

博士学位論文

超臨界 CO₂-CO₂カスケード式冷凍システムによる
高効率冷凍機の開発

Development of super critical CO₂-CO₂ cascade
refrigeration system for improvement of energy efficiency

2018年3月

群馬大学大学院理工学府 理工学専攻
知能機械創製理工学領域

山口 幸雄

博士学位論文

超臨界 CO₂-CO₂カスケード式冷凍システムによる高効率冷凍機の開発

2018年3月

群馬大学大学院理工学府 理工学専攻 知能機械創製理工学領域

氏名 山口 幸雄

論文題目：超臨界 CO₂-CO₂カスケード式冷凍システムによる
高効率冷凍機の開発

目次

第1章 序論

1-1	背景	-8
1-1-1	オゾン層保護及び地球温暖化防止に関する国際的取組み	-9
1-1-2	オゾン層保護及び地球温暖化防止に対する冷凍空調業界の取組み	-11
1-2	冷媒の特徴	-13
1-2-1	安全性	-13
1-2-2	冷媒物性	-16
1-3	CO ₂ 冷凍システムの特徴と課題	-19
1-3-1	CO ₂ 冷凍システムの特徴	-20
(1)	単段冷凍サイクル	-20
(2)	カスケード式冷凍サイクル	-21
(3)	二段圧縮式冷凍サイクル	-23
1-3-2	CO ₂ 冷凍システムの課題	-24
(1)	単段冷凍サイクル	-24
(2)	カスケード式冷凍サイクル	-25
(3)	二段圧縮式冷凍サイクル	-25
	参考文献	-27

第2章 CO ₂ 冷凍システムの効率改善	-30
2-1 単段 CO ₂ 冷凍システムの効率改善	-30
2-1-1 エネルギー効率を最大化する内部熱交換器の設計	-30
2-1-2 単段 CO ₂ 冷凍システムの効率の検証	-35
2-2 CO ₂ -CO ₂ カスケード式冷凍サイクルの開発	-38
2-2-1 冷凍サイクルの COP シミュレーション	-39
(1) R404A 単段冷凍システム	-39
(2) CO ₂ 単段冷凍システム	-42
(3) R404A-CO ₂ カスケード式冷凍システム	-45
(4) CO ₂ -CO ₂ カスケード式冷凍サイクル	-51
2-2-2 各冷凍サイクルの効率比較	-62
(1) シミュレーションによる成績係数の比較	-62
(2) 実験による成績係数の検証	-64
参考文献	-71
第3章 CO ₂ -CO ₂ カスケード式冷凍システムの研究成果の確認	-73
3-1 外気温による内部熱交換器の最適設計	-73
3-1-1 高温側サイクルの外気温による内部熱交換器最適設計	-73
3-1-2 低温側サイクルの外気温による内部熱交換器最適設計	-75
3-1-3 外気温による内部熱交換器最適設計	-77
3-2 世界各地域における冷凍システムの効率比較	-79
3-2-1 環境条件を考慮した内部熱交換器の設計	-80
3-2-2 CO ₂ -CO ₂ カスケードシステムの地域別効率	-83
参考文献	-92

第4章	結論	-93
4-1	背景	-94
4-2	冷媒の特徴	-95
4-3	CO ₂ 冷凍システムの特徴と課題	-96
4-4	CO ₂ 冷凍システムの効率改善	-98
	(1) 単段 CO ₂ 冷凍システムの効率改善	-98
	(2) CO ₂ -CO ₂ カスケード式冷凍システムの開発	-98
4-5	CO ₂ -CO ₂ カスケード式冷凍システムの研究成果の確認	-100
	結言	-102

謝辞

略号, 記号の説明

(1) 冷媒の分類等

CFCs : クロロ・フルオロカーボン

HCFCs : ハイドロ・クロロ・フルオロカーボン

HFCs : ハイドロフルオロカーボン

HC : ハイドロカーボン

CO₂ : 二酸化炭素

NH₃ : アンモニア

R : ASHRAE 冷媒番号

R12 : CFC-12

R22 : HCFC-22

R744 : 二酸化炭素 (CO₂)

R290 : プロパン

R717 : アンモニア (NH₃)

R134a : HFC-134a

R404A : HFC-404A (HFC 混合冷媒)

R410A : HFC-410A (HFC 混合冷媒)

R32 : HFC-32

R1234yf : HFO-1234yf

R1234ze : HFO-1234ze

(2) 環境影響に関する係数

ODP (Ozone Depleting Potential) : オゾン層破壊係数

GWP (Global Warming Potential) : 地球温暖化影響

(3) 冷凍システムに関する略称

COP (Co-efficiency of performance) : 成績係数

IHEX (Internal heat exchanger) : 内部熱交換器

(4) 組織, 団体名等

ISO (International Standardization Organization) : 国際規格協会

ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and
Air-Conditioning Engineers) : アメリカ合衆国暖房冷凍空調学会

CVS (Convenience store) : コンビニエンスストア

(5) Nomenclature

T_a : Ambient temperature [°C]

T_c : Condensing temperature of HFC cycle [°C]

T_{sub} : Sub-cool of HFC cycle [°C]

T_e : Evaporating Temperature of HFC cycle [°C]

T_{sh} : Super-heat of HFC cycle [°C]

P : Pressure [MPa]

P_d : Discharge pressure [MPa]

P_s : Suction Pressure [MPa]

h : Enthalpy [kJ/kg]

Q : Rate of heat transfer [W]

W : Power [W]

\dot{M} : Mass flow rate [kg/s]

T_n : Refrigerant temperature at point n in T - h diagram [°C]

(6) Greek symbol

η : Isentropic efficiency

[-]

(7) Subscript

HT : Higher temperature cycle

LT : Lower temperature cycle

Sub : Sub cooler

ΔP : Pressure difference between suction on higher cycle and
discharge on lower cycle

第1章 序論

1-1 背景

近年，世界的経済の発展に伴い環境汚染による地球環境の変化が，人類のみならず地球上の全生物に対し大きな影響を与えている．1974年には冷凍空調用の熱移動媒体（以下，冷媒という），電子部品や機械加工部品の洗浄剤や断熱材の発泡剤等に広く使用されていたCFCsやHCFCsなどの塩素分子を含んだフッ化炭素化合物が成層圏に到達し，式(1-1, 1-2)に示すメカニズムでオゾン層を破壊することが確認されている^[1-1]．



その後，1982年から1983年にかけて行われたオゾン層調査では，南極上空でオゾンホールが発見された^[1-2]．オゾン層の破壊は太陽から地表に到達する紫外線量を増加させ，皮膚がんの発生確率の増加や植物の生息に影響を与えると報告されている^[1-3]．

もう一つの大きな環境問題として，地球温暖化防止対策が議論されている．Figure 1-1は全世界の年度別平均気温の長期平均値（1981年から2010年）との偏差を示しており^[1-4]，近年における平均気温の上昇が確認できる．地球温暖化には，CFCsやHCFCs，HFCsなどのフッ化炭素化合物，二酸化炭素，6フッ化硫黄，3フッ化窒素などが関係し，これらの温室効果ガスが，地表から放出される赤外線を吸収・再放出することで，温暖化を促進す

ると考えられている。これによる地球全体の平均温度上昇が異常気象を引き起こす要因ともされている^[1-5]。

現在、冷凍空調機器に使用されているフロン系冷媒はこのようなオゾン層破壊や地球温暖化に影響を与えるため、冷媒を環境負荷の小さい物質へ転換するための研究が冷凍・空調学の分野で行われている。

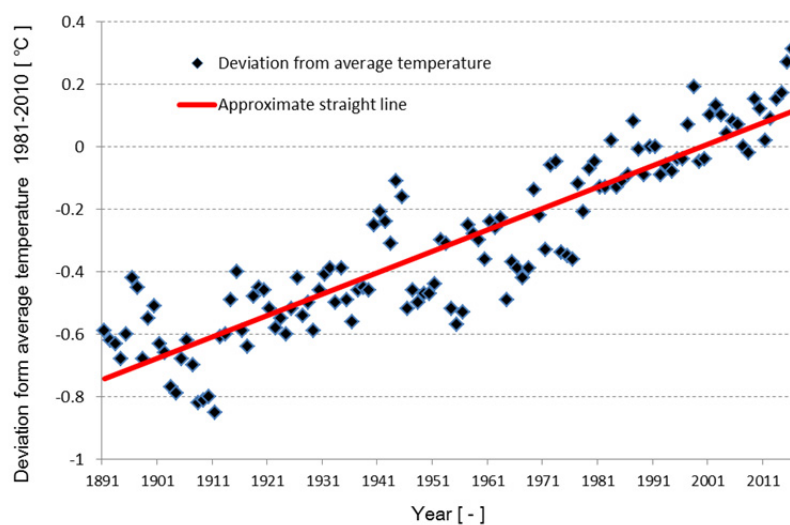


Fig. 1-1 Shifting average temperature of globally annual temperature

1-1-1 オゾン層保護及び地球温暖化防止に関する国際的取組み

オゾン層破壊や地球温暖化の対策として国際的な取り組みが始められている。1988年にはオゾン層の保護のためのウィーン条約がカナダのモントリオールで締結され、オゾン層を破壊する物質に関するモントリオール議定書が採択された。これにより、全世界的にオゾン層の保護に関する取り組み強化がされることとなり、オゾン層を破壊するとされてい

る CFCs や HCFCs の使用及び大気放出が規制されることとなった。

また、地球温暖化防止を目的とした気候変動に関する国際連合枠組条約が 1994 年に締結された。その後 1997 年に京都で開催された第三回気候変動枠組締結国会議(COP3)で温暖化影響物質の削減目標が定められ各国で温暖化防止のための活動が活発に行われることとなった。さらに、2016 年にはパリにおける COP21 で、全ての先進国を含む合計 127 各国がこの条約に参加することとなり、地球温暖化への国際的取り組みが加速することとなった。また、2016 年 10 月にはルワンダ・キガリにおいて行われたモントリオール議定書第 28 回締約国会合の結果、モントリオール議定書の改定が行われることとなった。この改定では、議定書の規制物質に、オゾン層に影響はないが温暖化に影響を与えるとして、ハイドロフルオロカーボンが追加された。また更には、この会合で、温暖化対策が先進国のみならず開発途上国も議定書への批准をすることとなり、温暖化対策が全世界的に行われることとなった。Table 1-1 にはモントリオール議定書のキガリ改正により決定された削減スケジュールを示す。日本は先進国として A2 (モントリオール議定書 Article 5 に定められている開発途上国以外の国) にカテゴリーされており、2019 年には基準年に対し 10%の温暖化物質の削減、そして 2034 年には 80%の削減が国際法上求められることとなっている。

一方日本国内では、2015 年 4 月に施行されたフロン排出抑制法の枠組みで設定されたフロンの削減目標を、コンデンシングユニット及び定置式冷凍・冷蔵ユニットにおいて、2025 年時点での出荷台数を考慮した GWP 加重平均を 1,500 以下とすることとしている。

Table 1-1 HFC phase down schedule on Kigali amendment
of Montreal protocol

	A5 Group 1*	A5 Group 2**	A2***
Baseline	2020-2022	2024-2026	2011-2013
	Average HFC consumption	Average HFC consumption	Average HFC consumption
	65% baseline	65% baseline	15% baseline*
Freeze	2024	2028	-
1 st step	2029 -10%	2032 -10%	2019 -10%
2 nd step	2035 -30%	2037 -20%	2024 -40%
3 rd step	2040 -50%	2042 -30%	2029 -70%
4 th step	-	-	2034 -80%
Plateau	2045 -80%	2047 -85%	2036 -85%

* Montreal Protocol, Article 5 countries, not part of Group 2

** GCC (Saudi Arabia, Kuwait, United Arab Emirates, Qatar, Bahrain, Oman), India, Iran, Iraq, Pakistan

*** Developed country, out of Article 5 country of Montreal protocol

しかしながら、現段階における冷蔵・冷凍製品の廃棄時におけるフロン類の回収量は現在約 30%である。このため、冷凍機の使用時の冷媒漏洩や冷凍機廃棄時の冷媒回収には限界があるとして、製品の開発時からこれら環境問題に配慮し、地球温暖化の影響が小さく自然界に存在する冷媒を使用する研究が進められている^[1-6]。

1-1-2 オゾン層保護及び地球温暖化防止に対する冷凍空調業界の取り組み

冷凍・空調業界においては、冷凍・空調機器が食環境の改善や住環境

の改善の観点から世界的市場への展開が進み、それら機器に封入されている冷媒の使用量も Figure 1-2 に示すように増加している状況である [1-5].

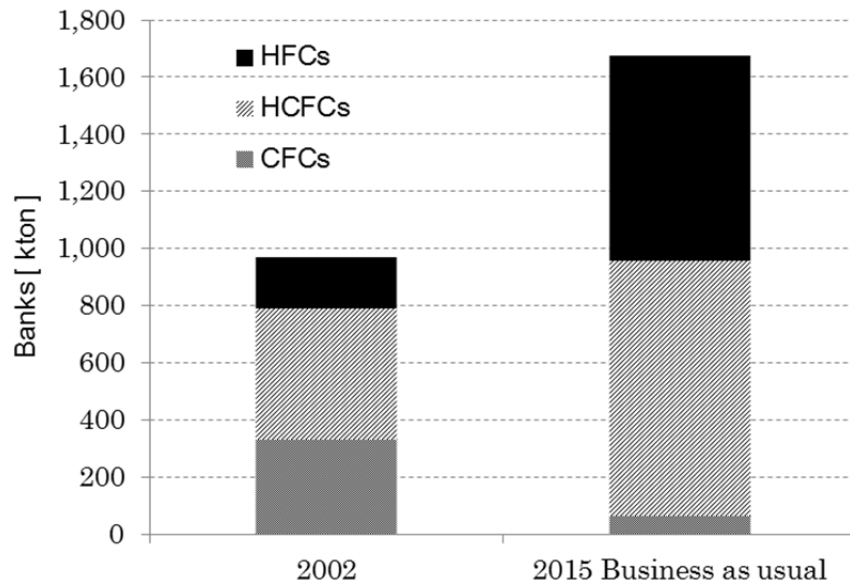


Fig. 1-2 Emission of Fluorocarbon at 2002 and assumption on 2015

オゾンを破壊するとしてモントリオール議定書で削減対象とされた CFCs は、議定書の目標に則り生産・使用量が削減され、2010 年時点でほぼ全廃されている。一方で、CFCs の削減に伴い代替フロンの HCFCs や HFCs はその使用量が増加している。これらのフロンの類は著しく高い温暖化影響があるために、機器メーカーでは冷凍・空調機器に封入される冷媒が環境に悪影響を与えないように様々な取り組みを行っている。

このようなことから、温暖化対策の一つとして使用する冷媒を自然界に存在する自然系冷媒に代替する方法が検討されている。自然系冷媒と

して空気，水，アンモニア，ヒドロカーボン，そして二酸化炭素が挙げられる．しかしこれら自然界に存在し環境影響の少ない冷媒も冷凍・冷蔵機器に使用することに対して，Table 1-2 に示すような課題を有している．本研究では自然系冷媒の持つ課題を解決し環境影響の低い冷凍・冷蔵機器の環境への効果を検証することを目的としている．

Table 1-2 Issues of using natural refrigerant for Refrigeration system

Refrigerant	Issues
Hydro carbon (HC)	Risk for bomb because of its highly flammability. Limitation of amount of charged refrigerant shall be required.
Ammonium (NH ₃)	Rusk for health because of its toxicity. Secondary loop shall be required to avoid risk of leakage into inside of the room.
Carbon dioxide (CO ₂)	Risk for injure because of its higher pressure. Training for service and maintenance shall be required to avoid accident at maintenance.

1-2 冷媒の特徴

1-2-1 安全性

冷凍・空調機器用の冷媒に要求される特性の一つに，使用時・廃棄時の安全性があげられる．R22， R404A， R32 等のフロン系冷媒は，その物質の安定性が高く毒性などの健康被害を及ぼすリスクが低い．また

燃焼性がないか、もしくは低燃焼性で爆発のリスクが低く、安全性の高い冷媒であった。しかし、安定性の高いフロン系冷媒は、大気寿命が長いいため、大気に放出された冷媒が成層圏へ到達し、地球温暖化へ著しい影響を与えるという問題がある。そこで、地球温暖化影響の低い冷媒への代替化が検討されている。

フロン類冷媒の代替として家庭用冷蔵庫等に使用されている炭化水素冷媒は、ODP 及び GWP が低いですが、その物性が強い燃焼性を示すことから、漏えい時の火災、爆発リスクが高く、2017年時点では機器への冷媒封入量が150g以下と規制されている^[1-7]。このため、炭化水素冷媒を使用した機器の設計や利用範囲に制限がある。

アンモニアは冷蔵・冷凍倉庫などの大型冷凍機器などに使用されているが、毒性が強く、冷凍保安規則では毒性ガスに掲名されている。この毒性のために漏えい時の健康被害リスクが高い冷媒と言える。一方で、フロン系冷媒でありながら、ODP 及び GWP が他のフロン系冷媒よりも低く、環境負荷の少ない冷媒として、現在ルームエアコンディショナーへの導入が進んでいる R32 や、冷媒の分子構造内に二重結合を持つ R1234yf などのフルオロオレフィン系冷媒の実用化研究が進んでいる。

しかしながら R32 は Table 1-3 に示す様に、GWP が 675 と他の代替冷媒候補に比べ高く、モントリオール議定書のキガリ改正では削減物質に追加されている。したがって、今後 GWP のより低い冷媒への代替化の検討が必要である。R1234yf や R1234ze などのフルオロオレフィン系の冷媒は弱い燃焼性を示し、ISO の安全グループでは低い燃焼性を示す物質として 2L に分類される。フルオロオレフィン系冷媒は、熱分解により腐食

性の強いフッ化水素やハロカルボンルなどの毒性の強いガスが発生するために健康被害へのリスクが懸念されている [1-8].

Table 1-3 Characteristics of refrigerant from environment point of view

ASHRAE Number (Name)	Chemical formula	ODP**	GWP**	Safety group***
R12	CCl ₂ F ₂	1	4,660	A1
R22	CHClF ₂	0.055	1,760	A1
R744(CO ₂)	CO ₂	0	1	A1
R290(Propane)	CH ₃ -CH ₃	0	<3	A3
R717(Ammonium)	NH ₃	0	<1	B2
R134a	CH ₂ F-CF ₃	0	1,430	A1
R404A	CHF ₂ -CF ₃ /CF ₃ -CH ₃ /CH ₂ F-CF ₃ (44/52/4)*	0	3,920	A1
R410A	CH ₂ F ₂ /CHF ₂ -CF ₃ (50/50)*	0	2,090	A1
R32	CH ₂ F ₂	0	675	A2L
R1234yf	CF ₃ CF=CH ₂	0	4	A2L
R1234ze	CF ₃ CH=CHF	0	<1	A2L

* Percentage of each substances

** Reference from IPCC 4th report (AR4 2007), GWP at 100years

*** Classification by ISO/FDIS817(2014): A as no or lower toxicity, B as toxic, 1 as no flammable, 2 as lower flammable, 2L as lower flammable than 2, 3 higher flammable

CO₂はODPが0でGWPが1と、環境影響の少ない自然系冷媒である。また毒性・燃焼性が無いため、冷凍保安規則では不活性ガスに掲名されている。ISOではA1クラスに分類され、使用时・廃棄後を含め安全リスクが低い冷媒と言える。更にCO₂冷媒は希土類の蛍石(CaF₂)を原料とするフルオロカーボン系の冷媒と異なり、石油化学工業や鉄鋼業からの副産物を精製して製造される[1-9]ため、冷媒の製造時においても環境負荷が少ない冷媒であると言える。ただし、一定以上の濃度において暴露され

た場合、身体機能に異常が現れる場合があるので、使用の際には注意が必要となるとされている^[1-10]。

1-2-2 冷媒物性

冷媒として使用される物質に要求される基本的な熱工学的特性を Table 1-4 に記す。

蒸発温度は冷凍機の適用範囲の目安となる。また、臨界温度は冷凍機が効率よく運転できる周囲温度の目安となる。更に、常温での圧力は冷凍機的设计圧力の目安となる。また、潜熱と COP は冷凍機のエネルギー効率の指標となるものである。

Table 1-4 Characteristics of refrigerants from engineering point of view

ASHRAE Number (Name)	Boiling point [°C]	Critical temperature [°C]	Pressure at 25 °C* [MPa]	Latent heat at 0 °C [kJ/kg]	COP**
R744(CO2)	-78.46	30.98	6.43	230.89	3.58***
R290(Propane)	-42.11	96.74	0.93	374.87	4.44
R717(Ammonium)	-33.33	132.25	1.00	1,262.25	4.03
R134a	-26.07	101.06	0.67	198.60	4.40
R404A	-46.50*	72.05	1.25	165.82	4.28
R410A	-51.70*	71.35	1.66	221.31	4.05
R32	-51.65	78.11	1.69	315.30	3.93
R1234yf	-29.45	94.70	0.68	163.29	4.56
R1234ze	-18.95	109.37	0.50	184.09	4.61

* Saturated liquid pressure

** Condensing temperature 55°C, Evaporating temperature 0°C,
Liquid temperature 35°C, Suction gas temperature 35°C

***High side pressure 9MPa, Gas temperature before expansion device 35°C

前述のように、冷媒の臨界温度は、冷凍機の設計において重要な指標である。すなわち、臨界温度の低い冷媒はその臨界温度以上で相変化を起こさず潜熱を利用することができない。このため冷凍機の放熱温度変化により、冷凍性能・効率が著しく影響を受けてしまう。CO₂冷媒は臨界温度が30.98℃であり常温域で臨界状態となることを考えると、取り扱いが困難な冷媒であると言える。また、CO₂冷媒は冷凍回路内の圧力が他の冷媒と比較して、約4倍から10倍高く、機器の耐圧設計や冷凍機の製造・メンテナンス時における冷媒の取り扱いに注意が必要である^[1-9]。したがって、CO₂冷媒を用いた冷凍機の開発では、これらの課題の解決が必要である。

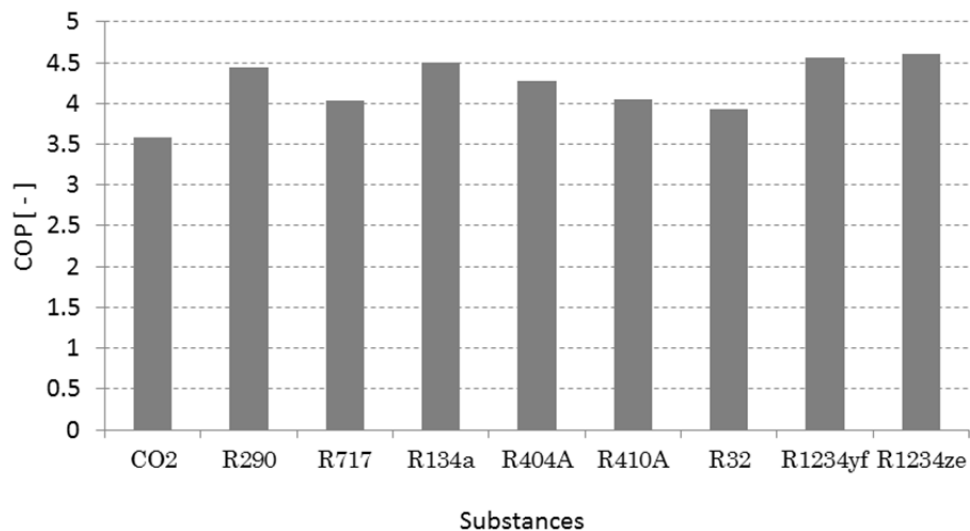


Fig. 1-3 Comparison of COP of relative refrigerant

また、臨界温度が他の冷媒よりも低いCO₂冷媒は、常温以上の周囲環境温度において冷凍機のエネルギー効率が低いという課題を有している。

Figure 1-3 には冷凍機の設置周囲温度を 35℃とした場合 (CO₂: 吐出圧力 9MPa, 膨張弁前温度 35℃, 蒸発温度 0℃, 吸入ガス加熱度 35℃, その他の冷媒:凝縮温度 55℃, 蒸発温度 0℃, サブクール 20℃, 吸入ガス加熱度 35K) の, 圧縮動力に対する冷凍効果の比 (COP) を示している. CO₂ 冷媒は炭化水素冷媒の R290 やフロン系冷媒である R1234yf や R1234ze と比べ約 20%効率が劣っていることが解かる. したがって CO₂ 冷媒を冷凍機器に用いる場合には臨界温度を考慮した温度・圧力の最適な設定が必要となる.

CO₂ 冷媒は毒性や可燃性が無く安全性が高いとして, 主に食品流通業界用冷凍機やヒートポンプ式給湯器への適用研究が行われ報告されている[11]. 一方で CO₂ 冷媒は既存のハイドロフルオロカーボンやハイドロカーボン, アンモニアに比べ, 冷媒の持つ熱物性値から見ても冷凍機の効率が低いという課題がある. この課題を解決する方策として, ハイドロフルオロカーボンと CO₂ 冷媒を使用したカスケードシステムが研究[12], 実用化されているが, ハイドロフルオロカーボンを使用するという点において温暖化対策として不十分であり, 更なる改善が必要となる.

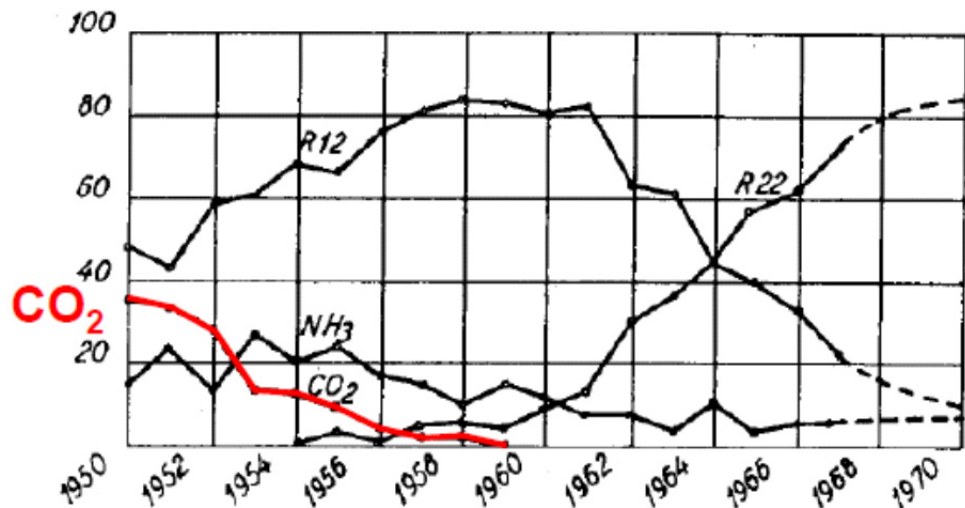
これまでの冷凍機の運転効率に関する研究においては, 評価条件を 1 点または複数の代表的な条件に定め, 他冷媒や他の冷凍システムと比較したものがほとんどで, 世界各地域の環境や年間の気候変動に対する冷凍機の効率比較を詳細に行った研究は見られない.

本研究では地球環境保全の観点から, ODP が 0 で, かつ GWP が 1 である CO₂ を冷媒として使用して, システムのエネルギー効率を最大化する内部熱交換器や運転圧力の設計などにより, 他の冷媒を用いた通常の冷

凍機と同等，あるいはより効率の高い冷凍機を開発することを目標とした．さらに，世界の気候条件を考慮した CO₂ 冷凍機の省エネルギー化を検討し，最適な運転圧力の条件設定を実現した．

1-3 CO₂ 冷凍システムの特徴と課題

CO₂ 冷媒の歴史は古く 1860 年代からその使用が始まった．しかしフロン系冷媒が開発され，普及を開始した 1950 年頃を境に，CO₂ 冷媒の使用が減少してきた[Fig.1-4]．ところが昨今のオゾン層破壊や地球温暖化などの環境問題や，冷媒の安全性の観点から CO₂ 冷媒の持つ特性が見直され，再び CO₂ 機器の研究・開発が行われるようになった．現在では多くの冷凍・冷蔵，そして給湯機器に CO₂ 冷媒が使用されている．



Refer from S.A. Andersen "Køleanlæg i skibe og på land" 1971

Fig. 1-4 Ratio of refrigerant of usage

CO₂冷媒を用いた冷凍システムは、既に食品流通業界の自動販売機^[1-13]や小型冷凍・冷蔵ショーケース^[1-14]、スーパーマーケットやコンビニエンスストアなどの冷凍機器^[1-15]、また大型食品工場^[1-16]やスケートリンクなどのスポーツ施設^[1-17]に使用されている。Figure1-5 および 1-6 は、CO₂冷媒が用いられている飲料自動販売機や小型冷蔵ショーケースの例である。



Fig. 1-5 Vending machine

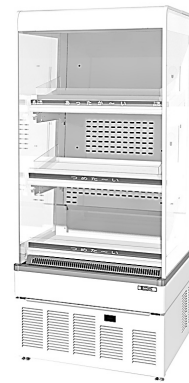


Fig. 1-6 Refrigerated showcase

以下では、様々な冷凍サイクルの特徴を示し、各々のサイクルにCO₂冷媒を用いる場合の課題をまとめる。

1-3-1 CO₂冷凍システムの特徴

(1) 単段冷凍サイクル

Figure 1-7の単段冷凍サイクルは清涼飲料用自動販売機や冷凍機

内蔵型小型ショーケースなどに用いられている。冷凍システムを構成するコンポーネントは冷媒圧縮機，放熱器（以降ガスクーラと言う），キャピラリチューブなどの膨張器と蒸発器からなる。冷凍システムのエネルギー効率改善のため，高圧側冷媒と低圧側冷媒を熱的にエネルギーの交換を行う内部熱交換器（IHEX）を取り付けることがある。冷凍システム構成が他の CO₂ 冷凍システムと比べて単純でコストが低いという特徴がある。一方で外気温が比較的高い地域に於いては，冷凍システムの効率が HFC システムよりも低くなる等の問題がある[1-17]。

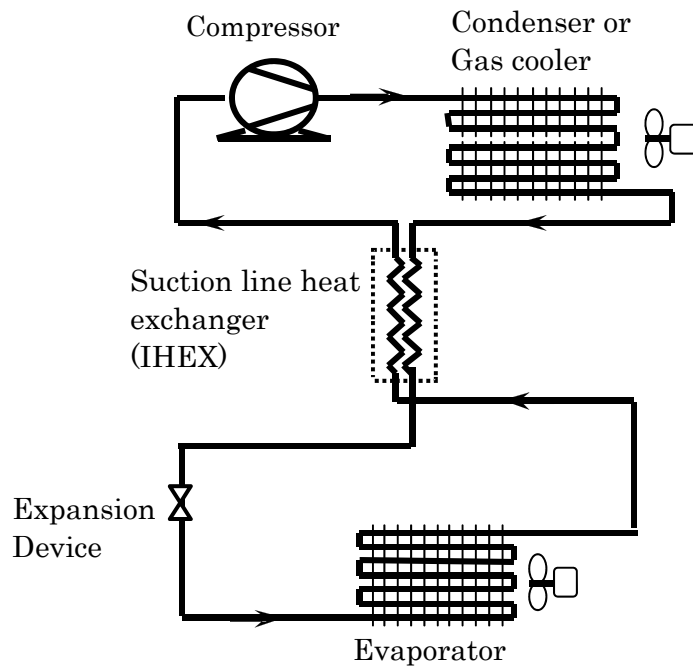


Fig. 1-7 Diagram of single cycle CO₂ refrigeration system

(2) カスケード式冷凍サイクル

Figure 1-8 のカスケード式冷凍サイクルは，これまで北欧地域を

中心に導入が進んできた。これらのシステムは高温側サイクルの冷媒に、フルオロカーボン系冷媒である R404A や R22 を使用する^[1-12]。低温側サイクルの冷媒には CO₂ が使用され、高温側のサイクルによって液化された冷媒が圧縮機やポンプなどにより冷蔵・冷凍ショーケースなどの蒸発器に循環される。高温側サイクルにフルオロカーボン系の冷媒を使用するのは、Figure 1-9 に示す様に CO₂ サイクルの場合外気温の上昇に伴い効率が低くなるためである。ここで CO₂ サイクルの吐出圧力は圧縮比の増加割合が R404A システムと同率なるように設定して計算した。

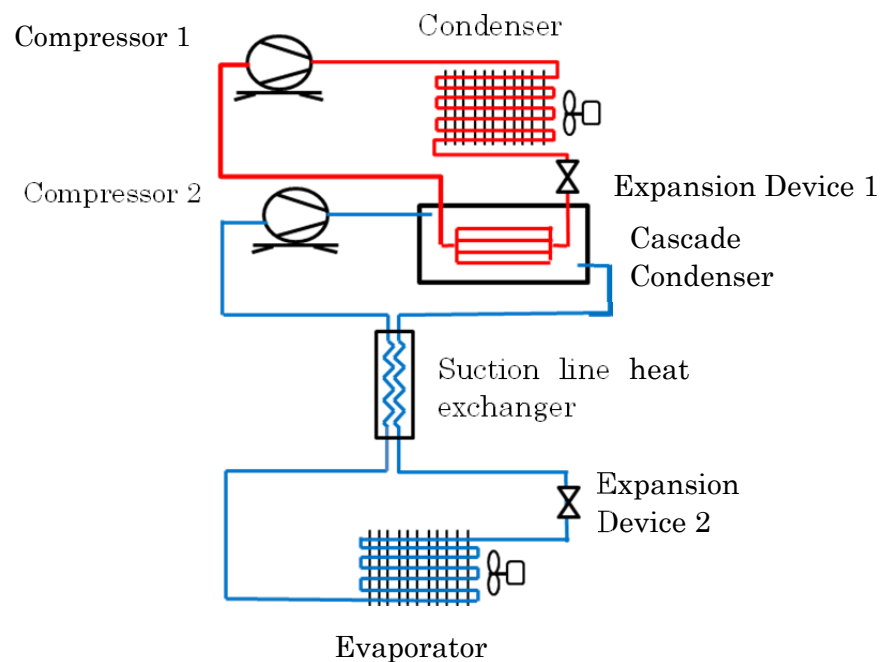
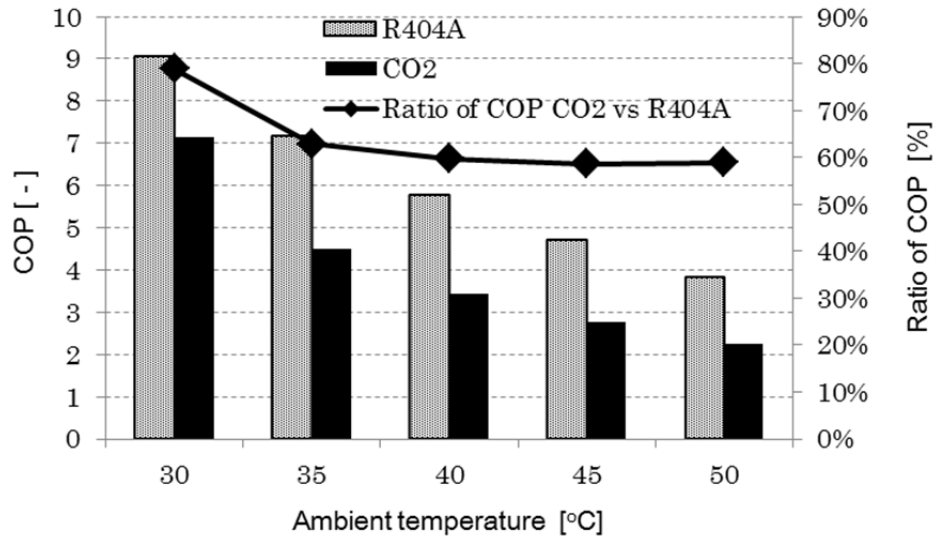


Fig. 1-8 Diagram of Cascade CO₂ refrigeration system



*Evaporating temperature 10°C, Sub cool 0K, Super heat 0K

Fig. 1-9 Effect of Ambient temperature to COP

(3) 二段圧縮式冷凍サイクル

二段圧縮式冷凍サイクルは TC（トランスクリティカル）サイクルとも呼ばれ欧州を中心に導入が進んでいる^[1-18]。この方式の冷凍サイクルは、Figure 1-10 に示すように、高段側圧縮機と低段側圧縮機が直列に接続され、それぞれの圧縮機の吸入側に各々蒸発器が接続されている。また、この冷凍サイクルは 2 つの異なる温度帯の蒸発温度を持つ。二段圧縮式冷凍サイクルは、高段側の吸入ガスと低段側の吐出ガスが合流され高段側圧縮機に吸入されるため、高段側蒸発圧力と低段側吐出圧力は同一圧力となるのが特徴である。

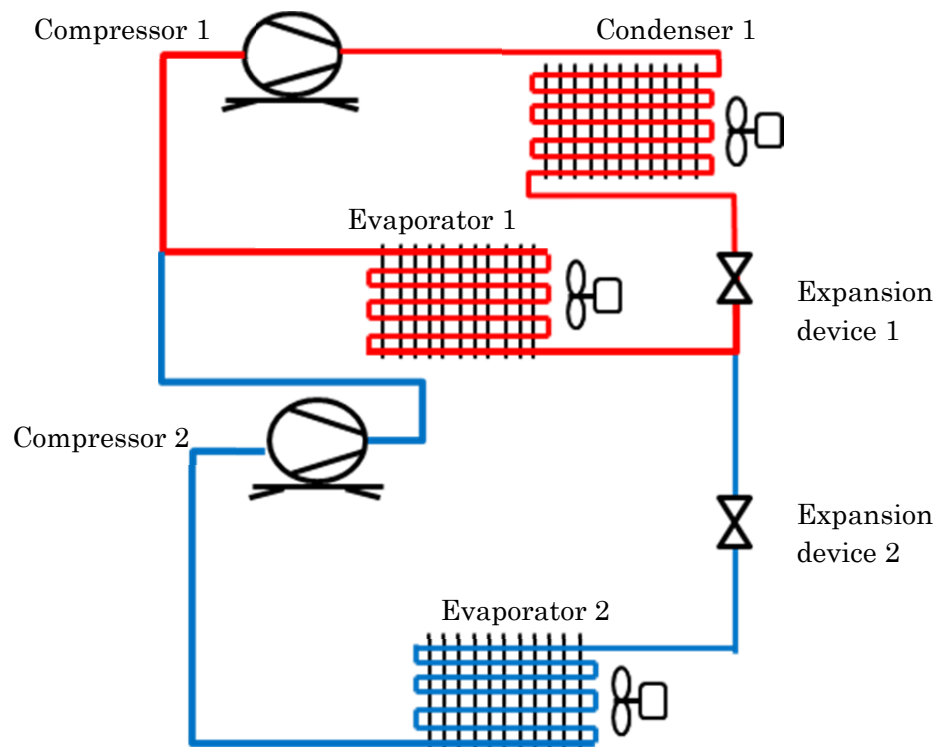


Fig. 1-10 Diagram of CO₂ 2stage compression system

上述のように様々な方式の冷凍サイクルが存在するが、これらのサイクルと、それに CO₂ 冷媒を用いた場合の特性を次項にまとめる。

1-3-2 CO₂ 冷凍システムの課題

(1) 単段冷凍サイクル

単段冷凍サイクルでは高圧側圧力・低圧側圧力といった機器の運転条件が外気温度などの周囲条件によって決定されてしまう。そのために圧縮機の全断熱圧縮効率などを最適にするような条件で運転することができない。また、CO₂ 冷媒をこのサイクルに用いた場合

は、ガスクーラなどの放熱器出口における冷媒エンタルピが外気温の上昇と共に上昇し、冷凍効果の減少、COPの低下につながってしまい、HFC冷媒を使用した機器に比べてCOPが劣るという課題がある。

(2) カスケード式冷凍サイクル

カスケード式冷凍サイクルでは低温側サイクルの放熱負荷は全て高温側サイクルの蒸発器に熱交換される。そしてこの熱負荷に高温側サイクルの圧縮動力が加算され、高温側サイクルの放熱器で外気に放熱される。従ってこのカスケード式冷凍サイクルでは高温側サイクルは低温側サイクルよりも機器が熱エネルギー的に大型になる。また、これまでの冷凍サイクルで用いられたように、高温側サイクルにHFC冷媒を使用するカスケード式冷凍サイクルは、冷媒による環境負荷への直接影響が高いという課題を持っている。

(3) 二段圧縮式冷凍サイクル

二段圧縮式冷凍サイクルでは高段側サイクルは単段冷凍サイクルの効率と同等となる。一方で、低段側サイクルでは圧縮機比が減少するので圧縮動力は低減され、COPの向上が図れる。しかし、単段冷凍サイクル同様に圧縮機の運転条件は外気温などの周囲温度により決定してしまう。このため、圧縮機の運転が熱収支の観点から決定され、全断熱圧縮効率が最適となる条件での運転条件の設定ができないという課題がある。このため、冷媒としてCO₂冷媒を用いる

場合、十分な性能を引き出すことが困難となる。また二段圧縮式冷凍サイクルでは、回路内に循環するすべての冷媒が高段側圧縮機により圧縮されるため、システム COP は高段側圧縮機の圧縮動力が支配的となる。

これまでの研究では、CO₂冷凍・冷蔵機器に対し上記3種を含む様々な冷凍サイクルが検討されてきた。しかしながら、カスケードシステムにおける高温側サイクルにもCO₂冷媒を使用した例はなかった。その理由は先にも述べたように、CO₂冷媒の持つ特性上、高温での放熱を伴うシステム COP がHFC系冷媒を使用した冷凍システムと比較し低いからである。

本研究では、まず単段CO₂冷凍システムに関して、効率向上を図るための改善を試みた。これに関しては2-1節で述べる。更に2-2節では圧縮機の運転条件を全断熱圧縮効率とガスクーラの放熱量と内部熱交換器の熱交換効率を考慮し、トータルシステムのCOP向上を図ることで、高温側サイクルにもCO₂冷媒を使用した実用化の可能性を見出した。更に、CO₂-CO₂カスケード式冷凍システム機器の設置される環境に合わせたシステム構成により、世界各地での年間を通じたCOPをHFC冷媒冷凍機と比較し、CO₂-CO₂カスケード式冷凍システムの世界各地域におけるCO₂冷媒機器の適用可能性を検証した。

参考文献

- [1-1] M.J.Molina, F.S.Rowland, *Nature*, **249**, pp810 (1974)
- [1-2] S.Chibachi, PRELIMINARY RESULT OF OZONE OBSERVATION AT SYOWA STATION FROM FEBRUARY 1982 TO JANUARY 1983, *Memoirs of National Institute of Polar Research. Special issue 34*, pp13-19, (1984)
- [1-3] 安藤満, フロンによる成層圏オゾン破壊の健康リスク評価, 日本衛生学会誌, **45**, 5, pp947 (1990)
- [1-4] 気象庁ホームページ:各種データ
<http://www.jma.go.jp/jma/menu/menureport.html> (accessed at 2017/11/3)
- [1-5] CLIMATE CHANGE 2014, Intergovernmental Panel on Climate Change Synthesis report, (2015)
- [1-6] 環境省報道発表資料, 平成 27 年度のフロン排出抑制法に基づく業務用冷凍空調機器からのフロン類充填量及び回収量等の集計結果について (2016/12/9)
- [1-7] United Nations Environment Program, International Standards in Refrigeration and Air-Conditioning, (2014)
- [1-8] 江馬眞, 納屋聖人, 吉田喜久雄, 永翁龍一: 冷媒の分解物の毒性評価, *Jpn. J. Environ. Toxicol.*, **12**,(1), pp1- 18, (2009)
- [1-9] 岩谷産業株式会社ホームページ: <http://www.iwatani.co.jp>
(accessed at 2017/11/05)

- [1-10] 日本冷凍空調工業会規格 : JRA4076, R744(CO₂)冷媒を使用した小形冷凍装置の安全基準 (2017)
- [1-11] 齋川路之,橋本克巳: 給湯用 CO₂ ヒートポンプサイクルの効率評価, 日本冷凍空調学会論文集 ,**18**, 3, pp217-223,(2017)
- [1-12] Alessandro da Silva, Enio Pedone Bandarra Filho, Arthur Heleno Pontes Antunes: Comparison of a R744 cascade refrigeration system with R404A and R22 conventional systems for supermarkets, Applied Thermal Engineering, **41**,pp30-35, (2012)
- [1-13] 山口幸雄, 坂口毅, 木村誠, 田近基孝: 自動販売機における CO₂ 冷媒の省エネルギー性評価,The International symposium on New refrigerants and Environmental Technology, (2006)
- [1-14] 山中正二,山崎晴久,井上英之,藤原一昭,長谷川説,西川弘,松本兼三,CO₂ 冷凍システムの開発,The International symposium on New refrigerants and Environmental Technology,pp1-6,(2004)
- [1-15] K. Miyagi, M. Kimura, J. Suda, Y. Hiji: Development of saving energy CO₂ refrigeration system for convenience store, The International symposium on New refrigerants and Environmental Technology ,pp53-58, (2014)
- [1-16] Daniel Sánchez a, Jorge Patiño a, Carlos Sanz-Kock a, Rodrigo Llopis a, Ramón Cabello a, Enrique Torrella: Energetic evaluation of a CO₂ refrigeration plant working in supercritical and subcritical conditions, Applied Thermal

Engineering, **66**, pp227-238, (2016)

[1-17] 寺島巖, Introduction of a new compressor “ NewTon3000” for refrigerated ware houses, The International symposium on New refrigerants and Environmental Technology , pp491-504, (2008)

[1-18] A.Hafner, S. Försterling, K. Banasiak: Multi-ejector concept for R-744 supermarket, International journal of refrigeration, 43, pp1-13,(2014)

第2章 CO₂冷凍システムの効率改善

2-1 単段 CO₂冷凍システムの効率改善

CO₂冷媒は Table 1-4 に示したように臨界温度が他の冷媒と比較して低い (30.978°C)。そのため、外気温が臨界温度を超える設置環境では冷凍装置のエネルギー効率が、現在市場で使用されている HFC 冷媒よりも低く、エネルギー消費に伴う CO₂ 排出によって温暖化影響 (間接影響) が高くなってしまう場合がある。その結果、冷媒放出による直接影響と間接影響を合計した LCCP (Life cycle climate potential) は HFC 冷媒よりも高くなる。よって、CO₂ 冷媒を蒸気圧縮式冷凍・冷蔵機器に使用すると地球温暖化対策の観点からは良い効果・対策とは言えないことになる。

しかし、CO₂ 冷媒はガスクーラにおける放熱過程やエバポレータにおける蒸発過程において HFC 系冷媒よりも熱伝達特性に優れている [2-1],[2-2]。また CO₂ 冷媒は HFC 冷媒と比較して密度が高く体積流量が少ないため、管内圧力損出が低いという特性を有している [2-3]。したがって、内部熱交換器(IHEX)による吸入ガスの加熱による圧力損出影響が少なく、内部熱交換器による COP 向上が図れる。次項で CO₂ 冷凍システムの IHEX の設計パラメータの適正化による COP 向上について述べる。

2-1-1 エネルギー効率を最大化する内部熱交換器の設計

CO₂ 冷凍システムの効率向上には、ガスクーラ出口の冷媒配管と蒸発器出口の冷媒を接触させエネルギー交換を行わせることで冷凍システムの

エネルギー効率を改善する内部熱交換器 (IHEX) を設置する手法が研究されている^[2-4].

IHEX では、膨張装置入口の冷媒のエンタルピを下げ冷凍効果を高める効果がある。しかしその反面、吸入ガスが加熱された結果圧縮行程の断熱圧縮での比エンタルピが増加し圧縮動力が増加する。よって、COP を向上させるためには冷凍効果の増加と圧縮動力の増加のバランスを考慮した IHEX の熱交換量の設計が必要となる。

Figure 2-1 に IHEX の内部構造を示す。IHEX はガスクーラ出口の高圧・高温側の冷媒配管を蒸発器出口の低圧・低温側の冷媒配管の内部に貫通させた二重管構造となっている。IHEX における熱交換量は、内部に貫通する高圧側配管の外側表面積、つまり IHEX の長さによって決定される。配管表面にフィンや溝加工をする方法もあるが、本研究ではそれら方法は考慮せず、平滑管として取り扱う。

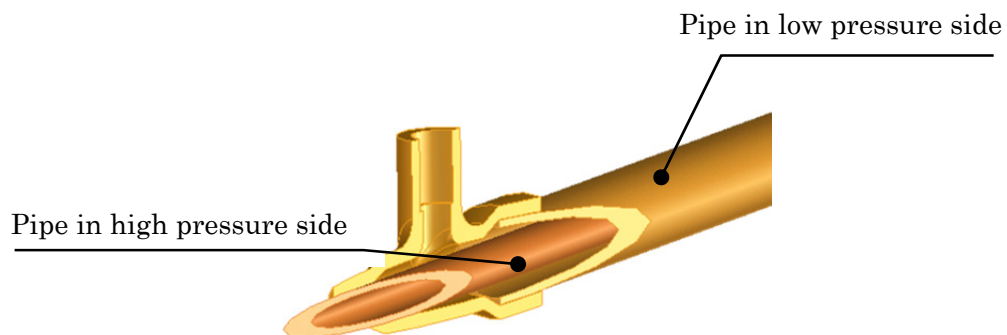


Fig. 2-1 Structure of internal heat exchanger

IHEX の熱交換量の変化による COP 向上効果を測定するために Figure 2-2 及び Figure 2-3 に示す測定装置で冷凍能力と圧縮機入力 of 測定を行い、COP を式 2-1 により算出した。

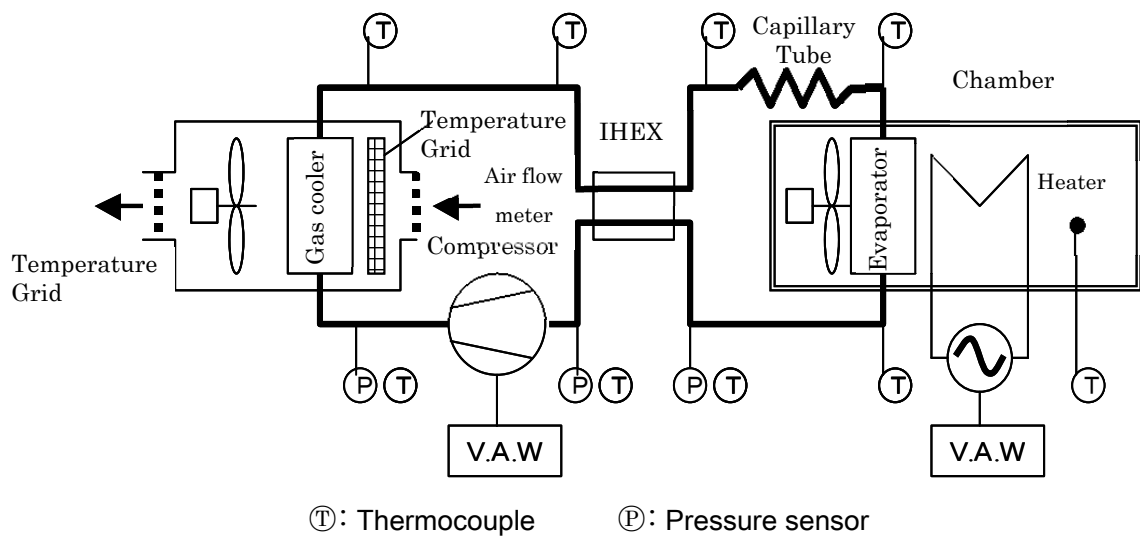


Fig.2-2 Schematic figure of test facility

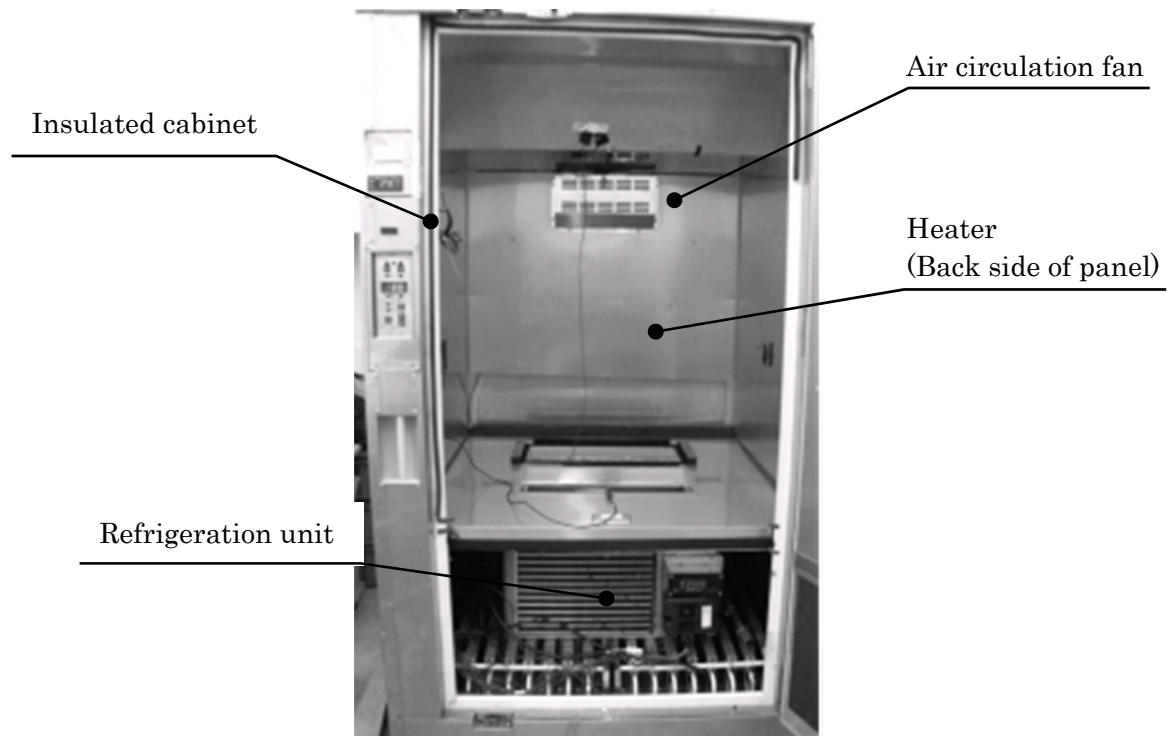


Fig. 2-3 Picture of test facility

$$COP = Q_{heater} / Q_{compressor} \quad (2-1)$$

Q_{heater} : Input power consumption of heater

$Q_{compressor}$: Input power consumption of compressor

Table 2-1 には冷凍機に使用した各コンポーネントの設計仕様を示す。圧縮機は単気筒の往復ピストン式でシリンダー容積は 1.8cc である。ガスクーラや蒸発器などの熱交換器はフィンアンドチューブ式で、フィンにはコルゲート加工が施されている。IHEX は二重管式で、ガスクーラ出口側の配管外径は 4.76mm、蒸発器出口側の配管外形は 9.53mm のものを用いた。

Table 2-1 Specification of refrigeration system

	Specifications
Compressor	Reciprocating 1.8cc, Single speed
Condenser (Gas cooler)	Fin&Tube 4Lx 2R, OD 5.0 mm Tube
Evaporator	Fin & Tube 4Lx 7R, OD 5.0mm Tube
Expansion Device	Capillary Tube
IHEX	OD 9.53mm, ID 4.76mm

実験で使用した計測機器は以下のとおりである。

- ・ 温度測定：T タイプ熱電対，分解能 0.5K
- ・ 冷媒圧力測定：圧力トランスデューサ， 精度 0.25%

計測データは計測周期 1s のデータロガーにより収集した。

また，周囲条件は夏期の条件を想定して外気温 32.0℃，湿度 60%RH にて測定を行った。

Figure 2-4 には IHEX の長さを 0mm から 500mm ピッチで 3,000mm まで変化させたときの COP の変化を示す。また内部熱交換器出口の高圧側・低圧側各々の温度を示す。

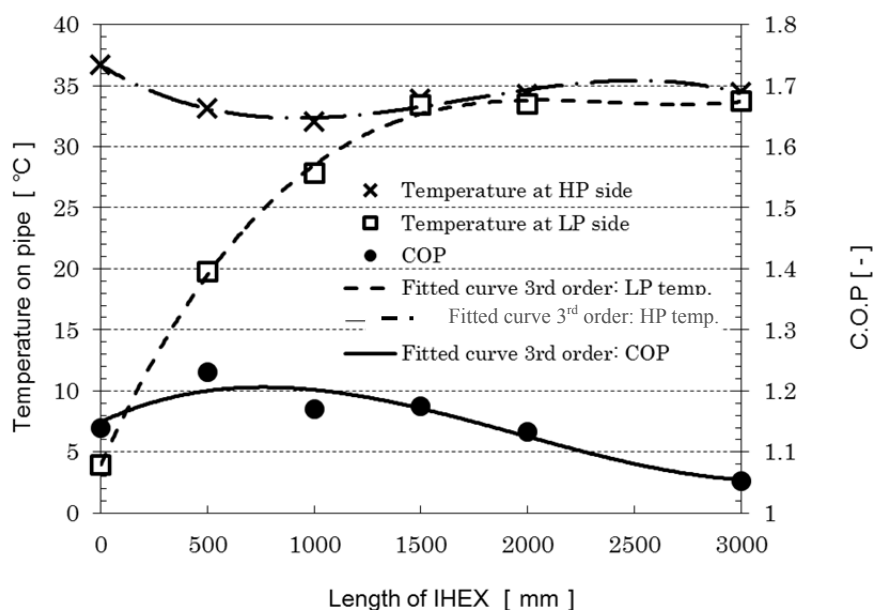


Fig. 2-4 Measured temperature and COP vs various length of IHEX

なお、COP に影響を与える CO₂ 冷媒の封入量に関しては、各内部熱交換器長さで COP が最大となるよう調整を行った。

熱交換が最大に行われた点は高圧側温度と低圧側温度がほぼ均一になった点であり、グラフから IHEX 長さ 1,500m 付近である。しかし、システムの最大 COP を示したのは IHEX 長さ 500mm から 1,000mm 付近であった。これは高圧側の冷媒配管温度が 1,000mm 付近で下限となっており、このときに冷凍能力が最大になっている。一方低圧側温度は 0mm から 1,500mm まで急激に温度上昇しており、圧縮機吸入ガス温度の上昇に伴い圧縮動力が上昇する。IHEX 長さ 1,500mm 以上では、圧縮機吸入

ガスが過熱され、圧縮行程の $\Delta h/\Delta P$ の増加に伴い COP が低下する。その結果最大の COP を示す IHEX 長さは 500mm から 1,000mm となったと考えられる。

2-1-2 単段 CO₂ 冷凍サイクルの効率の検証

2-1-1 項の実験結果をもとに、COP が最大となる内部熱交換器 (IHEX) の調整を行った単段 CO₂ システムについて HFC 系冷媒の R134a と R1234yf との効率についての比較を行った。HFC 冷媒の R134a は、現在小型冷蔵ショーケースなどに多く使用されている。また R1234yf は Table 1-3 に示すように、R134a の代替冷媒として開発された温暖化影響の少ない冷媒である。

各冷媒を使用した冷凍機の仕様を Table 4-2 に示す。各仕様において熱交換器やファンモータなど機器の性能に影響を与える部品類は極力同一性能または同一仕様となる様に設計した。凝縮器 (ガスクーラ) と蒸発器のチューブ径は、HFC 冷媒と CO₂ 冷媒の体積流量を考慮して HFC 用が $\phi 9.53\text{mm}$ 、CO₂ 用は $\phi 5.0\text{mm}$ とした。

Figure 2-5 及び Figure 2-6 には CO₂ 及び HFC 系冷媒の冷凍装置外観図を示す。なお、実験には Figure 2-2, 2-3 に示す 2-1-1 と同じ実験装置を使用して計測を行った。試験条件の設定は小型冷蔵ショーケースの圧縮機がほとんど運転されない冬季条件を除き、春季・秋季から夏季を想定して設定した。Table 2-3 に試験条件を示す。

Table 2-2 Specification of refrigeration system

	CO ₂ system	R1234fy system	R134a system
Compressor	Reciprocating 1.8cc Single speed	Reciprocating 12cc Single speed	Reciprocating 12cc Single speed
Condenser (Gas cooler)	Fin&Tube 4Lx 2R OD 5.0 mm Tube	Fin&Tube 3Lx 10R OD 9.53mm Tube	Fin&Tube 3Lx 10R OD 9.53mm Tube
Evaporator	Fin &Tube 4Lx 7R OD 5.0mm Tube	Fin &Tube 4Lx 6R OD 7.93mm Tube	Fin &Tube 4Lx 6R OD 7.93mm Tube
Expansion Device	Capillary Tube*	Mechanical Expansion Valve	Mechanical Expansion Valve
IHEX	L 500mm OD 9.53mm ID 4.76mm	L 500mm OD 9.53mm ID 4.76mm	L 500mm OD 9.53mm ID 4.76mm

* Mechanical expansion valve for CO₂ was not available at this moment

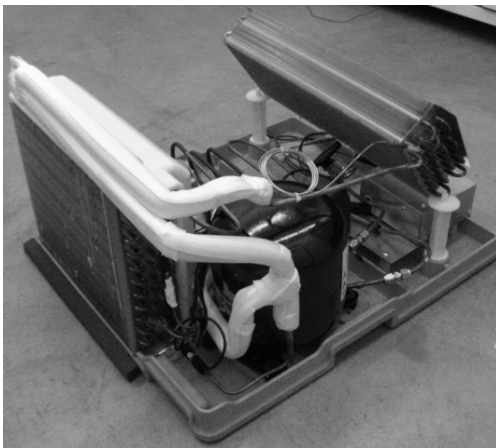


Fig. 2-5 CO₂ refrigeration system

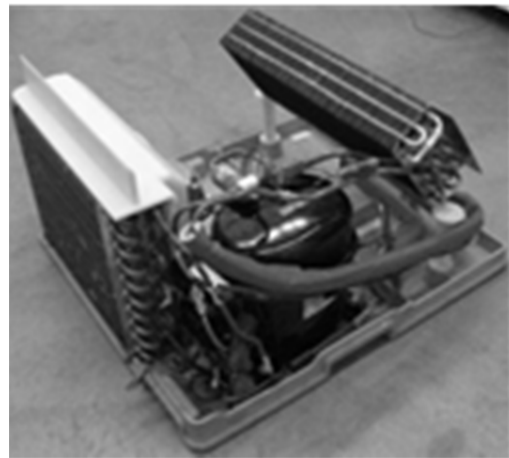


Fig. 2-6 HFC refrigeration system

Table 2-3 Test condition to compare the COP

	Ambient temperature	Humidity
Condition B	15.0°C	60%RH
Condition C	24.0°C	60%RH
Condition D	32.0°C	60%RH
Condition E	40.0°C	75%RH

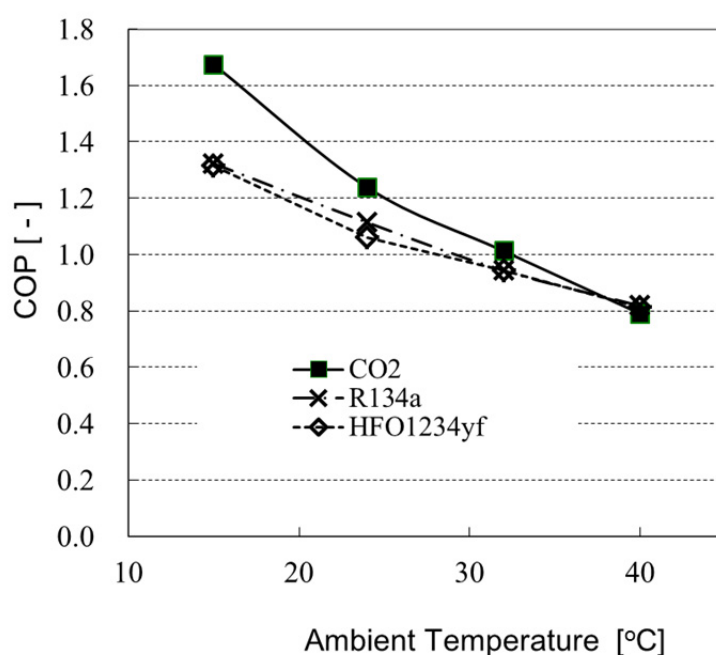


Fig. 2-7 COP vs. ambient temperature

Figure 2-7 に実験により得られた COP の比較を示す。外気温 15°C, 24 °Cにおいて CO₂ システムの効率が HFC システムに比べて全体的に高く、外気温 15°Cでは約 30%, 外気温 24°Cでは約 10%高い結果となった。ただし、外気温が CO₂ 冷媒の臨界温度を超える 32°C 条件においては COP が同等であった。冷媒特性上 CO₂ 冷媒は HFC 系冷媒よりもこの温度帯では効率が低いが、IHEx による COP 向上及び CO₂ 冷媒の優れた熱伝達

特性により COP が HFC 系冷媒を上回る結果となったと考えられる。一方で、Figure 2-7 に示したように、外気温 40°C では CO₂ 冷媒は他に冷媒と比較し急激に効率が低下するため、CO₂ システムの COP は HFC 冷媒システムに対し、3% 程度効率が低いという結果となった。

本章で示したように、CO₂ 冷媒システムで HFC 冷媒システムに勝る環境性能とするためには高外気温での COP 向上のための冷媒システムの研究が必要である。次項では、高外気条件での COP を向上させるためにカスケード式冷凍システムの検討を行ったのでその効果について議論する。

2-2 CO₂-CO₂カスケード式冷凍システムの開発

超臨界 CO₂ 冷凍システムの効率改善については、多くの研究がなされそのエネルギー効率改善への効果が報告されている [2-5],[2-6],[2-7],[2-8][2-9],[2-10]。しかしながら、これらの研究では CO₂ 冷媒をカスケード冷凍システムの低温側に使用し、高温側では依然として GWP の高い HFC 冷媒またはアンモニアが使用されている [2-11],[2-12]。更にこれまでの研究では周囲温度を 50°C まで拡大して検討された例はない。過去の気温データから外気温度が 50°C となることは想定しにくいものの、実際の冷凍機設置環境は直射日光のあたるコンクリートやアスファルトの上、建物の屋上で周囲温度が 50°C を超えることがある事が著者らの調査によって確認されているため、本研究では高温サイクル側にも CO₂ 冷媒を使用した CO₂-CO₂カスケードシステムを、これら実際の冷凍機の使

用状況を考慮して周囲温度 50°Cまでを考慮にいたした検討を行った。
COP の比較対象としては、現在市場で主として使用されている R404A シングルサイクルの冷凍システム、CO₂ シングルサイクル冷凍システムと高温側に R404A を使用し R404A-CO₂ カスケード冷凍システムについて検討を行い、本研究で新たに開発した CO₂-CO₂ カスケード式冷凍システムの有効性を明らかにする。

2-2-1 冷凍サイクルの COP シミュレーション

、以下の 4 種の冷凍システムについて COP のシミュレーションを行い、CO₂-CO₂ カスケード式冷凍システムとの効率の比較を行った。シミュレーション条件の詳細は各項目毎に記載する。

- (1) R404A 単段冷凍システム
- (2) CO₂ 単段冷凍システム
- (3) R404A-CO₂ カスケード式冷凍システム
- (4) CO₂-CO₂ カスケード式冷凍システム

(1) R404A 単段冷凍システム

現在市場に設置されている CVS 用の主な冷凍装置は、単段冷凍サイクルにより構成されており、冷媒は R404A が使用されている。単段冷凍サイクルには、Figure 2-8 のように、圧縮機・凝縮器・蒸発器と膨張弁が含まれている。蒸発器と膨張弁は CVS 内に設置されるショーケースにより様々であるが、本研究では条件を一定とするため、蒸発器

と膨張弁はサイクル内に各々一台とした。Figure 2-9 には R404A 単段冷凍サイクルの標準的な $T-h$ 線図を示す。図中の数字は Figure 2-8 冷凍サイクルの各点に対応している。Point 1 は圧縮機入口、2 は圧縮機出口、3 はコンデンサ出口、4 は蒸発器入口、5 は蒸発器出口で各々の冷媒の状態を示している。冷凍サイクルの運転条件を Table 2-4 に示す。また、ここで凝縮温度 (T_c)、蒸発器出口から圧縮機吸入までの加熱度 (T_{sh}) と、凝縮器出口の過冷却度 (T_{sub}) は冷凍機の計算条件で一般的に使用される条件と同一 ($T_{sh}=5^{\circ}\text{C}$, $T_{sub}=5^{\circ}\text{C}$) に設定した。システムの冷凍能力は、単位時間当たりの冷媒循環重量と蒸発器入口部と出口部における冷媒の持つ比エンタルピの積によって求められる (式 2-2)。また冷媒の循環に必要な圧縮動力は圧縮機吐出部と吸入部の冷媒が持つ比エンタルピと、冷媒循環重量及び圧縮機固有の全断熱圧縮効率の積によって求められる (式 2-3)。この全断熱圧縮効率は Figure 2-10 のように、圧縮による冷媒の高圧部圧力と低圧部圧力の比によって変化することが実験によって求められている。

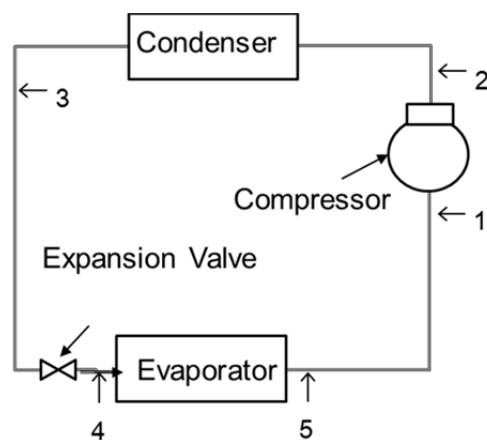


Fig. 2-8 Configuration of single refrigeration system for HFC404A refrigerant

冷凍システムの効率を示す COP は、式 2-4 に示す、圧縮動力と冷凍能力の比で求められる。計算結果とその他の冷凍システムとの効率の比較については 2-2-2 項で述べる。

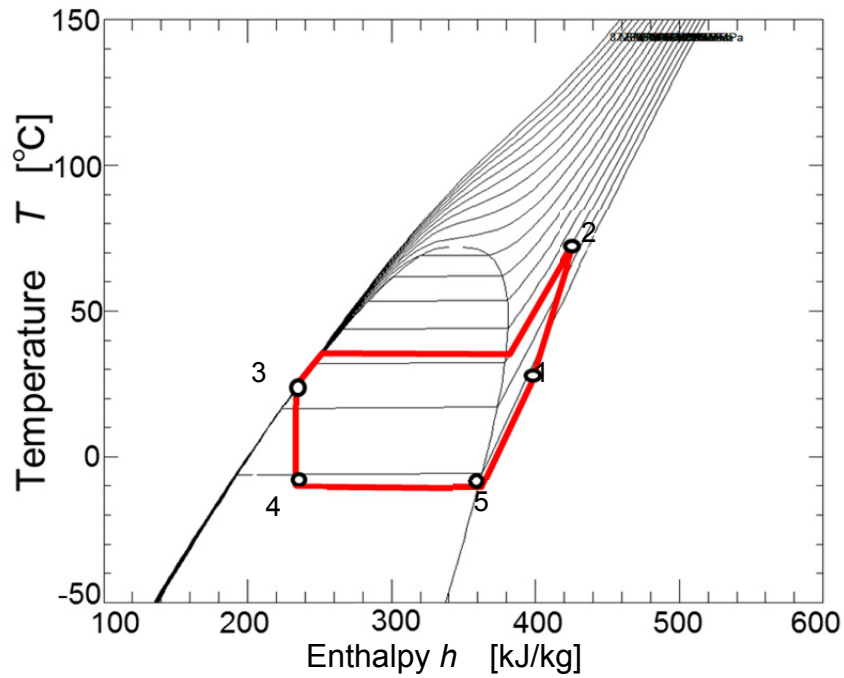


Fig. 2-9 T - h diagram of single refrigeration system for R404A refrigerant

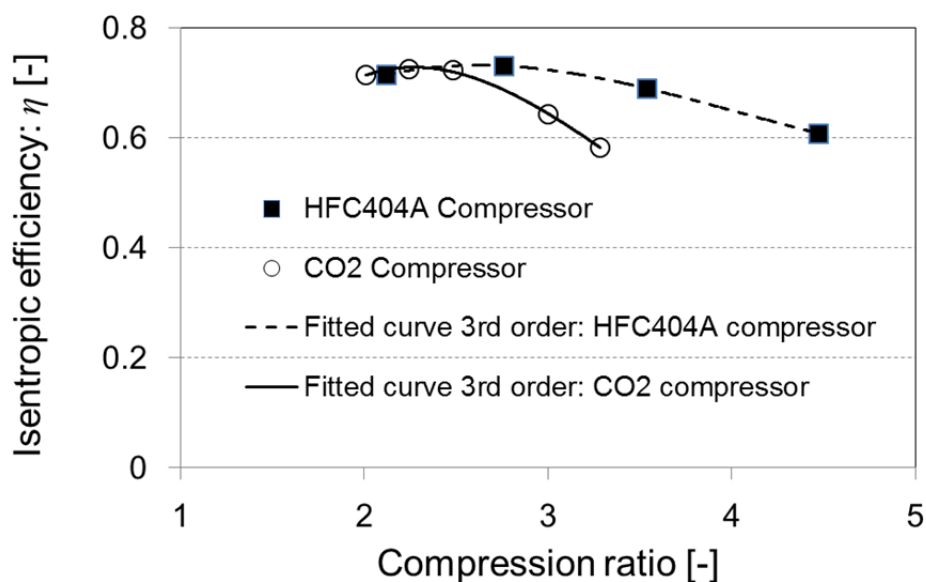
Table 2-4 Parameter of single refrigeration system for R404A refrigerant.

T_a [°C]	T_c [°C]	T_{sub} [°C]	T_e [°C]	T_{sh} [°C]
10.0	20.0	5.0	-5.6	25.0
20.0	30.0	5.0	-5.6	25.0
30.0	40.0	5.0	-5.6	25.0
40.0	50.0	5.0	-5.6	25.0
50.0	60.0	5.0	-5.6	25.0

$$\dot{Q} = \dot{M} \cdot (h_5 - h_4) \quad (2-2)$$

$$\dot{W} = \dot{M} \cdot (h_2 - h_1) / \eta \quad (2-3)$$

$$COP = \frac{Q}{W} = \frac{h_5 - h_4}{(h_2 - h_1) \cdot \eta} \quad (2-4)$$



(2-4)Fig. 2-10 Isentropic efficiency vs Compression ratio

(2) CO₂ 単段冷凍システム

単段の冷凍システムは一般的な HFC 冷媒の冷凍システムと同様に、Figure 2-11 示すように、圧縮機・ガスクーラ（放熱器）・蒸発器及び膨張弁によって構成される。Figure 2-12 には CO₂ 単段冷凍サイクルの標準的な $T-h$ 線図を示す。図中の数字は Figure 2-11 冷凍サイクルの各点に対応している。Point 1 は圧縮機入口、2 は圧縮機出口、3 はガスクーラ出口、4 は膨張器入口、5 は蒸発器入口、6 は蒸発器出口で、各々の冷媒の状態を示している。CO₂ 冷媒を使用した冷凍システムを超臨界サイクルで運転する場合 2-1-1 項で示したようにガスクーラ出

口の冷媒と蒸発器出口の冷媒を熱交換させる内部熱交換器を設置する。冷凍システムにおけるシミュレーションに用いた条件を Table 2-5 に記す。CO₂冷媒は他冷媒に比べ臨界温度が低いため、吐出圧力 (P_d) は 6.0 MPa から 12.0 MPa の範囲とした。吸入圧力 (P_s) は冷蔵に必要な温度を得るため、蒸発温度-5.6°C時の飽和蒸気圧 3.0 MPa 一定とした。また、内部熱交換器 (IHEX) での熱交換量は 0%、すなわち IHEX を設置しない場合から、Figure 2-12, point3 に示す高压側の高温冷媒と、Figure 2-12, point6 に示す低压側の低温冷媒の温度差から得られるエンタルピ差の最大値を IHEX における熱交換量を 100%として計算を実施した。CO₂ 冷凍サイクルに使用する圧縮機の全断熱圧縮効率 は、Figure 2-10 で示した圧縮比に対する理論動力と実験により得られた実動力の比から算出した。冷凍サイクルの COP の算出は式 2-7 によって算出できる。

$$W = \dot{M} \cdot (h_2 - h_1) / \eta \quad (2-5)$$

$$Q = \dot{M} \cdot (h_6 - h_5) \quad (2-6)$$

$$\begin{aligned} COP &= Q/W \\ &= (h_6 - h_5) \cdot \eta / (h_2 - h_1) \end{aligned} \quad (2-7)$$

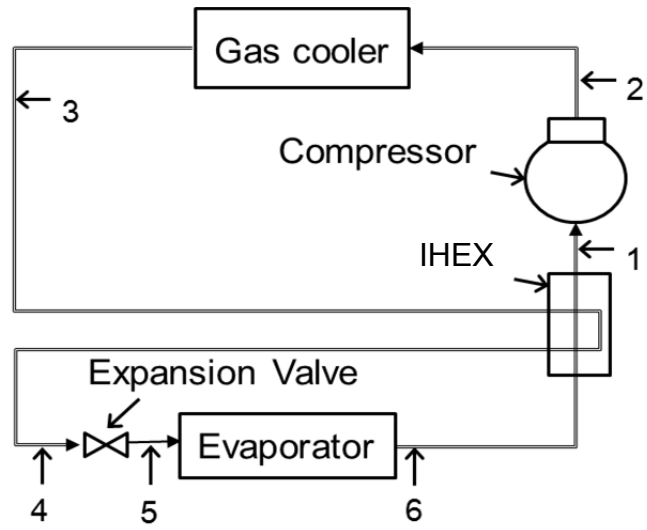


Fig. 2-11 Configuration of single refrigeration system for CO₂ refrigerant

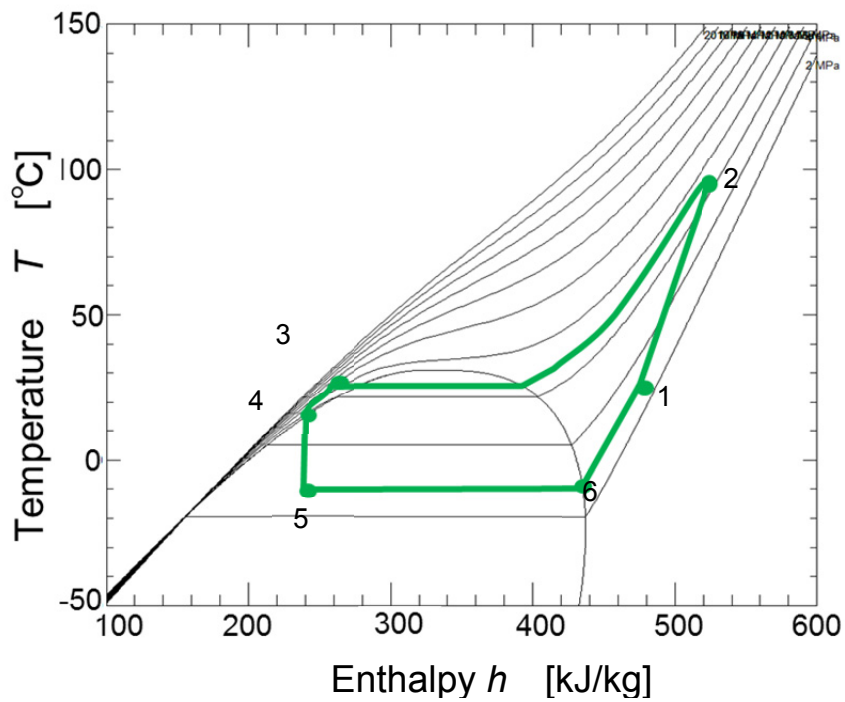


Fig. 2-12 T - h diagram of single refrigeration system for CO₂ refrigerant

Table 2-5 Parameter of Single refrigeration system for CO₂ refrigerant

T_a [°C]	P_d [MPa]	P_s [MPa]	T_1 [°C]	T_3 [°C]
10.0	6.0~12.0 (1.0 pitch)	3.0	-5.6, 0.2, 5.3, 10.0, 14.3, 18.3	10.0
20.0	6.0~12.0 (1.0 pitch)	3.0	-5.6, 0.2, 5.3, 10.0, 14.3, 18.3	20.0
30.0	6.0~12.0 (1.0 pitch)	3.0	-5.6, 0.2, 5.3, 10.0, 14.3, 18.3	30.0
40.0	6.0~12.0 (1.0 pitch)	3.0	-5.6, 0.2, 5.3, 10.0, 14.3, 18.3	40.0
50.0	6.0~12.0 (1.0 pitch)	3.0	-5.6, 0.2, 5.3, 10.0, 14.3, 18.3	50.0

(3) R404A-CO₂カスケード冷凍システム

カスケード冷凍サイクルは各々独立した高温側冷凍サイクルの蒸発器と低温側冷凍サイクルの放熱器を熱交換させ構成される冷凍サイクルである。各々の冷凍サイクルには単段冷凍サイクルと同様に、圧縮機・放熱器・蒸発器と膨張器が設置される。高温側の蒸発器と低温側の放熱器にはプレート熱交換器を使用し熱交換をさせる構造となっている。本研究では高温側冷凍サイクルの冷媒には R404A を使用し、低温側冷凍サイクルには CO₂ 冷媒を使用する。また、低温側冷凍サイクルには内部熱交換器を設置し、膨張弁入口温度が圧縮機入口温度以上の条件において ($T_4 \geq T_1$) その熱交換効率について $T_f=22.0^\circ\text{C}$ の時、蒸発器出口 h_6 と圧縮機入口 h_1 のエンタルピ差 (h_1-h_6) がガスクラ出口 h_3 と膨張器入り口 h_4 のエンタルピ差 (h_3-h_4) と等しくなる場合を 100% として、0% から 100% までを考慮したシミュレーションを実施した。CO₂ 冷媒は放熱器に供給される熱交換媒体温度が CO₂ の臨界温度 (30.7°C) を超えると冷凍機のエネルギー効率が急激に悪化する。

そのため一般的に高温側の冷凍サイクルには冷凍機の周囲温度が高い状態においても亜臨界状態で運転ができる冷媒, 例えば R404A を使用する. CO₂ 冷媒を使用した低温側冷凍サイクルでは, 放熱を高温側冷凍サイクルの蒸発温度近傍に制御することができるため CO₂ 冷凍サイクルであっても亜臨界サイクルで運転ができる. また, 本研究では低温側冷凍サイクルの圧縮機と放熱器間にサブクーラを設置した. これにより低温側冷凍サイクルから高温側冷凍サイクルへの熱交換量を削減し高温側冷凍サイクルの稼働率を低減することによるエネルギー消費効率を増加できる. R404A-CO₂ カスケード冷凍システムの構成図を Figure 2-13 に, Figure 2-14 に T - h 線図上に示す. T - h 線図上の point1 から point7 は低温側サイクル上の冷媒の状態を示し, 各々の点は point1 が圧縮機入口 (低圧側 IHX 出口), point2 は圧縮出口 (プリクーラ入口), point3 はガスクーラ入口, point4 はガスクーラ出口 (高圧側 IHX 入口), point5 は膨張器入口, point6 は蒸発器入口, そして point7 は蒸発器出口 (低圧側 IHX 入口) での CO₂ 冷媒の状態を示している. Point8 から point12 は高温側サイクル上の冷媒の状態を示し, 各々の点は point8 が圧縮機入口, point9 は圧縮出口 (コンデンサ入口), point10 はコンデンサ出口 (膨張器入口), point11 は蒸発器入口, point12 蒸発器出口での R404A 冷媒の状態を示している.

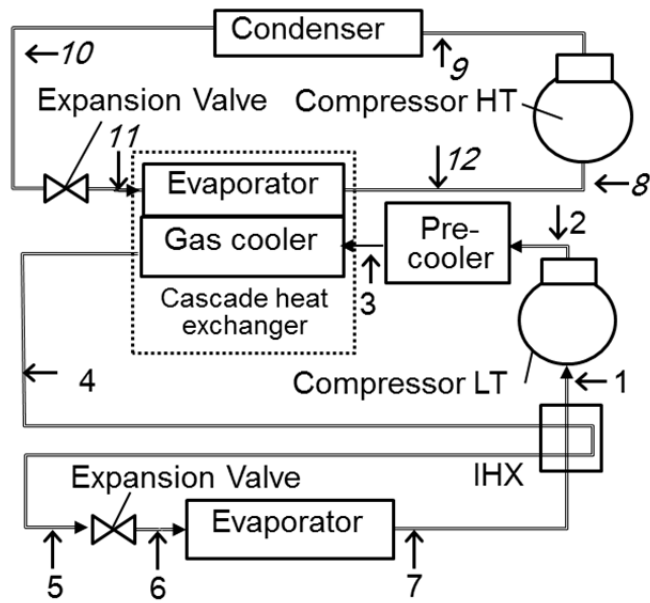


Fig. 2-13 Configuration of R404A- CO₂ cascade refrigeration system

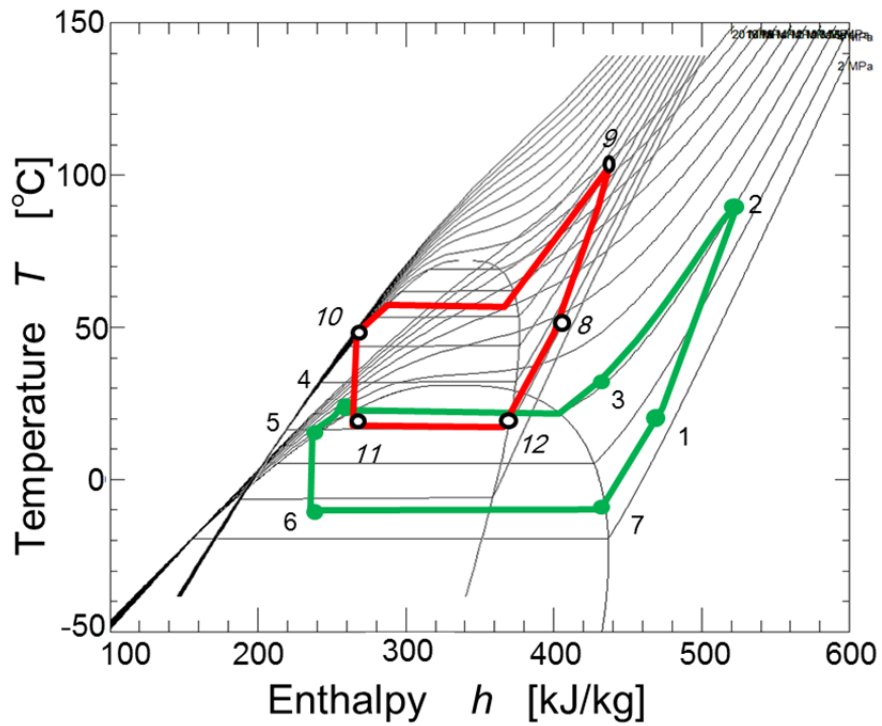


Fig. 2-14 T - h diagram of HFC404A- CO₂ cascade refrigeration system

システム COP 算出のための条件を Table 2-6 に示す。カスケード熱交換器の高温側蒸発温度と低温側の凝縮温度差は 2°C とした。これは、温度差拡大に伴う圧縮動力の増加と温度差縮小による熱交換能力不足を考慮したためである。高温側冷凍サイクルの蒸発温度 (T_e) 設定の上限は低温側冷凍サイクルに使用する CO₂ 冷媒の臨界温度 (30.7°C) 以下とした。

Table 2-6 Parameter of HFC404A- CO₂ cascade refrigeration system

T_a [°C]	T_c [°C]	T_{sub} [°C]	T_e [°C]	T_{sh} [°C]	P_{dLT} [MPa]	P_{sLT} [MPa]	T_1 [°C]	T_3 [°C]
10.0	20.0	5.0	3.3	5.0	4.0 ~12.0 (1.0 pitch)	3.0	-5.6, 0.2, 5.3, 10.0, 14.3, 18.3, 22.0	10.0
20.0	30.0	5.0	3.3, 12.3	5.0	4.0 ~12.0 (1.0 pitch)	3.0	-5.6, 0.2, 5.3, 10.0, 14.3, 18.3, 22.0	20.0
30.0	40.0	5.0	3.3, 12.3, 26.7	5.0	4.0 ~12.0 (1.0 pitch)	3.0	-5.6, 0.2, 5.3, 10.0, 14.3, 18.3, 22.0	30.0
40.0	50.0	5.0	3.3, 12.3, 26.7	5.0	4.0 ~12.0 (1.0 pitch)	3.0	-5.6, 0.2, 5.3, 10.0, 14.3, 18.3, 22.0	40.0
50.0	60.0	5.0	3.3, 12.3, 26.7	5.0	4.0 ~12.0 (1.0 pitch)	3.0	-5.6, 0.2, 5.3, 10.0, 14.3, 18.3, 22.0	50.0

R404A-CO₂ カスケード冷凍サイクルの冷凍能力および消費電力は、式 2-8 から 2-11 によって算出できる。低温側冷凍サイクルの冷凍能力 (Q_{LT}) は、低温側冷凍サイクルにおける冷媒循環重量と蒸発器出口 (Fig. 2-14 中の point 7, h_7) - 入口 (Fig. 2-14 中の point 6, h_6) 間の比エンタルピ差によって得ることができる。式 8 に示されるように高温側冷凍サイクルの冷凍能力は低温側冷凍サイクルからの排熱量と等しくなり、高温側冷凍サイクルの消費動力はカスケード式熱交換器における熱交換量 (Fig. 2-14 中の point 3, h_3 and point 4, h_4) と高温

側冷凍サイクルの冷凍能効果 (Fig. 2-14 中の point 7, h_7) の比によって決定される。よって、R404A-CO₂カスケード冷凍システムのシステム COP は式 2-12 により算出することができる。

$$Q_{LT} = \dot{M}_{LT} \cdot (h_7 - h_6) \quad (2-8)$$

$$Q_{HT} = \dot{M}_{HT} \cdot (h_{12} - h_{11}) \quad (2-9)$$

$$= \dot{M}_{LT} \cdot (h_3 - h_4)$$

$$W_{LT} = \dot{M}_{LT} \cdot (h_2 - h_1) / \eta_{LT} \quad (2-10)$$

$$W_{HT} = \dot{M}_{HT} \cdot (h_9 - h_8) / \eta_{HT} \quad (2-11)$$

$$COP = Q_{LT} / (W_{LT} + W_{HT}) \quad (2-12)$$

Figure 2-15, 及び Figure 2-16 に R404A-CO₂カスケード冷凍システムのシミュレーション結果を示す。最も高い COP が得られた低温側冷凍システムの吐出圧力は、外気温度 10°C (T_{a10}) において 5MPa, 外気温 20°C (T_{a20}) では 6MPa, 外気温 30°C (T_{a30}) では 4MPa, 外気温 40°C (T_{a40}) では 5MPa, そして外気温 50°C (T_{a50}) では 5MPa となった。この結果から、低温側冷凍サイクルにおける CO₂ 冷凍サイクルの吐出圧力は、臨界圧力以下でカスケード冷凍サイクルの COP が最も高くなることがわかる。

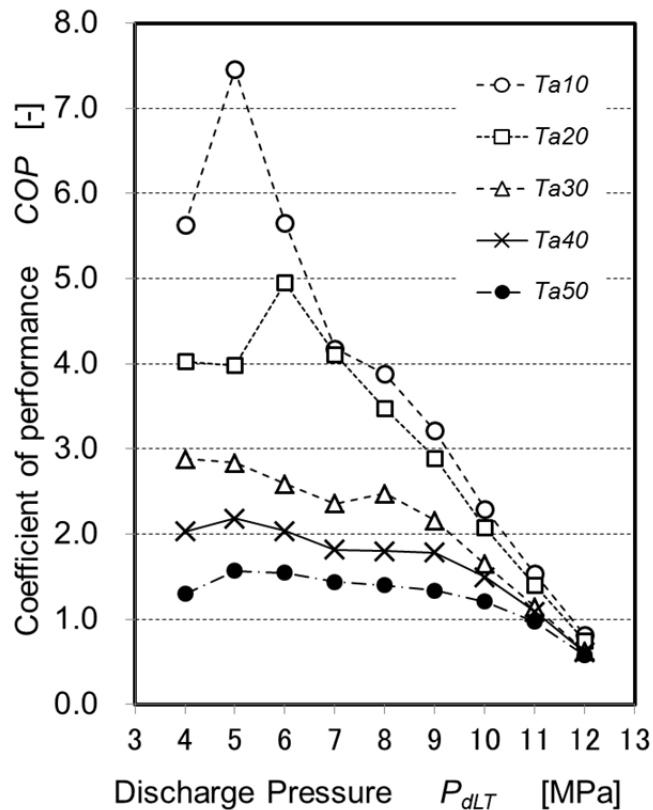


Fig. 2-15 COP of R404A-CO₂ cascade refrigeration system vs. discharge pressure

単段冷凍サイクルにおいては、外気温の低下に伴う放熱能力の向上、吐出圧力低下に伴う圧縮動力の低減により COP は改善される。しかし、本研究において、R404A-CO₂カスケード冷凍システムの低温側冷凍サイクルでは吐出圧力の低下と COP の向上に線形的な相関は得られなかった。これは、外気温 20℃以下の条件では、サブクーラの放熱能力が充分であり、高温側サイクルへの放熱量が抑えられるために、高段側サイクルの消費動力が低減する。一方で、低温側サイクルの吐出圧力の低下は高温側サイクルの吸入圧力低下・圧縮比増加を伴い、高温側圧縮機の圧縮動力が増加するという影響がある。更に Figure 2-10

に示すように、圧縮機の全断熱圧縮効率是非線形であり、圧縮比 2 以上では全断熱圧縮効率が低下する。これによって圧縮動力が増加するため低温側サイクルの吐出圧力低下と COP の向上には線形的な相関とならないと考えられる。

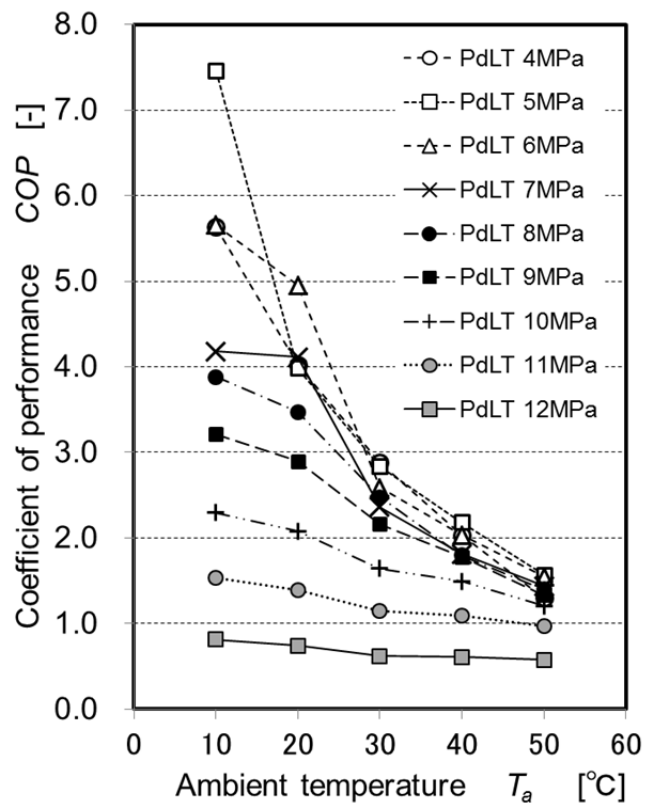


Fig. 2-16 COP of R404A-CO₂ cascade refrigeration system vs. ambient temperature

(4) CO₂-CO₂カスケード式冷凍システム

先に述べたように、CO₂冷媒は高外気温における冷凍システム効率が他の冷媒と比較して優れていない。このため、Figure 2-17 に示すよ

うな、高温側冷凍サイクル及び低温側冷凍サイクルともに CO₂冷媒を使用したカスケード式冷凍サイクルはこれまで研究されていない。本研究では、運転圧力の適正化による CO₂-CO₂カスケード式冷凍サイクルの効率向上について検討を行った。高温側冷凍サイクルには、圧縮機・放熱器としてのガスクーラ、IHEX、膨張器及びプレート式蒸発器が設置されている。低温側冷凍サイクルには圧縮機とサブクーラ、放熱器としてのプレート式ガスクーラ、IHEX、膨張器と蒸発器が設置されている。Figure 2-18 は CO₂-CO₂カスケード式冷凍サイクルの *T-h* 線図、Figure 2-19 は *P-h* 線図である。*T-h* 線図上の point1 から point7 は低温側サイクル上の冷媒の状態を示し、各々の点は point1 が圧縮機入口(低圧側 IHEX 出口), point2 は圧縮出口(プリクーラ入口), point3 はガスクーラ入口, point4 はガスクーラ出口(高圧側 IHEX 入口), point5 は膨張器入口, point6 は蒸発器入口, そして point7 は蒸発器出口(低圧側 IHEX 入口)での CO₂冷媒の状態を示している。Point8 から point13 は高温側サイクル上の冷媒の状態を示し、各々の点は point8 が圧縮機入口, point9 は圧縮出口(ガスクーラ入口), point10 はガスクーラ出口(高圧側 IHEX 入口), point11 は膨張器入口, point12 は蒸発器入口, point13 蒸発器出口(低圧側 IHEX 出口)での RCO₂冷媒の状態を示している。

Figure 2-18 中の Point1-7, Point 8-13 に示される高温側冷凍サイクルと低温側冷凍サイクルに設置した内部熱交換器の効果は、R404A-CO₂カスケード式冷凍サイクルと同様に、熱交換量を 0%から 100%までを考慮して検討を行った。

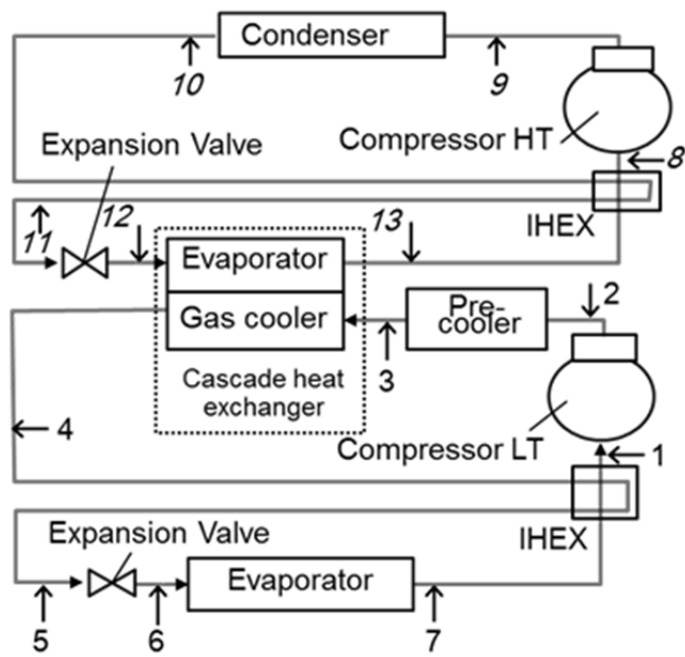


Fig. 2-17 Configuration of CO₂- CO₂ cascade refrigeration system

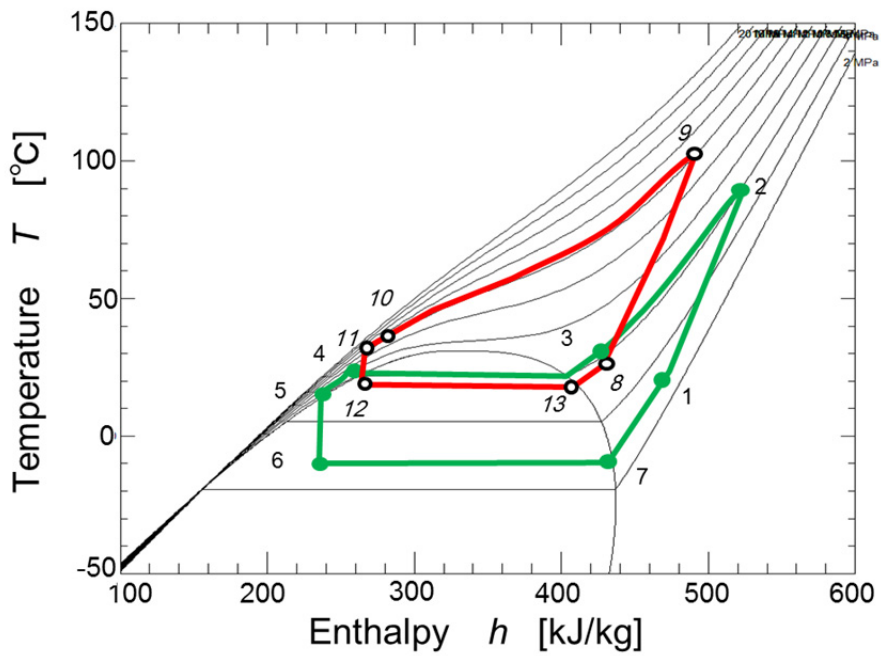


Fig. 2-18 T - h diagram of of CO₂- CO₂ cascade refrigeration system

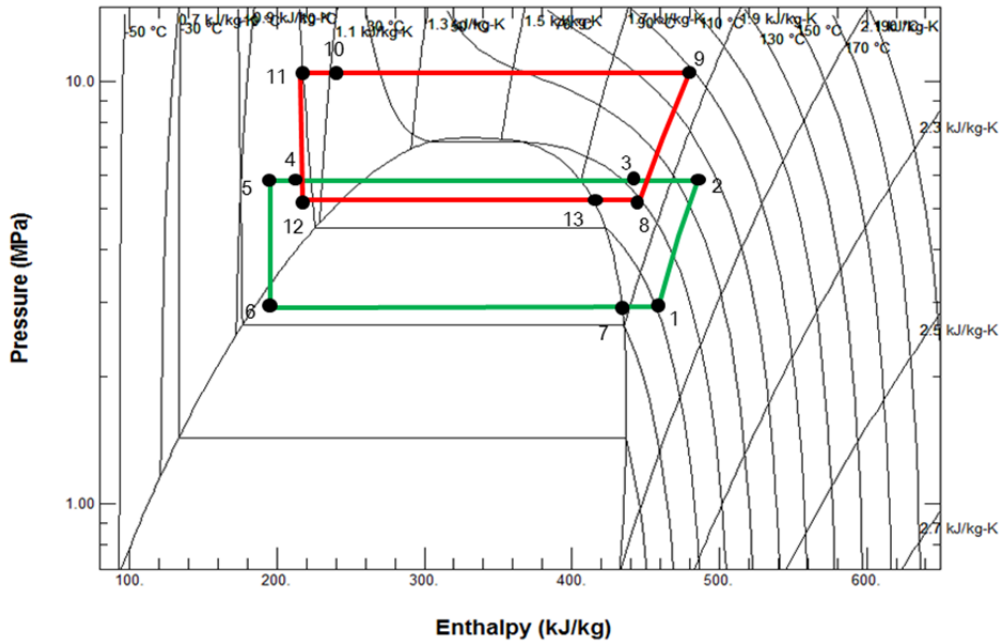


Fig. 2-19 P - h diagram of of CO₂- CO₂ cascade refrigeration system

Table 2-7 には、本システムの COP を計算するために用いたパラメータを示す。カスケード式熱交換における高温側冷凍サイクルの冷媒温度と低温側冷凍サイクルの冷媒温度差は Table 2-7, $\Delta P = P_{dLT} - P_{sHT}$ のように、各冷媒が湿り状態であるので圧力差によって示される。亜臨界状態で運転される冷媒を用いたカスケードシステムでは圧力差 ΔP を縮小することで、 $P_{dHT} - P_{sLT}$, $P_{dLT} - P_{sLT}$ で示される、各冷凍サイクルの吐出圧力と吸入圧力差を低減でき圧縮動力を削減することができる。しかし CO₂ 冷媒を用いた冷凍サイクルでは、超臨界域で運転されることが多く、運転圧力が COP に影響を与える。このため本研究では、圧力差 ΔP を 1MPa から 6MPa までの範囲で検討を行った。なお、低温側冷凍サイクルの運転条件は、前項の R404A-CO₂ カスケード式冷凍サイクルの低温側冷凍サイクルと同一とした。

Table 2-7 Parameter of CO₂- CO₂ binary refrigeration system

T_a [°C]	P_{dHT} [MPa]	P_{sHT} [MPa]	T_8 [°C]	P_{dLT} [MPa]	P_{sLT} [MPa]	ΔP [MPa]	T_1 [°C]
10.0	7.0, 8.0, 9.0,	3.0, 4.0,	-5.6, 0.2, 5.3, 10.0,	4.0,5.0,6.0,7.0,8.0,	3.0	1.0, 2.0, 3.0,	10.0
	10.0,11.0,12.0	5.0, 6.0	14.3, 18.3, 22.0	9.0,10.0,11.0,12.0		4.0, 5.0, 6.0	
20.0	7.0, 8.0, 9.0,	3.0, 4.0,	-5.6, 0.2, 5.3, 10.0,	4.0,5.0,6.0,7.0,8.0,	3.0	1.0, 2.0, 3.0,	20.0
	10.0,11.0,12.0	5.0, 6.0	14.3, 18.3, 22.0	9.0,10.0,11.0,12.0		4.0, 5.0, 6.0	
30.0	7.0, 8.0, 9.0,	3.0, 4.0,	-5.6, 0.2, 5.3, 10.0,	4.0,5.0,6.0,7.0,8.0,	3.0	1.0, 2.0, 3.0,	30.0
	10.0,11.0,12.0	5.0, 6.0	14.3, 18.3, 22.0	9.0,10.0,11.0,12.0		4.0, 5.0, 6.0	
40.0	7.0, 8.0, 9.0,	3.0, 4.0,	-5.6, 0.2, 5.3, 10.0,	4.0,5.0,6.0,7.0,8.0,	3.0	1.0, 2.0, 3.0,	40.0
	10.0,11.0,12.0	5.0, 6.0	14.3, 18.3, 22.0	9.0,10.0,11.0,12.0		4.0, 5.0, 6.0	
50.0	7.0, 8.0, 9.0,	3.0, 4.0,	-5.6, 0.2, 5.3, 10.0,	4.0,5.0,6.0,7.0,8.0,	3.0	1.0, 2.0, 3.0,	50.0
	10.0,11.0,12.0	5.0, 6.0	14.3, 18.3, 22.0	9.0,10.0,11.0,12.0		4.0, 5.0, 6.0	

COP の算出は式 (2-13) から (2-17) により求めることができる。

$$Q_{LT} = \dot{M}_{LT} \cdot (h_7 - h_6) \quad (2-13)$$

$$\begin{aligned} Q_{HT} &= \dot{M}_{HT} \cdot (h_{13} - h_{12}) \\ &= \dot{M}_{LT} \cdot (h_3 - h_4) \end{aligned} \quad (2-14)$$

$$W_{LT} = \dot{M}_{LT} \cdot (h_2 - h_1) / \eta_{LT} \quad (2-15)$$

$$W_{HT} = \dot{M}_{HT} \cdot (h_9 - h_8) / \eta_{HT} \quad (2-16)$$

$$COP = Q_{LT} / (W_{LT} + W_{HT}) \quad (2-17)$$

Figure 2-20 には、CO₂-CO₂ カスケード式冷凍サイクルのシミュレーション結果を示す。外気温 10°C (T_{a10}) において低温側冷凍サイクルの吐出圧力 (P_{dLT}) が 5MPa 時に最も高い COP を示している。外気温 20°C (T_{a20}) 時は 6MPa、外気温 30°C (T_{a30}) 時は 8MPa、外気温 40°C (T_{a40}) は 9MPa と、外気温の上昇に伴い最大 COP を得られる低温側冷凍サイクルの吐出圧力も上昇することがわかる。しかし、外気温 50°C (T_{a50}) では吐出圧力 (P_{dLT}) は 6MPa となり、外気温と最大 COP を得られる低温側サイクルの吐出圧力には三次の非線形相関で近似できる事が判った (Figure 2-21)。これは外気温の上昇に伴う単位圧力あたりのサブクーラでの放熱量が外気温 30°C、40°C と比較し減少し、吐出圧力の上昇に伴う圧縮動力の増加により COP 低下を低下させてしまうためである (Figure2-22-c)。

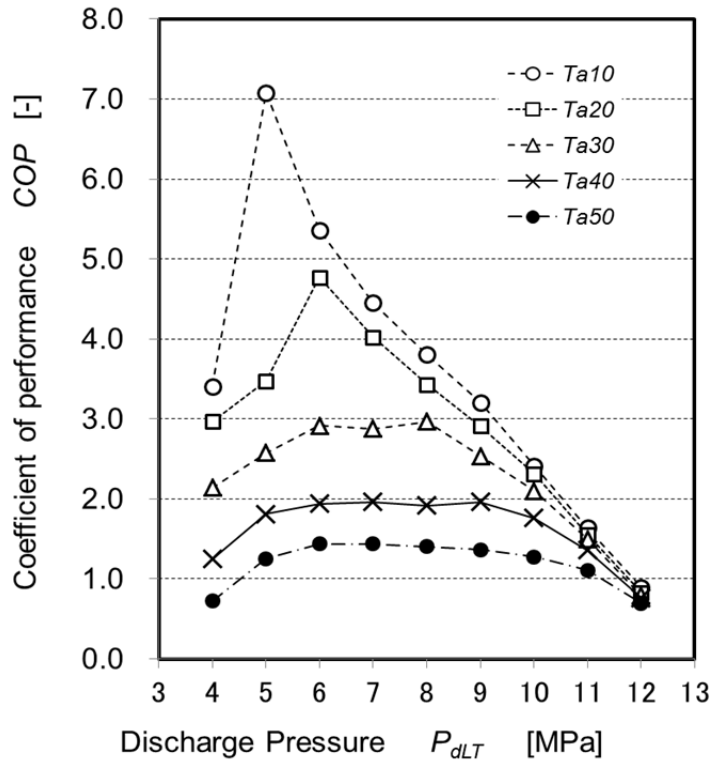


Fig. 2-20 COP of CO₂- CO₂ cascade refrigeration system vs. discharge pressure of LT cycle

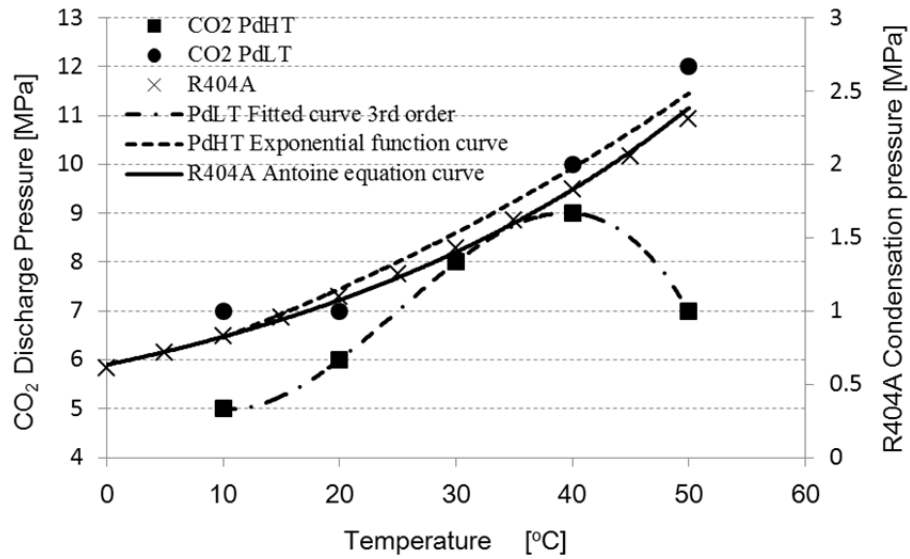
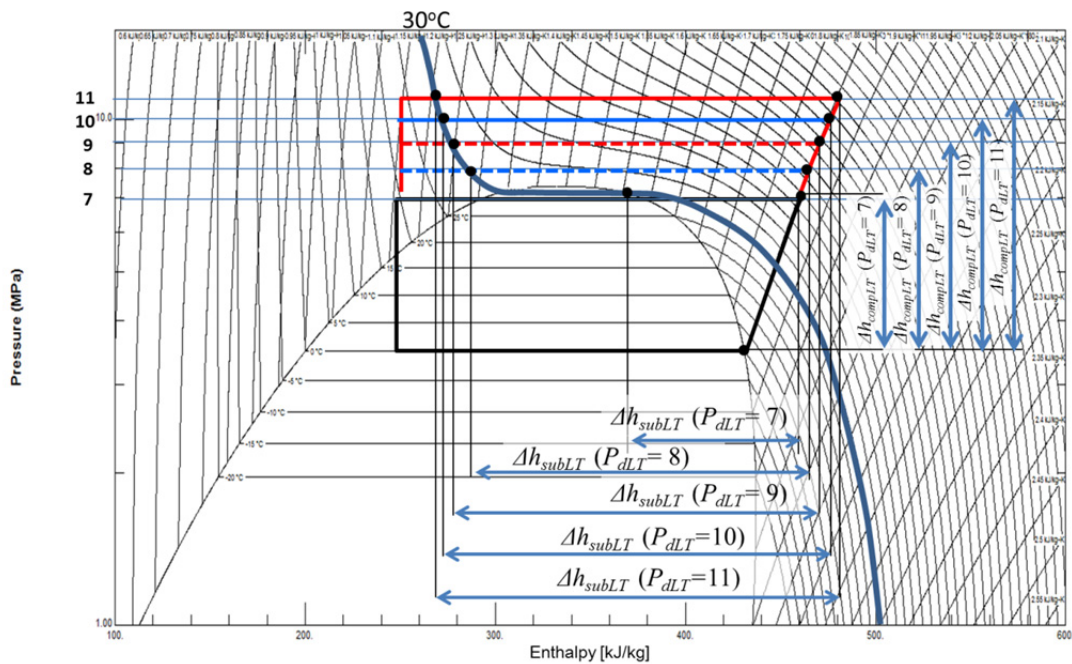
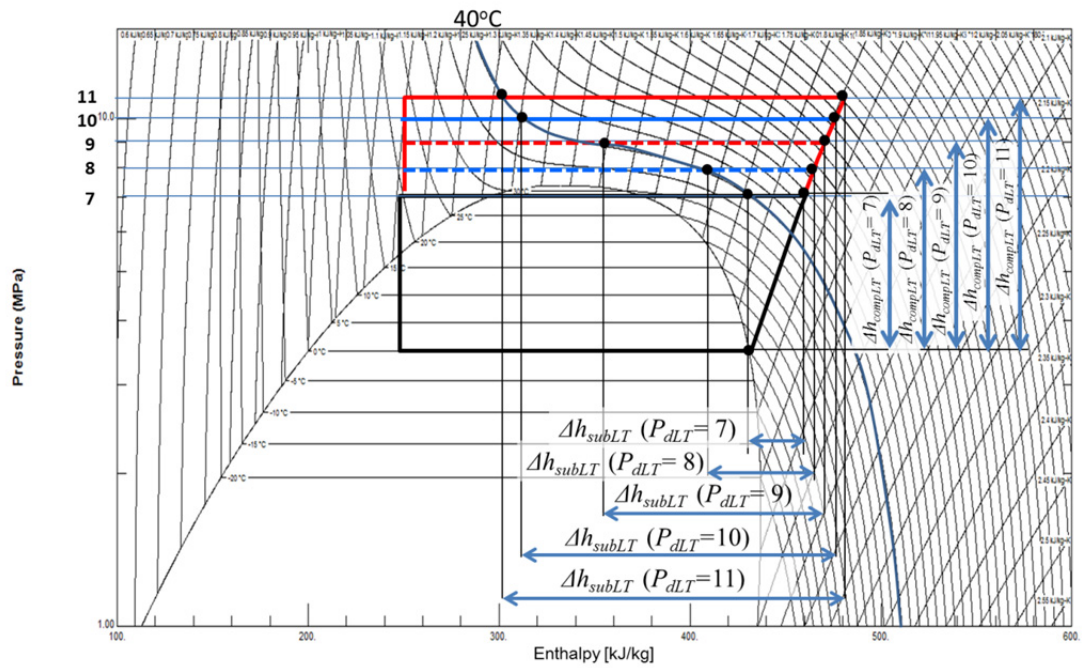


Fig. 2-21 Discharge pressure vs. ambient temperature

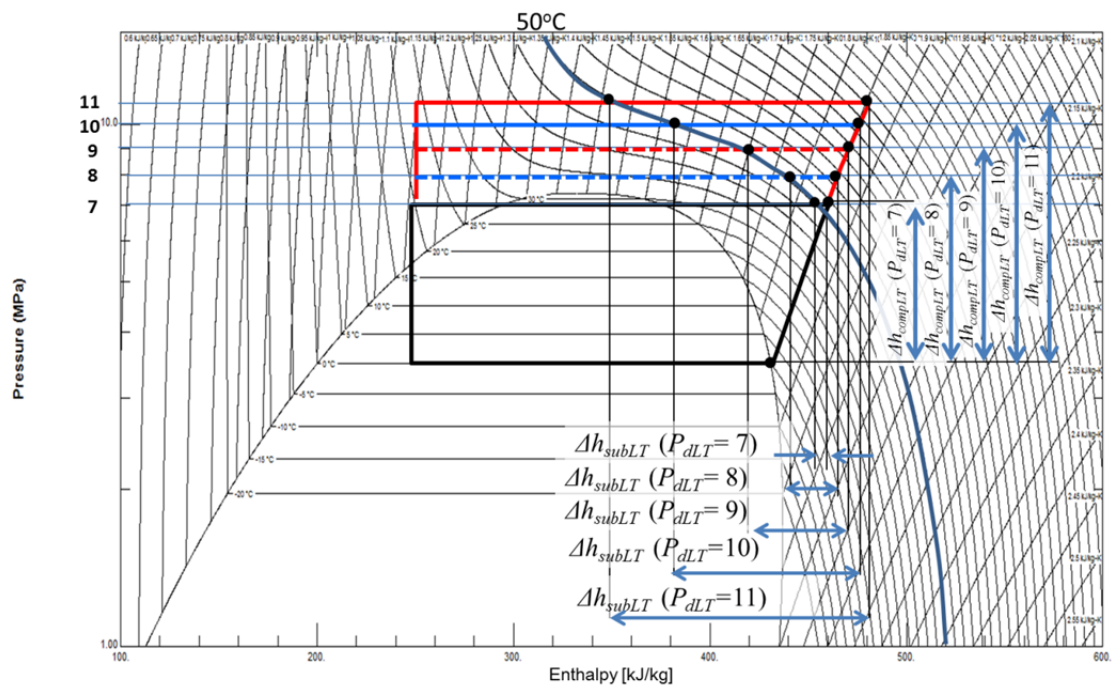
CO₂-CO₂ カスケード式冷凍システムの COP が最大となる運転状態は、外気温 10°C, 20°C, 50°C において低温側冷凍サイクルは放熱過程で相変化を伴う亜臨界運転となる (Figure 2-20). しかし、外気温 30°C 以上の条件で R404A-CO₂ カスケード式冷凍システムの低温側サイクルは亜臨界状態であるが、CO₂-CO₂ カスケード式冷凍サイクルでは、外気温 30°C, 40°C 時の吐出圧力は各々 8MPa, 9MPa であり超臨界運転となる。これは、プリクーラでの放熱量の増加が 8MPa, 9MPa 時に最大となり、その結果高温度側サイクルの熱負荷が低減し、これにより COP が向上するためである (Figure 2-22-a,b).



(a) 30°C ambient temperature



(b) 40°C ambient temperature



(c) 50°C ambient temperature

Fig.2-22 Effect of discharge pressure to sub cooler capacity at 30°C,40°C,50°C ambient temperature

Figure 2-23 には CO₂-CO₂ カスケード式冷凍サイクルの各外気温度における COP への高温側サイクルの吐出圧力 (P_{dHT}) が与える影響を示した。外気温が臨界温度以下の T_{a10} , T_{a20} では吐出圧力の上昇に伴い圧縮動力が増加し COP は低下する。外気温 30°C, 40°C (T_{a30} , T_{a40}) では、CO₂ 冷媒の特性上、臨界圧力 (7.38MPa) 以上では、温度上昇に伴うガスクーラでの放熱量増加と吐出圧力上昇に伴う圧縮動力増加により、吐出圧力 8MPa から 10MPa に COP のピークを持つことがわかった。外気温 50°C では、吐出圧力上昇に伴う冷凍効果増加により COP が増加する。Figure 2-21 に示すように CO₂-CO₂ カスケード式冷凍システムの高圧側サイクルの吐出圧力 (P_{dHT}) は R404A の凝縮温度と圧力の関係を示す Antoine の相関式と同様の傾向を示すことが解かった。

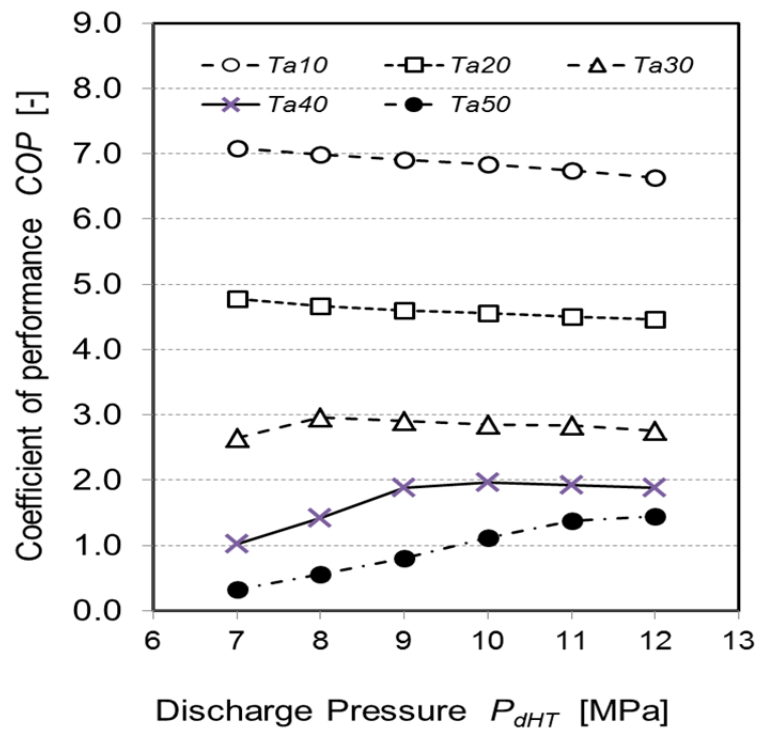


Fig. 2-23 COP vs. discharge pressure of HT cycle

Figure 2-24 には、各外気温で COP が最大となる各圧力を示す。各圧力の最適設定は外気温の上昇と共に上昇する。亜臨界冷凍サイクルの圧縮動力を抑えるためには、冷凍サイクルの吸入圧力と吐出圧力の差を縮小することで COP を向上することができる。しかし、CO₂-CO₂カスケードシステムの低温側サイクルでは、運転状態が亜臨界サイクルであっても外気温が 30℃と 40℃においては、高温側サイクルの吸入圧力 P_{sHT} との圧力差 ΔP が 3.0MPa の時に COP が最大となり、外気温 50℃では ΔP が 2MPa の時に COP が最大となった。これは、外気温が 30℃以上では、吐出圧力上昇に伴って、プリクーラによる放熱量が増加し、高温側サイクルの負荷が減少するためである。

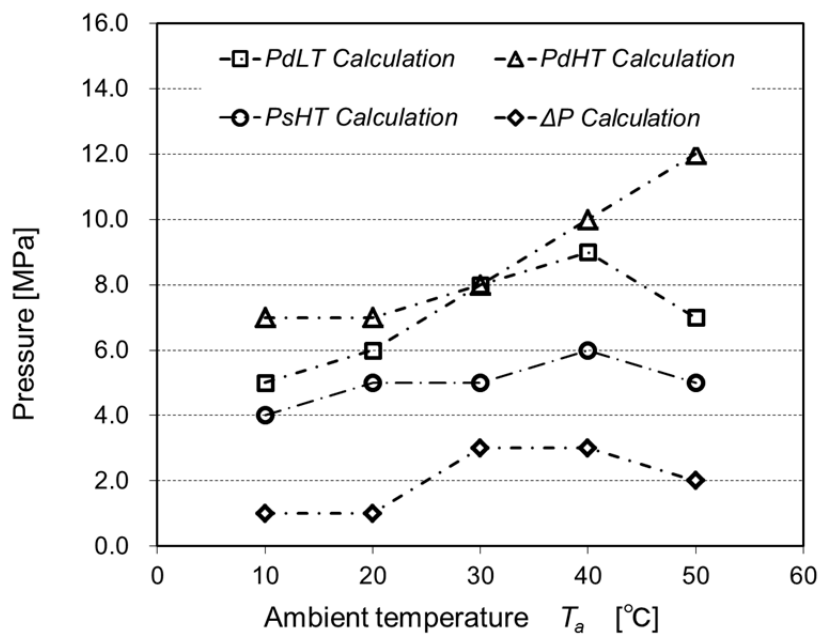


Fig. 2-24 Optimized operating pressure of CO₂-CO₂ cascade system

COP が最大となるシステム運転条件における IHEx の熱交換量を推察

する冷媒吸入温度 (T_g, T_l) は外気温 10°C (T_{a10}) では ($T_g= 5.3^\circ\text{C}$, $T_l=5.3^\circ\text{C}$), 外気温 20°C 時 ($T_g= 5.3^\circ\text{C}$, $T_l=5.3^\circ\text{C}$), 外気温 30°C 時 ($T_g= 18.3^\circ\text{C}$, $T_l=14.3^\circ\text{C}$), 外気温 40°C 時 ($T_g= 22.0^\circ\text{C}$, $T_l=22.0^\circ\text{C}$), 外気温 50°C 時 ($T_g= 22.0^\circ\text{C}$, $T_l=14.3^\circ\text{C}$) であった. この結果は外気温によって適正な IHX での熱交換量は変化することを示している. つまり, $\text{CO}_2\text{-CO}_2$ カスケード式冷凍システムでは, 設置される環境によって適切な冷凍機の構造を調整する必要があるということを示唆している.

2-2-2 各冷凍サイクルの効率比較

(1) シミュレーションによる成績係数の比較

上記に上げた 4 種の冷凍システムにおける COP は式 (2-4), (2-7), (2-12), (2-17) によって計算される. それぞれの冷凍システムにおいて, 最も高い COP を示した条件における外気温ごとの COP を Figure 2-25 に示す.

R404A- CO_2 カスケード式冷凍システム及び $\text{CO}_2\text{-CO}_2$ カスケード式冷凍システムは R404A 単段冷凍システムよりも, どの外気条件においても高い COP を得ることができるとわかる. 特に 40°C 以上の高外気温では両カスケード式冷凍システムとも R404A 単段冷凍システムと比較して, 40%以上の効率改善が見込まれる. また, 単段 CO_2 冷凍システムとの比較では, CO_2 冷媒が亜臨界となる 20°C 以下の外気条件においても, カスケード式冷凍システムの方が高い COP を得ることができるとわかった.

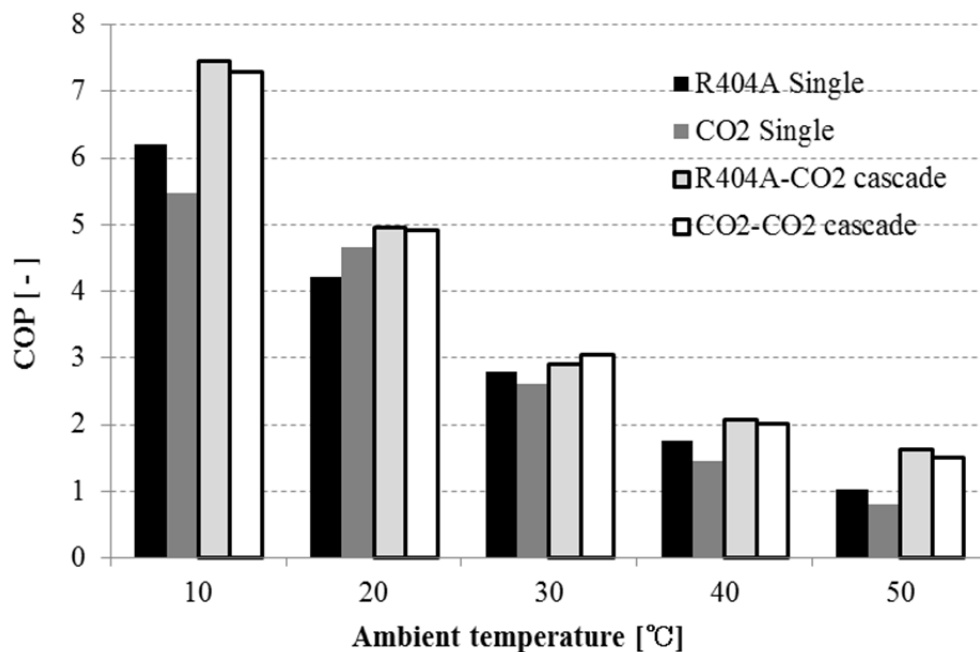


Fig. 2-25 COP of each configuration with optimized system setting

R404A-CO₂ カスケード式冷凍システムと CO₂-CO₂ カスケード式冷凍システムの比較では、高外気温時に R404A を使用したカスケードシステムが外気温 30°C 以外の条件では CO₂-CO₂ システムよりも高い効率を持つことが確認された。しかしながら、外気温 30°C では CO₂-CO₂ システムの方が 5% ほど高く、20°C、10°C ではその差は 5% ほどであった。この結果は、年間の平均外気温が 30°C 程度となるような地域への、CO₂-CO₂ カスケード式冷凍システムの導入が可能であることを示唆している。

CO₂ 冷媒は、Table 1-4 に示したように臨界温度が低いという欠点を有するが、今回の検討では、カスケードシステムなどのシステム効率を向上させる構造、例えばサブクーラの設置や運転圧力の最適化等をとる

ことにより、外気温の高い地域への CO₂ 冷媒冷凍システムの適用が可能であることが解った。また、CO₂ 冷媒は動作圧力が高い反面、比体積が小さく冷凍システム内における体積流量が小さいという利点がある。この特徴は、冷凍回路内に冷媒が流れる際に発生する圧力損出の低減に寄与し冷凍システムの実運用に対して消費電力の低減を想定することができる。

(2) 実験による成績係数の検証

R404A 単段冷凍システムと CO₂-CO₂ カスケード式冷凍システムの効率比較を実験により検証を行った。Figure 2-26 は今回の実験に用いた実験装置の概念図である。冷凍システムの蒸発器側には標準的なコンビニエンスストアにおける冷蔵ショーケースが接続されている。

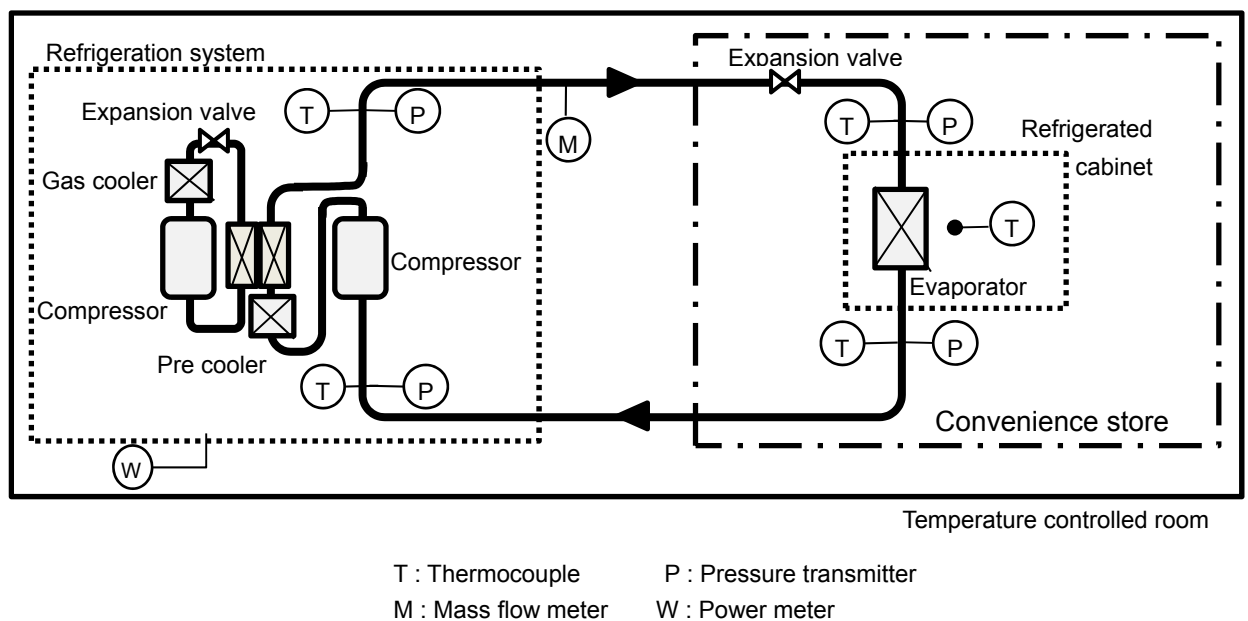


Fig. 2-26 Test facility for refrigeration system
(in case of CO₂-CO₂ cascade system)

各ショーケース内に設置された蒸発器は冷媒の特性に合わせ冷媒チューブの選定を行った。

実験で使用した計測機器は以下による。

冷媒流量測定：コリオリ流量計（流量制度：表示値に対し±0.53%）

温度測定：Tタイプ熱電対，分解能 0.5K

冷媒圧力測定：圧力トランスデューサ 精度 0.25%

計測データは計測周期 1s のデータロガーにより収集した。

また、冷凍能力は冷媒流量計による質量流量と各測定ポイントにおける冷媒温度と圧力から Refprop(version7.3)により導いたエンタルピを用い計算にて導出した。

実験条件を Table 2-8 に示す。実験装置は温度湿度を制御できる環境試験室に設置され計測を実施した。外気温 50°Cについては実験装置の制限から実施できなかった。

Table 2-8 Test condition

T_a [°C]	H_a [%RH]	T_{CVS} [°C]	H_{CVS} [%RH]	T_{sc} [°C]
2.0	45.0	22.0	35.0	4.0
7.0	50.0	22.0	35.0	4.0
20.0	55.0	25.0	45.0	4.0
28.0	60.0	26.0	50.0	4.0
35.0	65.0	27.0	50.0	4.0
40.0	65.0	27.0	50.0	4.0

H_a : Ambient relative humidity

T_{CVS} : Room temperature in CVS

H_{CVS} : Relative humidity in CVS

T_{sc} : Temperature of refrigerated cabinet



Fig. 2-27 CO₂- CO₂ binary refrigeration system in test facility of CVS

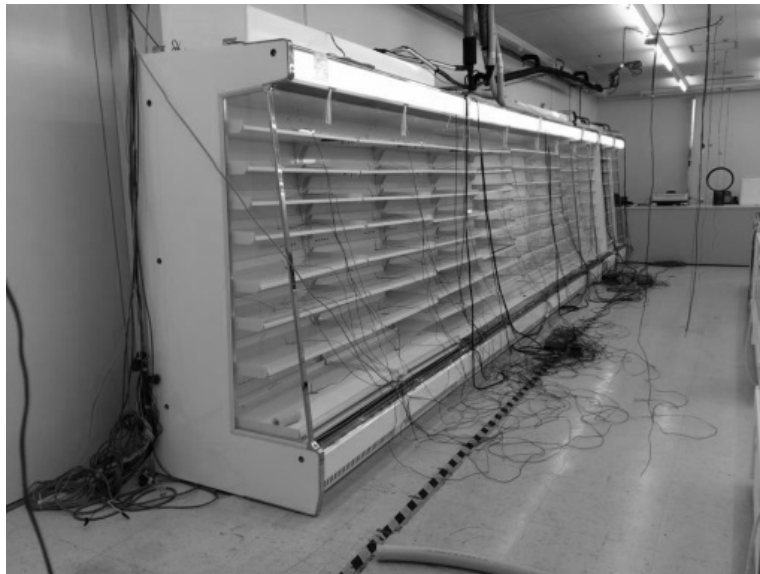


Fig. 2-28 Refrigerated cabinet in test facility of CVS

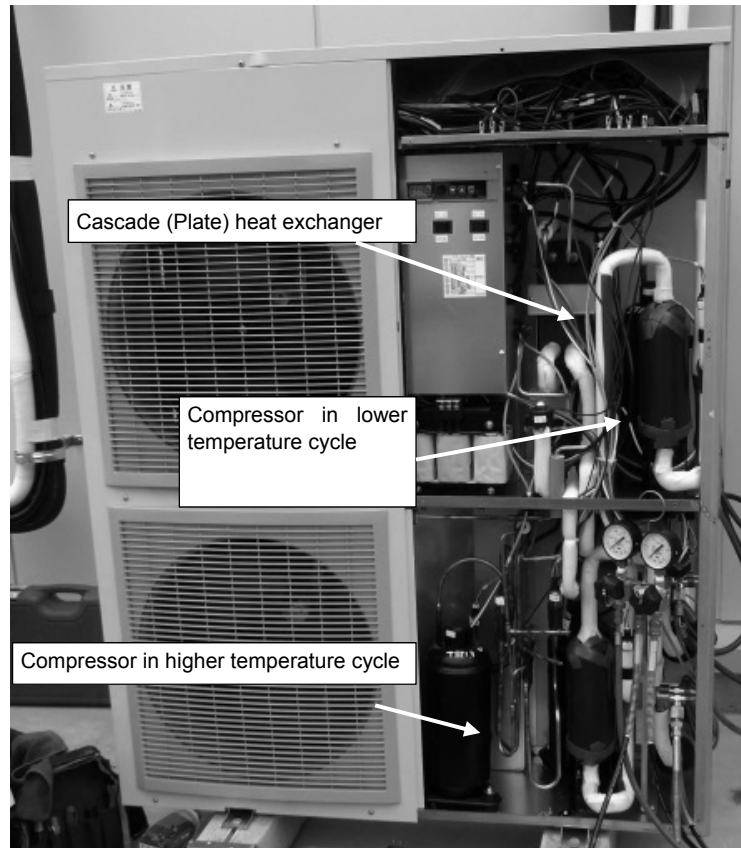
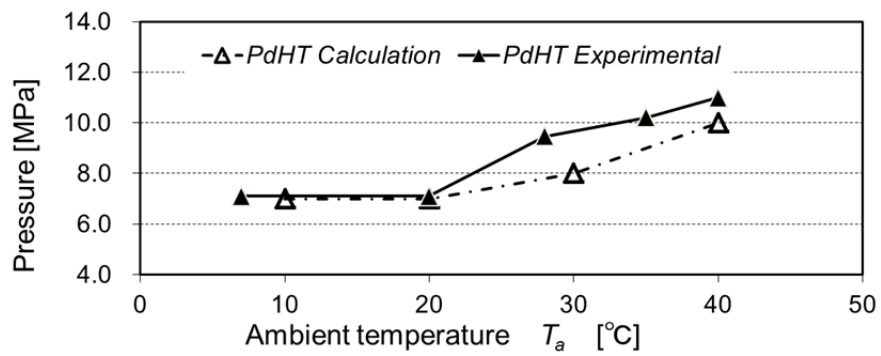


Fig. 2-29 Inside of CO₂- CO₂ binary refrigeration system

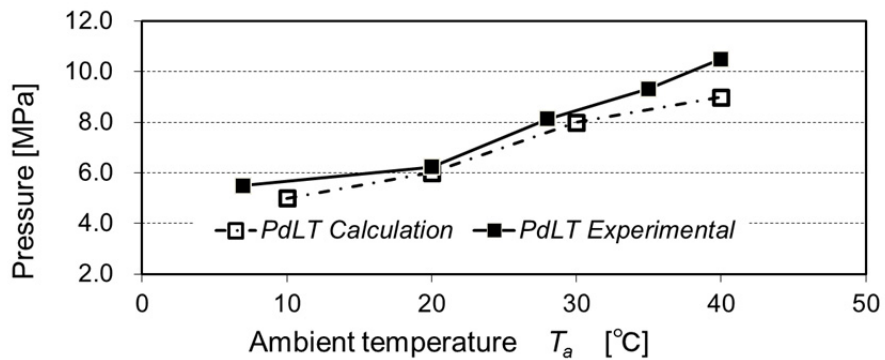
CO₂-CO₂ カスケード式冷凍システム実験検証において、COP が最も高い値を示した高温側サイクルの吐出圧力 (P_{dHT})、高温側サイクルの吸入圧力 (P_{sHT}) 及び低温側サイクルの吐出圧力 (P_{dLT}) を各々計算結果と比較して Figure 2-30 に示す。

実験による各サイクルの吐出圧力 (P_{dHT}, P_{dLT}) は計算結果よりも 1MPa 程度高い結果となった。これは計算が 1MPa ピッチで行われている事と、回路内の圧力損失の影響であると考えられる。高温側の吸入圧

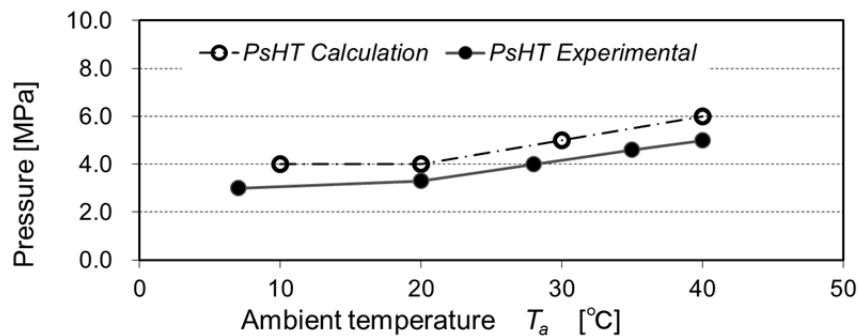
力 (P_{sHT}) は実験結果の方が計算結果よりも 1MPa 程度低くなっている
 が同様に回路内圧力損出の影響があると考えられる.



(a) Discharge pressure at high temperature cycle



(b) Discharge pressure at low temperature cycle



(c) Suction pressure at high temperature cycle

Fig. 2-30 Comparison of optimized pressure between calculation and experimental result of COP on CO_2 - CO_2 binary system

Figure 2-31 には、各外気温度における R404A 単段冷凍サイクルと CO₂-CO₂カスケード式冷凍サイクルの COP を示す。各冷凍システムの実験結果において COP が計算結果よりも低くなっている。これは実際の冷凍回路では回路内の圧力損出があり計算結果よりも圧縮動力を多く消費してしまうためであると考えられる。

計算結果でも得られたように、R404A 単段冷凍システムよりも CO₂-CO₂カスケード式冷凍システムの方が全温度域にわたって COP が高い結果が得られた。

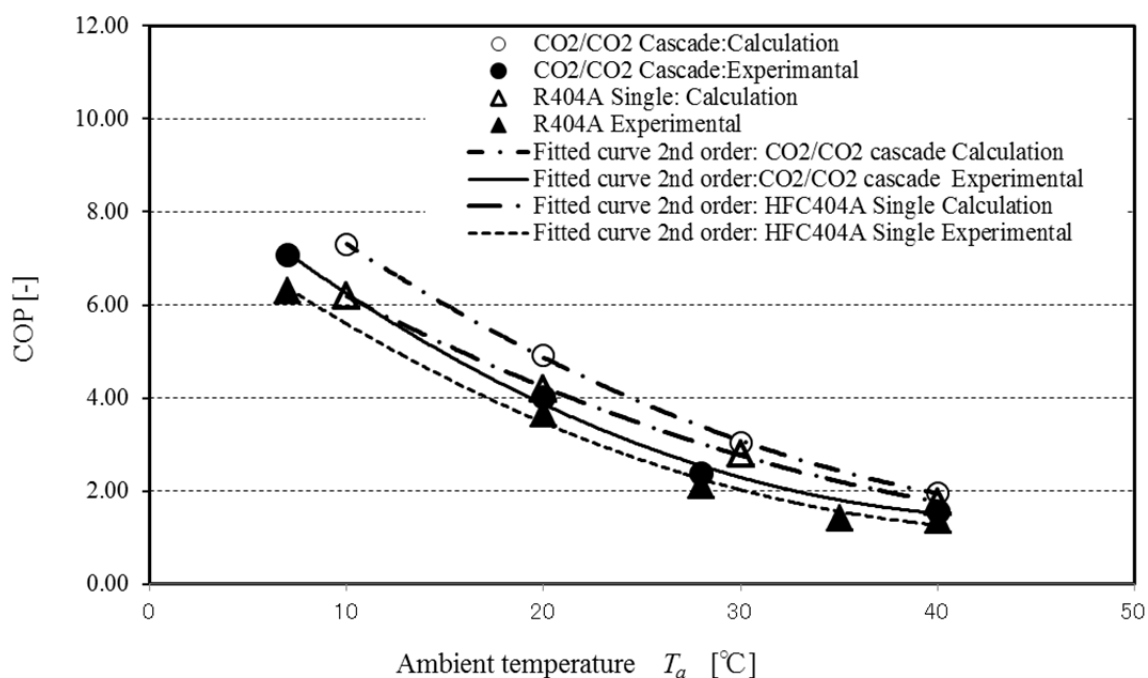


Fig.2-31 Comparison of COP between calculation and experimental result of CO₂-CO₂ Binary system and HFC404A single refrigeration system

Figure 2-32 には、R404A 単段冷凍サイクルと CO₂-CO₂カスケード式冷凍サイクルの COP 比率を示す。COP の比を比較することで回路内圧力損出など今回考慮に入れていないパラメータの影響を緩和することができる。Figure 2-31 で示されるように、シミュレーションによる R404A 単段冷凍サイクルと CO₂-CO₂カスケード式冷凍サイクルの COP 比はほぼ一致していてシミュレーションの結果を実験により検証することができた。

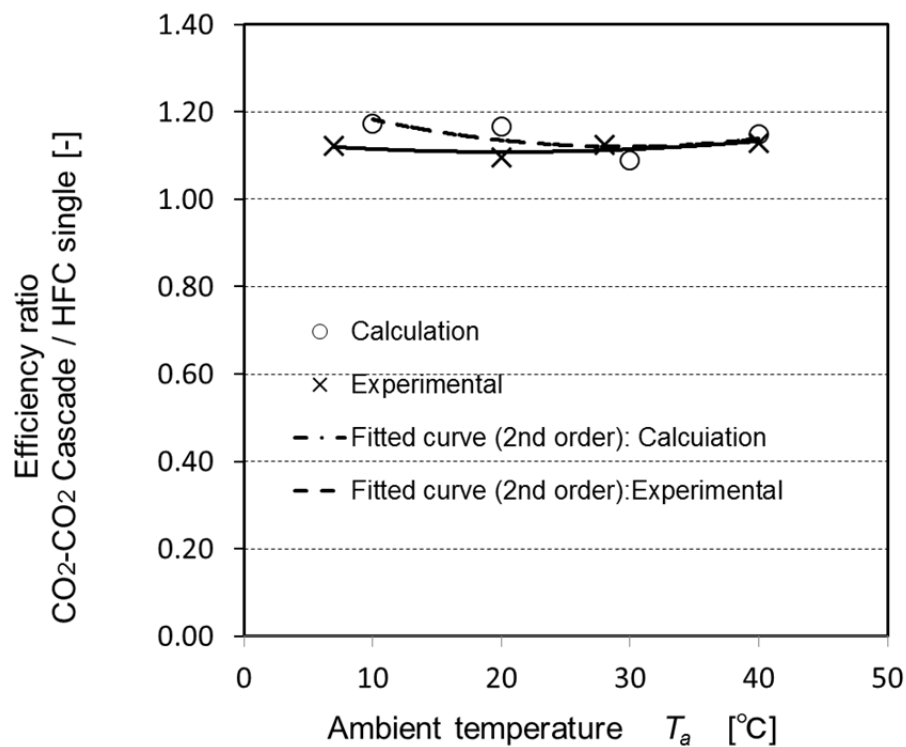


Fig. 2-32 Efficiency ratio of CO₂ vs HFC single cycle

参考文献

- [2-1] K. MORI, J. ONISHI, H. SHIMAOKA, S. NAKANISHI, H. KIMOTO: Cooling Heat Transfer Characteristics of CO₂ and CO₂-Oil Mixtures at Supercritical Pressure Conditions. JSRAE, **20**,3, pp407-412, (2003)
- [2-2] M. Katsuta, H. Kinpara, S. Yagi, H. Mukaiyama: The Effect of Oil Contamination on Evaporator Heat Transfer Characteristics of CO₂ Refrigeration Cycle, J.JSRAE, **21**,3,pp275-283,(2004)
- [2-3] M. Katsuta, H. Kinpara, S. Yagi, H. Mukaiyama: A Study on the Evaporator of CO₂ Refrigerant Cycle, J.JSRAE, **20**,3,pp397-405,(2003)
- [2-4] D. Sánchez a, J. Patiño a, R. Llopis, R. Cabello, E. Torrella, F. V. Fuentes: New positions for an internal heat exchanger in a CO₂ supercritical refrigeration plant. Experimental analysis and energetic evaluation, Applied Thermal Engineering,63,pp129-139,(
- [2-5] Ferrandi, C. and Orlandi, M., Theoretical analysis of cold storage device effects on the performance and regulation of a CO₂ supermarket refrigeration plant. Proceedings of the 10th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, (2012), Delft, The Netherlands, 25-27 June.
- [2-6] Ge, Y. T. and Tassou, S. A., Control optimization of CO₂ cycles for medium-temperature retail food refrigeration systems, International

Journal Refrigeration, Vol.32 (2009), pp.1376-1388.

- [2-7] Sarkar, J. and Agrawal, N., Performance optimization of transcritical CO₂ cycle with parallel compression economization, International Journal Thermal Science, Vol. 49, Issue 5 (2009), pp.838-843.
- [2-8] Sawalha, S., Theoretical evaluation of trans-critical CO₂ systems in supermarket refrigeration, Part 1: modeling, simulation and optimization of two system solutions, International Journal Refrigeration, Vol.31 (2007), pp.516-524.
- [2-9] Winter, J. and Murin, S., Energy saving and increasing reliability at CO₂ transcritical boosters, A case study, Proceedings of the 10th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids (2012), Delft, The Netherlands, 25-27 June.
- [2-10] Bansal, P. K., A review - status of CO₂ as a low temperature refrigerant: fundamentals and R&D opportunities. Applied Thermal Engineering, Vol.41, (2012), pp.18-29.
- [2-11] Sharma, V., Fricke, B. and Bansal, P., Comparative analysis of various CO₂ configurations in supermarket refrigeration systems, International journal of Refrigeration, Vol.46 (2014), pp.86-89,
- [2-12] Getu, H. M. and Bansal, P. K., Thermodynamic analysis of an R744-R717 cascade refrigeration system. International Journal of Refrigeration, Vol.31, Issue 1 (2008), pp.1-162.

第3章 CO₂-CO₂カスケード式冷凍システムの研究成果の確認

本研究では CO₂ 冷媒を用いた冷凍システムの効率について、CO₂ 冷媒を使用した冷凍システムであっても CO₂-CO₂ カスケード式冷凍サイクルを用いることで外気温の高い地域でも現在市場で多く使われている R404A 単段冷凍システムよりも優れた消費電力効率を得ることができることを明らかにした。また、2 章では、外気温による内部熱交換器 (IHEX) におけるエネルギー交換量の適正化が必要であると述べた。本章では、地域の環境に合わせ IHEX を設計したシステムの、世界各地域における R404A 単段冷凍サイクルと CO₂-CO₂ カスケード式冷凍システムの効率について比較を行った。

3-1 外気温による内部熱交換器の最適設計

2-1 節では、内部熱交換器 (IHEX) は CO₂ 冷凍システムの効率を向上させることができることを示した。また、IHEX の効果については既にいくつかの研究で述べられている^{[3-1],[3-2]}。しかし、IHEX の効果は冷凍機が設置される条件によって変化する。よって、設置条件にあった内部熱交換器の選定が必要となる。

3-1-1 高温側サイクルの外気温度による内部熱交換器最適設計

高温側サイクルのシミュレーションにおいては蒸発圧力を一定とし ($P_s=3.0\text{MPa}$)、Table 3-1 に示す条件で計算を行った。

内部熱交換器 (IHEX) の効率については圧縮機吸入温度 (Fig. 2-18 中の Point8) が $T_8=22.0^{\circ}\text{C}$ の時, 蒸発器出口 (Fig. 2-18 中の Point 13) のエンタルピ h_{13} と圧縮機入口 (Fig. 2-18 中の Point8) h_8 のエンタルピ差 (h_8-h_{13}) がガスクーラ出口 (Fig. 5-10 中の Point10) h_{10} と膨張器入り口 (Fig. 2-18 中の Point11) h_{11} のエンタルピ差 ($h_{10}-h_{11}$) と等しくなる場合を 100% として, 0% から 100% までを考慮してシミュレーションを実施した.

Table 3-1 Parameter for high temperature cycle

T_a [$^{\circ}\text{C}$]	P_{dHT} [MPa]	P_{sHT} [MPa]	T_8 [$^{\circ}\text{C}$]
10.0	7.0 ~12.0(1.0 pitch)	3.0	-5.6, 0.2, 5.3, 10.0, 14.3, 18.3, 22.0
20.0	7.0 ~12.0(1.0 pitch)	3.0	-5.6, 0.2, 5.3, 10.0, 14.3, 18.3, 22.0
30.0	7.0 ~12.0(1.0 pitch)	3.0	-5.6, 0.2, 5.3, 10.0, 14.3, 18.3, 22.0
40.0	7.0 ~12.0(1.0 pitch)	3.0	-5.6, 0.2, 5.3, 10.0, 14.3, 18.3, 22.0
50.0	7.0 ~12.0(1.0 pitch)	3.0	-5.6, 0.2, 5.3, 10.0, 14.3, 18.3, 22.0

Figure 3-1 には高温側サイクルの IHEX が COP に与える影響を外気温毎に示す. 外気温 10°C (T_{a10}) では IHEX の熱交換器効率 0% において最も高い COP を示す. 一方, 外気温 40°C および 50°C (T_{a40}, T_{a50}) では熱交換効率 100% の時に最も COP が高くなる. また, 外気温 30°C では熱交換器の効率に COP は影響を受けないことがわかった.

この結果から, 外気温が 30°C を超える地域では IHEX の効率を 100% 活用するようにシステム設計が必要であるし, また外気温が 30°C 以下の地域では IHEX を必要としないということが言える.

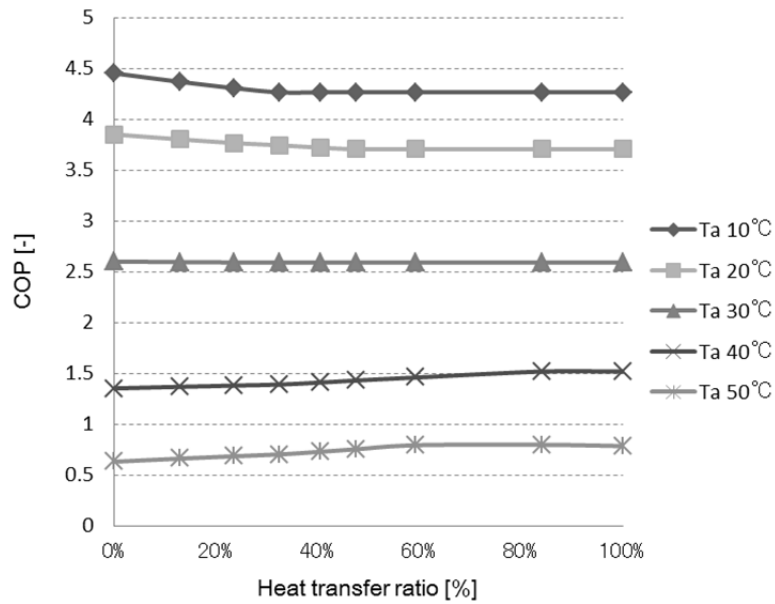


Fig. 3-1 Effect of heat transfer ratio of IHEX at High temperature cycle of CO₂-CO₂ cascade system

3-1-2 低温側サイクルの外気温度による内部熱交換器最適設計

低温側サイクルのシミュレーションにおいては蒸発圧力を一定とし ($P_s=3.0\text{MPa}$), 2-2 節で得られた CO₂-CO₂カスケードシステムの効率が最大となる圧力により計算を行った.

Table 3-2 Parameter of CO₂- CO₂ binary refrigeration system

T_a [°C]	P_{dLT} [MPa]	P_{sLT} [MPa]	T_l [°C]
10.0	5	3.0	-5.6, 0.2, 5.3, 10.0, 14.3, 18.3, 22.0
20.0	6	3.0	-5.6, 0.2, 5.3, 10.0, 14.3, 18.3, 22.0
30.0	8	3.0	-5.6, 0.2, 5.3, 10.0, 14.3, 18.3, 22.0
40.0	9	3.0	-5.6, 0.2, 5.3, 10.0, 14.3, 18.3, 22.0
50.0	7	3.0	-5.6, 0.2, 5.3, 10.0, 14.3, 18.3, 22.0

Figure 3-2には低温側サイクルの内部熱交換器(IHEX)の効率がCOPに与える影響を外気温毎に示す。低温側サイクルにおいてはどの外気温によってもIHEXの熱交換効率0%の場合にCOPが最大となっている。つまり、CO₂-CO₂カスケードシステムの低温側サイクルにおいてはIHEXの設置は必要ないと言える。カスケード冷凍システムにおいては低温側サイクルの放熱は高温側サイクルの蒸発器によって吸熱される。第2章2節で示されたように各外気温における高温側サイクルの最適な圧縮機吸入圧力と、その圧力におけるCO₂冷媒の飽和温度はそれぞれ、 $T_a=10^{\circ}\text{C}$ の時 $P_{sHT}=4\text{MPa}/5.3^{\circ}\text{C}$ 、 $T_a=20^{\circ}\text{C}$ 時、 $P_{sHT}=5\text{MPa}/14.3^{\circ}\text{C}$ 、 $T_a=30^{\circ}\text{C}$ 時、 $P_{sHT}=5\text{MPa}/14.3^{\circ}\text{C}$ 、 $T_a=40^{\circ}\text{C}$ 時、 $P_{sHT}=6\text{MPa}/22.0^{\circ}\text{C}$ 、 $T_a=50^{\circ}\text{C}$ 時、 $P_{sHT}=5\text{MPa}/14.3^{\circ}\text{C}$ であり、低温側サイクルのガスクーラ出口温度が外気温に対し十分低くなっている。一方で、IHEXの効果により圧縮機吸入温度が上昇すると、 $p-h$ 線図から明らかなように圧縮行程の $\Delta h/\Delta P$ が増加し圧縮動力が増加する。これらのことからCO₂-CO₂カスケードシステムの低温側サイクルにおいては、IHEXの効果はCOPを減少させると言える。

Figure 3-2において、外気温50°CのCOPが外気温30°Cおよび40°CのCOPよりも高くなっているが、これはFigure2-20で示したようにCOPを最大化する圧力が外気温30°Cでは8MPa、外気温40°Cでは9MPaであるのに対し外気温50°Cでは6MPaであり、圧縮動力が減少するためである。

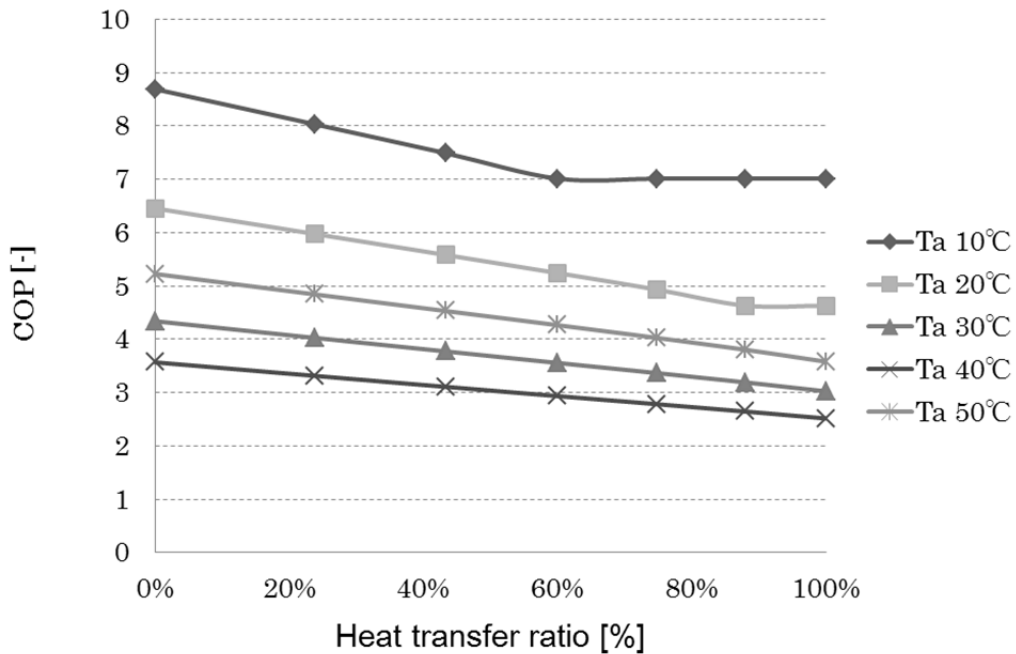


Fig. 3-2 Effect of heat transfer ratio of IHEx at low temperature cycle of CO₂-CO₂ cascade system

3-1-3 外気温度による内部熱交換器最適設計

3-1-1 項及び 3-1-2 項に示した様に、CO₂-CO₂カスケードシステムの高温側サイクルにおいては外気温条件に従って内部熱交換器 (IHEx) の設計が必要であり、一方低温側サイクルにおいては、外気温条件の影響を受けず IHEx は必要でないということが解った。Table 3-3 及び Figure 3-3 には高温側サイクルの熱交換効率 0%と 100%の時の外気温毎のシステム COP を示す。

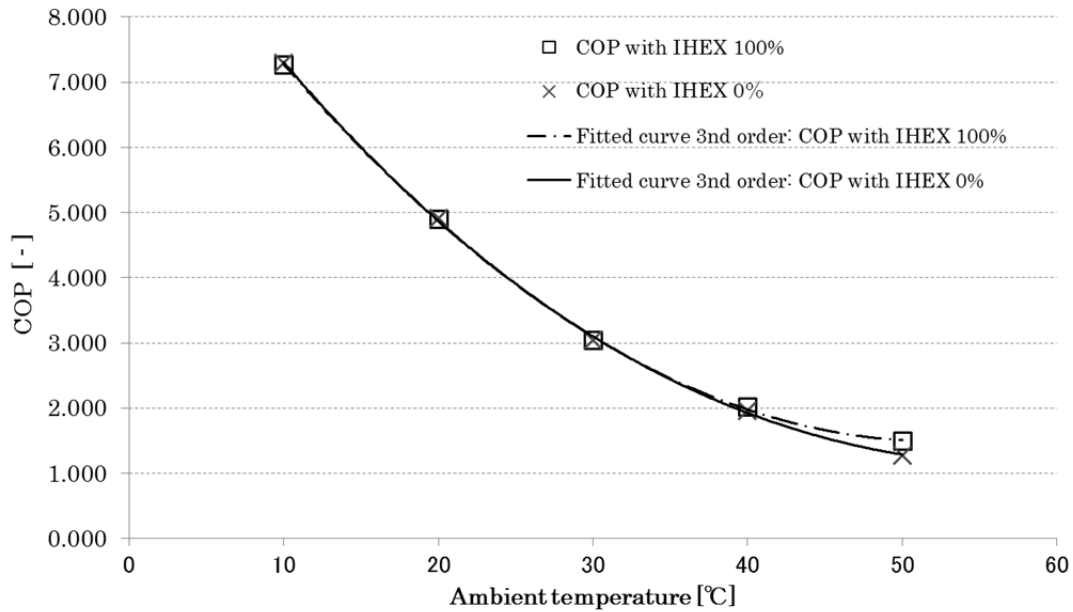


Fig. 3-3 COP comparison between IHEX 0% and 100%

Table 3-3 COP comparison between IHEX 0% and 100%

Configuration	Ambient temperature				
	10°C	20°C	30°C	40°C	50°C
IHEX 0%	7.30	4.91	3.04	1.96	1.28
IHEX 100%	7.27	4.90	3.04	2.02	1.50

本結果から、IHEX 効率 0%においては外気温 10°C時に約 1%、IHEX 効率 100%よりもシステム COPが高くなり、逆に外気温 40°Cでは約 3%、50°Cでは約 17%、IHEX 効率 100%の方が IHEX 効率 0%の効率を上回る。よって、CO₂-CO₂カスケードシステムのシステムを最大化を図るためには、外気温によって IHEX の熱交換量に合わせた設計が必要でとと言える。

3-2 世界各地域における各種冷凍システムの効率比較

外気に放熱を行う冷蔵・冷凍装置は、外気条件によってシステム効率が影響を受ける。また、システム効率は冷凍装置内に設置された熱交換器などの設計仕様の最適化により最大化を図ることができる。一方で各外気条件によりシステム効率を最大化させる設計パラメータは均一でない。よって、世界各地の気候に合わせてシステム設計を行う必要があり、年間を通した外気温条件を加味した年間効率を算出しシステムの設計を行うが重要である。

本研究では月別の平均気温、平均最高気温、および平均最低気温をもとに、COP が最大となる運転圧力の設定及び IHEx の設計を行い、地域別設計の適正化を実施することで COP の向上を図った。Figure 3-4 に、世界各地域の年間平均気温を示す^[6-3]。現在本研究の対象である冷凍・冷蔵装置の設置されるスーパーマーケットやコンビニエンスストアは、主に経済先進国に出店されており、これら地域の年間平均気温は 15°C から 20°C である。しかし近年、コールドチェーンの発展により、スーパーマーケットやコンビニエンスストアの出店が東南アジアなどの新興国で増加傾向にある。これらの国々では年間の平均気温が 20°C から 30°C となる地域もあり、先進国とは異なる設計仕様により冷凍システムを構築する必要がある。

本章では環境条件に合わせた内部熱交換器の設計及び、前記設計を適用した CO₂-CO₂ カスケード式冷凍システムによる効果を、現在世界各地で主に使用されている R404A 単段冷凍システムと比較し、本研究の成果を確認する。

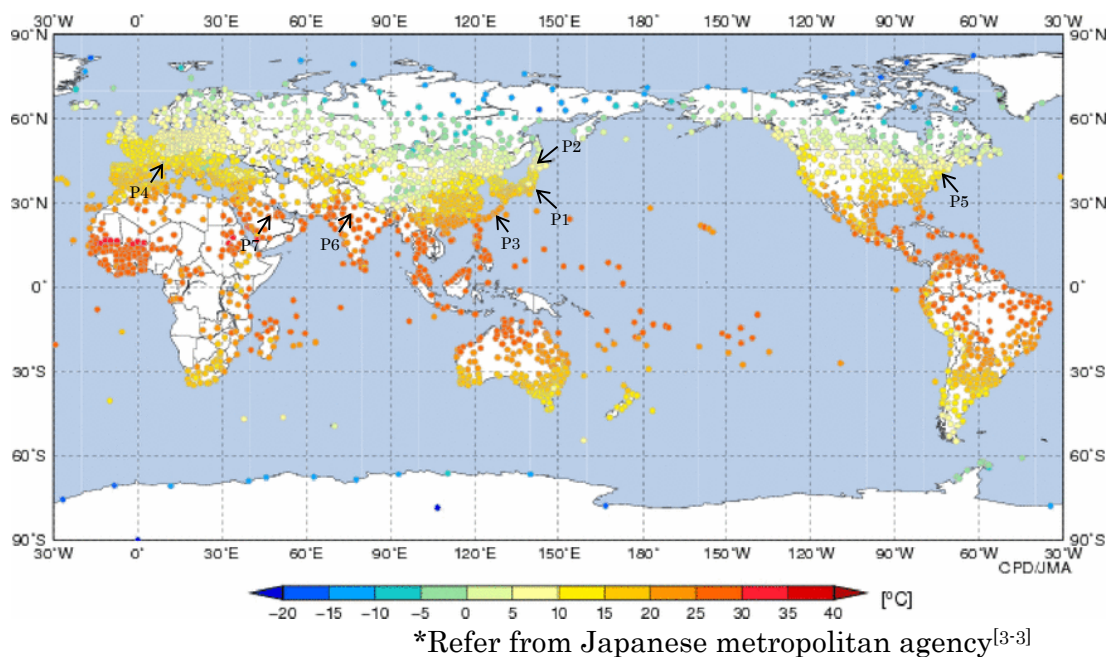


Figure 3-4 Average temperature around the world

3-2-1 環境条件を考慮した内部熱交換器の設計

3-1 節で示した様に，高温側サイクルの内部熱交換器（IHEX）は外気温条件によりその最適な設計値が変動する．しかし，外気温度は年間を通し変動するため年間を通した COP を最大化する IHEX の設計を決定する必要がある．

年間を通した気温条件の決定に際しては，月別の平均気温，平均最高気温及び平均最低気温の其々 0-10°C，10-20°C，20-30°C，及び 30-40° の各温度帯における出現度合いをもとに IHEX の設計を行った．

Table 3-4 に，東京とインド，デリーの月別平均気温と平均最高気温，及び平均最低気温を示す．また Table 3-5 に各温度帯別出現度数を示す．

Table 3-4 Ambient temperature at Tokyo and Delhi

	Tokyo Japan (2-14-2016)			Delhi India (2014-2016)		
	Ave. minimum temp. [°C]	Ave. temperature [°C]	Ave. maximum temp. [°C]	Ave. minimum temp. [°C]	Ave. Temperature [°C]	Ave. maximum temp.[°C]
January	-1.7	6.1	16.2	8.6	14.0	19.5
February	-1.1	6.3	20.3	10.8	17.9	24.8
March	0.7	10.3	22.4	15.9	22.6	29.2
April	4.6	15.0	26.0	21.4	28.6	35.8
May	11.6	20.5	31.6	24.8	32.3	39.9
June	15.1	22.6	32.5	27.7	33.8	39.8
July	18.9	26.1	36.0	27.0	31.2	35.3
August	19.6	27.2	37.2	26.9	31.0	35.1
September	16.7	23.4	32.0	25.6	30.4	35.3
October	10.6	18.7	30.0	20.4	27.3	34.1
November	3.7	13.2	22.3	13.2	21.2	29.1
December	0.2	8.3	20.2	8.8	15.9	23.0

Table 3-5 Ratio of days at several temperature ranges in Tokyo and Delhi

Temperature range [°C]	Tokyo Japan (2-14-2016)		Delhi India (2014-2016)	
	Occurrence frequency [-]	Percentage [%]	Occurrence frequency [-]	Percentage [%]
0 to 10	9	20.5	2	5.6
10 to 20	11	30.6	7	19.4
20 to 30	11	30.6	15	41.7
30 to 40	5	13.9	12	33.3
40 to 50	0	0.0	0	0.0

Table 3-5 のデータを基に内部熱交換器効率別の年間換算 COP を式(3-1)によって算出した。またその結果を Figure 3-5 に示す。

$$\begin{aligned}
 COP_{annual} = & COP_{Ta10} \times P_{0-10} + COP_{Ta20} \times P_{10-20} + COP_{Ta30} \times P_{20-30} \\
 & + COP_{Ta40} \times P_{30-40} + COP_{Ta50} \times P_{40-50}
 \end{aligned}
 \tag{3-1}$$

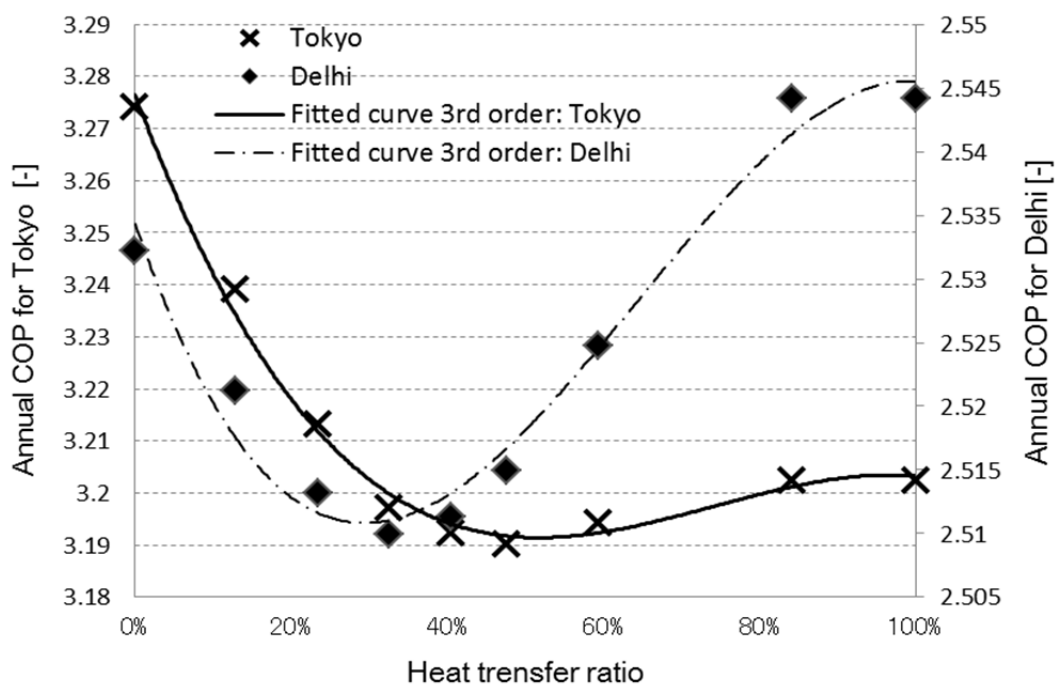


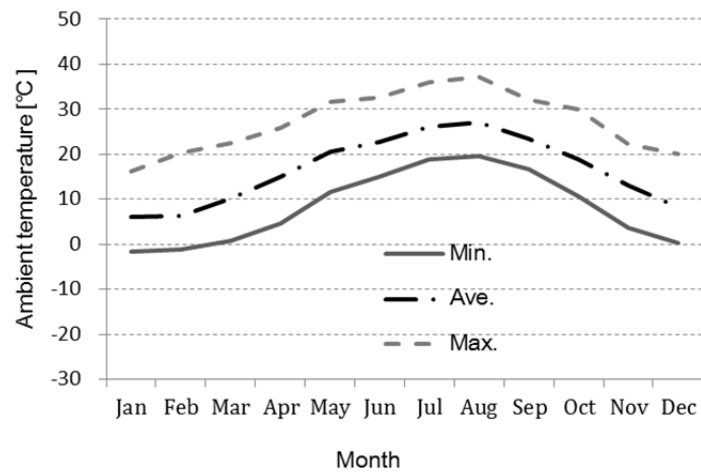
Fig. 3-5 Annual COP vs efficiency of IHEX at Tokyo and Delhi

東京の気候条件においては高温側サイクルの IHEX は、その熱交換効率が 0%の時に高温側サイクルの COP が最大となる。一方、インド・デリーの環境条件においては IHEX の効率を 100%とすることで高温側サイクルの COP を最大化できる。

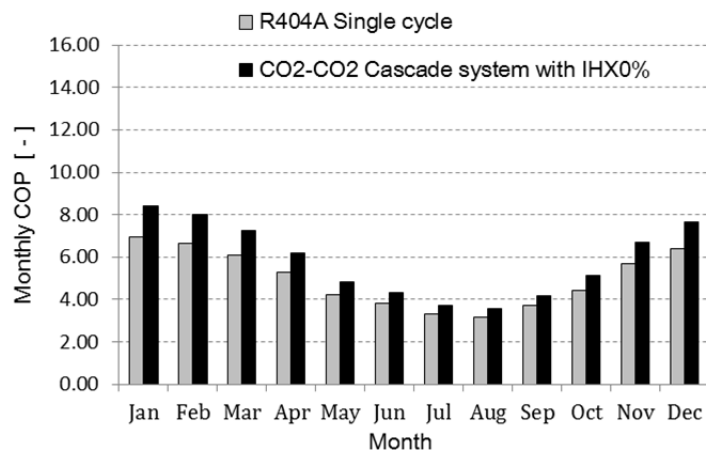
高温側サイクルの運転負荷は低温側サイクルの放熱負荷量によるが、高温側サイクルの効率を高めることで CO₂-CO₂ カスケードシステムのトータル COP を高めることができる。

3-2-2 CO₂-CO₂カスケードシステムの地域別効率

周囲条件に合わせた、運転圧力及び IHEX の最適な設計をもとに、世界各地における CO₂-CO₂カスケードシステムの COP についてシミュレーションを行った。CO₂-CO₂カスケードシステムの優位性を評価するために現在市場で主に使用されている R404A 単段冷凍サイクルの COP との比較を行った。各冷凍サイクルの周囲温度ごとの COP 算出は、2-2 節で得られた近似式を用いて計算を行った。気温データは気象庁の 2014 年 1 月から 2016 年 12 月までのデータを使用した。また、外気温条件による COP の算出は各地域の月別平気温温度、平均最高温度、平均最低温度の発生時間を 1/3 毎と仮定して行った。また、シミュレーションは、年間気温が比較的低い地域と平均的な地域、そして気温の高い地域を選定し、東京、旭川、那覇、ジュネーブ（スイス）、ニューヨーク（アメリカ）、ニューデリー（インド）、とリヤド（サウジアラビア）の各都市について行った。Figure 3-4 の地図上にはシミュレーションの対象とした各都市の位置を表示した。



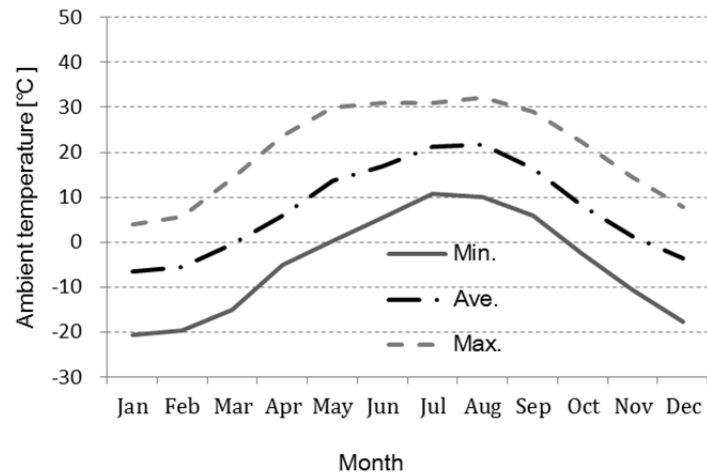
(1) Ambient temperature



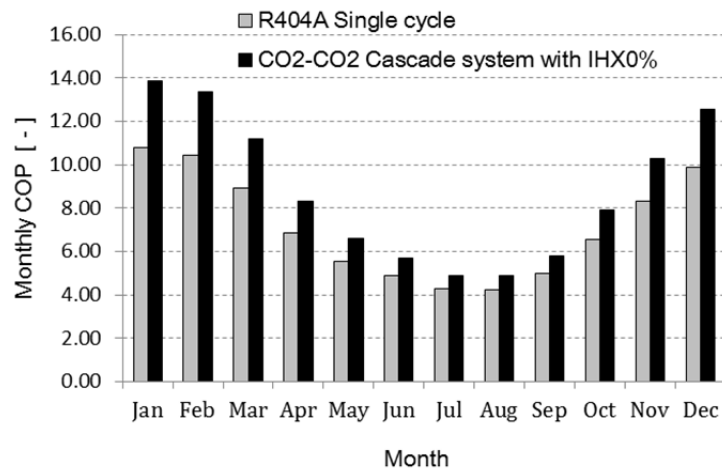
(2) COP

Fig. 3-6 Ambient temperature and monthly COP at Tokyo/ Japan

東京の年間平気温は 16.5°Cであるが、8月の月間平均最高気温は 37.2°C、1月の月間平均最低気温は-1.7°Cであった。この条件において気温の高い8月においてもCO₂-CO₂カスケード式冷凍システムは、HFC冷媒を使用したR404A単段システムに対して12%の効率改善が見込まれる。年間では16%の効率改善となる。



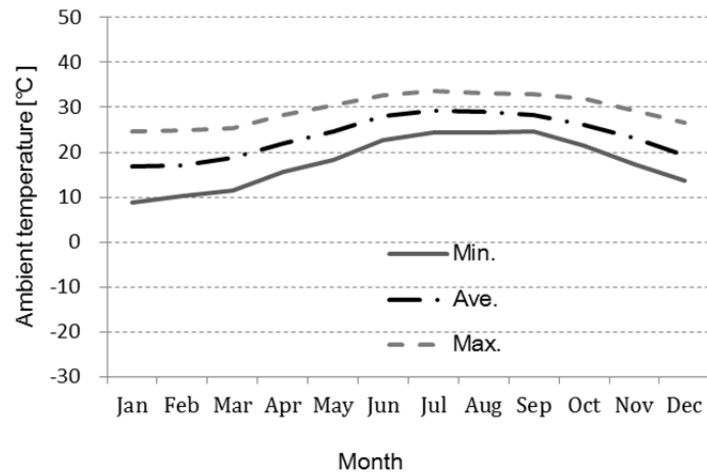
(1) Ambient temperature



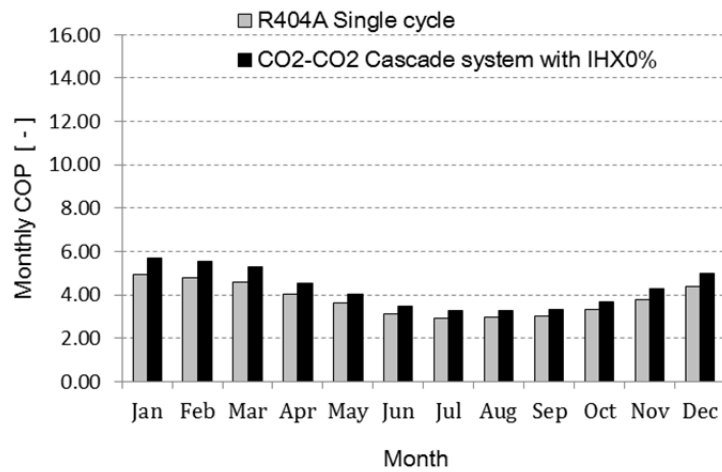
(2) COP

Fig.3-7 Ambient temperature and monthly COP at Asahikawa/ Japan

旭川の年間平気温は 7.4℃であるが、8月の月間平均最高気温は 32.2℃であった。この条件において気温の高い8月においても CO₂-CO₂カスケード式冷凍システムは、HFC冷媒を使用した R404A 単段システムに対して 15%の効率改善が見込まれる。年間では 23%の効率改善となる。



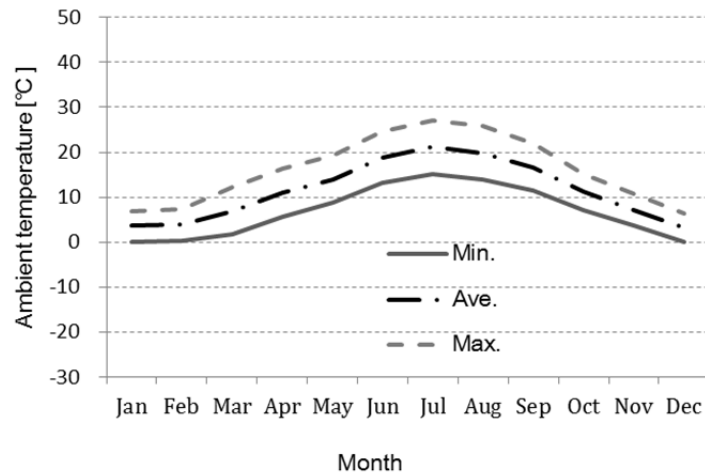
(1) Ambient temperature



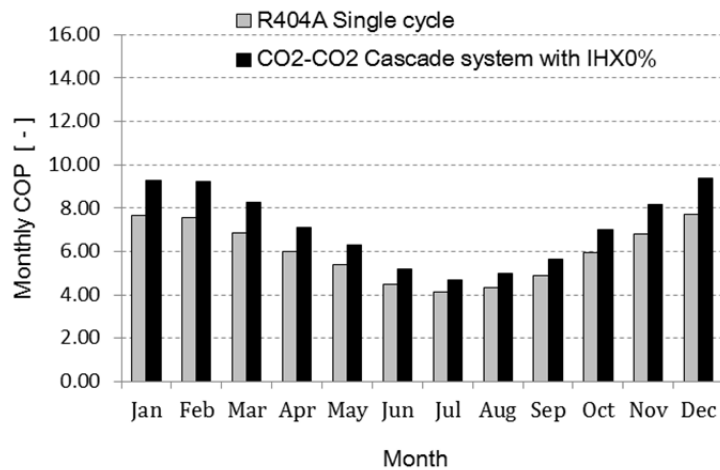
(2) COP

Fig.3-8 Ambient temperature and monthly COP at Naha/ Japan

沖縄那覇の年間平気温は 23.6°Cであるが、8月の月間平均最高気温は 33.8°Cであり東京の平均最高気温よりも 3°C以上低い。しかし年間の平均気温が東京よりも高いので、年間の改善効果は東京よりも少なくなるが、この条件において、CO₂-CO₂カスケード式冷凍システムは R404A 単段システムに対して、年間で 13%の効率改善となる。



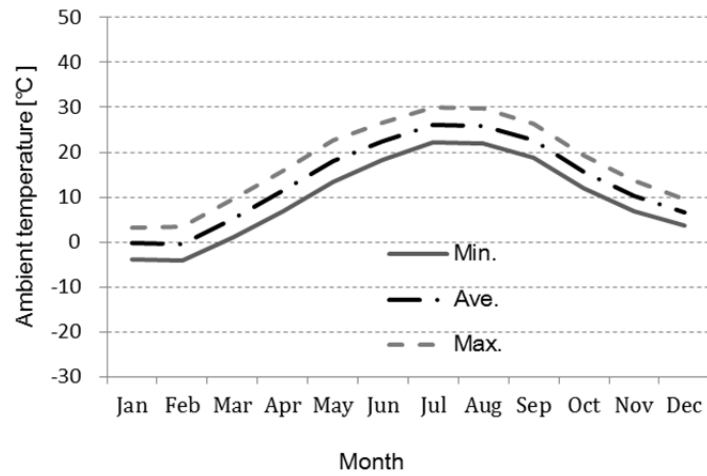
(1) Ambient temperature



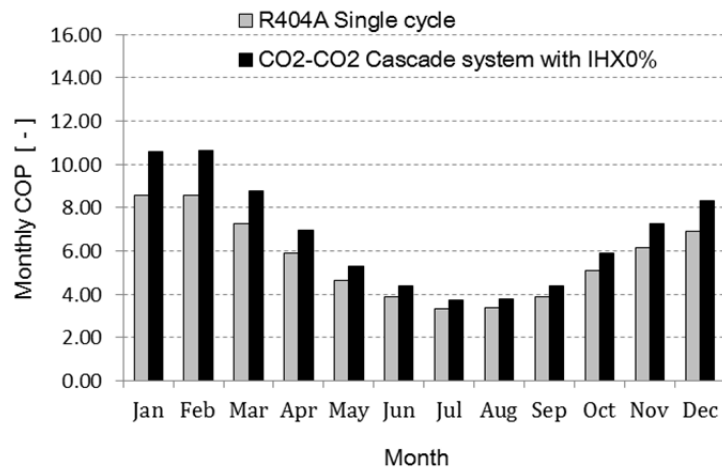
(2) COP

Fig.3-9 Ambient temperature and monthly COP at Geneva/ Switzerland

ジュネーブの年間平気温は 11.4°Cであるが、7月の月間平均最高気温は 27.1°C、1月の月間平均最低気温は 0.1°Cであった。年間を通して気温が比較的低いジュネーブでは、CO₂-CO₂カスケード式冷凍システムは R404A 単段システムに対して、年間で 19%の効率改善となる。



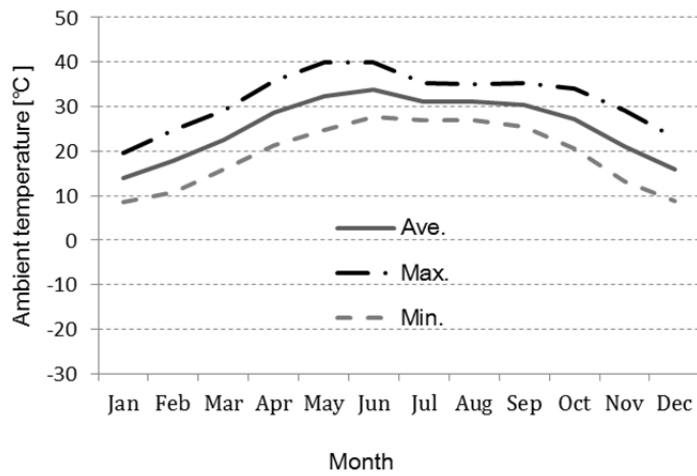
(1) Ambient temperature



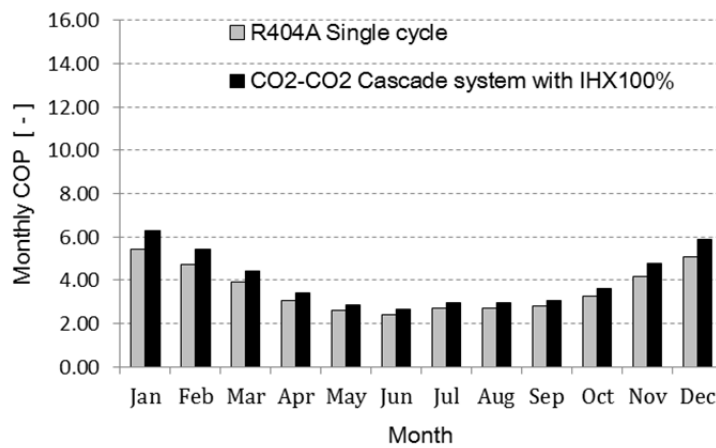
(2) COP

Fig.3-10 Ambient temperature and monthly COP at New York/
United states of America

ニューヨークの年間平気温は 13.6°Cであった。この条件において、CO₂-CO₂カスケード式冷凍システムは、HFC 冷媒を使用した R404A 単段システムに対して年間で 18%の効率改善となる。



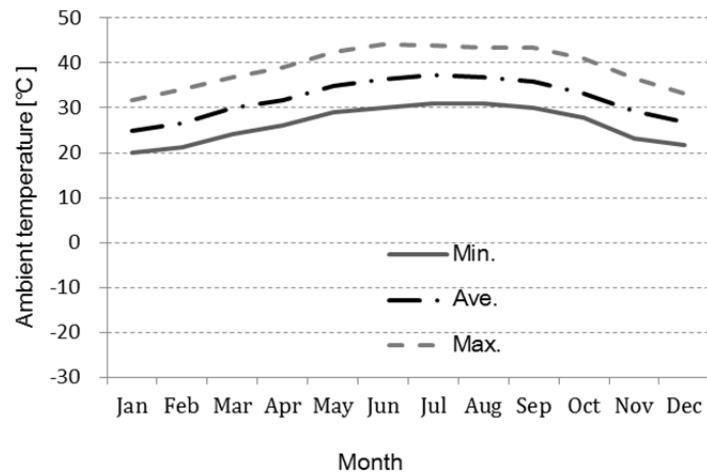
(1) Ambient temperature



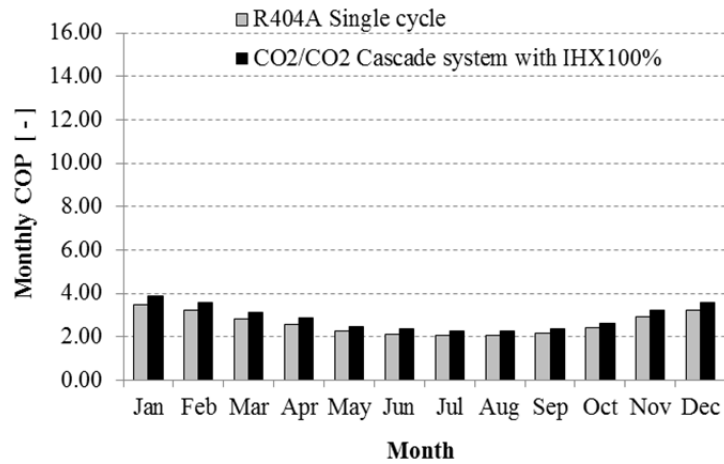
(2) COP

Fig.3-11 Ambient temperature and monthly COP at Delhi/ India

デリーの年間平気温は 25.5°Cであるが、5月の月間平均最高気温は 39.9°C、1月の月間平均最低気温は 8.8°Cであった。この条件において気温の高い5月においても CO₂-CO₂カスケード式冷凍システムは、HFC冷媒を使用した R404A 単段システムに対して 10%の効率改善が見込まれる。年間では 13%の効率改善となる。



(1) Ambient temperature



(2) COP

Fig.3-12 Ambient temperature and monthly COP at Riyadh/ Saudi Arabia

リヤドの年間平気温は 32.0°Cであるが、1月の月間平均最高気温は 44.1°C、1月の月間平均最低気温は 20.0°Cであった。年間を通して気温の高いリヤド条件において、気温の高い6月においても CO₂-CO₂カス

ケード式冷凍システムは、HFC 冷媒を使用した R404A 単段システムに対して 10%の効率改善が見込まれる。年間でも 11%の効率改善となる。

Table 3-6 Effect of CO₂-CO₂ cascade system at relative city

City	Average ambient temperature [°C]	Annual COP [-]		
		R404A single system	CO ₂ -CO ₂ cascade system	Improvement of COP [%]
Tokyo (Japan)	16.5	4.98	5.84	17.3
Asahikawa (Japan)	7.4	7.14	8.78	23.0
Naha (Japan)	23.6	3.79	4.29	13.2
Geneva (Switzerland)	11.4	5.99	7.10	18.5
New York (USA)	13.6	5.63	6.67	18.5
Delhi (India)	25.5	3.56	4.02	12.9
Riyadh (Saudi Arabia)	32.0	2.60	2.88	10.8

以上の結果をまとめると、年間の月別平均気温、平均最高気温、及び平均最低気温を用い世界の幾つかの都市における CO₂-CO₂ カスケード式冷凍システムの効果を、HFC 系冷媒を用いた R404A 単段システムと比較を行った結果、年間の平均気温が 7.4°C と低い北海道旭川では 23% の効率改善が見込まれることがわかった。また従来の CO₂ 冷媒を使用した冷凍システムでは赤道付近の気温が高い地域での運用は困難とされていたが、年間平均気温が 32.0°C と高いサウジアラビア・リヤドにおいても CO₂-CO₂ カスケード式冷凍システムは、HFC 系冷媒を用いた R404A 単段システムに対し、10%以上の効率改善が可能であることがわかった。

CVS やスーパーマーケットなどでは冷凍・冷蔵機器の消費電力が店舗の全消費電力に対して多くの占めるため^[3-4]、冷凍システムの効率改善はこれら店舗の CO₂ 排出量削減に寄与することができる。

参考文献

- [3-1] Sánchez, D., Patiño, J., Llopis, R., Cabello, R., Torrella, E. and Fuentes, F. V., New positions for an internal heat exchanger in a CO₂ supercritical refrigeration plant, Experimental analysis and energetic evaluation, *Applied Thermal Engineering*, Vol.63, Issue 1, (2014) pp.129-139.
- [3-2] 玉木 章吾, 藤井 優子, 松下 洋介, 青木 秀之, 三浦 隆利, 武 幸一郎, 浜野 秀光, CO₂ 冷凍サイクルにおいて内部熱交換器が成績係数および交換熱量に及ぼす影響, *化学工学論文集*, **34**,5, pp505-512,(2008)
- [3-3] 気象庁ホームページ:各種データ
<<http://www.jma.go.jp/jma/menu/menureport.html>>(accessed at 2017/11/3)
- [3-4] Fujimoto, J., Mitani, Y., Itoh, T. and Maeda, R., Power Monitoring Using Wireless Sensor Nodes in 10 Convenience Stores, *Journal of Japan Society of Energy and Resources*, Vol. 32, No. 3 (2011), pp.16-22 (in Japanese).

第4章 結論

本研究により得た結論を以下にまとめる。

- オゾン層破壊や地球温暖化は国際的な共通の課題であり、これらの問題に影響を与える CFC, HCFC や HFC などの冷媒から CO₂ などの自然系冷媒への移行を促進する研究が必要である。
- 自然系冷媒の HC, NH₃ や CO₂ は各々、安全性や経済性などに課題がある。その中で CO₂ は毒性や燃焼性がなく比較的安全な冷媒であるが、エネルギー効率面での課題があり、冷凍システムの研究による効率改善が必要である。
- 種々の CO₂ 冷凍システムの効率改善に対する研究が進められているが、各々課題を有している。その中でカスケード式冷凍システムは高外気温時の課題を解決することができる有効な手段であるが、カスケード式冷凍システムの高温側冷凍サイクルにも CO₂ 冷媒を用いた研究はほとんどない。本研究では CO₂-CO₂ カスケード式冷凍システムの効率向上を図ることを目的とした。
- CO₂ 冷凍システムの効率改善には内部熱交換器 (IHEX) の設置が有効であり、IHEX を最適設計したシステムでは常温以下の条件で HFC 冷凍システムと同等の効率を得ることができるが、CO₂ の臨界温度を超える条件での効率改善が必要である。
- CO₂ の臨界温度を超える条件での効率改善のために CO₂-CO₂ カスケード式冷凍システムの研究を行った。その結果、CO₂-CO₂ カスケード式冷凍システムの COP を最大化する運転圧力は外気温との相関が

非線形である事がわかった。

- CO₂-CO₂ カスケード式冷凍システムの低温側冷凍サイクルの IH₂O は、機器が設置される環境を考慮した設計が必要であることがわかった。一方で、高温側冷凍サイクルには IH₂O は不要であることがわかった。
- CO₂-CO₂ カスケード式冷凍システムを世界各地の環境に適用した場合の効果を HFC 単段冷凍システムと比較して行った。その結果、気温の低い旭川では約 23%の効率改善効果があり、気温の高いリヤドでは約 10%の効率改善効果があることがわかった。

次に、上記結論について詳細に述べる。

4-1 背景

地球環境保護は世界共通の課題であり国際的な地球環境改善に対する取り組みが行われている。環境問題の中で地球温暖化は早急な対策が必要な重要な問題となっている。オゾン層保護に関する枠組条約や地球温暖化防止枠組条約は各国でオゾン層保護や温暖化防止に向けた活動を国際条約という形で目標を明確にしているが、冷凍空調業界では依然 ODP や GWP の高い冷媒が使用されているのが現状であり、環境影響の小さい物質への対応が求められている。

このような背景の中、冷凍空調業界では GWP の低い冷媒への恒久的な代替化に関する研究が進められている。例えば家庭用の冷蔵庫はプロ

パンやシクロペンタンなどの炭化水素(HC)を冷媒に用いた製品が世界各地で使用されている。また、食品流通業界で使用されているショーケースや冷凍冷蔵機器にはHCやCO₂を冷媒として使用する機器の導入が開始されている。さらには、冷蔵・冷凍倉庫やアイスリンクなどの大型冷蔵機器ではアンモニアやCO₂を冷媒として使用する機器の導入が進められようとしている。

1-1 節では、これら冷媒の内、主にCO₂冷媒に関するものを中心に議論し、地球温暖化やオゾン層保護に有効なCO₂冷凍機の開発を行う必要性を示した。

4-2 冷媒の特徴

冷凍冷蔵機器や給湯器などのヒートポンプに使用される冷媒にはODPやGWPなどの環境特性に加え、燃焼性や毒性などの取り扱い時の安全性や臨界温度や潜熱量などの物性値特性が重要な指標となる。

HCやCO₂、NH₃は自然界に存在する物質でありGWPが10以下と極めて低く地球環境影響が少ない、更には大気中に存在するこれら物質は生態系への影響懸念もない。しかし、HC冷媒は可燃性が強く使用时、廃棄時における爆発事故の懸念があるし、NH₃は可燃性に加え毒性があり漏えい時の健康被害が懸念されるため機器の導入に対しては安全性の確保に対する対策が必要である。一方でCO₂は燃焼性や毒性はないが冷媒としての成績係数(COP)が低く、冷蔵・冷凍機器に使用した場合、特にCO₂冷媒が臨界状態となる30℃以上の環境では機器の効率が

低く消費電力の増加が懸念される。

1-2 節では、CO₂冷媒の持つ効率の低いという特性を冷凍システムにより改善し消費電力を削減することで環境性能を向上させることができる冷媒の選択を行った。

4-3 CO₂冷凍システムの特徴と課題

CO₂冷媒は飲料用自動販売機・ショーケースやヒートポンプ式給湯器・食品流通用冷凍機や流通倉庫用冷凍機などに使用されている。これらのCO₂冷凍・冷蔵，または給湯機器で比較的小型・小出力の物には単段冷凍サイクルが使用され大型の物にはカスケード式冷凍やシステム二段圧縮式冷凍システムが使用されている。

単段冷凍サイクルはフロン系冷凍サイクルと同様に圧縮機・ガスクーラ・膨張器と蒸発器により構成されているが、COPを向上させるためにガスクーラ出口の冷媒と蒸発器出口の冷媒を熱交換させる内部熱交換器(IHEX)を設ける場合がある。IHEXは適正な設計によりCOPを向上させることができるが、冷凍回路の延長などによる回路内圧力損出によりCOPが低下してしまう場合もあり設計には留意が必要である。

カスケード式冷凍サイクルは独立した冷凍回路を高温側と低温側を組み合わせることで構成される。低温側にはCO₂冷媒を使用した冷凍装置が使用されるが高温側にはHFC系冷媒を使用したシステムが欧州を中心に広く用いられているが、本研究のように高温側冷凍サイクルにもCO₂冷媒を使用したシステムは効率がHFCシステムに比較して低いと

いう理由から普及していない。

二段圧縮式冷凍システムは欧州の食品流通市場で導入が進んでいる。このシステムは高段側圧縮機と低段側圧縮機を直列に接続し、其々の吸入側に蒸発圧力の異なる蒸発器を接続する。二段圧縮式冷凍システムの特徴は低段側冷凍サイクルの圧縮比が低く圧縮機所要動力を低減でき点にある。しかし高段側の冷凍サイクルの圧縮比は単段冷凍サイクルと同じであり、高温側の冷媒循環量には低段側サイクルの循環量も加算されるため、高段側の冷凍サイクルの効率が全体の効率に大きく影響を与える。また二段圧縮式冷凍システムも高段側の冷凍サイクルに CO₂ 冷媒を使用するため高外気温での効率が低くなるため比較的気温の低い北欧地域での導入が進んでいる

各 CO₂ 冷凍システムの課題を Table 4-1 にまとめる

Table 4-1 Issues of each CO₂ refrigeration system

System of CO ₂ refrigeration	Issue
Single stage system	Low efficiency at high ambient temperature
Cascade system	Leakage/ using HFC refrigerant at high temperature cycle
2 stage system	High efficiency at middle and low ambient temperature area. But low efficiency at high ambient temperature

従来の CO₂ 冷媒を使用したシステムでは高外気温での効率が HFC 冷媒を使用したシステムに対し低く、比較的気温の低い地域で使用するか、またはカスケード式冷凍システムのように高温側に HFC 冷媒を用

い高外気温時の COP を高めていた。1-3 節では、高温側サイクルにも CO₂ 冷媒の使用を可能にしたカスケード式冷凍サイクルの COP 改善に関する議論を行った。

4-4 CO₂ 冷凍システムの効率改善

(1) 単段 CO₂ 冷凍システムの効率改善

第 2 章では、CO₂ 冷媒は HFC 冷媒と比べ伝熱特性が優れるという特徴があり、伝熱管の表面面積を縮小できる。すなわち熱交換器の伝熱管の径や長さを縮小することが可能である。この特性は、吸入圧力損失低減と言う点でシステム効率向上に対して優位に寄与すると言える。

IHEX の最適化を行い HFC 系冷媒の R134a と R1234yf を用いた冷凍システムの効率比較を行った結果、外気温 15℃、24℃ではそれぞれ約 30%、10%ほど CO₂ 冷媒システムの方が HFC 冷媒システムよりも COP が高いという結果となった。しかしながら、外気温 40℃では内部熱交換器の最適化を行っても HFC 冷媒システムの効率よりも CO₂ 冷媒システムの方が COP が低いという結果となった。

(2) CO₂-CO₂ カスケード冷凍システムの開発

CO₂ 冷媒を使用した冷凍・冷蔵機器は外気温が 24℃以下の条件においては HFC 系冷媒の R404A よりも高い効率を得ることができるが、CO₂ 冷媒は臨界温度が 30.98℃と低く、そのために外気温時が 31℃を超

えるような条件では冷凍機の COP が低下し消費電力が増加してしまう。COP を高める手段として高温側に HFC を使用したカスケード式冷凍システムがあるが、HFC 冷媒は GWP が CO₂ の 1,000 倍以上あり、地球温暖化影響を与える。そこで、本研究では高温側の冷凍サイクルにも CO₂ 冷媒を使用したシステムを導入した場合の COP を HFC 単段圧縮システムと CO₂ 単段圧縮システム、並びに HFC-CO₂ カスケード式冷凍システムについて比較を行った。

臨界状態で運転される CO₂ 冷凍システムは吐出圧力が COP に大きく影響を与えるため COP を最大化する運転圧力の設計を行った。その結果、高温側冷凍サイクルの吐出圧力の設定は外気温に対し指数関数での相関を示すことが解った。また、低温側冷凍サイクルの吐出圧力の設定は外気温に対し三次関数での相関を示すことが解った。

COP の比較では CO₂-CO₂ カスケード式冷凍システムは R404A 単段圧縮システムに対し、外気温 10°C では 40% の効率改善が可能である。また、CO₂ 単段圧縮システムでは外気温 40°C の条件において R404A システムよりも効率が劣っているが CO₂-CO₂ カスケードシステムでは 40% ほど COP を改善できる。同様のカスケードシステムである HFC-CO₂ カスケードシステムとの比較において、外気温 40°C では HFC-CO₂ カスケードシステムの方の 3% 程度 COP が高いが外気温 30°C では CO₂-CO₂ カスケードシステムの方の 5% ほど COP が高い結果となった。この結果は赤道付近の気温の高い地域に於いても CO₂-CO₂ カスケードシステムを適用できる可能性を示している。

R404A システムとの COP 比較結果は実験によっても確認され外気温

10°Cから 40°Cの全域にわたって CO₂-CO₂ カスケードシステムが高い COP を持つことが確認された。また、R404A 単段圧縮システムとの比較においてシミュレーションと実験値は外気温 30°Cと 40°Cではよく一致しており、20°C以下では 5%から 7%の差が発生した。これは今回のシミュレーションでは考慮していないスクロール圧縮機の低回転時の効率低下特性が影響していると考えられる。

4-5 CO₂-CO₂ カスケード式冷凍システムの研究成果の確認

本研究の対象である CO₂-CO₂ カスケード式冷凍システムは他の形式の冷凍システムと異なり設置環境温度によりシステム効率が最大となるシステム構成や運転条件が変化する。システム構成の中で内部熱交換器 (IHEX) はシステム効率を向上させるための重要な設計要素であるが運転状況による熱交換効率の調整が不可のため、設計段階で熱交換量を考慮した設計をする必要がある。

これまでの研究では IHEX の COP への影響を一条件、たとえば外気温 32°C のような高い外気温条件で設定していたが本研究では年間の気温変動を考慮し、一年を通した COP が最大となる IHEX の設定を試みた。

高温側サイクルでは IHEX での熱交換率が周囲温度 30°C 以下では 0%で COP が最大となり熱交換率の増加に伴い COP が低下する。また、周囲温度 30°C以上では熱交換量 0%時が最も COP が低く、IHEX での熱交換量の増加に伴い COP が上昇する。これは周囲温度 30°C以下の条件では CO₂ 冷媒は亜臨界状態となり、温度に対するエンタルピー変化量が

臨界状態と比較して少ないためである。一方で低温側サイクルでは吐出ガスの放熱を高温側サイクルへ熱交換するため周囲温度の影響が緩和されるため、IHEXでの熱交換率0%時にCOPが最大となる。

この結果をもとに年間気温を考慮した低温側サイクルのIHEX熱交換率によるCOPの最大化のシミュレーションを行った。標準的外気温の都市の例として東京と、外気温の高い都市の代表としてインドのデリーの月別平均気温、月別平均最高気温と、月別平均最低気温を用いた。シミュレーションの結果、東京の気温条件ではIHEXでの熱交換率0%時が最も年間COPが高く、デリーでは熱交換率100%時にCOPが最大となることが明らかになった。このことは冷凍機の設置環境によってIHEXの設計仕様の変更が必要であり、それにより冷凍機のシステム効率の向上を図る事ができることを示唆した。

次にIHEXの設計値を考慮してCO₂-CO₂カスケード式冷凍システムの世界各地域での冷凍機のCOPについて、HFC冷媒を用いたR404A単段圧縮式冷凍システムと比較を行った。都市の設定は年間気温の低い地域の例として旭川、標準的な気温の気域として東京、ジュネーブ、ニューヨークと、気温の高い地域の例として那覇、ニューデリー、リヤドの年間COPのシミュレーションを行った。シミュレーションでは世界の各地域でCO₂-CO₂カスケードシステムのCOPがR404Aシステムと比較し、夏期を含め10%から23%向上した。これにより、電力消費量が減少し、冷媒の漏えいによる地球温室ガスの排出と合わせたCO₂排出量を削減の意味においてCO₂-CO₂カスケードシステムの優位性が確認できた。

結言

冷凍・冷蔵機器に使用されているフルオロカーボンにはオゾン層の破壊や地球温暖化に影響を与えるとして、その製造及び使用に規制がかけられている。これらフルオロカーボンの代替として、自然界に存在し環境影響の少ない冷媒としてハイドロカーボンやアンモニア、二酸化炭素などの研究・開発が進められている。二酸化炭素（CO₂）はこれら自然系冷媒の中で、燃焼性や毒性がなく安全であるが、一方で冷凍・冷蔵機器に使用した際のシステム効率がフルオロカーボンを使用した機器よりも低いという課題があった。

本研究では CO₂ 冷媒を使用した冷蔵機器の効率を改善するために内部熱交換器の熱交換量の研究やカスケード式冷凍システムの効率改善を行った。研究の中で、CO₂ 冷媒を使用したシステムの運転圧力に注目し、COP が最大となる圧力条件を導き出した。これにより、これまでの研究されてこなかった高温側サイクルにも CO₂ 冷媒を使用した CO₂-CO₂ カスケード式冷凍システムが既存の HFC 単段冷凍サイクルよりも優れた環境性能を有していることを証明した。

更に、冷凍・冷蔵機器が設置される環境条件に着目し、各々の条件に対し内部熱交換器の適切化を図ったうえで世界各地域での効率比較を行った。その結果、CO₂ 冷凍機器は気温の高い赤道付近の地域でも CO₂-CO₂ カスケード式冷凍システムの使用が可能であるという結論を得た。

本研究を通して CO₂ 冷媒を使用した冷凍・冷蔵機器の環境性能の高さを確認した。今後これら CO₂ 冷凍・冷蔵機器に使用が世界各地に広がりオゾン層保護や地球温暖化抑制に寄与することを切に期待する。

謝辞

本論文は、群馬大学大学院 理工学府 天谷賢児教授のご指導のもとにまとめました。論文を執筆するにあたり、御多忙中にもかかわらず幾度となく、専門的ながら解かりやすく懇切丁寧な御指導を賜りました天谷賢児教授に対しまして、謹んで深厚なる感謝の意を表します。

論文の推敲にあたり、御助言と御討議を賜り、本論文のご審査をいただきました群馬大学大学院 理工学府 エネルギー変換工学 古畑朋彦教授，群馬大学大学院 理工学府 工学研究科 石間経章教授，群馬大学大学院 理工学府 志賀聖一教授，ならびに，群馬大学大学院 理工学府 川島久宜准教授に心からの御礼を申し上げます。

本論文の主題でもある CO₂-CO₂ カスケード式冷凍システムの開発に際し，多大なる御協力賜りました，サンデン・エンバイロメントソリューションズ，Olivier Campy 様， Sylvain Gillaux 様， Georges Khoury 様，並びに英語の指導を賜りましたサンデン・エンバイロメントプリダクツ株式会社，Pauline Halais 様に厚く御礼申し上げます。

最後に，本研究を進めるにあたり，理解し支えてくれた家族ならびに関係各位に感謝の意を表します。

2018年 3月

山口 幸雄