

次世代冷媒・冷凍空調技術の基本性能・最適化・評価手法および安全性・リスク評価

第 1 部 次世代冷媒の基本特性・性能評価

WG I の進捗

公益社団法人日本冷凍空調学会 次世代冷媒に関する調査委員会

2020 年 3 月 31 日

目次

1. はじめに.....	2
2. 九州大学の進捗	3
2.1 HFO 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HFO 系冷媒の熱物性評価	3
2.2 HFO 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HFO 系冷媒の伝熱特性評価	9
2.3 HFO 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HFO 系冷媒のヒートポンプサイクル性能評価	12
3. 早稲田大学の進捗	14
3.1 総論	14
3.2 事業概要.....	14
3.3 性能解析技術研究開発.....	15
3.3.1 圧縮機.....	15
3.3.2 冷媒充填量.....	18
3.4 性能評価技術研究開発.....	18
3.4.1 数理的な性能評価手法開発.....	18
3.4.2 性能評価装置開発.....	20
3.5 シミュレーター開発とその活用.....	22
3.6 国際規格, 国際標準化への貢献.....	26
3.7 研究進捗と今後の計画.....	26
3.8 電気通信大学の進捗.....	27
3.8.1 熱交換器.....	27
3.8.2 膨張弁.....	27
3.8.3 冷媒充填量.....	29

1. はじめに

公益社団法人日本冷凍空調学会が受託した NEDO 調査事業「省エネ化・低温室効果を達成できる次世代冷凍空調技術の最適化及び評価手法の開発」では、3 つの WG で調査を進めている。本報告書は、WG I「次世代冷媒の基本特性・性能評価」の 2019 年度の成果をまとめたものである。

WG I では、さらに 2 つのグループ体制で調査を行っている。九州大学のグループが次世代冷媒の基本特性の調査を行い、早稲田大学のグループが省エネ冷凍空調機器システムの最適化・性能評価に関する調査を進めた。

本報告書の執筆者は、Table 1-1 に示す通りである。

Table 1-1 Author list

章	執筆者
2. 九州大学の進捗	東 之弘〔代表〕(九州大学), 高田 保之, 迫田 直也, 宮崎 隆彦, Kyaw Thu, 高田 信夫, 宮本 泰行 (富山県立大学), 田中 勝之 (日本大学), 近藤 智恵子 (長崎大学), 狩野 祐也 (産業技術総合研究所), 粥川 洋平, 藤田 佳孝, 赤坂 亮 (九州産業大学), 福田 翔, 宮良 明男 (佐賀大学), 仮屋 圭史, 井上 順広 (東京海洋大学), 地下 大輔, 野口 照貴
3. 早稲田大学の進捗	齋藤 潔 (早稲田大学), 山口 誠一, ジャンネッティ ニコロ, 宮岡 洋一, 榎木 光治 (電気通信大学), 井上 洋平, 清 雄一

免責事項

本報告書に掲載されている情報の正確性については万全を期していますが、著者および当学会は利用者が本報告書の情報を用いて行う一切の行為について、何らの責任を負うものではありません。本報告書の利用に起因して利用者に生じた損害につき、著者および当学会としては責任を負いかねますので御了承ください。

2. 九州大学の進捗

2.1 HF0 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HF0 系冷媒の熱物性評価

1) 臨界点近傍を含む熱力学性質の測定

3 種類の 3 成分系混合冷媒 R455A(HFC32/HFO1234yf/CO₂; 21.5/75.5/3.0 mass%)、HFC32/HFO1234yf/HFO1123; 21.2/19.3/59.5 mass%、及び HFC32/HFO1234yf/HFO1123; 21.5/38.5/40.3 mass% の *PVT* 性質、飽和密度、臨界定数を測定した。

R455A(HFC32/HFO1234yf/CO₂; 21.5/75.5/3.0 mass%)に関して、*PVT* 性質を温度 300 K~420 K、圧力 1225 kPa~6751 kPa、密度 60 kg/m³~917 kg/m³ の範囲で測定し、7 本の等容線に沿って計 76 点の実測値を得た。また、メニスカスの消滅観察により、飽和蒸気密度 9 点、飽和液密度 7 点、等容線の折れ曲がりから 4 点、計 20 点の飽和密度を決定し、メニスカスの消滅位置及び臨界タンパク光による着色の様子から、臨界定数を $T_c=356.40\pm0.05$ K、 $P_c=4536\pm5$ kPa、 $\rho_c=460\pm3$ kg m⁻³ と決定した。

HFC32 /HFO1234yf/HFO1123; 21.2/19.3/59.5 mass%に関して、*PVT* 性質を温度 300 K~410 K、圧力 1471 kPa~6825 kPa、密度 50 kg/m³~906 kg/m³ の範囲で測定し、8 本の等容線に沿って計 74 点の実測値を得た。また、メニスカスの消滅観察により、飽和蒸気密度 12 点、飽和液密度 8 点、等容線の折れ曲がりから 4 点、計 24 点の飽和密度を決定し、メニスカスの消滅位置及び臨界タンパク光による着色の様子から、臨界定数を $T_c=340.36\pm0.01$ K、 $P_c=4796\pm2$ kPa、 $\rho_c=485\pm3$ kg m⁻³ と決定した。

HFC32/HFO1234yf/HFO1123; 21.5/38.5/40.3 mass%に関して、*PVT* 性質を温度 300 K~410 K、圧力 1129 kPa~6790 kPa、密度 43 kg/m³~878 kg/m³ の範囲で測定し、7 本の等容線に沿って計 68 点の実測値を得た。また、メニスカスの消滅観察により、飽和蒸気密度 8 点、飽和液密度 10 点、等容線の折れ曲がりから 5 点、計 23 点の飽和密度を決定し、メニスカスの消滅位置及び臨界タンパク光による着色の様子から、臨界定数を $T_c=346.68\pm0.02$ K、 $P_c=4647\pm5$ kPa、 $\rho_c=503\pm5$ kg m⁻³ と決定した。

一例として、R455A の *PVT* 性質の測定結果と気液共存曲線を Fig.2-1 及び Fig.2-2 に示した。

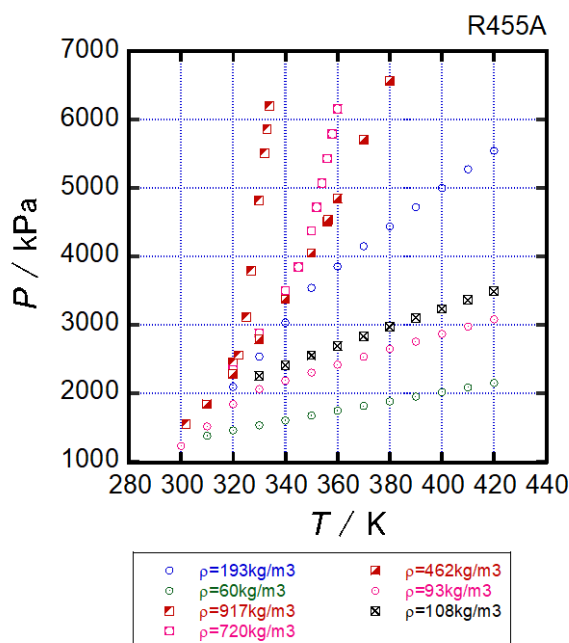


Fig. 2-1 *PVT* property measurements of R455A

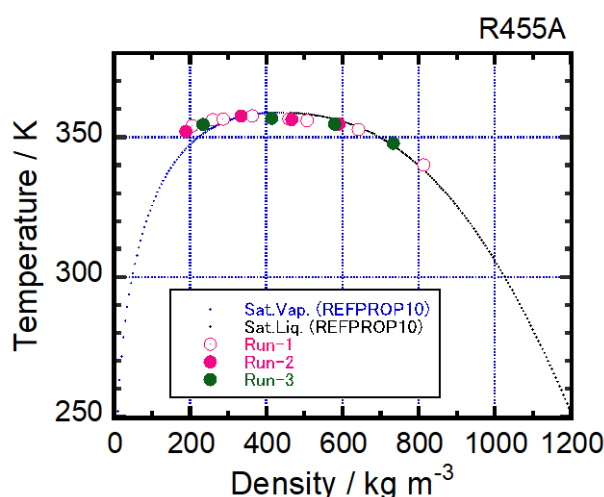


Fig. 2-2 Vapor-liquid coexistence curve of R455A

2) 気液平衡性質の測定

AKICO 社製の再循環型気液平衡性質測定装置を用いて、2 成分系混合冷媒 HFC32/HFO1123 及び HFC32/HFO1234yf の気液平衡性質を測定した。再循環型とは、気液平衡性質の測定方法の一種で、試料採取時に圧力変動等による平衡破壊が少なく、実測値の信頼性が高いことが特徴である。なお測定不確かさは、拡張不確かさにおける包含係数を $k=2$ とした結果として、温度 0.03 K、圧力 1.38 kPa 及

び組成 0.67 mol%であった。

本研究で取得した検量データに、九州大学及び長崎大学によるデータを加えて入力値として、ガスクロマトグラフによる計測値（第2成分の面積分率(area%）から試料の組成（第2成分の質量分率）を算出する検量式 (2-1)を作成した。一例として、HFC32/HFO1234yf 混合冷媒について、本式と検量データの分布を Fig.2-3 に示す。本研究では、HFC32/HFO1234yf 混合系について $a=0.3433$ と決定した。

$$M_{\text{COMP2}} = A_{\text{COMP2}} + a \times A_{\text{COMP2}} (1 - A_{\text{COMP2}}), \quad (2-1)$$

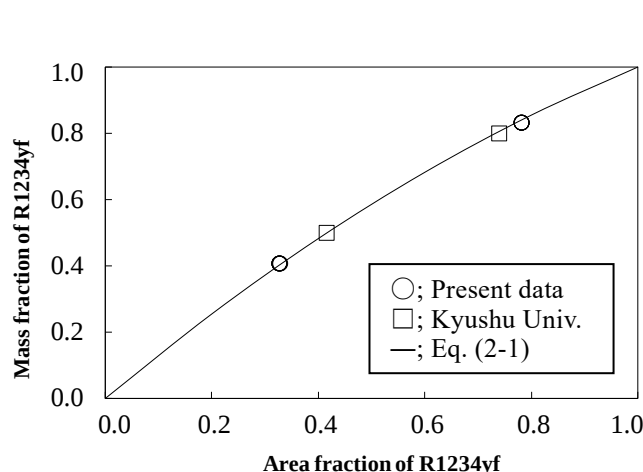


Fig.2-3 Calibration curve for the HFC32/HFO1234yf binary mixtures.

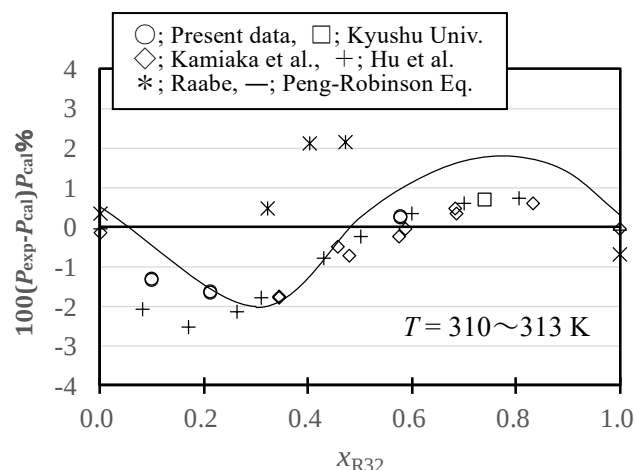


Fig.2-4 Deviations between the bubble point pressures for HFC32/HFO1234yf binary mixtures determined using the Akasaka model.

続いて、一例として HFC32/HFO1234yf について、REFPROP ver.10.0 に採用されている Helmholtz 関数型状態方程式（Akasaka 式）からの相対圧力偏差を Fig.2-4 に示した。Fig.2-4 より、本実測値が文献値と良好に一致していること、及び Akasaka 式と最大で 2% 程度の相対圧力偏差を示していることがわかる。Fig.2-4 には本実測値に基づいて作成した Peng-Robinson 状態方程式からの計算値による偏差も示した。Fig.2-4 より、本実測値が信頼性の高い文献値と良好に一致していることが確認できた。

本年度の研究加速予算を受け、今後の 2 成分系および 3 成分系混合物の測定に活用予定のペローズ式気液平衡・密度測定装置についても、温度・圧力制御の操作性を大幅に向上させることに成功した。

3) 高温 PVT_x 性質及び定圧比熱の測定

2 成分系混合冷媒 HFC32/HFO1234yf/CO₂ に関して、温度 323K~453K、圧力 10MPa までの範囲で PVT_x 性質測定をおこない、2 組成に関する 10 本の等温線に沿って計 114 点の測定結果を得た。Fig.2-5 に HFC32/HFO1234yf/CO₂; 60.93/37.12/1.95 mass% の PT 線図を、Fig. 2-6 に HFC32/HFO1234yf/CO₂; 30.16/67.86/1.98 mass% の PT 線図を示す。図中のシンボルが本実験データであり、実線は REFPROP ver.10.0 による計算結果である。さらに、2 成分系混合冷媒 HFO1336mzz(E)/HFO1336mzz(Z); 43.80/56.20 mass% 混合系に関しても、1 組成に関する 3 本の等温線に沿って計 42 点の測定結果を得た。

本年度の研究加速予算を受け、新たに定圧比熱測定装置を製作した。熱式流量計（サーマルフローメーター）をコアとし、その出力が試料の比熱と質量流量の積に比例し、質量流量がコリオリ式流量計からの出力に比例することを利用して、2 つの流量計からの出力比より試料の比熱を求める方法である。2 つの流量計は、恒温槽内に設置されて一定温度に保たれ、圧力を調整した試料が配管を通じて流通され、測定が行われる。

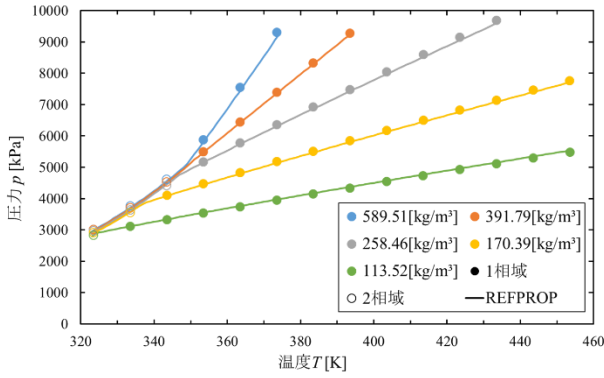


Fig. 2-5 $PVTx$ property measurements of HFC32/HFO1234yf/CO₂; 60.93/37.12/1.95 mass%.

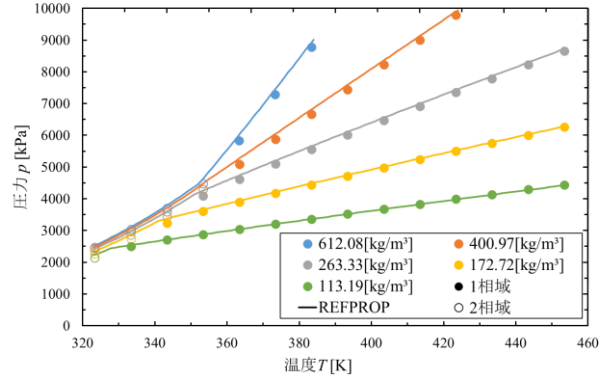


Fig. 2-6 $PVTx$ property measurements of HFC32/HFO1234yf/CO₂; 30.16/67.86/1.98 mass%.

4) 表面張力の測定

HFO1336mzz(Z)の表面張力を、示差毛管上昇法により温度範囲 265 K～390 K の範囲で高精度に測定した。Fig.2-7 に HFO1336mzz(Z)の表面張力測定結果を示す。推定した測定誤差は $\pm 0.15 \text{ mN m}^{-1}$ である。Fig.2-7 に示すように、温度 230 K 以上において、測定値は Di Nicola ら¹⁾の予測式と良く一致している。図中赤線で示す測定結果より、式(2-2)に示す 265 K～ 390 K の範囲で適用できる van der Waals 型の相関式を提案する。Fig. 2-8 に相関式を基準とした測定結果の偏差を示した。

$$\sigma = 54.39(1 - T/T_{\text{crit}})^{1.24} \left[\text{mN m}^{-1} \right] \quad \text{where, } T_{\text{crit}} = 444.5[\text{K}] \quad (2-2)$$

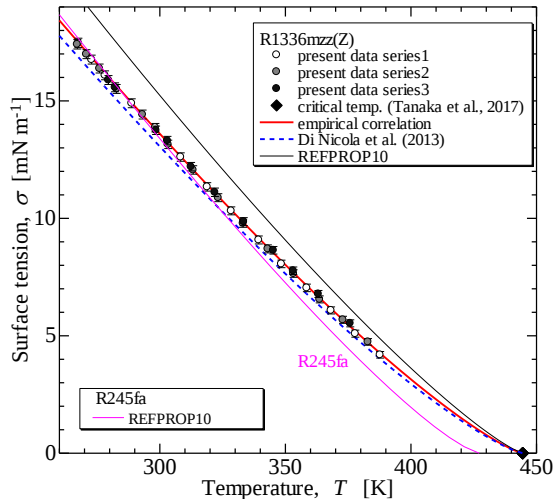


Fig. 2-7 Surface tension data of HFO1336mzz(Z).

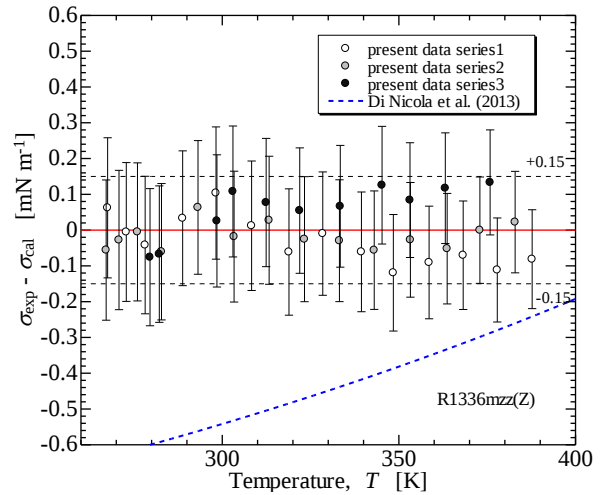


Fig. 2-8 Deviation of surface tension against eq. (2-2).

同様に、R455A (HFO1234yf/HFC32/CO₂; 75.5/21.5/3.0 mass%) の表面張力を温度 265 K～330 K の範囲で測定した。Fig. 2-9 に R455A の表面張力測定結果を、Fig. 2-10 に REFPROP10.0 の計算値を基準とした測定結果の偏差を示す。Fig. 2-9 及び Fig. 2-10 に示すように、R455A の測定結果は臨界温度近傍まで REFPROP10.0 の計算結果と良い一致を示した。しかし、280 K 以下では若干高い値を示す傾向にある。これは HFO1234yf 単体の計算値が高めに計算されることが影響しているためであると考えられる。式 (2-3) に、測定結果に基づく van der Waals 型の相関式を提案した。

$$\sigma = 58.70(1 - T/T_{\text{crit}})^{1.275} \left[\text{mN m}^{-1} \right] \quad \text{where, } T_{\text{crit}} = 356.4[\text{K}] \quad (2-3)$$

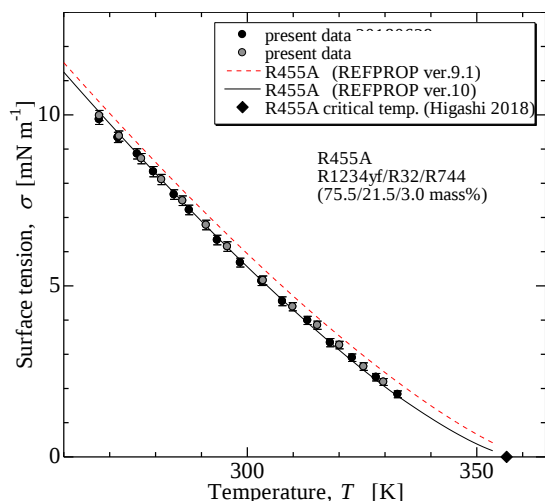


Fig. 2-9 Surface tension data of R455A.

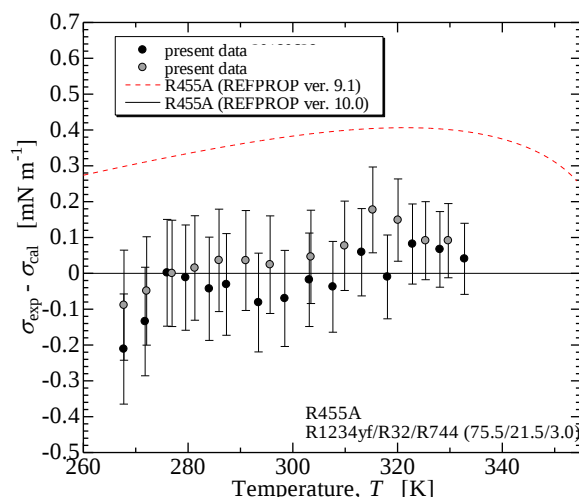


Fig. 2-10 Deviation of surface tension against REFPROP 10.0.

5) 音速の測定

円筒型共鳴器を用いた音速測定装置により、HFO1336mzz(E)及び HFO1336mzz(Z)の気相域における音速を測定した。HFO1336mzz(E)については Fig. 2-11 に示すとおり、温度 303～403 K、圧力 40～900 kPa の範囲において、計 36 点の音速データを得た。HFO1336mzz(Z)については Fig. 2-12 に示すとおり、温度 323～423 K、圧力 40～1000 kPa の範囲において、計 36 点の音速データを得た。得られた音速データに基づき、各冷媒について理想気体状態の定圧比熱を導出し、その温度相関式を作成した。さらに、2 成分系混合冷媒 R454C (R32/R1234yf = 21.5/78.5 mass%) について同装置を用いて気相域の音速測定を行い、温度 283～313 K、圧力 130～490 kPa の範囲において、計 18 点の音速データを得た。

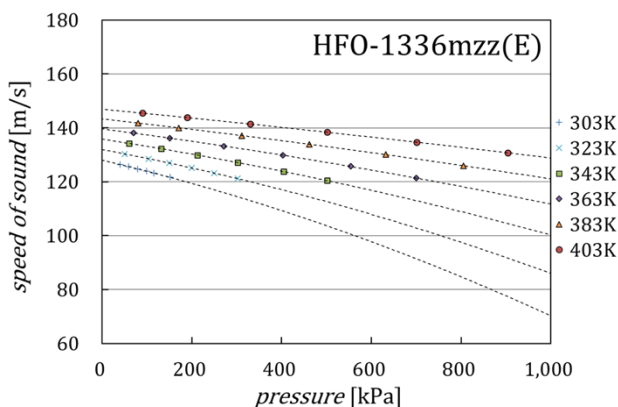


Fig. 2-11 Speed of sound of HFO1336mzz(E).

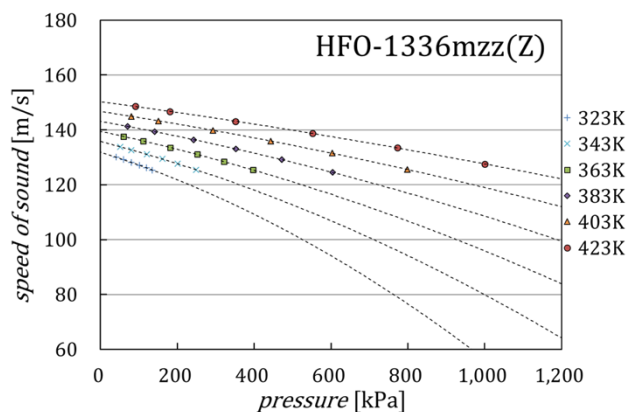


Fig. 2-12 Speed of sound of HFO1336mzz(Z).

6) 状態方程式の開発

HFO1336mzz(E)について、本プロジェクトで測定された実測値に基づき新たな状態方程式を開発した。Fig. 2-13 及び Fig. 2-14 は飽和蒸気圧および密度の実測値と状態方程式からの計算値との相対偏差である。平均偏差は、飽和蒸気圧に対して 0.05%、液体密度に対して 0.1%、気体密度に対して 0.3% であり、本プロジェクトで測定された気体音速に対する平均偏差は 0.02%であった。

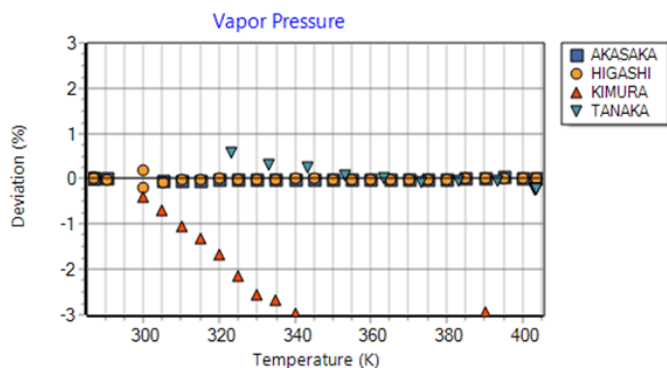


Fig. 2-13: Relative deviations in the measurements of the vapor pressure (HIGASHI) from calculated values with the equation of state.

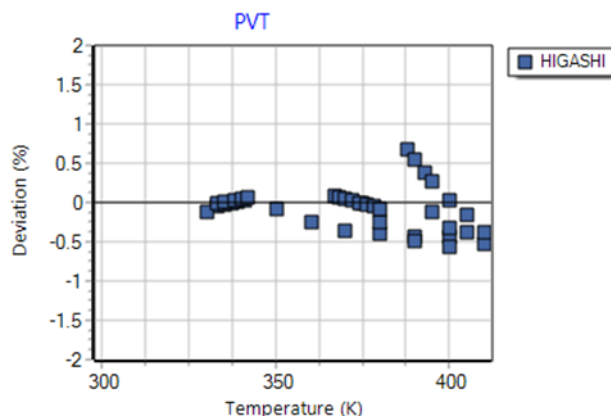


Fig. 2-14: Relative deviations in the measurements of the density (HIGASHI) from calculated values with the equation of state.

また、HFO1123 及び HCFO1224yd(Z)について、最新の実測値情報を用いて既存状態方程式の更新を行った。HFO1123 の式では飽和蒸気圧および液密度の再現性が向上しており、HCFO1224yd(Z)の式では適用可能な圧力の上限が 30MPa までとなり、特に液密度の再現性が向上している。Fig. 2-15 及び Fig. 2-16 に HCFO1224yd(Z)の密度および音速の実測値と新しい状態方程式による計算値との相対偏差を示した。

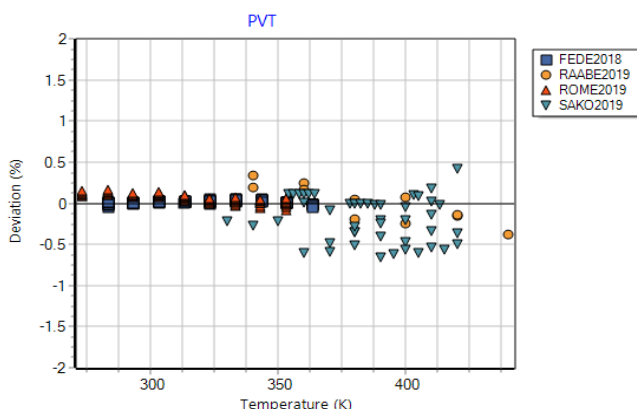


Fig. 2-15 Relative deviations in the densities measured by Italian scientists (FEDE2018, ROME2019) from calculated values with the updated equation of state

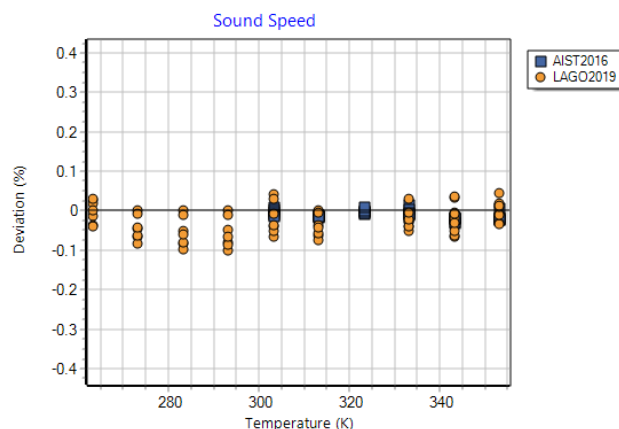


Fig. 2-16: Relative deviations in the liquid-phase sound speeds measured by Italian scientists (LAGO2019) from calculated values with the updated equation of state

さらに、HFC32+HFO1234yf+CO₂ 混合冷媒について、各 2 成分系の評価を行い、再現性が劣ることが判明した HFO1234yf+CO₂ 系に対する混合モデルの見直しを気液平衡データ⁴⁾に基づいて行った。Fig.2-17 に REFPROP 10.0 の標準混合モデルおよび見直しを行った混合モデルによる等温気液平衡の計算結果を示す。

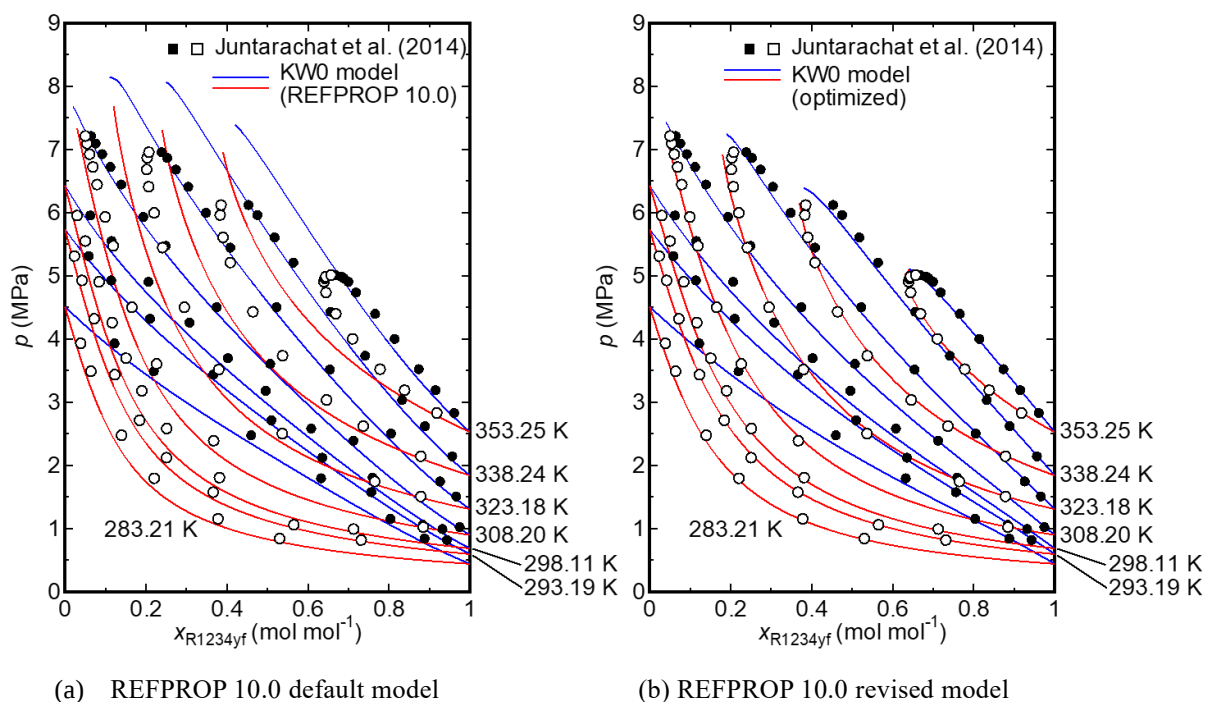


Fig. 2-17 Isothermal vapor-liquid equilibrium of R1234yf/CO₂ mixtures: (a) Default mixture model of REFPROP 10.0 (b) Revised model.

7) 輸送的性質の測定及びモデル化

HFO 系冷媒候補物質の一つである HFO1336mzz(E)の輸送性質の測定を行った。熱伝導率測定に用いた実験装置の概略を Fig. 2-18 に示す。測定法は、熱伝導率測定によく用いられる非定常細線加熱法である。試験冷媒は測定容器 A の内部に封入されており、測定温度帯に応じて、測定容器は電気ヒーターあるいは恒温水槽により一定温度に保たれる。また、冷媒圧力は、測定容器と接続され、温度制御容器 G の外に設置された圧力容器 D においてヘリウム加圧により制御している。測定温度および圧力の条件は、それぞれ 180 °C 程度まで及び 4.0 MPa 程度までであり、圧縮液及び過熱蒸気の熱伝導率を測定した。圧縮液の熱伝導率の測定結果を Fig. 2-19 に示す。図中縦軸は熱伝導率であり、横軸は温度を示している。測定値は圧力ごとにプロットされている。図中の同じ色の実線は本プロジェクト内で開発した状態方程式を適用した拡張対応状態原理 (Extended Corresponding States, ECS)モデルによる計算値である。計算ツールとして REFPROP Ver. 10.0 を利用した。Fig. 2-19 より、測定値は計算値よりおよそ 10%系統的に高いことが確認できた。

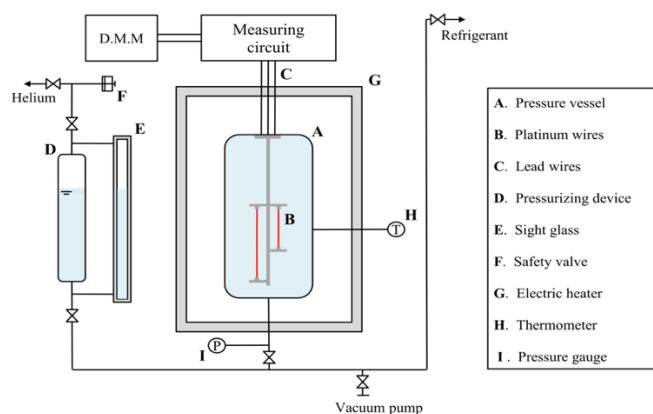


Fig. 2-18 Experimental apparatus for thermal conductivity measurement

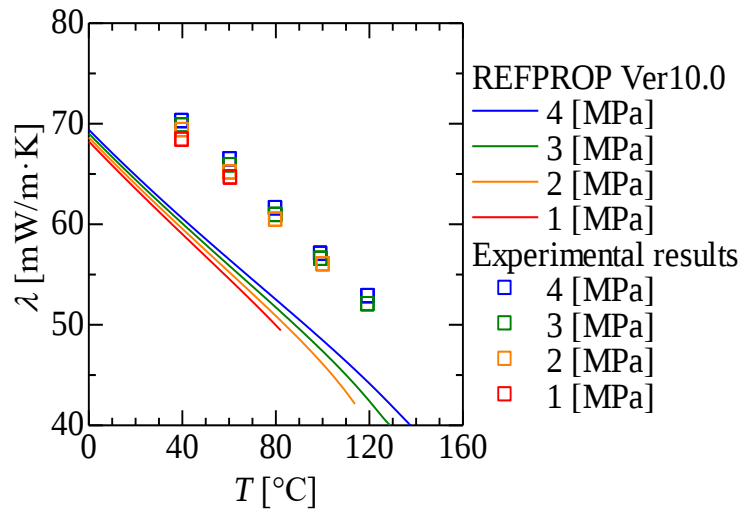


Fig. 2-19 Liquid thermal conductivity of HFO1336mzz(E)

2.2 HFO 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HFO 系冷媒の伝熱特性評価

1) プレート式熱交換器内の伝熱特性評価

種々の HFO 系冷媒について、プレート式熱交換器内の凝縮及び沸騰熱伝達率の局所的特性を調べることを目的とし、本年度は HFO1234yf 純冷媒の沸騰及び凝縮熱伝達率を測定した。Fig. 2-20 にテストプレートの概略を示す。赤色のプロットで示した位置で厚さ 10 mm のステンレス板の表裏 2 点の温度を測定し、冷媒に伝わる熱流束、冷媒流路表面の温度及び熱伝達率を算出した。

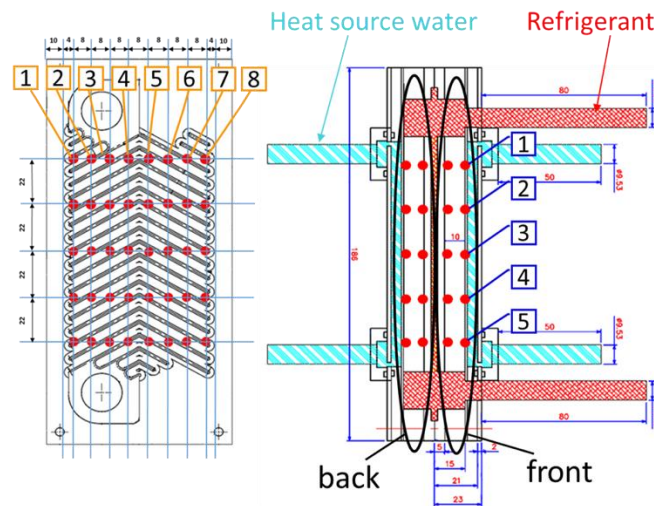


Fig. 2-20 Schematic set-up of test plate.

Fig. 2-21 は局所凝縮熱伝達率測定結果の一例であり、質量速度 $10 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 、飽和温度 30°C の条件での測定値である。図(a)の乾き度 $x=0.63$ では、局所熱伝達率はプレートの両側面側でわずかに低くなっており、伝熱面中央付近に最大値が表れている。プレートの両側面側に凝縮液が流れ込み、液膜が厚くなっていることが考えられる。また、図(b)の乾き度 $x=-0.02$ では、流路が凝縮液でほぼ満たされるため、熱伝達率の値が小さい。なお、この条件では対面しているプレートのそれぞれで熱伝達率に大きな違いは見られなかった。

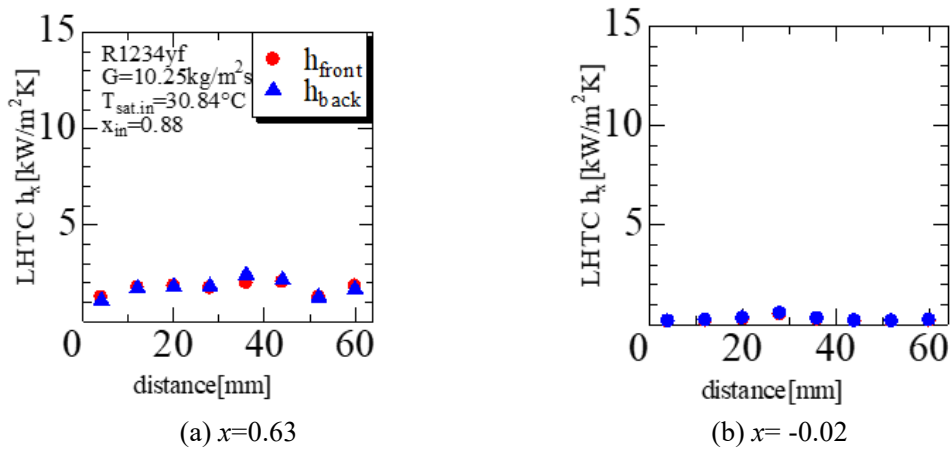


Fig. 2-21 Local heat transfer coefficients of HFO1234yf

2) 扁平多孔管内の伝熱特性評価

ポンプを使用した強制循環ループを用いて、扁平多孔管内での凝縮・沸騰熱伝達及び圧力損失の評価を行った。本年度は、水平扁平多孔管内を流れる HFO1336mzz(E) 及び 2 成分混合冷媒 HFC32/HFO1234yf の沸騰・凝縮熱伝達率及び圧力損失の評価を行った。また、3 成分混合冷媒 R455A (HFC32/HFO1234yf /CO₂) の凝縮熱伝達率及び圧力損失の評価を行った。試験には、水力直径 0.82 mm の微細矩形流路を有する水平扁平多孔管を用いた。凝縮伝熱実験では扁平多孔管を上下から冷却ジャケットにより冷却し、熱流束センサを用いて熱流束を測定した。また、沸騰伝熱実験では扁平多孔管の上下から面状ヒータを用いて所定の熱流束条件で加熱し、投入電力から熱流束を求めた。

成果の一例として、Fig. 2-22 に、HFO1336mzz(E) の沸騰熱伝達率 α を、クオリティ x に対して示す。また図中には、水平扁平多孔管に対して提案されている流動様式の遷移境界線^{5,6)}による流動様式の判別をあわせて示す。熱流束 5 kWm⁻²において、熱伝達率はプラグ流で極大値を示し、チャーネル流への遷移にともない一旦減少した。また、環状流域ではクオリティの増大に伴い熱伝達率は増大しており、強制対流が支配的であると考えられる。

Fig. 2-23 に、2 成分混合冷媒 HFC32/HFO1234yf の沸騰熱伝達率 α を、クオリティ x に対して示す。図中には、同じ仕様の扁平多孔管を用いて取得された純冷媒 HFC32 及び HFO1234yf の熱伝達率をあわせて示す。HFC32/HFO1234yf 混合冷媒はいずれの質量速度においても HFC32 に比して低い熱伝達率を示したものの、対流拡散が促進される質量速度 400 kgm⁻²s⁻¹ では HFO1234yf よりも高い熱伝達率を示した。

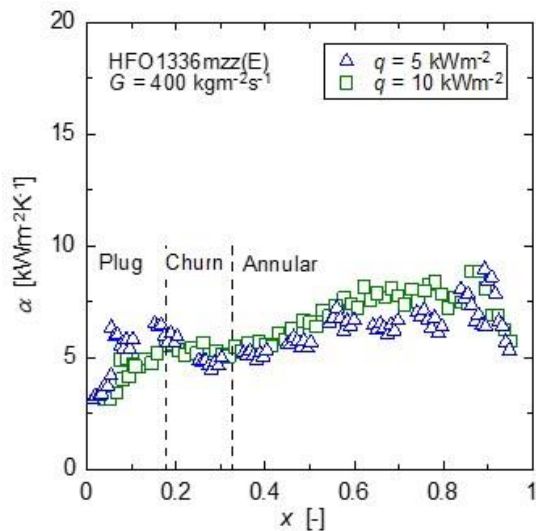


Fig. 2-22 Boiling heat transfer coefficients of HFO1336mzz(E).

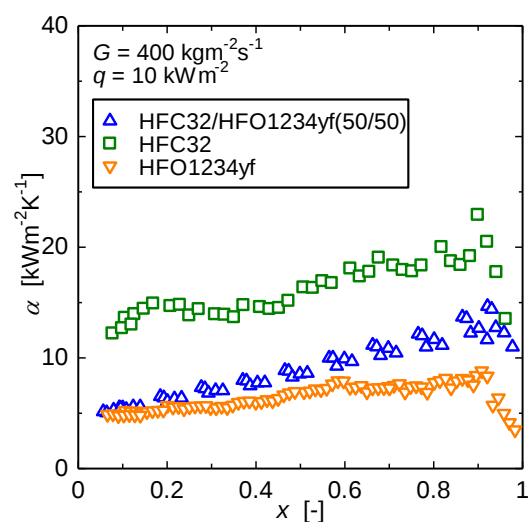


Fig. 2-23 Boiling heat transfer coefficients of HFC32/HFO1234yf mixture, HFC32, and HFO1234yf.

3) 円管内の伝熱特性評価

水平に置かれた外径 6.03 mm、ねじれ角 18 度、フィン数 60 のらせん溝付き管内を流れる R455A (HFC32/HFO1234yf/CO₂; 21.5/75.5/3.0 mass%) の熱伝達率および圧力損失を測定した。蒸発過程及び凝縮過程の評価を、平均飽和温度約 10 °C および 40 °C、質量流速 200、200、400 kg m⁻²、熱流束 10 kWm⁻² で実施した。HFC32/HFO1123;60/40 mass% の結果と比較すると、温度勾配が凝縮過程で 9.55 K、蒸発過程で 11.35 K と大きい R455A の方が、著しく熱伝達率が低いことを確認した。乾き度 0.5 において、凝縮過程の熱伝達率は約 25%、蒸発過程の熱伝達率は約 50% であった。一方、圧力損失は R455A のほうが大きいことを確認しているが、測定値といくつかの予測式を比較したところ測定誤差以上の偏差がみられた。なお、本結果に関しては未公開であり、今後、状態方程式混合モデルの見直しなどによって熱伝達率の測定値の修正がされる可能性があることから、図表の公表は控えることにした。

4) 水平円管外の伝熱特性評価

昨年度、健全性を確認した管外熱伝達装置を用いて、HFO1336mzz(E)の管外熱伝達実験を行った。Table 2-1 に実験条件を示す。実験は飽和温度および壁面過冷却度を変化させて行った。

Table 2-1 Experimental conditions.

Saturation temperature [°C]	20, 30, 40, 50, 60
Degree of subcooling [K] (saturation temp. - wall temp.)	2, 4, 6, 8, 10

Fig. 2-24 に壁面過冷却度に対する熱伝達率の変化を示す。図中のプロットの違いは飽和温度の違いであり、プロットに記載しているバーは測定機器の誤差より算出したエラーバーである。壁面過冷却度の増加により熱伝達率は低下している。これは壁面過冷却度の増加により、伝熱管表面の液膜が厚くなったためであり、凝縮実験における一般的な傾向である。また、壁面過冷却度 2 および 4 K においてエラーバーが大きくなっているが、これは HFO1336mzz(E)が低圧冷媒であり、圧力計誤差の影響が大きくなったためである。

次に取得した実験結果と理論式であるヌセルトの式から算出した値を比較することにより、本プロジェクトで開発された R1336mzz(E)の状態方程式の妥当性を検討する。Fig. 2-25 に実験結果とヌセルトの式から算出した値との比較を示す。プロットが実験結果、実線が算出した値である。測定誤差が大きい低壁面過冷却度を除き、実験結果はヌセルトの式から算出した値と良い相関を示している。よって、本プロジェクトで開発された R1336mzz(E)の状態方程式の妥当性が証明された。しかしながら、R1336mzz(E)の粘度はまだ測定されていないため、測定が終了した後に再度比較を行う。

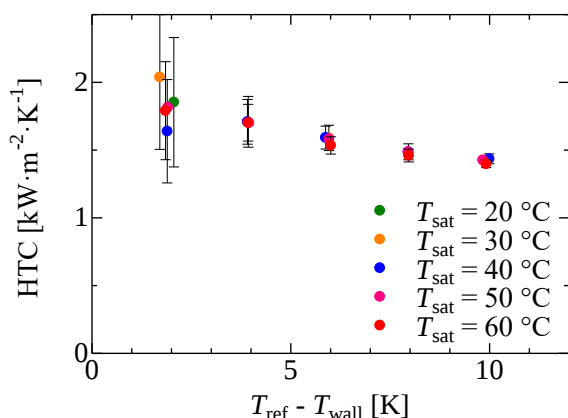


Fig.2-24 Experimental results of condensation.

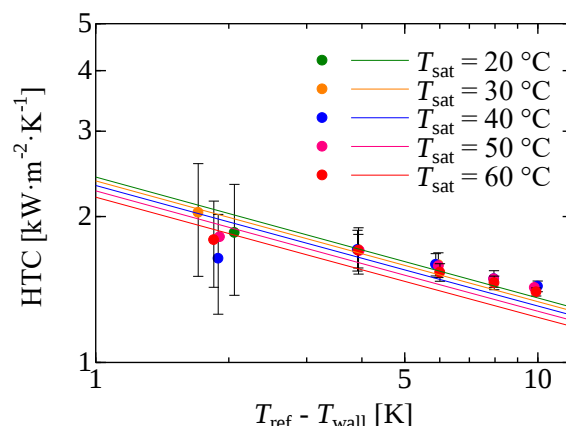


Fig. 2-25 Comparison of experimental results and theoretical values.

2.3 HF0 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HF0 系冷媒のヒートポンプサイクル性能評価

1) ヒートポンプサイクル基本特性の熱力学的解析

HFC32/HFO1234yf/CO₂ 系混合冷媒において、飽和温度 40 °C、蒸発温度 -3 °C、蒸発器出口過熱度 3 K、凝縮器出口過冷却度 0 K で熱力学的解析を行った。解析結果を Fig. 2-26 に示す。図中の実線、破線および点線はそれぞれ COP, GWP および体積能力を示す。解析結果より GWP が 100 以下、COP および体積能力が R410A と同程度組成としては、図中赤丸付近(HFC32/HFO1234yf/CO₂;12/72/16mass%) となった。しかしながら、実機での COP は温度すべりの影響大きく受ける。したがって、より実機条件に近づけるため、熱力学的解析に圧力損失および熱交換器性能を導入する。圧力損失の導入にはこれまで九州大学にて測定されたサイクル実験における圧力損失と体積能力の関係を用いる。Fig. 2-27 に圧力損失と体積能力の関係および決定した相関式を示す。また、熱効果器性能の導入に関しては、熱交換器の種類・形状に大きく影響を受けるため、熱通過率 K および熱交換器伝熱面積 A の積が一定となるように計算を行うこととした。以上、圧力損失と熱交換器性能を導入したサイクル計算は現在、プログラムの作成中である。

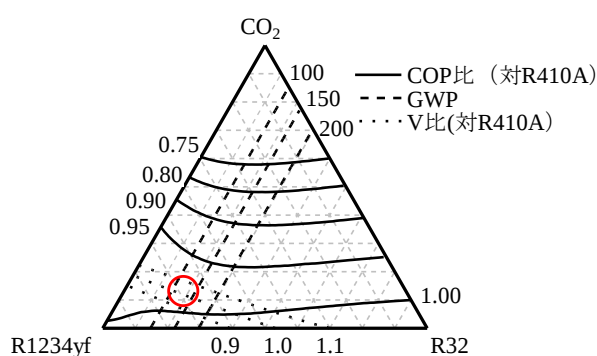


Fig.2-26 Result of thermodynamics analysis.

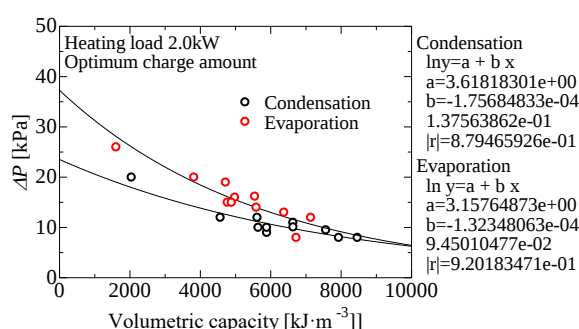


Fig. 2-27 Relationship between volumetric capacities and pressure drops.

2) ヒートポンプサイクル特性の実験的評価

3 成分系混合冷媒 HFC32/HFO1234yf/HFO1123; 21.2/38.5/40.3 mass% を使用して、暖房モード（高負荷モードと低負荷モード）、及び冷房モードについてドロップイン試験を実施した。基準となる冷媒 R410A 及び HFC-HFO 2 成分系混合冷媒 HFC32/HFO1234yf; 22/78 mass%、さらに二酸化炭素を添加した 3 成分系混合冷媒 HFC32/HFO1234yf/CO₂; 22/72/6 mass% とシステム COP を比較した結果を Fig. 2-28 に示す。今年度試験した 3 成分系混合冷媒 HFC32/HFO1234yf/HFO1123 のシステム COP は、低加熱モードにおける 2 成分系混合冷媒 HFC32/HFO1234yf や 3 成分系混合冷媒 HFC32/HFO1234yf/CO₂ よりも高く、R410A に匹敵する値であることがわかった。またシステムの性能は、冷媒凝縮温度と凝縮器熱媒との温度差に大きく影響を受け、温度差が大きいほど性能が低下することが明らかとなった。

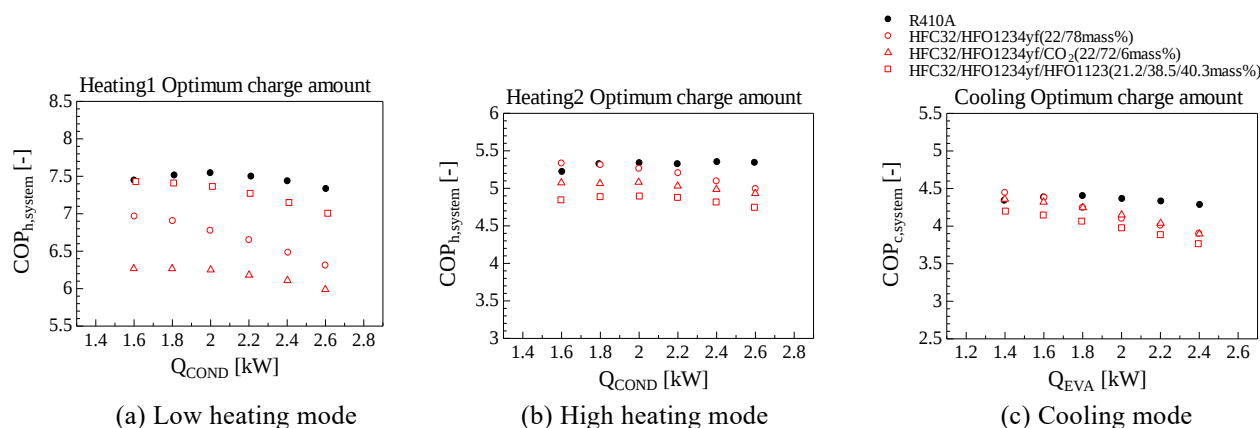


Fig. 2-28 Comparison of system COP.

参考文献

- [1] Di Nicola, G., Pierantozzi, M., *Int. J. Refrig.* 36, pp. 562-566 (2013).
- [2] Tanaka, K., Akasaka, R., Sakaue, E., Ishikawa, J., Kontomaris, K.K., *J. Chem. Eng. Data*, 62 (3), pp. 1135-1138 (2017).
- [3] Higashi, Y., Private communication (2018).
- [4] Juntarachat, N., Valtz, A., Conquelet, C., Privat, R., Jaubert, J.-N., *Int. J. Refrig.* 47, pp. 141-152 (2014).
- [5] Jige, D., Kikuchi, S., Eda, H., Inoue, N., Koyama, S., *Int. J. Refrig.* 95, pp. 156-164 (2018).
- [6] Jige, D., Kikuchi, S., Eda, H., Inoue, N., *Int. J. Heat Mass Transf.* 144, 118668 (2019).

3. 早稲田大学の進捗

3.1 総論

次世代冷媒を導入する場合には、安全性や GWP だけでなく、機器の実運転性能が評価すべき最重要因子の一つである。それは、機器の実運転性能によってエネルギー起源の CO₂ 排出による地球温暖化影響が決定されるからである。このため、工業界や学术界で公平・公正に共有できる実用機レベルまでの性能評価手法や性能評価ツールの開発、これに基づいた冷媒評価の実施が強く望まれている。

そこで、本研究開発では、低 GWP 冷媒を導入した中小型規模の冷凍空調機器の性能を実用機レベルにおいてまで評価できる手法を確立し、工業界や学术界でも広く標準ツールとして活用が可能な共通解析プラットフォームとしてのシミュレーションツールとして展開することを目指している。

3.2 事業概要

上記目的を達成するために、2018 年度より「性能解析技術研究開発」、「性能評価技術研究開発」、「シミュレーター開発とその活用」の3項目の研究開発を実施している。次世プロジェクト全体の目的は、次世代冷媒を導入した機器性能を理論と試験の両方から高精度に評価できる技術を開発することである。

ここで、「性能解析技術研究開発」の一部と「性能評価技術研究開発」の一部は、国立大学法人電気通信大学に再委託し研究を進める。プロジェクト全体のイメージを Fig.3.2-1 に示す。

以下に、2019 年度の項目ごとの進捗状況について、次項に記述する。

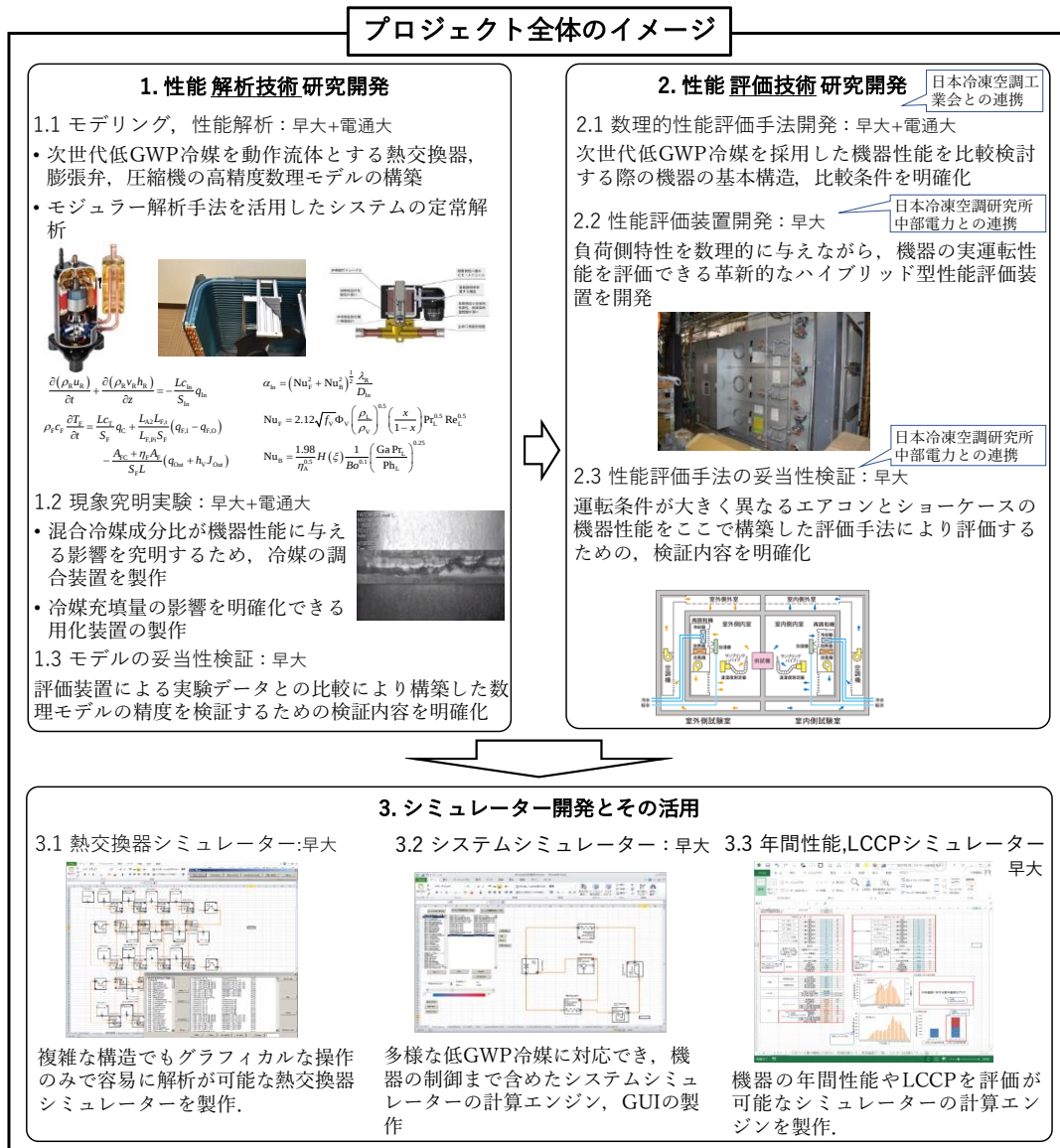


Fig.3.2-1 Image of the whole project

3.3 性能解析技術研究開発

多様な次世代冷媒の省エネ性を実験レベルだけで比較検討することは不可能であるため、数理解析技術を導入して研究を進めている。実用機レベルの機器性能を高精度に数理解析するために、2018 年度から継続して、機器を構成する各種デバイスの数理解析モデル、数値解析手法を確立するための取り組みを行った。今年度は、2018 年度の取り組みを発展させて、多様な冷媒の解析も可能とする熱交換器、圧縮機、膨張弁の数理解析モデルを構築するための検討を行った。本年度の主な開発目標は、数理解析モデルを根本から見直して精度向上をはかることとしており、具体的な取り組み結果は次のとおりである。

- ① 混合冷媒のシステム解析に必要なモデリング(伝熱、圧損、弁、圧縮機)を行った。
- ② 可燃性を有する次世代冷媒の冷媒充填量評価実験と予測式の定式化を行った。
- ③ 高速化、高精度化を実現する解析ロジックの構築と数値計算を行った。

ここで、本年度の主な進捗状況は、以下のとおりである。

- ① 圧縮機の内部構造を考慮したモデリングと数値解析を実施した。
- ② 冷媒充填量評価予備実験装置の開発(自主的)を行った。

各項目の詳細について以下に記述する。

3.3.1 圧縮機

圧縮機は、システムとしての解析を行うレベルでは、断熱効率や体積効率で簡易に示されることが多い。しかし、詳細なシステム評価を行う際には、圧縮機での放熱や、冷媒の寝込み現象等についての解析が不可欠である。そこで、圧縮機のシミュレーション実現に向けてモデリングとコーディングを進めている。モデルはインボリュート曲線によって形成される固定スクロールと旋回スクロールから成る。

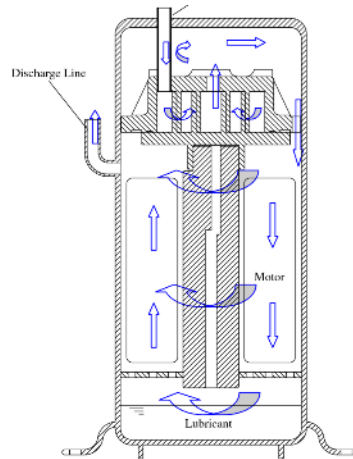


Fig.3.3-1 Target compressor

固定スクロール外側 (x_{fo}, y_{fo}) ,内側 (x_{fi}, y_{fi})
 旋回スクロール外側 (x_{mo}, y_{mo}) ,内側 (x_{mi}, y_{mi})
 λ :伸開角, θ :旋回角, a :基礎円半径, ε :
 旋回半径, $t=\pi a - \varepsilon$:ラップの厚さ, $\beta:t/a$

$$\begin{aligned} x_{fo} &= a\{\cos(\lambda + \pi) + \lambda \sin(\lambda + \pi)\} \\ y_{fo} &= a\{\sin(\lambda + \pi) - \lambda \cos(\lambda + \pi)\} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x_{fi} &= a\{\cos(\lambda + \pi) + (\lambda - \beta) \sin(\lambda + \pi)\} \\ y_{fi} &= a\{\sin(\lambda + \pi) - (\lambda - \beta) \cos(\lambda + \pi)\} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x_{mo} &= a\{\cos \lambda + \lambda \sin \lambda\} + \varepsilon \cos(-\theta) \\ y_{mo} &= a\{\sin \lambda - \lambda \cos \lambda\} + \varepsilon \sin(-\theta) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} x_{mi} &= a\{\cos \lambda + (\lambda - \beta) \sin \lambda\} + \varepsilon \cos(-\theta) \\ y_{mi} &= a\{\sin \lambda - (\lambda - \beta) \cos \lambda\} + \varepsilon \sin(-\theta) \end{aligned}$$

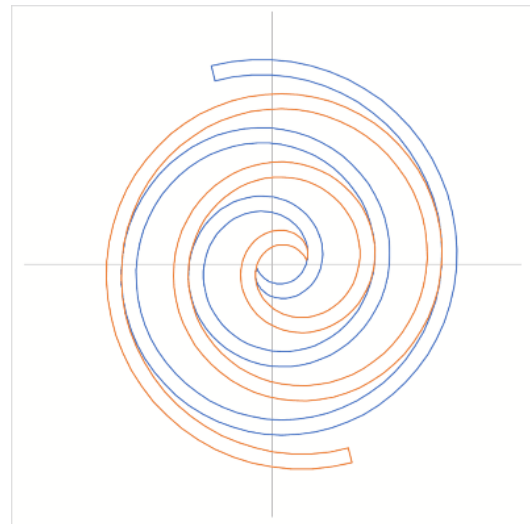


Fig.3.3-2 Fixed / orbiting scroll of the target compressor (involute curve)

回転方向の圧縮室の構造変化式と具体的な冷媒の関係式、オイルの関係式、冷媒の漏れの式として下記の関係式を得た。

冷媒の基礎式

・質量保存則 $\frac{dM_g}{dt} = \dot{M}_{g,in} - \dot{M}_{g,out}$

・エネルギー保存則 $\frac{dM_g u_g}{dt} = \dot{M}_{g,in} h_{g,in} - \dot{M}_{g,out} h_{g,out} - P \frac{dV}{dt} + P(\dot{V}_{o,in} - \dot{V}_{o,out}) - K_a(T_g - T_w) - K_b(T_g - T_w)$

エンタルピーの変化 冷媒の容積変化 油の容積変化 ガス→油の熱 ガス→壁面の熱

油の基礎式

・質量保存則 $\frac{dM_o}{dt} = \dot{M}_{o,in} - \dot{M}_{o,out}$

・エネルギー保存則 $\frac{dM_o u_o}{dt} = \dot{M}_{o,in} h_{o,in} - \dot{M}_{o,out} h_{o,out} - K_a(T_{o,in} - T_g)$

エンタルピーの変化 油→ガスの熱

ただし、本年度においては、オイルの影響はまだ考慮されていない。

ガス流量(漏れ) (圧縮室隙間部、吸込室-圧縮室通路、圧縮室-吐出通路)

$$\dot{M} = cA \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} P_{in} \rho_{in} \left[\left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad \frac{P_{out}}{P_{in}} \geq \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$\dot{M} = cA \sqrt{P_{in} \rho_{in} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \quad \text{チョーク} \quad \frac{P_{out}}{P_{in}} \leq \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

圧縮室間の冷媒漏れを再現した.

Volume

- Suction process

$$V_{pi} = \alpha a^2 h \left[\frac{1}{2} \theta_s (2\lambda_{so} - \theta_s + \alpha) - \left\{ \lambda_{so} \sin \theta_s + \frac{1}{4} \alpha \sin 2\theta_s - (1 - \cos \theta_s) \right\} \right]$$

- Compression process

$$V_{pi} = \alpha a^2 h \{ 2(\lambda_{pi} - \pi) + \alpha \}$$

- Discharge process

Pressure

$$P_{pi} V_{pi}^\gamma = \text{const.}$$

Temperature

$$T_{pi} V_{pi}^{\gamma-1} = \text{const.}$$

V_{pi} : 圧縮室体積, P_{pi} : 圧縮室圧力, T_{pi} : 圧縮室温度,
 λ_{pi} : 圧縮室伸開角, θ_s : 吸込開始角からの回転角
 a : 基礎円半径, ε : 旋回半径, α : ε/a , h : ラップの高さ,
 λ_{so} : ラップの巻き始め角, γ : 比熱比, S_0 : 補正項

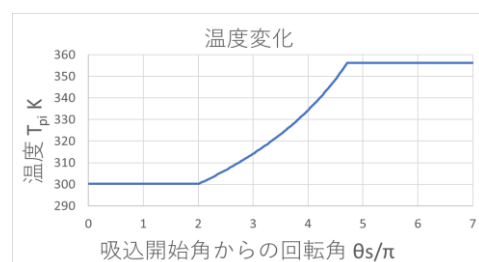
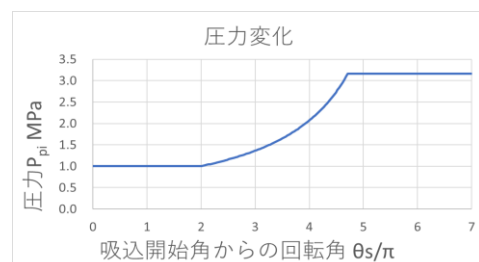
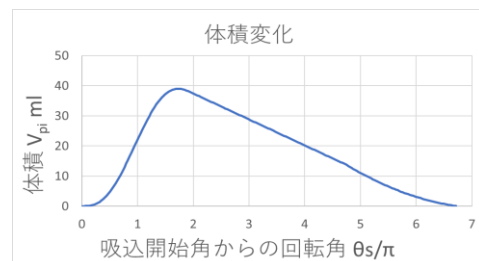


Fig.3.3-3 Changes in rotation angle and volume / pressure / temperature

また，隣接する圧縮室間の冷媒の漏れをシミュレーションにより可視化した

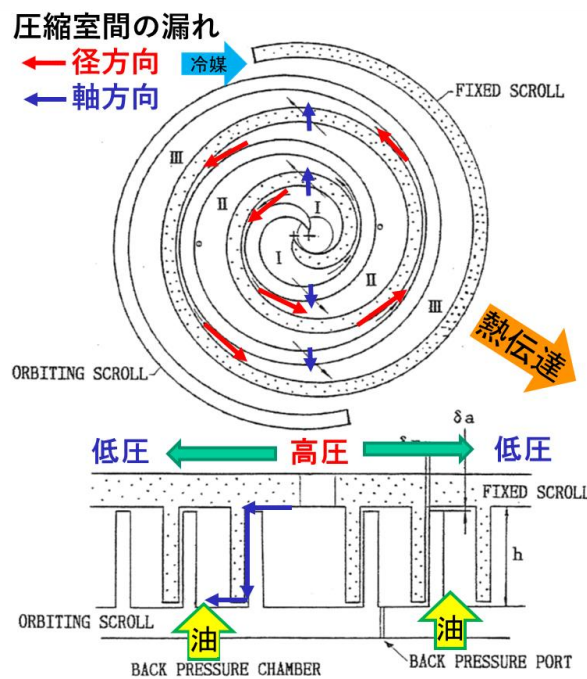


Fig.3.3-4 Leakage of refrigerant between compression chambers (schematic diagram)

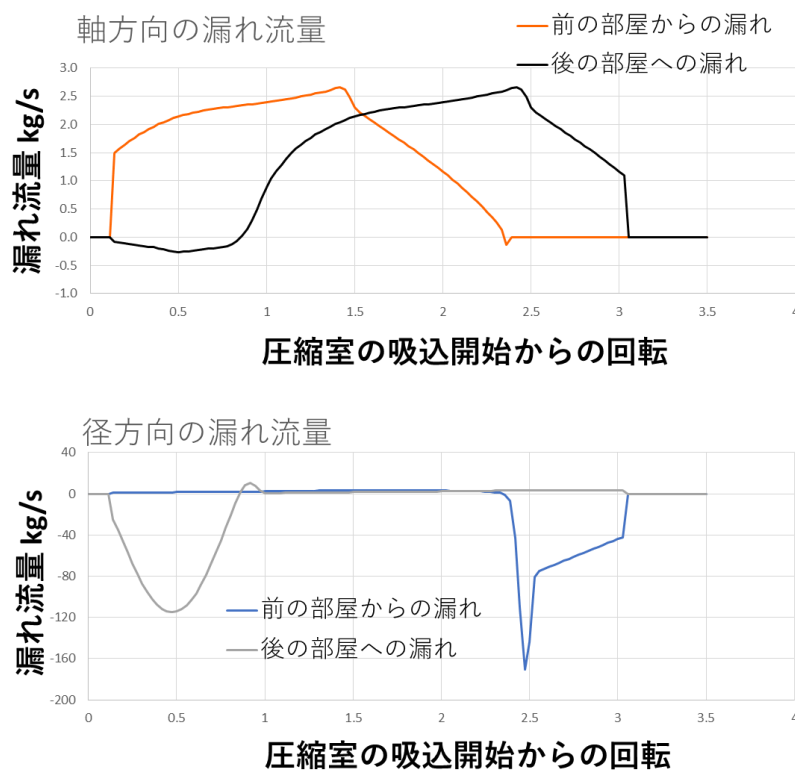


Fig.3.3-5 Calculation result of leakage flow rate of refrigerant between compression chambers

3.3.2 冷媒充填量

冷媒充填量を決定するために重要な因子となるボイド率測定については、計画では2020年度から開始することとなっているが、2019年度に先行して従来冷媒を用いた予備実験を行うための実験装置を構築した。誘電率による全フローパターン領域でのボイド率測定を行う予定であり、これには水素から各種流体まで過去の幅広い知見を活かしている。ポンプサイクルによる油の影響は無しとした測定であり、2020年度から断熱・蒸発・凝縮での測定を行うこととしている。

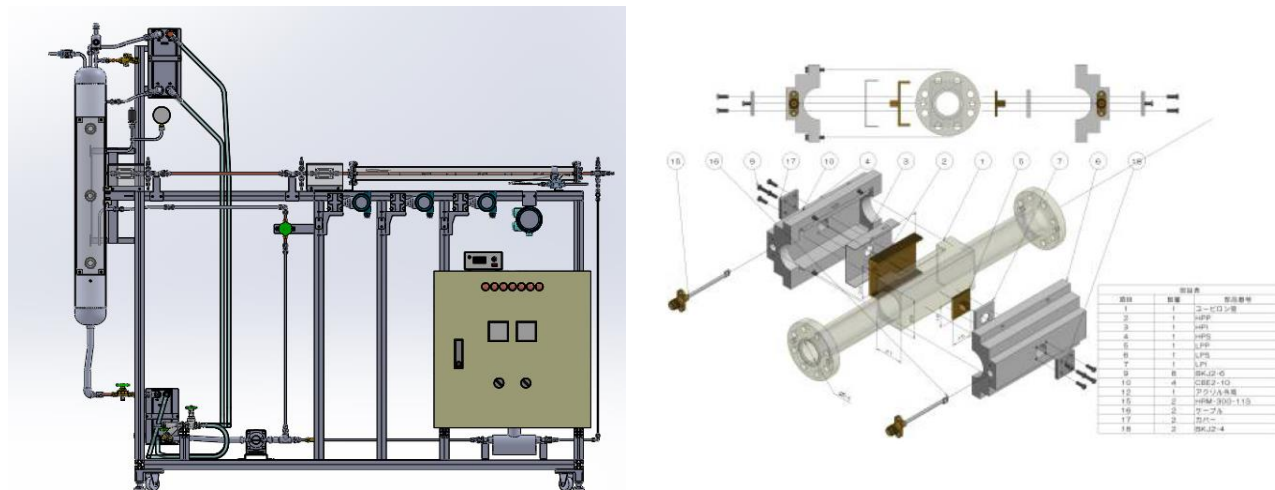


Fig.3.3-6 Preliminary experimental device for void fraction measurement

3.4 性能評価技術研究開発

多様な冷媒を用いた実機性能を比較検討するためには、それぞれの冷媒において最適に設計された機器に対して統一的な条件で性能を評価すべきであるが、その指針が明確となっていない。このため、都合よく機器性能を高く見せるような操作をすることが可能となってしまう。そこで、本研究では、性能評価方法を明確化するとともに、実運転性能をも測定可能な革新的な評価装置を新たに開発し、評価方法の妥当性を検証することを目指している。

2018年度までの成果としては、熱交換器のフィン形状の最適化計算方法を確立した。また、評価装置に関しては、計画よりも前倒しで実運転方法や評価装置の構造の検討を行った。

2019年度の主な進捗状況は以下のとおり。

- ③ 最適な冷媒流路を計算可能な計算方法を確立し、単相では、最適化計算が実現可能なことを確認した。二相流の高速な数値解析が可能である。
- ④ 評価装置は設計を終え、2019年12月に発注が完了し、2020年3月に物品の納入が完了した。現在、2020年9月の完成予定を目指し建設工事を進めている。

3.4.1 数理的な性能評価手法開発

実機性能を比較する際に、評価方法が複雑過ぎれば、採用されなくなってしまう。そこで、機器の性能解析や具体的な実験を通じて機器性能に影響が大きい因子を抽出すると共に、AI(特に進化計算技術)を適宜導入した数理的な最適化手法を導入しながら、それぞれの冷媒に対してどのように設計された機器で性能を比較すべきかを明確化することとしている。

- ③ 最適な冷媒流路の計算方法の確立

2019年度は最適な冷媒流路を計算可能な計算方法の確立を行った。

探索される配管のつながりを物理的にあり得る選択肢の中だけに制限するために、マトリックス構造に対する数学的な制約を適用した。グラフ理論で使用される隣接行列からパターン化された一義的で正方形、および非対称の行列とした。また、異なる制約または条件を使用して実行不可能な回路を検出できるようにした。

1. No refrigerant loop	2. No non-connected tubes	3. Limiting the U-bend length	4. Same side connections
Number of connected pairs to be $\leq N_{tubes} - N_{parallel}$	$\left \sum_{c=1}^{N_{tubes}} e_{rc} \right \neq 0$	$ R_{t,ref} - R_{t,con} \leq 2$ $ C_{t,ref} - C_{t,con} \leq 2$	...

配管対配管の行列に制約条件を適用すると、実行不可能な配管接続は削除される。4つの配管を持つ熱交換器の場合、可能な回路の総数は $3^6 (= 729)$ になるが、実際の可能な接続に限定すると **76** になる。これにより、グローバルな最適解を決定するため、標準化されていない配管接続を広く探索しながら、信頼性の高いシナリオが保証されることになる。

Constraint	Number of circuitries reduced
No loops	520
Non-connected tubes	85
Opposite side connections	48
Long U-bends	0
Total reduction	653

	1	2	3	4
1	0	a	b	c
2		0	d	e
3			0	f
4				0

→ 76 possible circuitries

低 GWP 冷媒および混合冷媒の移動挙動を正確に把握するために、関連の選択を改良した。

Air-Side Heat Transfer - Kim-Youn-Webb (1999)	Air-Side Pressure Drop - Kim-Youn-Webb (1999)	Refrigerant Heat Transfer - Chen (1966)	Refrigerant Pressure Drop - Homogeneous Hagen-Poiseuille
---	---	---	--

Example of calculation results for 2 different structures (running time ~70s)

Input conditions R32		Input conditions Air		Total refrigerant pressure drop		Total heat transfer rate	
Pr_in	1500 kPa	Tair_in	35 °C	$\Delta P_{tot} = 1.085$ kPa	Circuit A	$Q_{tot} = 2.0571$ kW	Circuit A
Hr_in	250 kJ/kg	Gair_in	0.27 kg/s	$\Delta P_{tot} = 0.9215$ kPa	Circuit B	$Q_{tot} = 2.0774$ kW	Circuit B
Gr_in	0.015 kg/s						

Refrigerant circuit A	Air-side calculation	Refrigerant circuit B	Air-side calculation

3.4.2 性能評価装置開発

④性能評価装置は2020年9月の完成予定を目指し、現在、建設工事中。

低 GWP 冷媒の候補に非共沸混合冷媒があり、正確な評価のためには、実運転状態における正確な性能試験評価が求められている。目標は、2019 年度から3年間で評価装置を開発することとしている。装置は日本空調冷凍研究所の認定する準原機レベルの高精度で実運転性能が評価可能である、また、防爆構造とすることにより HC 冷媒を採用したショーケースまで評価可能である。これにより、次世代冷媒を採用した機器の性能比較を可能とする数理解析技術を確立することとしている。

開発する評価装置は HC を含む次世代冷媒導入機器の実運転性能データを国際規格に提案可能な精度で取得できる評価装置であり、以下の特徴を有する。

＜可能な試験＞

- ・実運転性能評価試験
- ・定常状態試験
- ・非定常状態試験

＜特長＞

- ・実運転を模擬した試験ができる
- ・室内環境の影響を受けない再現性のあるデータが採れる
- ・温度変化だけでなく湿度変化も可能である
- ・防爆構造としており、可燃性冷媒の試験も可能である

一方、2020 年時点では、構築予算の制限により、室内機室は1室のみのため、VRF におけるバランスが崩れた場合の性能評価はできない。

Fig.3.4-1 に開発する評価装置の概念図、Fig.3.4-2 に原型機の外観を示す。

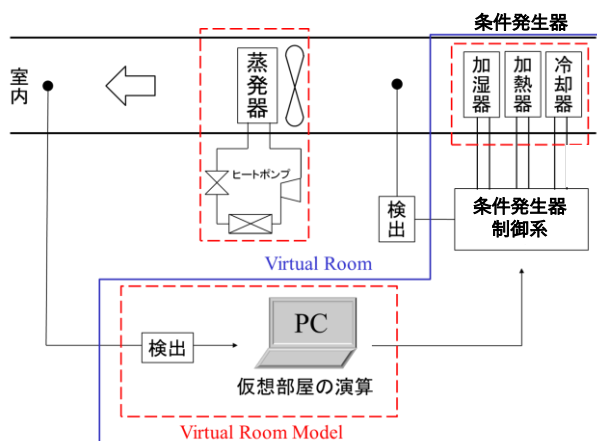


Fig.3.4-1 Conceptual diagram of the evaluation device

Fig.3.4-2 Appearance of prototype

＜仕様＞

- ・防爆仕様（可燃性冷媒の試験可能）
- ・室内機側 横風風速 $0.2\text{m/s} \pm 0.1\text{m/s}$ （ショーケースの JIS 試験可能）
- ・能力 5HP(14kW)相当まで計測可能
- ・外気温度 $-7^{\circ}\text{C} \sim 46^{\circ}\text{C}$ に対応
- ・空気エンタルピー法に基づく試験装置（ルームエアコン、パッケージエアコンの JIS 試験可能）

性能評価装置の試験室数と特徴について Table 3.4-1 に示す。また、Fig.3.4-3 に建物外観図、Fig.3.4-4 に設置場所を示す。

Table 3.4-1 Number of test rooms and characteristics of performance evaluation equipment

室外機用 試験室数	室内機用 試験室数	室外機の 能力測定	特徴
1	1	有	・室内機と室外機が1対1の機器の試験は可能. ただし, 能力は5HPまで. ・ビル用マルチエアコンの試験は不可.



Fig.3.4-3 Building exterior view

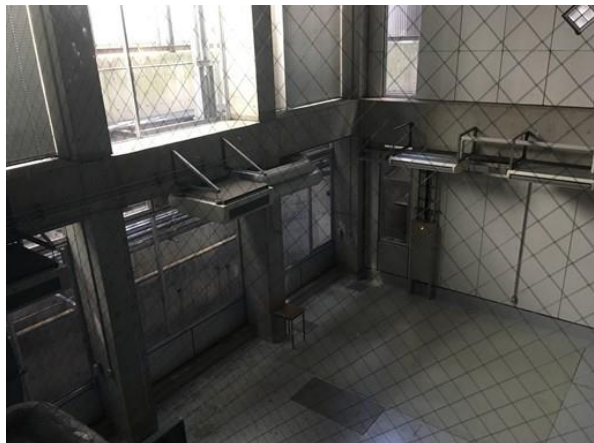


Fig.3.4-4 Installation location

開発する性能評価装置について, Fig.3.4-5 に平面図, Fig.3.4-6 に立面図をそれぞれ示す.

なお, 将来, VRF におけるバランスが崩れた場合の性能評価が可能となるよう, 建物内には室内機側の試験室を1部屋増築できるスペースを確保している.

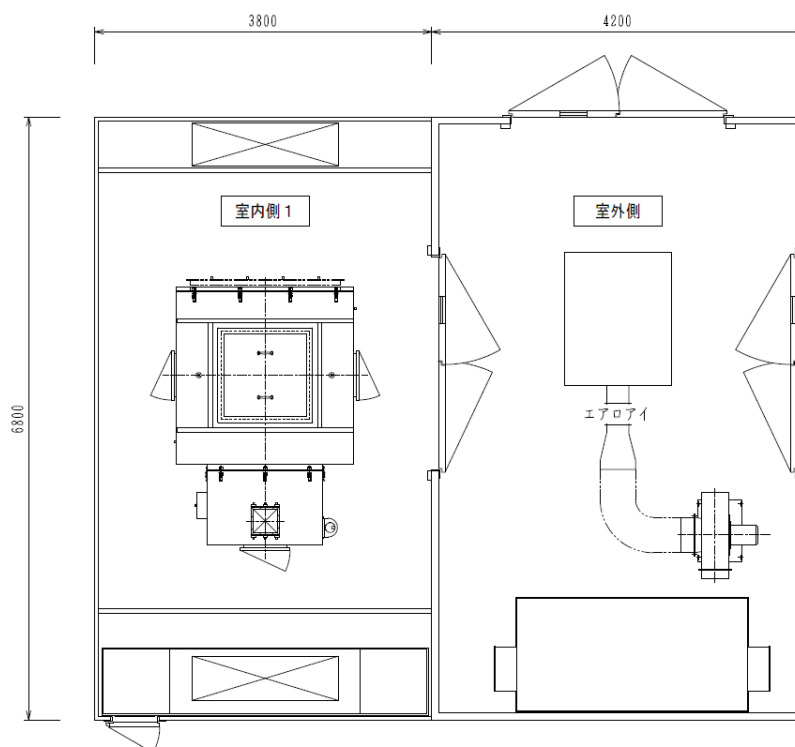


Fig.3.4-5 Plan view of evaluation device

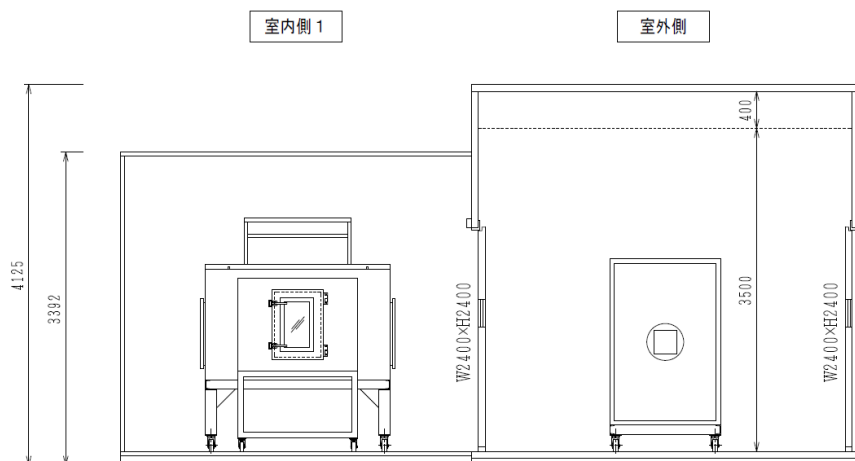


Fig.3.4-6 Elevation view of evaluation device

3.5 シミュレーター開発とその活用

構築した数理モデルを導入して、混合冷媒も含む多様な次世代低 GWP 冷媒を用いた機器の性能解析を可能とするシミュレーターを開発することを目標としており、ユーザーが数値計算を意識することなくグラフィックユーザーインターフェース(GUI)を活用しながら容易にこのような解析が可能な解析環境を構築することとしている。

開発目標については以下のとおり。

- ・熱交換器シミュレーター：2018 年度から 3 年間で開発
- ・サイクルシミュレーター：2019 年度から 3 年で開発
- ・LCCP シミュレーター：2020 年度から 3 年で開発

2018 年度までの成果としては、熱交換器シミュレーターの GUI を開発し、単相の熱交換器の高速数値解析を実現した。

2019 年度の主な進捗状況としては、混合冷媒の物性変化等を分布定数で考慮したモデルを構築し、R410A 用に設計されたルームエアコンに R454C をドロップインした際の性能をシミュレーションで評価した。また、REFPROP のバージョンアップの影響(ver9 から ver10 へ)を検討すると共に R32, R466A, R454C 等の性能評価を進めた。さらに、混合冷媒の詳細計算を実現し、GUI を充実させることによって最新の REFPROP を導入したサイクルシミュレーターを開発中である。

<対象とするシステム>

・機器構成

圧縮機、室内外熱交換器、膨張弁、アキュムレータ、四方弁、配管から構成

・制御

圧縮機回転数と膨張弁開度による蒸発器出口過熱度/凝縮器出口過冷却度制御・能力制御、室内機、室外機の送風機は定格回転数で一定

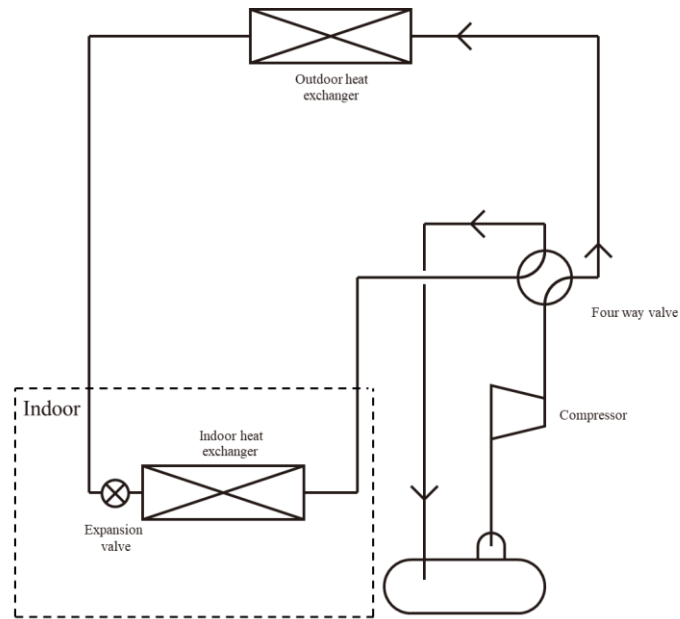


Fig.3.5-1 Simulator configuration

Table 3.5-1 Simulator device specifications

Cooling capacity		[kW]	2.5
Heating capacity		[kW]	2.8
Compressor	Rotational speed	[rps]	46.1
	Adiabatic efficiency	[-]	0.75
	Volumetric efficiency	[-]	0.9
	Inverter efficiency	[-]	0.95
Indoor fan	Power consumption	[W]	20
Outdoor fan	Power consumption	[W]	40

Table 3.5-2 Simulator indoor and outdoor air conditions

室外機ファン質量流量	[kg/s]	0.406
室内機ファン質量流量	[kg/s]	0.214
室内機吸い込み空気温度(冷房/暖房)	[°C]	27 / 20
室外機吸い込み空気温度(冷房/暖房)	[°C]	35 / 7

計算の結果、REFPROPver9 と ver10 では、COP で 6%程度の差があることがわかった。一方、最適な冷媒充填量には差はなかった。Fig.3.5-2 に冷媒充填量と COP および凝縮器過冷却度を、Fig.3.5-3 に REFPROP ver9 と ver10 による冷房能力と COP および消費電力の計算結果を示す。

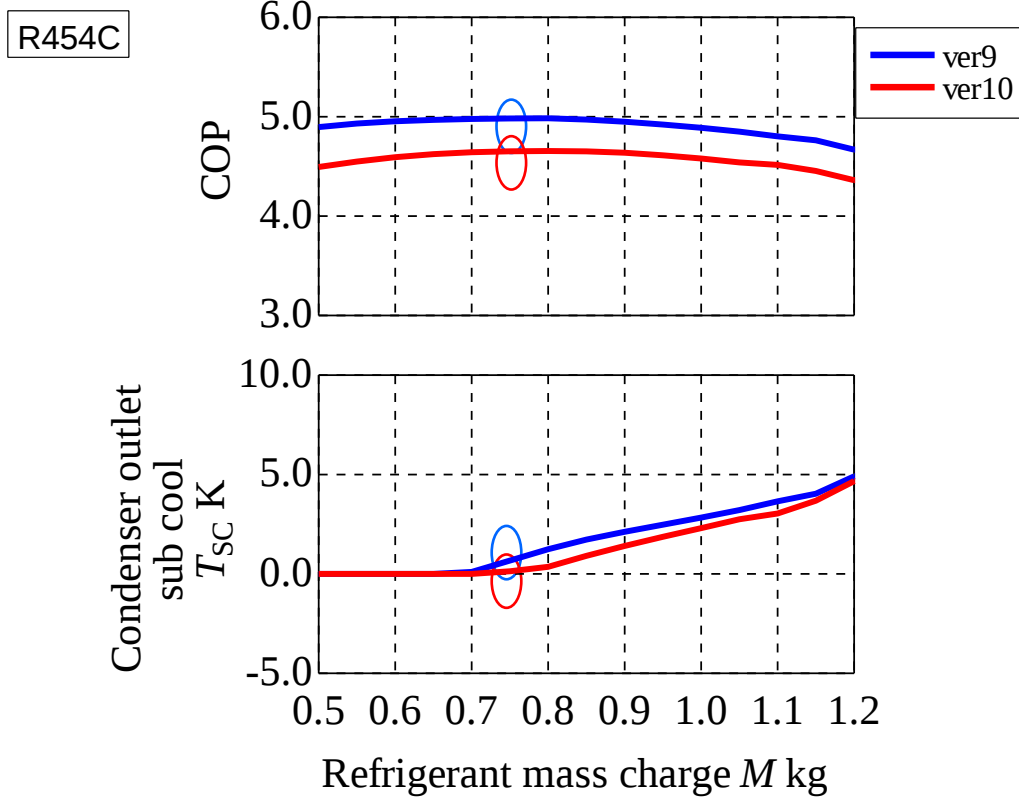


Fig.3.5-2 Refrigerant charge, COP and condenser subcooling

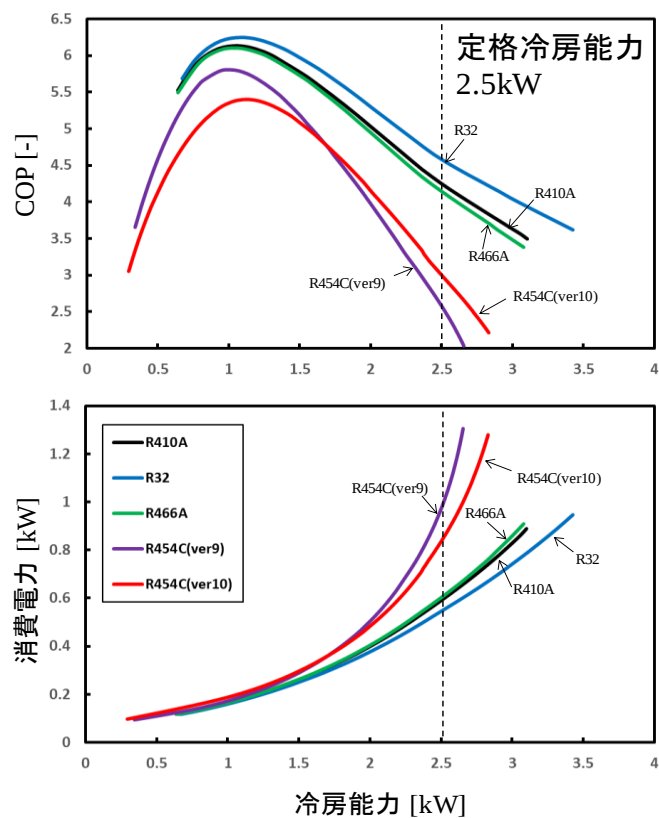


Fig.3.5-3 Cooling capacity, COP and power consumption by REFPROP ver9 and ver10

シミュレーターでは、蒸発器内部の冷媒の状態も計算することができる。R245C と R410A での計算結果の一例を Fig.3.5-4 に示す。また、R32, R466A, R454C で行なった蒸発器内部での COP, 圧力損失, 比エンタルピー差, 冷媒循環量の比較を Fig.3.5-5 に示す。

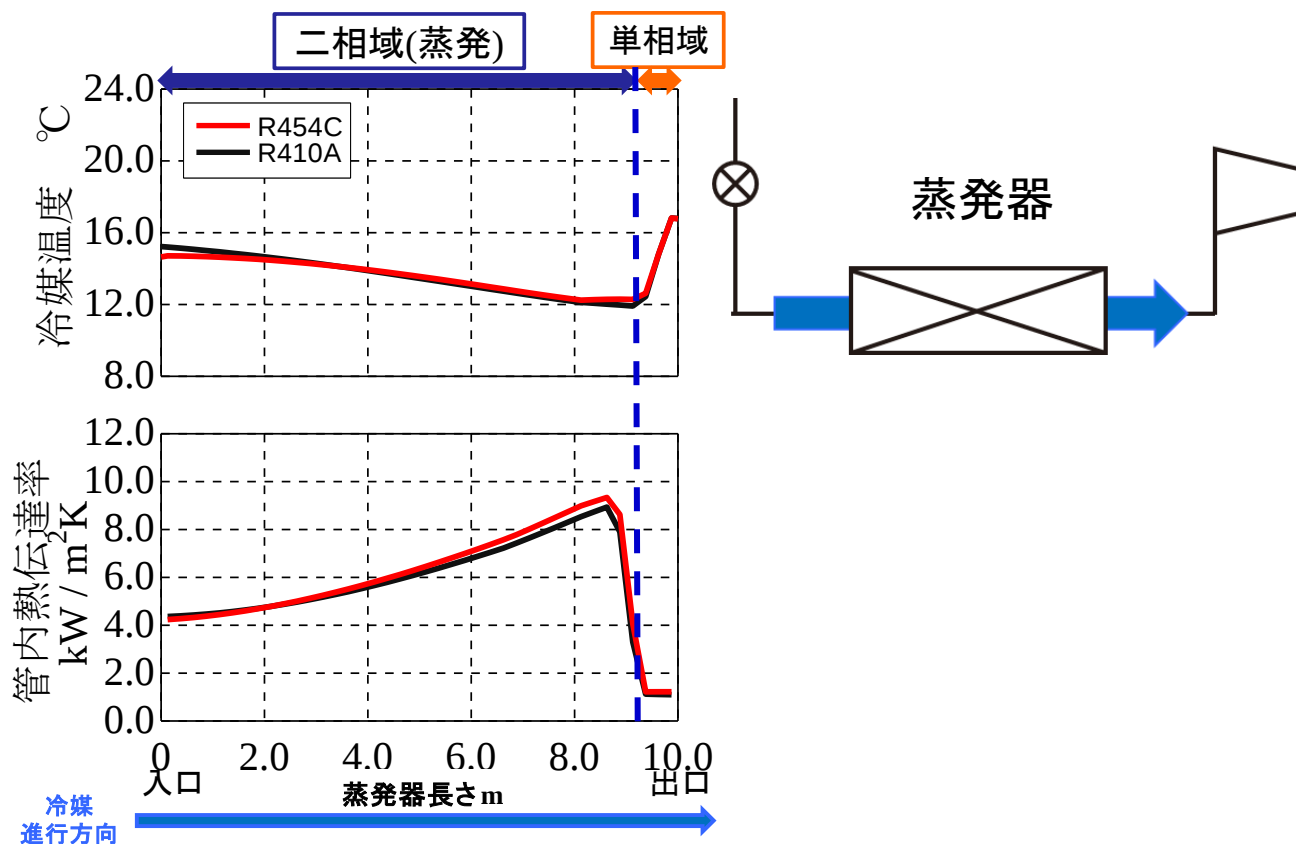


Fig.3.5-4 Refrigerant inside the evaporator

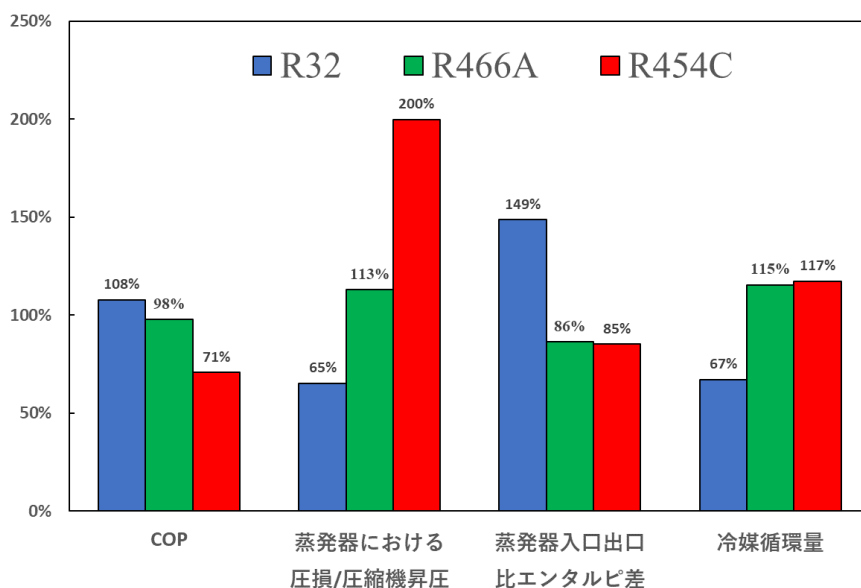


Fig.3.5-5 Comparison of COP, pressure drop, specific enthalpy difference and refrigerant circulation inside evaporator

3.6 国際規格、国際標準化への貢献

シミュレーターと評価装置の国際標準化については、機器性能シミュレーターをインドネシアとタイでの標準化に向けた準備を進める。性能評価装置については、国際的な評価装置を目指して、2020年度中に日本空調冷凍研究所のサテライトラボ化を実現すべく準備を進めている。

また、期間性能評価方法への国内外への貢献を目的として、取得した性能データを基に、期間性能を定義している国内規格 JIS B 8616, JIS C 9612 への改正案の提案を行っていくと共に、国際規格 ISO 16358-1, ISO 16358-2, ISO 16358-3 への改正提案を目指している。

さらに、冷媒充填量の制約に関しては、冷媒充填量を規定している IEC60335-2-89 への改正案の提案を目指しているほか、低負荷性能の評価方法の改善や新たな評価方法の検討等については、日本冷凍空調工業会との連携が必要不可欠であるため、積極的に情報交換を進めている。

3.7 研究進捗と今後の計画

2019年度の進捗と次年度以降の計画は、Table3.7-1 のとおり。

Table3.7-1 Research progress plan and results

大項目		小項目		明細	担当機関		2018年度	2019年度	2020年度
1. 性能解析技術研究開発	1-1	モデリング、 性能解析	熱交換器	早稲田+電通大	計画 実績				
			圧縮機	早稲田	計画 実績				
			膨張弁	早稲田+電通大	計画 実績				
			システム	早稲田	計画 実績				
	1-2	現象究明実験	混合冷媒評価	電通大	計画 実績				
			冷媒充填	早稲田	計画 実績				
	1-3	モデルの 妥当性検証	熱交換器	早稲田	計画 実績				
			システム定常	早稲田	計画 実績				
			システム非定常	早稲田	計画 実績				
	2. 性能評価技術研究開発	2-1	数理的性能 評価手法開発	熱交換器	早稲田+電通大	計画 実績			
システム				早稲田+電通大	計画 実績				
2-2		性能評価装置開発		早稲田	計画 実績				
2-3		評価手法の 妥当性検証	熱交換器	早稲田	計画 実績				
			エアコン	早稲田	計画 実績				
			ショーケース	早稲田	計画 実績				
3. シミュレーター開発と その活用		3-1	熱交換器		早稲田	計画 実績			
	3-2	システム		早稲田	計画 実績				
	3-3	年間性能、LCCP		早稲田	計画 実績				

3.8 電気通信大学の進捗

再委託先である電気通信大学では

- 1-1 モデリング、性能解析のうち、熱交換器および膨張弁
- 1-2 現象究明実験の混合冷媒評価
- 2-1 数理的な性能評価手法解析

について、研究開発を実施している。

2019 年度は、熱交換器の性能解析とモデリングを数値計算および深層学習を使った新手法を提案するにいたった。膨張弁解析についても数値計算を実施して、弁の開度の影響を定量的に解析する手法を提案した。

また、これまでの各研究機関の報告内容を熟知した上で、本学が 2020 年度に研究開発をすべき点を明らかにし、特に混合冷媒について新たな評価方法を具体的に提案した。この点については、知的財産などの問題から本レポートでは省略する。

以下に 2019 年度実施した内容について報告する。

3.8.1 熱交換器

混合冷媒の熱伝達率の予測式には、十分な精度のものが見当たらないため、産業界から良い精度の予測式を作成するよう要望がある。混合冷媒の場合には、成分のパラメーター、特に沸騰流動の場合、局所的な濃度変化が熱伝達に効いてくるため、CFD に組み込む必要がある。そこで実験的に局所の物性を算出する式を組み込み一般化する予定である。

2019 年度は、まず、管内の沸騰熱伝達について、数値シミュレーションによる可視化を試みた。これは数値シミュレーションによって管内流れがシミュレーションできるようになれば、圧力損失や相変化熱伝達特性についても応用できる可能性があるからである。特に混合冷媒の場合は、十分な予測精度を有する整理式がないため、局所の濃度変化についても対応できる CFD 解析は、シミュレーターに組み込む事も可能であるため、開発を行っていく必要がある。そこで、従来、シミュレーション研究がなされていない内径 1mm の微細流路管内について、以前実施した R410A の実験結果と全く同じ条件、飽和温度 10℃ の水平流に対して、シミュレーション解析を行った。なお、このシミュレーション解析は自主的に実施しているものである。

Fig.3.7.1 は低流量・低クオリティのスラグ流と高流量・高クオリティの環状流についてシミュレーションのコード開発を行った結果を示している。

シミュレーション解析では、重力の影響などを反映した流動状態が模擬できつつある状態にあり、今後も引き続き他の研究と合わせて実施していき、最終的に混合冷媒に応用できるコードとして、熱交換器シミュレーターに移植する計画である。

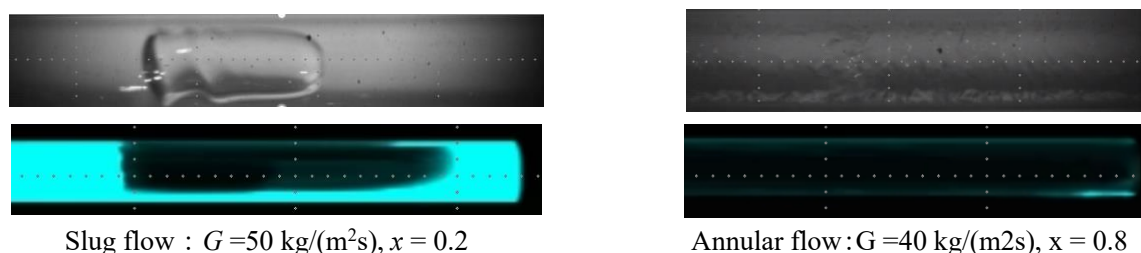


Fig.3.8-1 Example of CFD analysis using R410A refrigerant

3.8.2 膨張弁

膨張弁では、高速な冷媒が気液二相で流通するため、動作解析や機器設計において考慮すべき因子が複雑に関連している。そこで、本研究では複雑な膨張過程の解析を段階的に進めている。膨張弁の特性は、システムの制御特性を決める極めて重要なデバイスとなる。しかし、混合冷媒となると、媒体の沸点等で気泡の発泡速度等が異なり膨張弁性能が大きく異なることが容易に想像できる。最終的には、システム解析に必要な形に定式化をするが、冷媒の膨張特性を詳細に把握したうえでの検討が不可欠である。そこで、実験や CFD 解析により、その詳細な流動特性の解明を試みた後、定式化に進むこととする。

2019 年度は前年度に引き続き膨張弁の前後における冷媒の CFD 解析を実施した。R410A 混合冷媒を参照流体とし、基礎式としては圧縮性二流体モデルによる質量・運動量・エネルギー保存則をそれぞれ適用した。基礎式は有限体積法により空間離散化し、圧縮性による不連続に対応可能な Godunov 法を二流体モデルに適用した。

流れ場を2次元軸対称流れと仮定し、膨張弁を含む断面において数値解析を実施した。流速は壁面境界では滑りなし条件とし、非壁面境界では速度勾配ゼロ条件を課した。出入口境界の圧力には一定圧力条件を課した。初期条件として、高压側では2MPa、低压側では0.5MPaとし、両者が膨張弁の隙間部で非連続的に接続するようにした。膨張弁の隙間部の開口度を0.19mm および 0.3mm とし、弁の運転状況とボイド率分布の相違、および質量流量の変化について解析を実施した。

初期状態から4ms経過後の冷媒のボイド率分布を図(1)-2に示す。冷媒の液相を占める割合や Kelvin-Helmholtz 型波状流動様式の継続時間と、開口率との間に関連性が見出された。また、開口率が0.19mm から0.3mmへ変化する際に冷媒の質量流量が1.8倍となるなど、開口面積比に対応した流量変化が確認された。

膨張弁解析の次年度に向けた課題として、膨張弁の開口度の相違により物性の急変を伴う臨界二相流が生じることが解析により明らかとなった。今後は新冷媒を用いた膨張弁の制御性の解析・評価に資する流動現象の解明を進めることとするが、現時点では弁の開口度を小さくした場合に解像度不足が予想されるため、高解像度で高速な解析を進めることとする。また、冷媒物性解析に Refprop を導入した上で数値計算プログラムと連携させ、様々な混合冷媒における臨界二相流解析を進めるなど、新冷媒の導入に際しより定量的な議論が可能となるよう検討する。

<CFD 解析の概略>

- ・二次元軸対称流を解析対象とし、圧縮性二相流体に対応した。
- ・計算に使用した冷媒は R410A で、Refprop10 から算出した。
- ・有限体積法・二相流向け Godunov 法を用いて解析を実施した。
- ・冷媒物性を外部読み込み (Refprop) とし、計算速度を維持しつつ様々な冷媒に対応する。

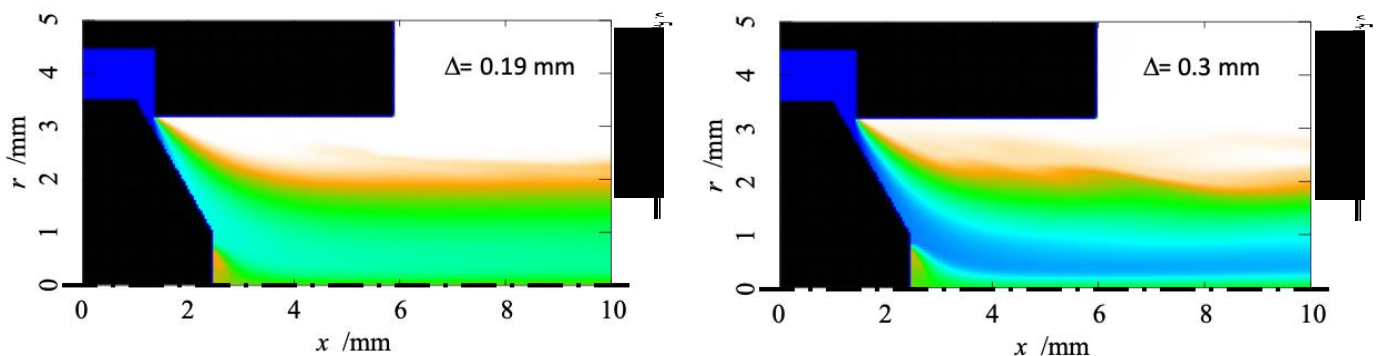


Fig.3.8-2 Example of analysis result of difference in expansion valve opening and time change of void fraction

3.8.3 冷媒充填量

今年度は、混合冷媒の高精度伝熱式構築に必要な現象究明のための基礎実験の準備を行った。また、混合冷媒の流動沸騰熱伝達整理式構築に必要な実験方法を検討中である。

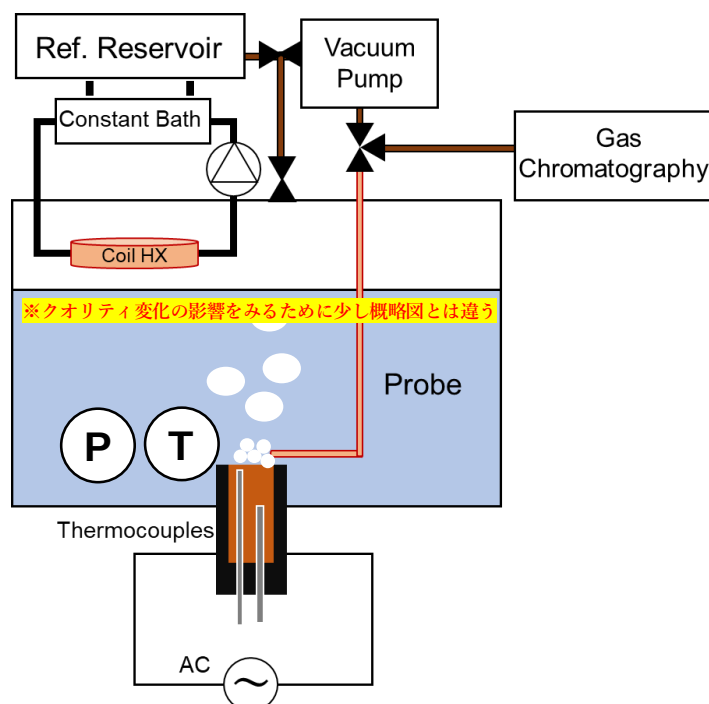


Fig.3.8-3 Preliminary experimental equipment for evaluating refrigerant charge

<実験装置の概略>

- ・局所的な混合比率はプローブでガスクロマトグラフィを用いて解析可能である。
- ・リザーバーを脱着可能とすることで混合比率を変化させる。
- ・基本的にプール核沸騰は管径によらない熱伝達であるため、実験条件となる管径や質量流量の影響を考慮せず熱伝達に重要な物性の影響を見ることが可能である。

これにより、実験系として充填されている物性、伝熱面での局所的な物性を定量的調査ができる。最終的には混合冷媒の局所物性の整理式化、つまり R410A と同様に扱えるようにして、様々な物性算出に使用していく予定である。

参考文献

- 3-1) 榎木ら：冷空論, 30(2), pp.155-167 (2013).
- 3-2) 湊：機論 B, 68(673), pp.2489-2494 (2002).
- 3-3) 井上ら：2019 年度日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, No.D-133 (2019).