1234yf/R744 mixture with GWP below 150 for domestic heat pumps”,International Journal of Refrigeration, Vol.121, pp.289-301

付録 A 熱電対検定方法

冷媒および熱源水の温度を正確に測定するために、標準温度計 CHINO R800-2 を用いて K 型熱電対の検定を行った。図 A に検定装置概要を示す。恒温槽は、攪拌機、ヒータおよび冷凍機により制御され、温度一定に保たれる。この恒温槽に熱電対および標準温度計を挿入して検定を行う。その際、槽液密度分布により形成される温度層の影響を抑えるために、恒温槽底面からの温度測定点までの高さを揃えて挿入する。標準温度計は 4 線であり、直流電流発生装置により定電流 (1 mA) が流れている。標準温度計の温度は標準温度計の抵抗 R_{pt} より、ITS90 に準じて算出を行った。ここで標準温度計の抵抗 R_{pt} は、以下の式を用いて算出した。

$$R_{pt} = \frac{V_{pt}}{I} = \frac{V_{pt}}{V_{st}} R_{st}$$

ここに V_{pt} 、 V_{st} および R_{st} はそれぞれ、標準温度計にかかる電圧、標準抵抗にかかる電圧および標準抵抗の抵抗である。また、熱電対の零接点は氷水により冷やされている蒸留水に差し込むことにより 0 °C に保持されている。

次に実際の検定手順を示す。検定温度範囲は -5 °C ~ 70 °C であり、5 °C 間隔で測定を行い、昇温および降温を行うことにより各測定温度において 2 点ずつ測定した。測定は、標準温度計および標準抵抗にかかる電圧、熱電対より発生した起電力の定常を確認後、3 秒間隔で 3 分間収集する。収集したデータより、熱電対における温度に対する起電力の変化を次式に示すように 3 次式で近似する。

$$T_{TC} = a_0 + a_1 \times V_{TC} + a_2 \times V_{TC}^2 + a_3 \times V_{TC}^3$$

検定を行った結果、全ての熱電対の誤差は 0.05 K 以内となっている。

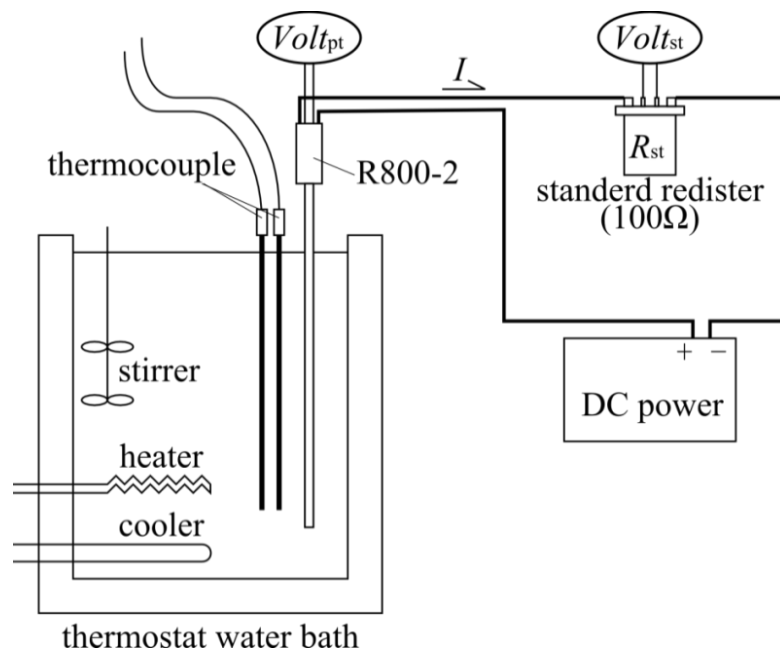


図 A 熱電対検定装置概要

付録 B ガスクロマトグラフ検定方法

固定相に対する移動相の吸着性，あるいは分配係数の違いにより，カラム内の移動速度に差を生じることを利用して混合物の分離を行い，各成分の定性，定量分析を行う方法を一般にクロマトグラフィと呼び，移動相が気体の時にガスクロマトグラフィと呼ぶ。

本実験では，質量流量計と膨張弁の間にサンプリングポートを設け，液状態の冷媒をサンプリングし，膨張させ過熱蒸気にした後，ガスクロマトグラフを用いて定量的に分析し，循環組成を測定する．そのためには，分析時の混合物中の各成分の分析結果として得られる面積および面積比と濃度の関係をあらかじめ確認しておく必要がある。

標準ガス作成方法

面積および面積比と濃度の関係をあらかじめ確認するにあたって，様々な組成に混合した標準ガスを準備する必要がある．標準ガスを作る際には，はじめに内部が真空状態である検定容器に重量 (w_0) を測定する．次に，沸点の高い順に HFO1234yf および HFC32 を気体状態で検定容器に注入し，各冷媒注入後の検定容器の重量 (w_1 および w_2) を測定し，注入した冷媒の重量を冷媒注入前後の検定容器の質量差より以下の式を用いて算出する．

$$w_{\text{HFO1234yf}} = w_1 - w_0$$

$$w_{\text{HFC32}} = w_2 - w_1$$

以上より，標準ガスの HFO1234yf の質量分率 $Y_{\text{HFO1234yf}}$ は以下の式により算出した．

$$Y_{\text{HFO1234yf}} = \frac{w_{\text{HFO1234yf}}}{w_{\text{HFO1234yf}} + w_{\text{HFC32}}}$$

なお，検定容器の重量測定には，0.001g まで測定できる電子天秤 MSE2203S-000-DE を使用した．

面積修正係数によるガスクロマトグラフの検定方法

成分 A および B からなる 2 成分混合冷媒を考え、それぞれの質量が w_A および w_B [kg] であり、その合計を W [kg] とする。また、この W [kg] の混合物をガスクロマトグラフにより分析した際に得られる面積をそれぞれ S_A および S_B とする。

はじめに、各成分が W [kg] あった場合にガスクロマトグラフより出力される面積 S^* を考えると、面積は成分の絶対量に比例するため次のようになる。

$$S_A^* = \frac{W}{w_A} \times S_A = \frac{1}{Y_A} \times S_A$$

$$S_B^* = \frac{W}{w_B} \times S_B = \frac{1}{Y_B} \times S_B$$

ここで、 Y_A および Y_B はそれぞれ成分 A および B の質量分率を表す。

次に、成分 A の W [kg] に対する面積 S_A^* を基準とし、成分 B の W [kg] に対する面積が成分 A と同等になるように修正するための面積修正係数 C を以下の式により求める。

$$C_A = \frac{S_A^*}{S_A^*} = 1$$

$$C_B = \frac{S_A^*}{S_B^*}$$

w_A および w_B [kg] に対するそれぞれの面積 S を、面積修正係数 C を用いて修正した面積を Sl とすると、

$$Sl_A = C_A S_A = S_A$$

$$Sl_B = C_B S_B$$

となり、修正した面積比は質量比と同等になる。よって成分 A に対して、

$$Y_A = \frac{Sl_A}{Sl_A + Sl_B} = \frac{S_A}{S_A + C_B S_B} = \frac{S_A}{S_A + \frac{S_A^*}{S_B^*} S_B} = \frac{S_A / S_A^*}{S_A / S_A^* + S_B / S_B^*} = \frac{Y_A}{Y_A + Y_B}$$

となる。本研究では、HFC32/HFO1234yf 混合冷媒および HFC32/HFO1123 混合冷媒を用いて上記の手順で検定を行った。なお、3 成分混合冷媒の場合は、本文中の式に第 3 成分の項を付け加え、同様の方法で面積修正係数を求める。

本研究で用いた HFC32/HFO1234yf/HFO1123 系 3 成分混合冷媒の面積修正係数 C をここに記す.

$$C_{\text{HFC32}} = 1, \quad C_{\text{HFO1234yf}} = 1.48457, \quad C_{\text{HFO1123}} = 1.27347,$$

なお, HFC32 および HFO1234yf の面積修正係数は, 上述した方法で自作した標準ガスを用いて検定を行い得られたものであるが, HFC32 および HFO1123 の面積修正係数は, HFO1123 の入手が困難であるため他大学などで測定されたサンプルデータより作成したものである. 表 B-1 に, HFC32/HFO1123 系混合冷媒のサンプルデータを示す.

表 B-1 HFC32/HFO1123 系混合冷媒のサンプル

	Mass Fraction of HFO1123	Area Ratio of HFO1123
Sample 1	0.60048	0.54153
Sample 2	0.4004	0.34364
Sample 3	0.49959	0.4384
Sample 4	0.455	0.396
Sample 5	0.19	0.15724

検量線によるガスクロマトグラフの検定方法

ガスクロマトグラフの検定は、前述した面積修正係数による方法の他に、面積比から組成比を算出する検量線を用いる方法がある。ここでは、検量線を用いた面積変換法について説明する。

表 B-2 に HFC32/HFO1234yf 系混合冷媒の検量線作成に使用したサンプルデータを示す。

表 B-2 HFC32/HFO1234yf 系混合冷媒のサンプル

	Mass Fraction of HFO1234yf	Area Fraction of HFO1234yf		Mass Fraction of HFO1234yf	Area Fraction of HFO1234yf
1	0.307845084	0.230768392	6	0.754730203	0.676916415
2	0.395775941	0.306094329	7	0.756208964	0.674343395
3	0.488291414	0.387148471	8	0.813672111	0.748538845
4	0.592031873	0.494616627	9	0.847169811	0.789373095
5	0.69568398	0.609715819	10	0.899940793	0.855760734

(1) 検量線の作成方法 (Koyama モデル)

図 B-1 は表 B-2 に示したサンプルデータをプロットしたものである。検量線の作成方法として、式 $y = x$ をベースとし、そこからの差異 δy を上乘せする次の式からスタートする

$$y = x + \delta y$$

次に差異 δy について考察すると、物理的に δy は必ず点 (0,0) および (1,0) の 2 点を通る歪曲形であるので、以下のように表すことができる。

$$\delta y = ax(1 - x)$$

よって、近似式は次のように表すことができる。

$$y = x + ax(1 - x)$$

図 B-2 に、近似式 $y = x + ax(1 - x)$ を示す。図 B-2 より、物理的法則をよく表現できていることがわかる。次に、サンプルデータより最小二乗法を用いて定数 a の値を求める。

ここで、HFC32/HFO1234yf 系混合冷媒の係数 a_{yf} および HFC32/HFO1123 系混合冷媒の係数 a_{1123} をここに記す。また、 a_{yf} を用いた検量線を図 B-3 に示す。

$$a_{yf} = 0.384, \quad a_{1123} = 0.2444$$

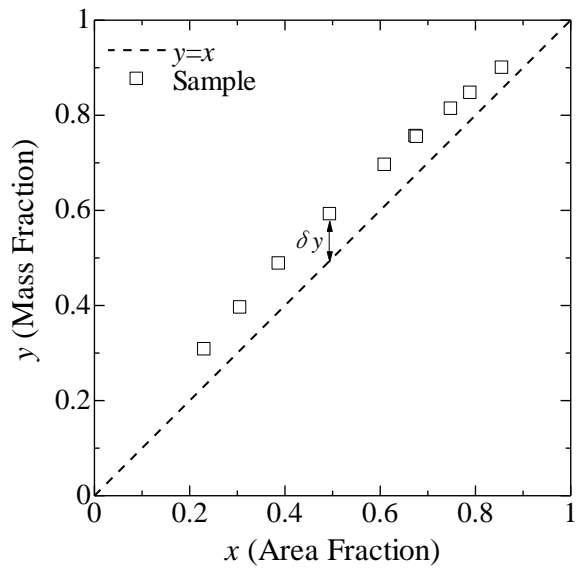


図 B-1 サンプルデータ

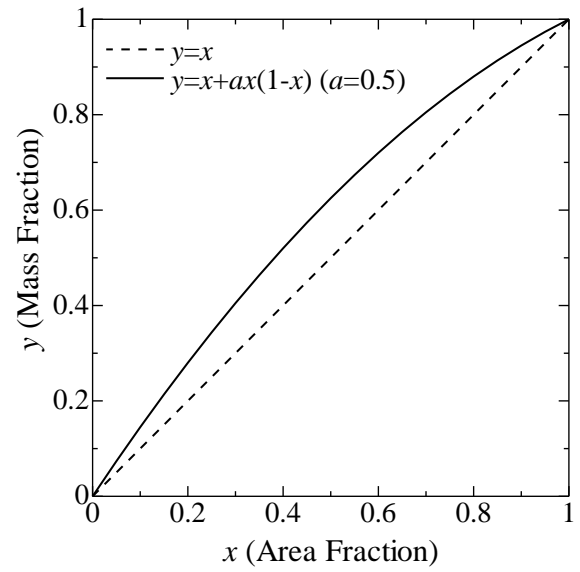


図 B-2 近似式

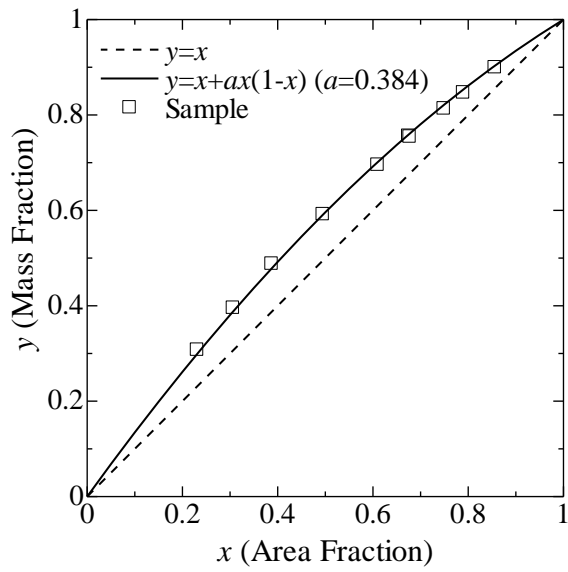


図 B-3 サンプルデータおよび近似式

(2) 検量線の作成方法 (Kyaw Thu モデル)

ここでは, Kyaw Thu モデルの検量線について説明を行う. Kyaw Thu モデルにおいても, 面積比 0 の時に質量比は 0, 面積比 1 の時に質量比は 1 という物理的な法則に基づいた点は同じである. Kyaw Thu モデルの特徴は, 冷媒の物性値 (分子量) を計算に用いることである. Koyama モデルにおいては, 面積比から直接的に質量比に変換する係数を導いた. それに対して, Kyaw Thu モデルは, 面積比からモル比へ換算し, 質量比へと変換する. これは, ガスクロマトグラフにより出力される面積比と冷媒の体積比 (モル比) に相関があり, 物理的精度の向上が見込まれるからである. ここで, その数式を次に示す.

$$y_i = \frac{a \times x_i}{M_{\text{mix}}} \times M_i$$

$$M_{\text{mix}} = (ax_i M_i + (1 - x_i) M_j)$$

図 B-4 に, 近似式の結果を示す. ここで, 黒の実線が Koyama モデルおよび赤の実線が Kyaw Thu モデルである. 図より, 近似曲線に大きな違いはみられない. 表 B-3 には, 絶対誤差の平均値を示す. 表より, Kyaw Thu モデルは Koyama モデルに比して推算精度が高いことがわかる. そのため, これからの近似式としての利用が期待される. また, 表 B-2 に示した HFC32/HFO1234yf 系混合冷媒のサンプルから得られた Kyaw Thu モデルの係数をここに記す.

$$a_{yf} = 0.677$$

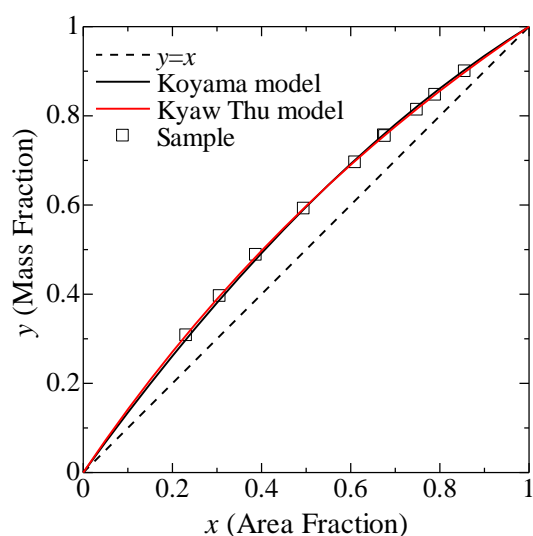


図 B-4 近似式の比較

表 B-3 絶対誤差の平均値

	Koyama モデル	Kyaw Thu モデル
絶対誤差平均	3.91E-03	7.30E-04

付録 C 熱交換機における熱損失の検定方法

本研究に用いた熱交換器は二重管式であり、外管に熱源水、内管に冷媒が流れる構造となっているため、熱源水においては冷媒だけでなく外気に対してヒートロス（ゲイン）が生じる。そこで、実験を行うにあたって熱源水と外気温との温度差により発生するヒートロス（ゲイン）の検定を行った。表 C-1 に検定範囲を示す。温度範囲は実験条件および外気温の変動を考慮し、流量範囲は実験における最大および最小流量程度とし決定した。

図 C に検定結果を示す。同流量におけるヒートロス（ゲイン） Q_{loss} は熱源水と外気の温度差に比例する。しかしながら、流量によって傾きが異なるため、下記に示すような形で相関式を作成する。

$$Q_{\text{loss}} = (A \times V_w + B) \times (T_{w,\text{ave}} - T_{\text{atm}}) + (C \times V_w + D)$$

ここに、 V_w は熱源水体積流量、 $T_{w,\text{ave}}$ は熱源水熱交換器出入口における算出平均温度および T_{atm} は外気温度である。また、凝縮器および蒸発器によっても傾向が異なるので、相関式は凝縮器および蒸発器においてそれぞれ作成した。表 C-2 に作成した相関式の係数を示す。95%信頼区間は凝縮器および蒸発器においてともに 4W 程度であり、本実験で行った実験条件に対して十分小さいため、本検定結果を用いてヒートロスを算出しても問題ないと思われる。

表 C-1 熱損失検定条件

	熱源水温度 [°C]	流量 V_w [L/h]	外気温度 T_{atm} [°C]
凝縮器	20, 35, 50, 65, 80	35, 160	≒ 25
蒸発器	10, 20, 30, 40, 60	65, 250	

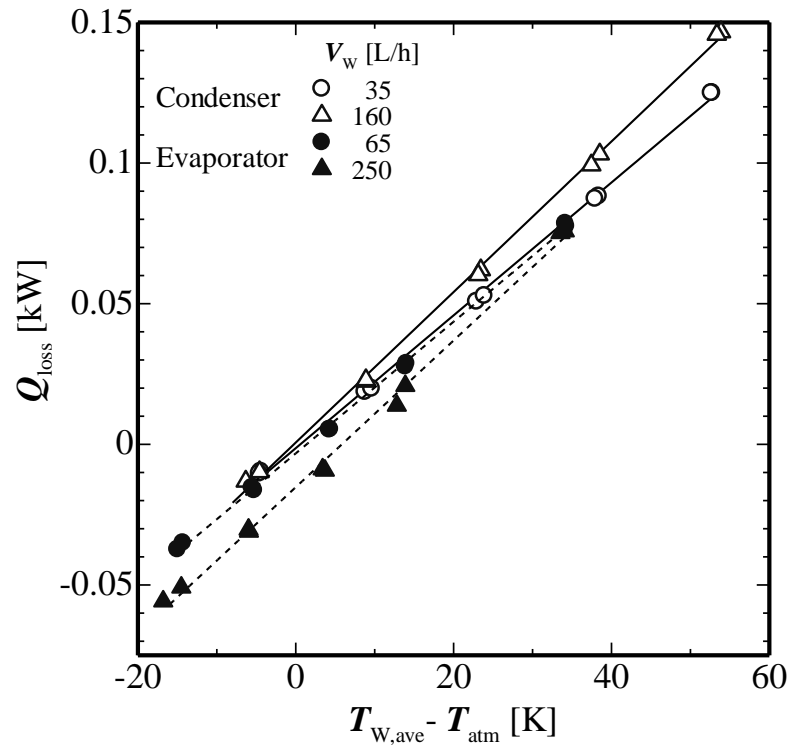


図 C 熱損失検定結果

表 C-2 作成した相関式の係数および標準偏差

	A	B	C	D	2σ
凝縮器	2.51E-06	2.27E-03	1.63E-05	-1.93E-03	3.72E-03
蒸発器	1.37E-06	2.26E-03	-6.04E-05	4.27E-05	4.30E-03