

# 電力中央研究所報告

熱力学的分析に基づく  
高温ヒートポンプサイクルの設計指針  
—冷媒および高効率化技術の選択に向けた—提案—  
研究報告：C20002

2020年8月

 電力中央研究所



**CRIEPI**

---

**Central Research Institute of  
Electric Power Industry**

# 熱力学的分析に基づく高温ヒートポンプサイクルの設計指針 －冷媒および高効率化技術の選択に向けた一提案－

甲斐田 武延\*<sup>1</sup>

キーワード：高温ヒートポンプサイクル

冷媒

高効率化

熱力学的分析

産業電化

Key Words : High temperature heat pump cycle

Refrigerant

Higher efficiency

Thermodynamic analysis

Electrification in industry

## Design guide of high temperature heat pump cycle based on thermodynamic analysis - A proposal for refrigerant and higher efficiency technology selection -

Takenobu Kaida

### Abstract

Heat pump is recognized as one of the key technologies for decarbonization in industry. Recently, some high temperature heat pumps which can supply hot water, hot air and steam have been developed in Japan, and now the developments are getting popular in the world. In the meantime, some new refrigerants have been developed for the purpose of reducing the global warming potential. It is expected that these new refrigerants can make both of heat pump supply temperature and efficiency higher. Accordingly, the choice of refrigerants applicable to high temperature heat pumps is expanding.

This study focuses on a thermodynamic analysis for refrigerant and higher technology selection of high temperature heat pump cycles. First, the characteristics of refrigerants applicable to high temperature heat pumps are categorized to analyze heat pump cycles. Then, as a target of the simple heat pump cycle (composed of compressor, condenser, throttling valve and evaporator), refrigerant selection in the wide range of the heat pump supply temperature from 60°C to 200°C are analyzed thermodynamically for 16 pure refrigerants currently available on the market. As the results, shown is a map which can determine the promising refrigerant and the upper limit of temperature lift for each supply temperature. Finally, 3 higher efficiency technologies of internal heat exchanger, expander and two-stage compression with economizer are analyzed and the effects are shown on the map.

---

\*<sup>1</sup>エネルギーイノベーション創発センター カスタマーサービスユニット 主任研究員

## 背景

産業部門の脱炭素化に向けた取り組みのひとつとして、産業用加熱工程への高温ヒートポンプの適用が注目されている。また、低 GWP<sup>注1)</sup> 化を目的とした新冷媒の開発によって、高温ヒートポンプに適用可能な冷媒の選択肢が拡大してきている<sup>[1][2]</sup>。

## 目的

高温ヒートポンプの開発に際し、現在市場で入手可能な冷媒の中から適切な冷媒および高効率化技術を選択するための設計指針を示す。

## 主な成果

### 1. 冷媒選択に関する熱力学的分析

単純ヒートポンプサイクル<sup>注2)</sup> について、従来冷媒 (HFC)、新冷媒 (HCFO/HFO)、自然冷媒の純冷媒を対象として、供給温度が 60°C から 200°C までの範囲で冷媒選択に関する熱力学的分析を行った。省エネ性や経済性の面から制約条件を設け、各々の冷媒について好適な作動領域を求めることによって包括的な分析ができるようにした (図 1)。

- ① 新冷媒の開発によって作動領域が拡大していることや熱力学的性能面では自然冷媒でも幅広い作動領域があることがわかった (図 2)。
- ② 冷媒の安全性や環境性を考慮した場合について、供給温度ごとに有望な冷媒と温度リフト<sup>注3)</sup> の上限が判断できるマップを示した (図 3)。

### 2. 高効率化技術を適用した場合の性能向上

各々の冷媒について、内部熱交換器、膨張機、エコマイザ付き二段圧縮の 3 つの高効率化技術による COP<sup>注4)</sup> と VHC<sup>注5)</sup> の向上効果を分析した。

- ① 内部熱交換器：R717 (アンモニア) と R718 (水) 以外の冷媒については COP と VHC とともに向上。逆に、R717 と R718 ではどちらも低下。
- ② 膨張機：すべての冷媒で COP が向上。ただし、R718 ではその効果は極めて小さい。
- ③ 二段圧縮：すべての冷媒で COP が向上。ただし、R717 についてはその効果は比較的小さい。VHC は冷媒や温度によって効果に違いが生じる。

また、内部熱交換器およびエコマイザ付き二段圧縮サイクルを搭載し高効率化すると、単純ヒートポンプサイクルから温度リフトが約 10 K 拡大することがわかった (図 4)。

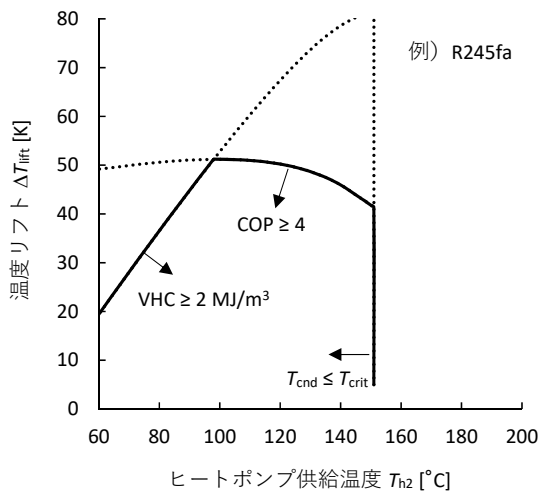
注 1) 地球温暖化係数。冷媒が大気中に放出された際の冷媒自身の温室効果を表す。

注 2) 圧縮機・凝縮器・膨張弁・蒸発器の 4 つの基本要素のみで構成されるヒートポンプサイクル。

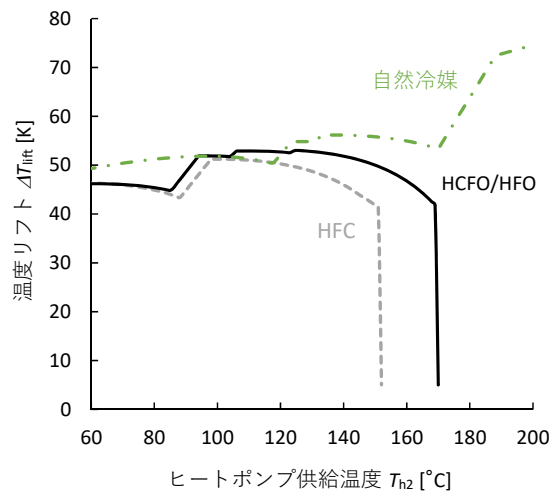
注 3) ヒートポンプ供給温度と熱源入口温度の差として定義され、ヒートポンプがくみ上げる温度差を表す。

注 4) 成績係数。圧縮仕事量に対する加熱量として定義され、エネルギー効率を表し、運転費用に影響を与える。

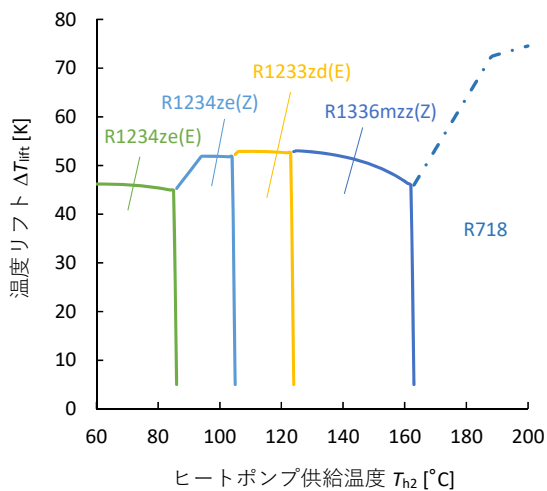
注 5) 体積能力。圧縮機の吸込比体積当たりの加熱量として定義され、機器の大きさや機器費用に影響を与える。



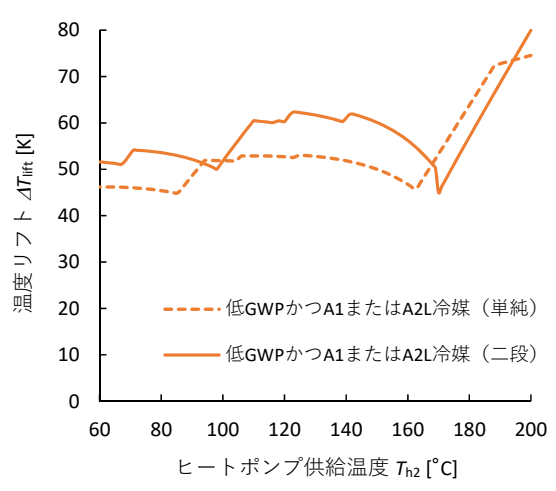
**図1 好適な作動領域による分析方法の一例**  
R245fa の場合を例として、制約条件下での作動領域を示す。本研究では、省エネ性と運転費用の面から COP を 4 以上、機器の大きさと機器費用の面から VHC を  $2 \text{ MJ/m}^3$  以上に制約を設けた。なお、凝縮温度  $T_{\text{cond}}$  が臨界温度  $T_{\text{crit}}$  以下であることを基本条件として定めた。



**図2 新冷媒による作動領域の拡大**  
対象とした冷媒を従来冷媒 (HFC)、新冷媒 (HCFO / HFO)、自然冷媒に分類し、それぞれの最大 (複合) 作動領域を示す。新冷媒の開発によって、従来冷媒と比べて作動領域が拡大している。また、熱力学的性能面では、自然冷媒でも幅広い作動領域があることがわかる。



**図3 冷媒選択に関する熱力学的分析の一例**  
ここでは、低 GWP 冷媒かつ A1 (低毒・不燃) または A2L (低毒・微燃) 冷媒から選択する場合を一例として示す。例えば、 $140^\circ\text{C}$  供給のヒートポンプを構築したい場合、冷媒は R1336mzz(Z) を選択し、 $90^\circ\text{C}$  以上の熱源温度が必要であることがわかる。



**図4 高効率化技術による性能向上の一例**  
内部熱交換器とエコマイザ付き二段圧縮サイクル (図中「二段」と表記) によって、作動領域が拡大することがわかる。高効率化技術によって、単純ヒートポンプサイクル (図中「単純」) から温度リフトが  $10 \text{ K}$  程度拡大することがわかる。

関連報告書：

- [1] C17512 「ヒートポンプ冷媒に関する法規制や技術開発動向の調査」 (2018.03)
- [2] C18517 「産業用高温ヒートポンプへの低 GWP 冷媒の適用性評価」 (2019.03)

# 目 次

1. はじめに .....	1
2. ヒートポンプサイクルの基本的事項の整理 .....	1
2.1 理想ヒートポンプサイクル .....	1
2.2 冷媒 .....	2
2.3 蒸気圧縮式ヒートポンプサイクル .....	4
2.4 飽和ドームの形状と過熱度制御 .....	6
3. 単純ヒートポンプサイクルにおける各種冷媒の熱力学的性能 .....	7
3.1 計算方法 .....	7
3.2 計算結果 .....	8
3.3 冷媒選択に関する分析 .....	11
4. 各種高効率化技術を適用した場合の熱力学的性能向上 .....	15
4.1 内部熱交換器 .....	15
4.2 膨張機 .....	16
4.3 二段圧縮 .....	18
4.4 技術選択に関する分析 .....	20
5. まとめ .....	22
参考文献 .....	24

## 1. はじめに

脱炭素社会の実現のためには、①エネルギー利用面での効率的な利用と徹底的な電化、②エネルギー供給面での発電の脱炭素化を同時に達成することが肝要である。日本の最終エネルギー消費における電力エネルギーの割合で定義される電化率をみると、2017年度データでは、家庭部門で49%、業務部門で61%と、民生部門の合計で50%を超えており、年々増加傾向にある[1]。一方、産業部門の電化率は24%、運輸部門では3%に留まっており、電化率の向上が必要である。

産業部門の未電化のエネルギー消費の内訳をみると、その大半が熱需要である。また、産業部門の熱需要のうち、200°C以下の比較的低温域が1/4以上を占めるとの調査報告がある[2]。この温度域で期待されるのがヒートポンプである。ヒートポンプは、その省エネ性によるCO<sub>2</sub>排出量の削減に加え、CO<sub>2</sub>排出係数の低い電力で駆動することにより、大幅なCO<sub>2</sub>排出削減ポテンシャルを秘めている。

産業部門でのヒートポンプの適用は、従来、クリーンルームの空調や洗浄装置の給湯などの比較的低温度の生産工程に限定されていたが、近年、高温水や熱風、蒸気を供給可能な、いわゆる高温ヒートポンプが開発され、適用可能な加熱工程（蒸留、殺菌、乾燥など）が拡大してきている。現在、供給温度175°Cまでのヒートポンプが市場で入手可能である[3]。

一方、ヒートポンプの作動流体である冷媒についても地球温暖化係数（GWP）が低い物質を使用する必要がある。モントリオール議定書のキガリ改正によって、現在広く使用されているハイドロ・フルオロ・カーボン（HFC）の生産量と消費量を段階的に削減していく必要があり、新しい冷媒の開発が進められている[4]。低GWP化の一方で、このような新たな冷媒の開発によって、ヒートポンプ供給温度の高温化や高効率化も期待され、

高温ヒートポンプに適用可能な冷媒の選択肢が拡大している[5]。

本報告は、高温ヒートポンプの開発に際し、適切な冷媒や高効率化技術を選択するための判断材料のひとつとして活用されることを期待している。そこで、まず、現在市場で入手可能な冷媒を対象に、圧縮機・凝縮器・膨張弁・蒸発器の4つの基本要素のみで構成される、単純ヒートポンプのサイクル計算を行い、供給温度が60°Cから200°Cまでの範囲で冷媒選択に関する分析を行う。次に、各々の冷媒について、内部熱交換器や膨張機、二段圧縮といった、高効率化技術を付加した場合の性能向上を試算し、高効率化技術による冷媒選択への影響を分析する。

## 2. ヒートポンプサイクルの基本的事項の整理

次章以降での議論を進めやすくするために、本章ではヒートポンプサイクルに関する基本的事項や用語の定義について先に述べる。

### 2.1 理想ヒートポンプサイクル

温度  $T_c$  [K]の熱源から温度  $T_h$  [K]の熱負荷に熱をくみ上げる際、同じ熱源－熱負荷間で作動するヒートポンプサイクルの中で、カルノーサイクルが最も高い成績係数（COP）を示すことが知られている[6]。カルノーサイクルは2つの等温変化と2つの断熱変化から構成され、そのCOPは次式で表現される。

$$\text{COP}_{\text{Carnot}} = \frac{T_h}{T_h - T_c} \dots\dots\dots (2.1)$$

このように、カルノーサイクルのCOPは温度のみで表され、冷媒の種類には関係しない。また、この式からわかるように、熱源－熱負荷間の温度差（＝温度リフト）が小さいほどCOPは高くなり、温度リフトが等しい場合は、作動温度帯が高

いほど COP は高くなる性質を有する。

ただし、カルノーサイクルでは、熱源と熱負荷の温度は変化しない、すなわち無限の熱容量を有すると仮定している。しかし、実際には熱源と熱負荷の熱容量は有限であり、熱源（＝熱を奪われた側の流体）の温度は低下し、熱負荷（＝熱を与えられた側の流体）の温度は上昇する。このように熱源と熱負荷の熱容量が有限である場合には、ローレンツサイクルを理想サイクルとするほうが望ましいが[7]、本研究では、熱源や熱負荷の温度差が比較的小さい場合のヒートポンプサイクルを対象とするため、カルノーサイクルを理想サイクルとして扱うこととする。

## 2.2 冷媒

実際のヒートポンプサイクルは作動流体に冷媒を使用し、その種類によって性能は異なる。

### 冷媒の種類

表 2.1 に主な冷媒の基本的性質を示す。ここでは、純冷媒かつ現在市場で入手可能な 17 の冷媒のみを記載している。

HFC（ハイドロ・フルオロ・カーボン）は現在主に使用されている冷媒であるが、GWP が比較的高いため、モントリオール議定書のキガリ改正によって段階的に削減していくことになった。HFC の代替として、GWP が低い HCFO（ハイドロ・クロロ・フルオロ・オレフィン）や HFO

表 2.1 主な冷媒の基本的性質

冷媒種類	冷媒番号	化学式	分子量 [g/mol]	ODP <sup>*1</sup>	GWP <sup>*2</sup>	安全性 <sup>*3</sup>	標準沸点 [°C]	臨界温度 [°C]	臨界圧力 [MPa]
HFC	R32	CH <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	52.0	0	677	A2L	-51.7	78.1	5.78
	R134a	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	102.0	0	1300	A1	-26.1	101.1	4.06
	R245fa	C <sub>3</sub> H <sub>3</sub> F <sub>5</sub>	134.0	0	858	B1	15.0	153.9	3.65
HCFO	R1224yd(Z)	C <sub>3</sub> HF <sub>4</sub> Cl	148.5	0.00023	~1	A1	14.6	155.5	3.34
	R1233zd(E)	C <sub>3</sub> H <sub>2</sub> F <sub>3</sub> Cl	130.5	0.00025	~1	A1	18.3	166.5	3.62
HFO	R1234yf	C <sub>3</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub>	114.0	0	1	A2L	-29.5	94.7	3.38
	R1234ze(E)	C <sub>3</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub>	114.0	0	1	A2L	-19.0	109.4	3.63
	R1234ze(Z)	C <sub>3</sub> H <sub>2</sub> F <sub>4</sub>	114.0	0	1	A2L	9.7	150.1	3.53
	R1336mzz(Z)	C <sub>4</sub> H <sub>2</sub> F <sub>6</sub>	164.1	0	~2	A1	33.5	171.4	2.90
自然冷媒 (炭化水素)	R290	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44.1	0	3	A3	-42.1	96.7	4.25
	R600	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.1	0	3	A3	-0.5	152.0	3.80
	R600a	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58.1	0	3	A3	-11.7	134.7	3.63
	R601	C <sub>3</sub> H <sub>12</sub>	72.1	0	4	A3	36.1	196.6	3.37
	R601a	C <sub>3</sub> H <sub>12</sub>	72.1	0	4	A3	27.8	187.2	3.38
自然冷媒 (その他)	R717	NH <sub>3</sub>	17.0	0	0	B2L	-33.3	132.4	11.4
	R718	H <sub>2</sub> O	18.0	0	0	A1	100.0	373.9	22.1
	R744	CO <sub>2</sub>	44.0	0	1	A1	なし	31.0	7.38

\*1 オゾン層破壊係数 (ODP) : 大気中に放出された冷媒がオゾン層に与える破壊効果を、CFC11 を 1 として相対的に表したものの。HCFO は ODP を有するが、その破壊効果は十分に小さいとみなされ、モントリオール議定書で規制されていない。

\*2 地球温暖化係数 (GWP) : 冷媒が大気中に放出された際の冷媒自身の温室効果を、CO<sub>2</sub> を 1 として相対的に表したものの。

\*3 米国暖房冷凍空調学会 (ASHRAE) の Standard 34 (冷媒安全性分類規格) による分類。A は低毒性、B は高毒性、1 は不燃性、2L は微燃性、2 は弱燃性、3 は強燃性をそれぞれ表す。すなわち、A1 が最も安全性の高い等級である。

(ハイドロ・フルオロ・オレフィン)が開発されている。

各々の冷媒の用途や動向を概説する。R32は現在家庭用ルームエアコンや業務用パッケージエアコンに用いられているが、GWPが依然として高く、よりGWPの低い冷媒への転換が急務となっている。R134aはカーエアコンやターボ冷凍機(高压冷媒)などに使用されてきたが、近年カーエアコンにはR1234yfが採用され、ターボ冷凍機(高压冷媒)ではR1234ze(E)への転換が進められている。R245faはターボ冷凍機(低压冷媒)や高温ヒートポンプなどに使用されてきたが、R1224yd(Z)やR1233zd(E)への転換が進められている。また、従来冷媒よりも臨界温度が高いR1336mzz(Z)が開発され、高温ヒートポンプの適用範囲拡大が期待されている。

一方、自然冷媒への回帰も重要な経路である。R290(プロパン)は家庭用ルームエアコン等への適用が検討されている。R600a(イソブタン)は既に家庭用冷蔵庫に使用されている。これら炭化水素(HC)系は強い燃焼性を有しており、安全面での対応が必要になる。R717(アンモニア)は、優れた熱力学的性能のために長らく冷凍機に使用されてきたが、比較的高い毒性と燃焼性を有する。R718(水)は、極めて安全で熱力学的に

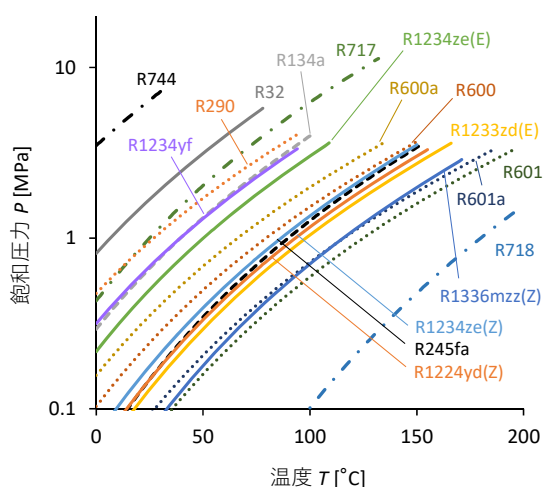


図 2.1 冷媒の温度に対する飽和圧力

も優れた性能を有し、チラーで使用されている事例もあるが、負圧での運転になることや機器が大型化することなどの理由により、その使用は極めて限定的である。R744(二酸化炭素)は、遷臨界サイクルを構成することによって、給湯用ヒートポンプや乾燥用ヒートポンプなど、主に熱負荷の温度差が大きい加熱用途に使用されている。また、コンデンシングユニットにも使用されているが、高压であるために機器費用が比較的高くなる。

以上のようにそれぞれの冷媒には一長一短の性質があり、冷媒選定の際には、①熱力学的性能、②安全性、③安定性、④経済性、⑤環境性のすべてを考慮に入れて総合的に判断する必要がある。

### 冷媒の熱力学的性質

図 2.1 に、表 2.1 に記載した冷媒の温度に対する飽和圧力を示す。一般に、飽和圧力の値が近い冷媒は、互いに似た熱力学的性質を有する。例えば、R1234yfはR134aと、R1224yd(Z)はR245faと似た飽和圧力であるため、それぞれR134aやR245faの代替冷媒として採用されていることが理解できる。

これらの冷媒の中で、臨界温度の低い、R744とR32を除くと、他のすべての冷媒は、R717とR718の間に位置する。すなわち、ある温度で凝

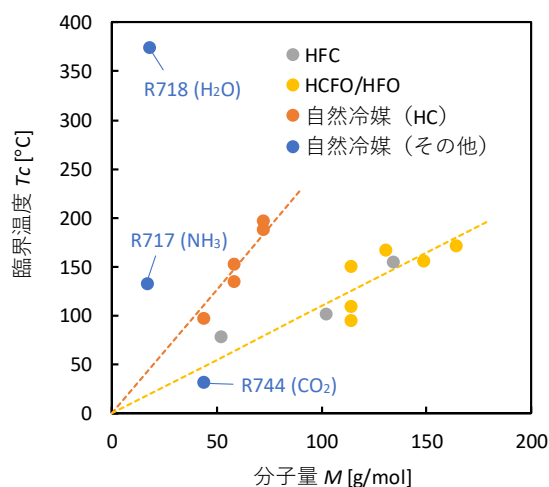


図 2.2 冷媒の分子量と臨界温度の関係

縮または蒸発させる場合、R717 は比較的高圧となり、R718 は低圧となる。また、大気圧は約 0.1 MPa であるため、R718 を 100°C 未満で作動させるときは負圧となり、ヒートポンプサイクル内に大気が混入しないように注意する必要がある。R601 や R601a、R1336mzz(Z)なども負圧運転に注意する必要がある。

本研究の対象である高温ヒートポンプにとっては、臨界温度の高い冷媒が望ましい。図 2.2 に、表 2.1 に記載した冷媒の分子量と臨界温度の関係を示す。HC に着目すると、分子量が大きいほど臨界温度が高くなることがわかる。しかし、同じ分子量であっても、異性体の場合には、異なる臨界温度となる。HFCやHFO、HCFOについても同様の傾向があるが、同じ臨界温度でみた場合、HC と比べて分子量が大きい。すなわち、複雑な分子構造であるため、高温ヒートポンプ用冷媒の新規開発の可能性は比較的高いことがわかる。一方、R717やR718、R744は、特異な傾向を示すことがわかる。

### 2.3 蒸気圧縮式ヒートポンプサイクル

冷媒を作動流体に用いた蒸気圧縮式ヒートポンプは、基本的に図 2.3 に示すように、①圧縮機、②凝縮器、③膨張弁、④蒸発器の 4 つの基本要素

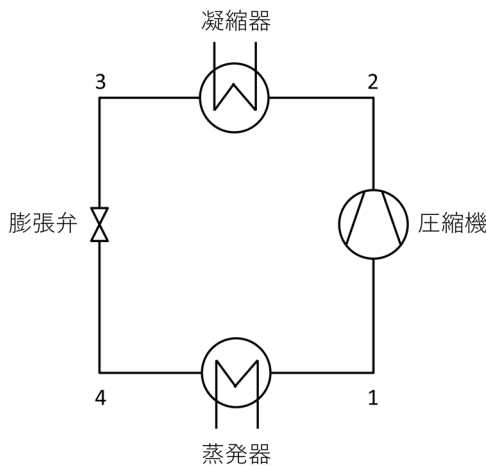


図 2.3 蒸気圧縮式ヒートポンプサイクル

で構成される。

### 理論サイクル

図 2.4 に、蒸気圧縮式ヒートポンプの理論サイクルをカルノーサイクルと比較した、温度-比エントロピー線図 ( $T-s$  線図) の概念図を示す。

まず、カルノーサイクルは、破線で示すように、等エントロピー圧縮 (1-2')、等温冷却 (2'-3)、等エントロピー膨張 (3-4')、等温加熱 (4'-1) から成り、ヒートポンプの加熱量  $q$  は面積 (a-2'-3-c)、仕事量  $w$  は面積 (1-2'-3-4') で表される。次に、蒸気圧縮式理論ヒートポンプサイクルは、実線で示すように、等エントロピー圧縮 (1-2)、等圧冷却 (2-2''-3)、等エントロピー膨張 (3-4)、等圧加熱 (4-1) から成り、ヒートポンプの加熱量は面積 (a-2-2''-3-c)、仕事量は面積 (1-2-2''-3-c-b-4) で表される。すなわち、蒸気圧縮式理論ヒートポンプサイクルは、カルノーサイクルと比較し、以下の 3 点で異なる。

- (1) 過熱三角形の面積  $A_1$  (2'-2-2'') の分だけ加熱量が増加すること。
- (2) 過熱三角形の面積  $A_1$  (2'-2-2'') の分だけ圧縮に要する仕事量が増大すること。
- (3) 膨張過程で仕事に変換されない損失 (膨張損失) が生じ、面積  $A_2$  (b-4-4'-c) の分だけ圧縮に要する仕事量が増大すること。

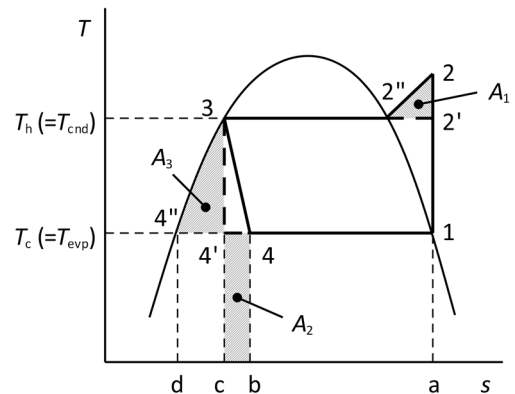


図 2.4 蒸気圧縮式理論ヒートポンプサイクルとカルノーサイクルの比較

したがって、蒸気圧縮式理論ヒートポンプサイクル COP のカルノーサイクル COP に対する比率 (=カルノー効率) は、次式で表現される。

$$\eta_{th, Carnot} = \frac{COP_{th}}{COP_{Carnot}} = \frac{1 + A_1/q}{1 + A_1/w + A_2/w} \dots\dots\dots (2.2)$$

過熱三角形は、圧縮仕事量の増大という負の側面と、加熱量の増大という正の側面があるが、カルノーサイクルの加熱量  $q$  は仕事量  $w$  よりも大きいので、負の影響のほうが大きい。

また、蒸気圧縮式理論ヒートポンプサイクルの圧縮機における仕事量は、次式で表現することができる。

$$h_2 - h_1 = (h_2 - h_{4'}) - (h_1 - h_{4'}) \dots\dots\dots (2.3)$$

ここで、 $T-s$  線図の等圧線上にある 3-4' が飽和液線とほぼ等しいことから、 $(h_2 - h_{4'})$  は面積 (a-2-2'-3-4'-d) にほぼ等しい。一方、 $(h_1 - h_{4'})$  は面積 (a-1-4'-d) に等しいため、圧縮機における仕事量は、面積 (1-2-2'-3-4') とほぼ等しいことがわかる。したがって、面積 (1-2-2'-3-c-b-4) と面積 (1-2-2'-3-4') がほぼ等しいことから、面積  $A_2$  (b-4-4'-c) と面積  $A_3$  (3-4'-4') はほぼ等しい。

以上のことから、蒸気圧縮理論ヒートポンプサイクルとカルノーサイクルの差異は、面積  $A_1$  と面積  $A_3$  で表され、飽和蒸気線と飽和液線の形状に依存することがわかる。すなわち、 $T-s$  線図上の飽和蒸気線や飽和液線が垂直に近いほど、理論サイクルはカルノーサイクルに近づく。

### 実際のサイクル

実際のヒートポンプサイクルでは、理論サイクルと比較し、主に下記の 5 点で異なる。

- (1) 凝縮器や蒸発器において、熱交換のためにいくらかの温度差が必要であること (凝縮温度  $T_{cnd} >$  熱負荷温度  $T_h$ 、熱源温度  $T_c >$  蒸発温度  $T_{evp}$ )。
- (2) 圧縮機内で液圧縮を起こさないように、いくらかの過熱度が設けられること。
- (3) 膨張弁入口で二相状態とならないように、

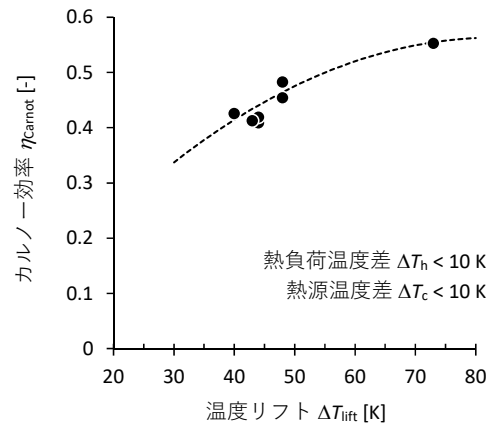


図 2.5 現在市販されている産業用ヒートポンプのカルノー効率

いくらかの過冷却度が設けられること。

- (4) 圧縮過程では等エントロピー過程とならず、圧縮機出口はより過熱状態になること。
- (5) 冷媒回路や熱交換器において、圧力損失が生じること。

以上のことから、実際のヒートポンプサイクルは理論サイクルと比べて COP が低下する。

図 2.5 に現在市販されている産業用ヒートポンプのカルノー効率 (カルノーサイクルの COP に対する製品の COP の比率) を示す。COP はメーカーのカatalog値を使用した。ここで、熱源温度差  $\Delta T_c$  と熱負荷温度差  $\Delta T_h$  がともに 10 K 以下の機種のみについてプロットしている。すなわち、 $\Delta T_h$  が比較的大きい、遷臨界サイクルヒートポンプは除外している。なお、温度リフトは、熱負荷出口温度 (=ヒートポンプ供給温度) と熱源入口温度で定義している。

図より、現状の製品のカルノー効率は 0.4 から 0.6 程度であることがわかる。温度リフトが大きいくほど、熱源温度差や熱負荷温度差の影響が小さくなるために、カルノー効率は高くなる傾向にある。また、定格条件の温度リフトが 40 K から 50 K の製品が多いことがわかる。

## 2.4 飽和ドームの形状と過熱度制御

### 飽和ドームの形状

先述の通り、 $T$ - $s$  線図上の飽和蒸気線や飽和液線が垂直に近いほど、理論サイクルはカルノーサイクルに近づくが、飽和液線や飽和蒸気線の形状（＝飽和ドームの形状）は冷媒の種類に依存する。熱力学の一般関係式より、飽和線に沿った、比エントロピーに対する温度の変化量は、次式で表現される[8]。

$$\left. \frac{dT}{ds} \right|_{\text{sat}} = \left[ \frac{c_v}{T} + \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_v \frac{dv}{dT} \right]^{-1} \dots\dots\dots (2.4)$$

ここに、 $c_v/T$  は常に正の値であり、 $(\partial p/\partial T)_v$  も一般的に正の値である。一方、 $dv/dT|_{\text{sat}}$  は飽和液の場合は正の値であるが、飽和蒸気の場合は負の値となる。したがって、 $T$ - $s$  線図の飽和液線の傾きは常に正となるが、飽和蒸気線の傾きは右辺第一項と第二項の大小関係で決まる。飽和蒸気線の傾きは、定積比熱  $c_v$  が比較的大きい場合に正となるが、比較的小さい場合は負となる。一般に、定積比熱  $c_v$  は分子量が大きいほど大きくなるため、分子量が比較的大きい冷媒では、 $T$ - $s$  線図の飽和蒸気線の傾きは正となる。

図 2.6 に、一例として、R134a と R1336mzz(Z) の  $T$ - $s$  線図上における飽和ドームを示す。R134a (分

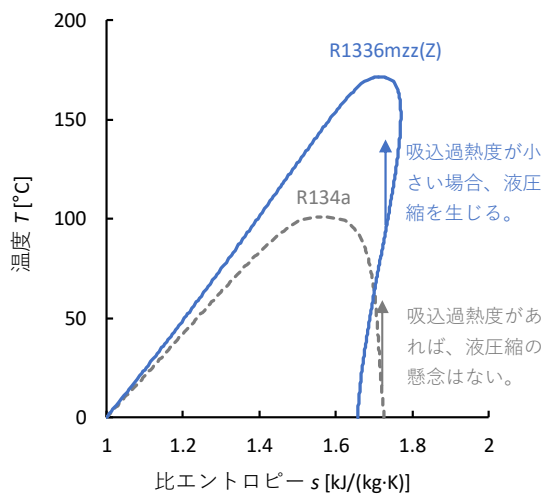


図 2.6 飽和ドームの一例

子量 102.0 g/mol) の飽和蒸気線の傾きは負であるが、R1336mzz(Z) (分子量 164.1 g/mol) の飽和蒸気線の傾きは正であることがわかる。そのため、R134a を使用する場合は、圧縮機吸込過熱度が正であれば液圧縮が生じる懸念はないが、R1336mzz(Z)を使用する場合には、十分な過熱度を確保しなければ、液圧縮が生じる可能性がある。

このように、分子量が比較的大きく、臨界温度が高い、高温ヒートポンプに適した冷媒は、 $T$ - $s$  線図の飽和蒸気線の傾きが正となる傾向にあるため、液圧縮の防止の観点から、従来のヒートポンプや冷凍機の場合とは異なる過熱度制御が必要になる。

### 過熱度制御

冷凍機や空調機の場合、吸込過熱度が 5 K になるように膨張弁を制御することが多い。しかし、前述の通り、高温ヒートポンプでは吸込過熱度を 5 K とした制御を行うと、液圧縮を生じる場合がある。そのため、高温ヒートポンプの場合には、吐出過熱度にも注意する必要がある。

図 2.7 に、凝縮温度  $90^\circ\text{C}$ 、圧縮機断熱効率 0.8、吐出過熱度 5 K とした場合に必要な吸込過熱度を示す。図に記載されていない、R134a、R1234yf、R1234ze(E)、R717、R718 は、吸込過熱度が 0 K で

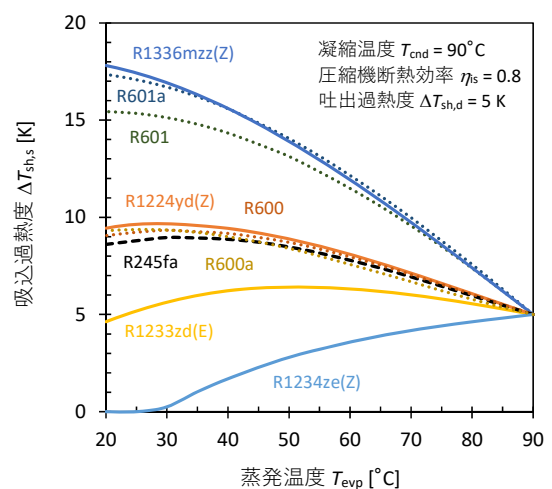


図 2.7 必要吸込過熱度

も液圧縮を生じない。一方、R1336mzz(Z)を例にとると、蒸発温度が 40°C の場合に 15.6 K の吸込過熱度が必要になる。吸込過熱度がこれより小さい場合には液圧縮を生じる。

このように、高温ヒートポンプ用の冷媒では、吸込過熱度の確保が必要となり、内部熱交換器等を用いて蒸発器出口の冷媒を過熱する必要がある。吸込過熱のための加熱量を確保できない場合、必要以上に吸込圧力を下げなければならず、これによって蒸発温度が下がり、COPが低下してしまう。

### 3. 単純ヒートポンプサイクルにおける各種冷媒の熱力学的性能

本章では、2.2 節で示した冷媒のうち R744 を除

く 16 の冷媒を対象に、①圧縮機、②凝縮器、③膨張弁、④蒸発器の 4 つの基本要素のみで構成される、単純ヒートポンプのサイクル計算を行い、供給温度が 60°C から 200°C までの範囲で最適な冷媒選択について熱力学的に分析する。

#### 3.1 計算方法

図 3.1 と表 3.1 に単純ヒートポンプサイクルの構成図と計算条件をそれぞれ示す。温度リフトは熱負荷出口温度 (= ヒートポンプ供給温度) と熱源入口温度の差で定義した。熱源と熱負荷の温度差が小さい場合を想定し、どちらも 5 K に固定した。また、蒸発器と凝縮器のピンチ温度差は、どちらも 2 K に固定した。凝縮器のピンチ点は、厳

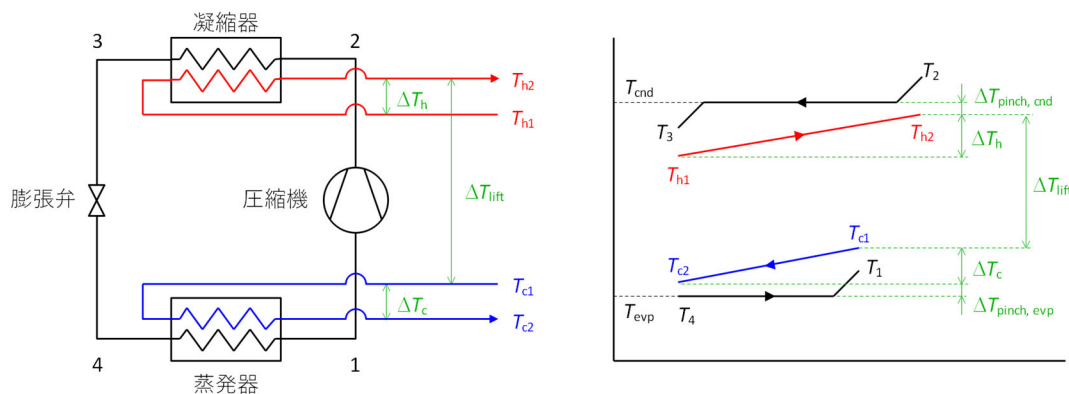


図 3.1 単純ヒートポンプサイクルの構成図と温度差の定義

表 3.1 単純ヒートポンプサイクルの計算条件

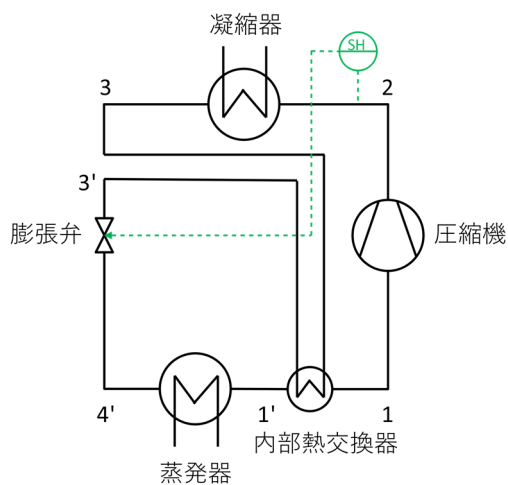
項目	記号	数値	単位	定義式
温度リフト	$\Delta T_{\text{lift}}$	可変	K	$= T_{h2} - T_{c1}$
熱源温度差	$\Delta T_c$	5	K	$= T_{c1} - T_{c2}$
熱負荷温度差	$\Delta T_h$	5	K	$= T_{h2} - T_{h1}$
蒸発器ピンチ温度差	$\Delta T_{\text{pinch, evp}}$	2	K	$= T_{c2} - T_{\text{evp}}$
凝縮器ピンチ温度差	$\Delta T_{\text{pinch, cond}}$	2	K	$= T_{\text{end}} - T_{h2}$
蒸発器過熱度	$\Delta T_{\text{sh, evp}}$	5	K	$= T_1 - T_{\text{evp}}$
凝縮器過冷却度	$\Delta T_{\text{sc}}$	5	K	$= T_{\text{end}} - T_3$
圧縮機最小過熱度	$\Delta T_{\text{sh}}$	5	K	$= \min\{T_1 - T_{\text{evp}}, T_2 - T_{\text{end}}\}$
圧縮機断熱効率	$\eta_{\text{cmp}}$	0.8	-	$= (h_{2, \text{is}} - h_1) / (h_2 - h_1)$

密には凝縮器内で生じるが、ここでは計算を簡略化するために、凝縮温度と熱負荷出口温度との差で定義した。蒸発器過熱度と凝縮器過冷却度は 5 K に固定した。圧縮機の断熱効率は、一般に圧力比に依存するが、ここでは 0.8 の一定値とした。なお、各冷媒の物性値は、米国標準技術研究所 (NIST) の REFPROP Version 10.0 を用いて算出した[9]。

### 圧縮機最小過熱度

2.4 節で述べたように、冷媒の種類によっては、吸込過熱度よりも吐出過熱度のほうが小さくなる場合がある。本研究では、吸込過熱度と吐出過熱度のいずれか小さいほう (= 最小過熱度) を 5 K に固定し、吐出過熱度のほうが小さい場合には、不足する吸込過熱分を内部熱交換器で補うこととした。

図 3.2 に、吸込過熱度確保のための内部熱交換器付きヒートポンプサイクルの構成図と圧力-比エンタルピー線図 ( $P-h$  線図) を示す。蒸発器を出た冷媒は、必要加熱量  $\Delta h$  の分だけ、凝縮器を出た冷媒と内部熱交換を行い、吐出過熱度が 5 K となるように吸込過熱度を調整した。



(a) 構成図

## 3.2 計算結果

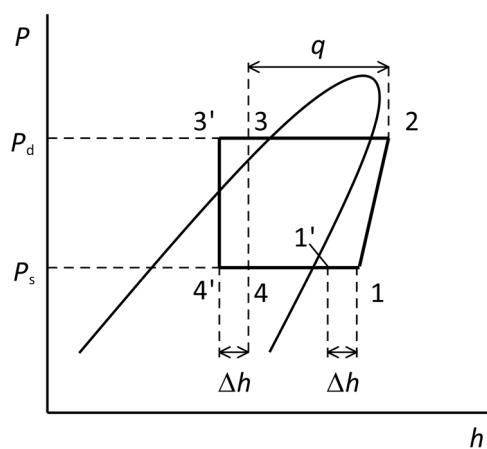
温度リフトを 40 K に固定し、ヒートポンプ供給温度を変化させた場合について、①成績係数 (COP)、②体積能力 (VHC)、③吐出温度、④吐出圧力、⑤圧力比の計算結果をそれぞれ示す。

### 成績係数 (COP)

COP は、圧縮仕事量に対する加熱量の比として定義され、ヒートポンプサイクルのエネルギー効率を表す指標である。同じ加熱量を得る際に、COP が大きいほど圧縮仕事量、すなわちエネルギー消費量は少なくなる。また、COP が高いほど運転費用は低くなるため、経済性の面でも重要な指標である。

図 3.3 に COP の計算結果を示す。図中には、16 の冷媒の計算結果が示されている。R744 の臨界温度は 31.0°C と低いため、図中には示されていない。また、参考として、カルノー効率が 0.6 の線を併記している。なお、横軸のヒートポンプ供給温度から温度リフト 40 K を引いた値が、熱源入口温度である。

まず、カルノー効率が 0.6 の線に着目すると、



(b) P-h 線図

図 3.2 吸込過熱度確保のための内部熱交換器付きヒートポンプサイクル

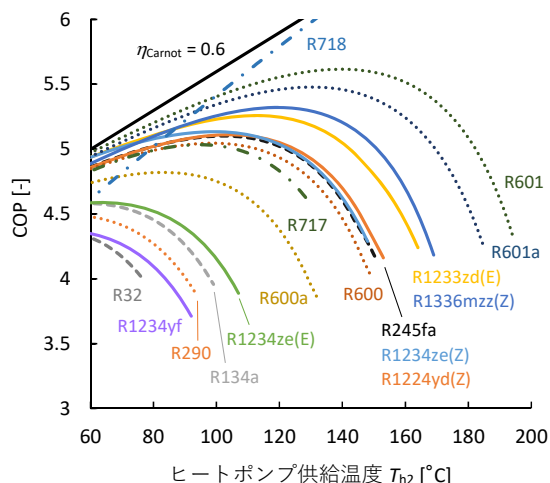


図 3.3 COP (温度リフト 40 K)

2.1 節で述べたように、温度リフトが固定の場合、供給温度の増加とともに COP が増大することが確認できる。すべての冷媒について同様の傾向があるが、それぞれの冷媒である温度を境に COP が低下している。これは凝縮温度が臨界温度に近づき、凝縮潜熱が小さくなり、加熱量が低下するためである。なお、凝縮温度が臨界温度に達したところで、それぞれの線は破断している。

ここで、COPが極大となる点について補足する。図 3.3 のグラフを、臨界温度と凝縮温度の差に対して描きかえたグラフを図 3.4 に示す。図より、臨界温度と凝縮温度の差がおよそ 30 K から 60 K

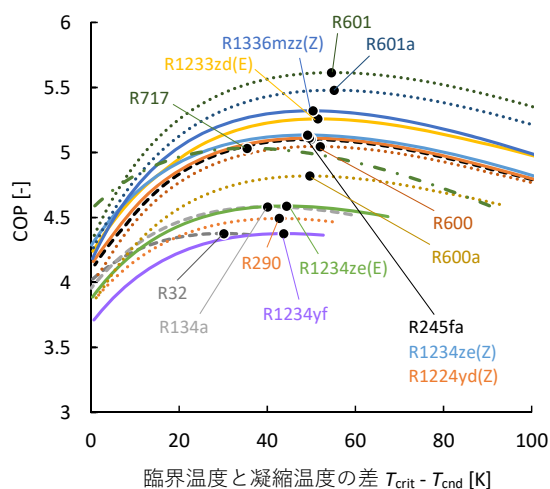


図 3.4 COP の極大値 (温度リフト 40 K)

の間で極大となることがわかる。また、COPは、臨界温度と凝縮温度の差がおよそ 30 K を下回ると急激に低下することがわかる。したがって、凝縮温度が臨界温度より 30 K から 60 K ほど低い温度域で、ヒートポンプを作動することが望ましく、冷媒選定の際のひとつの判断材料となる。

図 3.3 に戻ると、供給温度がおよそ 100°C 未満の場合には、冷媒による COP の差は比較的小さい。一方、供給温度がおよそ 100°C を超えると、冷媒による COP の差は拡大し、これらの冷媒の中で R718 の COP が最高となる。また、およそ臨界温度が高い順に COP は高いことがわかる。

### 体積能力 (VHC)

VHC は、圧縮機の吸込比体積当たりの加熱量として定義され、圧縮機の大きさや形状に影響を与える指標である。VHC が大きいほど、圧縮機の大きさや配管径は小さくなり、冷媒充てん量も少なくてすむ。これによって機器費用が低くなるため、経済性の面でも重要な指標である。

図 3.5 に VHC の計算結果を示す。R32 と R717 の VHC は他の冷媒と比べて著しく大きく、逆に R718 の VHC は著しく小さい。また、図 2.1 と見比べると、およそ飽和圧力の高い順に VHC は大きいことがわかる。

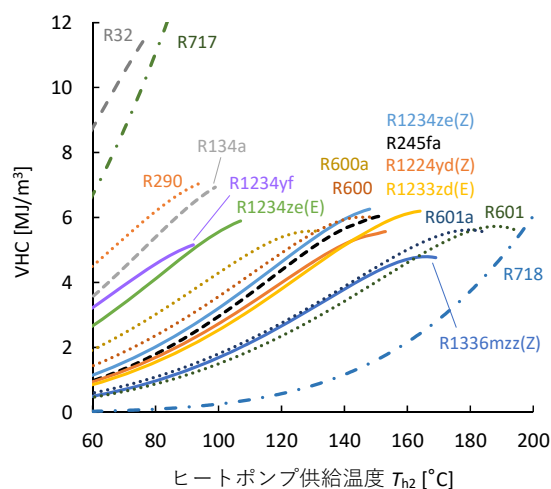


図 3.5 VHC (温度リフト 40 K)

一般に、COP が大きい冷媒ほど、VHC は小さくなる傾向にあるが、R717はCOPとVHCがともに大きく魅力的である。すなわち、R717は比較的小さいサイズで高効率なヒートポンプを構築できることを示唆している。一方、R718のVHCは、ヒートポンプ供給温度が100°C未満の場合には極めて低いが、供給温度が高くなるにつれて他の冷媒との差は縮まっていく。R718は、ヒートポンプ供給温度が100°Cを超えるとCOPの面でも優位になることから、高温ヒートポンプ用の冷媒として有望であることがわかる。

### 吐出温度

圧縮機の吐出温度が高すぎると、冷凍機油の劣化が起こりやすくなる。また、HFCやHCFO、HFO冷媒の場合には、温度が高すぎると、冷媒が分解してしまう懸念も出てくる。そのため、吐出温度は高すぎないことが望まれる。

図3.6に吐出温度の計算結果を示す。参考として、 $T_2 = T_{h2}$ の線も併記している。図中に記載されていないが、R718の吐出温度は300°Cから350°Cの範囲にあり、極めて高温となる。そのため、圧縮過程での冷却技術が必要となる。また、R717の吐出温度も他の冷媒と比べて著しく高い。

一方、臨界温度の低い順に、R600a、R600、

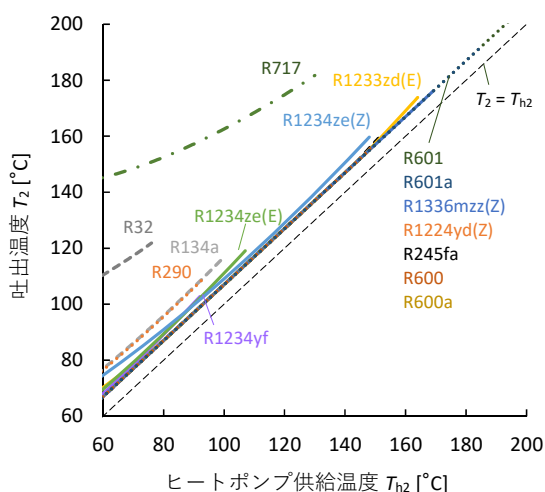


図 3.6 吐出温度 (温度リフト 40 K)

R245fa、R1224yd(Z)、R1233zd(E)、R1336mzz(Z)、R601a、R601の吐出温度はほぼ一線上に乗り、比較的低い値を示す。これらの冷媒は圧縮機吸込過熱度よりも吐出過熱度のほうが小さくなることがあり、この場合の吐出温度は、最小過熱度5Kと凝縮器ピンチ温度差の2Kを合わせた7Kだけ、ヒートポンプ供給温度よりも高くなる(すなわち、 $T_2 = T_{h2} + 7$ )。このような冷媒の性質は、液圧縮防止の面では懸念材料となるが、吐出温度の面では好ましい。

### 吐出圧力

圧縮機の吐出圧力が高いと、配管や継手を含む、要素機器の十分な耐圧性が必要になり、機器費用が高くなる。そのため、吐出圧力は高くないことが望まれる。

図3.7に吐出圧力の計算結果を示す。R32とR717の吐出圧力は他の冷媒と比べて著しく大きく、逆にR718の吐出圧力は著しく小さい。当然ながら、飽和圧力の高い順に吐出圧力は大きい。R32とR717を除くと、図中の温度範囲で、他のすべての冷媒は4MPa以下であることがわかる。

参考までに、空調機や冷凍機の圧力と比較する。冷凍保安規則関係例示基準より、基準凝縮温度が43°Cの場合、R32(空調機)の高圧部飽和圧力は

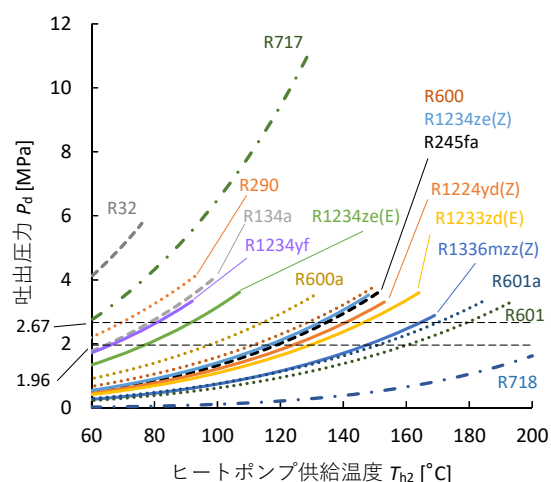


図 3.7 吐出圧力 (温度リフト 40 K)

2.57 MPaG (= 2.67 MPa)、R404A (冷凍機) の高压部飽和圧力は 1.86 MPaG (= 1.96 MPa) であり、これらを図中に破線で併記している。したがって、圧力の面では、幅広いヒートポンプ供給温度域にわたって、空調機や冷凍機に使用されている要素機器を適用できることがわかる。

### 圧力比

圧縮機の吐出圧力と吸込圧力の圧力比は、圧縮機の大きさや形式、効率に影響を与える。圧力比が高い場合には、圧縮機の効率が低下するため、圧縮機を直列に 2 段に配置するなどの対策が必要になる。

図 3.8 に圧力比の計算結果を示す。すべての冷媒について、温度リフトが一定の条件下で、圧力比はヒートポンプ供給温度が高くなるにつれて低下することがわかる。COP がヒートポンプ供給温度とともに高くなる傾向があったように (ただし、凝縮温度が臨界温度より 30 K から 60 K ほど低い温度域が望ましい、図 3.4 参照)、圧力比の面でも高温供給のほうが良い傾向にある。

R718 の圧力比は他の冷媒と比べて著しく高く、40 K の温度リフトであっても単段での圧縮は比較的困難である。また、R718 は吐出温度が極めて高いことから、実際の適用の際には多段圧縮かつ

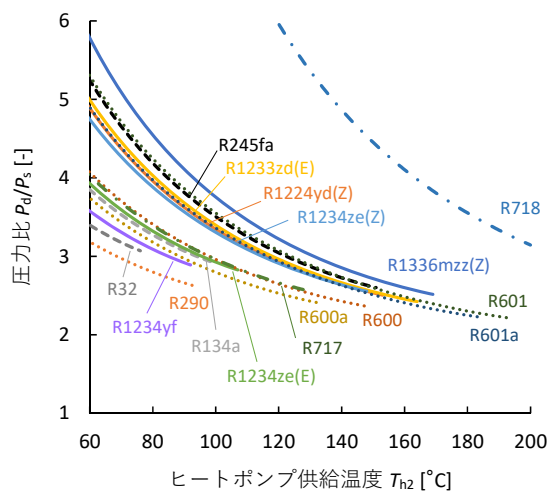


図 3.8 圧力比 (温度リフト 40 K)

中間冷却を行うことが望ましい。

### 3.3 冷媒選択に関する分析

前節の計算結果をもとに、ヒートポンプ供給温度が 60°C から 200°C までの範囲で最適な冷媒選択に関する分析を行う。

前述の通り、COP は省エネ性と運転費用の面から高いほど望ましい。VHC も機器の大きさと機器費用の面から大きいほど望ましい。一方、吐出温度や吐出圧力は機器の健全性と費用の面から低いほど望ましい。これらの指標について、表 3.2 に示す 2 通りの制約条件を定め、各々の冷媒の作動領域を求める[10]。

条件 1 では COP と VHC のみに制約を設け、産業用ヒートポンプを導入する際に妥当と判断できる経験的な数値として、それぞれ 4 以上と 2 MJ/m<sup>3</sup> 以上に設定した。一方、条件 2 では、吐出圧力と吐出温度についても制約を設けている。吐出圧力は、R744 では設計圧力が 14 MPa と高压のものも使用されているが、ここでは汎用の要素機器が使用できる条件として 2 MPa 以下とした。吐出温度は冷凍機油の安定性から 180°C 以下としたが、オイルフリー圧縮機の使用が想定される R718 の場合には制約を設けていない。なお、どちらの条件においても、吸込圧力が正圧であるこ

表 3.2 制約条件

	条件 1	条件 2
COP	4 以上	4 以上
VHC	2 MJ/m <sup>3</sup> 以上	2 MJ/m <sup>3</sup> 以上
吐出圧力	なし	2 MPa 以下
吐出温度	なし	180°C 以下*1
吸込圧力	0.1 MPa 以上	0.1 MPa 以上
凝縮温度	臨界温度以下	臨界温度以下

\*1 R718 の場合には、オイルフリー圧縮機を使用することが想定されるため、吐出温度の制約を設けない。

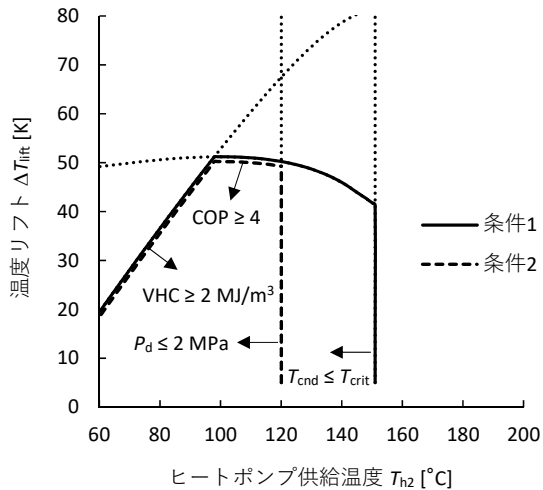


図 3.9 作動領域の一例 (R245fa)

と凝縮温度が臨界温度以下であることを基本条件として定めている。

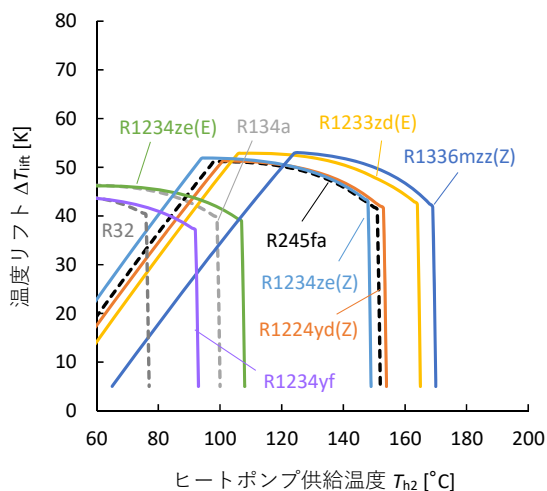
一例として、図 3.9 に R245fa の場合の作動領域を示す。条件 1 を実線で、条件 2 を破線で示す。COP が 4 以上の制約により、温度リフトは 50 K 以下の範囲でしか作動できないことがわかる。また、COP が 4 以上であっても、VHC が 2 MJ/m<sup>3</sup> 未満の領域があり、VHC の制約を受けることがわかる。さらに、吐出圧力が 2 MPa 以下の制約がある場合、ヒートポンプ供給温度は 120°C 以下となる。なお、R245fa の場合には、吐出温度よりも吐

出圧力のほうが厳しい条件であるため、図中に吐出温度の制約条件は記載されていない。

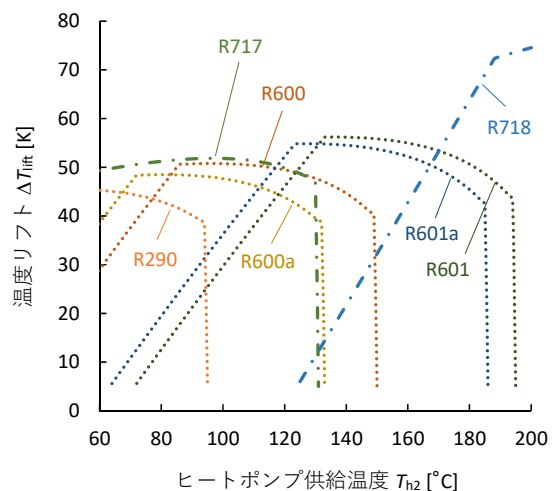
図 3.10 に、条件 1 における各々の冷媒の作動領域を示す。左図(a)には HFC、HCFO、HFO 冷媒を、右図(b)には自然冷媒を記載している。R1234yf は R32 と、R1234ze(E)は R134a とそれぞれ作動領域の上辺 (COP による制約) は近い値となるが、作動領域の右辺 (臨界温度による制約) は拡大していることがわかる。R1234ze(Z)と R1224yd(Z)は、R245fa と作動領域が似ている。また、R1233zd(E)と R1336mzz(Z)は比較的高温側に作動領域をもつことがわかる。

図 3.11 に HFC、HCFO または HFO、自然冷媒それぞれの作動領域の最大値を示す。HCFO や HFO といった新冷媒の登場によって、作動領域が拡大し、従来より供給温度が高い条件でも競争力のあるヒートポンプを構築できるようになったことがわかる。また、自然冷媒のみでも幅広い作動領域があることがわかる。すなわち、COP と VHC の面では、自然冷媒のみで比較的高性能な高温ヒートポンプを構築できることを意味している。

冷媒選定の際には、熱力学的性能と経済性、安定性に加え、環境性や安全性も考慮に入れる必要



(a) HFC、HCFO、HFO 冷媒



(b) 自然冷媒

図 3.10 条件 1 における各々の冷媒の作動領域 (COP ≥ 4、VHC ≥ 2 MJ/m<sup>3</sup>)

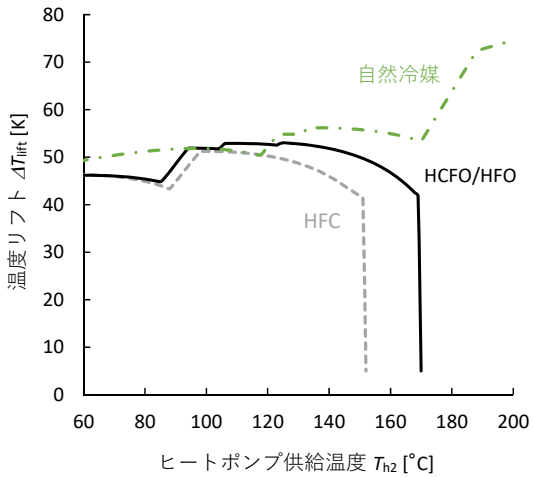
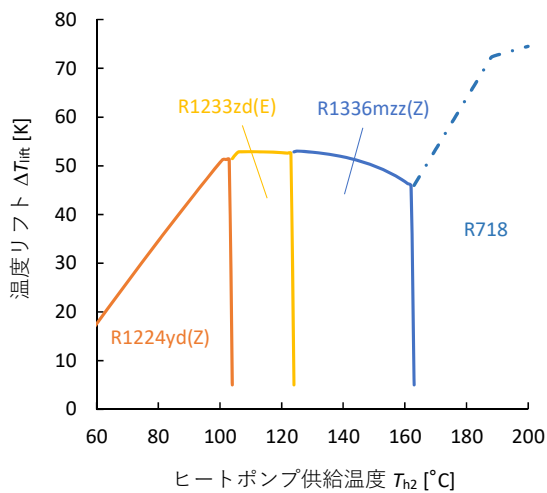


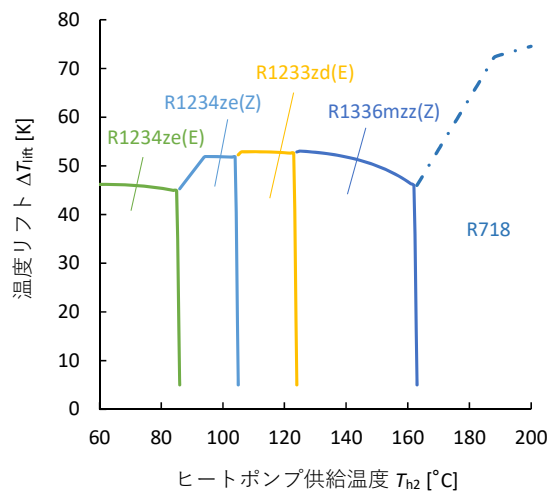
図 3.11 新冷媒による作動領域の拡大

がある。そこで、図 3.12 に、(a) 低 GWP かつ A1 (低毒性かつ不燃性) 冷媒から選択する場合と、(b) 低 GWP かつ A1 (低毒性かつ不燃性) または A2L (低毒性かつ微燃性) 冷媒から選択する場合、(c) 自然冷媒から選択する場合とに分け、それぞれの最大作動領域を図示する。

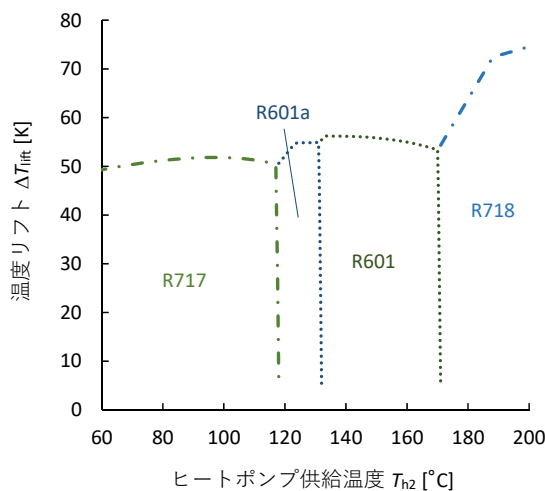
図(a)の低 GWP かつ A1 冷媒から選択する場合は、ヒートポンプ供給温度が 105°C 未満では R1224yd(Z)が、105°C から 125°C までの範囲で R1233zd(E)が、125°C から 165°C までの範囲で R1336mzz(Z)が、それ以上の温度では R718 が有望



(a) 低 GWP かつ A1 冷媒から選択する場合



(b) 低 GWP かつ A1/A2L 冷媒から選択する場合



(c) 自然冷媒から選択する場合

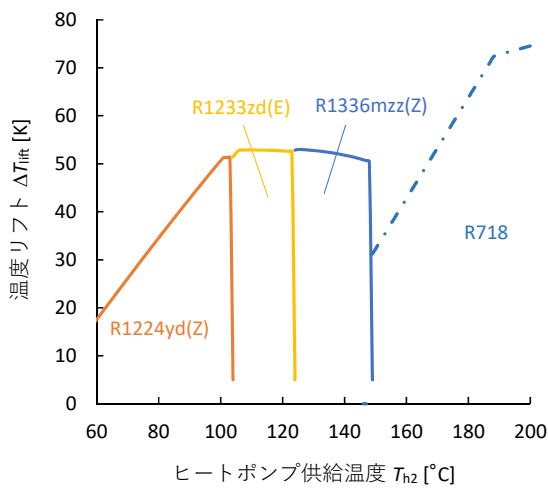
図 3.12 条件 1 における最大作動領域 (COP ≥ 4、VHC ≥ 2 MJ/m<sup>3</sup>)

であることがわかる。図(b)の低 GWP かつ A1 または A2L 冷媒から選択する場合は、R1224yd(Z)の作動領域がなくなり、ヒートポンプ供給温度が 85°C 未満では R1234ze(E)が、85°C から 105°C までの範囲で R1234ze(Z)が候補に挙がる。したがって、ヒートポンプ供給温度が 100°C 未満では熱力学的性能の点で A2L 冷媒が A1 冷媒を凌駕するが、100°C 以上では A1 冷媒を凌駕する A2L 冷媒は現在の市場にはないことがわかる。

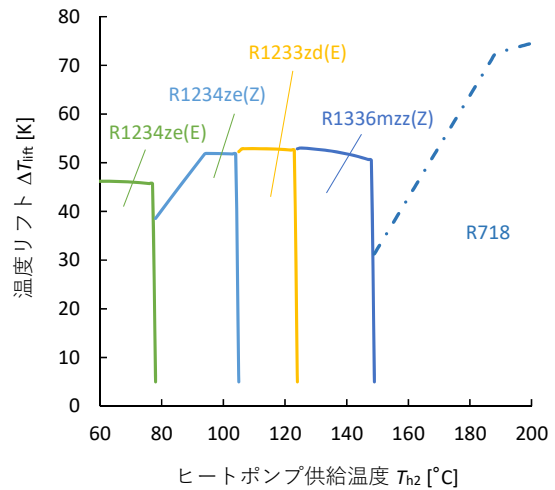
一方、図(c)の自然冷媒から選択する場合は、ヒートポンプ供給温度がおおよそ 120°C 未満では

R717が、120°C から 170°C までの範囲で R601a と R601 が、それ以上の温度では R718 が有望であることがわかる。

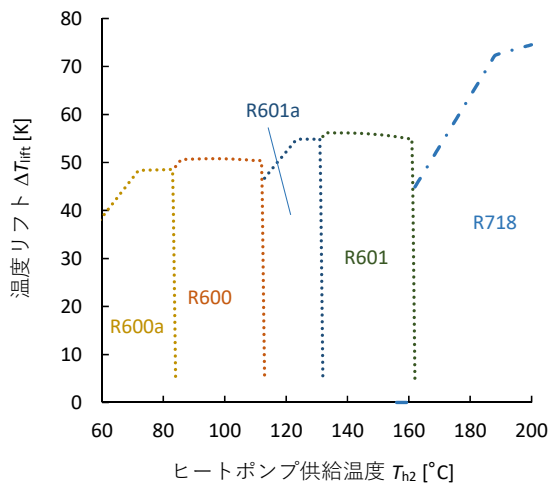
図 3.13 に、COP と VHC に加え、吐出圧力と吐出温度の制約を設けた場合の結果を示す。図(a)の低 GWP かつ A1 冷媒から選択する場合、R1336mzz(Z)の作動領域が狭くなっているが、最適冷媒に変化はない。同様に、図(b)の低 GWP かつ A1 または A2L 冷媒から選択する場合も、R1234ze(E)と R1336mzz(Z)の作動領域が狭くなっているが、最適冷媒に変化はない。一方、図(c)



(a) 低 GWP かつ A1 冷媒から選択する場合



(b) 低 GWP かつ A1/A2L 冷媒から選択する場合



(c) 自然冷媒から選択する場合

図 3.13 条件 2 における最大作動領域 (COP  $\geq$  4、VHC  $\geq$  2 MJ/m<sup>3</sup>、吐出温度  $\leq$  180°C、吐出圧力  $\leq$  2 MPa)

の自然冷媒から選択する場合は、R717 の作動領域がなくなり、R600a や R600 が候補に挙がる。

以上のように、冷媒選定の判断項目を制約条件とし、作動領域を図示することによって、ヒートポンプ供給温度ごとに最適な冷媒を選択するための判断材料を得ることができる。

なお、本研究では、COP や VHC について制約条件を与えたが、エネルギー単価や機器費用を設定すると、投資回収期間を制約条件とする作動領域を図示することも可能であり、経済性の面から冷媒選択を行う際に有用である。COP は運転費用に、VHC は機器費用に関係するため、投資回収期間の制約条件は、一本の曲線で描かれることが予想される。しかし、機器費用に関して妥当な金額の設定が困難であったため、本研究では割愛した。

#### 4. 各種高効率化技術を適用した場合の熱力学的性能向上

前章では、単純ヒートポンプサイクルについて、COP が 4 以上、VHC が 2 MJ/m<sup>3</sup> 以上となる作動領域を示した。本章では、各種高効率化技術による性能向上を分析し、この作動領域がどの程度拡大

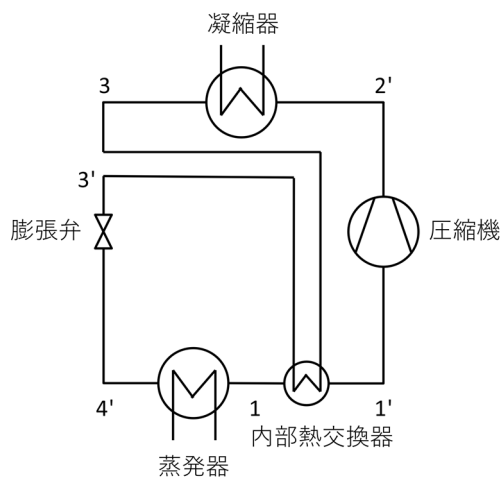
するかについての分析を行う。2.3 節で示したように、高効率化のためには過熱三角形と膨張損失を低減する必要がある。様々な高効率化技術が提案されているが、ここでは、膨張損失の低減を目的とした①内部熱交換器と②膨張機、過熱三角形の低減を目的とした③二段圧縮の 3 つの技術を検討対象とした。

#### 4.1 内部熱交換器

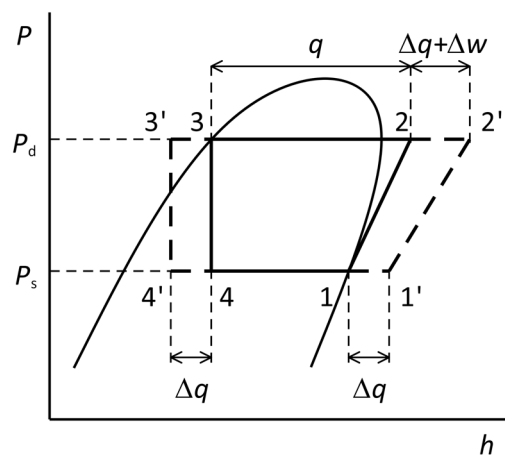
図 4.1 に内部熱交換器付きヒートポンプサイクルの構成図と P-h 線図を示す。蒸発器出口過熱度が 0 K の場合を基準として、内部熱交換量  $\Delta q$  の分だけ、圧縮機吸込の状態点は 1 から 1' へ、膨張弁入口の状態点は 3 から 3' へ、蒸発器入口の状態点は 4 から 4' へ移動する。圧縮機吐出の状態点は 2 から 2' へ、内部熱交換量  $\Delta q$  に加え、圧縮仕事増加量  $\Delta w$  の分だけ移動する。したがって、COP の変化率と VHC の変化率は、それぞれ次式で表現される[11]。ここに、 $v$  は比体積を表す。

$$\frac{COP'}{COP} = \frac{q + \Delta q}{w + \Delta w} \bigg/ \frac{q}{w} = \frac{1 + \Delta q/q}{1 + \Delta w/w} \dots\dots\dots (4.1)$$

$$\frac{VHC'}{VHC} = \frac{q + \Delta q}{v_1 + \Delta v_1} \bigg/ \frac{q}{v_1} = \frac{1 + \Delta q/q}{1 + \Delta v/v_1} \dots\dots\dots (4.2)$$



(a) 構成図



(b) P-h 線図

図 4.1 内部熱交換器付きヒートポンプサイクル

内部熱交換によって、加熱量と仕事量はともに増大するため、COPが向上するか否かは、それらの増大量の大小関係によって決まる。VHCについても、加熱量と比体積の増大の大小関係によって決まる。すなわち、冷媒の種類や作動温度域によって、内部熱交換器による効果は異なる。

そこで、各々の冷媒について、蒸発器出口過熱度と凝縮器出口過冷度を 0 K に固定し、次式で定義する内部熱交換器有効度  $\epsilon_{\text{IHX}}$  をパラメータとして、COP、VHC、吐出温度の変化をみていく。

$$\epsilon_{\text{IHX}} = \frac{T_1' - T_1}{T_3 - T_1} \dots\dots\dots (4.3)$$

ここに、 $\epsilon_{\text{IHX}} = 0$  のときは、 $T_1' = T_1$  であり、内部熱交換器面積がゼロであることを意味する。一方、 $\epsilon_{\text{IHX}} = 1$  のときは、 $T_1' = T_3$  であり、内部熱交換器面積が無窮大であることを意味する。

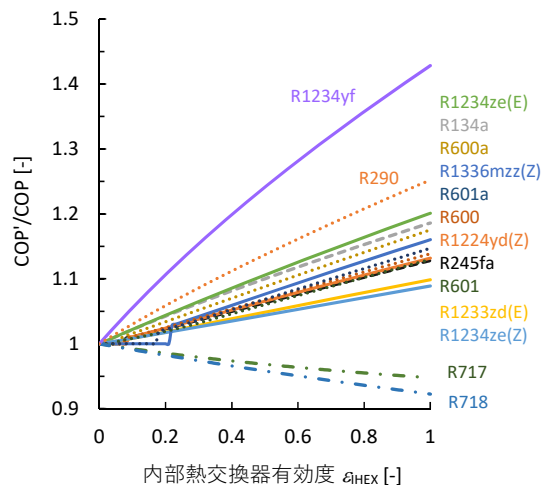
図 4.2 にヒートポンプ供給温度が 90°C、温度リフトが 40 K の場合の計算結果を示す。R717 と R718 以外の冷媒では、内部熱交換によって COP と VHC がともに向上することがわかる。一方、吐出温度も上昇するため、内部熱交換器を適用する際には、吐出温度が許容温度以下となるように注意する必要がある。

図(c)に着目すると、R1233zd(E)、R1224yd(Z)、R245fa、R600、R600a、R601、R1336mzz(Z)、R601a では、内部熱交換器有効度がゼロからある値まで、吐出過熱度が一定となっている範囲がある。この範囲では液圧縮を生じており、ある大きさ以上の面積を有する内部熱交換器を付けることによって液圧縮を防止できることを示している。

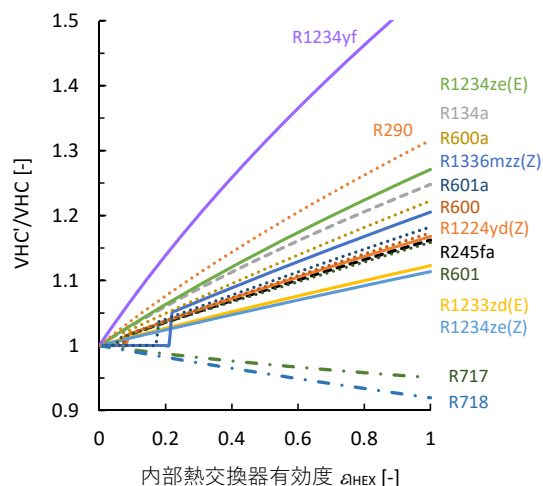
一方、R717 と R718 については、内部熱交換器によって COP と VHC が低下するため、適用しないほうが望ましいことがわかる。

## 4.2 膨張機

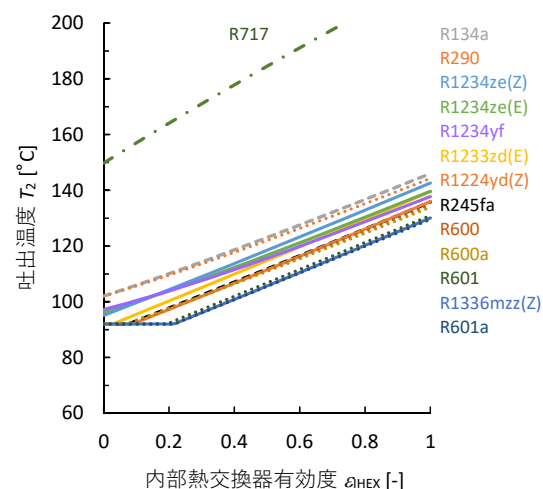
図 4.3 に膨張機付きヒートポンプサイクルの構成図と  $P-h$  線図を示す。膨張動力を回収すること



(a) COP の変化率

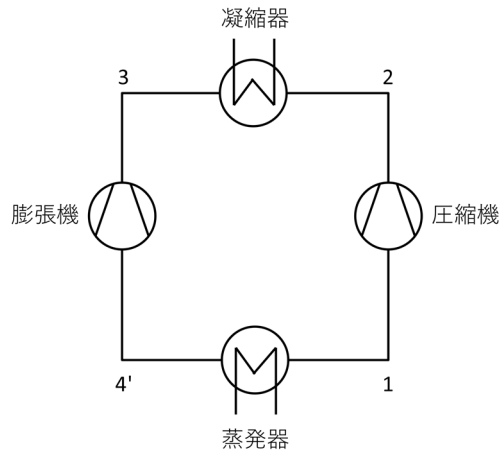


(b) VHC の変化率

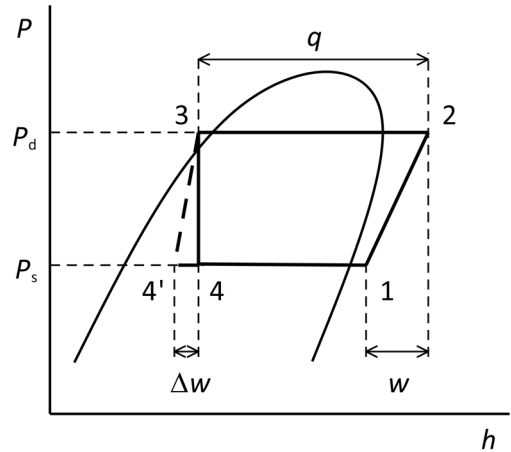


(c) 吐出温度

図 4.2 内部熱交換器の効果

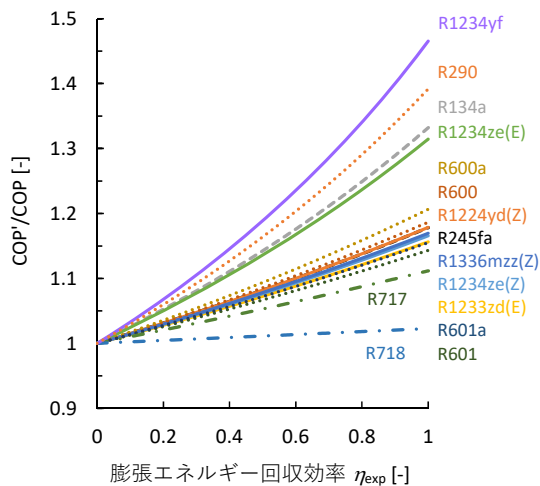


(a) 構成図

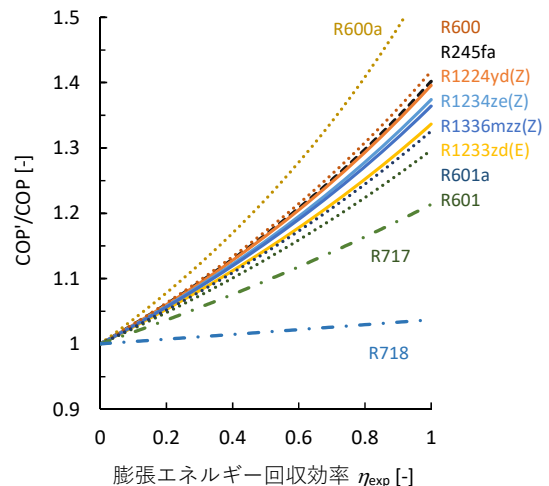


(b) P-h 線図

図 4.3 膨張機付きヒートポンプサイクル



(a) 供給温度 90°C、温度リフト 40 K



(b) 供給温度 120°C、温度リフト 70 K

図 4.4 膨張機の効果

によって、蒸発器入口の状態点が 4 から 4' に移動し（等エントロピー膨張に近づき）、等エントロピー膨張からの変化量  $\Delta w$  の分だけ仕事量を削減することができる。したがって、COP の変化率は次式で表現される。

$$\frac{COP'}{COP} = \frac{q}{w - \Delta w} \bigg/ \frac{q}{w} = \frac{1}{1 - \Delta w / w} \quad \dots\dots\dots (4.4)$$

このように、膨張機によって COP は向上するが、VHC や吐出温度は変化しない。

各々の冷媒について、圧縮機における最小過熱

度と凝縮器出口過冷却度を 5 K に固定し、次式で定義する膨張エネルギー回収効率  $\eta_{exp}$  をパラメータとして、COP の変化をみていく。

$$\eta_{exp} = \frac{h_4 - h_3}{h_{4, is} - h_3} \quad \dots\dots\dots (4.5)$$

図 4.4 の(a)にヒートポンプ供給温度が 90°C、温度リフトが 40 K の場合、(b)にヒートポンプ供給温度が 120°C、温度リフトが 70 K の場合の計算結果を示す。どちらの場合においても、すべての冷媒について、COP が向上することがわかる。また、

(a)と(b)を比較すると、温度リフトが大きいほど、膨張機の効果は大きいことがわかる。しかし、R718 については、COP の向上率が極めて低いため、膨張機を適用する分だけ機器費用が余計に掛かり、経済的に見合わないと予想される。

また、膨張機と内部熱交換器はともに膨張損失を低減する技術であるため、合わせて適用すると、それぞれ単体で適用した場合と比べて、COPの向上率は少なくなる。すなわち、合わせて適用した場合には、単体で適用した場合の向上率の積にはならない。

図 4.5 に、R1336mzz(Z)を例に、ヒートポンプ供給温度が 120°C、温度リフトが 70 K、膨張エネルギー回収効率が 0.4 の場合の計算結果を示す。内部熱交換器有効度が大きくなるにつれて、膨張機の効果が小さくなることがわかる。一般に、内部熱交換器に比べ、膨張機の機器費用のほうが高いことから、吐出温度が許容温度以下となる範囲内で、内部熱交換器の面積を大きくすることを優先するほうが得策である。

### 4.3 二段圧縮

二段圧縮は、温度リフトが大きく、圧力比が高

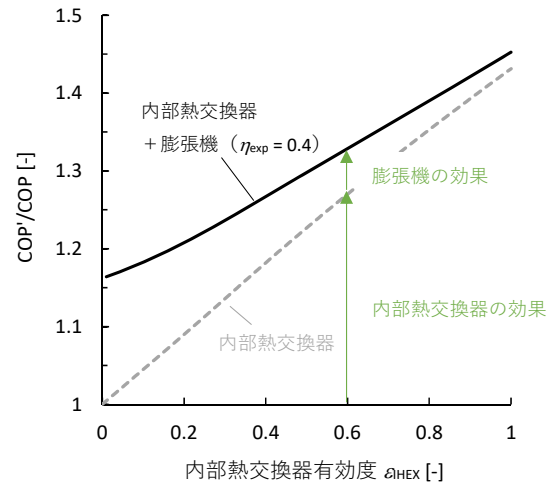
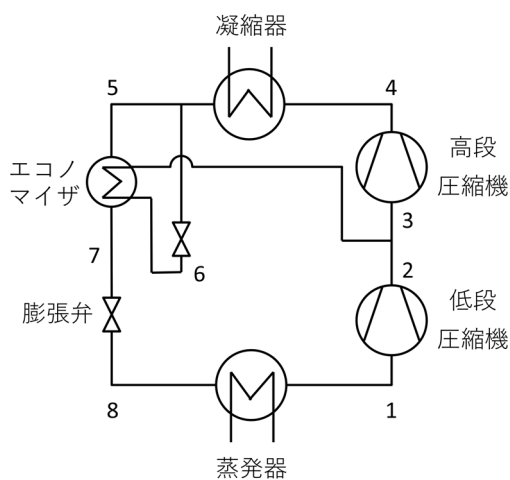


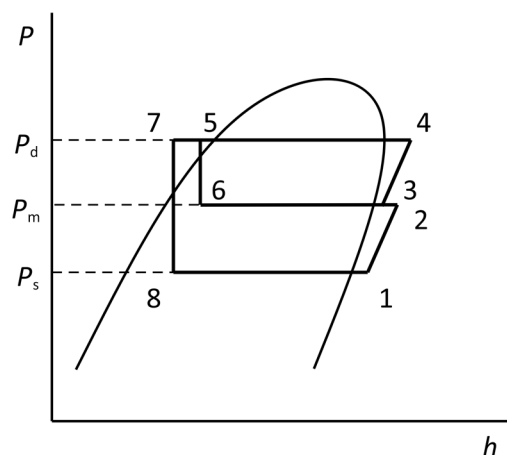
図 4.5 内部熱交換器と膨張機の効果 (R1336mzz (Z)、供給温度 120°C、温度リフト 70 K)

くなることで圧縮効率の低下が生じる場合に有効な技術である。また、吐出温度を低減することもできる。

図 4.6 に二段圧縮ヒートポンプサイクルの構成図と  $P-h$  線図を示す。様々な形式の二段圧縮ヒートポンプサイクルが提案されているが、ここでは図に示すようなエコノマイザを有する形式を対象とした。3 章と同様に、高段圧縮機と低段圧縮機の最小過熱度を 5 K に、各段の圧縮機断熱圧縮効率を 0.8 に固定して計算を行った。また、中間圧

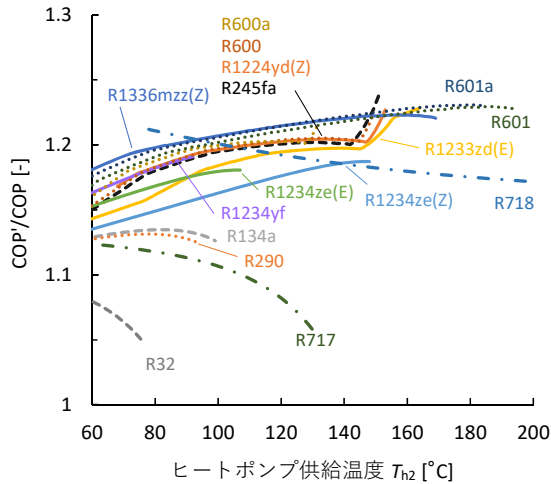


(a) 構成図

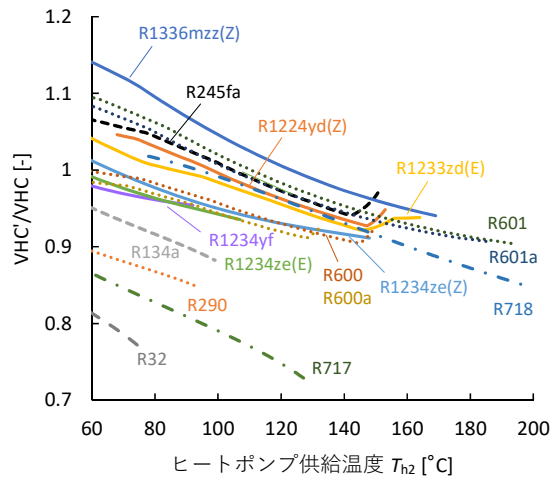


(b) P-h 線図

図 4.6 エコノマイザ付き二段圧縮ヒートポンプサイクル



(a) COP の変化率



(b) VHC の変化率

図 4.7 エコマイザ付き二段圧縮の効果 (温度リフト 70 K)

力  $P_m$  は、次式で示すように、吐出圧力  $P_d$  と吸込圧力  $P_s$  の積の平方根で定義した。

$$P_m = \sqrt{P_d \cdot P_s} \quad \dots\dots\dots (4.6)$$

高段の冷媒流量と低段の冷媒流量の比  $\omega$  を 1.5 に固定し、エコマイザでの熱収支とインジェクション箇所での熱収支より、状態点 7 の比エンタルピーを次式で算出した。

$$h_7 = \omega(h_5 - h_3) + h_2 \quad \dots\dots\dots (4.7)$$

COP と VHC は、それぞれ以下の式で定義した。

$$\text{COP} = \frac{\omega(h_4 - h_5)}{(h_2 - h_1) + \omega(h_4 - h_3)} \quad \dots\dots\dots (4.8)$$

$$\text{VHC} = \frac{\omega(h_4 - h_5)}{v_1 + \omega v_3} \quad \dots\dots\dots (4.9)$$

図 4.7 に、温度リフト 70 K の場合の計算結果を示す。左図(a)より、すべての冷媒について、二段圧縮による COP の向上効果が得られることがわかる。多くの冷媒で、ヒートポンプ供給温度が高いほど、その向上効果は大きくなる傾向にある。中でも、R1336mzz(Z)、R601、R601a の向上効果は比較的高く、ヒートポンプ供給温度が 100°C 以上では 1.2 倍を超える。

一方、R718 や R717、R32 では、ヒートポンプ供給温度が高いほど、二段圧縮による COP の向

上効果は小さくなる傾向にある。特に、R32 と R717 では、二段圧縮による COP の向上効果は小さいことがわかる。

図 4.8 に、一例として、R1336mzz(Z) と R717 のみに着目した図を示す。温度リフトが 70 K でヒートポンプ供給温度が 90°C の条件において、単純サイクルの場合には R1336mzz(Z) と比べて R717 の COP が高い。しかし、二段圧縮サイクルでは、R1336mzz(Z) の COP のほうが高くなる。すなわち、単純サイクルでは R717 を選択するほうが良いが、二段圧縮サイクルでは R1336mzz(Z) を選択するほ

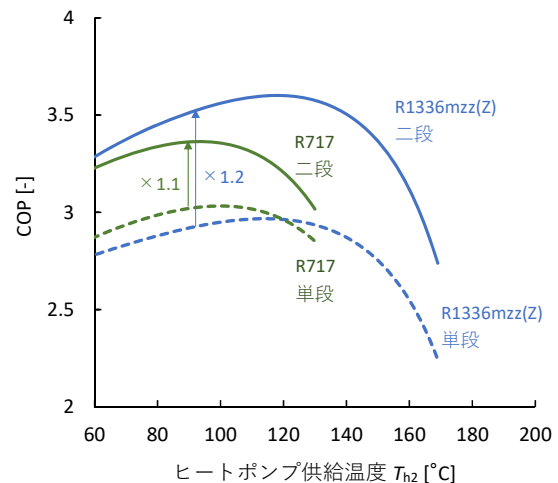


図 4.8 COP 逆転の一例

うが好ましく、COPの逆転が生じる。

図4.7(b)に示すように、単純サイクルのVHCに対する二段圧縮サイクルのVHCの比率は、冷媒の種類に大きく依存する。例えば、R1336mzz(Z)は二段圧縮にすることでVHCは向上するが、R717では逆に低下する。一方、冷媒の種類によらず、ヒートポンプ供給温度が高いほど、その比率は低下する傾向にある。

#### 4.4 技術選択に関する分析

3.3節では、圧縮機、凝縮器、膨張弁、蒸発器の4つの基本要素のみで構成される単純サイクルを対象として、最適な冷媒選択について分析した。しかし、4.1節から4.3節で述べたように、内部熱交換器や膨張機、二段圧縮といった、高効率化技術によって得られる効果は冷媒によって異なるため、冷媒と技術の組合せについても検討する必要がある。

そこで、本節では、図4.9に示すような、内部熱交換器とエコノマイザ付き二段圧縮ヒートポンプサイクルを対象として、COPが4以上、VHCが $2 \text{ MJ/m}^3$ 以上の最大作動領域を求める。膨張機は、内部熱交換器とエコノマイザによって、回収可能な膨張損失が少なくなるため、機器費用の面から

設けないこととした。また、R717とR718では内部熱交換器を設けないこととした。

図4.10に、内部熱交換器およびエコノマイザ付き二段圧縮サイクルについて、(a)低GWPかつA1冷媒から選択する場合と、(b)低GWPかつA1またはA2L冷媒から選択する場合、(c)自然冷媒から選択する場合とに分け、それぞれの最大作動領域と該当する冷媒を図示する。図(a)の低GWPかつA1冷媒から選択する場合は、図3.12の単純サイクルの場合と同様、R1224yd(Z)、R1233zd(E)、R1336mzz(Z)、R718が有望である。一方、図(b)の低GWPかつA1またはA2L冷媒から選択する場合は、ヒートポンプ供給温度が $70^\circ\text{C}$ 未満でR1234yfが、 $120^\circ\text{C}$ 程度の狭い範囲でR1224yd(Z)が候補に挙がる。これは、図4.2や図4.7に示したように、R1234yfはR1234ze(E)と比べて、R1224yd(Z)はR1234ze(Z)と比べて、内部熱交換器や二段圧縮によるCOPの向上効果が大きいためである。また、図(c)の自然冷媒から選択する場合は、二段圧縮による性能向上効果が比較的小さいR717の作動領域が狭まり、R600が候補に挙がる。いずれの場合も、図3.12の単純サイクルの場合と比べて、各々の冷媒の作動領域がヒートポンプ供給温度の高い側にシフトし、温度リフトも高くなっていることがわかる。

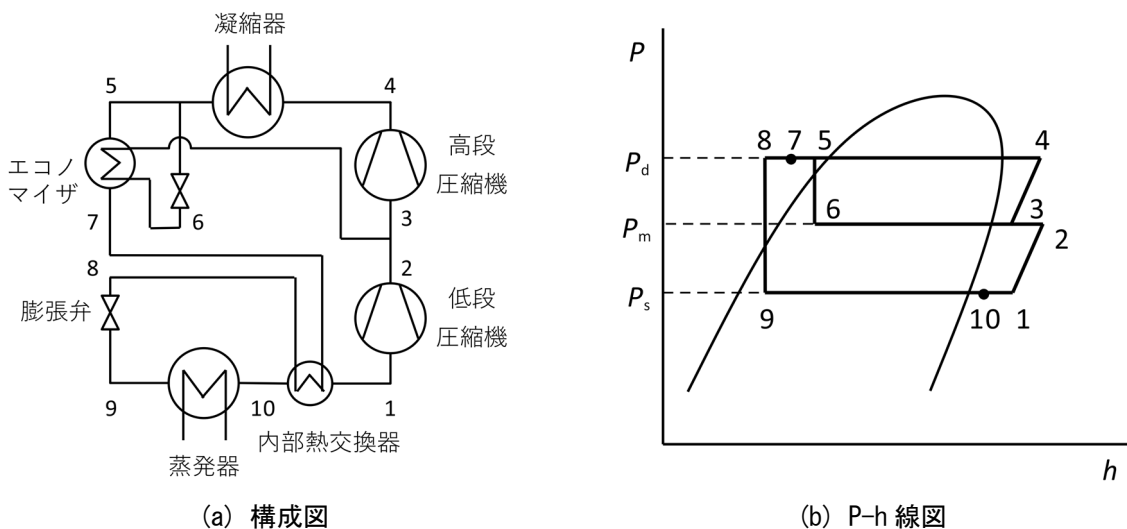
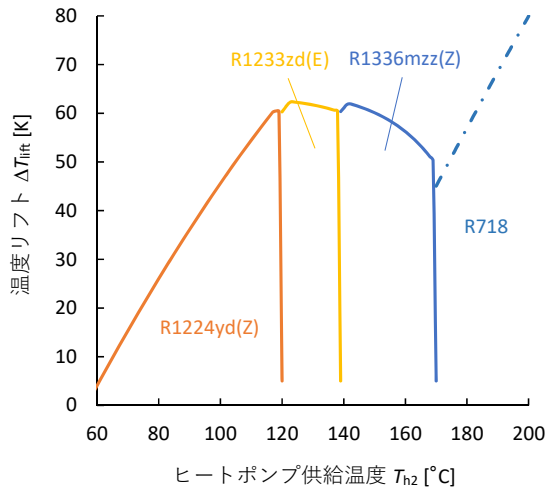
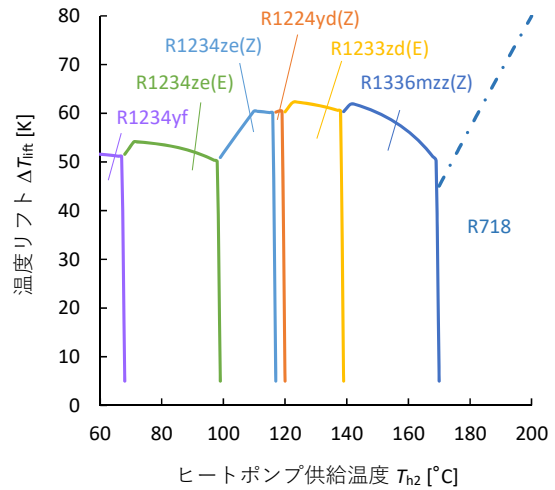


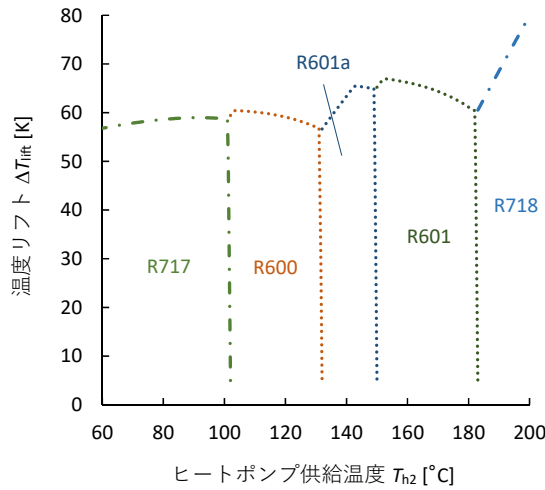
図4.9 内部熱交換器とエコノマイザ付き二段圧縮ヒートポンプサイクル



(a) 低 GWP かつ A1 冷媒から選択する場合



(b) 低 GWP かつ A1/A2L 冷媒から選択する場合



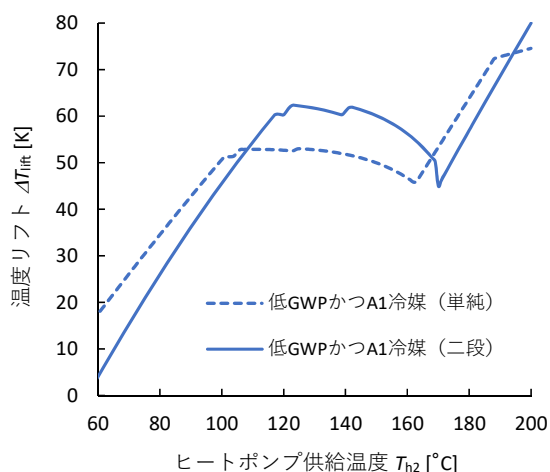
(c) 自然冷媒から選択する場合

図 4.10 内部熱交換器およびエコマイザ付き二段圧縮サイクルにおける最大作動領域 (COP ≥ 4、VHC ≥ 2 MJ/m<sup>3</sup>)

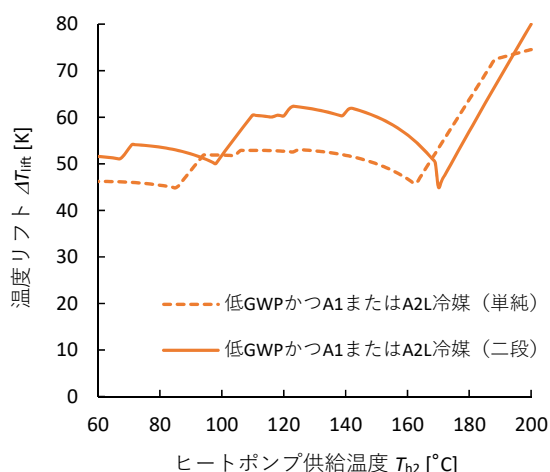
最後に、内部熱交換器およびエコマイザ付き二段圧縮技術を搭載することによって、単純サイクルの場合と比べて作動領域がどの程度拡大するかについての分析を行う。

図 4.11 に、(a) 低 GWP かつ A1 冷媒から選択する場合と、(b) 低 GWP かつ A1 または A2L 冷媒から選択する場合、(c) 自然冷媒から選択する場合のそれぞれの最大作動領域について、単純サイクルと内部熱交換器およびエコマイザ付き二段圧縮サイクルを比較したグラフを示す。図(a)の低

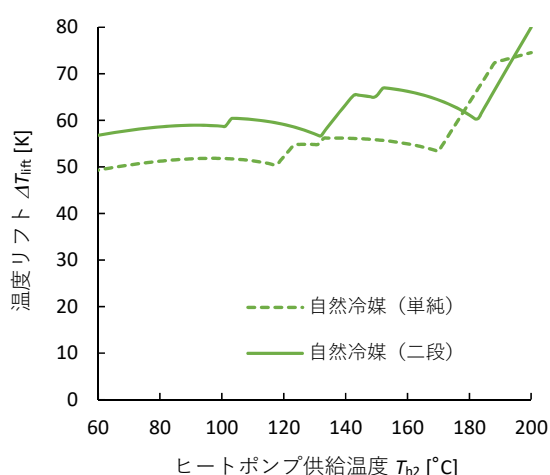
GWP かつ A1 冷媒から選択する場合、ヒートポンプ供給温度がおよそ 120°C から 160°C の範囲では温度リフトが拡大する。図(b)の低 GWP かつ A1 または A2L 冷媒から選択する場合には、ヒートポンプ供給温度が 85°C 未満と、およそ 110°C から 160°C の範囲では温度リフトが拡大する。図(c)の自然冷媒から選択する場合には、ヒートポンプ供給温度が 120°C 未満と、およそ 140°C から 170°C の範囲では温度リフトが拡大する。いずれの場合も高効率化技術を適用することによって 10 K 程



(a) 低 GWP かつ A1 冷媒から選択する場合



(b) 低 GWP かつ A1/A2L 冷媒から選択する場合



(c) 自然冷媒から選択する場合

図 4.11 単純サイクルと内部熱交換器およびエコノマイザ付き二段圧縮サイクルの比較

度の温度リフトが拡大する。したがって、内部熱交換器およびエコノマイザ付き二段圧縮サイクルを構成することによって、単純サイクルの場合と比べて熱源温度が 10 K 程度低くなくても熱力学的性能を維持できる。

## 5. まとめ

本研究では、高温ヒートポンプの開発に際し、適切な冷媒や高効率化技術を選択するための設計指針を示すことを目的として、高温ヒートポンプサイクルの熱力学的分析を行った。

### 高温ヒートポンプ用冷媒の特徴

まず、高温ヒートポンプ用冷媒の特徴と高温ヒートポンプサイクルの分析にあたっての要点は下記の 4 点に整理される。

- ① 高温ヒートポンプ用冷媒は、分子量が大きく複雑な分子構造になるため、新たな冷媒候補が比較的多いこと。
- ② 高温ヒートポンプ用冷媒は、比熱が比較的大きく飽和蒸気線の傾きが正となるため、液圧縮防止の観点から、従来のヒートポンプや冷凍機と異なる過熱度制御が必要になること。
- ③ 産業用途では毒性や燃焼性を有する冷媒の使用も許容される可能性があるため、自然冷媒の再考と適切な高効率化技術の検討が必要になること。
- ④ 産業用途の熱需要温度は様々であるため、ある点ではなく領域で分析・評価するほうが好ましいこと。

### 冷媒選択に関する分析

次に、現在市場で入手可能な純冷媒のうち、臨界温度が低い R744 (二酸化炭素) を除く 16 の冷媒を対象として、供給温度が 60°C から 200°C までの範囲で、圧縮機・凝縮器・膨張弁・蒸発器の

4つの基本要素のみで構成される、単純ヒートポンプサイクル計算を行った。省エネ性と運転費用の面からCOPを4以上、機器の大きさと機器費用の面からVHCを2MJ/m<sup>3</sup>以上、凝縮温度が臨界温度以下の3つの制約条件を定め、最大作動領域を求めて下記の結果を得た。

- ① 熱力学的性能の面では、自然冷媒のみでも比較的高性能な高温ヒートポンプを構築できる。候補冷媒については、供給温度が120°C未満ではR717（アンモニア）が、120°Cから170°Cまでの範囲ではR601a（イソペンタン）とR601（ペンタン）が、それ以上の温度ではR718（水）が有望であることがわかった。さらに、吐出温度について180°C以下の制約を定めると、R717（アンモニア）の作動領域はなくなり、代わりにR600a（イソブタン）とR600（ブタン）が候補に挙がることわかった。
- ② 冷媒の安全性も考慮に入れ、低GWPかつA1またはA2L冷媒から選択する場合には、供給温度が80°C未満でR1234ze(E)、80°Cから100°Cまでの範囲でR1234ze(Z)、100°Cから120°Cの範囲でR1233zd(E)、120°Cから150°Cの範囲でR1336mzz(Z)、それ以上の温度ではR718（水）が有望であることがわかった。さらに、A1冷媒のみから選択する場合を想定すると、R1234ze(E)とR1234ze(Z)の作動領域はなくなり、代わりにR1224yd(Z)が候補に挙がることわかった。

### 高効率化技術選択に関する分析

最後に、内部熱交換器と膨張機、エコノマイザ付き二段圧縮の3つの高効率化技術について検討し、下記の結果を得た。

- ① ほぼすべての冷媒について内部熱交換器を付加することによって熱力学的性能は

向上する。一方、R717（アンモニア）とR718（水）については、COPもVHCも低下するため、内部熱交換器を適用しないほうが望ましい。

- ② 膨張機については、すべての冷媒について熱力学的性能は向上する。しかし、R717（水）については、その向上効果が極めて小さい。また、膨張機と内部熱交換器はともに膨張損失を低減する技術であるため、合わせて適用すると、それぞれ単体で適用した場合と比べて性能向上効果は小さくなる。一般に、内部熱交換器に比べて膨張機の機器費用のほうが高いことから、吐出温度が許容温度以下となる範囲で、適切な面積を有する内部熱交換器を適用するほうが得策である。
- ③ エコノマイザ付き二段圧縮を適用すると、すべての冷媒についてCOPは向上する。しかし、R717（アンモニア）についてはその向上効果は比較的小さい。また、VHCについては、冷媒や温度条件によって向上する場合と低下する場合とがある。
- ④ 内部熱交換器およびエコノマイザ付き二段圧縮サイクルを搭載することによって、単純サイクルの場合と比べて作動領域がどの程度拡大するかを分析すると、10K程度の温度リフトが拡大することがわかった。すなわち、高効率化技術によって、熱源温度が10K程度低くなっても熱力学的性能を維持できる。

### 今後の課題

本研究では、熱負荷と熱源の温度差が比較的小さいサイクル（理想サイクルはカルノーサイクルを想定）について、純冷媒を対象として分析した。ただし、実際の加熱工程では、外気温度から熱需要温度までを一過性で加熱する乾燥工程のように、熱負荷の温度差が比較的大きいものもある。ある

いは、排熱から熱回収する際に、排熱温度の低下に伴い、熱源の温度差が比較的大きい場合もある。このように熱負荷や熱源の温度差が比較的大きいサイクルでは、理想サイクルとしてローレンツサイクルを想定するほうが好ましく、R744（二酸化炭素）を含む純冷媒を用いた遷臨界サイクルや非共沸混合冷媒を用いたサイクル（蒸気圧縮式だけでなく、吸収式とのハイブリッド方式であるオーゼンブルックサイクルなども含む）も考慮し、対象を拡げて更なる分析が必要になることを付記する。

また、本研究では、COP や VHC について制約条件を与えたが、エネルギー単価や機器費用を設定すると、投資回収期間を制約条件とする作動領域を図示することも可能であり、経済性の面から冷媒および技術選択を行う際に有用である。今回、機器費用に関して妥当な金額の設定が困難であったため、投資回収期間を制約条件とする分析は実施しなかったが、今後の課題として挙げられる。

## 参考文献

- [1] 日本エネルギー経済研究所, EDMC エネルギー・経済統計要覧, 省エネルギーセンター, 2019.
- [2] 資源エネルギー庁, 平成 29 年度新エネルギー等の導入促進のための基礎資料（熱の需給及び熱供給機器の特性等に関する調査）, 2018.
- [3] 日本エレクトロヒートセンター, 産業用ヒートポンプ活用ガイド, 2017.
- [4] 甲斐田武延, ヒートポンプ冷媒に関する法規制や技術開発動向の調査, 電力中央研究所 研究資料 C17512, 2018.
- [5] 甲斐田武延, 産業用高温ヒートポンプへの低 GWP 冷媒の適用性評価, 電力中央研究所 研究資料 C18517, 2019.
- [6] Y. A. Cengel, M. A. Boles, Thermodynamics – An Engineering Approach, 8<sup>th</sup> Edition, McGraw-Hill, 2015.
- [7] H. von Lorenz, Beiträge zur Beurteilung von Kühlmaschinen, Zeitschrift Des VDI, Vol. 38, No. 3, 62–68, 1894.
- [8] G. Morrison, The shape of the temperature-entropy saturation boundary, International Journal of Refrigeration, Vol. 17, No. 7, 494–504, 1994.
- [9] E. Lemmon, I. Bell, M. Huber, M. McLinden, National Institute of Standards and Technology (NIST), Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP) Version 10.0, 2018.
- [10] O. Brunin, M. Feidt, B. Hivet, Comparison of the working domains of some compression heat pumps and a compression-absorption heat pump, International Journal of Refrigeration, Vol. 20, No. 5, 308–318, 1997.
- [11] P. A. Domanski, D. A. Didion, J. P. Doyle, Evaluation of suction-line/liquid-line heat exchange in the refrigeration cycle, International Journal of Refrigeration, Vol. 17, No. 7, 487–493, 1994.

電力中央研究所報告

---

[不許複製]

編集・発行人 一般財団法人 電力中央研究所  
エネルギーイノベーション創発センター所長  
神奈川県横須賀市長坂2-6-1  
e-mail [enic-rr-ml@criepi.denken.or.jp](mailto:enic-rr-ml@criepi.denken.or.jp)

---

発行・著作・公開 一般財団法人 電力中央研究所  
東京都千代田区大手町1-6-1

---

ISBN978-4-7983-1851-6

