

# ヒートポンプシステム高性能化のための基礎研究

## Basic study on performance improvement of heat pump system

小山 繁\*,\*\*

Shigeru Koyama

### 要 旨

近年、空調冷凍分野では、オゾン層保護および地球温暖化防止の観点から、オゾン層破壊係数（ODP）がゼロで、地球温暖化係数（GWP）が低い新規代替冷媒の開発とそれらの冷媒を用いたヒートポンプシステムの開発が喫緊の課題となっている。そこで、これらの課題に関連して著者の研究グループが実施している基礎研究の中で (1) 低 GWP 冷媒の扁平多孔管内凝縮、(2) 低 GWP 冷媒を用いたヒートポンプサイクル特性評価に関する研究の概要を本報で紹介する。

### Abstract

In recent years, in the heat pump and refrigeration field, the development of environment-friendly refrigerants with zero ODP and extremely low GWP and the development of higher performance heat pump systems using those refrigerants have been important issues from the viewpoints of the ozone protection and global warming prevention. Then, the following basic studies, which have been conducted by the author's research group, are surveyed in the present paper, (1) condensation of low GWP refrigerant in multi-port extruded tube, (2) heat pump cycle performance using low GWP refrigerants.

Key Word: Condensation, Hydro-fluoro-olefin, GWP, ODP, Heat pump cycle

### 1. はじめに

空調冷凍分野では、長年、ヒートポンプや冷凍機の作動媒体として CFC 系や HCFC 系冷媒が使用されてきた。しかし、1974 年に Molina-Roland<sup>(1)</sup> が CFC 冷媒による成層圏オゾン層破壊に関する論文を発表して以降、オゾン層保護の動きが国際的に高まり、1987 年のモントリオール議定書で CFC 系冷媒の全廃と HCFC 系冷媒の規制が決定された。そのため、1990 年代初頭から、それらの代替冷媒として開発された、オゾン層に影響しない HFC 系冷媒への転換が進められてきた。しかしながら、1997 年の気候変動枠組条約第 3 回締約国会議（COP3：京都会議）において代替冷媒の HFC 系冷媒も地球温暖化防止の観点から規制対象となった。

以上の国際的規制の動きを受けて、自然界に存在し、地球温暖化への影響が少ない物質（例えば、CO<sub>2</sub>、NH<sub>3</sub>、水、*i*-C<sub>4</sub>H<sub>10</sub> などの自然冷媒）を作動媒体としたヒートポンプ・冷凍システムの開発が活発化し、今日、CO<sub>2</sub> を用いたヒートポンプ給湯機、*i*-C<sub>4</sub>H<sub>10</sub> を用いた家庭用冷蔵庫、

CO<sub>2</sub> や *i*-C<sub>4</sub>H<sub>10</sub> を用いた自動販売機などが実用化された。

自動車用空調機に関しては、ヨーロッパにおいて 2011 年から地球温暖化係数（Global Warming Potential: GWP）が 150 以下の冷媒を用いることが定められ、現在使用されている HFC 系冷媒 R134a は GWP=1430 と温暖化への影響が大きいため、2011 年から段階的に削減され、2017 年に全面使用禁止となる予定である。このため、CO<sub>2</sub> を作動媒体とした自動車用空調機の開発が、一時期、盛んに行われていたが、その開発は、性能、冷媒漏洩などの課題のために中断されて、現時点では、オレフィン系新規代替冷媒 R1234yf（CF<sub>3</sub>CF=CH<sub>2</sub> : 2, 3, 3, 3-Tetra-fluoropropene）を用いた自動車用空調機の開発および実用化が急ピッチで進められている。また、家庭用・業務用空調機に関しては、一部、CO<sub>2</sub> や炭化水素を用いたシステムの開発が試みられているようではあるが、実用化には至っておらず、現在使用されている R410A や R407C の HFC 系混合冷媒に比べて GWP が低く（GWP=675）、冷媒物性が優れている R32 を、当

\*九州大学 大学院総合理工学研究院 教授

\*\*同 カーボンニュートラル・エネルギー国際研究所 WPI教授(兼任)

面の代替冷媒とした機器開発とその実用化が進められている。一方で、近年、オレフィンを部分的にフッ素化した R1234yf や R1234ze(E) ( $\text{CF}_3\text{CH}=\text{CFH}$ : Trans-1, 3, 3-Tetra-fluoropropene) などの HFO 系冷媒は ODP がゼロで、GWP が従来の HFC 系冷媒に比して極めて低いため、次世代冷媒候補として注目されており、それらの HFO 系冷媒や、HFO 系冷媒に HFC 系冷媒を添加した混合冷媒の熱物性、サイクルの基本特性の解明も本格化しつつある。

以上の冷媒を取り巻く国内外の動きの中で、筆者の研究室では、ヒートポンプの高性能化に関連する伝熱研究やシステム開発として、(1) 扁平多孔管やら旋溝付管内の低 GWP 冷媒の凝縮および沸騰、(2) 活性炭などの吸着剤への冷媒の吸着、(3) 低 GWP 冷媒を用いたヒートポンプサイクルの開発、(4) 吸着現象を用いた熱駆動冷凍サイクルの開発などに取り組んでいる。本稿では、その一部を紹介する。

## 2. 冷媒の扁平多孔管内の冷媒の凝縮

カーエアコンの凝縮器用伝熱管として扁平多孔管が広く用いられているが、その性能は、従来、主として、長さ数百 mm の伝熱管の平均熱伝達特性を水カロリーメータ方式で測定して評価されてきた。しかしながら、熱交換器の最適設計を行うには、詳細な局所熱伝達特性の把握が求められており、著者らのグループ<sup>例えば、(2), (3), (4), (5)</sup>は、熱流センサを用いて扁平多孔管内での冷媒 R32, R410A, R134a, R1234ze(E) などの凝縮熱伝達特性や圧力損失特性の測定およびそれらの特性の予測式の作成を試みた。以下に、その内容を紹介する。

### 2.1. 実験装置概要

図 1 に実験に用いた扁平多孔管テストセクションの概略を示す。テストセクションは、流れ方向 4 区間の伝熱区間に分割され、各々の区間は上下より長さ 150 mm の水冷ジャケットにより冷却される。上下の水冷ジャケットと扁平多孔管の間には長さ 75 mm、幅 16 mm の熱流センサを挿入し、長さ 75 mm 毎の平均熱流束を測定する。また、冷媒温度を、テストセクション入口側混合室、入口側温度計測ポート、出口側混合室において  $\phi$  0.5 mm シース K 熱電対を用いて測定し、伝熱管外壁面温度を熱流センサの中央位置に対応する壁面に埋め込んだ素線径 0.1mm の K 型熱電対を用いて測定する。その他、テストセクション入口側混合室での冷媒の絶対圧および伝熱管入口～出口までの差圧を測定する。

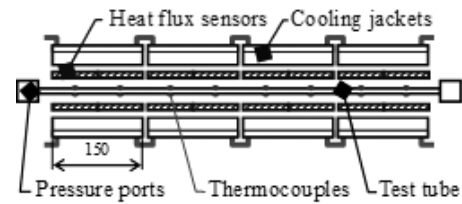


図 1 テストセクションの概略図

図 2 に本研究で使用したアルミニウム製扁平多孔管の例 (断面写真) を示す。また、参考までに、表 1 に図 2 の扁平多孔管の仕様を示す。

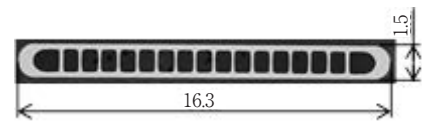


図 2 扁平多孔管断面写真例

表 1 図 2 の扁平多孔管の仕様

Channel number		17
Cross section area	[mm <sup>2</sup> ]	11.1
Wetted perimeter length	[mm]	52.3
Hydraulic diameter	[mm]	0.85
Tube length	[mm]	676

### 2.2. 凝縮実験結果の例

図 3 に R134a の蒸気が扁平多孔管内で凝縮する場合の測定結果の例を示す。図の横軸は伝熱管入口からの距離を示しており、縦軸はそれぞれ、圧力  $P$ 、温度  $T$ 、熱流束  $q$ 、凝縮熱伝達率  $a$  および湿度  $(1-x)$  を示す。図中には、凝縮区間での熱伝達率のみを示しており、単相区間での熱伝達率は除いている。また、図中に示す冷媒圧力  $P_R$  は計算値で、伝熱管出入口での測定圧力  $P_{mes}$  に一致するように、二相域の摩擦圧力損失を補正している。この測定結果では、冷媒は扁平多孔管へ過熱蒸気で流入している。そのため、冷媒圧力  $P_R$  と熱収支から求めた冷媒温度  $T_R$  は、蒸気単相域で流れ方向に大きく低下し、凝縮の進行に伴い飽和温度と一致する。その後、圧力損失による冷媒圧力  $P_R$  の低下に伴って、冷媒飽和温度も流れ方向に低下する。また、凝縮開始点以降の熱伝達率  $a$  は過熱蒸気域で急激に低下し、飽和蒸気域においてはあまり変化しない。

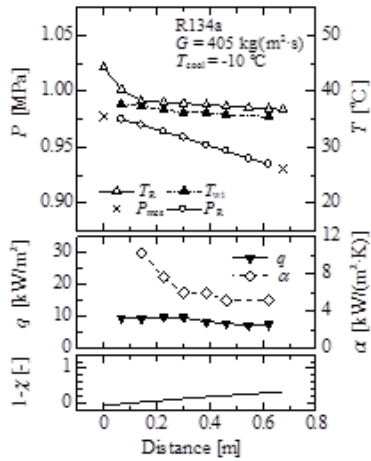


図3 R134aの凝縮実験の測定結果の例

図4は、相当直径0.85 mmと相当直径1.06 mmの矩形断面を有する扁平多孔管内で飽和温度60°CのR134aの蒸気が凝縮する場合の摩擦圧力損失勾配  $(\Delta P / \Delta Z)_F$  を相当直径  $d$  および質量速度  $G$  をパラメータとして湿り度  $(1-x)$  に対して示したものである。図より、摩擦圧力損失勾配は、管内蒸気速度の大きい高質量速度条件、低湿り度域において大きいことがわかる。また、相当直径0.85 mmの摩擦圧力損失勾配は、相当直径1.06 mmの場合の1.2～1.5倍程度と大きい。ここで、単相乱流の場合、管摩擦係数をColburnの式で求めると、同質量速度条件における摩擦圧力損失勾配は、管径の1.2乗に反比例する。すなわち、単相乱流の場合、相当直径0.85 mmの圧力損失は1.06 mmの圧力損失の1.3倍程度になる。このことから、実験データのばらつきや摩擦圧力損失勾配の測定精度を考慮すると、凝縮流において摩擦圧力損失に及ぼす管径の影響は、単相流の場合とほぼ同程度であると考えられる。

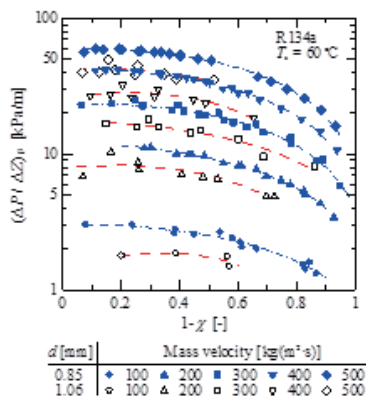


図4 扁平多孔管内摩擦圧力損失勾配の測定結果

図5(a), (b), (c)および(d)は、飽和温度40°C、質量速度100, 200, 300および400 kg/(m²·s)の条件で得られたR134a, R32, R410AおよびR1234ze(E)の熱伝達率  $\alpha$  を、湿り度  $(1-x)$  に対して示したものである。図より、いずれの質量速度条件においても、ここで取り扱った冷媒の中でR32が最も高い熱伝達率を示す。このことは次のように考えられる。R32の圧力損失は高沸点冷媒であるR1234ze(E)およびR134aに比べて小さいため、熱伝達に及ぼす蒸気せん断力の影響は小さい。加えて、R32の表面張力の値は、R1234ze(E)およびR134aに比べて小さく、管断面隅部への表面張力による液膜の引付け力も小さい。しかしながら、R32の液熱伝導率は115 mW/(m·K)と他の冷媒に比べて高いため(R1234ze(E)の約1.6倍、R134aの約1.5倍)、結果として高い熱伝達率を示したものと考えられる。一方、R32よりもさらに低沸点冷媒であるR410Aは、R32よりも熱伝達率は低く、高沸点冷媒であるR134aおよびR1234ze(E)と同程度、あるいはそれよりも低い熱伝達率を示す。これは、R410Aの液熱伝導率は81 mW/(m·K)と、R134aの75 mW/(m·K)、R1234ze(E)の69 mW/(m·K)に比べるとわずかに大きいものの、熱伝達に及ぼす蒸気せん断力および表面張力の影響が小さいためと考えられる。

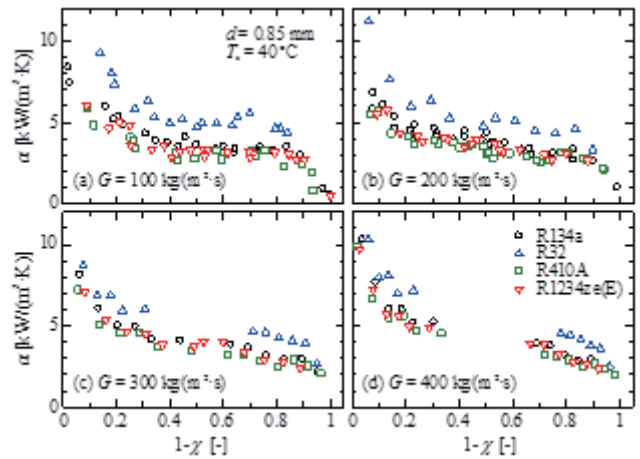


図5 熱伝達特性に及ぼす物性の影響

なお、図示してはいないが、熱伝達率の代わりにヌセルト数  $Nu$  を用いて整理すると、ヌセルト数の大小関係は、質量速度100 kg/(m²·s)の条件では、 $Nu_{R134a} \approx Nu_{R1234ze(E)} \approx Nu_{R32} > Nu_{R410A}$ 、質量速度200 kg/(m²·s)以上の条件では、 $Nu_{R134a} \approx Nu_{R1234ze(E)} > Nu_{R32} \approx Nu_{R410A}$  であり、熱伝達率とヌセルト数の特性の傾向は異なる。これは、ヌセルト数の算出に用いる液熱伝導率の差によるものと考えられる。

### 2.3. 凝縮熱伝達整理式

これまで、内径数 mm 以上の平滑管内凝縮熱伝達に対しては、蒸気せん断力や重力の影響を考慮した整理式が数多く提案されてきた。しかしながら、矩形断面を有する微細流路内の凝縮熱伝達において重要となる蒸気せん断力および表面張力の影響をいずれも考慮した熱伝達整理式は見当たらなかった。著者ら<sup>6)</sup>は、これらの影響を考慮するための矩形断面流路内の凝縮液膜厚さに関する物理モデルを考案して、液膜流に関する近似解析を行い、環状流からプラグ流までの全凝縮区間に適用可能な熱伝達整理式を提案した。

図6に、環状流部での液膜の物理モデルを示す。図中の  $x$ ,  $y$  および  $z$  は、それぞれ管壁に垂直方向、管周に沿う方向および管軸方向（冷媒主流方向）の座標である。 $u$ ,  $v$  および  $w$  はそれぞれ  $x$ ,  $y$  および  $z$  方向の凝縮液の速度成分である。管壁上で凝縮した液は、表面張力によって管断面隅部へ引き付けられ、曲率半径  $r_c$  の界面を形成する。

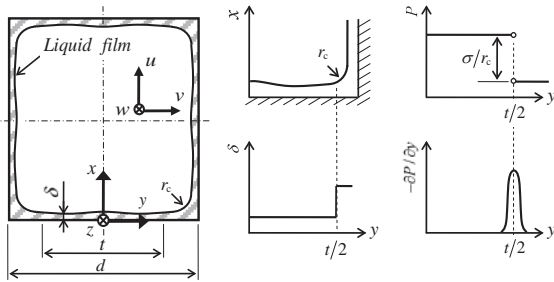


図6 凝縮液膜の物理モデル

近似解析に際しては、藤井ら<sup>6)</sup>が行った水平円筒に巻き付けた細線周りでの凝縮熱伝達に関する解析を参考に、(1) 液膜は非常に薄く、層流である、(2) 運動量式の慣性項およびエネルギー式の対流項は無視できる、(3) 液膜内の冷媒主流方向の圧力勾配は無視できる、(4) 液膜内の物性値は一定であると仮定する。さらに境界層近似を行い、凝縮液膜に関する連続の式、運動量の式およびエネルギー式を解くと、液膜厚さ  $\delta$  を決定する次式が得られる。

$$\frac{\mu_L \lambda_L (T_s - T_w)}{\rho_L \delta \Delta h_{LV}} = \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\tau_i \delta^2}{2} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\delta^3}{3} \frac{\partial P}{\partial y} \right) \quad (1)$$

ここに、 $\delta$  は液膜厚さ、 $\mu_L$ ,  $\lambda_L$  および  $\rho_L$  は液の粘度、熱伝導率および密度、 $\Delta h_{LV}$  は凝縮潜熱、 $\tau_i$  は気液界面のせん断力、 $P$  は液膜内圧力であり、上式の右辺第1項は蒸気せん断力の影響を、右辺第2項は表面張力の影響を表す。そして、液膜厚さ  $\delta$  および液膜内圧力  $P$  の分布をさらに単純化すれば、液膜厚さ  $\delta$  に関する次式が得られる。

$$\frac{\mu_L \lambda_L (T_s - T_w) t^2}{8 \rho_L \delta \Delta h_{LV}} = \frac{t^2}{16} \frac{\partial}{\partial z} (\tau_i \delta^2) + \frac{\delta^3 \sigma}{3 r_c} \quad (2)$$

ここに、 $t$  は薄液膜領域の  $y$  方向長さ、 $r_c$  は管断面隅部近傍での液膜の曲率半径である。（図6を参照）

以上の近似解析に基づけば、蒸気せん断力が支配的で、表面張力の影響が無視できる凝縮開始点近傍の熱伝達特性を適切に表現できる関数形と、逆に、表面張力が支配的で、蒸気せん断力の影響が無視できる凝縮終了点前の熱伝達特性が表現できる関数形が以下のように決定できる。

(a) 蒸気せん断力支配の熱伝達整理式の関数形： $Nu_{An,F}$

$$Nu_{An,F} = \frac{\Phi_{v_0}}{1-\chi} \sqrt{f_{v_0} \frac{\rho_L}{\rho_v} Re_L^{0.5} F(Re_L, Pr_L)} \quad (3)$$

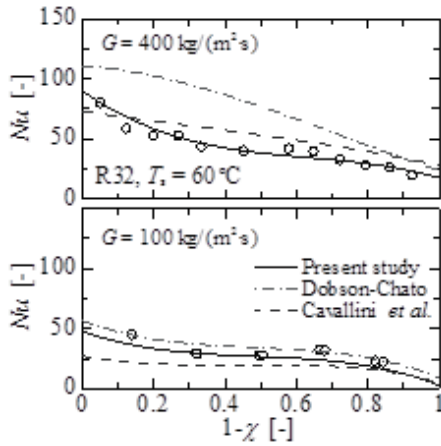
ここに、 $Nu_{An,F}$  は蒸気せん断力支配のヌセルト数、 $\Phi_{v_0}$  は二相流摩擦損失増倍係数、 $f_{v_0}$  は全流量が気相として流れた時の管摩擦係数、 $\rho_v$  は蒸気密度、 $F(Re_L, Pr_L)$  は液膜内の乱れの影響を表す補正項で、液レイノルズ数  $Re_L$  と液プラントル数  $Pr_L$  の関数である。

(b) 表面張力支配の熱伝達整理式の関数形： $Nu_{An,S}$

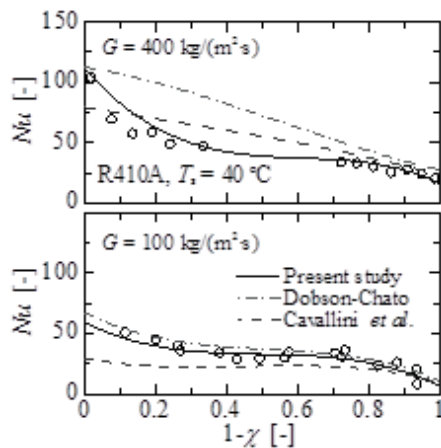
$$Nu_{An,S} = S(d, r_c, t) (Kj_L Pr_L / Ja_L)^{0.25} \quad (4)$$

ここに、 $Nu_{An,S}$  は表面張力支配のヌセルト数、 $S(d, r_c, t)$  は相当直径  $d$ 、曲率半径  $r_c$  および薄液膜部長さ  $t$  からなる無次元関数、 $Ja_L$  および  $Kj_L$  はヤコブ数および表面張力の影響を表す無次元数である。以上の関数形と実験結果に基づいて提案された熱伝達整理式の詳細は文献(5)を参照のこと。

図7(a)および(b)に、質量速度400および100 kg/(m<sup>2</sup>·s)におけるR32およびR410Aの凝縮熱伝達率の実験値(図中の○印)と、著者ら<sup>6)</sup>の式(図中の実線)、平滑管に対して提案されているDobson-Chatoの式<sup>7)</sup>(図中の一点鎖線)およびCavalliniらの式<sup>8)</sup>(図中の破線)との比較を示す。図より、質量速度400および100 kg/(m<sup>2</sup>·s)のいずれの場合も、Dobson-ChatoおよびCavalliniらの式に比して、著者らの式が実験結果と最も良い相関を示すことがわかる。



(a) R32 at 60 °C



(b) R410A at 40 °C

図7 熱伝達率の実験値と整理式との比較

図8に、R410Aについて、著者ら<sup>(6)</sup>が提案した熱伝達整理式の構成成分である蒸気せん断力項 $\xi Nu_{An,F}$ 、表面張力項 $Nu_{An,S}$ および液スラッグの項 $(1-\xi)Nu_{L,S}$ の計算結果を示す。ここに、計算条件は、冷媒と管内壁面との温度差が $\Delta T = 3K$ で、質量速度400および100  $kg/(m^2 \cdot s)$ である。質量速度400  $kg/(m^2 \cdot s)$ の場合の熱伝達特性は、凝縮開始直後は蒸気せん断力が支配的で、湿り度の増加に伴って管内蒸気速度が減少すると、蒸気せん断力と表面張力が同程度に影響を及ぼすようになる。そして、凝縮終了点直前では液スラッグの熱伝達が支配となる。一方、質量速度100  $kg/(m^2 \cdot s)$ の場合の熱伝達特性は、凝縮開始点直後では蒸気せん断力の影響が支配的であるが、湿り度 $(1-x)$ が0.1以上では表面張力による熱伝達 $\xi Nu_{An,S}$ が支配的となり、ヌセルト数は湿り度に対してほぼ一定値を示す。そして、凝縮終了点直前では液スラッグの熱伝達が支配となる。

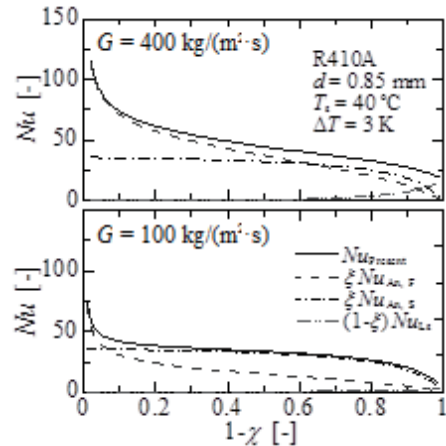


図8 熱伝達特性に及ぼす蒸気せん断力と表面張力の影響

### 3. 低 GWP 混合冷媒のヒートポンプサイクル性能

著者らのグループは、Mg合金製造プロセスのカバーガスとして開発されたHFO-1234ze(E)は低GWPで、ODPが零であり、冷媒として使用できる可能性があるのではと期待して、2007年頃からHFO-1234ze(E)をヒートポンプ用作用媒体として導入することの可能性について研究を開始した。本稿では、その手始めとして実施したHFO-1234ze(E)/HFC-32系2成分混合冷媒についてサイクルの熱力学的性能解析<sup>(9)</sup>とドロップイン試験<sup>(10)</sup>を紹介する。

#### 3.1. サイクル性能の熱力学的解析

サイクル性能の熱力学的解析<sup>(9)</sup>は圧縮機、凝縮器、膨張弁および蒸発器から構成された最も基本的な単段圧縮式ヒートポンプサイクルを対象とした。表2にその計算条件を示す。対象冷媒としてHFC系疑似共沸混合冷媒R410A、純冷媒HFO-1234ze(E)およびHFO-1234ze(E)/HFC-32系非共沸混合冷媒を選択し、凝縮温度27°C、凝縮器出口過冷度0K、蒸発温度-3°C、蒸発器出口過熱度3Kの暖房運転を想定し、圧縮機効率を0.85とした。なお、試算対象の混合冷媒は相変化過程において温度すべりが生じるので、それらの過程における平均温度を表中の凝縮温度あるいは蒸発温度と等しいとした。

表2 ヒートポンプサイクルの計算条件

Applications	Domestic Air-conditioning System	
Refrigerants	R410A HFO-1234ze(E) HFO-1234ze(E)/HFC-32	
Condensation Temp.	[K]	300.15
Degree of Subcool	[K]	0
Evaporation Temp.	[K]	270.15
Degree of Superheat	[K]	3
Efficiency of Compressor	[-]	0.85

図9に性能解析結果を示す。横軸はHFO-1234ze(E)/HFC-32混合冷媒に含まれるHFC-32の質量分率、左縦軸および右縦軸はそれぞれ暖房成績係数 $COP_h$ および体積冷凍能力 $V$ を示す。図には、R410Aの性能解析結果も示している。HFO-1234ze(E)純冷媒の場合、 $COP_h$ はR410Aに比して若干高い値を示すが、体積冷凍能力はR410Aの1/3程度と極めて低い値となる。これは、HFO-1234ze(E)がR410Aに比して低圧冷媒であることおよびHFO-1234ze(E)の蒸発潜熱がR410Aに比して小さいことによるものである。体積冷凍能力を改善するためにHFO-1234ze(E)に第2成分としてHFC-32を添加すると、 $COP_h$ はR410Aに比して若干高い値を維持しつつ、体積冷凍能力は上昇し、HFC-32を80 mass%程度添加すると体積冷凍能力はR410Aと同等の値となる。なお、HFC-32の添加量が増加するとGWPも上昇することに注意を要する。

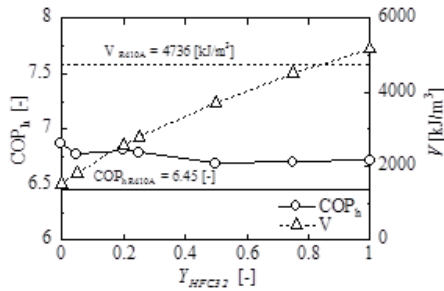


図9 サイクル性能の解析結果

以上の結果は、HFO-1234ze(E)/HFC-32系混合冷媒は組成比を適切に選べばR410Aの代替冷媒の候補物質として有望であることを示唆している。ただし、非共沸性による熱交換器の冷媒側伝熱性能の低下に対する対策が必須となる。

3.2. 水熱源ヒートポンプを用いたドロップイン試験

サイクル性能解析の結果を参考に、擬似共沸混合冷媒R410A、純冷媒R32、混合冷媒R32/R1234ze(E) (80/20 mass%, 50/50 mass%, 43/57 mass%, 28/72 mass%)および純冷媒R1234ze(E)を試験冷媒として、表3に示す冷房モードと暖房モードの実験条件について、ドロップイン試験<sup>(10)</sup>を実施した。ドロップイン試験装置は水熱源蒸気圧縮式ヒートポンプであり、冷媒ループおよび熱源水ループより構成されている。冷媒ループの主要要素は圧縮機、油分離器、対向流型二重管式凝縮器、液溜め、電子膨張弁、対向流型二重管式蒸発器である。また、熱源水ループの主要要素は恒温水槽とポンプである。

表3 実験条件

		暖房条件	冷房条件
熱源水温度 [°C]	凝縮器	20 → 45	30 → 45
	蒸発器	15 → 9	20 → 10
熱負荷 [kW]		1.0 ~ 2.8	1.0 ~ 2.4
過熱度 [K]		3	

図10に暖房条件におけるシステム全体の成績係数 $COP_{h,system}$ と凝縮器熱負荷 $Q_{COND}$ の関係の試験結果を示す。R1234ze(E)およびR32/R1234ze(E) (28/72 mass%)を除いた試験冷媒では、 $COP_{h,system}$ が最大となる熱負荷が存在する。これは、熱負荷の増加に伴いヒートポンプサイクルの成績係数は低下し、圧縮機諸効率率は上昇するためである。また、本図において、R32および混合冷媒R32/R1234ze(E) (80/20 mass%, 50/50 mass%および43/57 mass%)の最大 $COP_{h,system}$ はR410Aを上回る結果が得られた。特に、混合冷媒R32/R1234ze(E) (80/20 mass%)は純冷媒R32を上回る成績係数を示したが、これは、熱源水の温度変化と80/20 mass%の組成比における温度すべりが最も近く、熱交換器における不可逆損失が低減されたためである。

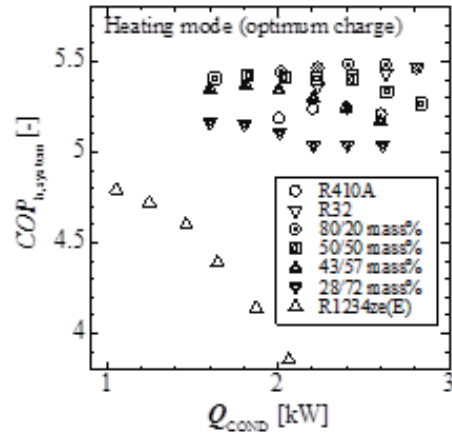


図10 暖房条件における成績係数と熱負荷の関係

図11に冷房条件におけるシステム全体の成績係数 $COP_{h,system}$ と蒸発器熱負荷 $Q_{EVA}$ の関係を示す。R32および混合冷媒R32/R1234ze(E) (80/20 mass%, 50/50 mass%および43/57 mass%)はR410Aと同等またはそれ以上の成績係数を示した。また、暖房条件と比較すると、冷房条件ではR32/R1234ze(E) (50/50 mass%)の成績係数が相対的に高くなっていることがわかる。これは、冷房条件における蒸発器での熱源温度変化が暖房条件のそれに比して大きく、より温度すべりの大きい冷媒が有利となったためである。

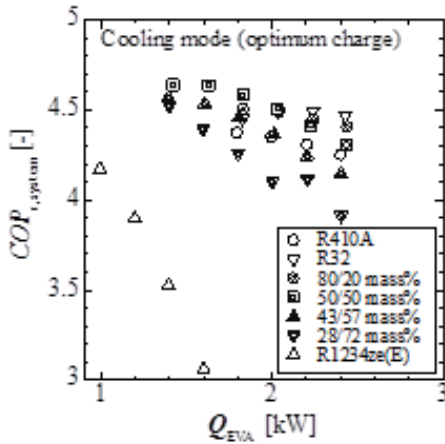


図 1 1 冷房条件における成績係数と熱負荷の関係

#### 4. 結 言

本報では、著者らのグループが、この何年間か取り組んでいる、オレフィン系新規代替冷媒およびそれらを含む混合冷媒をヒートポンプシステムの作動媒体として用いるための基礎研究の一部を紹介した。今後も、環境負荷の小さい冷媒を用いた高性能なヒートポンプ・冷凍システムの開発に貢献することを目指して、熱交換器やシステムに関連する研究を深化させたいと考えている。そして、今後とも、産業界における次世代システムの技術開発に貢献できるよう努力したい。

#### 参 考 文 献

(1) M.J. Molina, F.S. Roland : Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: Chlorine atom catalyzed destruction of ozone Nature, No.249, p.810-812 (1974).

(2) S. Koyama, K. Kuwahara, K. Nakashita : Condensation of refrigerant in a multi-port channel, Proc. of 1st International Conference on Microchannels and Minichannels, p.193-205 (2003).

(3) 地下 大輔, 小山 繁 : R1234ze(E) の扁平多孔管内凝縮に関する実験, 日本冷凍空調学会論文集, Vol. 28, No.3, p.225-232 (2011).

(4) 地下 大輔, 小山 繁 : 純冷媒の水平微細流路内凝縮 - 摩擦圧力損失整理式の提案 -, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.29, No.4, p.413-410 (2013).

(5) 地下 大輔, 小山 繁 : HFC および HFO 系冷媒の水平微細流路内凝縮 - 矩形流路内熱伝達の予測モデル -, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.29, No.4, p.421-432 (2013).

(6) 藤井 哲, 王 維城, 小山 繁, 清水 洋一 : 細線巻きつけによる水平管外体積力対流凝縮の伝熱促進, 日本機械学会論文集 (B), Vol.51, No.467, p.2436-2441 (1985).

(7) M. K. Dobson, J. C. Chato : Condensation in smooth horizontal tubes, ASME J. Heat Transfer, Vol.120, No.1, p.193-213 (1998).

(8) A. Cavallini, D.D. Col, L. Doretti, M. Matkovic, L. Rossetto, C. Zilio : Condensation in horizontal smooth tubes, A new heat transfer model for heat exchanger design, Heat Transfer Engineering, Vol. 27, No.8, p.31- 38 (2006).

(9) S. Koyama, N. Takata, Y. Matsuo, D. Yoshitake, S. Fukuda : Possibility to introduce HFO-1234ze(E) and its mixture with HFC-32 as low-GWP alternatives for heat pump/refrigeration systems, 2010 International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, Tokyo, Japan, NS-09, (2010).

(10) 福田 翔, 小山 繁 : R1234ze(E)/R32 混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルの性能評価, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.28, No.4, p.139-150 (2012).



小山 繁  
略 歴

1980年 九州大学大学院工学研究科博士後期課程単位取得の上退学, 工学博士。専門は、熱工学、伝熱学、冷凍空調工学。

1995年 九州大学機能物質科学研究所教授。

2006年 同大学院総合理工学研究院教授, 現在に至る。

学外では、通商産業省産業技術審議会専門委員, NEDO 技術委員, 等の公職の他, ヒートポンプ・蓄熱センター各種委員, 日本冷凍空調学会副会長, 日本機械学会フェロー, 日本伝熱学会理事, 国際冷凍協会 (IIR)B1 委員会副委員長等を歴任。これまで、日本伝熱学会賞学術賞, 日本冷凍空調学会賞学術賞, 日本機械学会熱工学部門賞研究功績賞などを受賞している。