高温用 R1336mzz(E) およびその混合作動媒体の 水平溝付管内蒸発・凝縮熱伝達および圧力損失*

井 上 順 広** 劉 宇 飛***
渡 邊 和 英**** 地 下 大 輔**

Evaporation / Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of R1336mzz(E) and Its Mixture Working Fluid for High-temperature inside Horizontal Microfin Tubes

Norihiro Inoue, Yufei Liu, Kazuhide Watanabe, Daisuke Jige

Research is currently in progress on developing and improving efficiency of high-temperature heat pumps and organic Rankine cycle power systems, both of which generate high-temperature steam by effectively utilizing low-quality heat sources from ship engines and factories for industrial purposes. From an environmental point of view, development efforts are also underway to replace low-pressure working fluids used in these systems with new alternative working fluids with low global warming potentials (GWPs). The purpose of this study is to experimentally clarify the evaporation and condensation flow characteristics of alternative low-GWP working fluids inside two types of horizontal microfin tubes with outer diameters of 9.5 mm. The Hydrofluoroolefin (HFO) working fluids R1336mzz(E) and R1336mzz(Z), both of which are expected to replace the working fluid R245fa that is used widely at present, two pure components and their mixture were used as test fluids in this study. In this experiment, the authors measured the evaporation and condensation heat transfer coefficients and pressure drop under the conditions of 50-300 kg/(m²s) mass velocity, a saturated evaporation temperature of 40 °C and a saturated condensation temperature of 60 °C. The results of the experiment clarified the effects of mass velocity and fin geometries on the evaporation and condensation heat transfer and pressure drop characteristics of R1336mzz(E), R1336mzz(Z) and their mixture working fluid. In addition, comparisons were made between the evaporation and condensation heat transfer coefficients and pressure drop of these working fluids and those of R245fa to highlight differences in their performance. Furthermore, the measured values were correlated with previous correlations for evaporation and condensation heat transfer for microfin tubes to verify the applicability of these predicted correlations.

1. はじめに

船舶・海洋エネルギー分野でもパリ協定による地球温暖化防止・環境保護重視の国際的情勢から低質排熱源の有効利用など新たな省エネルギー技術の推進により、船舶からの CO₂ 排出量削減が一層期待されている。

船舶では、高温水や蒸気の生成供給は燃焼式または電気式のボイラによってなされているが、廃熱を利用

して高温水や蒸気を生成供給するシステム機器を導入することで、省エネルギー化および CO₂ 排出量の削減が可能である。その機器として期待されているのが高温用ヒートポンプ機器である。しかしながら、ヒートポンプ機器の高温域への適用には、温度レベルに適した作動媒体の選定が課題となる。冷凍・空調機器の作動媒体に比べて、R245fa は臨界温度が高い特徴を有しており、高温用ヒートポンプ機器の作動媒体として適しているが、R245fa だけでは体積能力が低く、機器の大型化などを招くため、R245fa と比べて体積能力が大きく、臨界温度が比較的高い R134a を混合させた

*原稿受付 令和2年 11月 26日

**正会員 東京海洋大学 (東京都江東区越中島2-1-6)

***正会員 長崎大学 (長崎市文教町1-14)

****正会員 海上保安大学校 (広島県呉市若葉町5-1)

2 成分混合媒体 R245fa/R134a が使用されている。

一方、2016 年 10 月 15 日、モンテリオール議定書の約定国会議で、2011～13 年生産量基準に HFC 系代替フロンを 2036 年までに 85%削減するキガリ改正が合意された。これにより冷凍空調分野のみならず、これら物質を作動媒体として使用する機器システムの次世代低 GWP（地球温暖化係数）化が急務となっている。その対応のために新規開発された高温域まで使用できる次世代低 GWP 媒体としては R1233zd, R1234ze, R1336mzz, R1224yd やそれら混合媒体があり、バイナリー発電機器や低温排熱回収に応用可能である。

ヒートポンプシステムの主要構成機器である蒸発器および凝縮器に関しては、冷凍・空調機器に採用されている冷媒に関する蒸発・凝縮流の熱伝達および圧力損失特性は実験的に明らかにされており、さらに伝熱促進のために溝付管を用いた蒸発・凝縮流の研究も多く行われている。しかしながら、高温用ヒートポンプシステムの作動媒体 R245fa の代替候補である次世代低 GWP 媒体およびその混合媒体に関する蒸発流および凝縮流の実験はほとんど行われておらず、熱伝達および圧力損失特性は十分に明らかにされていない。著者らは、これまでに次世代低 GWP 作動媒体 R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E) および R1336mzz(Z) の水平平滑管内の沸騰熱伝達特性を実験的に明らかにし、新たな沸騰熱伝達率の整理式を提案¹⁾している。また、R1336mzz(Z) の水平溝付管内の蒸発・凝縮熱伝達特性についても報告している^{2,3)}が、R1336mzz のこれまでの研究は、Z/E 体とも熱力学・輸送的物性値の報告がほとんどである。R1336mzz に関連する研究としては、Zhang ら⁴⁾は R1336mzz を用いてフラッシュスプレー冷却による電子デバイスの熱制御の利点を検証している。Wu ら⁵⁾は R1336mzz(Z) を含む高温用ヒートポンプ作動媒体のサイクル性能の比較を行っている。Yang M. H. ら⁶⁾は、エンジン廃熱回収のための有機ランキンサイクルにおいて、R236fa, R245fa および R1336mzz(Z) を作動媒体として選定し、経済性の優れた多成分混合作動媒体の最適組成比について検討している。安田ら⁷⁾は R1336mzz(Z) などの HFO 作動液を封入した自励振動ヒートパイプの等価熱伝導率の測定を行っている。Yang J. ら⁸⁾は R245fa を使用した低温廃熱を電力に変換するマイクロスケールランキンサイクルに R1234ze(Z), R1233zd(E), R1336mzz(E) をドロップインした場合のシステム性能を実験的比較・解析を行っている。Kedzierski ら⁹⁾は、R1336mzz(Z) を用いて平滑 Turbo-ESP 表面のブール沸騰熱伝達実験を行っている。

本報では、R245fa の代替候補として有力な次世代低

GWP 媒体 R1336mzz(E), R1336mzz(Z) およびその混合媒体¹⁰⁾について、溝形状の異なる 2 種類の水平溝付管内で蒸発・凝縮流における熱伝達および圧力損失を報告する。

2. 実験装置および実験方法

実験にはポンプ式循環ループ¹⁾を用いた。Fig. 1 にテストセクションの概略を示す。テストセクションは二重管式熱交換器であり、有効伝熱長さ 557 mm の 3 つのサブセクションから構成される。内管内には作動媒体が、環状部には加熱水あるいは冷却水が流れ、管内の作動媒体は環状部を流れる水と熱交換することで蒸発・凝縮する。実験に使用した伝熱管は、外径 9.52 mm, 内径 8.40 mm の平滑管および溝付管で、Table 1, Fig. 2 に詳細を示す。溝付管 LF および HF は、溝高さ、条数、溝ねじれ角度が異なっており、LF 管は圧力損失の低減、HF 管は伝熱性能の向上を重視した仕様となっている。作動媒体温度はテストセクション出入口部で K 型シース熱電対 ($\pm 0.1\text{K}$) を用いて、加熱・冷却

- (1) Test tube
- (2) Sheathed K-type thermocouple
- (3) T-type thermocouple
- (4) Absolute pressure transducer
- (5) Differential pressure transducer
- (6) Pt-resistance thermometer

Fig. 1 Details of the test section

Table 1 Details of test micro-fin tubes

		LF	HF
Equivalent diameter [m]	d_e	8.89	8.73
Fin height [mm]	h_f	0.12	0.18
Number of fins [-]	N	65	85
Helix angle [deg.]	θ	16.5	39.4
Surface area enlargement	η	1.31	2.09

(a) LF tube

(b) HF tube

Fig. 2 Schematic view of micro-fin tubes

水温度は各サブセクション出入口部で白金測温抵抗体 ($\pm 0.05\text{K}$) を用いて測定した。また、伝熱管の外壁面温度は各サブセクション中央部の上下左右4カ所に取り付けた T 型熱電対 ($\pm 0.1\text{K}$) によって測定した。テストセクション内の作動媒体圧力および圧力損失は絶対圧計 ($\pm 0.75\text{kPa}$) および差圧計 ($\pm 0.02\text{kPa}$) で測定した。冷媒および加熱・冷却水流量は、それぞれ質量流量計 ($\pm 0.5\%$) および体積式流量計 ($\pm 1.0\%$) で測定した。

3. 実験データの整理方法

サブセクションでの摩擦圧力損失 ΔP_f は次式で求めた。

$$\Delta P_f = \Delta P_{\text{mes}} - \Delta P_M \quad (1)$$

ここに、 ΔP_{mes} はサブセクション出入口間 ΔZ で測定した差圧、 ΔP_M はその間の運動量変化にともなう圧力変化であり、分離流モデルから求めた。 ΔP_M の算出の際に用いるボイド率は、小山らの式¹¹⁾ から求めた。

蒸発・凝縮熱伝達率 α は次式より求めた。

$$\alpha = \frac{Q_c + Q_{\text{loss}}}{\pm(T_{\text{wi}} - T_f)\pi d_{\text{eq}} L \eta} \quad (2)$$

ここに、式中の符号は蒸発実験の場合に+、凝縮実験の場合に-となる。 Q_c は各サブセクションの水側から求めた熱交換量、 Q_{loss} はテストセクションにおける予備実験によって求めたヒートロスである。 L はサブセクションの有効伝熱長さ、 d_{eq} は等価直径、 T_{wi} は管内壁面温度であり、測定した管外壁面温度から半径方向一次元熱伝導式より求めた。また、 T_f は作動媒体温度であり、テストセクション出入口で測定した作動媒体温度から内挿して求めた。混合媒体の熱・輸送物性は、ガスクロマトグラフで成分分析した混合組成比および圧力から、REFPROP Ver.10¹²⁾ を用いて求めた。

蒸発実験は平均飽和温度（露点と沸点の平均温度）が 40°C 、凝縮実験は 60°C となる圧力条件下で、質量速度 $50 \sim 300\text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の範囲で実験を行った。実験に用いた混合媒体 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z) の組成比は、飽和圧力が R245fa とほぼ同等となる 70/30 mass% とした。

4. 実験結果および考察

4.1 蒸発流

4.1.1 摩擦圧力損失

Fig. 3(a) に溝付管 LF および HF ならびに内径 8.4 mm の平滑管 ST の質量速度 $100 \sim 300\text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の摩擦圧力損失勾配を示す。いずれの試験伝熱管も、質量速度の増加にともない摩擦圧力損失勾配は増大しており、質量速度 100 と $200\text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ を比較すると摩擦圧力損失は $4.7 \sim 5.7$ 倍程度、質量速度 100 と $300\text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ を比較すると $10.1 \sim 10.9$ 倍程度に増加

Fig. 3 Pressure drop in evaporation process

している。これは質量速度の増加にともない管内の気相および液相の速度が増加するため、気液界面および壁面のせん断力が増大するためである。また、各質量速度で比較すると、ST、LF、HF の順に摩擦圧力損失勾配が大きい値を示した。これは、管内に溝加工を施すことにより管内表面積が増大し、気液界面および壁面のせん断力が増大したためであると考えられる。また、Table 1 に示すように溝付管 HF は LF に比べてフィン高さおよびリード角が大きく、条数が多いため管内表面積が大きく、溝形状による管内流の攪拌などによるものと考えられる。

Fig. 3(b)に混合媒体 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z)の溝付管 HF における質量速度 50~300 kg/(m²s)の摩擦圧力損失勾配を示す。質量速度の増加にともない摩擦圧力損失勾配は増大しており、質量速度 100 と 200 kg/(m²s)を比較すると摩擦圧力損失は 4~5 倍程度に増加している。

Fig. 3(c)に R245fa¹³⁾, R1336mzz(E)および混合媒体 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z)の溝付管 LF における質

量速度 100 kg/(m²s)の摩擦圧力損失勾配を示す。

R1336mzz(E)が最も小さな値を示しており、R245fa が最も高い値を示した。混合媒体は、R1336mzz(Z)の組成が増加すると圧力損失が増加することが分かる。R1336mzz(E)の蒸気密度は R245fa の約 1.6 倍、R1336mzz(Z)の約 2.5 倍大きく、質量速度が同一条件下では R1336mzz(E)の蒸気速度は低下し、液粘度も R245fa の 3/4 程度であるため、壁面せん断力が低下したためと考えられる。なお、図中の実線は従来の相関式と実験値を比較した結果、最も相関関係の良い Filho らの式¹⁴⁾による R1336mzz(E)の予測値である。

4. 1. 2 蒸発熱伝達

Fig. 4 に溝付管 LF および HF の各質量速度の蒸発熱伝達率を示す。質量速度 100 kg/(m²s) 以下の条件では LF と HF の蒸発熱伝達率に及ぼす質量速度の影響が異なっており、LF の場合は質量速度の増加とともに蒸発熱伝達率は増加しているが、HF は質量速度 50 と 100 kg/(m²s)を比較しても蒸発熱伝達率に優位な差異はみられない。一般的に質量速度を増大させ

Fig.4 Evaporation heat transfer of LF and HF tubes

Fig.5 Comparison of each tube at mass velocity

ると強制対流の影響により蒸発熱伝達率は増大するが、HF の場合には $50 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の低質量速度条件でも、高い内面溝や条数の多い溝付管であるため、管頂部の溝間に液膜が供給され、溝先端の薄膜蒸発の効果により低流量域でも伝熱が $100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ と同程度まで促進されたものと考えられる。一方、溝付管 LF および HF いずれも強制対流の影響が大きくなる質量速度 $200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ 以上の条件では質量速度が増加しても、蒸発熱伝達率に優位な差異はみられない。これは、強制対流の効果によって管内全周の壁面に液膜が形成されるが、溝による液膜厚さの均等化および液膜内の温度境界層の拡散によって、強制対流による伝熱促進が限界に達したためと考えられる。

Fig. 5 に質量速度 100 および $200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ における溝付管 LF および HF ならびに平滑管 ST の蒸発熱伝達率の比較を示す。全クオリティ域において平滑管に比べて溝付管の蒸発熱伝達率は大きい値を示しており、高い伝熱促進効果が得られていることがわかる。

Fig. 6(a) に混合媒体 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z) の

溝付管 HF における質量速度 $50 \sim 300 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の蒸発熱伝達率を示す。低クオリティ域では質量速度の影響が顕著に見られるが、高クオリティ域では質量速度 $150 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ 以上では質量速度が増加しても蒸発熱伝達率に優位な差異は見られない。

Fig. 6(b) に混合媒体 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z) の平滑管 ST、溝付管 LF および HF の質量速度 $100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ における蒸発熱伝達率を示す。蒸気クオリティの増加とともに蒸発熱伝達率は増加しており、低クオリティ域から高クオリティ域まで HF、LF、ST の順に高い値を示した。蒸発流において、特に低質量速度域で物質拡散抵抗の低減に溝付管の効果があることがわかる。

Fig. 7(a)(b) に質量速度 100 および $200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ における溝付管 HF の作動媒体毎の蒸発熱伝達率の比較を示す。蒸発熱伝達率は、質量速度に依らず全クオリティ域で R245fa¹³⁾ が最も高い値を示しており、非共沸性に起因する物質拡散抵抗のため混合媒体が最も低い値を示した。また、R1336mzz(E) と (Z) は質量速度に依

Fig. 6 Evaporation heat transfer coefficient

Fig. 7 Comparison of each working fluid

Fig. 8 Comparison between predicted and experimental data for each correlation

らず全クオリティ域でほぼ同等の値を示した。これは、R245fa の蒸発潜熱および液熱伝導率は他の純媒体に比べても大きいためと考えられる。

4. 1. 3 蒸発熱伝達の溝付管の予測式との比較

Fig. 8(a)~(d)にこれまでに提案されている溝付管内蒸発熱伝達率の村田¹⁵⁾の式、Cavallini ら¹⁶⁾の式、森ら¹⁷⁾の式および Chamra – Mago¹⁸⁾の式と実験値の比較結果を示す。なお、図はそれぞれの予測式で定義されている蒸発熱伝達率に換算した値を比較している。また、Table 2 には蒸発熱伝達率の実験値と予測値との絶対平均偏差 MAD、平均偏差 MD および全データ数に対する偏差が 30%以下のデータ数の割合 R30 を示す。R1336mzz(E)の溝付管内蒸発熱伝達率の実験値と相関が良いのは、Cavallini らの式であるが、LF および HF 管ともに低質量速度 50 と 100 kg/(m²s)の蒸発熱伝達率を過大に見積もる傾向にある。次に実験値と相関の良い村田の式は HF 管の蒸発熱伝達率は ±30%以内で一致するものの、溝形状の異なる LF 管は蒸発熱伝達率を過大に、加えて低質量速度 50 と 100 kg/(m²s)では更に過大に見積もる傾向にある。

4. 2 凝縮流

4. 2. 1 摩擦圧力損失

Fig. 9(a)および(b)に LF および HF 管内における

Table 2 Prediction deviations of each correlation

Correlation	N= 172		
	MAD [%]	MD [%]	R30 [%]
Murata	53.6	43.7	47.7
Cavallini et al.	43.0	29.0	53.0
Mori et al.	45.8	-0.3	40.7
Chamra - Mago	59.3	38.7	16.3

質量速度 100 ~ 300 kg/(m²s)の R1336mzz(E)の摩擦圧力損失勾配を湿り度に対して示す。いずれの溝付管も質量速度の増加にともない摩擦圧力損失は増大しており、質量速度 300 は 200 kg/(m²s)と比較して 1.7 ~ 2.5 倍、質量速度 200 は 100 kg/(m²s)と比較して 3.1 ~ 4.8 倍高い値を示した。これは、質量速度の増加にともない、管内の気相および液相の速度が増加し、壁面せん断力が増大したためである。

Fig. 10(a)および(b)に LF および HF 管、ならびに内径 8.4 mm の平滑管の摩擦圧力損失勾配の比較を示す。LF と HF 管の摩擦圧力損失は同程度の値を示し、平滑管の摩擦圧力損失と比較すると 1.3 ~ 1.5 倍高い値を示した。

Fig. 11(a)に混合媒体 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z)

の溝付管 HF における質量速度 $50 \sim 300 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ の摩擦圧力損失勾配を示す。質量速度の増加にともない摩擦圧力損失勾配は増大しており、質量速度 200 と $300 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ を比較すると摩擦圧力損失は低湿り度域で差異が大きく最大で 2.5 倍程度高い値を示している。一

方で高湿り度域では、質量速度に依らずほぼ同程度の値を示す。これらは、低湿り度域では質量速度の増加にともない管内の気相および液相の速度が増加するため、気液界面および壁面のせん断力が増大するためであり、高湿り度域では凝縮の進行にともない液相が増

Fig. 9 Pressure drop of LF and HF tubes in condensation process

Fig. 10 Comparison pressure drop of ST, LF and HF tubes

Fig. 11 Pressure drop in condensation process

加して速度が低下するため、気液界面および壁面のせん断力が減少するためと考えられる。

Fig. 11(b)に R245fa¹⁹⁾, R1336mzz(E)および混合媒体 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z)の溝付管 LF における質量速度 100 kg/(m²s)の摩擦圧力損失勾配を示す。蒸発の場合と同様に R1336mzz(E)が最も小さな値を示しており、R245fa が最も高い値を示した。混合媒体も R1336mzz(E)よりは高い値を示しており、Z 体の組成が加わると圧力損失は増加した。これは、蒸発の場合と同様に各媒体の熱・輸送の物性値に起因すると考えられる。高湿り度域についても、凝縮の進行にともなう液相の増加による速度低下のため、気液界面および壁面のせん断力が減少したため、質量速度に依らずほぼ同程度の値を示したと考えられる。なお、図中の実線は従来の相関式と実験値を比較した結果、最も相関関係の良い Inoue らの式²⁰⁾による R1336mzz(E)の予測値である。

4.2.2 凝縮熱伝達率

Fig. 12(a)および(b)に LF および HF 管の凝縮熱伝達率を、湿り度に対して示す。LF 管の凝縮熱伝達

率は、全湿り度領域で質量速度の影響はみられなかった。これは、管内の流動様相が成層流または成層波状流であるため、重力の影響が大きく、主に管頂部に形成された薄液膜部の伝熱が支配的であるためと考えられる。一方、HF 管の場合、湿り度 0.4 以上では、質量速度条件による凝縮熱伝達率に明確な差異はみられないが、湿り度 0.4 以下では、質量速度の増加にともなう強制対流の効果により熱伝達率は顕著に増加した。

Fig. 13(a)および(b)に質量速度 100 および 200 kg/(m²s)における平滑管と溝付管の凝縮熱伝達率の比較を示す。平滑管と比べて、溝付管である LF 管は 1.2 ~ 2.3 倍、HF 管は 2.0 ~ 4.1 倍高い良好な熱伝達率を示しており、HF 管はいずれの質量速度条件でも高い伝熱促進効果が得られることを確認した。

Fig. 14(a)に混合媒体 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z)の溝付管 HF における質量速度 50 ~ 300 kg/(m²s)の凝縮熱伝達率を示す。低湿り度域では質量速度の影響が顕著に見られ、高湿り度域では質量速度 150 kg/(m²s)以上では質量速度が増加しても凝縮熱伝達率に優位な差異は見られない。この熱伝達率に及ぼす液膜熱抵抗

Fig. 12 Condensation heat transfer of LF and HF tubes

Fig. 13 Comparison condensation heat transfer coefficient of ST, LF and HF tubes

が大きくなる高湿り度域で、低質量速度の $50 \sim 100 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ と $150 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ 以上の物質拡散抵抗の差異が明確に示されている。

Fig. 14(b)に混合媒体 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z) の平滑管 ST, 溝付管 LF および HF の質量速度 $100 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ における凝縮熱伝達率を示す。湿り度の増加とともに液膜熱抵抗が大きくなるため凝縮熱伝達率はわずかに増加しており、HF, LF, ST の順に高い値を示した。凝縮流においても、低質量速度域で物質拡散抵抗の低減に溝付管の効果があることがわかる。

Fig. 15(a)および(b)に質量速度 100 および $200 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ における溝付管 HF の作動媒体毎の凝縮熱伝達率の比較を示す。凝縮熱伝達率は、質量速度に依らず液膜熱抵抗が大きくなる高湿り度域 (0.8 前後) まで R245fa¹⁹⁾ が最も高い値を示しており、非共沸性に起因する物質拡散抵抗のため混合媒体が最も低い値を示した。また、R1336mzz(E) と (Z) は質量速度に依らず全湿り度域でほぼ同等の値を示した。これは、R245fa の凝

縮潜熱および液熱伝導率は他の純媒体に比べても大きいとと考えられる。

4.2.3 凝縮熱伝達の溝付管の予測式との比較

Fig. 16(a) ~ (d)にこれまでに提案されている溝付管内凝縮熱伝達率の兪-小山²¹⁾の式、鹿園ら²²⁾の式、米本-小山²³⁾の式および Cavallini ら²⁴⁾の式と実験値の比較結果を示す。また、Table 3 には蒸発と同じ、絶対平均偏差 MAD, 平均偏差 MD および全データ数に対する偏差が 30% 以下のデータ数の割合 R30 を示す。Fig. 16 および Table 3 より、兪-小山の式は、高流量域の予測値がややばらついているが、概ね $\pm 30\%$ 以内で実験値と一致している。鹿園らの式と Cavallini らの式は、いずれの溝付管においても高流量域の実験値より小さい傾向がある。米本-小山の式は、実験値より、概ね $\pm 30\%$ 以内で一致しているが、傾向が異なっており、十分な予測精度とはいえず、更なる検討が必要である。Cavallini らの式は、溝付管 LF では実験値より小さい傾向があるが、 $\pm 30\%$ 以内で実験値と一致して

Fig. 14 Condensation heat transfer coefficient

Fig. 15 Comparison of each working fluid

Fig. 16 Comparison between the predicted and experimental data for each correlation

いる。溝付管 HF では全体的に実験値より小さい。

5. おわりに

本報では, R245fa の代替候補として有力な次世代低 GWP 媒体 R1336mzz(E), R1336mzz(Z)およびその混合媒体について, 溝形状の異なる 2 種類の水平溝付管内で蒸発・凝縮流における熱伝達および圧力損失の実験結果を報告した. 得られた実験結果の要旨は以下となる.

(1) 摩擦圧力損失は, 蒸発流においては ST, LF, HF 管の順に大きい値を示したが, 凝縮流においては LF と HF 管は同程度の値を示した. 質量速度が 100 から 200 kg/(m²s)に増加した場合, 摩擦圧力損失は蒸発・凝縮流いずれも 3~5 倍程度増大する.

(2) 蒸発・凝縮流とも摩擦圧力損失は, R1336mzz(E)が最も小さな値を示し, R245fa が最も高い値を示した. R1336mzz(E)/(Z)の混合媒体は, R1336mzz(Z)の組成が増加すると摩擦圧力損失が増加する.

(3) R1336mzz(E)の蒸発熱伝達率は, 質量速度 100 kg/(m²s)の低流量域で LF 管は質量速度の増加とともに増加したが, HF 管は大きな差異は見られない. 質量速度 200 kg/(m²s)以上では LF および HF 管のいずれも質量速度が増加しても, 蒸発熱伝達率に大きな優位

Table 3 Prediction deviations of each correlation

Correlation	N= 144		
	MAD [%]	MD [%]	R30 [%]
Yu – Koyama	14.3	–8.8	87.5
Shikazono et al.	13.7	2.1	86.8
Yonemoto – Koyama	16.7	15.1	93.8
Cavallini et al.	26.6	–21.9	49.3

な差異は見られない. R1336mzz(E)の凝縮熱伝達率は, LF 管は質量速度の影響がほぼ見られないが, HF 管は低質量速度では大きな差異はないが, 質量速度 200 kg/(m²s)以上では特に低湿り度域で促進効果大きい.

(4) 混合媒体 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z)の蒸発熱伝達率は, 低クオリティ域では質量速度の影響が顕著に見られるが, 高クオリティ域では質量速度 150 kg/(m²s)以上からは増加しても優位な差異は見られない. 混合媒体 R1336mzz(E)/R1336mzz(Z)の凝縮熱伝達率は, 低湿り度域で質量速度の影響が大きい, 高湿り度域では質量速度 150 kg/(m²s)以上からは増加しても優位な差異は見られない. HF 管は, 蒸発・凝縮流いずれの場合も低質量速度域で物質拡散抵抗の低減効果が大きい.

(5) 蒸発・凝縮熱伝達率は、質量速度に依らず全クオリティ・湿度域で R245fa が最も高い値を示し、非共沸性に起因する物質拡散抵抗のため混合媒体が最も低い値を示した。また、R1336mzz(E)と(Z)は質量速度に依らず全クオリティ・湿度域でほぼ同等の値を示した。

(6) これまでに提案された溝付管内蒸発・凝縮熱伝達率の予測式では、LF および HF 管の R1336mzz(E)の実験値を精度よく見積もることはできない。溝付管内蒸発・凝縮流における圧力損失は、Filho らの式¹⁴⁾および Inoue らの式²⁰⁾で概ね±30%以内で見積もることが可能である。

熱伝達率の予測式については、今後さらなる高温用作動媒体データベースの蓄積とその特性を考慮した物理モデルの構築が必要である。

謝辞

本研究は、株式会社神戸製鋼所機械研究所の支援を頂き、作動媒体については Chemours Japan より提供頂いた。また、本研究は科学研究費補助金 20H02364の一部である。ここに記して謝意を表す。

参考文献

- 1) Liu Y. et al., Experiments on boiling heat transfer of low-pressure refrigerants inside a horizontal smooth tube, *Trans. of the JSRAE*, 37-1 (2020), 109-122. (in Japanese)
- 2) Liu Y. et al., Experiment on condensation heat transfer of R1336mzz(Z) as a low GWP refrigerant inside a horizontal microfin tube, *2019 JSRAE Annual Conf.*, (2019), ID No.A115, 6 pages. (in Japanese)
- 3) Liu Y. et al., Evaporation heat transfer and pressure drop of R1336mzz(Z) inside a horizontal microfin tube, *Proc. of 89th JIME Conf.*, (2019), 161-162. (in Japanese)
- 4) Zhang Z. et al., Experimental investigation on heat transfer characteristics of R1336mzz flash spray cooling, *Applied Thermal Engineering*, 174, (2020).
- 5) Wu D. et al., The performance comparison of high temperature heat pump among R718 and other refrigerants, *Renewable Energy*, 154, (2020), 715-722.
- 6) Yang M.H. and Yeh R.H., Optimum composition ratios of multicomponent mixtures of organic Rankine cycle for engine waste heat recovery, *Int. J. of Energy Research*, 44-2, (2020), 1012-1030.
- 7) Yasuda Y. et al., Thermal conductivity of pulsating heat pipe with Hydrofluoroolefin, *Proc. of 56th Heat Transfer Symposium of Japan*, 56, (2019), No. E225. (in Japanese)
- 8) Yang J. et al., Simultaneous experimental comparison of low-GWP refrigerants as drop-in replacements to R245fa for Organic Rankine cycle application: R1234ze(Z), R1233zd(E), and R1336mzz(E), *Energy*, 173, (2019), 721-731.
- 9) Kedzierski M.A. and Lin L., Pool boiling of HFO-1336mzz(Z) on a reentrant cavity surface, *Int. J. of Refrigeration*, 104, (2019), 476-483.
- 10) Inoue N. et al., *25th Int. Congress of Refrigeration*, Montreal Canada, (2019), Paper ID. 871, 8 pages.
- 11) Koyama S. et al., *The reports of institute of Advanced Material Study*, Kyushu University, 15-1, (2001), 79-85.
- 12) Lemmon E.W. et al., REFPROP Ver.10, NIST, Gaithersburg, (2018).
- 13) Watanabe K. et al., Evaporation heat transfer and pressure drop characteristics of R245fa inside microfin tubes, *2016 JSRAE Annual Conf.*, (2016), ID No.A115, 4 pages. (in Japanese)
- 14) Filho E.P.B. et al., Convective boiling pressure drop of refrigerant R-134a in horizontal smooth and microfin tubes, *Int. J. Refrigeration*, 27-8 (2004), 895-903.
- 15) Murata K., *Trans. of JSME (B)*, 62-599 (1996), 2723-2728. (in Japanese)
- 16) Cavallini, A. et al., Refrigerant vaporization inside enhanced tubes : A heat transfer model, *Proc. of Heat Transfer in Condensation and Evaporation*, Application to Industrial and Environmental Process, Eurotherm Seminar 62, Grenoble, (1998), 222-231.
- 17) Mori H. et al., *JSRAE Annual Conf. 2002*, (2002), 547-550. (in Japanese)
- 18) Chamra, L. M. and Mago, P. J., Modeling of Evaporation Heat Transfer of Pure Refrigerants and Refrigerant Mixtures in Microfin Tubes, *Proc. Instn, Mech, Engrs*, Part C: Jour. Mech. Eng. Sci., 221-4 (2007), 443-447.
- 19) Watanabe K. et al., Condensation heat transfer

- and pressure drop characteristics of R245fa inside microfin tubes, *Proc. of 86th JIME Conf.*, (2016), 161-162. (in Japanese)
- 20) Inoue N., et al., Evaluation of prediction method for pressure drop and condensation heat transfer coefficient inside internally helical-grooved horizontal tubes, *Journal of the JRICu*, 47-1(2008), 232-237. (in Japanese)
- 21) Yu J. and Koyama S., *The reports of institute of Advanced Material Study*, Kyushu University, 10-2 (1996), 145-150. (in Japanese)
- 22) Shikazono N. et al., *Trans. of JSME (B)*, 64-617 (1998), 196-203. (in Japanese)
- 23) Yonemoto R. and Koyama S., Experimental Study on Condensation of Pure Refrigerants in Horizontal Micro-fin Tubes -Proposal of Correlations for Heat Transfer Coefficient and Frictional Pressure drop-, *Trans. of the JSRAE*, 24-2 (2007), 139-148. (in Japanese)
- 24) Cavallini, A. et al., Condensation of Pure and Near-Azeotropic Refrigerants in Microfin Tubes: A New Computational Procedure, *Int. J. Refrigeration*, 32-1 (2009), 162-174.