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

2021年3月31日

目次

1. はじめに	2
2. 九州大学の進捗	3
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	3
2.2 HF0 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HF0 系冷媒の伝熱特性評価	12
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	西 18
3. 早稲田大学の進捗	
3.1 総論	
3.2 事業概要	
3.3 性能解析技術研究開発	
3.3.1 熱交換器	
3.3.2 膨張弁	
3.3.3 圧縮機	29
3.3.4 冷媒充填量評価装置の開発	32
3.4 性能評価技術研究開発	37
3.4.1 数理的性能評価手法開発	37
3.4.2 性能評価装置開発	38
3.5 シミュレーター開発とその活用	45
3.5.1 熱交換器シミュレーター	45
3.5.2 システムシミュレーター	46
3.5.3 年間性能, LCCP シミュレーター	52
3.6 国際規格, 国際標準化への貢献	54
3.7 研究進捗と今後の計画	54
3.8 電気通信大学の進捗	55
3.8.1 混合冷媒評価	55
3.8.2 数理的性能評価手法解析	58

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2020 年度の成果をまとめたものである.

WGI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			
	·····································		
	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),		
2. 九州大学の進捗	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(東京海洋大字), 地卜 大輔, 野口 照貴 ガボ ア (見知 アン・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・		
3. 早稲田大学の進捗	齋滕 潔(早稲田大字),山口 誠一,ジャンネッティ ニコロ, 鄭 宗秀,宮岡 洋一, 榎木 光治(電気通信大学),井上 洋平,清 雄一		

Table 1-1 Author list

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 成分系混合冷媒 HFC32/HFO1234yf/HC290; 21.15/71.48/7.37 mass%, 2 成分系混合冷媒 HC290/ HFO1234yf; 50.0/50.0mass%, さらに CF₃I 単一成分の PVT 性質, 飽和密度, 臨界定数を測定した. さら に, HFC32/CF₃I; 50.0 mass% 及び 50.0 mol%の PVT 性質の測定を行なった.

3 成分系混合冷媒 HFC32/HFO1234yf/HC290; 21.15/71.48/7.37 mass%に関しては、*PVT* 性質を温度 300 K~400 K, 圧力 816 kPa~6188 kPa, 密度 27 kg/m³~895 kg/m³ の範囲で測定し、8 本の等容線に沿っ て 1 相域、2 相域あわせて計 81 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 5 点、等容線の折れ曲がりから 5 点、計 18 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 =355.10±0.03 K, P_c =4552±5 kPa, ρ_c =460±3 kg/m³ と決定した.本混合系の *PVT* 性質及び気液共存曲線の測定結果を Fig.2-1 及び Fig.2-2 に 示し、 REFPROP 10.0¹⁰からの計算値も一緒に示した. Fig. 2-1 を見る限り、 REFPROP の計算結果が、実測値を十分に表せていない.これは後述する HFO1234yf/HC290 の 2 成分系混合冷媒に関する実測データの再現の具合にも大きく関わっていると推測される. Fig. 2-2 の飽和密度の計算に関しては、 REFPROP の計算結果が予想していた以上によく表現していると判断している.



Fig. 2-1 *PVT* property measurements of HFC32/HFO1234yf/HC290 [21.15/71.48/7.37mass%].





2成分系混合冷媒 HFO1234yf/HC290; 50.0/50.0mass%に関しては, PVT 性質を温度 300 K~400 K, 圧力 1089 kPa~6592 kPa, 密度 60 kg/m³~599 kg/m³ の範囲で測定し, 6本の等容線に沿って計 64 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 5 点、飽和液密度 4 点、等容線の折れ曲 がりから 5 点、計 14 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 =359.68±0.01 K, P_c =3880±3 kPa, ρ_c =307±3 kg/m³ と決定した.本混合系の PVT 性質及び気液共存曲線の測定結果を Fig.2-3 及び Fig.2-4 に示し、REFPROP 10.0 からの計算値も一緒に示した.









Fig. 2-3 において実線で示した REFPROP の計算結果が,実測値を十分に表せていない.気相域では概ね一致しているように見えるが,液相域は全くかけ離れている.例えば, Fig. 2-4 において,等密度(x軸が一定)で温度を上昇させると,赤の実線で示した REFPROP の計算値は,プロットで示した実験データより高温側に位置している.これを Fig. 2-3 で判断すれば,同じ密度の REFPROP の計算値と実験 データを比較すれば, REFPROP の計算結果の方が高い温度を示しており,その差もおおよそ一致しているように見える.この差を改善することは重要であり,この差が残った状態での計算結果では,飽和 状態の計算においても,信頼性が低くなることがわかる.気相側ではよく一致しているのは,理想気体 状態に近づくにつれて,状態式の表現の信頼性が高まっていることが考えられる.なお,今回測定した HFO1234yf/HC290:50.0/50.0mass%に関しては,多研究者の気液平衡データを見てもわかるが,共沸混合 冷媒に近い熱物性を示すことが期待できる.共沸混合冷媒は,単一冷媒に近い熱物性ということで,温 度すべり (Temperature Glide) も小さいので,扱いやすい冷媒の一つとなる可能性がある.

CF₃I 単一冷媒に関しては、*PVT* 性質を温度 300 K~405 K, 圧力 520 kPa~6392 kPa, 密度 48 kg/m³~1788 kg/m³の範囲で測定し、7本の等容線に沿って計 85 点の実測値を得た. 飽和蒸気圧に関しても、室 温以上用の装置と、室温以下用の装置の2種類を使い、温度240K から臨界温度まで 40 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8点、等容線の折れ曲がりから7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 =396.44±0.01 K, P_c =3953±5 kPa, ρ_c =868±3 kg/m³と決定した.

CF₃Iの PVT 性質及び気液共存曲線を Fig.2-5 及び Fig.2-6 に示した. Fig. 2-5 の液相データ及び Fig. 2-6 の飽和液密度データから分かるように, 現時点で REFPROP 10.0 に採用されている CF₃I の状態式の, 特に液相側のデータの再現性が良くない. CF₃I に関しては, 現時点までに中国とチェコからのデータのみしか存在しておらず, それも重複した領域での熱物性の実測値情報は存在しなかった. 今後一層, 熱力学性質の測定および解明を進め, 新たに状態式を作り直す必要がある.





Fig. 2-6 Vapor-liquid coexistence curve of CF₃I.

Fig. 2-5 PVT property measurements of CF₃I.

2) 気液平衡性質の測定

再循環型気液平衡性質測定装置およびベローズ変容法装置を用いて,2 成分混合系 HFO1123/ HFO1234yf および3 成分混合系 HFC32/HFO1123/HFO1234yf の測定を実施した.測定不確かさは,温 度 0.03 K(0.003 K), 圧力 1.38 kPa(1.4 kPa),および組成 0.67 mol%(0.67 mol%)である(*k*=2,カッコ内は ベローズ法装置).2 成分系混合物の気液平衡性質の測定結果を,Fig. 2-7 に示す.ベースラインであ る REFPROP ver. 10.0¹⁾ からの計算結果とは,最大で 8%の系統偏差が確認できた.一方,本研究で相 関した修正 Peng-Robinson 状態方程式からの計算結果との良好な相関結果も確認できた.



Fig. 2-7 Deviation plots of the VLE property data versus REFPROP ver. 10.0 for HFO1123/HFO1234yf mixtures. \Rightarrow ; This work (P_{bub}), \Rightarrow ; This work (P_{dew}), —; modified Peng-Robinson equation of state

ベローズ法による3成分系HFC32/HFO1123/HFO1234yf混合系の*PpTx*性質をFig.2-8に示す.組成 は質量法とガスクロマトグラフで調整・計測しており、33.5/33.4/33.1 mol%である.破線は各等温線実 測値を結んでおり、相変化を明確に示していることが確認できる.この屈折点から、各温度における 沸点圧力値および飽和液体密度値を決定し、REFPROP ver.10.0による推算値と比較した結果をFig.2-9に示す.上図は沸点圧力、下図は飽和液体密度実測値に対する相対偏差を示している.沸点圧力は最 大で約2%の系統偏差を示しており、REFPROP ver.10.0に実装されている混合物モデルの改善が必要 であると言える.一方飽和液体密度は、臨界温度近傍を除けば概ね良好に推算されている.



Fig. 2-8 Measured $P\rho Tx$ properties for the ternary HFC32/HFO1123/HFO1234yf mixtures. \Rightarrow ; Single phase data, \Rightarrow ; Two phase data



Fig. 2-9 Deviation plots of the P_{bub} and ρ' data versus REFPROP ver. 10.0.

◆; This work (33.5/33.4/33.1 mol%)

3) 高温 PVTx 性質及び定圧比熱の測定

2 成分系混合冷媒 HFO1336mzz(E)/HFO1336mzz(Z)に関して,温度 323K~453K, 圧力 10MPa までの 範囲で *PVTx* 性質測定をおこない,8 組成に関する8本の等温線に沿って計112点の測定結果を得た. Fig.2-10 に HFO1336mzz(E)/HFO1336mzz(Z)の *PT* 線図を示す.

また,3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 *PVTx* 性質測定をおこない,3組成に関する11本の等温線に沿って計123点の測定結果を得た. Fig.2-11 に HFC32/HFO1234yf/CO₂の *PT* 線図を示す.

定圧比熱測定は,温度 25.0℃,圧力 50kPa において,既知の物質と新冷媒さらには,HFC32/HFC1234yf の1 組成について計 10 点の測定結果を得た. Table 2-1 に測定結果を示す.



Fig. 2-10 *PVTx* property measurements of HFO1336mzz(E)/HFO1336mzz(Z).



	組成比			
	R32 [wt%] R1234yf [wt%] CO ₂ [wt%			
Series1	30.309	67.121	2.569	
Series2	39.594	56.183	4.224	
Series3	54.276	42.878	2.846	

Fig. 2-11 *PVTx* property measurements of HFC32/HFO1234yf/CO₂.

Pure refrigerants		
R134a	0.847 kJ/(kg K)	
CO_2	0.842 kJ/(kg K)	
R125	0.790 kJ/(kg K)	
R22	0.656 kJ/(kg K)	
R32	0.821 kJ/(kg K)	
R1243zf	0.941 kJ/(kg K)	
R1234yf	0.899 kJ/(kg K)	
R1336mzz(E)	0.871 kJ/(kg K)	
Mixture		
R407C	0.823 kJ/(kg K)	
0.595mass% R32+0.405mass% R1234yf	0.854 kJ/(kg K)	

Table. 2-1Isobaric specific heat capacity measurements of refrigerants(25.0 C, 50 kPa.)

4) 表面張力の測定

HFO1123/HFO1234yf の表面張力を,示差毛管上昇法により 230~320 K の範囲で,不確かさ約±0.15 mNm⁻¹ (*k*=2) で測定した. Fig.2-12(a)は HFO1123 単体と HFO1234yf 単体の表面張力測定結果である. 図中の細い実線は REFPROP¹⁾ で用いられている式,および次式で表される Parachor 法で予測される値 を示す.

$$\sigma = \left[\left[P \right] \left(\tilde{\rho}' - \tilde{\rho}'' \right) \right]^4 \tag{2-1}$$

ここに、 $\tilde{\rho}' \geq \tilde{\rho}''$ はそれぞれ、飽和液と飽和蒸気のモル密度[mol cm⁻³]を示す. [*P*]は Parachor と呼ばれる物質毎に定まる値で、臨界点付近を除けば、温度や圧力への依存性は無い、混合冷媒の場合は、飽和液と飽和蒸気のモル分率 x [mol mol⁻¹]と y [mol mol⁻¹]から、次式で予測する事ができる.

$$\sigma = \left\{ \sum_{i=1}^{N} [P_i] (\tilde{\rho}' x_i - \tilde{\rho}'' y_i) \right\}^4$$
(2-2)

ここに*i*は*i*番目の成分の値であることを示す.密度やモル分率は混合モデルを用いて算出するが、ここに*i*は*i*番目の成分の値であることを示す.密度やモル分率は混合モデルを用いて算出するが、こでは本プロジェクトで HFO1123/HFO1234yf に対し提案する値 β_{T} =0.97805、 γ_{T} =0.97805、 β_{V} =1.0409、 γ_{V} =1.0051の値を使用することとした.また、HFO1123と HFO1234yf の Parachor の値はそれぞれ、

[*P*_{R1123}] = 123 および[*P*_{R1123}] = 172 である. Fig.2-12(b)は,組成が 9/91,47/53,および 62/38 mass% である ときの HFO1123/HFO1234yf 系混合冷媒の表面張力を示す.図中の実線は Parachor 法で予測した値で, 実測値と満足に一致していることがわかる.組成 47/53 と 62/38 mass%で殆ど値が変化しない事も Parachor 法は良くとらえている.Fig.2-12(c)は横軸に HFO1123 の質量分率をとり,表面張力の組成依存 性を示す図である.シンボルは測定結果から内挿して求めた温度 240 K と 290 K での値を示し,線は, 乾き度 0.1 と飽和液の条件で計算した Parachor 法による予測値である.HFO1123/HFO1234yf の組成依存 性は 240 K の方が小さく, Parachor 法の予測値はこの特徴を精度よく予測している.組成の不確かさ(シ ンボルに付された横バー)や表面張力の不確かさ±0.15 mNm⁻¹を考慮すると,+分な精度で一致してい るといえる.



Fig. 2-12 Surface tension of HFO1123/HFO1234yf. (a) surface tension of the components HFO1123 and HFO1234yf alone. (b) surface tension of HFO1123/HFO1234yf at mass compositions of 9/91, 47/53, and 62/38 mass%. (c) composition dependence in HFO1123/HFO1234yf surface tension at temperatures of 240K and 290 K. Lines show the prediction of Parachor method at vapor qualities of x=0.1 and x=0.

5) 音速の測定

円筒型音波・電磁波共振器を利用した音速・誘電率測定装置を用い、3成分系混合冷媒 R455A (HFC32HFO1234yf/CO₂ = 21.5/75.5/3.0 mass%)の音速および誘電率を測定した.結果として Fig. 2-13 に示すとおり、温度 283 K~313 K, 圧力 150 kPa~780 kPa の範囲において、17 点の音速 および誘電率測定データを得た.得られた実測値はこれまでに報告のない世界初の測定データで あり、HFC32/HFO1234yf/CO₂ 系混合冷媒に関する熱力学状態式の高精度化に資する成果である. また、これまでに測定した単一成分冷媒 HFO1336mzz(E)および HFO1336mzz(Z)、2成分系混合冷 媒 R454C (HFC32/HFO1234yf = 21.5/78.5 mass%)および AMOLEA400X (HFO1123/HFC32 = 40/60 mass%)、3成分系混合冷媒 R455A (HFC32/HFO1234yf/CO₂ = 21.5/75.5/3.0 mass%) について、誘電 率測定データに基づき気相域の密度値を求めた.



Fig. 2-13 Speed of sound (left) and relative permittivity (right) of R455A.

6) 状態方程式の開発

HFC32/HFO1234yf/CO2 系及び HFC32/HFO1234yf/HFO1123 系の混合モデル開発を行った.一般に, 3 成分以上の系に対する混合モデルは,系を構成する 2 成分系モデルの重ね合わせとして表現される. まず,REFPROP¹⁾で採用されている 2 成分系モデルの信頼性評価を行った.結果を Table 2-2 に示す.

Table 2-2: Evaluation of REFPROP mixture models used for the binary mixtures.(in Japanese)

2成分系	混合モデルの信頼性	備考
HFC32 + HFC1234yf	Ø	VLE, PVTxおよび臨界点のデータに合わせて作成された専用の混合モデルであり、信頼性は高い
HFC32 + CO2	0	VLEデータのみに合わせたモデルであるが、臨界点近くの高 圧域まで良好に再現されている。
HFO1234yf + CO2	×	低温側のVLEデータのみに合わせたモデルであり、高温側 の再現性は著しく劣る。
HFC32 + HFO1123	\bigtriangleup	VLE, PVTxおよび臨界点のデータに合わせたモデルである が, HFO1123の古い状態方程式に基づいており, 更新が必 要である.
HFO1234yf + HFO1123	×	推算モデルであり、VLEデータの再現性は劣る.

この評価から, HFO1234yf/CO2系, HFC32/HFO1123 系および HFO1234yf/HFO1123 系に対するモデル の改善が必要であることが明らかになり, 文献値や本プロジェクトで得られた実測値を用いて, これら の混合系のモデル修正を試みた.

HFO1234yf/CO2系に対しては、文献値の気液平衡データを用いた修正を行った. Fig. 2-14 に示すとおり、改善後の KW0 モデル(炭化水素系混合物に対する汎用混合モデル)は、高温域の沸点圧力および 露点圧力まで良好に再現している. Table 2-3 は、改善された KW0 モデルを用いて計算した R455A (HFC32/HFO1234yf/CO2)の臨界点を実測値と比較したものである. 改善された KW0 モデルを用いて 計算した臨界温度および臨界圧力は、REFPROP 標準モデルによる計算値よりも実測値に近いことが確 認できた.



Fig. 2-14: Experimental and calculated values for the vapor-liquid equilibrium of HFO1234yf /CO₂ mixtures (Left: REFPROP KW0 model, Right: Optimum KW0 model)

	Critical Temperature	Critical Pressure	Critical Density	
	(K)	(MPa)	(kg/m^3)	
Higashi (2020)	356.40	4.536	460	
KW0 (REFPROP 10.0)	358.76	4.654	455	
KW0 (Optimized)	356.38	4.522	453	

Table 2-3: Critical parameters of R455A

HFC32/HFO1123 系に対しては、本プロジェクトで得られた気液平衡データを用いてモデルの改善を行った.この系に対してもKW0モデルを用いた. Fig.2-15は、高温域(富山県立大学)および低温域(九州大学)における実測値とモデルからの計算値との比較である.モデルの改善によって、高温域および低温域のいずれにおいても沸点圧力および露点圧力の再現性が向上している. HFO1123+HFO1234yf 系に対しても、本プロジェクトで得られた気液平衡データを用いてモデルの改善を行った.この系については、超過量を考慮しない混合モデル(XR0モデル)を用いた.Fig.2-16に示すとおり、改善された XR0モデルによって高温域および低温域の沸点圧力および露点圧力が良好に再現されている.



Fig. 2-15: Experimental and calculated values for the vapor-liquid equilibrium of HFC32/HFO1123 mixtures





7) 輸送的性質の測定及びモデル化

HFO1336mzz(E)の粘度および熱伝導率の測定を行った.粘度測定はタンデム細管法を用いており、長短二本の細管を直列に接続するタンデム式を採用することにより、細管出入口端面で生じる 圧力損失をキャンセルすることができる.熱伝導率は長短二本の細線を用いた非定常細線加熱法 により測定される.測定温度および圧力条件は、それぞれ180℃程度まで、および4.0 MPa 程度 までの圧縮液および過熱蒸気域である.

粘度の測定結果を Fig. 2-17(a) および (b)に示した. それぞれ液および蒸気の測定結果を示している. 測定値は圧力ごとにプロットしており, 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. 10.0¹⁾ を利用した. Fig. 2-17 より, ECS モデルによる 粘度の計算値は液, 蒸気ともに良好に測定値を再現していることが確認でき, 計算パラメータの若 干の調整により精度の高い相関式が作成できるものと考えられる.

熱伝導率の測定結果を Fig. 2-18 (a) および (b) に示した. それぞれ液および蒸気の測定結果を示している. プロットおよび実線は粘度の場合と同様である. Fig. 2-18 より,液熱伝導率の測定値は計算値(ECS モデル)の 10%程度系統的に高いことが確認できる. 一方で,蒸気熱伝導率の測定値は計算値の 15%程度低い. 以上の結果から,熱伝導率に関しては ECS モデルのパラメータを調整し,実験データの再現性を高める必要があるといえる.



Fig. 2-17 Viscosity data of HFO1336mzz(E).



Fig. 2-18 Thermal conductivity data of HFO1336mzz(E).

2.2 HF0 系冷媒を含む混合冷媒及び高沸点 HF0 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およ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/HFC32 混合物の凝縮および沸騰熱伝達率を測定した.測定結果の一例として、Fig. 2-19 に質量速度 10 kgm² s⁻¹ における HFO1234yf/HFC32: 22/78 mass % 混合冷媒の測定結果を示す.図中縦軸はプレートの断面平均熱伝達率であり、横軸はクオリティである.比較対象として、HFC32 および HFO1234yf の測定結果も示している.また、Yan ら^{2,3)} によるプレート式熱交換器の相関式も図中実線により示している.図より、混合冷媒の熱伝達率は純冷媒の熱伝達率よりかなり小さいことが確認できる.これは、実際には飽和温度グライドが流れ方向だけでなく、幅方向にも生じているため、正確な局所飽和温度の算出が困難であるためであるものと考えられる.



Fig. 2-19 Cross-sectional average of heat transfer coefficient of HFO1234yf/HFC32 mixture.

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,水平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、3成分混合冷媒 HFC32/HFO1234yf/HFO1123の凝縮・沸騰熱伝達率及び圧力 損失,並びに3成分混合冷媒 R455A (HFC32/HFO1234yf/CO2)の沸騰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の矩形微細流路を有する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.2-20 に, HFC32/HFO1234yf/HFO1123 (21/20/59 mass%)の凝縮熱伝達率 a を, 湿り度 (1-x)に対して示す. Fig.2-20 には, 比較のために HFO1234yf 純冷媒および HFO1123/HFC32 (39/61mass%)の凝縮熱伝達率 4をあわせて示す. 質量速度 400 kgm⁻²s⁻¹では HFC32/HFO1234yf/HFO1123 の凝縮熱伝達率は HFO1123/HFC32 および R1234yf と比べると若干低い値を示した. Fig.2-21 には, HFC32/HFO1234yf/HFO1123 の実験値と従来提案されている凝縮熱伝達率の予測式 ^{5.6)}との比較を示す. Fig.2-21 より, 質量速度 100-400 kgm⁻²s⁻¹における HFC32/HFO1234yf/HFO1123 の凝縮熱伝達率は, Silver-Bell-Ghaly ^{7.8)}の方法で混合冷媒に対する式に拡張した Cavallini らの式 ⁵⁾および Jige らの式 ⁶⁾で±30%程度 で予測できることがわかった.



Fig.2-20 Condensation heat transfer coefficients of R1123/R32/R1234yf, R1123/R32 and R1234yf.



Fig.2-21 Comparison of measured and predicted heat transfer coefficients.

3) 円管内の伝熱特性評価

蒸気圧縮式冷凍機を用い,外径 6 mm のら旋溝付管内を流れる低 GWP 冷媒の熱伝達特性と圧力損失 特性を評価した.試験には,等価内径が 5.21 mm,フィン高さ 0.27 mm,フィン数 60,ねじれ角 18 度, 面積拡大率 2.62 の銅製水平伝熱促進管を用いた.本年度は HFC32 を基軸として HFO1123, HFO1234yf, HFO1234ze(E)を混合した場合の熱伝達率を比較し,物質伝達抵抗の影響を考察した.Fig. 2-22(a) へ蒸発 試験の結果を,Fig. 2-22(b) へ凝縮試験の結果を示す.それぞれシンボルで実測値を,線で従来の予測式 を示す.ただし,HFC32/HFO1234yf 系の測定データは取得できていないため,これに CO2を 3 mass% 添加した R455A の値をもって比較することとした.蒸発の予測では,破線の物質伝達抵抗を考慮しない 式は Thome らの式を,実線の考慮した式は Kondou らの式を示す.凝縮の予測では,いずれも Chamra-Mago の式を用い,物質伝達抵抗の項を含まない結果と含む結果をそれぞれ破線と実線で示す.蒸発試 験では平均飽和温度 10℃,凝縮では平均飽和温度 40℃,熱流束と質量流速はいずれも 10kWm⁻²,質量 流速 200 kgm⁻²s⁻¹の条件で比較をしている.ここに示した混合系では,HFO1123/HFC32 系が最も物質伝 達抵抗の影響が小さい.蒸発熱伝達は HFO1123/HFO1234yf 系の低乾き度域を除けば,測定値と予測値 は良い一致を示す.一方凝縮熱伝達率の場合,低い湿り度の測定値は予測値よりも高い値を示す.高い 湿り度の測定値は比較的予測値と良く一致しており,HFC32/HFO1234ze(E)の一連の測定値と予測値は 同程度の物質伝達抵抗の影響を示している.凝縮と蒸発では,熱伝達率の高い蒸発の方が顕著に物質伝 達抵抗の影響を受けるが,その影響が最大となる組成は両者に共通しており,HFO1123/HFC32ではお およそ 0.4/0.6 で,HFC32/HFO1234yf では 0.2/0.8 で,HFC32/HFO1234ze(E)では 0.3/0.7 で最大となる.



(b) Condensation test

Fig. 2-22 Variation in heat transfer coefficients against the R32 mass fraction of the selected binary mixture flow in horizontal microfin tubes of 6 mm OD. The difference between dashed and solid lines shows the predicted effects of mass transfer resistance.

4) 水平円管外の伝熱特性評価

HFO1336mmz(E)の管外凝縮熱伝達特性試験結果を用いて、HFO1336mmz(E)の状態方程式及び輸送的 性質モデルの妥当性を検討した. Fig. 2-23 に測定した HFO1336mmz(E)の壁面過冷却度に対する管外凝 縮熱伝達率の結果を示す. プロットの緑, 橙, 青, 桃および赤色は, それぞれ飽和温度 20, 30, 40, 50 および 60℃の結果である. また, エラーバーは計測機器の誤差より算出したものである.

結果として,壁面過冷却度が増加するほど管外凝縮熱伝達は減少する.これは,壁面過冷却度が増加するほど,管外表面の凝縮した液相の冷媒より形成される管外の液膜が厚くなり,伝熱抵抗になるためである.また,測定誤差の大きい壁面過冷却度2Kの結果を除き,飽和温度の違いは見られない.



Fig. 2-23 Experimental results of condensation.

上記の結果を以下に示す理論式であるヌセルトの式より計算した値との比較を行う. その際に 2-1(6) 項で作成された HFO1336mmz(E)の状態方程式から算出した熱物性を用いることにより,作成された状態方程式の妥当性を検討した. また,輸送的性質モデルに関しては,表面張力のみを考慮し,熱伝導率については実験値からの推定値を用い,粘度については考慮していない.

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{\lambda_l}{D_o} Nu = 0.728 \left(\frac{GaPr_l}{Ja} \right)^{0.25} \left(\frac{\lambda_l}{D_o} \right) \\ &= 0.728 \left[\frac{g}{D_o (T_{sat} - T_{wall})} \right]^{0.25} \times \left\{ \lambda_l^{0.75} \cdot [\rho_l (\rho_l - \rho_v)]^{0.25} \cdot \lambda_{fg}^{0.25} \cdot \mu_l^{-0.25} \right\} \end{aligned}$$

• • • (2-3)

Fig. 2-24 に HFO1336mmz(E)の管外凝縮熱伝達の測定値とヌセルトの式から算出した計算値との比較 を示した.プロットが測定値であり、実線がヌセルトの式から算出した計算値である.測定の誤差が大 きい壁面過冷却度 2K の結果を除き、ヌセルトの式から算出した計算値は測定値と良い相関を示してい る.また、壁面過冷却度 10K の結果では測定値は計算値に比して、若干高い値を示している.これは、 ヌセルトの式は管外表面の液膜の乱れ考慮していないためであると考えられる.測定では、壁面過冷却 度が高くなり液膜が厚くなり液膜が乱れ、熱伝達が向上する.また、飽和温度の違いに注目すると、計 算値には飽和温度の差異による熱伝達率の差異が確認されるが、測定値では確認できない.これについ ては、測定値の誤差もしくは考慮しない粘度の影響が考えられる.

以上のことから, 2-1 (6)項で作成された HFO1336mmz(E)の状態方程式の妥当性が確認された.しかし, 粘度の測定結果は未反映であるため,熱伝導率および粘度の輸送的性質モデルが確定された際に,再度 検討する.



Fig. 2-24: Comparison of experimental results and theoretical values.

5) 伝熱データベースの構築

本事業で得られた種々の形態の伝熱データ、本事業を担当している研究機関が過去に得た伝熱データ、 および論文等で発表された他の研究者の伝熱データを収集し、凝縮熱伝達率、蒸発熱伝達率および圧力 損失に関するデータを統合的にまとめ、研究者や技術者が利用できるデータベースの基本となるシステ ムを構築することを目的として、本年度から伝熱データベースの作成を開始した.

Fig. 2-25 は Microsoft Excel に記載された伝熱データの構造であり、これが伝熱データの一つのまとり として伝熱データベースの基になる.データの左側には、凝縮や蒸発などの伝熱形態、伝熱管の種類や 形状・寸法、実験に使用した冷媒の名称・成分の質量分率などの情報が記載されている.その右側には、 熱伝達率および圧力損失のデータが温度、圧力、質量速度、乾き度などの実験条件とともに記載されて いる.さらにその右側には、冷媒の種類と質量分率、温度、圧力、乾き度の値から、REFPROP¹⁾を用い て計算した密度、粘度、熱伝導率、表面張力などの熱物性値が記載されている.最も右側には、データ が公表された論文の情報、データの提供者および提供されたデータに関するその他の情報が記載されて いる.



Fig. 2-25 Data structure of heat transfer and pressure drop data listed in Microsoft Excel file.

Fig. 2-26 は Web 上で表示される伝熱データベースのトップページである. 収録されている伝熱データの伝熱形態の名称とイメージ図が上部に示され,中段部にはデータリストの表示ページにジャンプするためのリンク先が示されている. 伝熱データは,冷媒種類別のデータリストおよび論文別のデータリストが用意され,それぞれのリストからデータ表示が選択できる.

HT Heat Transfer DB × +			-
← → C ☆ ⓐ htdbref.xsrv.jp/ht/			२ ☆ 🗟
HtDB Heat Transfer DB			Top Substa
HeatTransfer DB			
Search journals and heat transfer properties of vario	us refrigerants		
Please select one of the configuration below.	伝熱形態	の表示	
In-Tube Pipes	Multiport Tube	Plate	
Réngeore	All provided and the second se	to-be-impleme	nted
By Substances	Ву	Publications	
list substances	• 1	ist Publications	
Search heat tre 冷媒別データリス Your Data	、ト 論3	て別データリスト	imental data.
For researchers ONLY.			
You can add or manage your heat transfer data in ti	nis HtDB system.		
Publications and Experimental Data	Sul	bstances	
manage published as well as unpublished journals a Iist your publications. add a new publication. Your uploaded files	nd experimental data. ・ a 交登録ページ	ist of substances dd a new substance add a new pure substance add a new mixture	
list of uploaded data			

Fig. 2-26 Top page of heat transfer database displayed on the website.

伝熱データの表示例を Fig. 2-27 に示す. これは冷媒ごとに乾き度に対する熱伝達率の分布を示したものであり,それぞれの冷媒の熱伝達率がシンボルの色で区別できるように表示されている. グラフの下には,グラフの表示方法や表示するデータの条件を設定するボタンが設置されており,グラフの横軸と縦軸にとるパラメータの選択,表示するデータの質量速度などの実験条件などが設定できる. ページの下部には個々のデータの情報が並べられており,右側のボタンをクリックすると実験条件や文献情報などのさらに詳細な情報を表示することができる. なお,図には示していないが,カーソルをグラフのシンボルに合わせるとその点の数値情報や文献情報などが表示される機能も有している.



Fig. 2-27 Top page of heat transfer database displayed on the website.

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

これまでの熱力学的解析に加えて、熱交換器内の伝熱性能および圧力損失を考慮した熱力学的解析を 実施した. Fig.2-28 に 2019 年に実施した凝縮温度 40°C,蒸発温度-3°Cにおける HFC32/HFO1234yf/CO2 系3成分系混合冷媒の熱力学的解析結果を示す. 温度すべりがある混合冷媒に関しては、沸点および露 点温度の算出平均が計算温度になるように計算を行った. 図中の実線,破線および点線はそれぞれ, COP 比(対 R410A), GWP および体積能力比(V 比(対 R410A))である. GWP が 100 程度で COP 比および体積 能力比が 1 程度の組成比を検討すると, HFC32/HFO1234yf/CO2 の組成が 12/72/16 mass%程度が適切であ る. しかし、この組成比は温度すべりを考慮していない. 温度すべりが大きすぎる場合は、熱交換器内 での冷媒の温度変化が大きくなりすぎてしまい、熱源流体の熱交換器出入口温度差を超えてしまい実現 不可能なサイクルとなってしまう. そのため、熱効果器内の伝熱性能を考慮したサイクル計算を行う必 要がある. また、熱交換器内の圧力損失も熱交換器内の冷媒の温度変化を引き起こす要因となるため、 熱交換器内の圧力損失も考慮する.



Fig.2-28 Result of thermodynamics analysis for HFC32/HFO1234yf/CO2

Fig. 2-29 に熱交換器内の冷媒と熱源流体の温度分布を示す.熱交換器内の熱交換器性能を考慮するに あたって、冷媒の熱伝達率を計算することは、計算する熱交換器の種類などを決定する必要があること に加えて、混合冷媒の熱伝達率を予測することは非常に困難である.そこで、冷媒と熱源流体の熱通過 率 K および熱交換器の伝熱面積 A の積が一定になるように計算を行う.これにより、混合冷媒の混合比 によらず熱交換器を最適化した計算を行うことが出来る.以下に計算に用いる式を示した.

$$\delta Q = \delta(KA_c(0)) \,\Delta T_{mc}(0) \tag{2-4}$$

$$\Delta T_{mc}(0) = \frac{\left[T_c(0) - t_{wc}(0)\right] - \left[T_c(1) - t_{wc}(1)\right]}{\ln\left(\frac{\left[T_c(0) - t_{wc}(0)\right]}{\left[T_c(1) - t_{wc}(1)\right]}\right)}$$
(2-5)

$$KA = \sum_{i=0}^{m} \delta(KA_c(i))$$
(2-6)



Fig.2-29 Temperature distribution between refrigerant and heat source in heat exchangers.

次に熱交換器内の圧力損失を考慮する. 圧力損失においても熱交換器の種類によって大きく異なる. そこで本計算では、九州大学で行われたサイクル実験の測定結果より相関式を作成し使用する. Fig. 2-30 に体積能力に対する圧力損失の変化を示す. Fig. 2-30 より圧力損失と体積能力には相関がある ため、この結果より相関式を作成し圧力損失の計算に使用する.



Fig. 2-30 Relationship between volumetric capacities and pressure drops.

以上より,熱交換器性能および圧力損失を考慮した熱力学的解析を実施する予定である.これにより 算出した COP を用いることにより, COP および GWP のみで最適な組成比を算出することが可能となる.

2) ヒートポンプサイクル特性の実験的評価

HFC32/HFO1234yf/HFO1123:21/19/60mass%の3成分系混合冷媒,及びR455A(HFC32/HFO1234yf/CO₂:21.5/75.5/3.0mass%)について,水熱源ヒートポンプサイクルによる実験を実施した.熱源水の温度条件をTable 2-4 に示す.Fig.2-31(a)及び(b)にHFC32 単体,HFC32/HFO1234yf 混合冷媒(R454C相当),HFC32/HFO1234yf/HFO1123のシステム COPの比較を示す.HFO1123を混合した3成分系混合冷媒は,比較的負荷の小さい領域ではR454CよりもCOPが低いが,負荷が大きくなった場合にR454CのようなCOPの低下が顕著には見られず,R454Cと同等以上のCOPとなることがわかった.一方,R455Aについては,水熱源冷凍機の温度条件におけるサイクル COPを測定した.R454C及びCO2が6%の類似混合冷媒との比較をFig.2-32に示す.サイクル COPはR454Cに及ばないが,CO2が6%の場合よりも改善されていることがわかった.

Table 2-4 Temperature of the heat transfer fluid

	Condenser side	Evaporator side
Cooling condition	$30^{\circ}C \rightarrow 45^{\circ}C$	$20^{\circ}C \rightarrow 10^{\circ}C$
Heating condition	$20^{\circ}C \rightarrow 45^{\circ}C$	$15^{\circ}C \rightarrow 9^{\circ}C$
Chiller condition	$30^{\circ}C \rightarrow 35^{\circ}C$	$12^{\circ}C \rightarrow 7^{\circ}C$



Fig.2-31 Comparison of the system COP

Fig.2-32 Cycle COP of R455A

[参考文献]

- 1) Lemmon, E.W., Bell, I.H., Huber, M.L., McLinden, M.O., *NIST standard reference database 23: reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP*. National Institute of Standards and Technology, Version 10.0.(2018).
- 2) Yi Yie Yan and Tsing-Fa Lin, Trans.ASME, J. Heat Transfer, Vol.121, pp. 118-127 (1999).
- 3) Yi Yie Yan, Hsiang-Ciao Lio and Tsing-Fa Lin, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol.42, pp. 993-1006 (1999).
- 4) Jige, D., Mikarijri, N., Kikuchi, S., Inoue, N., Int. J. Refrig., 120, pp.200-208(2020).
- 5) Cavallini, A., Del Col, D., Doretti, L., Matkovic, L., Rossetto, L., Zilio, C., Heat Transf. Eng., 27(8), pp.31-38(2006).
- 6) Jige, D., Inoue, N., Koyama, S., 2016. Int. J. Refrig., 67, pp.202–213(2016).
- 7) Silver, L., Gas cooling with aqueous condensation. Trans. Inst. Chem. Eng. 20(14), pp.30-42(1942).
- Bell, K.J., Ghaly, M.A., An approximate generalized design method for multicomponent/partial condenser. *AIChE Symp.* Ser. 69, pp.72–79(1973).

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、工業界や学術界で公平・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、工業界や学術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、2020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

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、2019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、膨張弁の数理モデルを構築するための検討を行った.ここで、本年度の主な進捗状況は、以 下のとおりである.

① 性能解析技術研究開発

- ・混合冷媒も含む次世代冷媒採用機器のデバイスのモデリング
- ・冷媒充填量評価装置の開発
- ・混合冷媒伝熱評価装置の開発と予備試験(電気通信大学へ再委託)
- ② 性能評価技術研究開発
 - ・ハイブリッド実運転性能評価装置の開発
 - ・実運転データの取得
- ③ シミュレーターの開発とその活用
 - ・熱交換器シミュレーター開発
 - ・サイクルシミュレーター開発
- ・本年度より,LCCP シミュレーター開発開始(継続案件)

各項目の詳細について以下に記述する.

3.3 性能解析技術研究開発

性能解析技術研究開発では,混合冷媒も含む次世代冷媒採用機器のデバイスのモデリングを行っている.各デバイスは,熱交換器,圧縮機,膨張弁である.また,2020年度は冷媒充填量評価装置の開発を 行った.以下に詳細を記述する.

3.3.1 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取り組みを行っている.

2020年度の研究では、冷媒回路の数学的表現の一義性の問題と、進化的探索中に回路の物理性と実現可能性を確保するための関連関係の定式化に取り組んだ.主な成果は以下のとおりである.

- ・計算前に非物理的で実行不可能な回路を除外するための制約処理アルゴリズムの定式化
- ・実験結果に対するモデルの検証
- ・さまざまな作動流体の熱交換器効率に対する冷媒回路の影響を調査するためのさまざまな低 GWP 冷媒のサンプルシミュレーション

最初に, Fig.3.3-1 に対象とする熱交換器を示す.



Fig.3.3-1 Comparison with a commercial coil from Jiang et al. (2002)

数値モデルの精度を検証するために、シミュレーションから得られた値を実験データと比較した. その結果、Fig.3.3-2 に示すように、計算値と実験値の間の差は+3%以内であった.



Fig.3.3-2 Comparison with a commercial coil

モデルは単一のチューブ列に28本のチューブを備えた蒸発器での専用実験からのデータを使用して 冷媒にR410aを用いて検証を行った.Fig.3.3-3(a)と(b)は、熱負荷と圧力損失の差がそれぞれ+6% と+20%以内であるため、計算値と実験値がよく一致していることを示している.



Fig.3.3-3 Comparison between the experimental and calculated values of the (a) heat duty and (b) total pressure drop of a 28-tube evaporator

管端部の冷媒温度も測定し、これらのデータを Fig.3.3-4 (a) から (c) に示すように計算値の局所温度と比較した. この結果、局所温度を適切に予測していることを示していることがわかる.



Fig.3.3-4 Experiment and simulation values of the local temperatures of the 28-tube evaporator for three different test runs

一方,全圧力降下を過小評価しているのは,チューブベンドの圧力降下を考慮していないことに起因している.シミュレーターは単相領域の熱伝達率を過大評価する傾向があるが,計算された総熱負荷と圧力損失の値は信頼できる値であると考えられる.

サンプルシミュレーションは、単純な冷媒回路配置と複雑な冷媒回路配置の両方を処理するシミュレ ーターの機能を実証し、数値モデルの信頼性を確認した.

3 列の 36 チューブ蒸発器を使用し、3 つの異なる冷媒回路構成での3 つの冷媒の性能を観察した、 Table.3.3-1 は、シミュレーション研究で使用されたチューブとフィンの形状を示し、Fig.3.3-5 は、3 つの回路配置を示す.

Item	\mathbf{Unit}	Value		
Tube length	mm	500		
Tube inside diameter	mm	9.2		
Tube outside diameter	mm	10.0		
Tube spacing	mm	25.4		
Tube row spacing	mm	22.2		
Number of rows		12		
Number of tubes per row		3		
Fin thickness	mm	0.2		
Fin spacing	mm	2.0		

Table.3.3-1 Evaporator geometry specifications

蒸発器に入る空気の条件は、25 ℃の乾球温度で、体積流量は25.5 m²/min である.4 つの冷媒の場合、入口条件は0.25 の蒸気品質で10℃である.冷媒の質量流量も変化させて、複雑な流れの配置が1 の出口蒸気品質を持つようにした.なお、使用した質量流量の値は、R290 で86.4 kg/h、R32 で97.2 kg/h である.なお、シミュレーション結果については、現在、論文投稿の準備を進めているため、本レポートでは記述を割愛する.



Fig.3.3-5 Circuitry configurations considered in the simulation study: (a) cross-parallel, (b) cross-counter, and (c) complex

3.3.2 膨張弁

本研究では、ヒートポンプの、起動や停止、断続運転などの複雑な運転条件を含めた条件下で、制 御検討などが可能な数理モデルの構築を目指している.

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 2020 年度は、エアコンの運転を想定したさまざまな条件下における膨張弁の圧力-流量特 性を実験的に明らかにし、それらを体系的にまとめることを目指した.具体的には、膨張弁開度、出 ロ圧力、入口過冷却度などが、圧力-流量特性に与える影響を実験的に調べた.今回の実験では冷媒 は主として R410A を用い、一部の条件において R32 との比較も行った.膨張弁の圧力-流量特性評 価装置を Fig.3.3-6 に示す.



Fig.3.3-6 Expansion valve pressure-flow rate characterization device

入口圧力, kPa	3000(固定)
出口圧力, kPa	900~2800 (T _{sat} : 4~46°C)
過冷却度, K	3,10,15
開度,%	11,15,21,26
冷媒	R410A,R32

Table.3.3-2 Experiment conditions for expansion valve pressure-flow rate characterization

Fig.3.3-7 に、弁開度の違いが圧力-流量特性に与える影響を示す. 左図は弁開度ごとに出口圧力と流 量の関係を示したものであり、右図は実験データを出口圧力ごとに弁開度と流量の関係で示したもの である. 左図より、すべての出口圧力において、膨張弁開度が大きいほど、流量が大きいことがわか る. また、出口圧力が小さくなるほど流量は増加していくが、弁開度の小さい領域(弁開度11%、 15%)において、出口圧力を下げても流量が変化しない領域が確認された. これは、この領域において チョーク現象が生じており、流量の変化がほぼなくなったものと考えられる.

一方, 左図を見ると, すべての出口ある力の領域において開度に対して流量は概ね線形となっていることが分かった(チョーク領域は除く).



Fig.3.3-7 Effect of valve opening on pressure-flow characteristics (Left figure: Effect of outlet pressure for each valve opening, Right figure: Effect of valve opening for each outlet pressure)

Fig.3.3-8 に、入口過冷却度が圧力-流量特性に与える影響を示す.この結果より、過冷却度が大きい ほど流量は若干大きくなる傾向があることが分かった.これは過冷却度による密度の違いと最狭部を 通過する際の冷媒のクオリティの違いによるものと考えられる.



Fig.3.3-8 Effect of inlet supercooling on pressure-flow characteristics

Fig.3.3-9 に、冷媒の違いが圧力-流量特性に与える影響を示す。今回用いた冷媒は R410a と R32 である。同じ出口圧力の条件を比べると、R410a の方が R32 よりも流量が大きいことが分かる。これは単純に2つの冷媒の密度差によるものと推定される。また、より多くでのデータが必要ではあるが、出口圧力が低く流量が変化しなくなるチョークの開始点についてはほぼ同じであることが分かる。



Fig.3.3-9 Effect of difference in refrigerant on pressure-flow characteristics (comparison between R410A and R32)

最後に,得られた実験結果と,相変化を考慮した理論計算との比較を考える.理論計算値は次の 数理モデルによって得られる.

膨張弁を通過する流量は次式のようになる.

$$\dot{m} = a \sqrt{\frac{p_0 - p}{\frac{x^2}{\alpha \rho_g(p)} + \frac{(1 - x)^2}{(1 - \alpha)\rho_l(p)} + \frac{1}{2\rho_{l0}}}$$
(3 - 3 - 1)

エネルギー保存から求まる膨張弁出口乾き度は次式のようになる.

$$x = \frac{h'_0 - h_l(p)}{h_q(p) - h_l(p)}$$
(3-3-2)

前後温度差による熱移動を考慮した出口比エンタルピーは次式のように補正される.

$$h'_{0} = h_{0} - \frac{\eta (T_{0} - T_{b})}{\dot{m}}$$
(3-3-3)

気液速度比を1と仮定した場合のボイド率は次のようになる.

$$\alpha = \frac{x}{x + (1 - x)\frac{\rho_g(p)}{\rho_l(p)}}$$
(3-3-4)

臨界流理論から最狭部の圧力を変化させたとき出口圧力を下回らない範囲で最大流量が生じる. Fig.3.3-10 に実験結果と計算結果の比較を示す.これより,理論計算は実験結果を膨張弁開度の範囲で 良好に予測できていることが分かる.ただしチョークしていると推定される,弁開度が小さく出口圧 力の小さい領域においてはより多くの実験データとの比較が必要である.



Fig.3.3-10 Comparison of experimental results and theoretical calculation results (effect of outlet pressure for each valve opening)

3.3.3 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、油の影響、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 ーディングを進めた.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.3.3-11, Fig.3.3-12 に対象とした圧縮機を示す.





Fig.3.3-11 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, $t=\pi a - \varepsilon$:ラップの厚き, β :t/a

 $x_{fo} = a\{\cos(\lambda + \pi) + \lambda \sin(\lambda + \pi)\}$
 $y_{fo} = a\{\sin(\lambda + \pi) - \lambda \cos(\lambda + \pi)\}$
 $x_{fi} = a\{\cos(\lambda + \pi) + (\lambda - \beta)\sin(\lambda + \pi)\}$
 $y_{fi} = a\{\sin(\lambda + \pi) - (\lambda - \beta)\cos(\lambda + \pi)\}$
 $x_{mo} = a\{\cos \lambda + \lambda \sin \lambda\} + \varepsilon \cos(-\theta)$
 $y_{mo} = a\{\sin \lambda - \lambda \cos \lambda\} + \varepsilon \sin(-\theta)$
 $x_{mi} = a\{\cos \lambda + (\lambda - \beta)\sin \lambda\} + \varepsilon \cos(-\theta)$
 $y_{mi} = a\{\sin \lambda - (\lambda - \beta)\cos \lambda\} + \varepsilon \sin(-\theta)$

Fig.3.3-12 Fixed / swivel scroll of target compressor (involute curve)

圧縮室の容積変化により生じる仕事,隣接した作動室間の漏洩,冷媒と壁面および潤滑油との伝熱を 考慮して下記関係式を導いた.



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

・エネルギ保存則 $\frac{dM_ou_o}{dt} = \dot{M}_{0,in}h_{o,in} - \dot{M}_{o,out}h_{o,out} - K_a(T_o - T_g)$

$$\frac{\mathbf{j}\mathbf{Z}\mathbf{\hat{m}}\mathbf{E}(\mathbf{\bar{m}}\mathbf{n})}{\dot{M} = cA\sqrt{2\frac{\kappa}{\kappa-1}}P_{in}\rho_{in}\left[\left(\frac{P_{out}}{P_{in}}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_{out}}{P_{in}}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}\right]} \qquad \qquad \frac{P_{out}}{P_{in}} \ge \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$
$$\dot{M} = cA\sqrt{P_{in}\rho_{in}\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}}} \quad \mathbf{f}=-\mathbf{j} \qquad \qquad \frac{P_{out}}{P_{in}} \le \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

圧縮機単体シミュレーションによる体積効率と全効率,軸方向隙間における漏洩の影響,熱の影響を Fig.3.3-13 に示す. R32 は R410A や R466A に比べ,性能に対する漏洩や熱の影響が大きいことが分かった.



Fig.3.3-13 Compressor performance simulation results (R410A, R32, R464A)

圧縮機の性能測定を行い,圧縮機単体シミュレーションの結果と比較評価した.結果を Fig.3.3-14 に 示す(R410A を用いて吸入圧力 0.8MPa,吐出圧力 2.4Mpa,加熱度 10K で運転した際の体積効率を 100% として他の試験結果を相対値で表示). 概ね試験結果に近い特性が得られることが分かった.



Fig.3.3-14 Validation by performance measurement (R410A, R32)

 圧縮機単体シミュレーション結果(効率,吐出ガス温度)を取り込み,家庭用エアコンを対象として
 Cycle Simulation (Energy Flow+M)を実施した.シミュレーション結果を Fig.3.3-15 に示す.その結果, R32 が最も高い性能(COP)を示した.

<前 提>

・冷房能力が 2.4kW となる様に行程容積を決定

・COP が最大となる冷媒充填量を決定

<解析条件>

						2.7
	Mass charge	Displacement	Compressor	Rotational speed	rps	50
Refrigerant		volume	Indoor fan	Power	W	20
	kg	сс	Outside an fam	rower	14/	40
R410A	0.83	8.00	Outdoor fan	consumption	vv	40
R32	0.63	7.20	Indoor ter	mperature	°C	27
R466A	0.85	7.95	Outdoor te	emperature	°C	35

Cooling capacity

KM 21





Fig.3.3-15 Result of compressor unit simulation

3.3.4 冷媒充填量評価装置の開発

可燃性,毒性のある次世代冷媒が導入される場合には,機器性能を最適化する冷媒の充填量がどの程 度必要なのか,どの程度までマイクロチャンネル熱交換器等の新技術導入によって低減が可能なのかを 正確に把握する必要がある.これらの把握は規格上も重要となる.しかし,現状のモデルでは,実用機 レベルとなると冷媒充填量を正しく推定できないことが,すでに日本冷凍空調工業会における冷媒評価 WGの中で明らかとなっている.そこで,冷媒滞留分布を可視化できる装置によって現象自体を明確化 し、システムの数理モデルに反映し,その予測精度の向上を測る.今年度には、今後低 GWP 混合冷媒 の実用機レベルの解析に求められる現象を明確化するために冷媒充填量に関わるボイド率に関する文 献調査をはじめ、ボイド率測定方法として静電容量法を提案し、静電容量センサの製作と冷媒充填量評 価装置の構築を行った.

以下に、冷媒の流動様式におけるボイド率と圧力損失、熱伝達特性に関する文献調査をベースとし、 2020年度に実施した主な研究進捗を報告する.

- ア) 静電容量法によるボイド率測定センサの製作
- イ)静電容量型ボイド率測定の妥当性の検証
- ウ)広範囲の運転条件を考慮した冷媒充填量評価装置の製作

ア) 静電容量法によるボイド率測定センサの製作

Fig.3.3-16 に静電容量ボイド率測定センサと静電容量計を示す.静電容量は作動流体の比誘電率,流動 様式,チューブ内のボイド率によって変化する.比誘電率は温度,圧力,密度の関数となり,純冷媒で あれば比誘電率が高く,誘電率法でボイド率を測定可能となる.



Fig.3.3-16 Capacitance sensor and capacitance measuring device concept

本学では本研究開発とは別に,先行して従来冷媒 R22 を用いた予備実験を行った.予備実験では実験 装置を構築し比誘電率法で実験データを取得した.そして,製作の対象となる冷媒充填量評価装置にも 誘電率法による測定方法が妥当であるか過去の文献との比較・検討を行った.比較検討を行った結果を Fig.3.3-17 に示す.実験条件は蒸発・凝縮温度 20℃,流量 0.00487kg/s,管内径 7.1mm となり,実験によ る予測式はこの条件下での値を基にしている.

青のプロットが本実験の測定データで、赤のプロットは Hashizume の実験データを表す.また、従来 提案されている相関式として、Smith、Zivi、Fang はスリップ比モデルを採用しており、Chisholm は Kah モデル、そして Steiner の相関式はドリフトフラックスモデルを採用している.これらの相関式と比較 を行った結果、ドリフトフラックスモデルである Steiner の相関式とよく合っていることが分かった.ま た、実測値としての Hashizume の実験結果と類似なトレンドを示していることがわかる. Fig.3.3-17 (b)と (c)は、例として、スラグ流と層状流における Smith 式との比較を行っている.層状流として考慮した場 合の精度がより良いことが確認できる.



Fig.3.3-17 Void rate (R22) measurement result comparison

イ)静電容量型ボイド率測定の妥当性の検証

静電容量型ボイド率測定の妥当性の検証に電場解析を導入する. Fig.3.3-18 の説明のように、電場解析に は、汎用性を有する Elmer の解析ソフトを使用した.電場解析結果を静止流体実験結果と比較を行い、 気液単相時の静電容量が一致すれば電場解析の妥当性が確認される.参考として、二相状態(層状流条件) についても測定を行った.静止流体実験においては、R22 の誘電率とほぼ同程度の Novec7300 の液体が 使用された.その結果、Fig.3.3-19 の A と B に示すように静電容量はほぼ一致していることが分かる. 今後、電場解析から各流動様式でのボイド率に関する静電容量計算に関してその適用可能性を検討して いく.



Fig.3.3-18 Experimental conditions for electric field analysis and rest fluid

A. 単相条件

気液単相時の静電容量はだいたい一致 →電場解析の妥当性が確認された

B. 層状流条件

層状流条件についてもほぼ一致 ※単相での表1とのずれは計算格子に起因



	静電	静電容量[fF]		
条件	実験	解析		
気単相	89.52	91.401		
液単相	149.29	5 149.88		

Table.3.3-3 Comparison under single-phase conditions

ボイド率	実験	解析		
0	149.295	146.909		
0.1	141.001	143.417		
0.2	140.715	138.735		
0.3	136.229	133.201		
0.4	132.101	127.063		
0.5	126.076	120.412		
0.6	119.961	113.441		
0.7	112.671	106.281		
0.8	105.043	99.096		
0.9	98.875	92.039		
1	89.522	85.082		

Table.3.3-4 Comparison under layered flow conditions

ウ)広範囲の運転条件を考慮した冷媒充填量評価装置の製作

Fig.3.3-20 に、本研究で実施するために 2020 年度に構築した冷媒充填量評価装置の設計図を示す.本 実験装置は、マクロ(管内径 7mm)、ミニチャンネル(3mm)、マイクロチャンネル(1mm)を持つテストセク ションの装・脱着が簡単に行える.他に主な特徴は以下となる.

- ・テストセクションの断熱の条件でボイド率と冷媒充填量の関係を明確にするために、QCV(Quick Closing Valve)を利用し直接充填量が測定可能
- ・複数の冷媒に対応するために幅広い入熱量の調整が可能
- ・複数の配管径に対応するために十分な流れ方向の長さと流量範囲の調整が可能



Fig.3.3-20 Refrigerant filling amount evaluation device design drawing

Table.3.3-5 Refrigerant filling amount evaluation device Elements and measurement points in the design drawing

記号	名称	備考	記号	名称	備考
F M 1	流量計	府旦 法旦社	H E 1	冷却熱交換器	プレート教会
FM2	流量計	貝里爪里矸	H E 2	凝縮熱交換器	70-1-1-1-1-1-1-1-1-1-1-1-1-1-1-1-1-1-1-1
Pre H	プレヒータ	電気加熱	RTNK	冷媒タンク	製作品
SV1	電磁弁		P 1	冷媒ポンプ	ギヤポンプ
SV2	電磁弁	这两叶明则	CKV	逆止弁	タスコ
SV3	電磁弁	迪电时 用尘	ΓL	ストレーナ	477
SV4	電磁弁		DR	ドライヤー	, , , , , ,

本冷媒充填量評価装置に必要な高温と低温熱源は恒温槽を用い,HE2の凝縮器熱交換器へ冷却水を供給する.また,HE1への冷却水を供給しサブクーリング用の熱交換器として利用される.実験に必要な乾き度,流量,温度,圧力を生成するために,PreHの電気プレヒータで必要な熱量を加熱し乾き度を作る.そして,ポンプP1の回転数制御により想定の流量を圧送し,FM1で流量を計測することとなる. 蒸発・凝縮温度と圧力は RTNK で供給される冷却水の温度と流量で調整を行う.QCV による冷媒充填量を測る際には,SV1~SV4の ON-OFF を瞬時に行うことにより可能となる.2021 年度からは R32 と R454C を作動媒体とし,測定を行っていく予定である.

Fig.3.3-21 に、冷媒充填量評価装置の外観図を示す.



Fig.3.3-21 External view of refrigerant filling amount evaluation device

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年度の成果としては、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.また、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.

2020年度の成果を以下に記述する.

3.4.1 数理的性能評価手法開発

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.

フィンとチューブの構造の幾何学的パラメーター(表 3)を維持しながら,屋内の代表的な動作条件で上記の遺伝的プログラミングアルゴリズムを使用して,蒸発器回路の最適化の予備調査を行った. 単位(蒸発器への空気の体積流量)およびエアコンの代表的な設計ポイント(蒸発器の入口での冷媒の質量流量と圧力).目的関数は COP であり,等エントロピー圧縮と固定過冷却による等圧凝縮を考慮しながら最大化される.

蒸発器の出口状態が過熱蒸気状態にある状況に検索範囲を制限するために、ツリー構造の初期化フ ェーズ中の最小分岐長の制限(突然変異およびクロスオーバープロセスを除く)を調査した. Fig.3.4-1 では、テストされたツリー構造の数が同数の場合、そのような制約がないため、正常に計算された COP の数が少なくなることがわかる.ただし、COP の最大化は、検索範囲が広いほど効果的である.



Fig.3.4-1 (a) Calculated fraction of tree-structures as a function of minimum branch length during initialization; (b) calculated COP as a function of minimum branch length during initialization

3.4.2 性能評価装置開発

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.次世代冷媒の候補には,R290等の可燃性冷媒も含まれていることから, 防爆構造とすることとし,また,1室は横風仕様とすることにより HC 冷媒を採用したショーケースま で評価可能である.性能評価装置を開発することにより,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.性能評価装置は2018年度から開発に着手し,2020年 9月に完成した.装置は2020年10月に日本空調冷凍研究所(JATL)によって精度検証され,「準認定」 を取得した.

ア)装置の概要

<仕様>

- ・防爆仕様(可燃性冷媒の試験可能)
- ・室内機側 横風風速 0.2m/s±0.1m/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℃~46℃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)

また, Fig.3.4-2 に建物外観図, Fig.3.4-3 に設置場所, Fig.3.4-4 室外機室外観, Fig.3.4-5 を室内機受 風チャンバー外観それぞれ示す.



Fig.3.4-2 Building exterior



Fig.3.4-3 Equipment appearance



Fig.3.4-4 Outdoor unit room exterior



Fig.3.4-5 Appearance of indoor unit wind chamber

r						
構造			プレハブパネル組立式			
	全	体	W8000mm×D6800mm×H4125mm			
寸法	室内	可側	W3800mm×H6800mm×H3000mm(有効)			
	室夕	侧	W4200mm×H6800mm×H3500mm(有効)			
	室内	可側	77.52 m ³			
14-項	室外	侧	99.96 m ³			
試験可能	室内	可側	7℃~35℃			
温度	温度 室外側		-10°C~50°C			
室内側		可側	42t 硬質ウレタンフォーム保温			
禾伍	室夕	侧	75t 硬質ウレタンフォーム保温			
	壁,天井	ニパネル	内外装・0.4t カラー鋼板仕上げパネル			
	床パ	ネル	内外装・0.4t カラー鋼板仕上げパネル (補強板埋込)			
仕上げ	床補強		3.2t 鋼板+長尺塩ビニール貼り			
	空調風向	室内側	壁面多孔子板からの水平吹出し及び壁面吸い込み			
	空调風미	室外側	天井アルミ多孔板吹出し			
壁及び窓	室夕	侧	W2400mm×H2400mm 両開き扉(W300mm×H300mm 観測窓付)~3			
日辺 日日	室内	可側	防爆型 LED 灯(蛍光灯 40W×2 相当)~6			
照明	室外側		防爆型 LED 灯(蛍光灯 40W×2 相当)~6			

Table3.4-1 Performance evaluation device basic specifications

Fig.3.4-6~Fig.3.4-7 に,天井埋込カセット形エアコン取り付け時の室内・室外機室の空気のフロー 図を示す.室内機室では,室内機の手前にエアサンプラを置き,ダクトを通じて吸込み空気温湿度 測定器が接続されている.吸込み空気温湿度測定器後方に存在する吸引ファンにより,エアサンプ ラから室内機の吸込み空気を吸引し,吸込み空気の乾球・湿球温度を測定する.また,室内機によ って吸込まれた空気は室内機内の冷媒との熱交換を経て室内機から吹出される.吹出された空気は 吹出し空気温室度測定器に送り込まれ,吹出し空気の乾球・湿球温度を測定する.その後,吹出し 空気は上部の風量測定装置に送り込まれ,吹出し空気の風量を計測する.

室外機室でも室内機室と同様な過程で吹出し空気の温度・湿度・風量を測定している.異なる点は、空気調和機によって作り出される空気は天井から吹き出されている.



Fig.3.4-6 Air flow diagram in the indoor unit room



Fig.3.4-7 Air flow diagram in the outdoor unit room

ハイブリッド型実運転性能評価装置の定常状態での精度を確認するために,JATL が保有する装置との比較を行った.この装置は空調分野において原機と呼ばれ,試験装置として性能装置を使用する場合には,原機との精度確認を行う必要がある.試験の対象機器として,2つの空調機を用いた.1つはJATL が保有する A 社製の校正機,もう1つは中部電力が保有する A 社製の空調機を対象とした.中部電力 が保有する A 社製の校正機,もう1つは中部電力が保有する A 社製の空調機を対象とした.中部電力 が保有する A 社製の空調機はすでに JATL での試験がされている空調機である.なお,2つの試験機は 共に天井埋込力セット形エアコンである.Table 3.4-2 に 2つの空調機の仕様を示す.

			JATL 保有機	中部電力保有機		
44-5-2-1-16-2-1-16-2-1-16-2-1-16-2-1-16-2-1-16-2-1-16-2-1-16-2-1-16-2-1-16-2-1-16-2-1-16-2-2-16-2-16-2-16-2-16-2-16-2-16-2-16-2-2-16-2-16-2-16-2-2-16-2-2-2-16-2-2-16-2-2-16-2-2-16-2-2-16-2-2-16-2-2-2-2		相数	3	3		
快武陵电你	雪貝	直圧 V	200	200		
	周波数 Hz		50 60			
仕様値	冷房標準	能力 W	7038	12500		
		消費電力 W	1955	3310		
	呕豆趰滩	能力 W	7845	14000		
	吸厉惊毕	消費電力 W	2015	3300		
	啐豆任泪	能力 W	9033	14500		
	昄厉怟傴	消費電力 W	3638	4980		

Table3.4-2 Testing machine specifications

Table3.4-3 に試験条件を示す.本試験では JIS の年間性能を評価する際に用いられる 8 条件の中から, 代表的な 3 条件を選択する.また,試験方法は JISB8615 に沿って行う.ここで,冷房試験を例にして試 験方法について説明する.はじめに,負荷装置によって室内・室外温度を 27℃に定常させる.その後, 空調機を運転する.ここで,定格能力で一定に運転させるために,室内機の設定温度は 18℃と最小にし, 室外機の圧縮機回転数は定格能力で運転する周波数で固定する.風量は最大で固定する.

2 つの試験機の具体的データについては非公表であるが、すべての項目において誤差は 3%以内に収まっていることから、2020 年 10 月 1 日に JATL より準認定を取得した. 今後は校正試験や装置の取り扱い説明書などを作成することにより、独自の位置づけである「サテライトラボ」として認定されるよう進めていく予定である.

	室内	温度	室外温度		
	乾球温度 ℃	湿球温度 ℃	乾球温度 ℃	湿球温度 ℃	
冷房標準試験	27	19	35	24	
暖房標準試験	20	14.5	7	6	
暖房低温試験	20	14.5	2	1	

Table3.4-3 Routine test conditions of the device

イ)空調負荷を模擬するソフト(RoomEmulator)

室内環境と接続された空調機の特性を実験により検証する方法として,空調機とそれを備え付けた 建物を設置し,これらを覆うサイズの試験室を構築する手法がある.しかし,この手法だと日射の変 化や室内熱負荷を任意に設定することは困難である.

そこで、実際の室内の代わりに、PC上の室内モデルへ変更することで空調機を取り巻く環境を任意 に設定することが可能になると考えられる.それだけでなく、現在普及している空調機の性能試験室 に室内モデルを追加することで、本性能評価装置を構築することができることも利点の一つである.

ここで、室内のモデル化の方法について解説する. Fig.3.4-8 の左図は実際の空調機と室内の関係について示している. この図を見ると、空調機は室内の空気を吸い込み、温度調節をしたのち室内に吹き出す. 空調機から吹き出された空気は室内の空気と混ざり合い、室内熱負荷を受け取りながら新たな室内空気となる. その室内空気が再び空調機に取り込まれるというサイクルとなっている. まとめると、以下のことが言える.

・室内温度は空調機の吹出空気、室内負荷の関数である

・空調機の入力は室内空気である

以上のことから、吹出空気から室内空気を演算する室内モデル(RoomEmulator)を追加し、演算された 室内空気を空調機が吸い込むようにすれば、実際の室内を室内モデルに置き換えた試験が可能にな る.



Fig.3.4-8 Indoor modeling

以上の検討のもと、性能評価装置を Fig.3.4-9 のように構築した. 室内側を見ると空調機から吹き 出された空気の温湿度・風量が計測され、その計測値が RoomEmulator に渡される. RoomEmulator がその吹出空気から室内温湿度を算出し、温湿度再現装置によって算出された空気が実際に再現さ れる. 最後に再現された空気が空調機に吸い込まれるといった流れになっていることが確認でき る. また、空調機は室外温度にも影響されるため、室内温度計算時の室外空気を室外機に与えるよ うな仕組みも搭載している.

この評価装置では、空調負荷は仮想的に計算する.その計算ロジックをここで示すとともに、 Fig.3.4-10 と Fig.3.4-11 に計算例を示す.これにより、再現性ある非定常実運転性能データの取得が可能となる.









Fig.3.4-11 Change in air conditioning temperature (calculation conditions)

ウ)部分負荷試験

中部電力が保有する A 社製空調機を用いて行った部分負荷試験を行った. 結果の一例を Fig.3.4-12 に示す. 負荷率 100~50%では, 圧縮機の回転数が比較的一定であるが, 負荷率 25%では, 起動停止を繰り返す状態(断続状態)になっていることがわかる.



(a) Outside air temperature 35 °C, load factor 100% (COP3.78, sensible heat ratio 0.822)



(b) Outside air temperature 35 °C, load factor 85% (COP3.50, sensible heat ratio 0.863)





(c) Outside air temperature 35 °C, load factor 50% (COP4.01, sensible heat ratio 0.862)



(d) Outside air temperature 35 °C, load factor 25% (COP4.35, sensible heat ratio 0.907)

Fig.3.4-12 Partial load test results

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 年度の成果としては, 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.

2020年度の成果を以下に記述する.

3.5.1 熱交換器シミュレーター

熱交換器シミュレーターは、任意の回路を備えたフィン付きチューブ熱交換器用の数値シミュレー ターの開発を行っている.熱交換器シミュレーターは、冷媒、フィンとチューブの構造、および空気 で構成されるコントロールボリュームの熱および物質移動の分析に1次元アプローチを使用した. Fig.3.5-1 にフィン付きチューブ熱交換器の典型的な例と分析で使用されるコントロールボリュームを示 す.



Fig.3.5-1 Finned-tube heat exchanger and its unitary segment for analysis

ア) 管-管隣接行列

グラフ理論の概念は、管の接続性の明確な数学的表現を得るために適用される.冷媒回路は有向 グラフに類似しており、管が頂点であり、管間の関係がエッジである.同様に、冷媒回路は隣接行 列で表すことができる.シミュレーターで導入された管-管隣接行列(TTAM)は、管の番号付けに 基づいてラベル付けされる.管には、空気の流れに対して上から下、次に左から右に番号が付けら れる(Fig.3.5-2). TTAM の要素の値は次のとおり.

- ei, j=1: 管jは接続され, 下流で管iに接続される
- ei, j=-1: 管jは接続され, 管iの上流にある
- ei, j=0:管jは管iに接続されていない

TTAM は、各管の+1 と-1 の数を観察することにより、入口管と出口管、および特定の冷媒回路の 分割と合流を識別するためにも使用できる.マトリックスの行に-1 の要素がない場合は、接続され た上流の管がないことを示す.したがって、-1 のない行に対応する管は入力管である.逆に、出力 管には+1 を含まない行列になる.合流の場合、2 つ以上の上流側の流れが混在する.これは、行に 2 つ以上の-1 があるマトリックスに反映される.一方、少なくとも 2 つの+1 を持つ行列は、フローが 複数の流れに分割されることを意味する.管番号とそれに相当する管-管隣接行列を備えた冷媒回路 の例を Fig.3.5-2 に示す.



Tube	Connected tube									
	1	2	3	4	5	6	7	8		
1	0	0	0	0	0	-1	0	0		
2	0	0	-1	0	0	1	-1	0		
3	0	1	0	-1	0	0	0	0		
4	0	0	1	0	0	0	0	0		
5	0	0	0	0	0	-1	0	0		
6	1	-1	0	0	1	0	0	0		
7	0	1	0	0	0	0	0	-1		
8	0	0	0	0	0	0	1	0		

Fig.3.5-2 Illustration of a refrigerant circuitry and its corresponding tube-tube adjacency matrix

3.5.2 システムシミュレーター

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 Energy flow +M(EF+MII)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. Fig.3.5-3 に Energy flow +M II シミュ レーターの画面表示例を示す.





(b) データ CSV ファイル

Fig.3.5-3 Simulator screen display example of the Energy flow +M II

2020 年度には,熱交換器,サイクル,LCCP の計算を含めた EF+M II シミュレーターのプロトタイプ の構築を行った.以下に詳細を記述する.

ア) EF+M II の GUI の構築

Fig.3.5-4 に、新たに構築したコードの全体的な構成を示す.全体としての構造化がなされていることが特徴である.詳細な開発点は以下となる.

・計算コア部に、システム解析部、モジュール解析部、収束計算部、冷媒物性部等が独立・構造化 され、修正や追加が容易なコードとなる.

- ・GUIの構造を完全なるツリー構造とするとともに、熱交換器では新たな GUI を構築することによって、システムフローの入力時間の大幅な短縮を図る.
- ・新しい収束計算法を取り入れ,高速化を図る.
- ・最新の REFPROP に基づいた冷媒物性情報を入力するとともに,冷媒をマップ化することにより, 精度向上と高速化を図る. なお, 2021 年には完成を目指してしている.



Fig.3.5-4 Overall structure of the EF +M II

Fig.3.5-5 に, 新コードの GUI 構成を示す. GUI 自体の構造化も実現しているため, GUI の変更等 もユーザーで容易に可能となる.



Fig.3.5-5 Interface (GUI) structure of the EF +M II

Fig.3.5-6 に、計算コアの構造について示す. それぞれの機能を完全に構造化し、独立性を担保した ため、容易にモジュールやシステム全体の変更が容易となる.また、実際の計算部においても新たに 構築したモジュール解析論に忠実に作成されているため、新しいデバイスのモジュール作成が非常に シンプルとなり、デバイスの修正や変更にも容易に対応できる.また、拡張性も高くなり、現在評価 装置用に構築している空調負荷との連成計算をさせることによって、完全に評価装置で取得したデー タの再現等も可能となる.



Fig.3.5-6 Analysis core structure of the EF +M II

Fig.3.5-7 に、モジュールの構造を示す. モジュール内では、いわゆる熱交換器をはじめとするデバイスの数値解析が実現されるわけであるが、ここについてもクラス構造として極めてシンプルにわかりやすい表記がされるようになった.



Fig.3.5-7 Modular structure of the EF +MII

- イ) 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とドロップインの解析・性能評価 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とR32,R466A,R454Cのドロップインの 解析・性能評価を行った.
 - a) 対象とするシステム

Fig.3.5-8 に解析の対象とするルームエアコンを示す.構成要素としては,圧縮機,室内外熱交換器,膨張弁,アキュムレータ,四方弁,配管からとなる.



Fig.3.5-8 Room air conditioner to be analyzed

b) 解析モデル

EF+MIIの解析概念となるモジュラー解析理論により, Fig.3.5-9 に示すように熱交換器を例に解析 モデル手法を説明している.熱交換器の出入り口の変数を流量 G, 圧力 P, 比エンタルピーh とし, 各コントロールボリュームの計算を行う. 作動媒体の逆流の解析も可能となる.



Fig.3.5-9 Mathematical model of heat exchanger

熱交換器に関しては、Dittus-Boelterの式、吉田らの式、野津らの式、Blasiusの式,Chisholmの式、瀬 下-藤井の式により熱伝達率と圧力損失を算出している. 圧縮機に関しては、定常モデル、集中定数系 とし、断熱効率及び体積効率一定とする. 膨張弁に関しては、・定常モデル、集中定数系とし、絞り膨張 モデルで流量係数一定とする. アキュムレータに関しては、非定常モデル、集中定数系とし、圧力損 失を無視している. <機器の仕様>

Table3.5-1 のように R410A 用に設計された定格冷房能力 2.5kW のルームエアコンの実機データを参考とし決定した. 解析条件は Table3.5-2 に冷房時の室内・室外空気の条件を示す.

Cooling capac	city	[kW]	2.5
Compresor	Rotational speed	[rps]	46.3
	Adiabatic efficiency	[-]	0.75
	Volumetric efficiency	[-]	0.9
	Inverter efficiency	[-]	0.95

Table3.5-1 Equipment specification

Table3.5-2 Indoor / outdoor air conditions

(cooling)

Outdoor unit fan mass flow rate	[kg/s]	0.416
Indoor unit fan mass flow rate	[kg/s]	0.214
Indoor unit temperature	[°C]	27
Outdoor unit temperature	[°C]	35

C) 制御方法

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と能力制御を行う.室内機,室外機の送風機は定格回転数で一定とする.

- **ウ)**解析結果
 - a) 冷媒充填量の決定



Fig.3.5-10 Determining the optimum refrigerant charge

Fig.3.5-10 に, R410A 冷媒を用いたルームエアコンに各冷媒をドロップインした際, COP が最大となる条件を最適冷媒充填量とした解析結果を示す. 潜熱と密度を考慮する等, 図中には他の冷媒より R32 が最も充填量が少なくなっていることがわかる. Fig.3.5-11 には, 冷房能力 50%(1.25kW)になる圧縮機回転数を冷媒ごとに設定し,運転時はその回転数で固定,運転率 50%時の 3 分 ON と 3 分 OFF の冷媒質量分布の運転結果を示す.



Fig.3.5-11 Refrigerant mass distribution of each element during intermittent operation

アキュムレータ内部が2相の場合,飽和ガスのみ流出すると仮定する.1回目のOFF→ON時に, アキュムレータに流入した液冷媒が滞留されていることがわかる.本解析結果から冷媒ごとに各要素の冷媒分布が計算から明らかとなった.

Fig.3.5-12 は低 GWP 冷媒の部分負荷(定格冷房能力の 50%)の連続運転と断続運転時における性能評価を示す.これらの結果より,部分負荷(定格冷房能力の 50%)で比較した場合,R466A の COP は R410A(R32/R125=50/50mass%)とほぼ同じ値になった.

R454C は R32/R1234yf)が 21.5/78.5mass%となるため, R410A の R32 の混合比より低い. 潜熱が大きい R32 の影響により, COP が低くなる. R32 の COP は, 基準 R410A 冷媒より約 2%増加している. 断続運転時には, R410A, R466A, R32, R454C の順で性能低下が小さいが, 負荷率が揃っていないため物性の違いが性能低下を招いたとは判断できない.



Fig.3.5-12 Performance evaluation during intermittent operation of low GWP refrigerant

3.5.3 年間性能, LCCP シミュレーター

2020 年度は、年間性能、LCCP シミュレーターのロジックの開発を行った. LCCP について文献調査 を進めた結果、LCCP の中で最大の影響因子である運転時のエネルギー消費量を年間性能シミュレータ ーで計算し、LCCP シミュレーターへの入力とすることとした. Fig.3.5-13 に年間性能シミュレーター と LCCP シミュレーターの関係を示す. また、今回計算に用いた条件を Table3.5-3 に示す.



Fig.3.5-13 Relationship between annual performance simulator and LCCP simulator

	ソース	地域
冷房負荷	JIS C9126:2013 付属書Bに準拠	
暖房負荷	JIS C9126:2013 付属書Bに準拠	
稼働時間帯	6時~24時	
LCCP計算式	IIR LCCPガイ ドラインに準拠	
LCCP 各パラメータ値	IIR LCCPガイ ドラインに準拠 (年間消費電力 量以外)	
年間消費電力量	早稲田で構築し たシミュレータよ り	
製品重量	50kg	
冷媒充填量	0.6kg	
定格冷房能力	2.2k W	
CO2排出係数	0.47 kgCO2e	/kWh

Table3.5-3 LCCP calculation conditions

(注) R466Aの製造時の CO2 排出の情報が得られなかったので, R410A のデータを用いた
 参考:東京での R32 機シミュレーション結果:

消費電力量 846kWh, 年間平均 COP 5.88 冷暖房能力総和 4983kWh

上記の計算条件にて各都市における各種冷媒を用いたエアコンの LCCP 評価結果の一例を Fig.3.5-14 に示す. なお、一般社団法人日本冷凍空調工業会(以下「日冷工」と略す)の LCCP ワーキングでは JIS C9126 で規定された冷暖房の年間総運転時間は、現実よりも過大であるとの指摘があり、調査を実 施している. 2021 年度は、LCCP シミュレーターの GUI を構築すると共に、日冷工の LCCP ワーキン グとも連携して、情報収集を図っていくことで、年間性能、LCCP シミュレーターを完成させる.



Fig.3.5-14 LCCP evaluation results of air conditioners using various refrigerants in each city

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ている.性能評価装置は、国際的な評価装置を目指して、2020年度 に日本空調冷凍研究所の「準認定」を取得した.今後、これをさらに発展させて、2021年度には「サ テライトラボ」認定を取得すべく準備を進める.

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、日冷工と の連携が必要不可欠であるため、今後も引き続き積極的に情報交換を進めていく.

3.7 研究進捗と今後の計画

2020年度の研究進捗と今後の計画は,Table3.7-1のとおり.なお,2021年度から1-3は「各種冷媒を 用いた機器の数値解析,実運転データの取得とモデルの妥当性検証」に変更し電気通信大学が参画す る.また,3-3は「年間性能,LCCP,システムシミュレーターの改良」に変更する.

大項目		小項目	明細	担当機関		2018年度	2019年度	2020年度	2021年度	2022年度
			熱交換器	早稲田+電通大	計画 実績					
	1 1	モデリング、	圧縮機	早稲田	計画実績					
	1-1	性能解析	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. 性能解析技術研究開発	1 2	坦鱼灾阳中险	混合冷媒評価	電通大	計画実績					
	1-2	况承先明美职	冷媒充填	早稲田+ <mark>電通大</mark>	計画 実績					
			熱交換器	早稲田	計画 実績					
	1-3	モデルの 妥当性検証	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					
	2-1	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					
9. 新新新闻	2-2	性能評価装置開発		早稲田	計画 実績					
2. 注胞計恤技附研究用光			熱交換器	早稲田	計画 実績					
	2-3	評価手法の 妥当性検証	エアコン	早稲田	計画 実績					
			ショーケース	早稲田	計画 実績					
	3-1	熱交換器		早稲田	計画 実績					
 シミュレーター開発と その活用 	3-2	システム		早稲田	計画 実績					
Contra	3-3	年間性能, LCCP		早稲田	計画 実績					

Table3.7-1 Research progress plan and results

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した.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,実際に精度高い装置で 実験した.

2020 年度は, 主に 1-2 現象究明実験の混合冷媒評価と 2-1 数理的性能評価手法解析の熱交換器の 最適化のための進化的アルゴリズムの開発と進化的アルゴリズムによる数値シミュレーターの処 理について実施したので, 詳細について以下に記述する.

3.8.1 混合冷媒評価

2020年度から混合冷媒評価装置の設計製作を行った.具体的な取り組みは以下のとおり.

- ・任意冷媒を、任意の混合比率で冷媒を自動で混合させる装置を完成させた.
- ・プール沸騰が生じている伝熱面表面温度および伝熱面近傍の冷媒をプルーブで採取しそのまま直 接ガスクロマトグラフィーで解析する装置を完成させた.
- ・R410A およびR32 を用いた実験装置の健全性の確認を行った. 熱伝達率実験および表面物性測 定装置の健全性評価を行い,以下のFig.3.8-1 と Fig.3.8-2 の通り,信頼性の高いデータ取得可能で あることを証明した.



Fig.3.8-1 Comparison between conventional correlation and the experimental data



Fig.3.8-2 Vaper-liquid two-phase samples taken at the heat transfer surface when R410A is boiling at each heat flux with new experimental setup and analyzed by gas chromatography.

・R32 と R1234ze(E)の混合比率を変化させた実験を遂行中である.



Fig.3.8-3 Overall schematic diagram of the mixed refrigerant heat transfer performance test system (Mixed refrigerant preparation system and pool nucleate boiling heat transfer system)





素線径 0.08mm の K 型熱電対 を直接伝熱面へスポット溶接 (測定誤差±0.05K 以内)

Fig.3.8-4 Pretest equipment for charging quantity evaluation of refrigerant



Fig.3.8-5 A visualization experiment of pool nucleate boiling with high-speed camera



Fig.3.8-6 Experimental results for changing the mixing ratio of R32 and R1234ze(E)

プール沸騰熱伝達実験結果から, R32の混合比率が 50%を下回ると, 一気に熱伝達率が悪くなり, またこれらの比率の熱伝達率はほとんど差異がないことが, 実験から明らかになった.

ここで、以下の図の通り、この一連の混合冷媒について伝熱面表面での物性を解析し、質量分率およびモル分率として、それぞれ Fig.3.8-7 と Fig.3.8-8 に示す.

もしも、物質移動抵抗が原因であるならば、冷媒の質量分率で議論するべきではなく、分子の数、す なわちモル分率で議論すべきと考える。そこで Fig.3.8-7 から Fig.3.8-8 は、質量分率からモル分率へ変換 して比較検討した図である。ここで、各プロットの中央値は、5 回のガスクロ解析実験中における平均 値を、最大値と最小値は取り得る範囲を示している。また、凡例において赤で示している箇所が、R32 の質量割合が 50%以下のものを示している。各質量分率に対応するモル分率は同じプロットの色で示し、 同じ実験データであることを表している。例えば R32 の質量分率 0.1 の場合、モル分率は 0.2 である。

質量分率ではあまり傾向が分からなかったが,R32の質量分率 50%以下では,モル分率 69%以下であり,モル分率の偏差が全般に大きいことがわかる.

つまり,分子の濃度に変化が大きく生じる混合比率から,伝熱が物質移動抵抗により悪くなったと推 測ができる.これについては,2021年度に他の混合冷媒を用いた実験によりさらに明らかにしていく予 定である.



3.8.2 数理的性能評価手法解析

ア)熱交換器の最適化のための進化的アルゴリズムの開発

本研究では最適な構造を導出するため、進化計算の手法を用いる.進化計算としては遺伝的アルゴ リズム (Genetic Algorithm)が主に利用されるが、本対象である回路設計には不向きである.何故なら、 遺伝的アルゴリズムでは最適化の対象を1次元配列で表現するが、回路は2次元上の関係性で表現さ れる.チューブとチューブの接続/非接続の関係を1次元配列で表現することも可能ではあるが、「ル ープが存在してはならない」「他のどのチューブとも接続していないチューブは存在してはならない」 といった本課題特有の制約を1次元配列上で表現することは困難である.

そこで本研究では遺伝的プログラミング(Genetic Programming)の技法を採用する.遺伝的プログ ラミングでは、最適化の対象をツリー構造で表現する.チューブとチューブの接続/非接続をツリー構 造の枝(edge)で表現することは自然であり、2つ以上のノードを持つツリーであること保証すれば、

「ループが存在してはならない」「他のどの管とも接続していない管は存在してはならない」といった制約を自然と満たすことができるため、遺伝的プログラミングと比べて最適化が容易となる.しかしながら、Outlet tubeの向きは揃っていなければならない」等の制約は一般的なツリー構造には存在しない制約であるため、今回の最適化を対象として特別な実装が必要である.Genetic Programming (GP)による最適化手順の概要を以下に示す.

a) Initialization phase:

制約を満たす構造をツリー構造として表現し、ランダムにツリー構造を生成する.たとえば以下のようなツリー構造が生成される.ここで tube の数が 9 である例を Fig.3.8-10 示す.



Tree structure 1

Tree structure 2

Fig.3.8-9 An example of tree structures (the number of tubes is set to 9)

b) Selection phase:

各ツリー構造に対して評価値を計算し、良い評価値を持ったツリー構造を選抜する. 評価値としては、Qtot を最大化したい場合は Qtot の値を、COP を最大化したい場合は COP の値 を計算することになる.

c) Mutation phase:

各ツリー構造の一部をランダムに変化させる.具体的には,構造を保ったまま ID を入れ替える. また,構造の一部を付け替えることによって実施する.

ツリー構造1及びツリー構造2に対して Mutation 処理を施した結果の例を Fig.3.8-10 に示す.



Tree structure 1'

Tree structure 2'



ツリー構造 1 の[n5]を[n4]から切り離して[n2]に接続した後、いくつかの ID をランダムに入れ替 えた結果がツリー構造 1'となっている.

ツリー構造 2 の[n6]を[n4]から切り離して[n8]に接続した後、いくつかの ID をランダムに入れ替 えた結果がツリー構造 2'となっている.

d) Crossover phase:

2 つのツリー構造を取り出し、ランダムにその一部を入れ替えることによって実現する. ツリー 構造1'及びツリー構造2'に対して Crossover 処理を施した結果の例を Fig.3.8-11 に示す.





木構造 l'の[n2]以下のサブツリーと,木構造 2'の[n1]以下のサブツリーを入れ替えた後に,それぞれの木構造で ID の数が過不足無いよう ID を調整した結果がそれぞれ木構造 1"及び木構造 2"となっている.

イ)進化的アルゴリズムによる数値シミュレーターの処理

COP を計算するプログラムは C++で実装されている.一方,遺伝的プログラミングの実装は Java で行っている. Fig.3.8-12 に示すように, COP 計算プログラムを実行ファイル(exe ファイル)に変換し,遺伝的プログラミングを実装している Java プログラムから外部プロセス呼び出しでこの実行ファイルを実行する.遺伝的プログラミングでは数万以上の構造を生成してその度に COP の計算が必要となるが,この度に実行ファイルの呼び出しを行うことになる.



Fig.3.8-12 An overview of the numerical simulator

また,突然変異や交叉を行う確率をハイパーパラメータとして与える必要がある.デフォルトでは突然変異確率を 0.2,交叉確率を 1.0 にしている.さらに,エリート戦略と呼ばれるオプションを採用しており,各世代で最も評価が高い遺伝子(構造)を全体の 5%維持するようにしている.なお,これらの値は変更することができる.