

# TUMSAT-OACIS Repository - Tokyo

University of Marine Science and Technology

(東京海洋大学)

4mm水平細径溝付管内における低GWP冷媒の凝縮熱  
伝達と圧力損失の予測手法

メタデータ	言語: jpn 出版者: 公開日: 2019-11-22 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 広瀬, 正尚 メールアドレス: 所属:
URL	<a href="https://oacis.repo.nii.ac.jp/records/1838">https://oacis.repo.nii.ac.jp/records/1838</a>

博 士 学 位 論 文

4 mm 水平細径溝付管内における低 GWP 冷媒の凝縮熱  
伝達と圧力損失の予測手法

令和元年度  
(2019 年 9 月)

東京海洋大学大学院  
海洋科学技術研究科  
応用環境システム学専攻

学籍番号 1662016

広 瀬 正 尚



# 目次

目次	I
記号表	III
1 序論	
1.1 はじめに	1
1.2 流動様相に関する研究	4
1.3 圧力損失に関する研究	6
1.4 凝縮熱伝達率に関する研究	13
1.5 非共沸混合冷媒の凝縮	23
1.6 本論文の目的と構成	25
2 実験装置および実験方法	
2.1 実験装置	27
2.2 測定方法	30
2.3 実験方法	32
2.4 実験条件	32
3 実験データの整理方法	
3.1 プレコンデンサの交換熱量	34
3.2 テストセクションの交換熱量	34
3.3 エンタルピ	35
3.4 乾き度と湿り度	35
3.5 質量速度	36
3.6 圧力損失	36
3.7 熱伝達率	37
3.8 各計算値の不確かさ	38
4 流動様相の観察	
4.1 流動様相の分類	39
4.2 平滑管の流動様相	40
4.3 溝付管の流動様相	47
4.4 第4章のまとめ	53
5 圧力損失	
5.1 圧力損失の実験結果	55
5.2 圧力損失の予測	57
5.3 第5章のまとめ	65
6 熱伝達率	
6.1 平滑管の熱伝達率	66
6.2 溝付管の熱伝達率	67

6.3 熱伝達率の予測式との比較	71
6.4 第6章のまとめ	78
7 純冷媒の予測式の提案	
7.1 圧力損失の予測式	79
7.2 平滑管の熱伝達率の予測式	83
7.3 溝付管の熱伝達率の予測式	87
7.4 第7章のまとめ	92
8 混合冷媒 R32/R1234ze(E)の凝縮	
8.1 混合冷媒の実験方法と実験条件	93
8.2 非共沸混合冷媒 R32/R1234ze(E)の圧力損失特性	95
8.3 非共沸混合冷媒 R32/R1234ze(E)の熱伝達特性	100
8.4 第8章のまとめ	108
9 総括	109
謝辞	112
参考文献	114
付録	
1. 各熱交換器のヒートバランス	122
2. 本論文で比較した他の研究者の伝熱管仕様について	124
3. 温度センサの検定方法	125
4. テストセクションでの各測定値の変化	127
5. 各実験データ	129
6. 質量速度と熱伝達率の関係	156
7. 使用冷媒と表面張力が影響する管径について	158

記号

$A$	: 断面積	[m <sup>2</sup> ]
$Bo$	: ボンド数	[-]
$cp$	: 定圧比熱	[J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$d_h$	: 管水力相当内径	[m]
$d_i$	: 管内径	[m]
$d_{max}$	: 管最大内径	[m]
$d_{mean}$	: 管平均内径	[m]
$d_{min}$	: 管最小内径	[m]
$d_o$	: 管外径	[m]
$d_{eq}$	: 等価直径	[m]
$h$	: フィン高さ	[m]
$N$	: 条数	[-]
$f$	: 管摩擦係数	[-]
$Fr$	: フルード数	[-]
$g$	: 重力加速度	[m s <sup>-2</sup> ]
$G$	: 質量速度	[kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup> ]
$Ga$	: ガリレオ数	[-]
$h$	: 比エンタルピ	[J kg <sup>-1</sup> ]
$J_G$	: 無次元蒸気速度	[-]
$L$	: 有効伝熱長さ	[m]
$Nu$	: ヌセルト数	[-]
$P$	: 圧力	[Pa]
$Ph$	: 相変化数	[-]
$Pr$	: プラントル数	[-]
$Q$	: 交換熱量	[W]
$q$	: 熱流束	[W m <sup>-2</sup> ]
$Re$	: レイノルズ数	[-]
$T$	: 温度	[°C]
$U$	: 見かけ速度	[m s <sup>-1</sup> ]
$W$	: 流量	[kg s <sup>-1</sup> ]
$x$	: 熱平衡クオリティ	[-]
$Z$	: 長さ	[m]

ギリシャ記号

$\alpha$	: 熱伝達率	[W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ]
$X$	: Lockhart-Martinelli パラメータ	[-]
$X_{tt}$	: Lockhart-Martinelli パラメータ(気相, 液相とも乱流の場合)	[-]
$\delta$	: 底肉厚	[m]
$\Delta h$	: 潜熱	[kJ kg <sup>-1</sup> ]
$\Delta P_F$	: 摩擦圧力損失	[Pa]

$\Delta P_M$	: 運動量変化にともなう圧力変化	[Pa]
$\Delta P_T$	: 測定された圧力損失	[Pa]
$\phi$	: 二相流摩擦損失増倍係数	[-]
$\eta$	: 面積拡大率	[-]
$\lambda$	: 熱伝導率	[W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
$\mu$	: 粘度	[Pa s]
$\theta$	: フィンリード角	[°]
$\rho$	: 密度	[kg m <sup>-3</sup> ]
$\xi$	: ボイド率	[-]

#### 添字

B	: 自由対流
cal	: 計算値
eq	: 等価
F	: 強制対流
in	: 入口
L	: 液相
LO	: 管内が全て液相で流れる場合
max	: 最大
mean	: 平均
min	: 最小
mes	: 計測値
out	: 出口
pre	: プレコンデンサ
r	: 冷媒
real	: 実伝熱面積基準
s	: 冷却水
sat	: 飽和
SO	: Soliman の式
V	: 気相
VO	: 管内が全て気相で流れる場合
w	: 管壁
wi	: 管内壁面
wo	: 管外壁面

# 第1章

## 序論

### 1.1 研究の背景

2018年3月現在の一般家庭（単身世帯および2人以上の世帯）の88.1%（2017年度政府統計 消費動向調査<sup>1)</sup>）が家庭用空調機を保有しており，国内で出荷される家庭用空調機は年間800万台を超えている（日本冷凍空調工業会 HP<sup>2)</sup>）。これは，近年の夏季における気温の高温化にともなう冷房需要を含め，健康な生活をするうえで必須の機器になっていることが背景にあるといえよう。また，Fig. 1.1 に1980年から2016年までのGDPと空調機の出荷台数を比較したグラフを示す。図より，経済成長と空調機の販売にはある程度の相関関係がみられることがわかる。また，2017年の海外市場では中国市場を中心に世界全体で9600万台と前年に引き続き増加傾向が続いている（日本冷凍空調工業会 HP<sup>2)</sup>）。

この空調機需要の増加は，単に経済発展にともなう生活水準の向上の影響だけではなく，自然環境を含む生活環境の変化によるものが大きい。例えば，国内では，夏季の気温が高温になるに従って熱中症対策で冷房使用が推奨されている。しかしながら，空調機のエネルギー需要が増大することは，自然環境や経済的に望ましいことではないため，空調機メーカーは努力を重ね，省エネルギーで能力の高い機種の開発に，注力している。

そのようなシステムに対する努力に加え，空調機器に使用される冷媒も環境に配慮

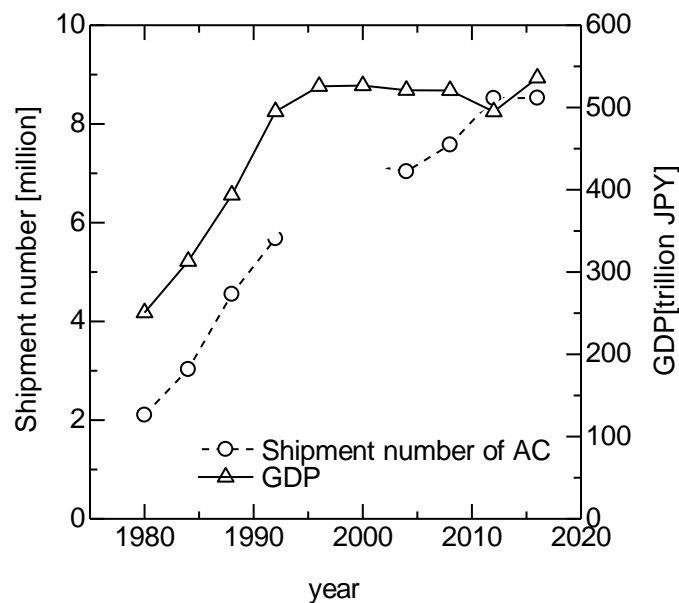


Fig.1.1 Relation between GDP and shipment of AC



すべく対応を続けてきた。空調機器を使用し廃棄するまでの中で、冷媒は少しずつ漏洩しており、使用後の冷媒回収率は比較的高水準で回収が行われている国内ですら、3 から 4 割程度といわれている（環境省 2017HP<sup>3)</sup>）。そのため空調機器の台数が増えれば増えるほど、冷媒による環境への影響も無視できない。

このような背景の中で、近年、空調機器に冷媒を使用する際には以下のような要件が最低限求められる。

- ① 低い地球温暖化係数（GWP）であることとオゾン破壊係数（ODP）が 0
- ② 燃焼性および毒性がないこと
- ③ 機器への冷媒充填量

地球温暖化係数（GWP : Global Warming Potential）は京都議定書の際に設定された値で、その物質が二酸化炭素の温室効果に対して何倍の温室効果を持つかという意味である。また ODP は CFC 冷媒 R11 のオゾン層への影響を 1 とした時の、その物質のオゾン層破壊への影響度合いを表した値で、基本的に 0 であることが求められる。

冷媒の燃焼性は ASHRAE により 4 種に分けられている。基本的に冷媒の安定性（燃焼のしにくさや自己分解反応の有無など）と GWP は比例関係にあり、GWP の小さい冷媒はすなわち燃焼性を有することになる。2010 年 6 月まで不燃（class 1）の冷媒のみが使用されていたが、2010 年 6 月に微燃（class 2L）が新たに規定されて以降、2L 規格の冷媒が主力となりつつある。

冷媒充填量は、様々な冷媒規制が GWP に充填量を乗じた値をもとに規定されていること、また、2L 規格の冷媒の漏洩時の火災等事故等への影響を考慮し上限が定められていることから、低減が望ましい。

冷媒規制の現状を見てみると、GWP に冷媒充填量を乗じた値（環境影響度）をもとに 2014 年に欧州連合（EU）は 2025 年までに域内市場に供給される冷媒充填量 3 kg 未満の家庭用空調機から、GWP が 750 以上の冷媒を使用した機種を域内市場に供給することを禁止とする F-gas 規制<sup>4)</sup> が施行された。また、国内においても F-gas 規制と同程度の基準である 2015 年にフロン排出抑制法が施行された。北米 3 カ国（加、米、墨）提案や島嶼国提案のように、地域ごとに冷媒に対する GWP の低減および冷媒使用量の削減に向けた政策や提案がなされていたが、2016 年 10 月にルワンダで開催されたモントリオール議定書第 28 回締結国会合（MOP28）でモントリオール議定書を改正し、その中に HFC 系冷媒の規制を追加することが決定された。この改正はキガリ改正と呼ばれる。モントリオール議定書は世界 197 か国が参加する（キガリ改正への批准は 69 か国：19 年 3 月時点）国際的な枠組みであり、世界全体での規制への大きな一歩となった。Fig 1.2 に冷媒動向の概略を図示する。

先に述べた通り、空調機器に充填される冷媒量の削減が重要となる。そのためには機器の中で大きな体積を占める熱交換器の小型化が重要な要素となるので、熱交換器の小型化のために伝熱管の細径化がすすめられている。従来は 7 mm 前後の外径

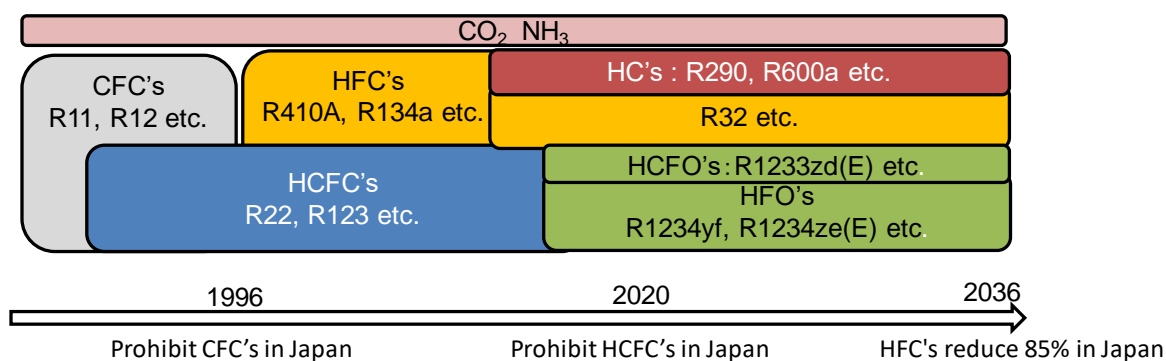


Fig.1.2 Transition of refrigerant type

を有する伝熱管が多用されていたが、現在では5–4 mm程度の外径を有する伝熱管を採用した機種も市場に登場している。従来径管に比して細径管では、管内径の減少に伴う圧力損失の増大を避けるために流路の多パス化と従来径管より低い流量での運転が求められており、従来の研究に比べてより低い流量条件での伝熱特性に関する知見が必要となっている。

近年の冷凍空調分野を取り巻く研究は「ミニ・マイクロチャンネル管」と「新冷媒」に着目した研究が多い。ミニ・マイクロチャンネルの定義は研究者ごとに異なるが、ここでは代表的な2例を上げる。Kandliler<sup>5)</sup>は水力相当直径 $D_h$ を用いて、以下のように分類している。

$D_h \geq 3\text{mm}$  : Conventional tube

$3 > D_h \geq 0.2\text{mm}$  : Mini-channel

$200 > D_h \geq 10\mu\text{m}$  : Micro-channel

ここで、 $D_h$ は水力相当直径を示す。通常の管では重力の影響が支配的であり、Micro-channelでは表面張力の影響が支配的とされる。また、Mehendale<sup>6)</sup>の分類は熱交換器に使用される伝熱管のサイズによって次のように分類している。

$D_h \geq 6\text{mm}$  : Conventional heat exchanger

$6 > D_h \geq 1\text{mm}$  : Compact heat exchanger

$1 > D_h \geq 0.1\text{mm}$  : Meso-heat exchanger

$100 > D_h \geq 1\mu\text{m}$  : Micro-heat exchanger

細径管より細い、水力直径3 mm以下のミニ・マイクロチャンネル管の研究は扁平多孔管の研究の進展や外径3 mm以下の溝付管内の研究などが多数報告されている。一方で、外径6 mm以上の従来径管の研究については、現在でも続けられており、新冷媒との組み合わせによる報告が多数存在する。そのような中で、内径6から3 mm程度の実用化途上にある伝熱管に関する研究は限定的といえる。特に外径4 mm、最小内径3.5 mm以下のミニチャンネルに近い領域での研究はDianiら(2017, 2018)<sup>7) 8)</sup>による研究はあるものの非常に限られており、溝形状の違いについて実験結果をもとに議論した研究は見られない。

## 1.2 流動様相に関する研究

管内の流動様相は伝熱現象に密接に関与し、流動様相が変化すると、伝熱のメカニズムが変化することが知られている。圧力損失といった流動特性の把握や、相変化をとともなう熱伝達現象の解明には、流動様相を分類し、予測することが必要となる。そこで、管内の流動様相に関しては、多数の研究者が観察し、分類し、線図上に表すことを試みている。凝縮流あるいは断熱流に関する流動様式線図は、いくつかの種類に大まかに分類できる。例えば、1つは質量速度と乾き度（湿り度）との座標系に遷移条件を直接描いたものである。2つ目は見かけ蒸気速度と見かけ液速度や蒸気と液それぞれの無次元数との座標系に遷移線を描いたもの、そして3つ目にフルード数と Lockhart-Martinelli パラメータとの座標系に遷移条件を Lockhart-Martinelli パラメータの関数で表したものである。ここでは要所的な研究と本研究に密接にかかわるものについて概要を示す。まず平滑管に関する流動様式線図にまつわる研究について示す。

Baker(1954)<sup>9)</sup> は大口径管（25 mm から 102 mm）内の断熱状態での水-空気二相流の観察結果により作成された流動様式線図を提案している。Baker 線図は非常によく知られた線図であり、その後の多数の研究者も比較している。

Taitel-Dukler(1976)<sup>10)</sup> は、水平管または傾斜管内での断熱二相流の流動様式線図を提案している。この流動様式線図は横軸に Lockhart-Martinelli のパラメータを縦軸には無次元蒸気速度を用いている最初の線図であるとみられる。Taitel-Dukler は液膜の挙動について解析し、波状流から環状流に遷移する条件がフルード数を発展させた無次元蒸気速度と、管内の気液界面の高さの関数として示されることを明らかにした。また、管内の気液界面高さは Lockhart-Martinelli のパラメータの関数であることも明らかにした。これは、環状流から波状流への遷移が Lockhart-Martinelli のパラメータの関数であらわされることを示している。

藤井ら(1976)<sup>11)</sup> は内径 16 mm のガラス管を用いて R11 の凝縮流動様相の観察実験を行っている。

Breber ら(1980)<sup>12)</sup> は、Taitel-Dukler の線図をさらに改良し、8 から 51 mm の範囲で行われた R11, R12, 水蒸気などの流動様相観察実験のデータをもとに新たな流動様式線図を提案している。この流動様式線図は縦軸に無次元蒸気速度、横軸に Lockhart-Martinelli のパラメータをとり、環状-噴霧流、波状-成層流、スラグ流、気泡流の4つの流動様式に分類する流動様式線図である。

Tandon ら(1982)<sup>13)</sup> は 4.8 から 15.9 mm 程度の管内で行われた R12 および R113 の流動様相の観察実験の実験結果をもとに、新たな流動様式線図を提案している。この流動様式線図は縦軸に無次元蒸気速度、横軸にボイド率をとり、噴霧流、環状-半環状流、波状流、スラグ流、プラグ流の5つの流動様式に分類する流動様式線図である。

Soliman(1982)<sup>14)</sup> は修正フルード数と Lockhart-Martinelli のパラメータの関数によって環状流から波状流への遷移条件を明らかにする遷移条件式を提案している。

Cavallini ら(2002)<sup>15)</sup> は内径 8 mm 管内の R22, R134a, R125, R236ea, R407C およ

び R410A の凝縮熱伝達の報告時に、新たな流動様式線図を提案している。この流動様式線図は環状流、成層波状流およびスラグ流の3つの流動様式に分類する流動様式線図である。

El Hajal ら(2003a)<sup>16)</sup> は蒸発熱伝達時の流動様式線図をもとに、複雑でありながらも広い範囲の質量速度、冷媒に対応した流動様相を予測できる流動様式線図を提案している。

Cavallini ら(2006)<sup>17)</sup> は熱伝達率に関する研究の中で、過去に提案した流動様式線図から伝熱に大きな差異がない波状成層流域とスラグ流域を統合した新たな流動様式線図を提案している。

これらのほかにも様々な研究者により平滑管の流動様相の観察とその分類について研究を行っており、報告例は多数におよぶ。

次に、溝付管の流動様相に関する研究について示す。内面溝付管の流動様相に関する研究は

野津ら (1996)<sup>18)</sup> は内径 8.2 から 8.8 mm の平滑管および溝付管内での R11 の凝縮実験を行い、管出口部に工業用硬性鏡(内視鏡のようなもの)を設け、管内流動様相の観察を行った。

柿本ら (2001)<sup>19)</sup> は内径 6 mm 程度のら旋溝付管およびヘリンボン管を使用し、彼らが実験を行った R22 の蒸気、液流速に等しい流速の水-空気二相流で観察実験を行った。

Cavallini らは(2009)<sup>20)</sup> は内径 7.7 mm 管内の R134a, R236ea および R410A の凝縮熱伝達率の予測手法を報告する際に、新たな流動様式線図を提案している。

Jige ら(2018)<sup>21)</sup> は内径 3.7 mm の溝付管内における R32 の断熱流の流動様相観察実験を行い、Cavallini らの流動様式線図を修正した流動様式線図を提案している。

内面溝付管内の流動様相に関する研究は平滑管に比べて報告例が少ない。これは平滑管が透明なガラス管などにより直接流動様相を観察できるのに対して、溝付管の場合、伝熱管のような繊細な溝を有する透明な溝付ガラス管の作成が困難なことが一つの要因である。しかしながら、ここ数年で急速に実用化が進んだ3Dプリンタ等の技術革新により、直接観察できる時代が近づいている。たとえば Yang-Hrnjak(2019)<sup>22)</sup> は光造形式3Dプリンタを用いて最小内径 6.1 mm の内面溝付管を作成し、R410A の流動様相観察実験を行った。なお、この実験は蒸発温度 10°Cでの条件を想定した実験である。

このように流動様相に関する研究は撮影技術、画像解析技術などの進歩にともなって日夜進化を続けている。

### 1.3 圧力損失に関する研究

管内の気液二相流の圧力損失は摩擦損失，運動量変化に伴う圧力変化および位置損失から構成される．運動量変化に伴う圧力変化は均質流モデルや分離流モデルなどを用いて見積もられる．また，水平管内の場合には位置損失の影響はない．主たる二相流の圧力損失である摩擦損失は，流動様式の複雑さから簡易的に表すことが難しいが，多くは単相流との比較により表すことを試みられている．Lockhart-Martinelli(1949)<sup>23)</sup>は，以下の式のように，二相流の気相もしくは液相成分のみが流れた場合の摩擦損失が二相流の摩擦損失の何倍になるか二相流摩擦損失増倍係数 $\Phi_v$ および $\Phi_L$ により表している．

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_F = \left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_L \Phi_L^2 = \left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_V \Phi_v^2 \quad (1.1)$$

更に，パラメータ $X$ を定義しており，次式で示される．

$$X = \sqrt{\frac{\Delta P_L / \Delta Z}{\Delta P_V / \Delta Z}} \quad (1.2)$$

また，パラメータ $X$ において気液ともに乱流である場合は添え字 $tt$ を付して次式で示される．

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V}\right)^{0.1} \quad (1.3)$$

Chisholm-Sutherland (1969)<sup>24)</sup>は，パラメータ $X$ と二相流摩擦損失増倍係数 $\Phi_v$ および $\Phi_L$ は次の関係で表されるとしている．

$$\Phi_L^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (1.4)$$

$$\Phi_v^2 = 1 + CX + X^2 \quad (1.5)$$

他の研究者はこれまでに，Lockhart-Martinelliのパラメータを用いて作動流体や管の仕様等により様々な形の予測式を多く提案している．その中で，凝縮現象に限っては蒸気相の圧力損失が大きく，支配的であり，気相および液相とも乱流であると仮定して，次式で $\Phi_v$ と $X_{tt}$ の関係を表した式が提案されている．

$$\Phi_v^2 = 1 + aX^b \quad (1.6)$$

この表し方を用いる凝縮流の摩擦圧力損失の式はSolimanら(1968)<sup>25)</sup>をはじめ，次から示す研究例においても，いくつかの予測式でこの表現がみられる．以下に，平滑管に関する特に関連の深い研究の概要を示す．また従来に提案された平滑管の圧力損失の予測式で本論文において比較した式をTable 1.2に示す．

藤井ら(1976)は、内径 16 mm の水平平滑管内での R11 の圧力損失の測定実験を行い、その結果から予測式を提案している。

原口ら(1994a)<sup>26)</sup>は、管内径 8.4 mm の水平平滑管における R22, R134a および R123 の凝縮実験を行い、摩擦圧力損失について従来に提案された他物質の二相流における予測式と比較を行っている。また、Lockhart-Martinelli パラメータに加えて質量速度と物性値の影響を含む予測式を提案している。

Mishima-Hibiki(1996)<sup>27)</sup>は 1.0 から 4.1 mm 程度の垂直、水平平滑管内で水-空気の二相流実験を行い、Lockhart-Martinelli パラメータに加えて管径を考慮した予測式を提案している。

宮良ら(2004)<sup>28)</sup>は、Mishima-Hibiki の実験結果を含む、幅広い流体に適応可能な管径、物性および質量速度を考慮した整理式の提案を行っている。

Sun-Mishima(2009)<sup>29)</sup>は、水力直径 0.506~12 mm の平滑円管や多孔管など様々な形状の伝熱管内で行われた R123 や R134a などの実験結果をもとに二相流摩擦圧力損失の予測式を提案している。

地下-小山(2012)<sup>30)</sup>は、相当直径 0.36~0.85 mm の水平扁平多孔管における R32 および R410A の凝縮実験を行うとともに、他の研究者の R134a, R1234ze(E)および CO<sub>2</sub> の凝縮実験結果も用い、低圧から高圧までの種々の冷媒に適用可能な摩擦圧力損失の予測式を提案している。

Hossain ら(2015)<sup>31)</sup>は前述の宮良らの式を修正し、HFO 系冷媒などの実験結果を加えた新たな予測式を提案している。

平滑管に比べて、溝付管では冷媒や管径以外に、溝形状の影響が存在する。このため多彩な研究がおこなわれており、さらに予測式作成の上では溝形状の影響を記述する方法が研究者ごとに異なるため、様々な式が登場している。

以下に、溝付管に関する特に関連の深い研究の概要を示す。また従来に提案された溝付管の圧力損失の予測式で本論文において比較した式を Table 1.3 に示す。

Tuchida ら(1993)<sup>32)</sup>は外径 4 mm, 5 mm の溝付管内での R22 を用いた凝縮・蒸発実験で圧力損失に対するフィン高さの影響を検証し、0.02 mm 程度の違いでは、その影響は小さいと報告している。

Cavallini ら(1997)<sup>33)</sup>は、最小内径 6.04~11.5 mm の溝付管で、質量速度 69~878 kg m<sup>-2</sup>s<sup>-1</sup> の範囲での他の研究者の実験結果に基づいて摩擦圧力損失の予測式を提案している。

宮良ら(2001)<sup>34)</sup>は平滑管、溝付管と 5 種のヘリンボーン溝付管を用いた凝縮実験を行い、溝付管では、溝深さを深くするほど圧力損失に与える影響は大きく、リード角が大きいほど圧力損失も大きくなると報告している。

Goto ら(2001)<sup>35)</sup>は、平均内径 7.3 mm の旋溝付管およびヘリンボーン溝付管における R22 および R410A の凝縮および蒸発実験を行っている。Goto らは単相実験から得られた摩擦係数  $f_w$  の予測式を用いて、凝縮および蒸発流の摩擦圧力損失の予測式を提案している。

米本 - 小山(2007)<sup>36)</sup> は、平均内径 6.25~8.37 mm の溝付管における純冷媒 R134a, R22 および R123 の凝縮実験を行っている。管の溝形状による平滑管との流動様式の違いを考慮するため、重力と慣性力の無次元数であるフルード数を用いた摩擦圧力損失の予測式を提案している。

井上ら(2008)<sup>37)</sup> は、五島ら(2005)<sup>38)</sup> が提案した外径 6.35 mm の 14 種類の溝付管の单相圧力損失実験に基づく摩擦係数の予測式をもとに、Goto ら(2001)の予測式の汎用性を高めた凝縮流の摩擦圧力損失の予測式を提案している。

一瀬-井上(2011)<sup>39)</sup> は、管外径 4 mm の溝付管における R32 および R410A の凝縮実験を行い、冷媒の差異および流動様式を考慮に含む摩擦圧力損失の予測式を提案している。

Sun-Li(2017)<sup>40)</sup> は最大内径 3.6 から 8.9 mm の様々な溝形状を有する溝付管の実験結果をもとに、予測式を作成している。

Table 1.2 に従来提案されている摩擦圧力損失の予測式の中で、本論文で比較したものについて示す。

Table1.2 Previous correlation of pressure drop for smooth tube

Author	Experimental condition and correlation
Haraguchi et al. (1994)	<p><math>d = 8.4</math> mm Smooth tube, R22, R134a, R123</p> <p><math>\Phi_v = 1 + 0.5Fr^{0.75} X_u^{0.35}</math></p> $Fr = \frac{G}{\sqrt{gd\rho_v(\rho_L - \rho_v)}} \quad X_u = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_v}\right)^{0.1}$ <p><math>\frac{\Delta P_v}{\Delta Z} = \frac{0.092G^2 x^2}{d\rho_v \left(\frac{Gxd}{\mu_v}\right)^{0.2}}</math> (Colburn equation)</p>
Mishima and Hibiki (1996)	<p><math>\Phi_L^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}</math></p> <p><math>C = 21(1 - e^{-0.319d})</math> (<math>d</math> [mm])</p>
Miyara et al. (2004)	<p><math>\Phi_v^2 = 1 + CX_u + X_u^2</math></p> <p><math>Fr = \frac{G}{\sqrt{gd\rho_v(\rho_L - \rho_v)}}</math></p> <p><math>C = 21\{1 - \exp(-0.28Bo^{0.25})\}\{1 - 0.9\exp(-0.02Fr^{1.5})\}</math></p>
Sun-Mishima (2009)	<p><math>d_h = 0.506</math>-<math>12</math> mm multi-port tube and smooth tube R123, R134a, etc.</p> $\Phi_L^2 = 1 + \frac{1.79 \left(\frac{Re_v}{Re_L}\right)^{0.4} \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.5}}{X^{1.19}} + \frac{1}{X^2}$ <p><math>\frac{\Delta P_L}{\Delta Z} = 4f_L \frac{G^2(1-x)^2}{2d\rho_L}</math>     <math>f_L = 0.079Re_L^{-0.25}</math></p>
Jige and Koyama (2012)	<p><math>d = 0.36</math>-<math>1.06</math> mm, multi-port tube and smooth tube R32, R410A, CO<sub>2</sub>, etc.</p> $\Phi_{VO}^2 = x^{1.8} + (1-x)^{1.8} \frac{\rho_v f_{LO}}{\rho_L f_{VO}} + 0.65x^{0.68} (1-x)^{0.43} \left(\frac{\mu_L}{\mu_v}\right)^{1.25} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L}\right)^{0.75}$ $f_{VO} = \frac{C_f}{\left(\frac{Gd_h}{\mu_v}\right)^n}, \quad f_{LO} = \frac{C_f}{\left(\frac{Gd_h}{\mu_L}\right)^n}$ <p>if the laminar flow <math>C_f = 16</math>, <math>n = 1</math></p> <p>if the turbulent flow <math>C_f = 0.046</math>, <math>n = 0.2</math></p>



Table 1.3 Previous correlation of pressure drop for microfin tube

Author	Experimental condition and correlation
Cavallini et al. (1997)	R22, R134a, R32 etc. $d_{\min} = 6.04\text{-}14.18 \text{ mm}$ $G = 80 - 878 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$
	$\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_{f,\text{cond}} = \frac{\Phi_{\text{LO}}^2 2f_{\text{LO}} G_{\min}^2}{d_{\min} \rho_L} \Theta$ $\Phi_{\text{LO}}^2 = (1-x)^2 + x^2 \left(\frac{\rho_L f_{\text{VO}}}{\rho_V f_{\text{LO}}}\right) + \frac{3.23x^{0.78}(1-x)0.224\left(\frac{\rho_L}{\rho_V}\right)^{0.91}\left(\frac{\mu_L}{\mu_V}\right)^{0.19}\left(\frac{1-\mu_V}{\mu_L}\right)^{0.7}}{Fr^{0.045}We^{0.035}}$ $f_{\text{LO}} = \max(f_{\text{LO1}}, f_{\text{LO2}}) \quad f_{\text{VO}} = \max(f_{\text{VO1}}, f_{\text{VO2}})$ <p>For laminar flow    <math>f_{\text{LO1}} = \frac{16}{\left[\frac{G_{\min} d}{\mu_L}\right]} \quad f_{\text{VO1}} = \frac{16}{\left[\frac{G_{\min} d}{\mu_V}\right]}</math></p> <p>For turbulent flow    <math>f_{\text{LO1}} = 0.079 \left[\frac{G_{\min} d_{\min}}{\mu_L}\right]^{-0.25} \quad f_{\text{VO1}} = 0.079 \left[\frac{G_{\min} d_{\min}}{\mu_V}\right]^{-0.25}</math></p> $(4f_{\text{LO2}})^{-0.5} = 1.74 - 2\log_{10}\left(\frac{2e}{d_{\min}}\right), \quad (4f_{\text{VO2}})^{-0.5} = 1.74 - 2\log_{10}\left(\frac{2e}{d_{\min}}\right)$ $Fr = \frac{G_{\min}^2}{gd_{\min} \left(\frac{\rho_L \rho_V}{x\rho_L + (1-x)\rho_V}\right)^2} \quad We = \frac{G_{\min}^2 d_{\min}}{\left(\frac{\rho_L \rho_V}{x\rho_L + (1-x)\rho_V}\right) \sigma} \quad \Theta = \frac{\Phi_F}{\left[\exp(\Phi_F) - 1\right]}$ $\Phi_F = - \left[ \frac{G_C u_V}{\left(\frac{G_{\min} x}{\rho_V \varepsilon}\right)} \right] \quad \frac{e}{d_{\min}} = \frac{0.18 \frac{h}{d_{\min}}}{0.1 + \cos \theta} \quad G_C = \left( M \frac{\left(\frac{dx}{dz}\right)}{\pi d_{\min}} \right)$ $\varepsilon = \frac{x\rho_L}{\left\{ C_o \left[ x\rho_L + (1-x)\rho_V \right] + \frac{\rho_L \rho_V u_{vj}}{G_{\min}} \right\}}$ $u_{vj} = 1.18(1-x) \left[ \frac{\sigma g (\rho_L - \rho_V)}{\rho_L^2} \right]^{0.25} \quad C_o = 1 + 0.2(1-x) \left( \frac{gd_{\min} \rho_L^2}{G_{\min}^2} \right)^{0.25}$
Yonemoto- Koyama (2007)	R22, R134a, R123 $d_{\text{eq}} = 6.25\text{-}8.37 \text{ mm}$ $G = 102\text{-}500 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$
	$\Phi_V = \sqrt{\frac{\Delta P_F / \Delta Z}{\Delta P_V / \Delta Z}} \quad \frac{\Delta P_V}{\Delta Z} = 2f_V \frac{G^2 x^2}{d_{\text{mean}} \rho_V} \quad X_{\text{tt}} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V}\right)^{0.1}$ $\Phi_V = 1 + 1.2Fr^{0.05} X_{\text{tt}}^{0.5} \quad Fr = \frac{G}{\sqrt{gd_{\text{mean}} \rho_V (\rho_L - \rho_V)}}$ $f_V = 0.046 Re_V^{-0.2} \frac{d_{\text{mean}}}{d_h} (\sec \theta)^{0.75} \quad (\text{Carnavos eq.}) \quad Re_V = \frac{G x d_{\text{mean}}}{\mu_V}$

Table 1.3 Previous correlation of pressure drop for microfin tube (Continuation)

Author	Experimental condition and correlation
Inoue et al. (2008)	<p>R22, R134a, R123, R410A  <math>d_{\max} = 5.85\text{-}8.46 \text{ mm}</math>    <math>G = 100 - 400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}</math></p> $\Phi_v = 1 + 1.64 X_{tt}^{0.79} \quad \frac{\Delta P_v}{\Delta Z} = 2 f_v \frac{G_{\max}^2 X_{tt}^2}{d_{\max} \rho_v}$ $f_v = 0.046 Re_v^{-0.2} \eta^{0.8} (\cos \theta)^{-1.3} \left\{ 1 + \left( 10.8 \frac{p}{d_{\max}} \right)^{3.3} \right\} \quad Re_v = \frac{G_{\max} x d_{\max}}{\mu_v}$
Ichinose and Inoue (2011)	<p><math>d_{\max} = 3.44 \text{ mm}</math>  R32, R410A</p> <p>R410A, if <math>Fr_{SO} &lt; 20</math> <math>\Phi_v = 1 + 2.78 X_{tt}^{0.49}</math></p> <p>R410A, if <math>Fr_{SO} &gt; 20</math> and R32 <math>\Phi_v = 1 + 1.63 X_{tt}^{0.41}</math></p> <p>if <math>Re_L \leq 1250</math> <math>Fr_{SO} = \frac{0.025 Re_L^{1.59} \left( \frac{1 + 1.09 X_{tt}^{0.039}}{X_{tt}} \right)}{Ga^{0.5}}</math></p> <p>if <math>Re_L &gt; 1250</math> <math>Fr_{SO} = \frac{1.26 Re_L^{1.04} \left( \frac{1 + 1.09 X_{tt}^{0.039}}{X_{tt}} \right)}{Ga^{0.5}}</math></p> <p>if the laminar flow</p> $f_v = \frac{16}{Re_{\max}} \eta^{0.54}$ <p>if the turbulent flow</p> $f_v = 0.26 Re_{\max}^{-0.38} \eta^{0.95} (\cos \theta)^{-2.8}$

Table 1.3 Previous correlation of pressure drop for microfin tube (Continuation)

Author	Experimental condition and correlation
Sun and Li (2017)	$\Phi_L^2 = 1 + \frac{2.64}{X_u^{1.6} P_{red}^{0.4}}$ $Rx = \frac{0.18(h/d_{max})}{0.1 + \cos \theta}$ <p>If <math>Re_L \leq 1600</math>, <math>f_1 = \frac{16}{Re_L}</math></p> <p>If <math>Re_L \geq 3000</math>, <math>f_2 = 2 \left[ \left( \frac{8}{Re_L} \right)^{12} + \frac{1}{(a+b)^{3/2}} \right]^{\frac{1}{12}}</math></p> $a = \left[ 2.457 \ln \frac{1}{(7/Re_L)^{0.9} + (0.27 Rx/d_h)} \right]^{16} \quad b = \left( \frac{37530}{Re_L} \right)^{16}$ <p><math>1600 &lt; Re_L &lt; 3000</math>, <math>f_3 = 0.01 + \frac{Re_L - 1600}{1400} [f_2(3000) - 0.01]</math></p> $\left( \frac{\Delta P}{\Delta Z} \right)_L = \frac{2fG^2(1-x)^2}{d_h \rho_L}$

## 1.4 凝縮熱伝達率に関する研究

これまでに管内の凝縮熱伝達率に関する研究は数多く行われている。本項では過去に行われた様々な研究者による平滑管の凝縮熱伝達率に関する研究をレビューする。また、本研究において比較を行った従来に提案された平滑管の凝縮熱伝達率の予測式を Table 1.4 に示す。

Cavallini-Zecchin(1971)<sup>41)</sup> は、管外径 3 mm 以上の水平平滑管内における冷媒二相流の凝縮熱伝達率の予測式として、環状流モデルを用いた強制対流凝縮域に対する半実験式を提案している。

藤井ら(1977)<sup>42)</sup> は、流れの観察と熱伝達率の管軸方向分布の特徴を考慮して、重力の影響を含む乱流液膜モデルの理論解析を行っている。その結果を実験結果と比較して、強制対流凝縮、強制-自由共存対流凝縮および管の出口近くの層状流凝縮の3つの領域について、それぞれ熱伝達率の予測式を提案している。また、傾斜管の実験により、層状流凝縮域の伝熱特性を修正し、強制対流凝縮域の式を正確にするとともに、共存対流凝縮域と層状流凝縮域を一つの式にまとめた式を提案している。

原口ら(1994b)<sup>43)</sup> は、管内径 8.4 mm の水平平滑管における R22, R134a および R123 の凝縮実験を行い、管内凝縮の局所熱伝達率を強制対流支配域と自由対流支配域の熱伝達率の和で表す実験式を提案している。

Dobson-Chato(1998)<sup>44)</sup> は管内径 3.14 mm から 7.04 mm の平滑管に対し、R134a, R32/R125, R22 の凝縮実験を行うとともに、質量速度、流動様相の違いを考慮した予測式を提案している。

Thome ら(2003)<sup>45)</sup> は自身の提案した流動様式線図(El Hajal et al. 2003)に基づき、内径 3.1 から 21.4 mm までの伝熱管の実験データを使用した新たな予測式を提案している。

Cavallini ら(2006)は、管内径 3 mm 以上の水平平滑管に適用できる凝縮熱伝達率の予測式を提案している。冷媒と管壁の温度差  $\Delta T$  に影響する流れか否かを、その遷移する点を表すパラメータ  $J_G$  を用いて判断し、それぞれについて熱伝達率の予測式を示している。

Longo ら(2017)<sup>46)</sup>, (2018)<sup>47)</sup>, (2019)<sup>48)</sup> は内径 4.0 mm の伝熱管内での R404A, R290, R410A および R1234ze(E)などの凝縮実験を行い、質量速度の影響や飽和温度の影響などについて議論している。また、熱伝達率は Akers らの式、圧力損失は Friedel の式で予測可能であると報告している。

Dorao-Fernandino(2018)<sup>49)</sup> は、これまでに様々な研究者が得た実験結果をもとに、67  $\mu$  m から 20 mm までに対応でき、かつ簡便な式を提案している。

Shah(1974)<sup>50)</sup> は、Dittus-Boelter の式を修正した実験式を提案し、他の研究者による管径 7~40 mm の平滑管内における水、フロン系および自然冷媒などの凝縮実験の熱伝達率の測定値との比較を行い、予測式の有効性について検討している。さらに Shah(2013)<sup>51)</sup> は流動様相の分類を組み入れた予測式の提案を行い、Shah(2019)<sup>52)</sup> では

その適用範囲をミニ・マイクロチャンネルまで拡張した。

このように平滑管の予測式は，長年行われてきた従来径管の研究，そして近年活発化するミニ・マイクロチャンネルの研究の進展にともなって，新たなものが登場し続けている。

Table 1.4 Previous correlation of heat transfer coefficient for smooth tube

Author	Experimental condition and correlation
Haraguchi et al. (1994b)	$d_i = 8.4 \text{ mm}$ Smooth tube      R22, R134a, R123 $Nu = \left( Nu_F^m + Nu_B^m \right)^{\frac{1}{m}} \quad m = 2$ $Nu_F = 0.0152 \left( 1 + 0.6 Pr_L^{0.8} \right) \left( \frac{\Phi_v}{X_{tt}} \right) Re_L^{0.77}$ $Nu_B = 0.725 H(\xi) \left( \frac{Ga \cdot Pr_L}{Ph_L} \right)^{0.25}$ $\Phi_v = 1 + 0.5 \left[ \frac{G}{\sqrt{gd\rho_v(\rho_L - \rho_v)}} \right]^{0.75} X_{tt}^{0.35}$ $H(\xi) = \xi + \left[ 10 \left\{ (1 - \xi)^{0.1} - 1 \right\} + 1.7 \times 10^{-4} Re_{Lo} \right] \sqrt{\xi} (1 - \sqrt{\xi})$ $\xi = \left\{ 1 + \frac{\rho_v}{\rho_L} \left( \frac{1-x}{x} \right) \left[ 0.4 + 0.6 \sqrt{\frac{\rho_L + 0.4 \frac{1-x}{x}}{1 + 0.4 \frac{1-x}{x}}} \right] \right\}^{-1} \quad \text{(Smith eq.)}$
Dobson and Chato (1998)	$d = 3.1 - 7.0 \text{ mm}$ $G \geq 500 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ or $G < 500$ and $Fr_{so} > 20$ $Nu = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \left[ 1 + \frac{2.22}{X_{tt}^{0.89}} \right]$ $G < 500 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ and $Fr_{so} < 20$ $Nu = \frac{0.23 Re_{vo}^{0.12}}{1 + 1.11 X_{tt}} \left[ \frac{Ga Pr_L}{Ph_L} \right] + \left( 1 - \frac{\theta_l}{\pi} \right) Nu_{\text{forced}}$ $Nu_{\text{forced}} = 0.0195 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \Phi_L(X_{tt})$ $\Phi_L(X_{tt}) = \sqrt{1.376 + \frac{c_1}{X_{tt}^{c_2}}}$ $0 < Fr_L \leq 0.7 : c_1 = 4.172 + 5.48 Fr_L - 1.564 Fr_L^2, \quad c_2 = 1.773 - 0.169 Fr_L$ $0.7 < Fr_L : c_1 = 7.242, \quad c_2 = 1.655$ $1 - \frac{\theta_l}{\pi} \cong \frac{\arccos(2\xi - 1)}{2\pi}$ $\xi = \left[ 1 + \frac{1-x}{x} \left( \frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{2/3} \right]^{-1} \quad \text{Zivi et al. eq. (1964)}$ $Ph_L = \frac{cp_L(T_{\text{sat}} - T_{\text{wi}})}{\Delta h}, \quad Ga = \frac{g\rho_L(\rho_L - \rho_v)d}{\mu_L^2}$ $Re_l > 1250, \quad Fr_{so} = 0.025 Re_L^{1.59} \left( \frac{1 + 1.09 X_{tt}^{0.039}}{X_{tt}} \right)^{1.5} \frac{1}{Ga^{0.5}}$ $Re_l \leq 1250, \quad Fr_{so} = 1.26 Re_L^{1.04} \left( \frac{1 + 1.09 X_{tt}^{0.039}}{X_{tt}} \right)^{1.5} \frac{1}{Ga^{0.5}}$

Table 1.4 Previous correlation of heat transfer coefficient for smooth tube(Continuation)

Author	Experimental condition and correlation
Cavallini et al. (2006)	<p><math>d_i &gt; 3</math> mm, Smooth tube</p> $J_v^T = \left\{ \left( \frac{7.5}{4.6X_t^{1.111} + 1} \right)^{-3} + C_T^{-3} \right\}^{-\frac{1}{3}}$ <p>If hydrocarbon <math>C_T = 1.6</math>, Other refrigerant <math>C_T = 2.6</math></p> $J_v = \frac{xG}{\{gd\rho_v(\rho_L - \rho_v)\}^{0.5}}$ <p>In case of <math>J_v &gt; J_v^T</math>, “<math>\Delta T</math>” independent flow</p> $\alpha_A = \alpha_{LO} \left\{ 1 + 1.128x^{0.8170} \left( \frac{\rho_L}{\rho_v} \right)^{0.3685} \left( \frac{\mu_L}{\mu_v} \right)^{0.2363} \left( 1 - \frac{\mu_v}{\mu_L} \right)^{2.144} Pr_L^{-0.100} \right\}$ <p>In case of <math>J_v \leq J_v^T</math> “<math>\Delta T</math>” dependent flow</p> $\alpha_D = \left\{ \alpha_A \left( \frac{J_v^T}{J_v} \right)^{0.8} - \alpha_{STRAT} \right\} \frac{J_v}{J_v^T} + \alpha_{STRAT}$ $\alpha_{LO} = \frac{0.023Re_{LO}^{0.8} Pr_L^{0.4} \lambda_L}{d}$ $\alpha_{STRAT} = 0.725 \left\{ 1 + 0.741 \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.3321} \right\}^{-1} \times \left\{ \frac{\lambda_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_v) g h_{LG}}{\mu_L d \Delta T} \right\}^{0.25} + (1-x^{0.087}) \alpha_{LO}$

Table 1.4 Previous correlation of heat transfer coefficient for smooth tube(Continuation)

Author	Experimental condition and correlation
Shah (2013)	$h_1 = h_{LS} \left( 1 + \frac{3.8}{Z^{0.95}} \right) \left( \frac{\mu_L}{14\mu_V} \right)^{(0.0058+0.557P_{red})}$
	$h_{Nu} = 1.32 Re_{LS}^{-\frac{1}{3}} \left[ \frac{\rho_L (\rho_L - \rho_V) g \lambda_L^3}{\mu_L} \right]^{\frac{1}{3}}$
	$h_{LS} = 0.023 Re_{LS}^{0.8} Pr_L^{0.4} \frac{\lambda_L}{d}$
	$J_v = \frac{xG}{\sqrt{gd\rho_V(\rho_L - \rho_V)}}$
	$Z = \left( \frac{1}{x} - 1 \right)^{0.8} P_{red}^{0.4}$
	Regime 1
	$h_{TP} = h_1$
	Regime 2
	$h_{TP} = h_1 + h_{Nu}$
	Regime 3
	$h_{TP} = h_{Nu}$
	Regime 1 occurs when
	$J_v \geq 0.98(Z + 0.263)^{-0.62}$
	Regime 3 occurs when
	$J_v \leq 0.95(1.254 + 2.27Z^{1.249})^{-1}$



溝付管の予測式は、平滑管と異なり溝形状の影響について考慮する必要がある。溝形状の影響は①溝によるせん断力の影響の増加、②伝熱面積の増加による影響、③溝部に作用する表面張力により形成される薄液膜効果による高い伝熱促進効果に大別できる。また、溝付管の溝形状は、80年代より生産技術の進化や性能向上の需要から、進化を遂げ、2000年代初頭にはヘリンボン管やクロスフィン管が登場し特殊なフィン形状が最盛期を迎えた。その後、通常の溝付管であるら旋溝付管の溝がスリムになり、伝熱管の細径化が進行し、現在に至っている。

本項では過去に行われた様々な研究者による溝付管の凝縮熱伝達率に関する研究をレビューする。また、本研究において比較を行った従来に提案された溝付管の凝縮熱伝達率の予測式を Table 1.5 に示す。

Tuchida ら(1993)は外径 4 mm, 5 mm の溝付管内での R22 を用いた凝縮・蒸発実験を行い、凝縮熱伝達率へのフィン高さの影響および条数の影響について報告している。

愈-小山 (1996)<sup>53)</sup> は原口らの提案している予測式をもとに R22, R123 および R134a の溝付管内凝縮実験を行い、溝付管の伝熱促進に関わる面積拡大率を考慮した予測式を提案している。

鹿園ら(1998)<sup>54)</sup> は、原口らが提案している管内径 8.4 mm の平滑管内における R22, R134a および R123 の凝縮熱伝達率の予測式を基に、ボイド率、フィン頂角、修正ボンド数および面積比のパラメータを導入し、溝付管内における単一冷媒の凝縮に適用できる凝縮熱伝達率の簡易的な予測式を提案している。

野津-本田(1998)<sup>55)</sup> は溝付管特有の現象として薄液膜の影響を検討している。流動様相の観察により高クオリティ域である環状流部における熱伝達の数値解析モデルの提案、数値解析結果と実験結果の比較を報告している。

本田ら (2000)<sup>56)</sup> は野津-本田の提案した高クオリティ域の環状流部以外、すなわち重力の影響が大きい低クオリティの成層流域についての理論解析を行った。

Goto ら (2001, 2003)<sup>57)</sup> は、等価直径 7.18-7.30 mm の 5 種類の溝付管を用いて、質量速度  $130-400 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  の範囲での R410A および R22 の凝縮実験を基に凝縮熱伝達率の予測式を提案している。

Jung ら(2004)<sup>58)</sup> は外径 9.52 mm の平滑管、溝付管を用い、冷媒に R22, R134a, R401A, R407C を用いた凝縮実験を行い、その結果を報告している。質量速度は  $100-300 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  の範囲で実験を行い、溝付管では純冷媒 R134a では質量速度  $200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  と  $300 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  では質量速度の増加にともなう熱伝達率の増加は確認できないと報告している。

Chamura ら(2005)<sup>59)</sup> は外径 7.0 mm から 15.88 mm の伝熱管を用いた凝縮実験結果から予測式を提案している。使用冷媒は R22, R134a を用い、質量速度範囲  $40-850 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  での実験結果を用いた予測式である。

米本-小山(2007)は、平均内径 6.25-8.37 mm の溝付管における R22, R123 および R134a の凝縮実験を基に凝縮熱伝達率の予測式を提案している。

井上ら(2008)は、外径 6.35 mm の 14 種類の溝付管について単相圧力損失実験で得られた摩擦係数の予測式から凝縮における気液二相流の凝縮熱伝達率の予測式を提案している。

Cavallini ら(2009)は、最小内径 5.95-14.18 mm の溝付管を用いて、質量速度 80~910  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  の範囲での純冷媒の凝縮実験を基に予測式を提案している。冷媒と管壁の温度差  $\Delta T$  に依存する領域と依存しない領域に分け、それらの領域を無次元蒸気速度  $J_G$  を用いて判別し、それぞれの領域について凝縮熱伝達率の予測式を示している。

一瀬-井上(2011)は、外径 4 mm の溝付管を用いて、質量速度 215~1290  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  の範囲での R32 および R410A の凝縮実験を基に凝縮熱伝達率の予測式を提案している。

馬場-小山(2012)<sup>60)</sup> は外径 6 mm の溝付管に HFO 系冷媒 R1234ze(E)を用いた凝縮・蒸発実験を行い、管最大内径に対しフィンが高く、条数が多い場合、質量速度が増加しても熱伝達率の向上が望めなくなる可能性を示している。

Diani ら(2017), (2018)は外径 4.0 mm, 内径 3.4 mm の R1234yf, R134a の実験を行い、その結果について報告している。彼らは、最小内径 3.4 mm の溝付管内における熱伝達率は Cavallini ら (2009) の式で予測可能であると報告している。

Table 1.3 に従来提案されている凝縮熱伝達率の予測式の中で、本論文で比較したものについて示す。

Table 1.5 Previous correlation of heat transfer coefficient for microfin tube

Author	Experimental condition and correlation
Yu-Koyama (1996)	$d_{\text{mean}} = 8.3 \text{ mm}$ , Microfin tube R134a, R22, R123 $Nu = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{0.5}$ $Nu_F = 0.152(0.3 + 0.1Pr_L^{1.1}) \left( \frac{\Phi_v}{X_u} \right) Re_L^{0.68}$ $Nu_B = \frac{0.725}{\eta^{0.25}} H(\xi) \left( \frac{GaPr_L}{Ja_L} \right)^{0.25}$ $\Phi_v = 1.1 + 1.3 \left[ \frac{GX_u}{\sqrt{gd\rho_v(\rho_L - \rho_v)}} \right]^{0.35}$ $H(\xi) = \xi + \left\{ 10(1 - \xi)^{0.1} - 8 \right\} \sqrt{\xi} (1 - \sqrt{\xi})$
Shikazono et al. (1998)	$Nu = \left[ (f \cdot Nu_B)^2 + Nu_F^2 \right]^{0.5}$ $Nu_F = 0.0152(1 + 0.6Pr_L^{0.8}) \left( \frac{\Phi_v}{X_u} \right) Re_L^{0.77}$ $Nu_B = 0.725H(\xi) \left( \frac{Ga \cdot Pr_L}{Ja_L} \right)^{0.25}$ $\Phi_v = 1 + 0.5 \left[ \frac{G}{\sqrt{gd\rho_v(\rho_L - \rho_v)}} \right]^{0.75} X_u^{0.35}$ $H(\xi) = \xi + \left[ 10 \left\{ (1 - \xi)^{0.1} - 1 \right\} + 8.9 \right] \sqrt{\xi} (1 - \sqrt{\xi})$ $f = \max[f_1, \min[f_2, f_3], f_4]$ $f_1 = 0.265R_A^{1.2} Bo^{0.05} \xi^{\frac{1}{0.14 - 0.0073R_A}}, f_2 = 0.448R_A^{0.8} Bo^{0.1} \xi^{0.9}$ $f_3 = \left( \frac{Bo^{1.3} \xi}{0.7R_A^{0.5}} \right)^{\frac{1}{0.67}}, f_4 = 1$ $Bo = \frac{bgd_i(\rho_L - \rho_v)}{\sigma}, R_A = \frac{s + c \left( t + \frac{2h}{\cos(\theta/2)} \right)}{b + t}$ $c = 1 + 6.0 \frac{\theta - \pi}{2\pi/9 - \pi}$

Table 1.5 Previous correlation of heat transfer coefficient for microfin tube  
(Continuation)

Author	Experimental condition and correlation
Yonemoto- Koyama (2007)	$d_{\text{mean}} = 6.25 \text{ to } 8.37 \text{ mm}$ , Microfin tube R22, R123, R134a $Nu = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{0.5}$ $Nu_F = 2.12\sqrt{f_L}\Phi_V\left(\frac{\rho_L}{\rho_V}\right)^{0.5}\left(\frac{x}{1-x}\right)Pr_L^{0.5}\cdot Re_L^{0.5}$ $Nu_B = \frac{1.98}{\eta_A^{0.5}}H(\xi)\frac{1}{Bo^{0.1}}\left(\frac{GaPr_L}{Ja_L}\right)^{0.25}$ $H(\xi) = \xi + \{10(1-\xi)^{0.1} - 8.9\}\sqrt{\xi}(1-\sqrt{\xi})$ $Bo = \frac{bgd_i(\rho_L - \rho_V)}{\sigma}$
Inoue et al. (2008)	$d_{\text{max}} = 5.85 \text{ mm}$ R22, R410A $Nu = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{0.5}$ $Nu_F = 0.743\sqrt{f_L}\left(\frac{\Phi_V}{X_u}\right)\left(\frac{\mu_L}{\mu_V}\right)^{0.1}\left(\frac{x}{1-x}\right)^{0.1}Re_L^{0.7}$ $Re_L = \frac{\{G(1-x)d_{\text{max}}\}}{\mu_L}$ $Nu_B = \frac{0.725}{\eta^{0.25}}H(\xi)\left(\frac{GaPr_L}{Ja_L}\right)^{0.25}$ $H(\xi) = \xi + \{10(1-\xi)^{0.1} - 8\}\sqrt{\xi}(1-\sqrt{\xi})$ $Nu = \alpha_{\text{real}}\frac{d_{\text{max}}}{\lambda_L}$ $\alpha = \alpha_{\text{real}} \cdot \eta$

Table 1.5 Previous correlation of heat transfer coefficient for microfin tube  
(Continuation)

Author	Experimental condition and correlation
Cavallini et al. (2009)	<p>R22, R134a, R123, R410A, R32, R744 etc.  <math>d_{\min} = 5.95\text{-}14.18</math> mm    <math>G = 90 - 890</math> kg m<sup>-2</sup>s<sup>-1</sup></p> $\alpha = (\alpha_A^3 + \alpha_D^3)^{0.333}$ $\alpha_A = \alpha_{AS} \cdot A \cdot C$ $\alpha_{AS} = \alpha_{LO} \left\{ 1 + 1.128x^{0.817} \left( \frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.3685} \left( \frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.2363} \left( 1 - \frac{\mu_V}{\mu_L} \right)^{2.144} Pr_L^{-0.1} \right\}$ $\alpha_{LO} = 0.023 \frac{\lambda_L}{d_{\min}} \left( \frac{G_{\min} d_{\min}}{\mu_L} \right)^{0.8} Pr_L^{0.4}$ $A = 1 + 1.119 Fr^{-0.3821} (Rx - 1)^{0.3586}$ $Fr = \frac{G_{\min}^2}{gd_{\min} (\rho_L - \rho_V)^2} \quad Rx = \left\{ \frac{2hn_g \left( 1 - \sin \frac{\gamma}{2} \right)}{\pi d_{\min} \cos \frac{\gamma}{2}} + 1 \right\} \frac{1}{\cos \theta}$ <p>In case of <math>\frac{n_{\text{opt}}}{n} \geq 0.8</math> <math>C = 1</math>,</p> <p>In case of <math>\frac{n_{\text{opt}}}{n} \leq 0.8</math> <math>C = \left( \frac{n_{\text{opt}}}{n} \right)^{1.904}</math></p> $n_{\text{opt}} = 4064.4 d_{\min} + 23.257$ $\alpha_D = C \left\{ 2.4x^{0.1206} (Rx - 1)^{1.466} C_1^{0.6875} + 1 \right\} \alpha_{DS} + C(1 - x^{0.087}) Rx \cdot \alpha_{LO}$ $\alpha_{DS} = \frac{0.725}{1 + 0.741 \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.3321}} \left[ \frac{\lambda_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_V) gh_{LV}}{\mu_L d_{\min} \Delta T} \right]^{0.25}$ <p>In case of <math>J_v \geq J_v^*</math> <math>C_1 = 1</math> In case of <math>J_v \leq J_v^*</math> <math>C_1 = \left( \frac{J_v}{J_v^*} \right)</math></p> $J_v^* = 0.6 \left\{ \left( \frac{7.5}{4.3 X_t^{1.111} + 1} \right)^{-3} + 2.5^{-3} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad J_v = \frac{xG}{\sqrt{gd_{\min} \rho_V (\rho_L - \rho_V)}}$

## 1.4 非共沸混合冷媒の凝縮

### 1.4.1 非共沸混合冷媒の研究目的

冷媒の低 GWP 化はもはや必須の技術である。例えば、様々な用途で使用される R134a の代替として R1234yf が登場し、低圧冷媒として使用されている R245fa の代替として R1233zd(E)や R1224yd が登場している。一方で、低温用や家庭用空調機で使用されている冷媒は R22 の代替として、R404A, R407C, R410A (用途を限り R32 に移行) が普及しているものの、これに代わる単成分の冷媒は存在していない。これは小型空調機で採用されている圧力レベルの単成分冷媒で、安定性が高い物質の開発が困難であることが要因である。そこで、この状況を打開するために、2 種類以上の冷媒を混合した混合冷媒が開発されている。例えばここ数年間では 50 種類近い冷媒が開発されている。その中でも、R1234yf や R1234ze(E)を成分に含む混合冷媒は 30 種以上存在する。(滝澤 2017<sup>61</sup>)。R444 は R32/R152a/R1234ze(E)の 3 種混合冷媒、R454 は R32/R1234yf の 2 種混合冷媒、R459 は R32/R1234yf/R1234ze(E)の 3 種混合冷媒である。

しかしながら、これらの混合冷媒は非共沸混合冷媒であり、露点温度と沸点温度の間で温度差が存在する。この温度差を温度グライドというが、その温度グライドに起因して相変化の際、伝熱性能が低下する特徴が見られる。

本研究では R32 と R1234ze(E)の混合冷媒 (R32/R1234ze(E)) について平滑管、溝付管ともに実験を行い、その伝熱性能を実験的に検証するとともに、第 5 章および 6 章で報告した純冷媒の実験結果と比較することで、細径管内での非共沸性の影響について明らかにすることを目的とする。

### 1.4.2 混合冷媒に関する従来研究

これまでに行われた非共沸混合冷媒に関する研究の一部を紹介する。

小山ら(1993)<sup>62</sup>は、外径 9.5 mm の平滑管および内面らせん溝付管における R22/R114 混合冷媒およびそれぞれの純冷媒の凝縮実験を行い、いずれの冷媒においても溝付管の凝縮熱伝達は、平滑管より促進されるが、混合冷媒の熱伝達は純冷媒に比べて低下すると指摘している。

内田ら(1998)<sup>63</sup>は、外径 7 mm の内面クロス溝付管を用いた R407C の凝縮実験の結果を報告している。この結果では低質量速度となるほど同外径の平滑管に対する伝熱性能の向上割合は大きくなるとしている。

森ら(1998)<sup>64</sup>は、最大内径 6.5 mm の溝付管および内径 6.34 mm の R410A および R407C を用いた凝縮実験を行っている。湿り度  $1-x=0.2$  の質量速度  $200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  以上で質量速度の増加にともなう熱伝達率の増加はみられないと報告している。また R407C については高湿り度域では物質拡散抵抗が大きく作用し低流量域で伝熱が悪くなると報告している。

小山ら(2000)<sup>65)</sup>は2成分の混合冷媒, 多成分の混合冷媒について, 平滑管における熱伝達, 物質伝達特性の予測計算法を示している.

Chamra-Mago(2006)<sup>66)</sup>は, 彼らが純冷媒を対象に提案した予測式を非共沸混合冷媒に対応できるように改良した予測式を提案している.

舎川ら(2012)<sup>67)</sup>は, 管内径 4.35 mm の平滑管における R1234ze(E)/R32 混合冷媒の蒸発および凝縮実験を行い, 熱伝達および圧力損失について従来の予測式との比較を行っている. R1234ze(E)/R32 (55/45 mass%)の凝縮熱伝達率は R410A とほぼ同じ値であり, R1234ze(E)/R32 の圧力損失は R1234ze(E)の混合割合が高くなるほど大きくなると指摘している.

栗田ら(2012)<sup>68)</sup>は, 最大内径 3.44 mm の溝付管における R32/R152a 混合冷媒およびそれぞれの純冷媒の高質量速度域における凝縮実験を行い, 混合冷媒の熱伝達率は純冷媒と大きな差異はみられず, 溝付細管により非共沸性が低減したと指摘している. 近藤ら(2013)<sup>69)</sup>は, 外径 6.05 mm の溝付管における R32/R1234ze(E)混合冷媒およびそれぞれの純冷媒の凝縮実験を行い, R32/R1234ze(E)混合冷媒の凝縮熱伝達率は, 温度グライドが最大となる組成よりも, 幾分 R32 の質量分率が高い組成で最小値をとると指摘している.

## 1.5 本論文の目的と構成

第 1.1 節に述べたように、ミニチャンネルと従来径管の定義は研究者ごとに異なるが、内径 6 mm 以下の伝熱管は近年の需要に合わせた小型熱交換器用の伝熱管であることは間違いない。本研究では、Mehendale の定義により 6 mm 未満の小型熱交換器用伝熱管に分類される大きさと、Kandlikar の定義によりミニチャンネルに含まれない内径 3 mm 以上 6 mm 以下の大きさに含まれる伝熱管を「細径管 (Small-diameter tube)」と定義する。本研究では外径 4 mm・内径 3.5 mm の細径平滑管および細径溝付管を使用した。4 mm 管は従来径管の有する重力の影響のみならず、少なからず表面張力の影響を受ける遷移域に属すと考えられる。特に 4 mm 溝付管では、その最小内径が 3.2 から 3.4 mm 程度をミニチャンネルに近接し、表面張力の影響を受けないとは言い難い。このような細径溝付管の研究は一部の研究者を除き、ほとんど行われておらず、実用化の最前線であるにも関わらず、知見が不足していることは否めない。Fig.1.3 に本研究の位置づけを図示したものを示す。

また、新たな低 GWP 冷媒として普及しつつある HFO 系冷媒は従来の HFC 系冷媒に比べ、二重結合を有しているなど、同程度の圧力帯であっても諸々の物性値が異なるため、様々な実験条件における流動特性および伝熱特性に関する情報の取得は重要といえる。加えて、伝熱管の有する伝熱特性は冷媒ごとに異なり、複雑に物性値が絡み合う溝付管においては、その溝形状が得意とする冷媒が異なることが十分に考えられる。

以上の点を踏まえて、本論文では以下の 3 点を目的とした

- ① 高圧の HFC 系冷媒 R32 と中圧の HFO 系冷媒 R234ze(E)の実験を行い、流動様相と圧力損失特性および熱伝達特性を明らかにする。
- ② 実験を踏まえ、フィン高さや面積拡大率、リード角といった溝形状の影響を含ま、細径溝付管に適用できる予測式を作成する。
- ③ 質量速度条件ごとに伝熱性能を向上させる最適溝形状について探求する。

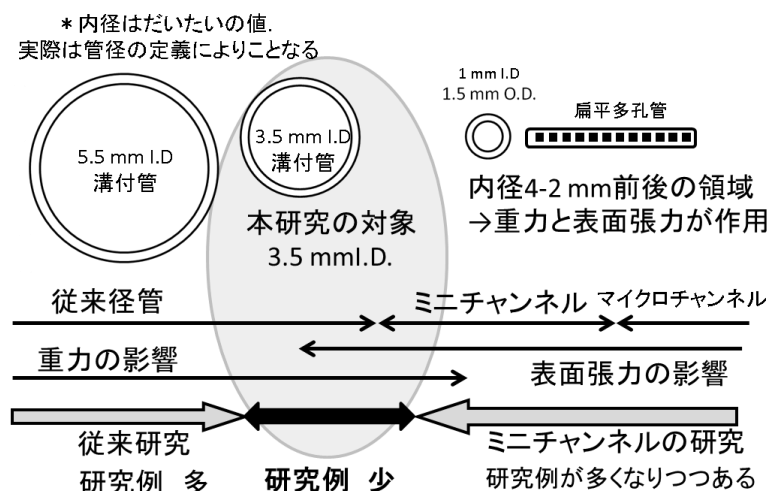


Fig.1.3 Research trends and positioning of this research



また、本論文の2章以降の構成は次のとおりである。

第2章では本研究に用いた実験装置や実験条件について述べる。

第3章では全体にかかわるデータ整理について述べる。

第4章では R32 および R1234ze(E)の平滑管および溝付管について流動様相の観察結果を述べるとともに、従来の流動様式線図と比較した結果を述べる。

第5章では R32 および R1234ze(E)の平滑管および溝付管について圧力損失の実験結果を述べるとともに、過去に提案された様々な予測式と比較を行い、その適用性について述べる。

第6章では R32 および R1234ze(E)の平滑管および溝付管について熱伝達率の実験結果を述べるとともに、溝形状と伝熱促進効果について述べ、さらに過去に提案された様々な予測式と比較を行い、その適用性について述べる。

第7章ではこれらの実験結果をもとに、純冷媒に対して適用できる細径管の予測式の提案を行う。

第8章では R32/R1234ze(E)混合冷媒の平滑管および溝付管について実験結果を述べるとともに純冷媒の実験結果との比較を行う。

第9章では、本論文の総括を行う。

# 第 2 章

## 実験装置と実験方法

### 2.1 実験装置

#### 2.1.1 実験装置の概要

Fig. 2.1 に実験装置の外観写真を、Fig. 2.2 に実験装置の概要図を示す。実験装置は、水を熱源とする蒸気圧縮式ヒートポンプサイクルであり、冷媒ループは圧縮機、油分離器、プレコンデンサ、テストセクション、可視化区間、過冷却器、レシーバ、質量流量計、冷媒流量調整弁、膨張弁、蒸発器およびアキュムレータから構成される。また、油分離器直後から分岐するバイパスループは、バイパス弁およびキャピラリーチューブから構成される。圧縮機から出た冷媒は、油分離器で冷媒蒸気と冷凍機油に分離され、冷凍機油は圧縮機へ戻り、冷媒はプレコンデンサへ流入する。プレコンデンサでテストセクション入口の冷媒状態量を調整し、テストセクションで熱伝達率および圧力損失の測定をおこなう。また、可視化区間で試験伝熱管出口での流動様相を観察する。その後、冷媒は過冷却器で完全凝縮し、過冷却液となり質量流量計を通過する。その後、冷媒は膨張弁で膨張し、蒸発器で完全蒸発した後、アキュムレータを経て、再び圧縮機に吸入される。冷媒流量の調整は、膨張弁開度、圧縮機回転数、冷媒流量調整弁およびバイパス弁開度により調整する。

圧縮機は R410A 用密閉式スクロール型であり、冷凍機油はエステル系が使用されている。また、回転数制御はインバータにて直接行っている。冷凍機油は 2 個設けた油分離器により分離され、メインループから限りなく排除されている。

プレコンデンサ、テストセクション、過冷却器および蒸発器は、二重管式対交流型熱交換器であり、管内を冷媒が、環状部に冷却水が流れる。また、冷却水および加熱水は、タンクにて恒温循環装置により所定の温度に調節され、流量を調整した後、各熱交換器に供給される。熱交換を行った冷却水および加熱水は、再びタンクに戻るループとなっている。プレコンデンサおよびテストセクションに向かう冷却水系統の途中には体積式流量計を設け、冷却水流量を測定している。膨張弁は電子式膨張弁を用いた。

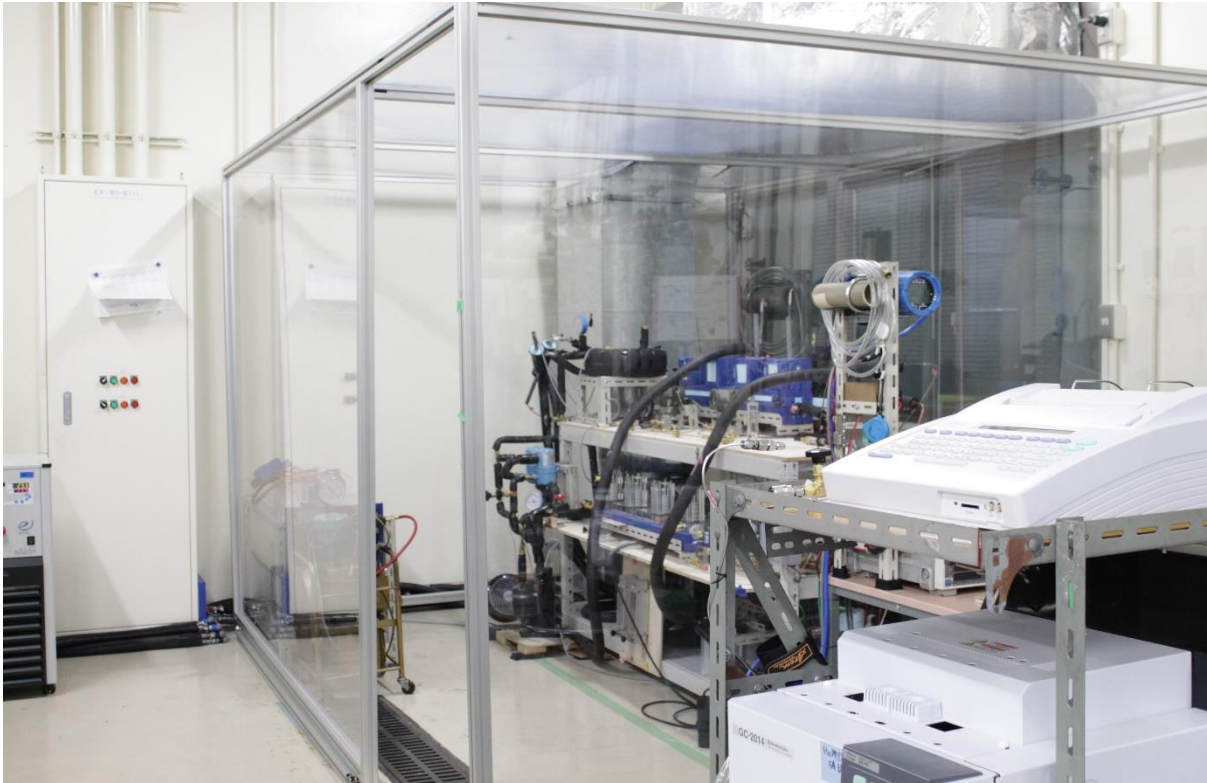


Fig. 2.1 Photograph of experimental apparatus

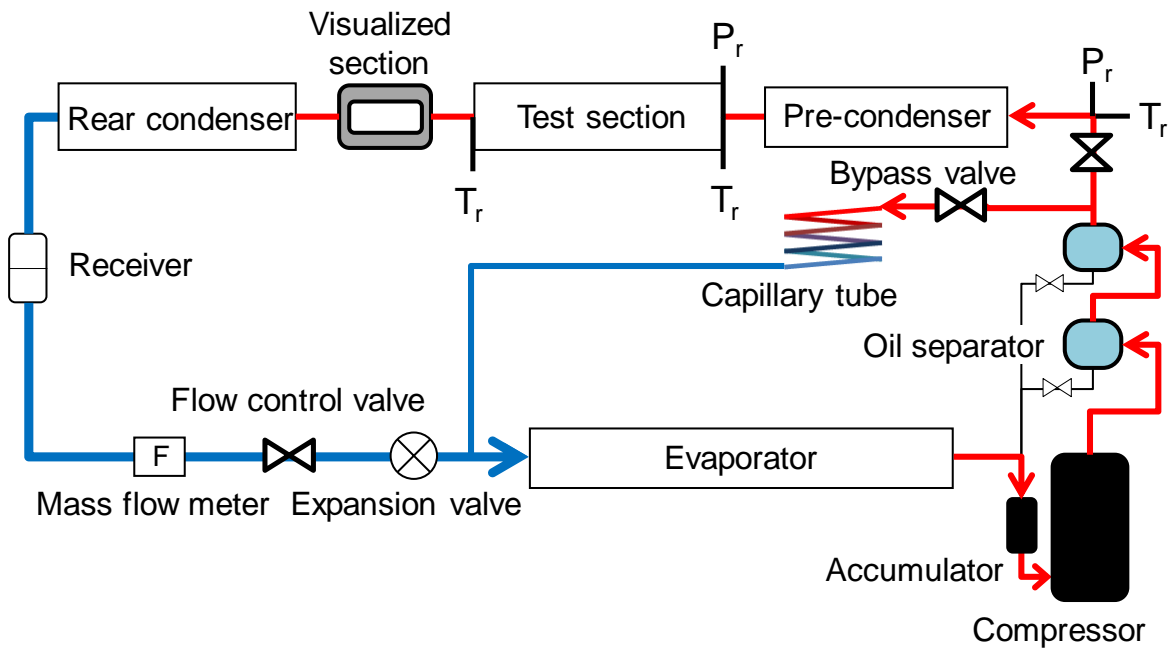


Fig. 2.2 Schematic diagram of experimental apparatus

## 2.1.2 伝熱実験用テストセクションの概要

Fig. 2.3 に伝熱用テストセクションの概略図を示す。テストセクションはアクリル製二重管式対向流型熱交換器であり、内管には試験伝熱管が挿入されている。また、外管内径は 8 mm であり、試験伝熱管には乱流促進用のコイルがまかれている。冷媒は試験伝熱管内部を流れ、冷却水は外部を流れることで熱交換する。試験伝熱管のテストセクション熱交換器出入り口部には圧力ポートが設けられており、圧力ポート間距離は 800 mm である。圧力ポートからは 1 台の絶対圧力変換器と 2 台の差圧変換器に配管が引き出され、テストセクション入り口の圧力、およびテストセクションでの圧力降下を測定している。テストセクションは 3 つのサブセクションに分割されており、それぞれのサブセクション長さは 200 mm である。また、各サブセクションの出入り口には混合器を設け冷却水の混合平均温度を測定している。また、試験伝熱管出入口部には K 型シース熱電対が挿入され、冷媒温度を直接測定している。

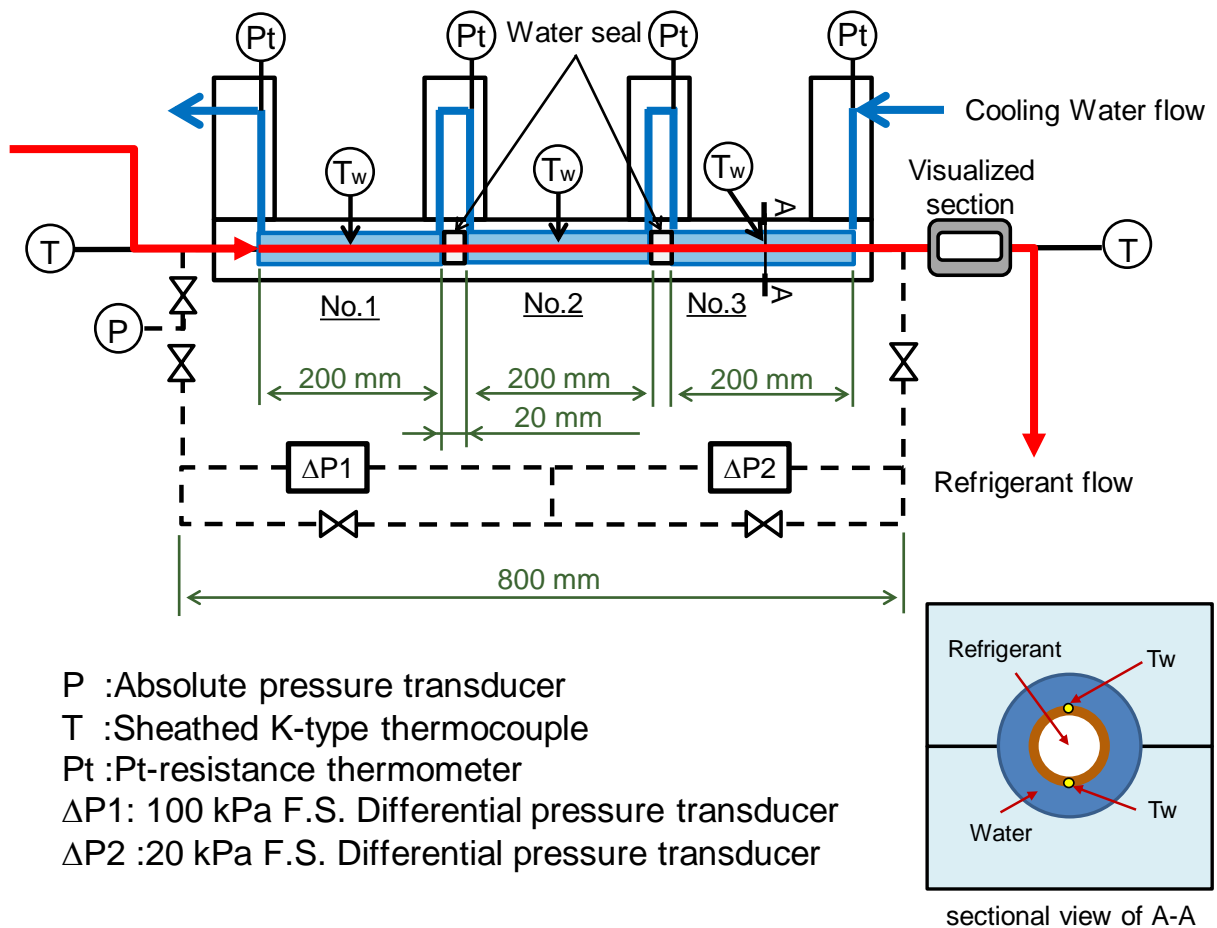


Fig. 2.3 Schematic of test section

### 2.1.3 可視化区間

Fig. 2.4 に可視化用テストセクションの概略を示す。また、Fig. 2.5 には可視化用テストセクションの外観写真を示す。可視化用テストセクションは、主にガラス管およびステンレス製カバーから構成される。流動様相を観察するため、試験伝熱管の先端を斜め  $45^\circ$  に切断し、試験伝熱管の先端部がガラス管内中央部となるように設置した。また、垂直方向から光源としてハロゲンランプで照らし、水平垂直方向からデジタルカメラ（Panasonic, DMC-FZ200, Canon, EOS Kiss digital 5）を用いて、動画と静止画で管出口流動様相を観察した。

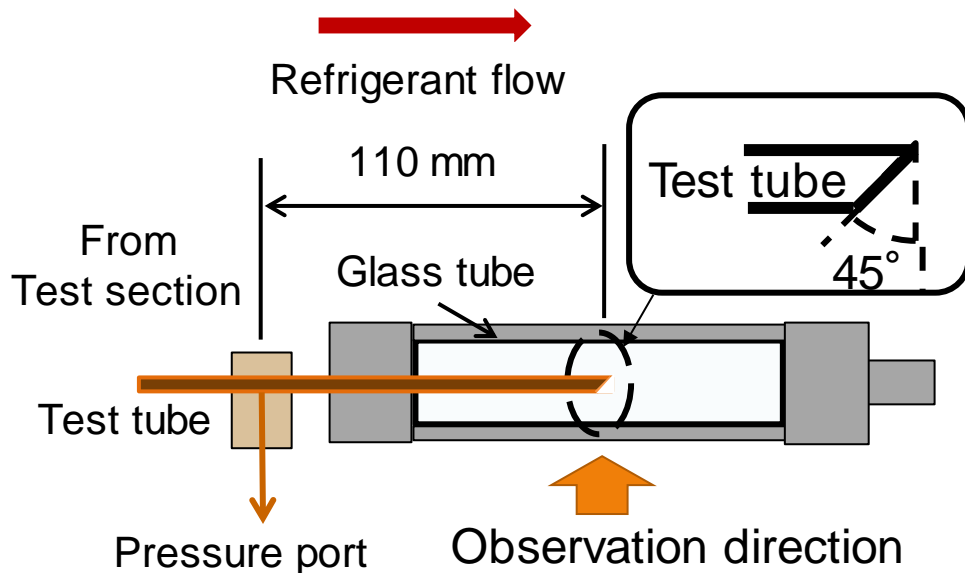


Fig. 2.4 Schematic of visualized section

### 2.1.4 試験伝熱管の仕様

Table 2.1 に試験伝熱管の仕様を、Fig. 2.6 に試験伝熱管の概略を示す。本研究では、溝の影響について検討するために内径 3.48 mm の平滑管（SM）と、等価直径  $d_{eq}$  がおおむね等しい 3 種類の溝付管を用いて実験を行った。 $d_{eq}$  は次式で定義される。なお、面積拡大率は等価直径基準で示す。

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{A}{4\pi}} \quad (2.1)$$

ここで  $A$  は試験伝熱管の実流路断面積である。

## 2.2 測定方法

### 2.2.1 冷媒絶対圧力

冷媒圧力は、プレコンデンサ入口およびテストセクション入口の 2 箇所において、絶対圧変換器（KELLER PAA-35X, フルスケール 3 MPa）を用いて測定した。絶対圧変換器の測定精度は、約 0.9 kPa である。

冷媒のテストセクション内での圧力降下は、テストセクション出入口に設けた圧力タップ間で、2 台の差圧変換器（YOKOGAWA EJA110J, フルスケール 100 kPa）,

Table 2.1 Detail of the test tube

Tube type	ST	HF40	LF50S	LF50L
Outside diameter $d_o$ [mm]	4.02	4.03	4.00	4.00
Maximum inner diameter $d_{\max}$ [mm]	3.48	3.61	3.56	3.25
Equivalent inner diameter $d_{\text{eq}}$ [mm]	3.48	3.48	3.46	3.44
Wall thickness $\delta$ [mm]	0.27	0.21	0.22	0.22
Fin height $h_{\text{fin}}$ [mm]	-	0.18	0.13	0.15
Helix angle $\theta$ [deg.]	-	16.9	25.0	12
Apex angle $\gamma$ [deg.]	-	14	12	12
Number of fins $N$ [-]	-	40	50	50
Area enlargement ratio $\eta$ [-]	1	2.13	1.90	1.94

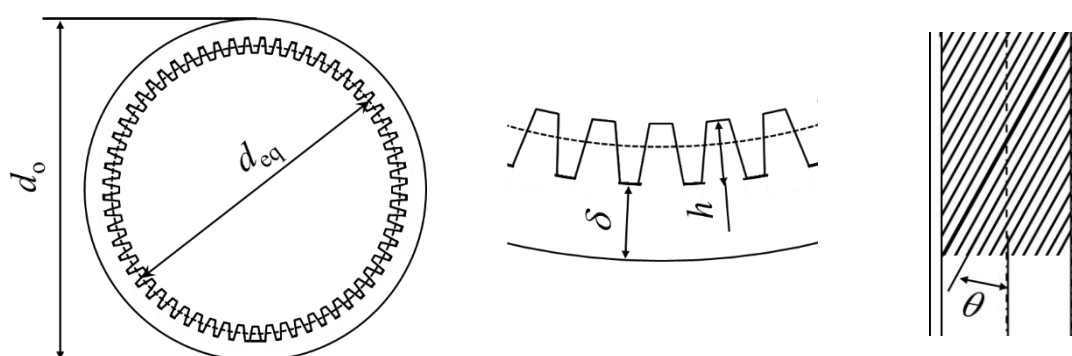


Fig. 2.6 Schematic of microfin tubes

(YOKOGAWA EJA110J, フルスケール 20 kPa) およびディストリビュータ (YOKOGAWA SD 77J01A01-01) を用いて適正レンジに切り替えて測定した. フルスケール 100 kPa の差圧変換器の測定精度は,  $\pm 0.2$  kPa, フルスケール 20 kPa の差圧変換器の測定精度は,  $\pm 0.04$  kPa である.

### 2.2.3 冷媒温度

プレコンデンサ入口での冷媒温度およびテストセクション出入口での冷媒温度は, 外径 1.0 mm K 型シース熱電対を用いて測定した. なお, 標準温度計を用いた検定による測定誤差は,  $\pm 0.04$  K である.

### 2.2.4 冷媒流量

冷媒流量は, レシーバ出口に取り付けたコリオリ式質量流量計 (オーバル製 CA003L2, 測定範囲  $12 \sim 720 \text{ g min}^{-1}$ ) を用いて測定した. コリオリ式質量流量計の精度は  $\pm 0.2$  % 以下である.

### 2.2.5 冷却水温度

冷却水温度は, 各サブセクション出入口に設けた混合器に挿入した外径 1.6 mm の 4 線式シース型白金測温抵抗体 (ニッカトー製 Pt100  $\Omega$ ) にて測定した. なお, 標準温度計を用いた検定による誤差 (測定誤差) は,  $\pm 0.03$  K である.

## 2.2.6 冷却水流量

プレコンデンサおよびテストセクション環状部を流れる冷却水流量は、各熱交換器入口に設けた容積式流量計（株式会社オーバル製 LSF45, 測定範囲 6 ~ 500 Lh<sup>-1</sup>）を用いて測定した。容積式流量計の測定誤差は、読み値に対して±1 %である。また、流量計には積算計（cores 製 core1001）を接続し、使用した。

## 2.2.7 伝熱管壁面温度(管壁温度)

伝熱管壁面温度は素線 φ0.10 mm の T 型熱電対素線を使用し、各サブセクション中央で、管壁の上面および下面の 2 点で計測を行った。熱電対は 25 °C から 40 °C の範囲で検定を行った。なお、検定誤差は±0.05 K 以下である。

## 2.3 実験方法

実験装置の運転は次の手順で行う。

まず恒温循環水槽および攪拌機を起動し、タンク内の冷却水を所定の温度に設定する。その後、ポンプを起動し、タンクから各熱交換器に冷却水を送る。その際、テストセクションに冷却水を流すときは、管壁熱電対に大きな負荷がかからないように流量を徐々に増加させる。各測定機器を立ち上げ、冷却水温度等の条件が整い次第、コンプレッサを起動する。冷媒の流量は膨張弁開度、バイパス開度および流量調整バルブにより所定の条件に調整する。

伝熱実験の場合、プレコンデンサ冷却水の温度および流量を調節することにより、テストセクション入口での過熱度あるいは乾き度を調整する。流動様相の観察実験を行う場合には、プレコンデンサ、テストセクションの冷却水の流量および温度を調整することによって可視化部での乾き度を調整する。また、いずれの場合もリアコンデンサ冷却水の温度を調整し、テストセクション入口での冷媒飽和圧力を調整する。

監視ソフトウェアにより、各測定点が十分に定常であることを確認し、定常状態を確認後 2 分間計測する。流動様相を観察する際は、この間に動画の撮影と静止面の撮影を行う。

計測終了後、実験条件を変更し繰り返す。

実験終了後はコンプレッサおよび各ポンプを停止し、各恒温循環水槽および各種測定機器の電源を落とす。

## 2.4 実験条件

Table 2.2 に実験に用いた冷媒の飽和温度 35 °C における R32 の主な物性値を示す。Table 2.3 に実験条件を示す。いずれの実験も、テストセクション入口において冷媒の飽和温度 35 °C 一定となる冷媒圧力で行った。また、冷媒質量速度は R32 では 50-400 kg m<sup>-2</sup>s<sup>-1</sup> の範囲で、R1234ze(E)では基本的に 50-400 kg m<sup>-2</sup>s<sup>-1</sup> の範囲で行った。これは R1234ze(E)の蒸気密度が小さく、本実験で用いた圧縮機の能力では高質量速度での実験が困難であったためである。冷媒 R1234ze(E)および R32 の物性値は、REFPROP Ver. 10<sup>69</sup>)を用いて求めた。

Table 2.2 Typical refrigerant property at saturation temperature 35 °C

Refrigerant		R32	R1234ze(E)
Temperature	[°C]	35.0	35.0
Pressure	[MPa]	2.2	0.7
Liquid density	[kg m <sup>-3</sup> ]	917.1	1129.3
Vapor density	[kg m <sup>-3</sup> ]	63.3	35.3
Liquid enthalpy	[kJ kg <sup>-1</sup> ]	265.3	247.8
Vapor enthalpy	[kJ kg <sup>-1</sup> ]	514.5	406.9
Liquid specific heat	[kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	2.1	1.4
Vapor specific heat	[kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	1.8	1.0
Liquid thermal conductivity	[mW m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	118.3	70.9
Vapor thermal conductivity	[mW m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	17.2	14.5
Liquid viscosity	[μPa s]	101.0	168.0
Vapor viscosity	[μPa s]	13.5	12.8
Surface tension	[mN m <sup>-1</sup> ]	5.2	7.6
GWP*	-	675	<1

\* : Myhre et al.(2013)<sup>70)</sup>

Table 2.3 Experimental condition

Refrigerant	Tube type	Mass velocity	Heat flux	Cooling water temp.
		[kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup> ]	[kWm <sup>-2</sup> ]	[°C]
R32	SM	50, 100, 200, 400	6-52	18-27
	HF40	50, 100, 200, 400	10-85	
	LF50S	50, 100, 200, 400	6-69	
	LF50L	50, 100, 200, 400	6-63	
R1234ze(E)	SM	50, 100, 200, 400	6-34	20-28
	HF40	50, 100, 200, 400	7-29	
	LF50S	50, 100, 200, 400	6-35	
	LF50L	50, 100, 200, 400	8-35	



# 第 3 章

## 実験データの整理方法

### 3.1 プレコンデンサでの交換熱量

プレコンデンサにおける交換熱量  $Q_{\text{pre}}$  は、冷却水の流量および温度から、次式で求めた。

$$Q_{\text{Pre}} = W_{\text{pre}} c_{p\text{pre}} (T_{\text{sout}} - T_{\text{sin}})_{\text{pre}} \quad (3.1)$$

ここに、 $W_{\text{pre}}$  はプレコンデンサでの冷却水流量、 $c_{p\text{pre}}$  はプレコンデンサでの冷却水の定圧比熱、 $T_{\text{sin}}$  および  $T_{\text{sout}}$  はプレコンデンサでの冷却水入口および出口のバルク温度である。

### 3.2 テストセクションでの交換熱量

可視化セクション直前にある伝熱テストセクションの各サブセクションにおける冷却水の交換熱量  $Q_1$ 、 $Q_2$  および  $Q_3$  は、次式で求めた。

$$Q_1 = W_{\text{TS}} c_{p1} (T_{\text{sout}} - T_{\text{sin}})_1 \quad (3.2)$$

$$Q_2 = W_{\text{TS}} c_{p2} (T_{\text{sout}} - T_{\text{sin}})_2 \quad (3.3)$$

$$Q_3 = W_{\text{TS}} c_{p3} (T_{\text{sout}} - T_{\text{sin}})_3 \quad (3.4)$$

ここに、 $W_{\text{TS}}$  はテストセクションでの冷却水流量、 $c_{p1}$ 、 $c_{p2}$  および  $c_{p3}$  は各サブセクションでの冷却水の定圧比熱、 $T_{\text{sin}}$  および  $T_{\text{sout}}$  は各サブセクション冷却水入口および出口温度である。

### 3.3 エンタルピ

第1サブセクション中央での比エンタルピは次式から求めた.

$$h_1 = h_{\text{pre}} - \Delta h_{\text{pre}} - \frac{1}{2} \Delta h_1 = h_{\text{pre}} - \frac{Q_{\text{spre}}}{W_r} - \frac{Q_{\text{s1}}}{W_r} \times \frac{1}{2} \quad (3.5)$$

ここに,  $h_{\text{pre}}$  はプレコンデンサ入口での冷媒比エンタルピ,  $W_r$  は冷媒の質量流量, プレコンデンサでの交換熱量  $Q_{\text{spre}}$  は式(3.1)より求めた.  $h_{\text{pre}}$  はプレコンデンサ入口における冷媒の温度および圧力から求めた. また, 各サブセクション内では熱流束一定と仮定し, サブセクション中央部でのエンタルピ変化は, サブセクション全体でのエンタルピ変化  $\Delta h_1$  の半分となる. また, 第2および第3サブセクション中央部での比エンタルピは次式から求めた.

$$h_2 = h_{\text{pre}} - \Delta h_{\text{pre}} - \Delta h_1 - \frac{1}{2} \Delta h_2 = h_1 - \frac{Q_{\text{s1}} + Q_{\text{s2}}}{W_r} \times \frac{1}{2} \quad (3.6)$$

$$h_3 = h_{\text{pre}} - \Delta h_{\text{pre}} - \Delta h_1 - \Delta h_2 - \frac{1}{2} \Delta h_3 = h_2 - \frac{Q_{\text{s2}} + Q_{\text{s3}}}{W_r} \times \frac{1}{2} \quad (3.7)$$

ここに,  $W_r$  は冷媒の質量流量測定値である. 各サブセクションでの熱交換量  $Q_s$  は式(3.1)より求めた. また, 試験伝熱管出口 (可視化) 部での比エンタルピ  $h_o$  は次式から求めた.

$$h_o = h_{\text{pre}} - \frac{Q_{\text{pre}} + Q_{\text{s1}} + Q_{\text{s2}} + Q_{\text{s3}}}{W_r} \quad (3.8)$$

### 3.4 乾き度と湿り度

可視化セクション直前にある伝熱テストセクションの各サブセクション中央および試験伝熱管出口 (可視化) 部におけるクオリティ  $x$  は次式で求められる.

$$x_1 = \frac{h_1 - h_{\text{L1}}}{h_{\text{V1}} - h_{\text{L1}}} \quad (3.9)$$

$$x_2 = \frac{h_2 - h_{\text{L2}}}{h_{\text{V2}} - h_{\text{L2}}} \quad (3.10)$$

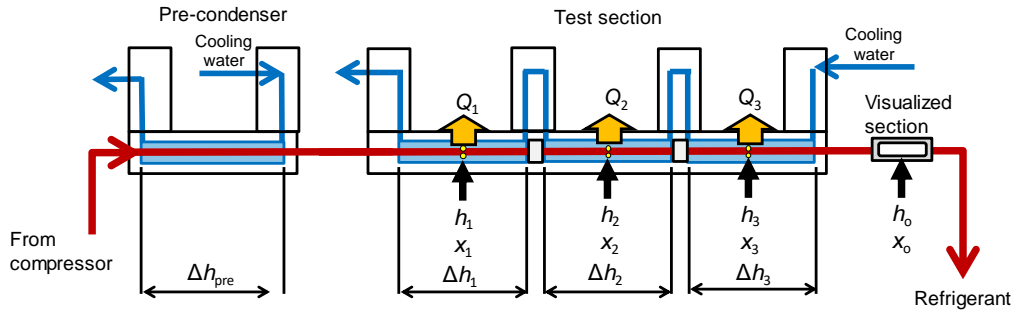


Fig.3.1 Calculation point of the pre-condenser and test section

$$x_3 = \frac{h_3 - h_{L3}}{h_{V3} - h_{L3}} \quad (3.11)$$

$$x_o = \frac{h_o - h_{L_o}}{h_{V_o} - h_{L_o}} \quad (3.12)$$

ここに、 $h_n$ は各サブセクション中央における比エンタルピである。また、飽和蒸気および飽和液の比エンタルピは、純冷媒の場合、各セクション中央における冷媒圧力から算出した。なお、下付き記号の  $n$  は各サブセクションの番号である。

湿り度は  $1 - x$  であらわす。

また、3.1 から 3.4 節までの冷却水および冷媒の物性値は REFPROP Ver.10 (2018)<sup>71)</sup> から求めた。また、Fig.3.1 に 3.1 から 3.4 節までの各計算点の概略図を示す。

### 3.5 質量速度

本研究では質量速度を次のように定義した。

$$G = \frac{W_r}{A} \quad (3.13)$$

ここに、 $A$  は試験伝熱管の実流路断面積である。

### 3.6 圧力損失

摩擦圧力損失は次の式で求められる。

$$\Delta P_F = \Delta P_T - \Delta P_M \quad (3.14)$$

ここに、 $\Delta P_F$  は摩擦圧力損失、 $\Delta P_T$  は測定された全損失をそれぞれ示し、 $\Delta P_M$  は運動

量変化にともなう圧力変化を示す。運動量変化にともなう圧力変化  $\Delta P_M$  は次式で求められる分離流モデルを用いた。

$$\Delta P_M = \Delta \left\{ \frac{G^2 x^2}{\xi \rho_V} + \frac{G^2 (1-x)^2}{(1-\xi) \rho_L} \right\} \quad (3.15)$$

ここで、 $G$  は質量速度、 $\xi$  はボイド率、 $x$  は乾き度、 $\rho_V$  および  $\rho_L$  はそれぞれ蒸気密度および液密度を示す。平滑管では次式に示す Smith (1969) <sup>72)</sup> の式でボイド率を推測した。

$$\xi_{\text{Smith}} = \left[ 1 + \frac{\rho_V}{\rho_L} \left( \frac{1-x}{x} \right) \left( 0.4 + 0.6 \sqrt{\frac{\frac{\rho_L + 0.4 \frac{1-x}{x}}{\rho_V}}{1 + 0.4 \frac{1-x}{x}}} \right) \right]^{-1} \quad (3.16)$$

また、溝付管では次式に示す Koyama ら (2001) <sup>73)</sup> の式でボイド率を推測した。

$$\xi = 0.81 \xi_{\text{Smith}} + 0.19 x^{100} \left( \frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.8} \xi_{\text{Homo}} \quad (3.17)$$

$$\xi_{\text{Homo}} = \left[ 1 + \left( \frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_V}{\rho_L} \right]^{-1} \quad (3.18)$$

なお、Koyama らの式は R134a の溝付管のボイド率測定実験の結果をもとに作成された式である。

### 3.7 熱伝達率

実伝熱面積基準の熱流束は次のように求められる。

$$q_{\text{real}} = \frac{Q}{\pi d_{\text{eq}} L \eta} \quad (3.19)$$

ここで、 $q_{\text{real}}$  は実伝熱面積基準の熱流束を、 $d_{\text{eq}}$  は等価直径を、 $L$  は有効伝熱長さ (=200 mm)、 $\eta$  は面積拡大率を表す。それぞれ示し、 $Q$  は冷却水から求めた交換熱量を示す。実伝熱面積基準の熱伝達率  $\alpha_{\text{real}}$  は次のように求められる。

$$\alpha_{\text{real}} = \frac{q_{\text{real}}}{(T_{\text{sat}} - T_{\text{Wi}})} \quad (3.20)$$

ここで、 $T_{\text{sat}}$  は冷媒飽和温度、 $T_{\text{Wi}}$  は管内壁温度をそれぞれ示す。等価直径基準の熱伝達率  $\alpha_{\text{eq}}$  は次のように求められる。本論文では熱伝達率の実験結果の基準は等価直径基準で統一した。

$$\alpha_{\text{eq}} = \alpha_{\text{real}} \eta \quad (3.21)$$

また，最大内径基準の熱伝達率  $\alpha_{\text{max}}$  は次のように換算される．

$$\alpha_{\text{max}} = \alpha_{\text{real}} \eta_{\text{max}} = \alpha_{\text{eq}} \left( \frac{d_{\text{eq}}}{d_{\text{max}}} \right) \quad (3.22)$$

溝付管の伝熱性能を評価するために伝熱促進率を求めた．伝熱促進率  $EF$  は次式で計算した．

$$EF = \frac{(\alpha_{\text{eq}})_{\text{MF}}}{\alpha_{\text{SM}}} \quad (3.23)$$

ここに， $(\alpha_{\text{eq}})_{\text{MF}}$  は溝付管の熱伝達率， $\alpha_{\text{SM}}$  は平滑管の熱伝達率を示す．なお，伝熱促進率の算出に際しては，実験値から最小二乗法にて近似式を作成し，各湿り度ごとに求めた値を用いた．

### 3.8 各計算値の不確かさ

Table 3.1 に本実験装置で用いる各測定機器の不確かさを示す．これらの不確かさによるデータへの影響は実験条件により異なるが，基本的に質量速度が小さいほど，熱交換量の測定不確かさが大きくなり，クオリティの不確かさが大きくなる．潜熱が小さい R1234ze(E) の質量速度  $50 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  の実験結果の場合，最大で 0.05 程度の不確かさが見込まれる．また，圧力損失については，差圧計の測定精度の観点から，質量速度  $50 \text{ kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$  の実験結果については議論しないこととした．加えて，熱伝達率についても，測定した圧力から算出される冷媒温度と管壁温度の差が 0.5 K 以下のデータについては第 7 章の予測式作成の際のデータから除外した．これは見込まれる実験値の不確かさが 20% を超えるためである．

Table 3.1 Measurement uncertainty

Instrument	Full scale	Uncertainty
T-type thermocouple	-	0.05 K
Coriolis mass flow meter	43 $\text{kg h}^{-1}$	0.2 %
Absolute pressure trans.	3 MPa	$\pm 0.3 \text{ kPa}$
Differential pressure trans.	100 kPa	$\pm 0.2 \text{ kPa}$
Differential pressure trans.	20 kPa	$\pm 0.04 \text{ kPa}$
Pt-resistance thermometer	-	$\pm 0.04 \text{ K}$
Volumetric flow meter	500 $\text{L h}^{-1}$	$\pm 0.01 \text{ L h}^{-1}$

## 第4章

# 流動様相の観察結果

### 4.1 流動様相の分類

Fig.4.1 に平滑管(SM)で観察された代表的な流動様式の概略図を示す．本実験では環状流，波状流およびスラグ流の3つの流動様式に分類した．

環状流（Annular flow）は凝縮液膜が管周方向に一樣な厚さで分布するように流れ，管中央部に気相が流れる流動様式である．気液界面の乱れが激しく，気相および液相は連続した流れである．

波状流（Wavy flow）は気液が上下に分離して流れ，気液界面に波立ちをともなう流動様式である．凝縮が進行し，湿り度の増加にともない液流量が増大し，管下部の液膜は厚くなる．管上部にも上流部での凝縮により液膜が形成される．

スラグ流（Slug flow）は流路断面を満たすような大きい気泡（蒸気プラグ）と液スラグが交互に流れる流動様式である．蒸気プラグは浮力により管上部を流れており，管頂部の液膜は管底部に比べ薄い．

Fig.4.2 に溝付管(HF40, LF50S および LF50L)で観察された代表的な流動様式の概略図を示す．本実験では平滑管と同様，環状流，波状流およびスラグ流の3つの流動様式に分類した．溝付管では，平滑管と異なり，内面に溝がついていることから，環状流や波状流では，凝縮液膜が溝に沿って旋回する旋回流が存在する．環状流域や波状流域のフィン部では，フィン頂部の液膜が薄く，管底部の液膜が比較的厚いことが知られている．これは冷媒の表面張力に起因し，伝熱に大きな影響を与える．また，波状流域では，凝縮液が管底部にたまり，溝を埋め，溝が露出

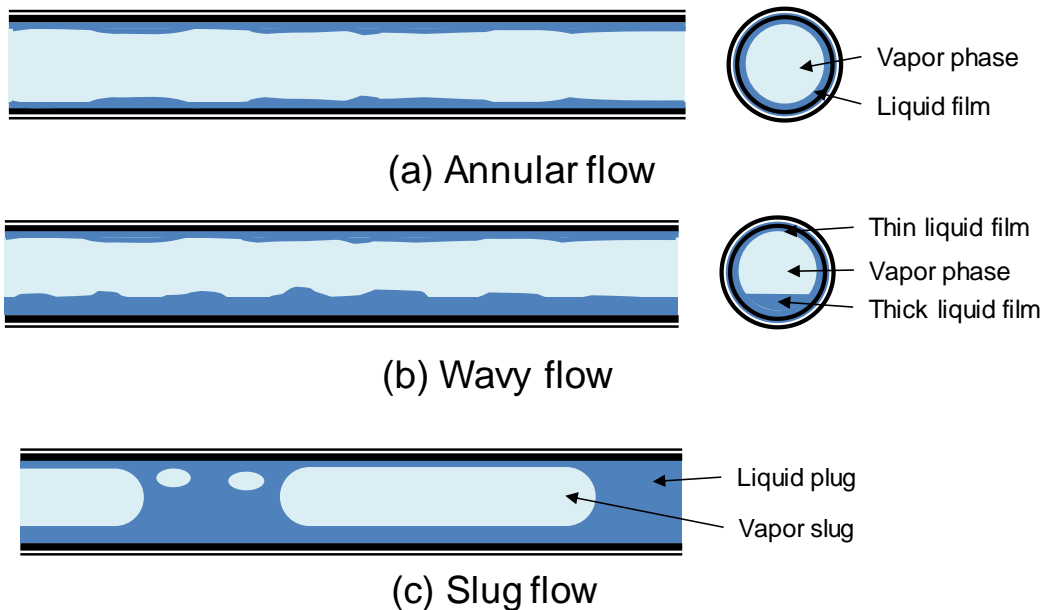


Fig.4.1 Schematic of flow pattern inside smooth tube

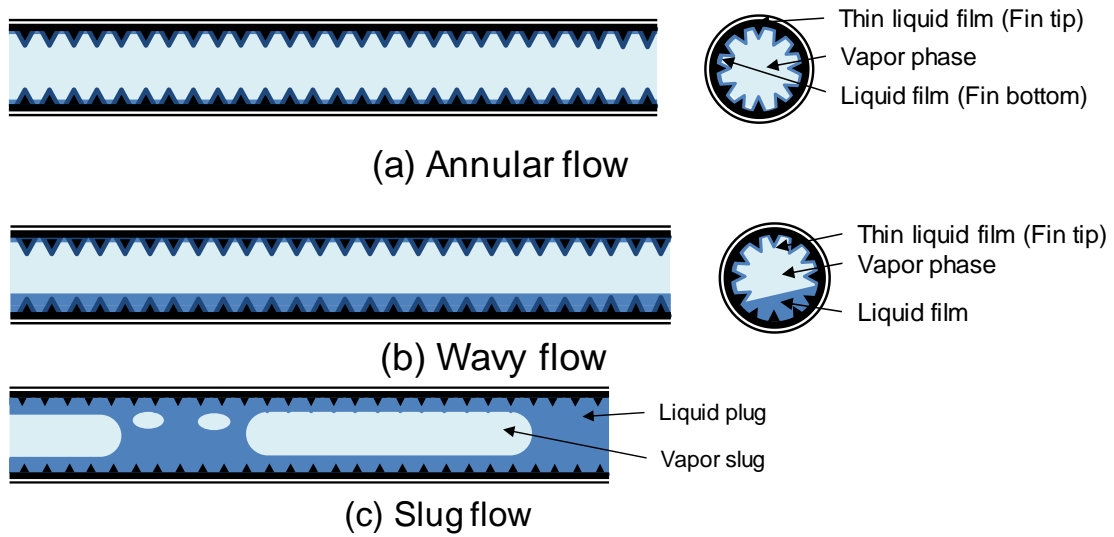


Fig.4.2 Schematic of flow pattern inside microfin tube

するのは管頂部のみとなる。なお、溝部を凝縮液が流れる流れも存在する。

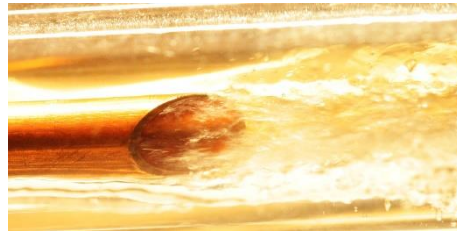
## 4.2 平滑管の流動様相

### 4.2.1 平滑管の流動様相の観察結果

Fig. 4.3 に R32 の平滑管出口における流動様相の代表的な観察結果を示す。(a)は質量速度  $400 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  での環状流の観察結果である。図よりおおむね均一な厚みをもつ液膜が吐出しており、気液界面の乱れも激しく、管中心部には高速な蒸気流が存在することがわかる。凝縮が進行すると、液量が増大し、重力の影響が無視できなくなり、管底部の液膜が次第に厚みを増す。その結果、凝縮液膜は均一な液膜から管底部の厚い液膜と管頂部の薄い液膜の二つに分離する。(b)は質量速度  $100 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  での波状流の観察結果である。図より、管頂部と管底部で液膜の厚さが異なることがわかる。また、気液界面が波立っていることが確認できる。さらに凝縮が進行すると波立った界面と管頂部の液膜がつながり、気相を包み込み、気泡を形成する。(c)は質量速度  $50 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  でのスラグ流の観察結果である。図より、液膜により周囲を覆われた気相が管出口部から吐出していることから、気泡が形成されていることがわかる。

Fig.4.4(a)および(b)に、R32 および R1234ze(E)の平滑管 SM の流動様式の観察結果を示す。図の横軸は湿り度(1-x)、縦軸は質量速度  $G$  であり、図中のプロットはそれぞれ、環状流を青の□印、波状流を赤の△印、スラグ流を黒の○印で示す。2つの流動様式が共存して観察された条件、すなわち遷移条件では、それぞれのプロットを重ねて示す。図中の緑色の線で R32 の環状流から波状流への遷移を、橙色の線で R32 の波状流からスラグ流への遷移をなぞったものである。R32 および R1234ze(E)のいずれの観察結果も、凝縮が進行するのにともない、環状流から波状

流およびスラグ流へと遷移する。環状流は、いずれの冷媒でも質量速度  $100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  より大きい質量速度で観察された。質量速度  $200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  では、R32の環状流から波状流への遷移が湿り度 0.5 以下で確認されたのに対し、R1234ze(E)では湿り度 0.6 程度で遷移している。R1234ze(E)は R32 に比して蒸気密度が小さく、管内蒸



(a) Annular flow  
 $G = 400 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ ,  $1-x = 0.59$

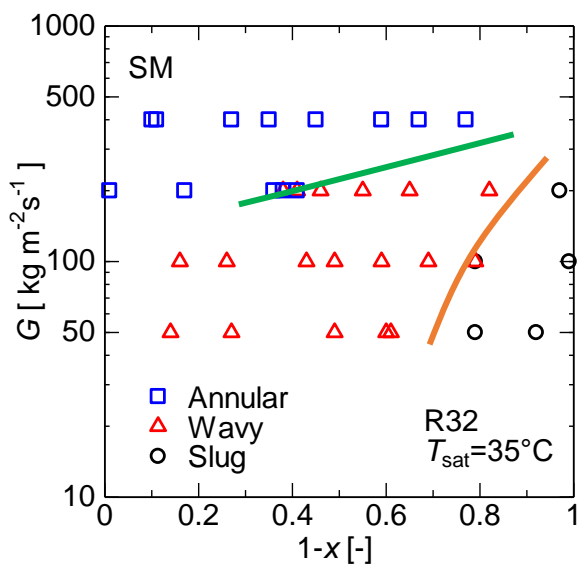


(b) Wavy flow  
 $G = 100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ ,  $1-x = 0.69$

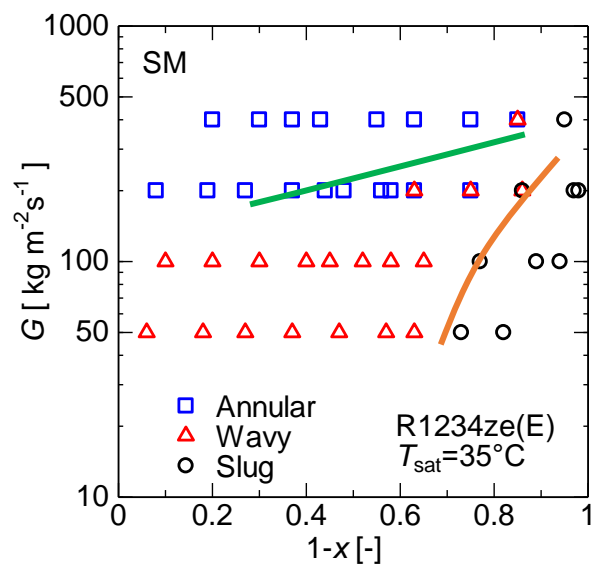


(c) Slug flow  
 $G = 50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ ,  $1-x = 0.61$

Fig.4.3 Typical flow pattern of R32 for smooth tube(SM)



(a) R32



(b) R1234ze(E)

Fig.4.4 Observation results for smooth tube (SM)



気速度が速い。すなわち管中心部の蒸気速度が非常に速く、凝縮液膜が管周方向へ押しとどめられ、環状液膜が保持されやすいことがわかる。一方、質量速度  $100 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  では波状流からスラグ流への遷移は R32 のほうが R1234ze(E)に比して若干高湿り度域で生じる。スラグ流は気相部が気泡状に形成されるため、表面張力の影響が他の物性の影響に比して大きいと考えられる。第2章の Table 2.2 に示す通り、飽和温度  $35^\circ\text{C}$ における R1234ze(E)の表面張力は R32 に比して 30%程度大きく、気泡スラグが形成されやすかったものと考えられる。このように、環状流から波状流へ、波状流からスラグ流へと遷移する場合に影響する物性値は異なることがわかる。

Fig.4.5(a)および(b)に観察された R32 および R1234ze(E)の流動様式について、見かけ気相速度  $U_v$  および見かけ液相速度  $U_L$  に対して示す。見かけ気相速度  $U_v$  および見かけ液相速度  $U_L$  は次式で示される。

$$U_v = \frac{Gx}{\rho_v} \quad (4.1)$$

$$U_L = \frac{G(1-x)}{\rho_L} \quad (4.2)$$

ここに、 $G$  は質量速度を、 $x$  は乾き度をそれぞれ示し、 $\rho_v$  および  $\rho_L$  はそれぞれ蒸気密度および液密度を示す。

見かけ液相速度が増加し、見かけ気相速度が低下すると、流動様式は波状流からスラグ流へ遷移しており、気相、液相の見かけ速度がいずれも相互に作用しあっていることがわかる。また、その遷移条件は冷媒ごとに異なる。一方で、環状流から波状流への遷移は、見かけ蒸気速度がおおむね  $2\text{-}2.5 \text{ m s}^{-1}$  以下の条件で生じて

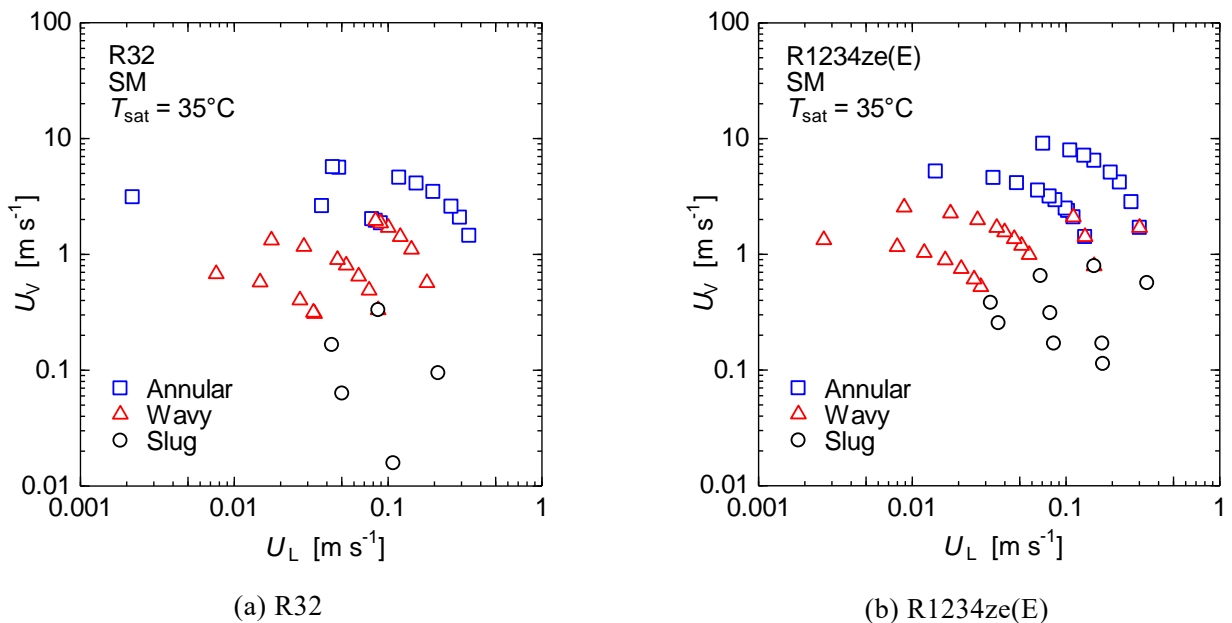


Fig.4.5 Flow pattern map ( $U_v$ - $U_L$ ) in smooth tube (SM)

いる。このことから、環状流から波状流への遷移は、見かけ気相速度の影響を受けることがわかる。

#### 4.2.2 平滑管の流動様式の予測

平滑管の流動様式の予測に関する研究は様々な研究報告が存在する。本項では比較的簡単な形で各流動様式への遷移条件を予測している Breber ら(1980)の流動様相遷移条件, Tandon(1982)の流動様相遷移条件および Cavallini ら(2006)の流動様相遷移条件の3つについて各冷媒および各管について比較を行った。

##### ①Breber らの流動様式線図との比較

Fig. 4.6(a)および(b)に R32 および R1234ze(E)の流動様相の観察結果について、Lockhart-Martinelli パラメータ  $X_{tt}$  および無次元蒸気速度  $J_v$  に対して示す。Lockhart-Martinelli パラメータ  $X_{tt}$  および無次元蒸気速度  $J_v$  は以下の式で定義される。

$$X_{tt} = \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left( \frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0.5} \left( \frac{\mu_L}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (4.3)$$

$$J_v = \frac{xG}{\sqrt{gd \rho_v (\rho_L - \rho_v)}} \quad (4.4)$$

ここに、 $\mu_v$  および  $\mu_L$  はそれぞれ蒸気密度および液密度を示す。図中には Breber らの流動様式の分類を示す。Breber らは以下の4つの領域と遷移域に分類している。

- $J_v > 1.5$  かつ  $X_{tt} < 1.0$  : 環状流
- $J_v < 0.5$  かつ  $X_{tt} < 1.0$  : 波状-成層流 (Stratified-wavy flow)

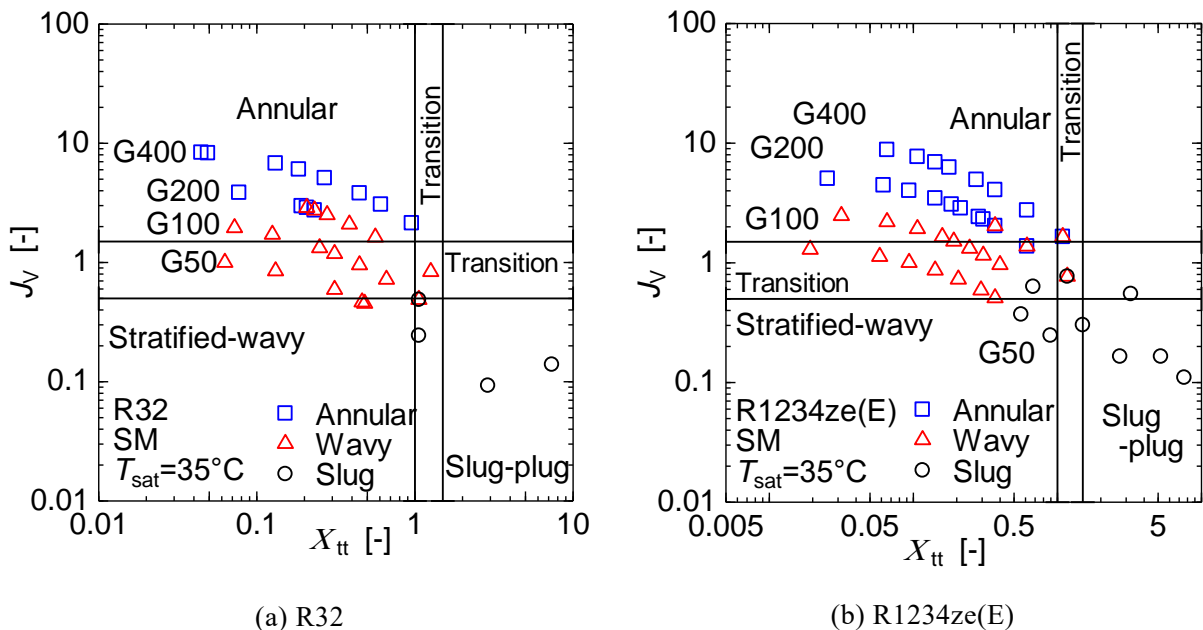


Fig.4.6 Comparison results of the flow pattern map of Breber et al.

- $J_V > 0.5$  かつ  $X_{tt} > 1.5$  : スラグ-プラグ流 (Slug-plug flow)
- $J_V > 1.5$  かつ  $X_{tt} > 1.5$  : 噴霧流
- それ以外 : 遷移状態

図より, R32 の予測結果では本実験結果のスラグ流領域をスラグ-プラグ流として予測しているものの, 環状流から波状流への遷移は予測できていない. R1234ze(E)の予測結果を見ると環状流から波状流への遷移は比較的よく予測している. 一方で, スラグ流への遷移は予測できていない. 以上の比較結果から Breber らの流動様式線図は内径 3.5 mm 程度の平滑管の流動様式を予測することはできない.

## ②Tandon らの流動様式線図との比較

Fig. 4.7(a)および(b)に R32 および R1234ze(E)の流動様相の観察結果について, ボイド率の比  $(1-\xi)/\xi$  および無次元蒸気速度  $J_V$  に対して示す. 図中の線は Tandon らによる流動様式線図である. ボイド率は次式に示す Smith の式を用いる.

$$\xi = \left[ 1 + \left( \frac{\rho_V}{\rho_L} \right) \left( \frac{1-x}{x} \right) \left\{ 0.4 + 0.6 \sqrt{\frac{\left( \frac{\rho_L}{\rho_V} \right) + 0.4 \left( \frac{1-x}{x} \right)}{1 + 0.4 \left( \frac{1-x}{x} \right)}} \right\} \right]^{-1} \quad (4.5)$$

この流動様式線図は以下の 4 つの領域に分類している.

- $J_V > 6$  かつ  $(1-\xi)/\xi < 0.5$  : 噴霧流 (Spray flow)
- $1 < J_V < 6$  かつ  $(1-\xi)/\xi < 0.5$  : 環状流と半環状流 (Annular and semi-annular flow)
- $J_V < 1$  かつ  $(1-\xi)/\xi < 0.5$  : 波状流
- $J_V < 0.5$  かつ  $(1-\xi)/\xi > 0.5$  : スラグ流

図より, Tandon らの流動様式線図は R32 のスラグ流への遷移を適切に予測している. また, Tandon らの流動様式線図の特徴として, 噴霧流と半環状流域を定義している点である. 本観察実験の結果では, 環状流と波状流の二種に分類しているが, 波状流域でも環状流にかなり近いものも観察されており, また, 乾き度が高いところでは, 管中央部を流れる蒸気相内に高速で噴霧する液滴のようなものも観察されている. すなわち, 3 種類に分類した Tandon らとは分類の基準が異なると考えられる. 一方, スラグ流は他の流動様式とは異なるため明確に分類できる. R1234ze(E)の比較結果を見るとスラグ流への遷移条件の予測は精度が良いとは言えない.

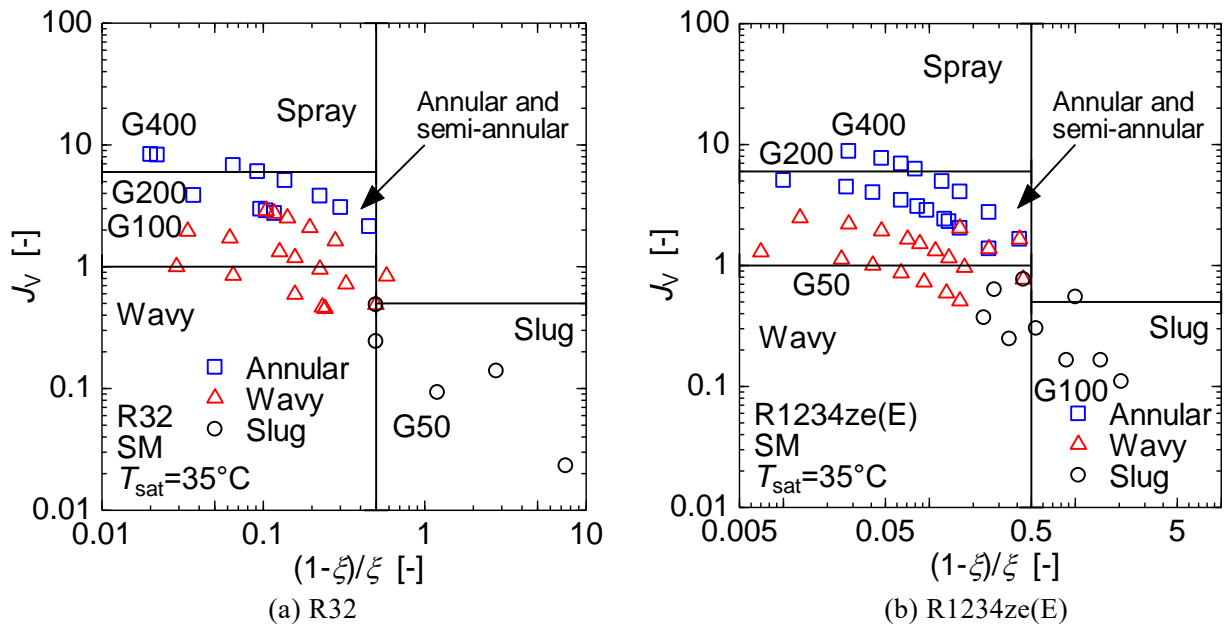


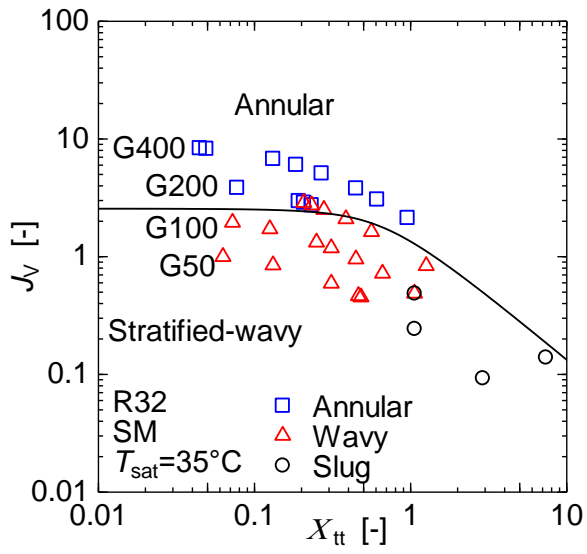
Fig.4.7 Comparison results of the flow pattern map of Tandon et al.

### ③Cavallini らの流動様式線図との比較

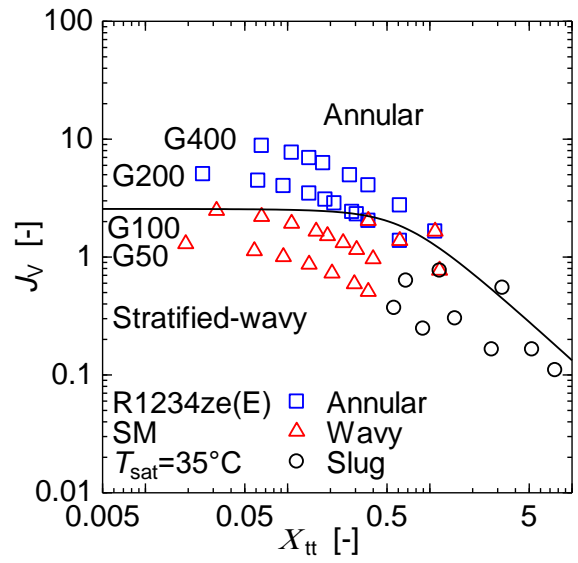
Fig. 4.8(a)および(b)に R32 および R1234ze(E)の流動様相の観察結果について Lockhart-Martinelli パラメータ  $X_{tt}$  および無次元蒸気速度  $J_v$  に対して示す. 図中の実線は Cavallini らによる流動様相の遷移境界条件である. Cavallini らの遷移境界式は次式で示される.

$$J_v^* = \left\{ \left[ \frac{7.5}{4.3X_{tt}^{1.111} + 1} \right]^{-3} + 2.6^{-3} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (4.6)$$

図より, R32 の環状流から, 波状流への遷移は適切に予測しているが, R1234ze(E) の遷移条件は高質量速度での波状流への遷移を一部予測できていない. しかしながら, 簡単な遷移条件式でありながら, 他の流動様式線図よりも本実験で観察された流動様式の遷移を精度よく予測できていることがわかる.



(a) R32



(b) R1234ze(E)

Fig.4.8 Comparison results of the flow pattern map of Cavallini et al.

### 4.3 溝付管の流動様相

#### 4.3.1 溝付管の流動様相の観察結果

本研究では HF40, LF50S および LF50L の 3 種の溝付管について R32 および R1234ze(E)それぞれに対して流動様相の観察実験を行った. Fig.4.9 に R1234ze(E) の HF40 の溝付管出口の流動様相の観察結果を示す. Fig.4.9(a)-(c)の環状流の観察結果を見ると, 溝間部から凝縮液が溝の方向に沿って吐出していることがわかる. Fig.4.9(d)および(e)にしめす波状流や, 波状流からスラグ流への遷移条件においてもわずかながら, 溝の方向に向かって凝縮液が偏っている.

Fig.4.10(a)-(c)に R32 の, Fig.4.10(d)-(f)に R1234ze(E)の HF40,LF50S および LF50L の流動様相の観察結果をそれぞれ示す. 図の横軸は湿り度(1-x), 縦軸は質量速度 G

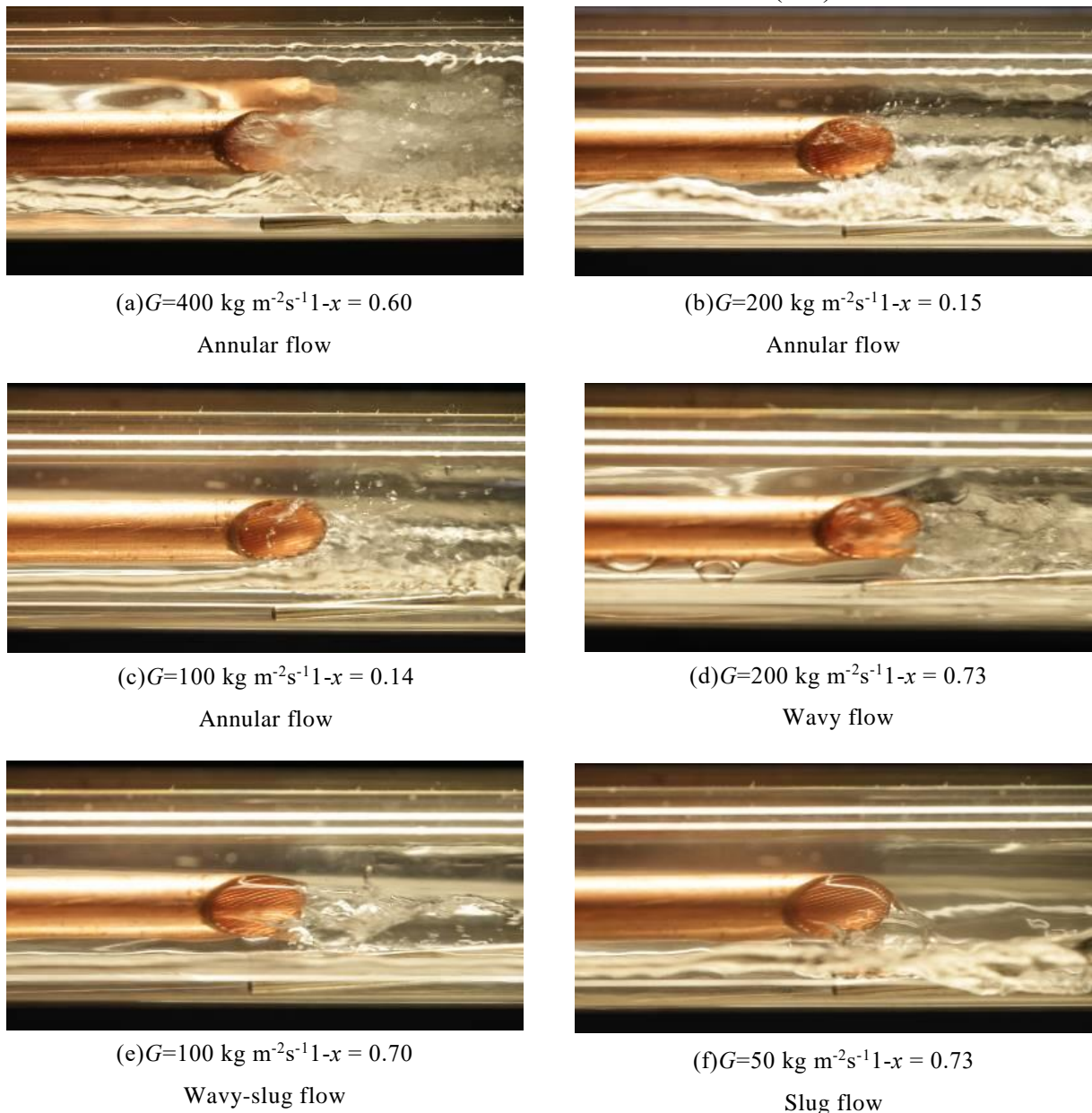


Fig.4.9 Typical flow pattern of R1234ze(E) for HF40

であり、図中のプロットはそれぞれ、環状流を青の□印、波状流を赤の△印、スラグ流を黒の○印で示す。2つの流動様式が共存して観察された条件、すなわち遷移条件では、それぞれのプロットを重ねて示す。図中の緑色の線は R32 の HF40 における環状流から波状流への遷移をなぞったものである。また、橙色の線は R32 の HF40 における波状流からスラグ流への遷移をなぞったものである。R32 の結果に着目すると、溝形状の違いにより環状流から波状流へ遷移する湿り度に大きな違いは見られない。また、波状流からスラグ流への遷移についてもわずかに差異がみられる程度であり、全体的に溝形状の影響は小さいといえる。同様のことが R1234ze(E) の観察結果でも言え、冷媒の種類による影響や溝形状の違いの影響は小さいと考えられる。冷媒の違いによる影響に着目すると、R1234ze(E) の環状流の領域が、質量速度  $100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  で R32 に比して大きいことがわかる。溝付管では、溝部に凝縮液が保持され、溝に沿った流れが存在するが、溝部での液保持のしやすさは、表面張力に依存する。R1234ze(E) は R32 に比して表面張力が大きく、その効果により、環状流域が大きかったと考えられる。一方で、波状流からスラグ流への遷移条件には、LF50L が若干高湿り度域まで波状流であるものの、極端な違いは見られなかった。これは、冷媒の種類によらず、溝によって管上部にある程度凝縮液が供給されることから、波状流からスラグ流への遷移がスムーズに行われたものと考えられる。

いずれの冷媒についても質量速度  $100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  で環状流が観察された。平滑管ではいずれの冷媒についてもこの質量速度条件で環状流は観察されなかったことから、溝が存在することによる影響と考えられる。溝付管は、凝縮液が溝に沿って流れる旋回流が存在することから、凝縮液が管底部に滞留せず、管周方向に拡散したことにより、低質量速度域でも、環状流が観察されたと考えられる。このように、溝の有無による影響が流動様式の遷移に与える影響は大きい。

Fig.4.11(a)(b)および(c)に観察された R32 の流動様式について、見かけ気相速度  $U_V$  および見かけ液相速度  $U_L$  に対して示す。また、Fig.4.11(d)(e)および(f)に観察された R1234ze(E) の流動様式について、見かけ気相速度  $U_V$  および見かけ液相速度  $U_L$  に対して示す。いずれの冷媒についても平滑管と同様、見かけ液相速度が増加し、見かけ気相速度が低下すると流動様式は波状流からスラグ流へ遷移しており、気相、液相の見かけ速度がいずれも相互に作用しあっていることがわかる。また、その遷移条件に溝形状の影響は見られない。環状流から波状流への遷移は、見かけ蒸気速度がおおむね  $1\text{-}1.5 \text{ ms}^{-1}$  の条件で生じており、平滑管より低い見かけ気相速度で遷移が生じている。

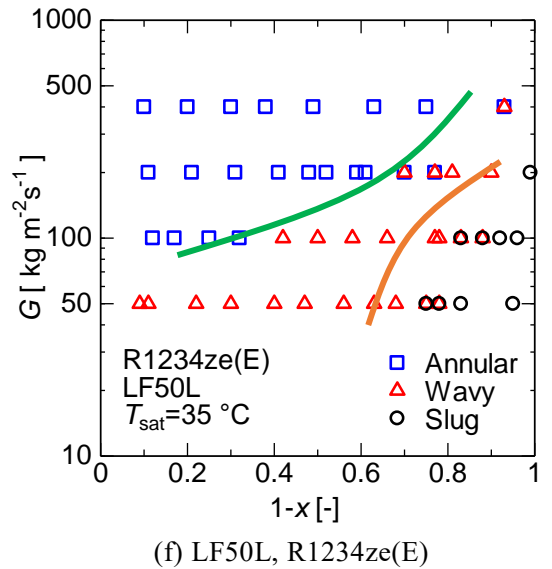
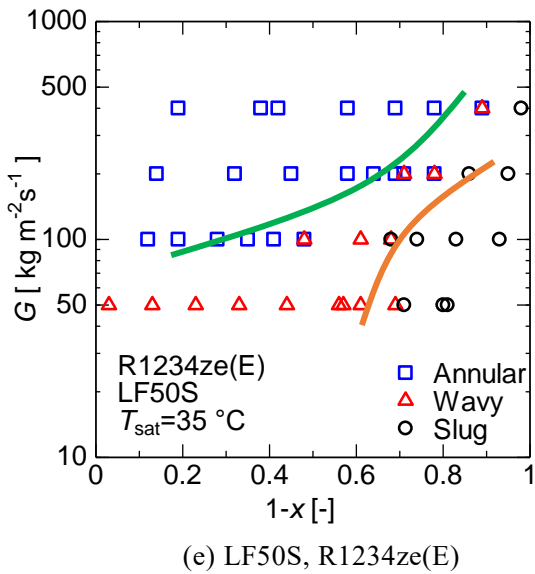
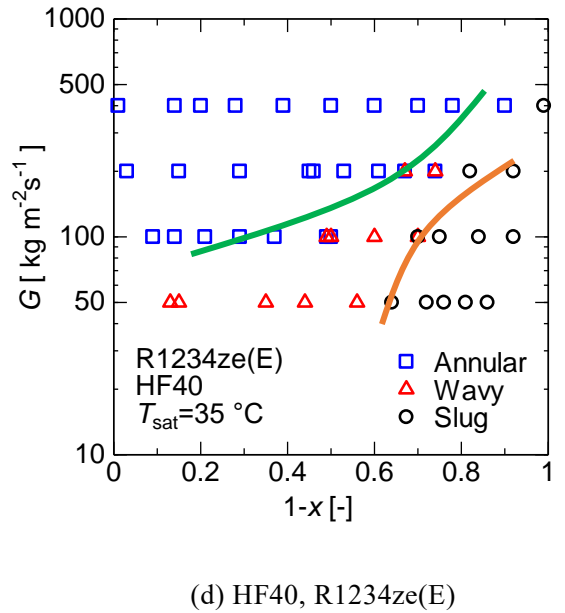
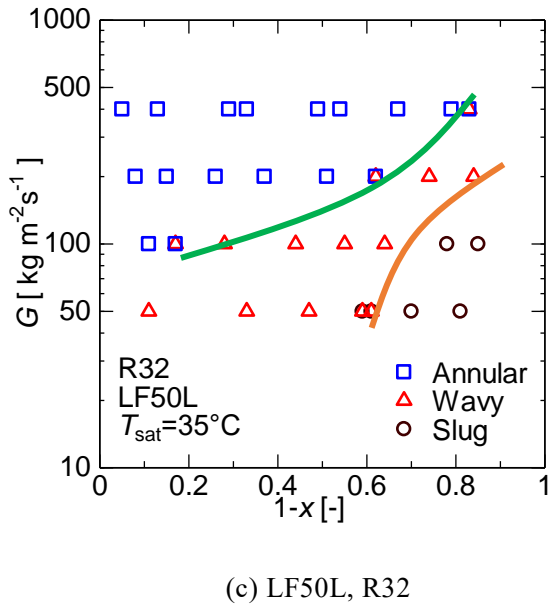
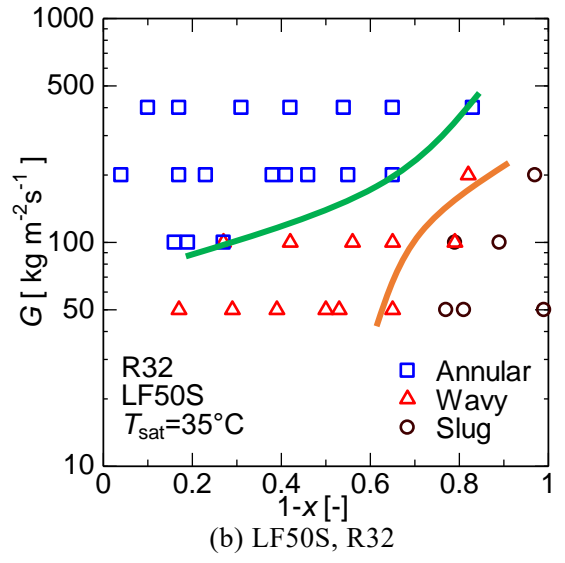
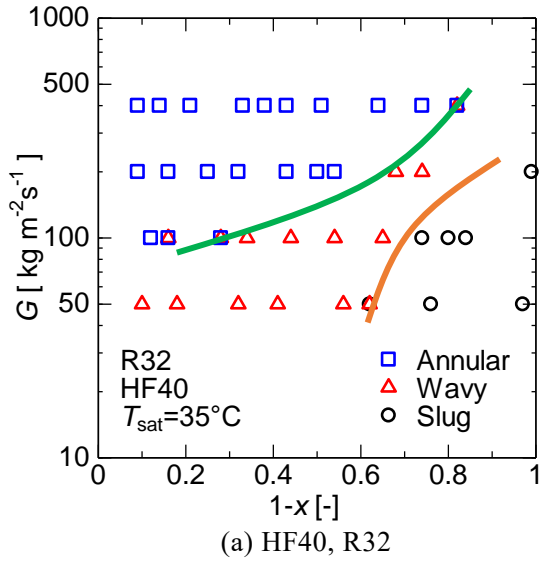
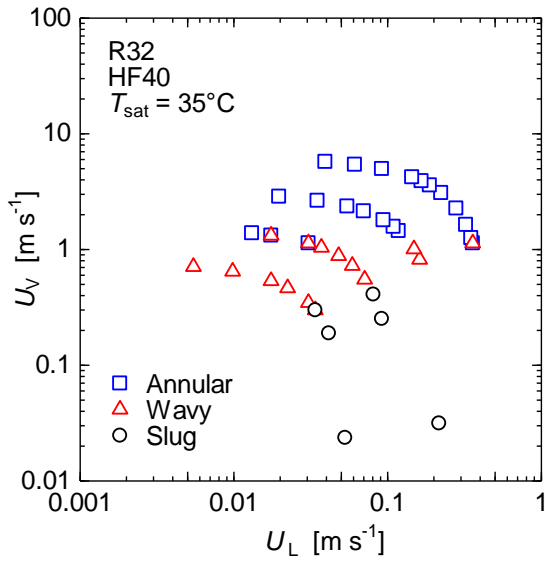
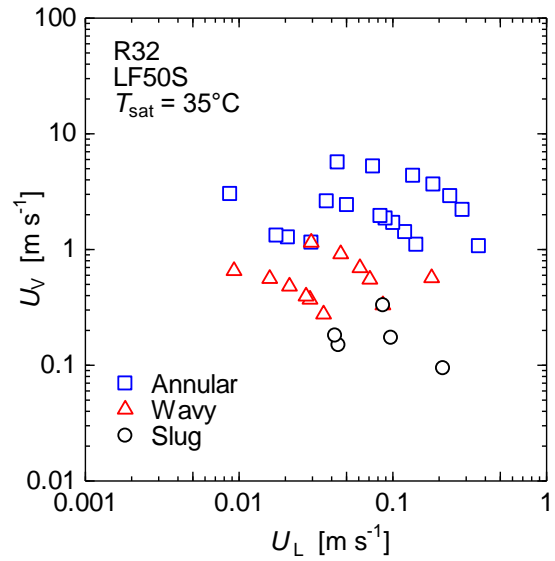


Fig.4.10 Observation results for microfin tubes

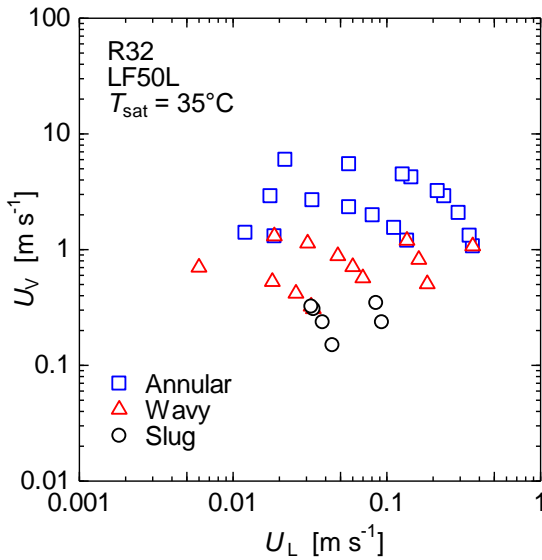




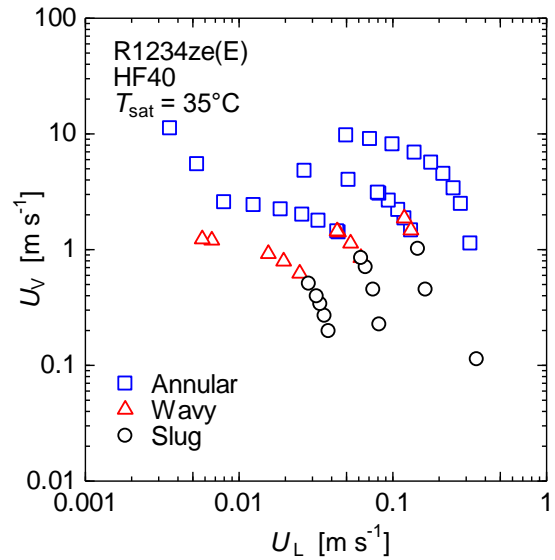
(a) HF40, R32



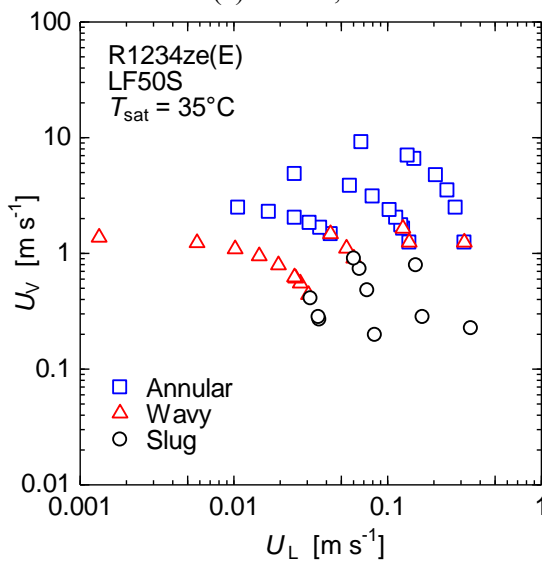
(b) LF50S, R32



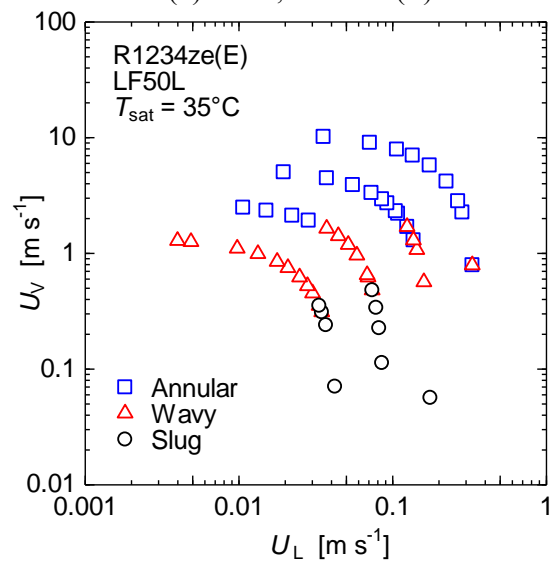
(c) LF50L, R32



(d) HF40, R1234ze(E)



(e) LF50S, R1234ze(E)



(f) LF50L, R1234ze(E)

Fig.4.11 Flow pattern map ( $U_V$ - $U_L$ ) for microfin tube

### 4.3.2 溝付管の流動様式の予測

溝付管の流動様式の予測に関する研究は平滑管に比べて限られている。本項では簡単な式で環状流から波状流（成層波状流：Stratified-wavy flow）への遷移を予測している Cavallini ら(2009)の流動様相遷移条件および Jige ら(2018)の流動様相遷移条件の2つについて各冷媒および各管について比較を行った。

#### ①Cavallini らの流動様相遷移条件との比較

Fig4.12(a)-(c)に R32 の，(d)-(f)に R1234ze(E)の HF40，LF50S および LF50L の流動様相の観察結果について Lockhart-Martinelli パラメータ  $X_{tt}$  および無次元蒸気速度  $J_v$  に対して示す。図中の破線は Cavallini らの式を示す。Cavallini らの遷移条件  $J_v^*$  は次式で示される。

$$J_v^* = 0.6 \left\{ \left[ \frac{7.5}{4.3X_{tt}^{1.111} + 1} \right]^{-3} + 2.5^{-3} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (4.7)$$

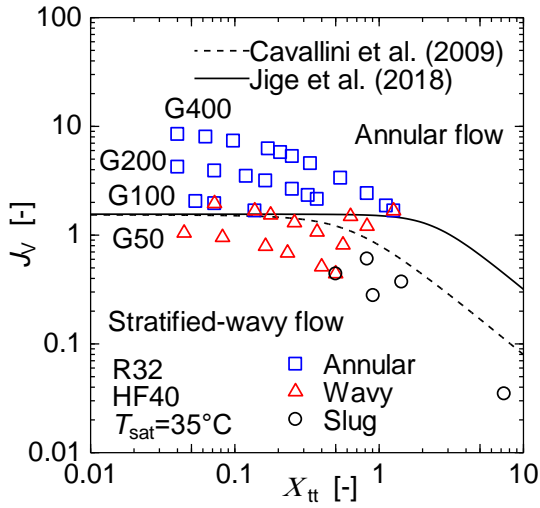
Cavallini らの式は最小内径 7.7 mm の内面溝付管内で飽和温度 40 °C の条件下での R134a, R236ea および R410A の凝縮流動様相の観察結果に基づき作成された式である。Cavallini らの式はいずれの冷媒，どの溝付管についても質量速度 200 kg m<sup>-2</sup>s<sup>-1</sup> で観察された環状流から波状流への遷移を予測できておらず，不十分といえる。Cavallini らが流動様相を観察した冷媒と本実験で用いた冷媒の物性値は比較的近いことから，冷媒物性の影響より，管径の影響により予測結果が異なったものと考えられる。

#### ②Jige らの流動様相遷移条件との比較

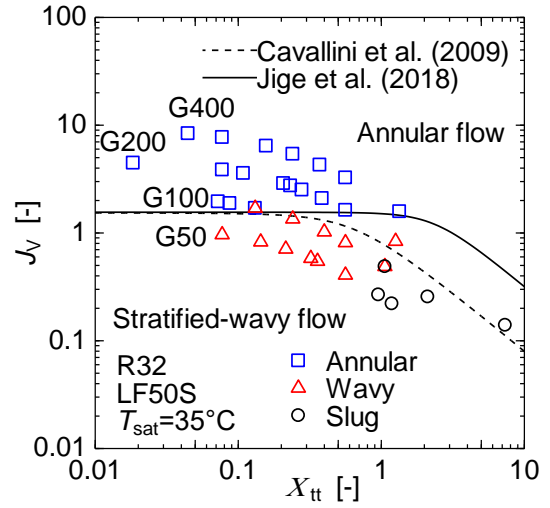
Fig4.12 中に実線で Jige らの遷移条件式を示す。Jige らの遷移条件  $J_v^*$  は次式で示される。

$$J_v^* = 0.6 \left\{ \left[ \frac{30}{4.3X_{tt}^{1.111} + 1} \right]^{-3} + 2.5^{-3} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (4.8)$$

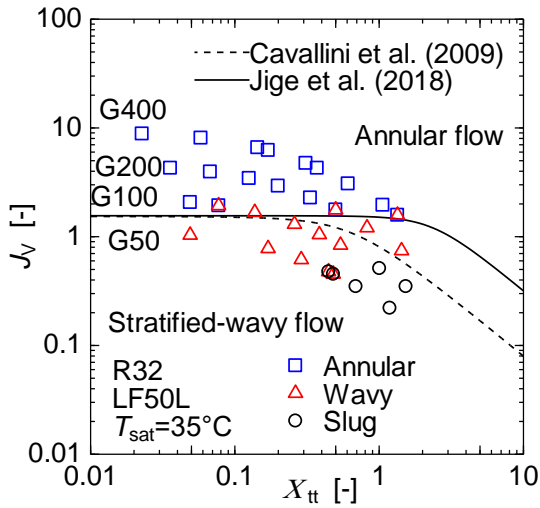
Jige らの式は等価直径 3.5 mm の内面溝付管内で飽和温度 15 °C の条件下での R32 の断熱流動様相の観察結果に基づき作成された式である。図より，いずれの冷媒，いずれの溝付管についてもおおむね適切に環状流から波状流への遷移を予測している。これは，冷媒，温度条件や相変化の有無といった条件の違いがあるものの，管径が本実験で用いたものと近いとため，適切な予測が可能であったと考えられる。



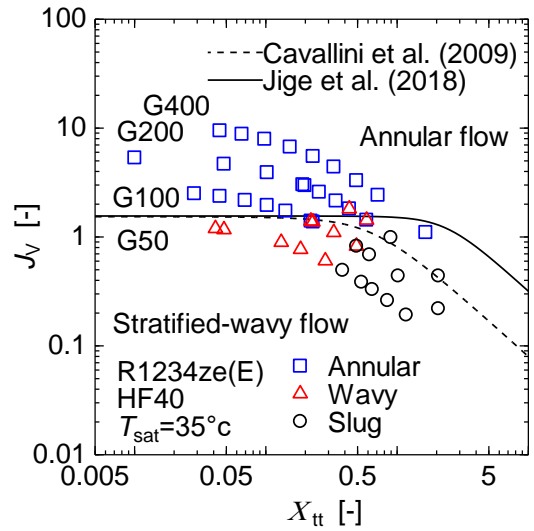
(a) HF40, R32



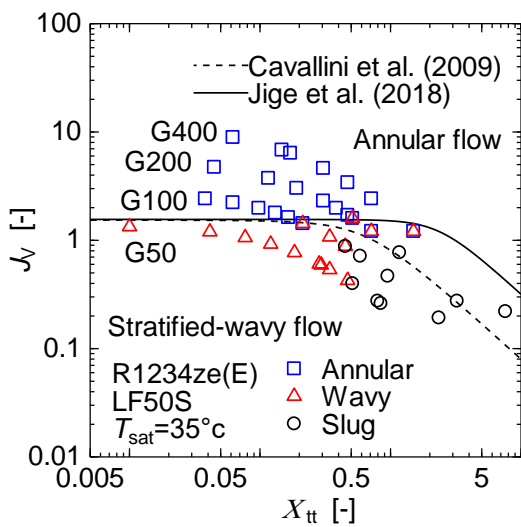
(b) LF50S, R32



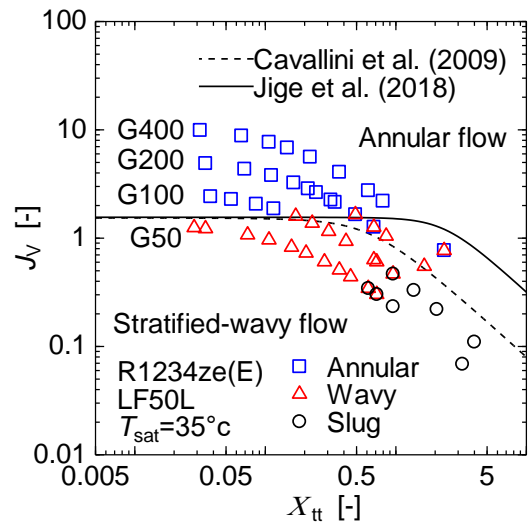
(c) LF50L, R32



(a) HF40, R1234ze(E)



(b) LF50S, R1234ze(E)



(c) LF50L, R1234ze(E)

Fig.4.12 Flow pattern map ( $X_{tt}$ - $J_V$ ) for microfin tube

#### 4.4 第 4 章のまとめ

R32 および R1234ze(E)の平滑管 SM, 溝付管 HF40, LF50S および LF50L 内の凝縮流動様相の観察実験を行い, 次の結果を得た.

##### 平滑管の凝縮流動様相

1. 本実験では平滑管の流動様相を環状流, 波状流, スラッグ流の 3 種の流動様式に分類した.
2. R32 は R1234ze(E)に比して環状流から波状流への遷移が低湿り度域で生じた. これは蒸気密度の違いによる管内蒸気速度の影響と考えられる.
3. R1234ze(E)は R32 に比して波状流からスラッグ流への遷移がわずかに低湿り度で生じていた. これは表面張力の影響と考えられる.
4. 質量速度  $100 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  以下の条件で環状流は観察されなかった.
5. 環状流から波状流への遷移には見かけ蒸気速度の影響が大きかった.
6. 4 mm 細径管の流動様相の遷移を予測は Cavallini らの式である程度予測できた.

##### 溝付管の凝縮流動様相

1. 平滑管の流動様相と同様, 環状流, 波状流およびスラッグ流の 3 種の流動様式に分類した.
2. 環状流および波状流域では, 溝により凝縮液膜が旋回する旋回流が確認された.
3. 平滑管と異なり, 質量速度  $100 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  の条件でも低湿り度域では環状流が観察された.
4. 環状流から波状流への遷移は R32 のほうが低湿り度で生じた.
5. 3 種類の溝形状の異なる溝付管で実験を行ったが, 環状流から波状流への遷移条件に大きな差異は見られず, 溝形状の影響は小さかった.
6. 平滑管に比べ, 低い見かけ気相速度まで環状流が観察された.
7. Jige ら(2018)の遷移条件式で, 本実験で用いた溝付管の環状流から波状流への遷移を予測することができた.

# 第 5 章

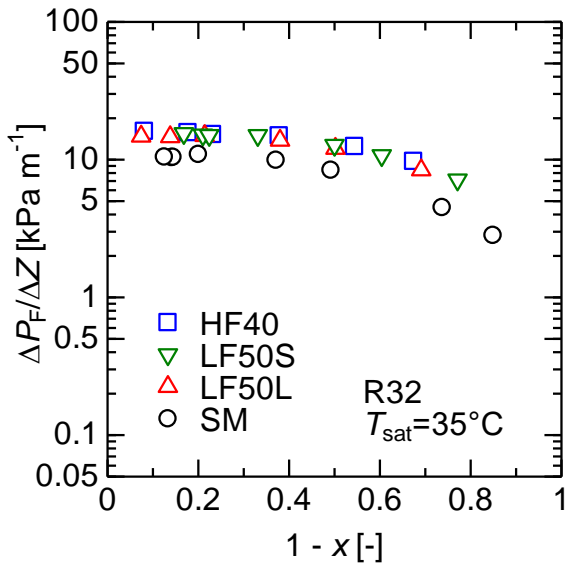
## 摩擦圧力損失

### 5.1 圧力損失の実験結果

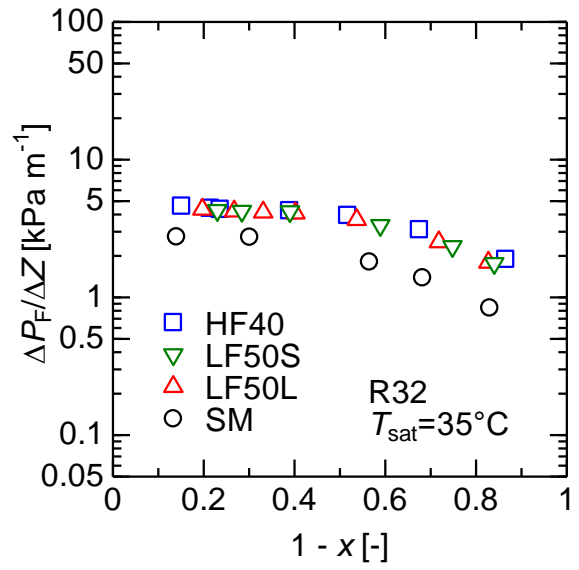
Fig.5.1(a), (b)および(c)に, R32 の, Fig.5.2(a), (b)および(c)に R1234ze(E)の質量速度 400, 200 および 100  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  における溝付管 HF40, LF50S および LF50L と平滑管 SM の圧力損失の実験結果を示す. いずれの冷媒, いずれの試験伝熱管の実験結果も, 質量速度が低下すると圧力損失も小さくなる. これは質量速度が低下することで, 気液の速度低下により壁面せん断力が減少したためである. また, 圧力損失は湿り度 0.2-0.4 程度で極大値を示したのち, 凝縮の進行にともない小さくなる. これは凝縮が進行することで, 管内の蒸気速度が次第に減少し, 液速度が増加する. これにより, 速度差に起因して生じる気液界面のせん断力が減少したため, 圧力損失は減少したと考えられる. また, R32 と R1234ze(E)の実験結果を比較すると, R1234ze(E)の実験結果は R32 の実験結果の 1.5 倍程度の大きさの値を示す. 第 2 章の Table 2.2 に示す通り, R1234ze(E)の蒸気密度が R32 の 0.6 程度であることに加え, R1234ze(E)の液粘度が R32 に比して 1.6 倍程度大きいことから, R1234ze(E)は管内蒸気速度による摩擦損失が大きかったものと考えられる.

R32 の HF40 と LF50S の結果を比較すると, 圧力損失の値に差異はみられない. また, R32 の LF50S と LF50L の結果を比較すると圧力損失の値に差異はみられない. R1234ze(E)についても同様のことが言える. HF40 は LF50S に比して条数が少なく, リード角が  $8^\circ$  程度小さいものの, フィン高さが 0.05 mm 大きい. LF50L は LF50S に比して, リード角が  $13^\circ$  小さく, フィン高さが 0.02 mm 大きい. 一般的に条数が多く, リード角が大きく, フィン高さが高いほど圧力損失は増大する. 溝による効果が本研究で用いた試験伝熱管 3 種類の相互間で作用しあい, 結果として同程度の圧力損失であったと考えられる.

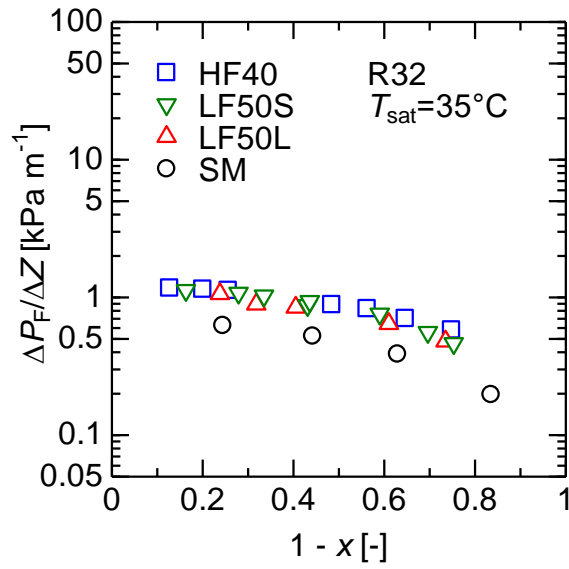
平滑管と溝付管を比較すると, 溝付管の圧力損失はいずれの冷媒, 伝熱管でもおおむね 1.6 倍程度大きい値を示す. これは管内に溝が存在することにより, 流体と管が接する面積が増大し, 摩擦損失が増大したことに加え, 平滑管に比べ蒸気の主流が流れる管内の断面積が小さいため, 流動損失が増大した影響と考えられる.



(a)  $G=400$  kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>



(b)  $G=200$  kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>



(c)  $G=100$  kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>

Fig.5.1 Pressure drop of R32

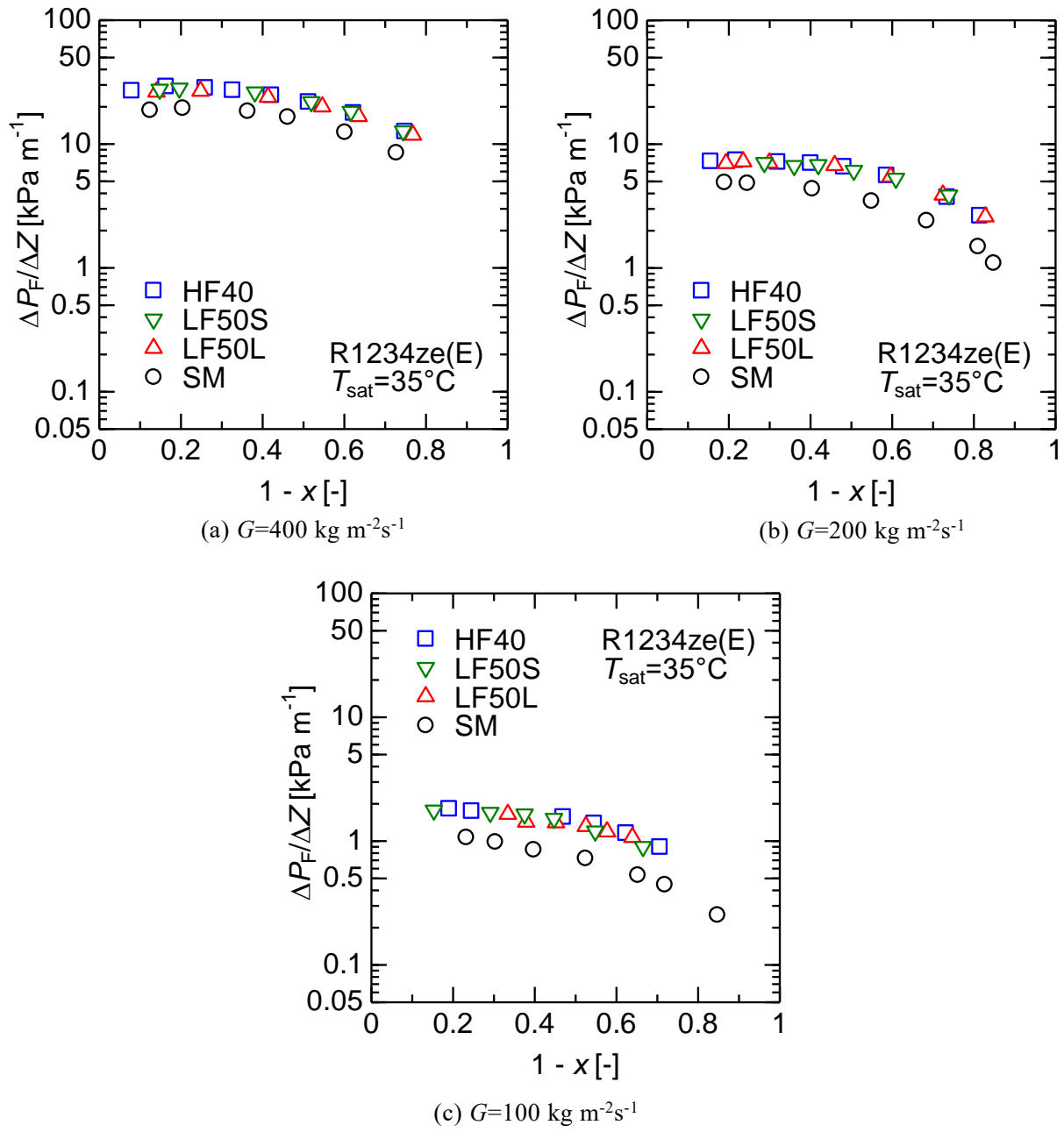


Fig.5.2 Pressure drop of R1234ze(E)

## 5.2 圧力損失の予測

過去の予測式との比較において、予測結果の散らばり具合や、予測式の予測精度を評価するために、平均偏差  $MD$  (Mean Deviation)、絶対平均偏差  $AD$  (Absolute mean Deviation) および 30%収束率  $R30$  の3つの要素を用い評価した。  $MD$  および  $AD$  は次の式であらわされる。

$$MD = \frac{1}{N} \sum \left( \frac{\Delta P_{F \text{ cal}} - \Delta P_{F \text{ exp}}}{\Delta P_{F \text{ exp}}} \times 100 \right) \quad (5.1)$$

$$AD = \frac{1}{N} \sum \left( \frac{|\Delta P_{F \text{ cal}} - \Delta P_{F \text{ exp}}|}{\Delta P_{F \text{ exp}}} \times 100 \right) \quad (5.2)$$

ここで、 $\Delta P_{F \text{ cal}}$  は予測式による計算値、 $\Delta P_{F \text{ exp}}$  は実験値、 $N$  はデータの個数を表す。  $MD$  が正であれば予測式が実験値を過大に予測しており、負であれば過少に予測する傾向があることを示す。  $AD$  はその値が大きい場合、実験値と予測式との差が大きいことを意味し、小さければその差が小さいことを意味する。  $R30$  は実験値と予測式の差が $\pm 30\%$ 以内に収束している割合を表し、1に近いほど予測精度が $\pm 30\%$ に収束しているといえる。

### 5.3.1 平滑管の圧力損失の予測式との比較

平滑管の摩擦圧力損失に関しては非常に多くの予測式が提案されている。 Fig.5.3(a)-(e)に原口ら(1994a)の予測式、Misima-Hibiki(1996)の式、宮良ら(2004)の予測式、Sun-Mishima(2009)の式および地下-小山(2012)の式と比較した結果を示す。横軸が実験値、縦軸が予測式による計算値である。

原口らの式は R123, R22 および R134a の内径 8.4 mm の平滑管内での凝縮実験の結果に基づき作成された予測式である。図より、大きな管径で行われた実験結果をもとに作成された予測式であるが、R32, R1234ze(E)とともに予測結果のまとまり自体は良好である。しかしながら、その予測値は、質量速度が小さく圧力損失の小さい領域で $-40\%$ と過少予測の傾向が、質量速度が大きく圧力損失の大きい領域で $+80\%$ と過大予測の傾向がみられる。

Mishima-Hibiki の式は 1.0 mm から 4.1 mm 程度のガラス管、アルミニウム管内での水-空気断熱二相流内の実験に基づき作成された予測式である。管径は本実験で用いた平滑管と同程度の内径を有する管を用いている。図より、質量速度が小さく圧力損失の小さい領域で $+100\%$ と過大予測の傾向がみられ、質量速度が大きく圧力損失の大きい領域で $-30\%$ 程度で予測する。圧力損失が小さい領域で過大予測傾向がみられた要因として Mishima-Hibiki の式は水-空気二相流の実験結果をもとに作成された予測式であり、本研究で用いた冷媒とは気液密度比が大きく異なることが要因と考えられる。



宮良らの式は、原口らの実験結果、Mishima-Hibikiの実験結果、小山らのR134aの実験結果をもとに、質量速度の影響と管径との影響を考慮した予測式である。図より、R32、R1234ze(E)いずれの予測結果のまとまりは良好である。また、その予測値は、全領域で+40%から-30%程度で予測する。この予測式は管径や、冷媒物性、質量速度の影響を十分に含んだ式であるため、良好な予測結果を得られたものと考えられる。

Sun-Mishimaの式は様々な研究者が行った多様な冷媒の0.5 mmから12 mm管内での実験結果をもとに作成された予測式である。図より、いずれの冷媒に対しても良好なまとまりがみとれる。また、その予測値は、質量速度が小さく圧力損失の小さい領域で+30%程度過大に予測する傾向がみられるが、質量速度が大きく圧力損失の大きい領域では-40%程度で予測する。この予測式も、様々な冷媒や管径での実験結果をもとに作成された式であることから良好な予測結果を得られたと考えられる。

地下-小山の式は、0.7 mmの円管と、水力直径0.8 mm程度の扁平多孔管内でのR32、R410A、R134aおよびCO<sub>2</sub>の凝縮実験の結果をもとに作成された予測式である。図より、いずれの冷媒に対しても良好なまとまりがみとれる。また、その予測値は、質量速度が小さく圧力損失の小さい領域で+40%程度過大に予測する傾向がみられるが、質量速度が大きく圧力損失の大きい領域では-40%程度で予測する。この予測式は、本実験で用いた平滑管に比して小さな管径の伝熱管を対象にした予測式であるが、内径3.5 mmの伝熱管を用いた本実験結果も十分に予測することができた。

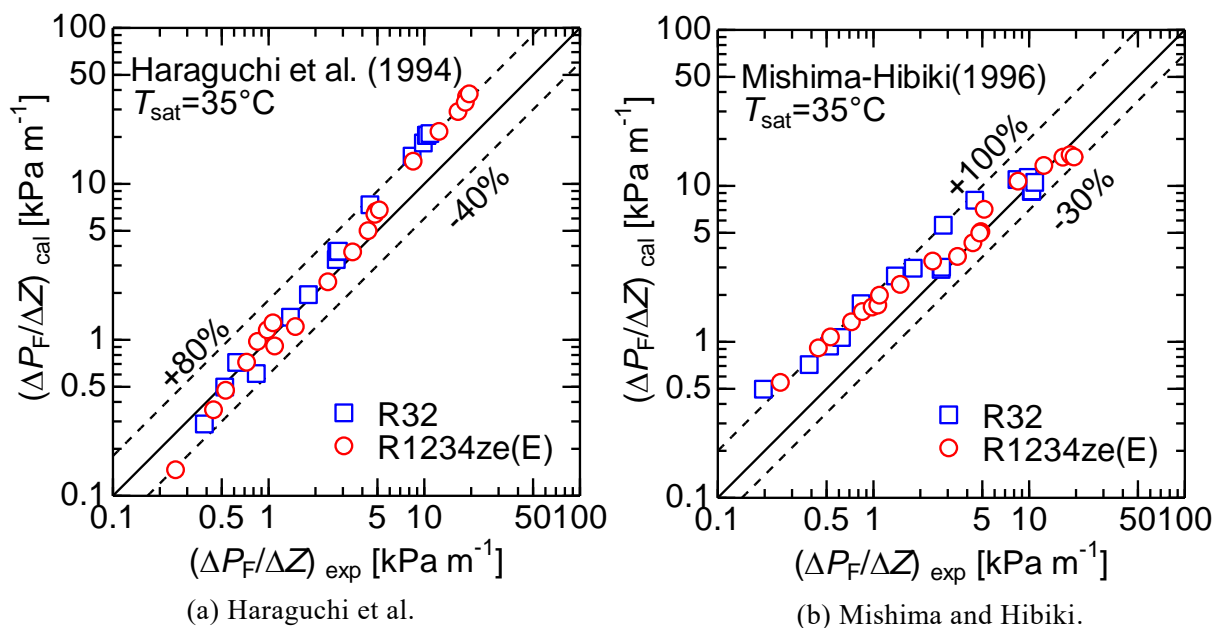
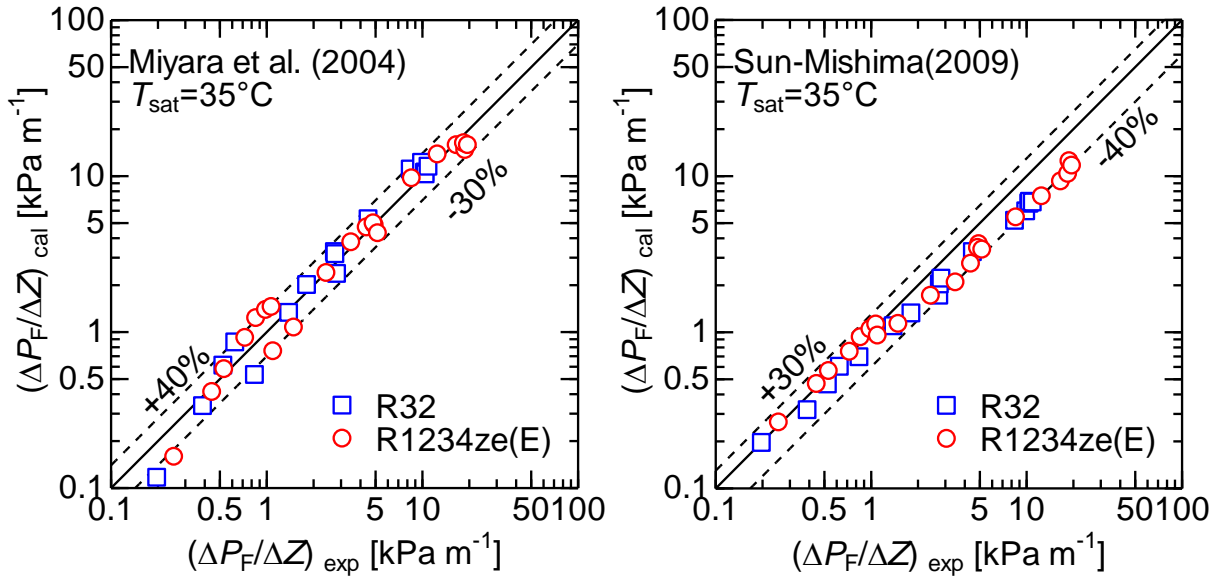
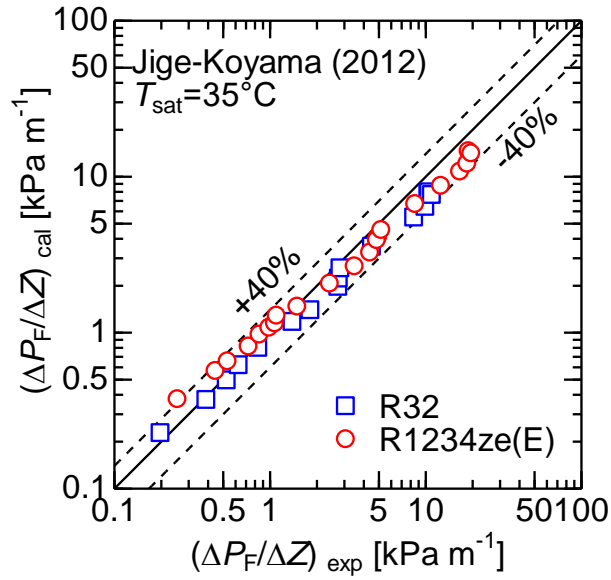


Fig.5.3 Comparison results of previous correlation and experimental results for SM



(c) Miyara et al.

(d) Sun and Mishima



(e) Jige and Koyama

Fig.5.3 Comparison results of previous correlation and experimental results SM (cont.)

Table 5.1 Comparison results of previous correlation and experimental results SM

(a) R32			
	<i>MD</i> [%]	<i>AD</i> [%]	<i>R30</i> [-]
Haraguchi et al.	34.5	48.0	0.41
Mishima and Hibiki	48.9	53.6	0.47
Miyara et al.	3.7	17.1	0.76
Sun and Mishima	-25.7	25.7	0.59
Jige and Koyama	-17.1	18.9	0.82

(b) R1234ze(E)			
	<i>MD</i> [%]	<i>AD</i> [%]	<i>R30</i> [-]
Haraguchi et al.	24.8	35.9	0.52
Mishima and Hibiki	37.7	43.9	0.48
Miyara et al.	0.8	18.0	0.76
Sun and Mishima	-20.6	24.2	0.57
Jige and Koyama	-5.6	21.0	0.81

Table.5.1 に比較した平滑管の 5 つの予測式について、それぞれ *MD*,*AD* および *R30* の値をまとめた結果を示す。表より、 $\pm 30\%$ での収束率は地下-小山の式が最も高く、いずれの冷媒についても 0.8 以上の値を示した。このことから、外径 4.0 mm、内径 3.5 mm の細径平滑管の圧力損失は地下-小山の式で精度よく予測できることがわかった。

### 5.3.2 溝付管の圧力損失の予測式との比較

溝付管の摩擦圧力損失に関しても多くの研究がなされてきた。しかしながら、溝付管は管径、溝形状の違いなど様々な要素が複雑に絡み合う。ここでは今までに報告されてきた予測式から 5 種類について比較した結果を示す。Fig.5.4(a)-(e)に Cavallini らの式、米本-小山の式、井上らの式、一瀬-井上の式および Sun-Li の式と比較した結果を示す。横軸が実験値、縦軸が予測式による計算値である。

Cavallini らの式は、最小内径 6.04 mm から 11.5 mm の溝付管を用いて、質量速度 69-878 kg m<sup>-2</sup>s<sup>-1</sup> の範囲で行われた様々な研究者の実験結果に基づいて提案された予測式である。図より、R32、R1234ze(E)ともに、溝付管の種類に寄らず予測結果は-30%から+50%の範囲で相関し、おおむねまとまりがよい。この予測式は、湿

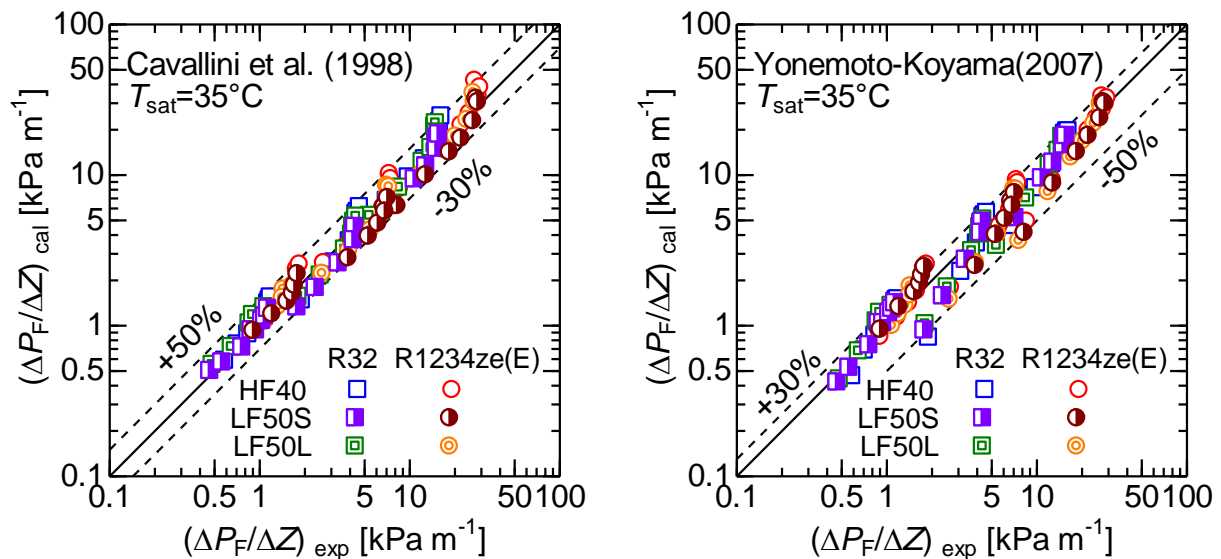
り度が小さく，圧力損失が大きい領域で，過大に予測する傾向がみられるが，おおむね適切に予測しているといえる。

米本-小山の式は平均内径 6.25 mm から 8.37 mm の溝付管内で行われた．R123, R22 および R134a の実験結果をもとに作成された予測式である．図より，R32, R1234ze(E)ともに，溝付管の種類に寄らず予測結果は-50%から+30%の範囲で相関し，おおむねまとまりがよい．この予測式は，圧力損失が小さい，高湿り度域のデータに関して過少に予測する傾向がみられるものの，おおむね適切に予測しているといえる．

井上らの式は，R410A および R22 の実験結果をもとに作成された Goto らの式の  $p/d_{\text{mean}}$  (溝ピッチと平均内径の比) による場合分けを廃し，最大内径 5.85 mm の溝付管のデータをもとに作成された予測式である．図より -40%から+30%の範囲で相関しており，まとまりも非常に良好である．この予測式は R1234ze(E)の LF50S および LF50L の実験結果を少々過少に予測する傾向がみられるが，非常に良好な予測結果を得られる予測式であるといえる．

一瀬-井上の式は，最大内径 3.4 mm 程度の 10 種類の内面溝付管と平滑管の単相実験の結果をもとに作成した管摩擦係数の式を用い，R410A および R32 の実験結果から作成された 4 mm 細径溝付管向けに作成された予測式である．図より，予測結果は-40%から+60%の範囲で相関している．データのまとまり自体は良いものの，圧力損失が小さい低質量速度条件では特に過大に予測する傾向がみられる．R32 と R1234ze(E)の予測結果を比較すると，圧力損失の大きい高質量速度条件では，R1234ze(E)の圧力損失を過少に予測する傾向がみられる．一方で R32 の予測結果についてはおおむね適切に予測している．

Sun-Li の式は，最大内径 4.54 mm から 8.94 mm の溝付管内における R410A,



(a) Cavallini et al.

(b) Yonemoto and Koyama

Fig.5.4 Comparison results of previous correlation and experimental results for microfin tube

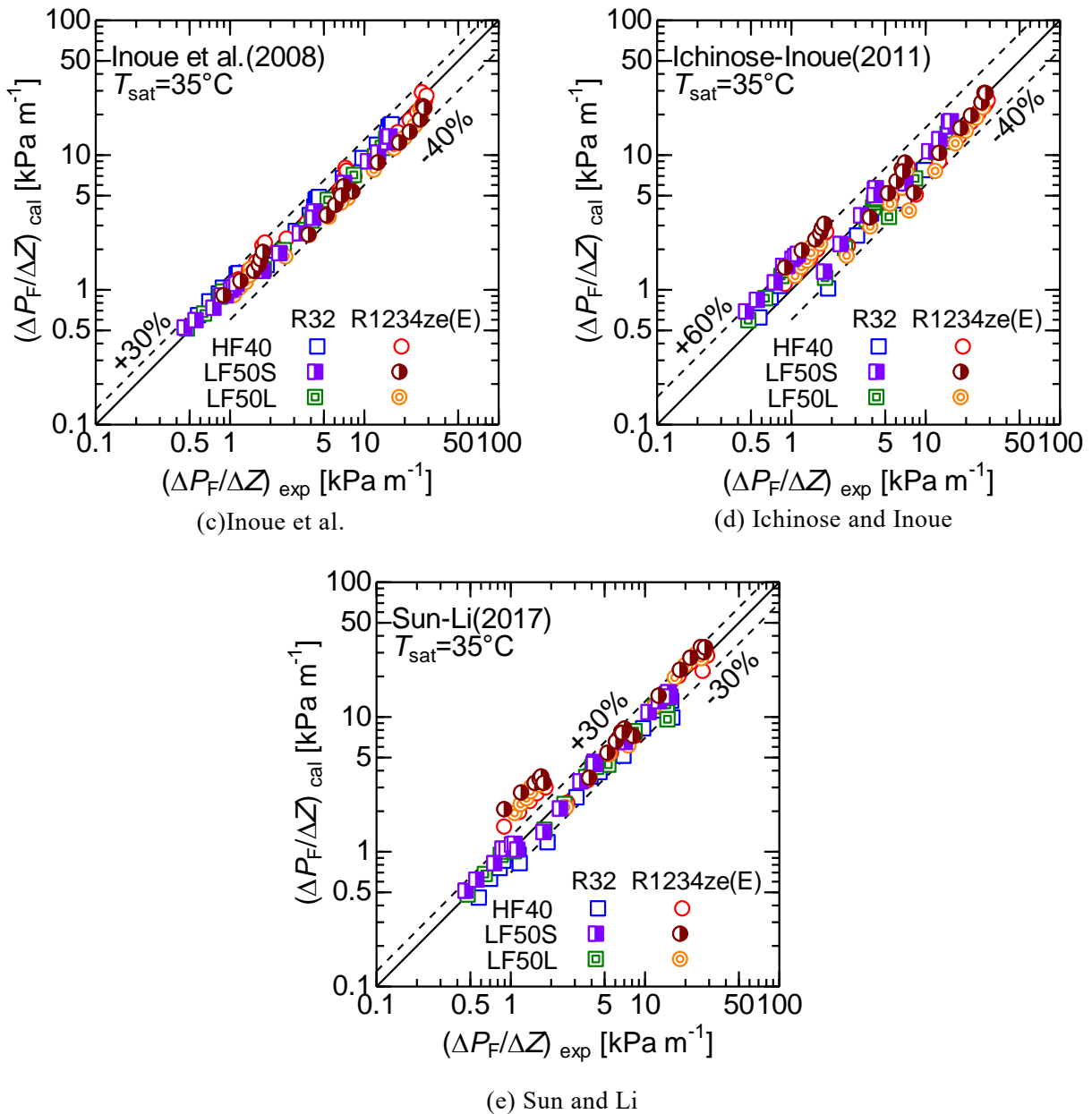


Fig.5.4 Comparison results of previous correlation and experimental results for microfin tube (cont.)

R134a, R22 など多様な冷媒の実験結果をもとに作成された予測式である。図より、+50%から-30%の範囲で相関しており、全体的にまとまりは良い。また、質量速度が大きく圧力損失の大きい領域では比較的良好な相関がみられるが、質量速度が小さく圧力損失の小さい領域では過大に予測する傾向がみられる。

Table.5.2 に比較した溝付管の 5 つの予測式について、それぞれ MD,AD および R30 の値をまとめた結果を示す。表より、R32 の予測結果を比較すると、井上らの式の R30 がいずれの伝熱管も 1 ときわめて精度よく予測しており、R32 の 4 mm 溝付細径管に対する適用性が高いことがわかる。一方で R1234ze(E)の予測結果を比較すると、井上らの式の LF50S, LF50L の R30 は 0.55 程度と小さく、MD が負であることから、過少に予測していることがわかる。また、Cavallini らの予測式も

LF50S について高い適用性を示す。Cavallini らの予測式は R1234ze (E) の R30 も管の種類に寄らず比較的高い値を示し、適用性が高いことが分かった。また、米本-小山の式はいずれの冷媒、いずれの管についても R30 がおおむね 0.8 から 0.9 程度と平均的に高い相関を示した。また、Sun-Li の式も R32 については良好な相関を示した。

Table 5.2 Comparison results of previous correlation and experimental results microfin tube

(a) R32

	Tube type	$MD$ [%]	$AD$ [%]	$R30$ [-]
Cavallini et al.	HF40	15.2	19.6	0.76
	LF50S	-0.26	11.1	1
	LF50L	13.5	17.8	0.84
Yonemoto and Koyama	HF40	4.2	20.2	0.90
	LF50S	1.5	16.2	0.9
	LF50L	3.2	18.8	0.84
Inoue et al.	HF40	3.2	9.0	1
	LF50S	-9.7	11.8	1
	LF50L	-11.3	13.6	1
Ichinose and Inoue	HF40	4.6	19.7	0.71
	LF50S	26.9	31.3	0.52
	LF50L	3.8	20.2	0.68
Sun and Li	HF40	-15.5	15.5	0.86
	LF50S	-4.4	9.2	0.95
	LF50L	1.6	7.7	1

Table 5.2 Comparison results of previous correlation and experimental results microfin tube  
(cont.)

(b) R1234ze(E)

	Tube type	$MD$ [%]	$AD$ [%]	$R30$ [-]
Cavallini et al.	HF40	11.3	16.0	0.78
	LF50S	-7.1	13.9	1
	LF50L	1	13.2	0.95
Yonemoto and Koyama	HF40	-0.17	15.6	0.83
	LF50S	-3.6	18.2	0.79
	LF50L	-6.9	18.4	0.8
Inoue et al.	HF40	-5.5	10.7	1
	LF50S	-19.9	20.7	0.58
	LF50L	-23.4	23.4	0.55
Ichinose and Inoue	HF40	-1.7	19.1	0.87
	LF50S	17.8	28.5	0.63
	LF50L	-4.8	23.4	0.70
Sun and Li	HF40	18.3	28.5	0.74
	LF50S	29.9	35.0	0.70
	LF50L	42.6	44.8	0.68

### 5.3 まとめ

R32 および R1234ze(E)の平滑管 SM, 溝付管 HF40, LF50S および LF50L 内の圧力損失実験を行い, 次の結果を得た.

#### 平滑管と溝付管の圧力損失特性

1. 平滑管および溝付管ともに, 質量速度の低下にともなって圧力損失は低下する. また, 湿り度 0.2-0.4 程度で極大値を示したのち, 凝縮の進行にともない小さくなる.
2. 平滑管および溝付管ともに, R32 は R1234ze(E)に比して 0.7 倍程度小さい値を示す. これは R1234ze(E)の蒸気密度が R32 の 0.6 倍程度であることに加え, R1234ze(E)の液粘度が R32 に比して 1.6 倍程度大きいことから, R1234ze(E)は管内蒸気速度による摩擦損失が大きかったためと考えられる.
3. 溝付管 HF40, LF50S, LF50L の圧力損失の結果を比較すると, 大きな差異は見られない. これは, この 3 種類の溝付管のそれぞれの溝形状の特性が互いに正にも負にも作用しあい, 結果として同程度の値を示したものと考えられる.
4. 溝付管の圧力損失はいずれの冷媒, 伝熱管でも平滑管に比して, おおむね 1.6 倍程度大きい値を示す. これは管内に溝が存在することにより, 流体と管が接する面積が増大し, 摩擦損失が増大したことに加え, 平滑管に比べ蒸気の主流が流れる面積が減少したため, 流動損失が増大したためと考えられる.

#### 圧力損失の予測式との比較結果

1. 平滑管の圧力損失の実験結果を, 原口らの式, Mishima-Hibiki の式, 宮良らの式, Sun-Mishima の式および地下らの式と比較した.
2. 平滑管の R32 および R1234ze(E)の圧力損失は地下らの式でおおむね $\pm 30\%$ 以内で予測できる.
3. 溝付管の圧力損失の実験結果を, Cavallini らの式, 米本-小山の式, 井上らの式, 一瀬-井上の式および Sun-Li の式と比較した.
4. 本実験で用いた R32 のすべての溝付管と, R1234ze(E)の溝付管 HF40 については, 井上らの式でおおむね $\pm 30\%$ 以内で予測することができた. また, いずれの冷媒, いずれの溝付管に対しても米本-小山の式, Sun-Li の式は良好な相関を示し, おおむね $\pm 30\%$ 以内で予測することができた.



# 第 6 章

## 熱伝達率

### 6.1 平滑管の熱伝達率

Fig.6.1(a)および(b) に, R32 および R1234ze(E)の質量速度 400, 200, 100 および 50  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  における平滑管 SM の熱伝達率の実験結果を示す. 図より, 冷媒の種類に依らず熱伝達率は凝縮開始点で最大値を示し, 湿り度の増加に伴い低下することがわかる. また, いずれの冷媒も質量速度 100  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  以下はおおむね同程度の熱伝達率を示し, 質量速度の影響は見られない. 一方で質量速度 200  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  以上では質量速度の増加にともなって熱伝達率が増加している.

第 4 章に示した流動様相の観察結果より, R32 は質量速度 400  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  の全域と質量速度 200  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  の湿り度 0.5 以下では環状流であり, R1234ze(E)は質量速度 400  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  の全域と質量速度 200  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  の湿り度 0.6 以下では環状流である. 熱伝達率の実験結果から, 波状流およびスラグ流域である質量速度 100  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  以下では質量速度の影響は見られない. これは波状流およびスラグ流域では管内蒸気流速による強制対流凝縮の影響が小さいことを示している. このことから波状流域とスラグ流域では膜状凝縮による自由対流凝縮の影響が支配的であると考えられる. 一方, 環状流域である質量速度 200  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  以上では質量速度の影響がみられ, 強制対流凝縮の影響が顕著にみられる.

R32 と R1234ze(E)の実験結果を比較すると, いずれの質量速度条件においても

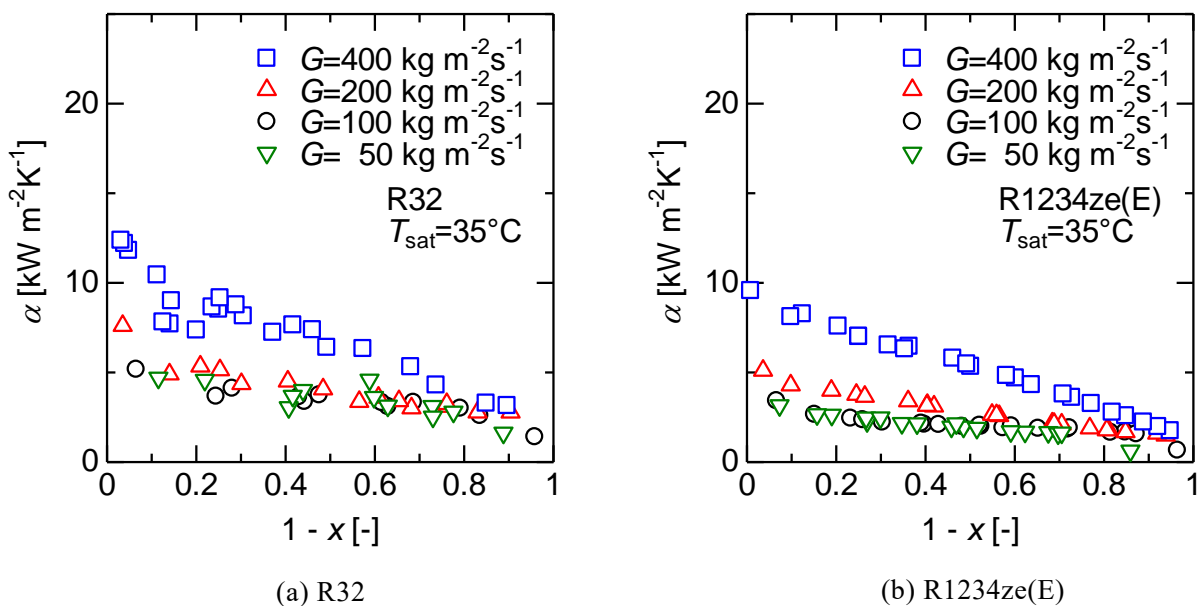


Fig.6.1 Condensation heat transfer for smooth tubes

R32 の熱伝達率のほうが大きい値を示す。冷媒物性の影響から考察すると、強制対流凝縮の大小に影響する蒸気速度に関連する蒸気密度と、伝熱自体に大きく作用する液熱伝導率の大小が熱伝達率に与える影響が大きい。蒸気密度が小さいほど管内の蒸気速度が大きくなり、強制対流凝縮の影響が大きくなる。また、凝縮時は凝縮液膜を介し、管壁面温度と気液海面の温度の温度差により熱が移動する。この際液膜内は熱伝導により、熱が移動する。R1234ze(E)は R32 に比して蒸気密度が小さく、強制対流凝縮の影響は大きい。一方で、R1234ze(E)の液熱伝導率の大きさは R32 の液熱伝導率の大きさの 0.6 倍程度の値である。この液熱伝導率の差が R32 に比して R1234ze(E)の熱伝達率が小さいことの主な理由であると考えられる。

## 6.2 溝付管の熱伝達率

Fig.6.2(a)および(b) に、R32 および R1234ze(E)の質量速度 400, 200, 100 および 50  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  における溝付管 HF40 の熱伝達率の実験結果を示す。図より、いずれの冷媒も凝縮が進行するにしたがって、熱伝達率が減少していることがわかる。また、いずれの冷媒も平滑管の実験結果と異なり、質量速度 200  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  以上の質量速度条件では、質量速度の影響が小さい。一方で、質量速度 100  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  と 50  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  の実験結果を比較すると、質量速度の影響が顕著にみられる。第 4 章の流動様相の観察結果より、質量速度 100  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  は湿り度 0.3 以上と 50  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  はすべての湿り度で波状流およびスラグ流域であった。一方で、質量速度 100  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  は湿り度 0.3 以下と 200 のほとんど、および 400  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  は環状流である。熱伝達率の実験結果から、溝付管では、環状流域では平滑管に比して質量速度の影響が小さいことがわかる。また、波状流およびスラグ流域では平滑管と同様に質量

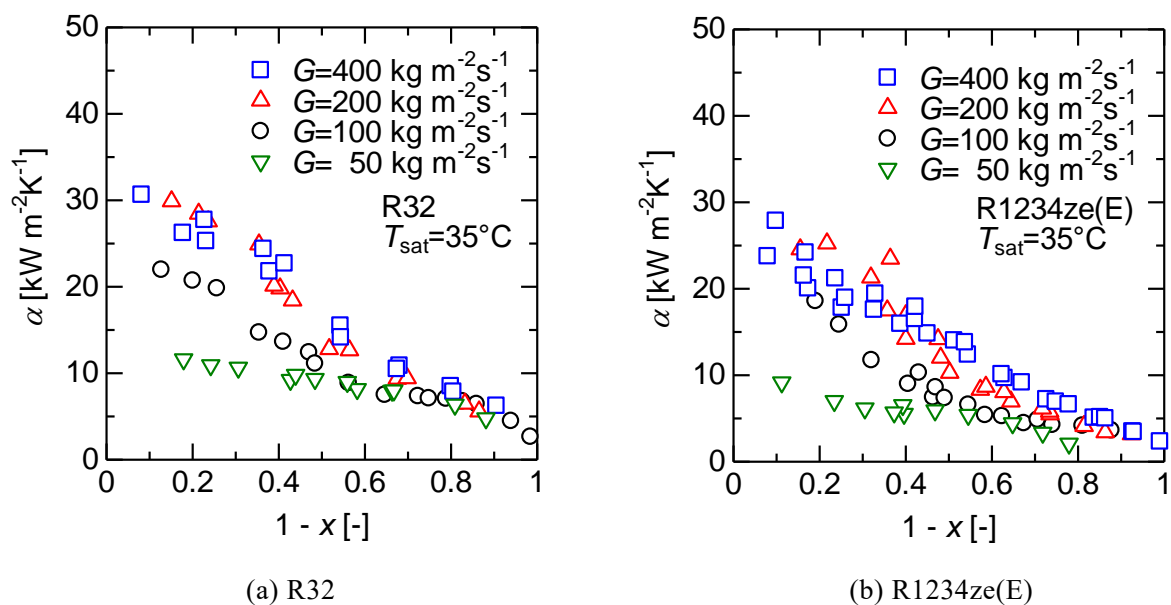
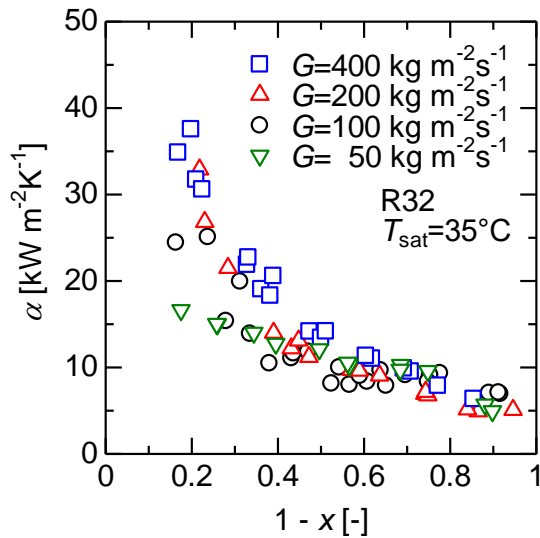
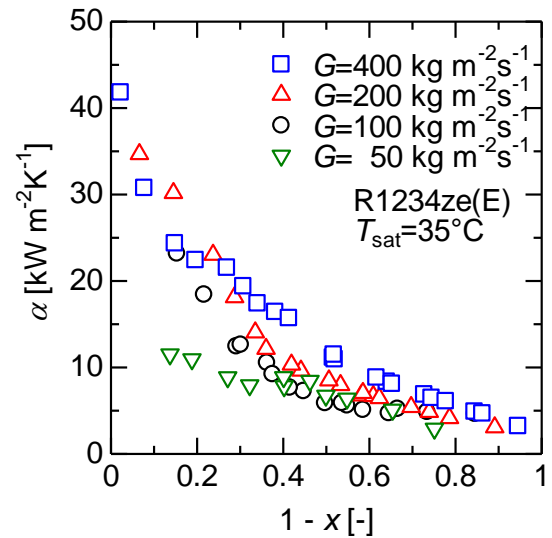


Fig.6.2 Heat transfer coefficient of HF40

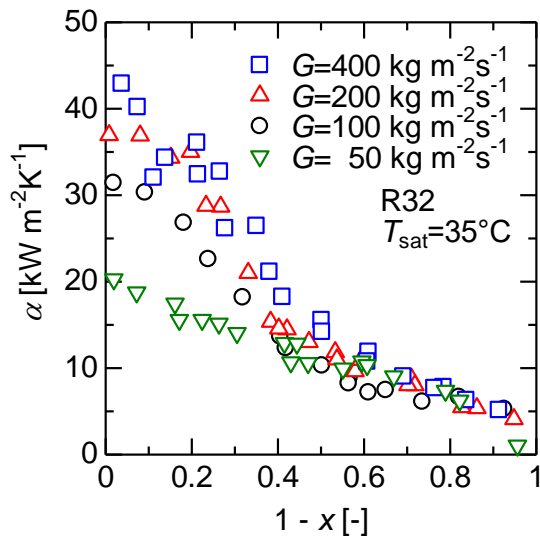


(a) R32

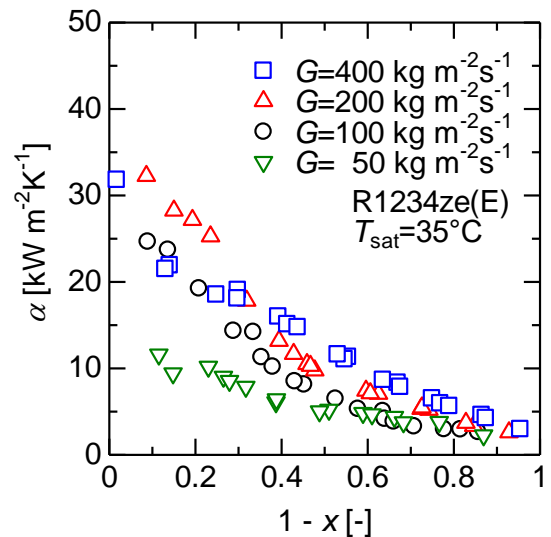


(b) R1234ze(E)

Fig.6.3 Heat transfer coefficient of LF50S



(a) R32



(b) R1234ze(E)

Fig.6.4 Heat transfer coefficient of LF50L

速度の影響は見られない。また、環状流から波状流への遷移にともない熱伝達率が大きく変化していることがわかる。R32 と R1234ze(E)の熱伝達率の大きさを比較すると、全体的に R32 の熱伝達率が大きいことがわかる。これは、平滑管の場合と同様、冷媒部制の影響、特に液熱伝導率の影響大きいと考えられる。Fig.6.3 (a) および(b)に R32 および R1234ze(E) の質量速度 400, 200, 100 および 50  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  における溝付管 LF50S の熱伝達率の実験結果を示す。また、Fig.6.4 (a)および(b)に R32 および R1234ze(E)の質量速度 400, 200, 100 および 50  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  における溝付管 LF50L の熱伝達率の実験結果を示す。いずれの溝付管でも基本的な特性は HF40 と同様であり、溝形状の違いによりきわめて特徴的な特性は見られない。しかし

ながら、条数が多い LF50S および LF50L は環状流域で HF40 に比して高い熱伝達率を示しており、条数の影響がみられる。

溝形状の影響と溝付管の性能を評価するために伝熱促進率による比較を行った。Fig. 6.5(a)に R32 の伝熱促進率  $EF$  を示す。いずれの質量速度条件においても平滑管に比して 2 以上の伝熱促進率を示しており、溝により伝熱促進効果を得ていることがわかる。溝付管の場合、低湿り度域では、強制対流凝縮による伝熱促進に加え、フィン頂部に熱抵抗が小さな薄液膜が形成され、高い伝熱促進率を示したと考えられる。しかしながら、凝縮が進行し、凝縮液量が多い高湿り度域では管底部、管頂部ともの液膜は厚く、液膜による熱抵抗が増大するため伝熱促進率は小さい値を示す。質量速度  $400 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  の伝熱促進率は低湿り度域で 4 程度の値を示し、凝縮の進行にともなって面積拡大率と同程度の 2 程度の値まで減少する。また、質量速度  $50 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  の伝熱促進率もおおむね同様に低湿り度域で 4 程度の値を示し、凝縮の進行にともなって面積拡大率より大きい 3 程度の値まで減少する。この 2 つの質量速度条件では、平滑管、溝付管ともに流動様相は環状流あるいは波状流である。一方で、質量速度 200 および  $100 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  の伝熱促進率に着目すると、低湿り度域で 6 程度の値を示し、凝縮の進行とともに 2 から 3 程度の値まで減少する。この質量速度域で平滑管は波状流、溝付管は環状流域であり、流動様相が異なる。すなわち、質量速度 200 および  $100 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  では、溝付管は環状流への遷移が生じ、平滑管の流動様相に比して伝熱に優れた流動様相に遷移することにより、高い伝熱促進率を得ることができる。

溝形状の違いに着目すると、質量速度  $400 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  ではいずれの溝付管も同程度の伝熱促進率を示す。また、質量速度  $100 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  も同様にいずれの溝付管も同程度の伝熱促進率を示す。質量速度  $200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  では湿り度 0.3 から 0.6 では HF40 の伝熱促進率が他の溝付管に比して大きい。HF40 は LF50S に比してフィン高さが高く、リード角が小さく、条数が少ない。一方で、HF40 は LF50L に比して、フィン高さが高く、リード角が大きく、条数が少ない。すなわち、質量速度  $200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  では他の溝形状の要素に関わらず、フィン高さが大きい伝熱管が高い伝熱促進率を得られることを示唆している。これは、環状流域で凝縮が進行し重力により管底部に凝縮液が流出しない条件下で、フィン間溝部に凝縮液が滞留した際、表面張力により形成される伝熱に優れた薄液膜の効果は減少するが、フィン高さが高いほど、薄液膜の効果の減少は小さかったため HF40 の伝熱促進率に優位性がみられたと考えられる。また、質量速度  $50 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  では LF50S および LF50L の伝熱促進率が HF40 に比して大きい。すなわち、質量速度  $50 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  では条数が多い伝熱管が高い伝熱促進率を得られることを示唆している。条数が大きく、質量速度が小さい条件では凝縮液は重力の効果により、管底部に滞留し、管頂部には表面張力による薄液膜がのこる。薄液膜は条数が多いほど形成される数が多いのでその効果も大きくなると考えられる。

Fig. 6.5(b)に R1234ze(E)の伝熱促進率  $EF$  を示す。図より、基本的な伝熱促進率の特性は R32 と同様である。質量速度  $400 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  の低湿り度域で R1234ze(E)の伝熱促進率はいずれの溝付管も 3 程度と R32 に比して小さい伝熱促進率を示す。

これは平滑管，溝付管ともに環状流である条件下では，溝付管の R1234ze(E)に対する伝熱促進効果が小さいことを示している．質量速度 200 および 100  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  では低湿り度域で 7 程度の値を示しており，低湿り度域で R1234ze(E)の伝熱促進率は R32 より大きい値を示していることがわかる．また，質量速度 50  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  の条件ではおおむね R32 と同程度あるいは少し大きい伝熱促進率を示す．この比較結果から伝熱促進率に対する冷媒物性の影響は質量速度ごとに異なることがわかる．

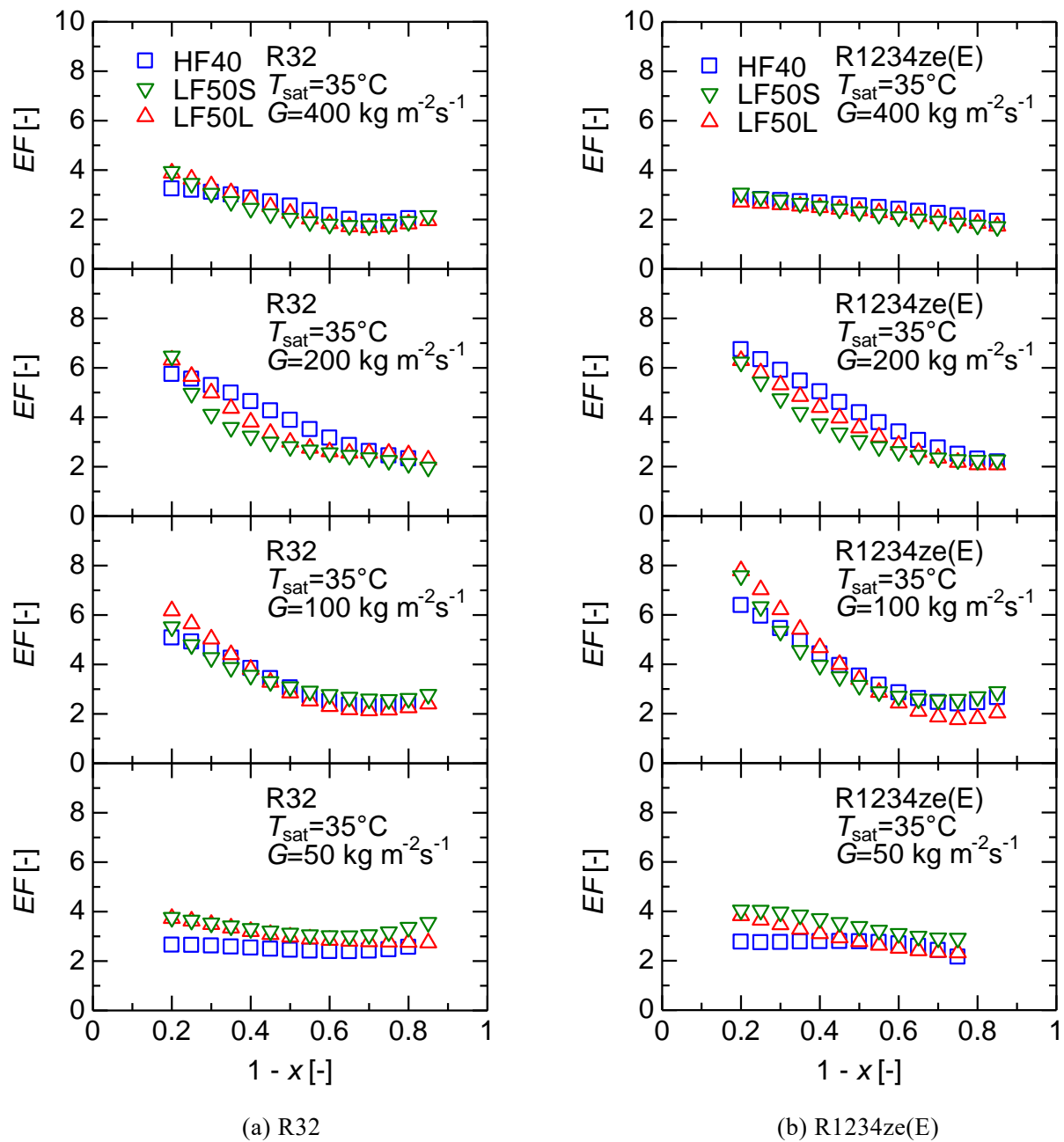


Fig.6.5 Heat transfer enhancement factor

### 6.3 熱伝達率の予測式との比較

過去の予測式との比較において、予測結果の散らばりやデータの予測精度を評価するために平均偏差  $MD$  (Mean Deviation)、絶対平均偏差  $AD$  (Absolute mean Deviation) および 30%収束率  $R30$  の3つの要素を用いた。 $MD$  および  $AD$  は次の式であらわされる。

$$MD = \frac{1}{N} \sum \left( \frac{\alpha_{\text{cal}} - \alpha_{\text{exp}}}{\alpha_{\text{exp}}} \times 100 \right) \quad (6.1)$$

$$AD = \frac{1}{N} \sum \left( \frac{|\alpha_{\text{cal}} - \alpha_{\text{exp}}|}{\alpha_{\text{exp}}} \times 100 \right) \quad (6.2)$$

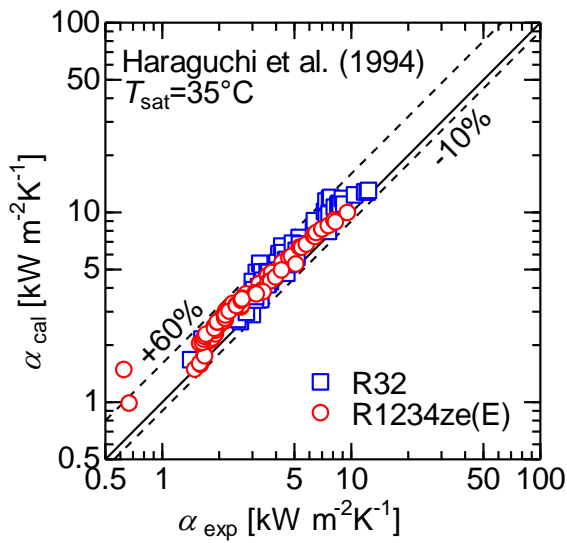
ここで、 $\alpha_{\text{cal}}$  は予測式による計算値、 $\alpha_{\text{exp}}$  は実験値、 $N$  はデータの個数を表す。

#### 6.3.1 平滑管の熱伝達率の予測式との比較

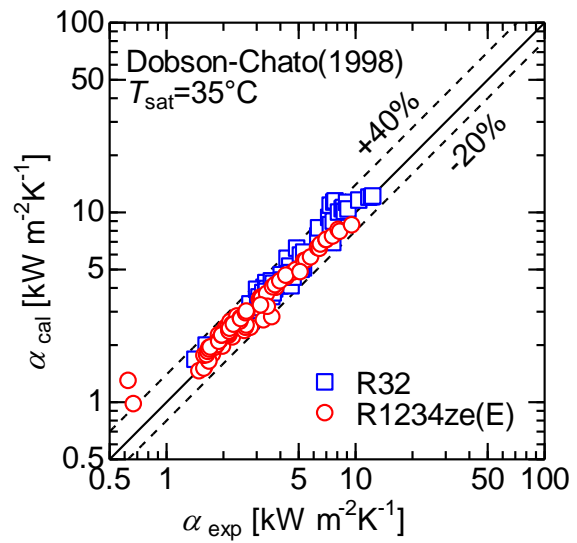
平滑管の熱伝達率の予測式は数多く提案されてきた。Fig.6.6(a)-(d)に原口ら(1994b)の予測式、Dobson-Chato(1998)の式、Cavallini ら(2006)の予測式およびShah(2013)の式と比較した結果を示す。横軸が実験値、縦軸が予測式による計算値である。

原口らの式は R123, R134a および R22 の内径 8.4 mm の従来径管の実験結果をもとに作成された予測式である。図より予測値は実験値に対して+60%から-10%の範囲に収束しており、過大に予測する傾向がみられるが、データのまとまりは良い。第5章において原口らの式は圧力損失を過大に予測する傾向がみられた。これは細径化による関係の影響のみならず、原口らの式は圧力損失の予測に用いた二相流摩擦損失増倍係数  $\Phi_v$  を使用し熱伝達率を予測する式であるため、圧力損失の過大予測の傾向が熱伝達率の予測にも影響したと考えられる。また、R32 と R1234ze(E)の予測結果を比較すると、R32 に比して R1234ze(E)の予測結果は予測精度が高いことがわかる。これは R1234ze(E)の物性値が予測式作成に用いられた R134a の物性値に比較的近いことが要因であると考えられる。

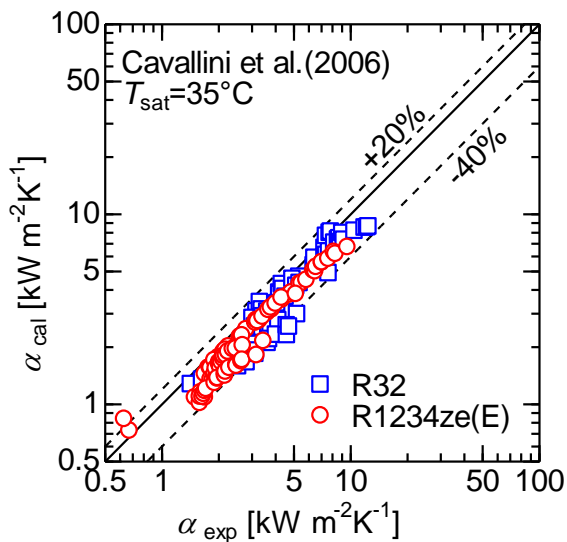
Dobson-Chato の式は R134a, R22, R410A および R32/R125 (60/40) の内径 3.1 mm から 7.0 mm の平滑管内凝縮実験の実験結果をもとに、流動様相の影響を考慮した予測式である。図より、予測値は実験値に対して+40%から-20%の範囲で予測しており、高い精度で本実験結果を予測している。この要因として予測式作成に用いた伝熱管の管径が本研究と近いことに加え、流動様相の影響を考慮していることがあげられる。



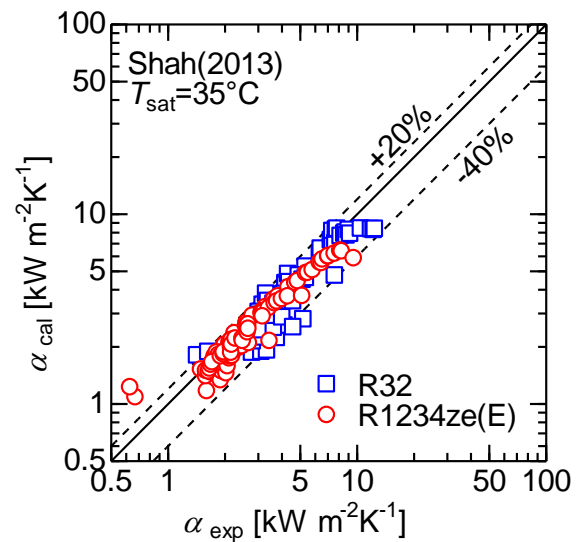
(a) Haraguchi et al.



(b) Dobson and Chato



(c) Cavallini et al.



(d) Shah

Fig.6.6 Comparison results of previous correlation and experimental results for SM

Cavallini らの式は、Dobson-Chato のデータを含む内径 3.1 mm から 17 mm までの範囲で行われた HCFC、HFC などのフロン系冷媒に加え、炭化水素および自然冷媒の実験結果をもとに作成された汎用性の高い予測式である。また、第 4 章で示した流動様式の遷移条件 (eq. 4.6) を用いた式であり、流動様相の遷移を考慮している。図より、予測値は実験値に対して+20%から-40%の範囲で予測しており良い精度で本実験結果を予測していることがわかる。これは実験に用いられた伝熱管の管径、冷媒の種類、流動様相の遷移条件など、本実験に比較的近かったためと考えられる。

Table 6.1 Comparison results of previous correlation and experimental results SM

(a) R32			
	<i>MD</i> [%]	<i>AD</i> [%]	<i>R30</i> [-]
Haraguchi et al.	25.0	25.2	0.68
Dobson and Chato	11.9	13.8	0.90
Cavallini et al.	-21.5	22.0	0.65
Shah	-13.4	17.1	0.79

(b) R1234ze(E)			
	<i>MD</i> [%]	<i>AD</i> [%]	<i>R30</i> [-]
Haraguchi et al.	24.2	24.3	0.73
Dobson and Chato	7.6	10.4	0.98
Cavallini et al.	-20.6	21.6	0.77
Shah	-7.6	12.0	0.95

Shah の式は CFC, HCFC, HFC などフロン系冷媒, 炭化水素, 水および CO<sub>2</sub> など様々な種類の冷媒の内径 2 mm から 49 mm までの平滑管の実験結果をもとに作成された予測式であり, 3 つの流動様式に分類している. 図より, Shah の式は実験値を+20%から-40%程度で予測しており, 比較的良い精度で予測していることがわかる. R32 と R1234ze(E)の予測結果を比較すると, R1234ze(E)のまとまりが良いことがわかる.

Table 6.1(a)および(b)に比較した平滑管の 4 つの熱伝達率の予測式について, それぞれ *MD*, *AD* および *R30* の値をまとめた結果を示す. 表より Dobson-Chaton の式は, R32, R1234ze(E)とも *AD* の値が最も小さく, ばらつきが小さいことがわかる. 30%以内収束率 *R30* に着目すると R32 で 0.90, R1234ze(E)で 0.98 と非常に高く, 精度の良い式であるといえる. これは, Dobson-Chaton の式が小さい管径を適用範囲に含む式であり, 本実験はその範囲内であったため高い予測精度を得られたと考えられる. また, 原口らの式の管径が大きい管を対象としているが, その予測精度は極端に小さいわけではない. また, いずれの予測式も R32 に比べて R1234ze(E)の *R30* が大きい傾向がみられた. これはすべての予測式が予測式を作成する際のデータに R1234ze(E)と圧力レベルが比較的近い R134a の実験結果を含んでいたためと考えられる. このように平滑管に対しては, ある程度複雑であったとしても, 十分な精度で細径管の熱伝達率を予測することが可能である.



### 6.3.2 溝付管の熱伝達率の予測式との比較

溝付管の熱伝達率の予測式は種々のモデルが提案されてきた。Fig.6.7(a)-(d)に兪-小山(1996)の式，鹿園ら(1998)の式，米本-小山(2007)の式，井上ら(2008)の式および Cavallini ら(2009)の式と比較した結果を示す。横軸が実験値，縦軸が予測式による計算値である。

兪-小山の式は R134a, R123, R22 の平均内径 8.37 mm の溝付管内凝縮の実験結果をもとに作成された予測式である。この式は，溝パラメータの考慮は面積拡大率のみである点が特徴的である。図より，兪-小山の式は実験値を+80%から-30%の範囲で予測しており，過大に予測する傾向がみられる。それぞれの管，それぞれの冷媒のデータのまとまりは比較的良く，その予測傾向は適切である。

鹿園らの式は，最大内径 8.5 から 6.5 mm 程度の溝付管の実験結果をもとに作成された予測式である。この予測式は，溝部に様々な溝パラメータや修正ボンド数により重みづけをし，その影響を含め予測する予測式である。図より，おおむね 0 から -50%程度で予測しており，過少に予測する傾向がみられる。しかしながら，その予測傾向は適切であるといえ，溝形状のパラメータの効果があつたものと考えられる。

米本-小山の式は平均内径 6.5 mm 程度の溝付管内で行われた R134a, R22 および R123 の実験結果をもとに作成された予測式である。この予測式は，鹿園らが用いた修正ボンド数を用いる考え方を発展させた予測式である。予測式は+50%から-50%の範囲で予測しており，全体的に良好な予測結果を示す。また予測傾向は適切であり，データのまとまりは良い。

井上らの式は R410A および R22 の実験結果をもとに作成された Goto らの式の  $p/d_{\text{mean}}$  (溝ピッチと平均内径の比) による場合分けを廃し，最大内径 5.85 mm の溝

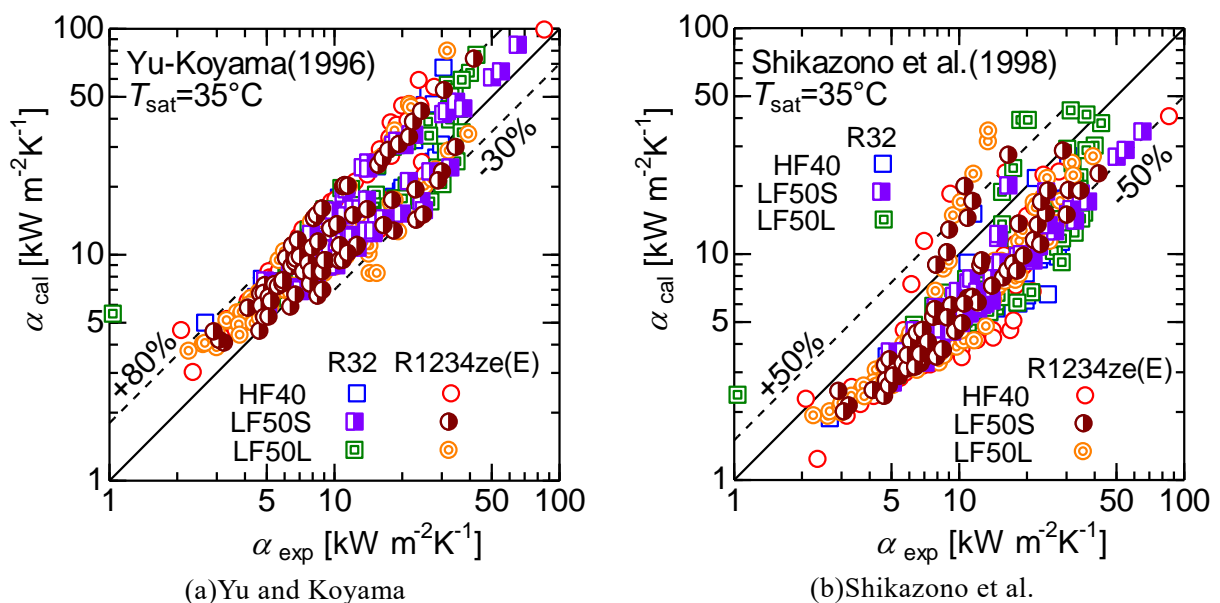
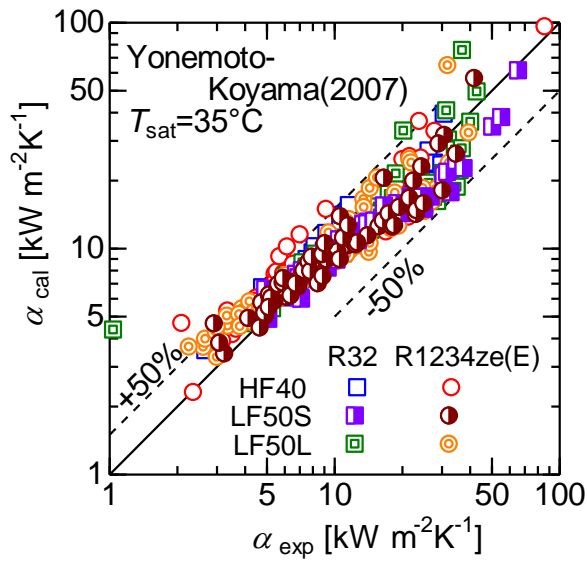
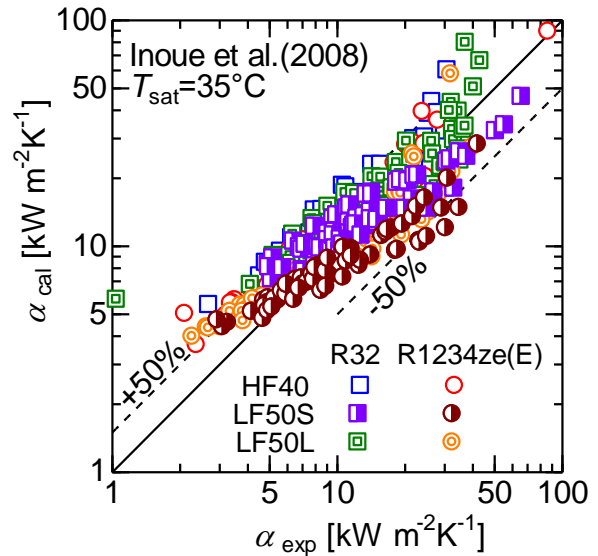


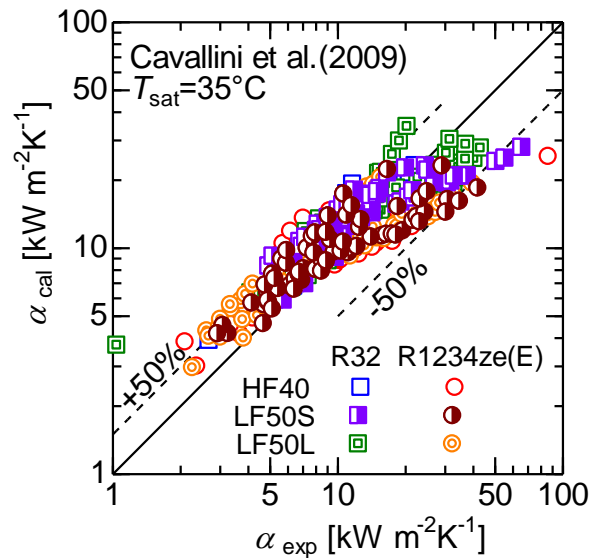
Fig.6.7 Comparison results of previous correlation and experimental results for microfin tube



(c)Yonemoto and Koyama



(d)Inoue et al.



(e)Cavallini et al.

Fig.6.7 Comparison results of previous correlation and experimental results for microfin tube

付管のデータをもとに作成された予測式である。図より予測式は実験値を+50%から-50%の範囲で予測しているが、管ごとにまとまり方に違いがある。HF40やLF50Lは熱伝達率の大きい領域で過大に予測する傾向がみられるが、LF50Sではその傾向は見られない。この予測式のもととなったGotoらの式が考慮している溝パラメータが少ないため、管ごとに予測傾向が異なったものとみられる。

Cavalliniらの式は、様々な研究者による最小内径6.0から14.2mm程度の溝付管内におけるフロン系冷媒や炭化水素系、二酸化炭素などの自然冷媒の実験結果をもとに作成された予測式である。この式は流動様相の分類を含めた予測式であり、溝形状の影響に関して重みづけをした膜状凝縮項を持つ予測式である。図より、予測式は実験値を+50%から-50%の範囲で予測しているが、熱伝達率の大きい

領域，すなわち質量速度が高く，湿り度の小さい領域で過少に予測する傾向がみられ，予測傾向はあまり適切であるといえない。

Table 6.2(a)および(b)に比較した溝付管の5つの熱伝達率の予測式について，それぞれ  $MD$ ， $AD$  および  $R30$  の値をまとめた結果を示す。 $R30$  の値に着目すると，全体的に  $R32$  の予測結果のほうが  $R1234ze(E)$  の予測結果に比して良好な値を示した。米本-小山の式は， $R30$  の値が 0.8 から 0.9 程度と  $R32$  および  $R234ze(E)$  とともに比較的良好な予測結果を示す。また，Cavallini らの式は  $R32$  の場合，おおむね 0.7 程度の値を示した。井上らの式の  $R30$  に着目すると，HF40 は LF50S および LF50L に比して小さい値を示す。特に  $R32$  の場合，その差が顕著であることがわかる。これは式作成に用いられた伝熱管が比較的 LF50S や LF50L に近かったためと考えられる。また，兪-小山の式の  $R30$  は  $R32$  の場合，管の種類に寄らず 0.66 程度， $R1234ze(E)$  の場合は管の種類に寄らず 0.49 程度である。いずれにせよ， $MD$ ， $AD$  の値の比較を含めても米本-小山の式の予測精度は良好であるといえる。

Table 6.2 Comparison results of previous correlation and experimental results microfin tube

(a) R32

	Tube type	$MD$ [%]	$AD$ [%]	$R30$ [-]
Yu and Koyama	HF40	26.1	29.7	0.69
	LF50S	18.7	26.1	0.64
	LF50L	23.6	32.4	0.66
Shikazono et al.	HF40	-44.8	45.9	0.09
	LF50S	-43.6	44.2	0.11
	LF50L	-33.7	45.9	0.20
Yonemoto and Koyama	HF40	-0.3	15.5	0.9
	LF50S	-8.7	13.6	0.85
	LF50L	-2.2	20.4	0.80
Inoue et al.	HF40	39.0	39.6	0.36
	LF50S	7.6	22.0	0.71
	LF50L	26.5	33.2	0.65
Cavallini et al.	HF40	10.0	24.5	0.71
	LF50S	12.6	27.2	0.60
	LF50L	14.1	30.4	0.54

Table 6.2 Comparison results of previous correlation and experimental results microfin tube

(b) R1234ze(E)

	Tube type	<i>MD</i> [%]	<i>AD</i> [%]	<i>R30</i> [-]
Yu and Koyama	HF40	43.6	45.9	0.41
	LF50S	25.2	34.8	0.49
	LF50L	27.7	36.7	0.53
Shikazono et al.	HF40	-40.6	44.2	0.12
	LF50S	-33.0	41.5	0.14
	LF50L	-29.6	42.6	0.25
Yonemoto and Koyama	HF40	11.8	21.7	0.74
	LF50S	-0.9	13.9	0.87
	LF50L	4.8	20.4	0.75
Inoue et al.	HF40	25.0	31.1	0.51
	LF50S	-11.8	21.7	0.69
	LF50L	6.7	23.3	0.66
Cavallini et al.	HF40	5.8	30.6	0.53
	LF50S	5.5	25.9	0.59
	LF50L	9.1	29.3	0.50

## 6.5 第 6 章のまとめ

R32 および R1234ze(E)の平滑管 SM, 溝付管 HF40, LF50S および LF50L 内の凝縮熱伝達実験を行い, 次の結果を得た.

### 平滑管と溝付管の熱伝達特性

1. 平滑管では, いずれの冷媒も質量速度  $100 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  以下はおおむね同程度の熱伝達率を示し, 質量速度の影響は見られない. 一方で質量速度  $200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  以上では質量速度の増加にともなって熱伝達率が増加した.
2. 溝付管では質量速度  $200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  以上の質量速度条件では, 質量速度の影響が小さい. 一方で, 質量速度  $100 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  と  $50 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  の実験結果を比較すると, 質量速度の影響が顕著にみられた. 溝付管では質量速度が増加するにしたがって, その影響は小さくなる.
3. 平滑管の R32 と R1234ze(E)の実験結果を比較すると, いずれの質量速度条件においても R32 の熱伝達率のほうが大きい値を示す. これは液熱伝導率の影響であると考えられる. 溝付管の場合も同様の傾向がみられた.

### 最適溝形状について

1. 第 4 章に示した流動様相の影響により, 平滑管と溝付管で流動様式の異なる質量速度  $100 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  および  $200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  では最大で 5-7 倍程度の伝熱促進率を得られた. 一方で流動様式が同じ質量速度 50 および  $400 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  では 3-2 倍程度と小さい伝熱促進率であった.
2. 質量速度  $200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  ではフィン高さが高いほど高い伝熱促進率を得ることができ, 質量速度  $50 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  では条数が多いほど高い伝熱促進率が得やすいことが示唆された. また, 質量速度 400 および  $100 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  では溝形状の影響は小さかった.

### 熱伝達率の予測式との比較結果

1. 平滑管の熱伝達率の実験結果を, 原口ら(1994b)の予測式, Dobson-Chato(1998)の式, Cavallini ら(2006)の予測式および Shah(2013)の式と比較した.
2. Dobson-Chato の式は, R32, R1234ze(E)とも  $AD$  の値が最も小さく, ばらつきが小さいことがわかった. 30%以内収束率  $R30$  に着目すると R32 で 0.90, R1234ze(E)で 0.98 と非常に高く, 精度の良い式であるといえる. これは, Dobson-Chaton の式が小さい管径を適用範囲に含む式であり, 本実験はその範囲内であったため高い予測精度を得られたと考えられる.
3. 溝付管の熱伝達率の実験結果を, 兪-小山(1996)の式, 鹿園ら(1998)の式, 米本-小山(2007)の式, 井上ら(2008)の式および Cavallini ら(2009)の式と比較した.
4.  $MD$ ,  $AD$  および  $R30$  の値の比較から米本-小山の式の予測精度は他の予測式に比べて良好であった. しかし, その予測精度は溝付管の種類や, 冷媒の種類ごとにばらついてい

## 第 7 章

# 純冷媒の予測式の提案

### 7.1 圧力損失の予測式

第 5 章より、平滑管、溝付管ともにそれぞれの管について式を選べば精度よく予測することは可能であることがわかった。しかしながら、それぞれの溝付管の圧力損失を高い精度で予測することは困難であることがわかった。先にも述べた通り、一瀬-井上は多数の 4 mm 管内での单相流の圧力損失実験から 4 mm 管向けの摩擦係数を予測する式を提案しており、これをもとに溝パラメータの有無により平滑管、溝付管の圧力損失を一つに式で表すことのできる予測式を提案している。著者らはこのコンセプトに基づき、細径管の圧力損失について、平滑管、溝付管の両者に対応できる予測式の提案を行った。

第 1 章 3 節より、圧力損失は Lockhart-Martinelli のパラメータ  $X_{tt}$  と二相流摩擦損失増倍係数  $\Phi_v$  との相関をとり予測する方法が多く用いられている。そこで本研究も従来の方法にのっとり、細径平滑および溝付管に適用できる予測式の提案を行う。なお、溝付管に適用される予測式は、実用性を考慮し、最小内径 (Cavallini らなど)、最大内径 (一瀬-井上など) あるいは平均内径 (Goto ら、米本-小山など) のいずれかで作成される場合が多いが、ここでは質量速度を最大内径基準で定義しなおし、整理する。

最大内径基準の質量速度およびレイノルズ数は次式で示される。

$$G_{\max} = \frac{W_r}{\pi \left( \frac{d_{\max}}{2} \right)^2} \quad (7.1)$$

$$Re_v = \frac{G_{\max} d_{\max} x}{\mu_v} \quad (7.2)$$

ここで、 $d_{\max}$  は伝熱管の最大内径であり、 $W_r$  は冷媒の質量流量である。二相流摩擦損失増倍係数  $\Phi_v$  は次のように定義した。

$$\Phi_v = \sqrt{\frac{\Delta P_f / \Delta Z}{\Delta P_v / \Delta Z}} \quad (7.3)$$

ここで、 $\Delta P_v / \Delta Z$  は管内を気液二相中の気相成分のみが管内に満たして流れると仮定した場合の圧力損失で、次式から求めた。

$$\left(\frac{\Delta P_v}{\Delta Z}\right) = \frac{2f_v G_{\max}^2 x^2}{\rho_v d_{\max}} \quad (7.4)$$

ここで、式中の  $f_v$  は一瀬-井上(2011a)が提案した单相流における外径 4.0 mm 細径平滑管および溝付管に最適化された式であり、次式で示される。

$$f_v = 0.26 Re_v^{-0.38} \eta^{0.95} (\cos \theta)^{-2.8} \quad (7.5)$$

ここで、 $\eta$  は溝付管の面積拡大率、 $\theta$  は溝付管のリード角であり、平滑管の場合、それぞれ 1,  $0^\circ$  を代入することで対応できる。

原口ら(1994a)や一瀬-井上(2011b)をはじめ二相流摩擦増倍係数  $\Phi_v$  と Lockhalt-Martinelli パラメータ  $X_{tt}$  との関係を次式で表している。本研究もそれに倣い細径平滑および溝付管に適用できる新たな予測式を作成した。

$$\Phi_v = 1 + a X_{tt}^b \quad (7.6)$$

なお、式中の係数  $a$  および  $b$  は実験により最小二乗法により決定される。Fig.7.1 に平滑管および 3 種類の溝付管の R32 および R1234ze(E)の実験結果の二相流摩擦増倍係数  $\Phi_v$  と Lockhalt-Martinelli パラメータ  $X_{tt}$  との関係を示す。図中には著者らが R410A, R32 および R152a の実験結果をもとに提案した二相流摩擦増倍係数  $\Phi_v$  と Lockhalt-Martinelli パラメータ  $X_{tt}$  との相関式を示す。

$$\Phi_v = 1 + 1.55 X_{tt}^{0.4} \quad (7.7)$$

図より、平滑管も溝付管もおおむね  $\pm 30\%$  以内に収束しており、良好な予測結果を得ている。Fig.7.2(a)および(b)に提案した相関式から求めた予測値と平滑管と溝付管の本実験結果との比較を示す。図より、平滑管は +40% から -40% の間で予測

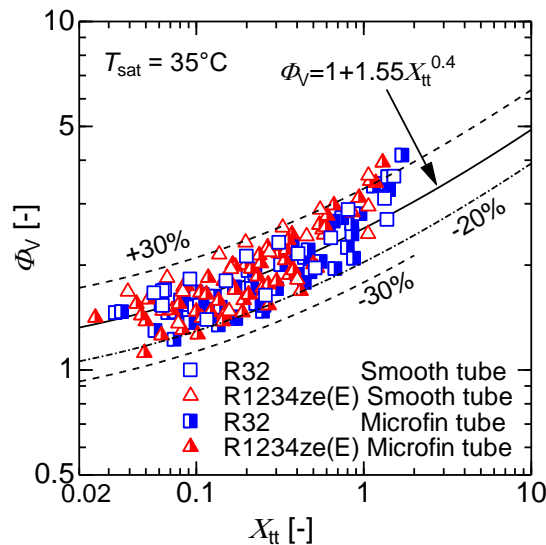


Fig.7.1 Relation between  $\Phi_v$  and  $X_{tt}$

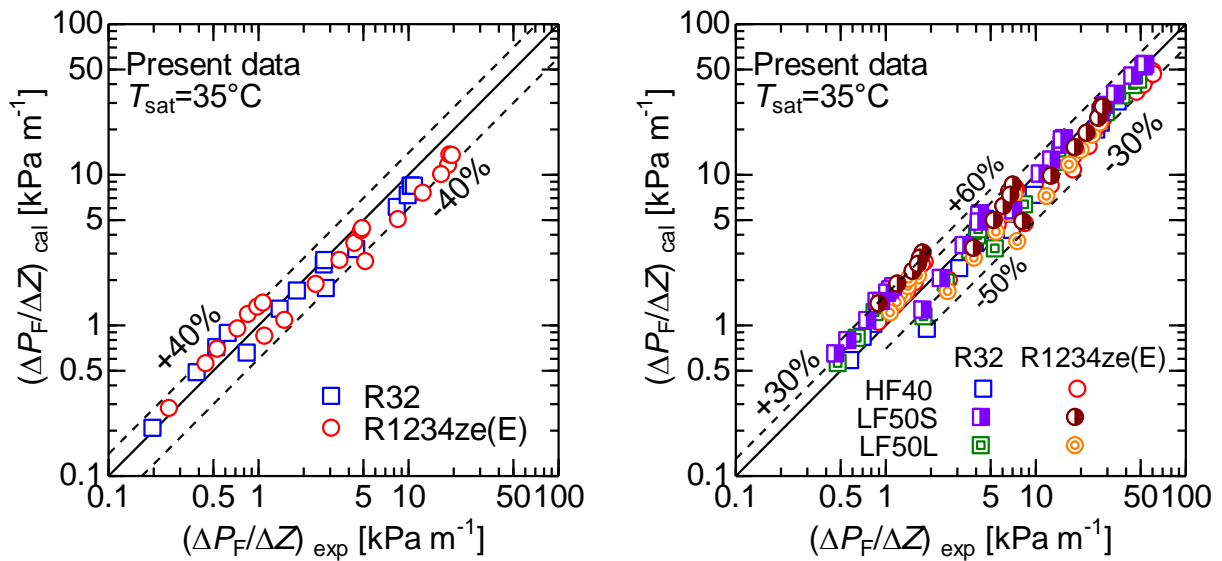


Fig.7.2 Comparison of pressure drop between predicted by the present correlation and measured data.

Table 7.1 Comparison results of previous correlation and experimental results of present data

(a) R32

Tube type	<i>MD</i> [%]	<i>AD</i> [%]	<i>R30</i> [-]
SM	-8.5	21.0	0.82
HF40	-3.1	18.4	0.79
LF50S	-3.2	4.0	0.71
LF50L	-2.2	18.5	0.79

(b)R1234ze (E)

Tube type	<i>MD</i> [%]	<i>AD</i> [%]	<i>R30</i> [-]
SM	-9.6	28.8	0.48
HF40	-9.3	22.0	0.79
LF50S	14.3	27.6	0.63
LF50L	-7.8	23.6	0.75

しており、溝付管では平均的に+30 から-30%程度、最大で+60%から-50%程度で予測している。平滑管の比較結果を見ると R32 と R1234ze(E)ともに、同様の傾向を示している。Table 7.1 に本実験結果と提案した予測式との比較を *MD*、*AD* および *R30* で評価した結果を示す。表から、R1234ze(E)の LF50S の実験結果を除き、過少に



予測する傾向がみられた。また、全体的に R32 の MD は R1234ze(E) の MD よりも小さいことがわかるが、これは、予測式の作成に R32 が用いられたためと考えられる。また、R30 の値に着目すると、いずれの冷媒の結果でも HF40 が比較的良好な予測結果を示す。これらは HF40 が式作成に用いられた溝付管であることに起因すると考えられる。

Fig. 7.3(a)-(c)に馬場らの実験結果、Diani らの実験結果および Longo らの実験結果と作成した予測式を比較した結果を示す。馬場らの実験結果は、最大内径 5.37 mm の溝付管内における R1234ze(E)の凝縮実験の結果である。比較した実験結果は質量速度 100 から 400  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  の範囲で、飽和温度 40  $^{\circ}\text{C}$  の条件で行われたもの

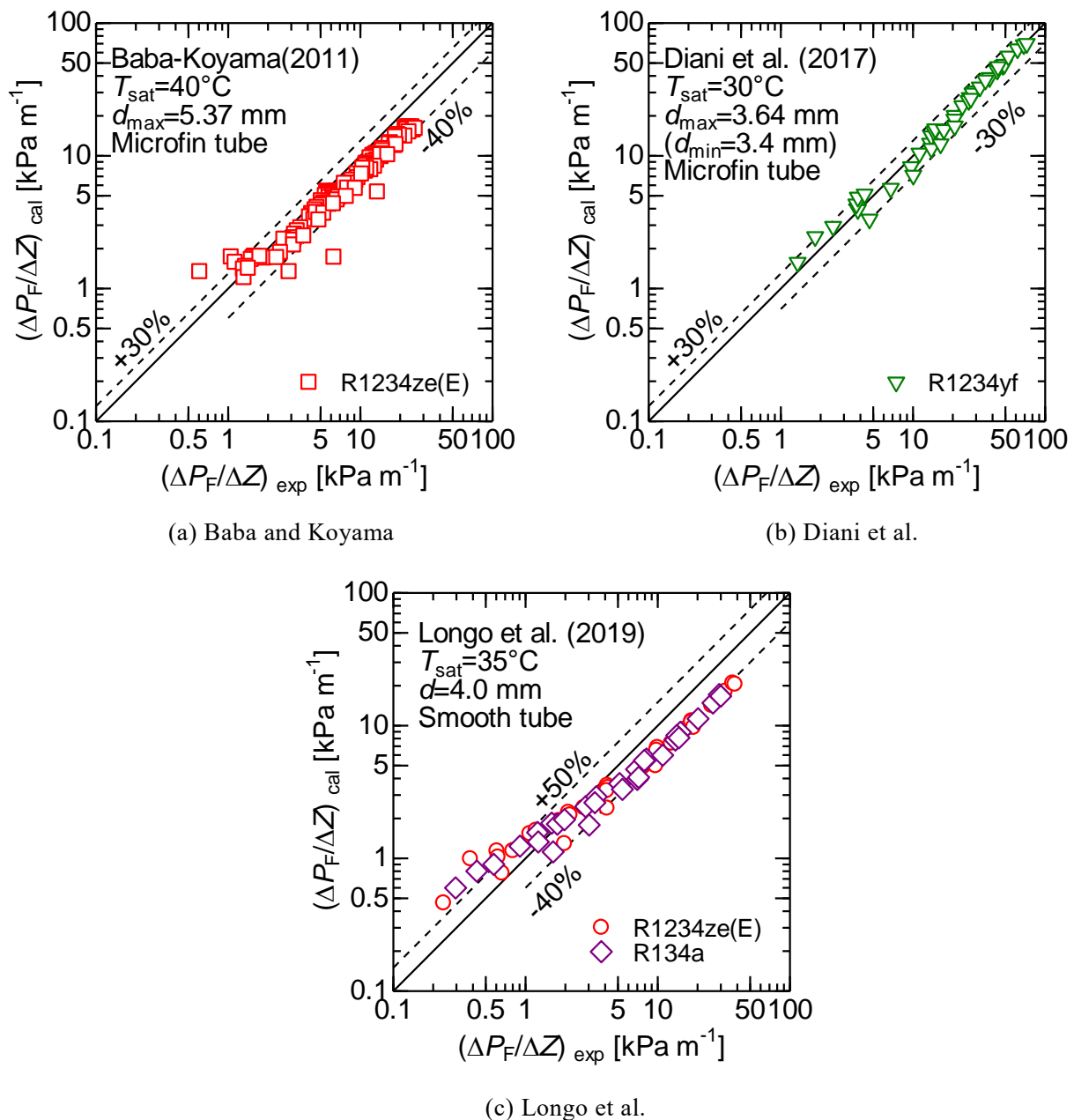


Fig.7.3 Comparison of pressure drop between predicted by the present correlation and measured data by another researcher.

Table 7.2 Comparison results of previous correlation and experimental results of other researchers

Author	Tube type	Refrigerant	MD [%]	AD [%]	R30 [-]
Baba and Koyama	MF	R1234ze(E)	-19.5	24.1	0.81
Diani et al.	MF	R1234yf	0.16	9.7	0.98
Longo et al.	SM	R1234ze(E)	-6.2	40.3	0.27
		R134a	-14.0	36.5	0.3

である。Diani らの実験結果は、最小内径 3.4 mm の溝付管内における R1234yf の凝縮実験の結果である。比較した実験結果は質量速度 200 から 1000 kg m<sup>-2</sup>s<sup>-1</sup> の範囲で、飽和温度 30 °C の条件で行われたものである。Longo らの実験結果は、内径 4.0 mm の平滑管内で行われた R1234ze(E) および R134a の凝縮実験の結果である。比較した実験結果は質量速度 100 から 600 kg m<sup>-2</sup>s<sup>-1</sup> の範囲で、飽和温度 30 °C の条件で行われたものである。

図より、馬場らの実験結果は一部ばらつきがあるもののおおむね+30 から-40% 以内に収束しており、予測の傾向もおおむね良好である。また、Diani らの実験結果との比較では、ばらつきは小さく、おおむね+30 から-30%程度で収束しており、傾向の予測も良好である。Longo らの実験結果と比較すると、多少のばらつきはあるものの、圧力損失が小さい領域で+50%程度、圧力損失の大きい領域では-40%程度で収束している。しかしながら圧力損失の大きい領域では傾向はおおむね良好である。

Table 7.2 に他の研究者の実験結果と提案した予測式との比較を MD, AD および R30 で評価した結果を示す。提案した予測式は、馬場らの実験結果および Diani らの実験結果を比較的高精度で予測しており、本予測式は溝付管の圧力損失を十分に予測することが可能である。また、平滑管の実験結果である Longo らの実験結果との比較では、R30 の値は小さい。しかしながら Fig.7.3 に示す通り、その予測傾向自体は正しい。

これらの比較から、本研究で作成した予測式は、他の研究者が提案した予測式に比べ、簡単な構成の予測式で、平滑管および溝付管の圧力損失の傾向を予測することが可能である。

## 7.2 平滑管の熱伝達率の予測式

第 6 章に示した通り、平滑管と溝付管では熱伝達率に作用する要素が異なることがわかる。本項では著者が既報（広瀬ら 2018）<sup>71)</sup>で報告した R410A, R152a, R32 の実験結果をもとに作成した平滑管の熱伝達率の予測式作成手法について概

説し、本実験結果との比較を行う。

ヌセルト数は以下の式で示される。

$$Nu = \alpha d / \lambda_L \quad (7.8)$$

ここで  $\lambda_L$  は冷媒の液熱伝導率である。また、ヌセルト数は以下の式で定義されるものとする。

$$Nu = \sqrt[5]{Nu_F^5 + Nu_B^5} \quad (7.9)$$

ここで、 $Nu_F$  は強制対流凝縮項を、 $Nu_B$  は自由対流凝縮項をそれぞれ示す。また、熱伝達現象には流動様相が密接にかかわることから、この予測式では流動様相の判別を Soliman による修正フルード数により判定を行った。Soliman の修正フルード数  $Fr_{so}$  は次式で示される。

$$Fr_{so} = 0.025 Re_L^{1.59} \left\{ (1 + 1.09 X_u^{0.039}) / X_u \right\}^{1.5} / Ga^{0.5} \quad (Re_L \leq 1250) \quad (7.10)$$

$$Fr_{so} = 1.26 Re_L^{1.04} \left\{ (1 + 1.09 X_u^{0.039}) / X_u \right\}^{1.5} / Ga^{0.5} \quad (Re_L > 1250) \quad (7.11)$$

ここで  $Re_L$  は液相レイノルズ数であり、次式で定義される。

$$Re_L = \frac{G(1-x)d}{\mu_L} \quad (7.12)$$

$Fr_{so} < 20$  の場合は分離流域、 $Fr_{so} > 20$  の場合は環状流域であると分類される。この分類で分離流域に分類された実験結果を用いて、原口らの式をもとに、細径管内での最適化された自由対流凝縮項の式を作成した。なお、原口らの自由対流凝縮項の式は以下の考えに基づき作成されている。自由対流凝縮の式は次式であらわれる。

$$Nu_B = F(\phi_0) (Ga Pr_L / Ph_L)^{0.25} \quad (7.13)$$

式中の  $F(\phi_0)$  は Fig. 7.4 に示す重力により降下し厚液膜となった部分と環状部の薄

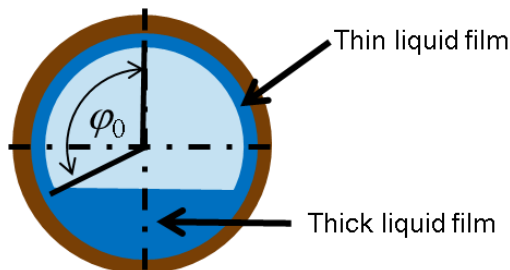


Fig.7.4 Concept of conventional free convection terms

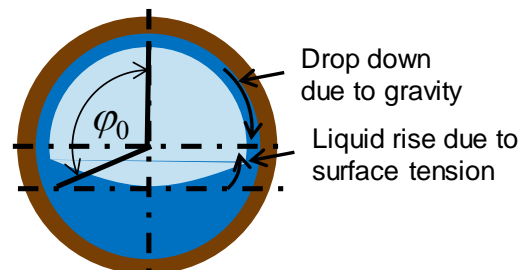


Fig.7.5 Concept of new free convection terms

液膜部との境界と管頂部との角度(境界角)による関数であり, ボイド率の関数であらわすことができる. 自由対流凝縮項は重力による液膜降下を考慮した膜状凝縮の影響について記述する式であるが, 細径管では表面張力の影響が小なり存在し, 気液界面を小さくするために管壁面に沿って液が上るような影響を受けると考えられる. 表面張力が関与する無次元数には慣性力と表面張力の比であるウェーバー数  $We$  と重力と表面張力の比であるボンド数  $Bo$  がある. 自由対流凝縮の影響が支配的な波状流-スラグ流域では質量速度の影響が小さい, すなわち慣性力の影響が小さいことからウェーバー数ではなく, 重力と表面張力の比であるボンド数  $Bo$  を導入し冷媒ごとの表面張力と重力のバランスによる液膜分布への影響の記述を試みた. このような考えに基づき分離流域に最適化し作成された自由対流凝縮の式は次式である.

$$Nu_B = 0.297 Bo^{0.11} H(\xi)(GaPr_L / Ph_L)^{0.25} \quad (7.14)$$

$$H(\xi) = \xi + \{10(1-\xi)^{0.1} - 10 + 1.7 \times 10^{-4} Re_L\} \sqrt{\xi} (1 - \sqrt{\xi}) \quad (7.15)$$

$$Bo = \frac{gd^2(\rho_L - \rho_V)}{\sigma} \quad (7.16)$$

また,  $Nu_F$  は次式であらわされる.

$$Nu_F = \sqrt{0.5 f_V} Re_L \Phi_V (\rho_L / \rho_V)^{0.5} \{x/(1-x)\} (Pr_L / T_i^*) \quad (7.17)$$

環状流域と分類された実験結果を用いて,  $(Pr_L / T_i^*)$  の関係を求めると次式で相関される.

$$(Pr_L / T_i^*) = 0.24 Re_L^{-0.13} \quad (7.18)$$

よって, 式 7.17 および式 7.18 より強制対流凝縮項の式は次式に変形される.

$$Nu_F = 0.17 \sqrt{f_V} \Phi_V (\rho_L / \rho_V)^{0.5} \{x/(1-x)\} Re_L^{0.24} \quad (7.19)$$

ここで, 式中の  $f_V$  および  $\Phi_V$  にはそれぞれ式(7.5)および(7.7)を用いる.

Fig. 7.6(a)に作成した予測式による予測値と R32 および R1234ze(E)の実験値との比較を行った結果を示す. 図より, R32 はおおむね $\pm 30\%$ 程度で予測している. また, R1234ze(E)の予測結果はおおむね $-40\%$ 程度に収束しており, 過少に予測する傾向がみられる. しかしながら傾向は一致しており良好な予測結果といえる. (b)に尾中ら(2011)の実験結果との比較を示す. 尾中らの実験結果は, 質量速度  $250$  から  $350 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  の範囲で, 内径  $4.35 \text{ mm}$  の平滑管内での R32, R410A および R1234ze(E)を用いて行われた実験のものである. 図より, いずれの冷媒もおおむね  $0$  から $-40\%$ 程度で予測しているが, R32 および R410A については比較的精度よく予測している. また, R1234ze(E)の実験結果は本実験の結果と同様, 過少に予測す

る傾向がみられる。(c)に Longo ら(2018)の実験結果との比較を示す。Longo らの実験結果は、質量速度 250 から 350  $\text{kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  の範囲で、内径 4.0 mm の平滑管内での R404A および R290 を用いて行われた実験のものである。図より、R404A はおおむね  $\pm 30\%$  以内で予測しており、予測精度が高いことがわかる。R290 も一部のデータを除きおおむね  $+30\%$  から  $-40\%$  以内で収束しており、作成した予測式はこれらの冷媒の熱伝達率をおおむね良好に予測できる。Table 7.3 に作成した予測式と本実験結果との比較を  $MD$ ,  $AD$  および  $R30$  で評価した結果を示す。 $MD$  の結果からいずれの実験結果も、本予測式は過少に予測する傾向がみられる。また、本予測式は Longo らの実験結果を非常に高い精度で予測しており、炭化水素系の自然冷媒にも適用できる予測式である。

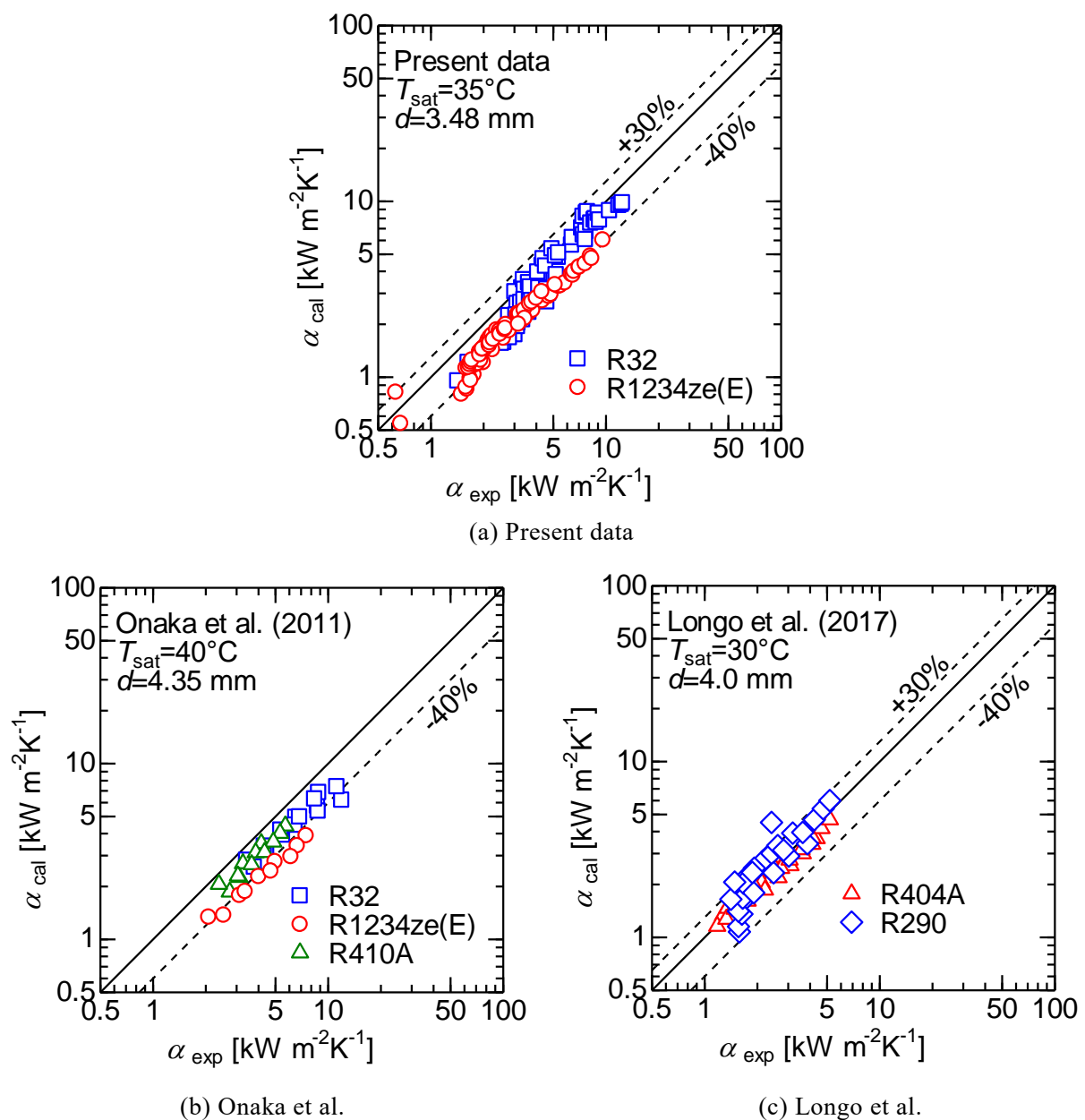


Fig.7.6 Comparison of heat transfer coefficient between predicted by the present correlation and measured data for smooth tube.

Table 7.3 Comparison results of previous correlation and experimental results SM

Author	Refrigerant	MD [%]	AD [%]	R30 [-]
Present data	R1234ze(E)	-31.3	32.0	0.51
	R32	-16.5	18.4	0.74
Onaka et al.	R410A			
	R32	-31.2	31.2	0.54
Longo et al.	R1234ze(E)			
	R404A			
	R290	-4.3	9.4	0.95

### 7.3 溝付管の熱伝達率の予測式

第 6 章で、細径溝付管の熱伝達率を従来の予測式で予測することは困難であることがわかった。そこで本研究では、流動様相の観察結果と熱伝達率の実験結果から 4 mm 細径溝付管に適用できる新たな予測式の作成を試みた。熱伝達率に関する定義には実伝熱面積基準、等価直径基準、最大内径基準など様々な定義が存在するが、本研究で作成する予測式では最大内径基準で予測式を作成する。最大内径基準のヌセルト数は次式で定義される。

$$Nu = \frac{\alpha_{\max} d_{\max}}{\lambda_f} \quad (7.20)$$

熱伝達現象には流動様相の変化が密接にかかわることから、環状流域と波状流およびスラグ流域の流動様相の遷移を予測する必要がある。第 4 章に示した溝付管の流動様相の観察結果から、Jige ら (2018) の式で 4 mm 溝付管の流動様相の遷移を予測することが可能であることがわかった。Fig.7.7 に R32 および R1234ze(E) について、Jige らの流動様式遷移条件式により環状流域と波状流-スラグ流域に分類した溝付管のヌセルト数を示す。図より波状流域と環状流域では熱伝達率の傾向が大きく異なり、波状流域から環状流域に遷移することで熱伝達率が大きく上昇していることがわかる。このことから、Jige らの流動様式の遷移条件式を用いることで、適切に熱伝達率を予測できると考えられる。ヌセルト数は次式で定義される。

$$Nu = \sqrt{Nu_F^2 + Nu_B^2} \quad (7.21)$$

平滑管と同様， $Nu_F$ は強制対流凝縮項， $Nu_B$ は自由対流凝縮項である． $Nu_B$ は著者らが4 mm 細径溝付管を対象に，最大内径基準で最適化した次式を用いる．この式は兪-小山（1996）の式に重力と表面張力の影響を考慮するため，ボンド数  $Bo$  を導入した．なお，溝付管の場合，管全体に作用する表面張力の影響と，溝部で作用する表面張力の影響の2種が存在する．

$$Nu_B = 1.60\eta^{-0.25} Bo^{-0.20} H(\xi)(GaPr_L / Ph_L)^{0.25} \quad (7.22)$$

$$H(\xi) = \xi + \left\{ 10(1-\xi)^{0.1} - 8 \right\} \sqrt{\xi} (1 - \sqrt{\xi}) \quad (7.23)$$

$$Bo = \frac{gd_{\max}^2 (\rho_L - \rho_V)}{\sigma} \quad (7.24)$$

また，強制対流凝縮項は次式であらわされる．

$$Nu_F = \sqrt{0.5f_v Re_L \Phi_V (\rho_L / \rho_V)^{0.5} \{x/(1-x)\}} (Pr_L / T_i^*) \quad (7.25)$$

ここで式中の  $f_v$  および  $\Phi_V$  にはそれぞれ式(7.5)および(7.7)を用いる．この式を変形し， $(Pr_L / T_i^*)$  を求めると次式となる．

$$\left( Pr_L / T_i^* \right) = \frac{(Nu^2 - Nu_B^2)^{0.5}}{\sqrt{0.5f_v Re_L \Phi_V (\rho_L / \rho_V)^{0.5} \{x/(1-x)\}}} \quad (7.26)$$

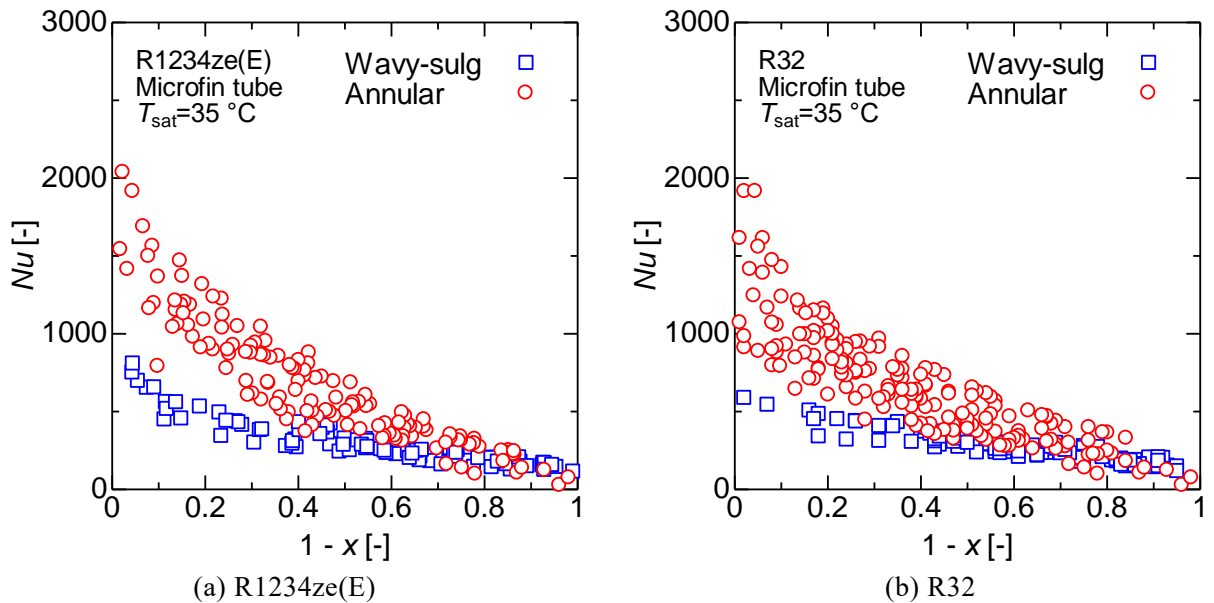


Fig.7.7 Classified Nusselt number for annular and wavy-slug flows

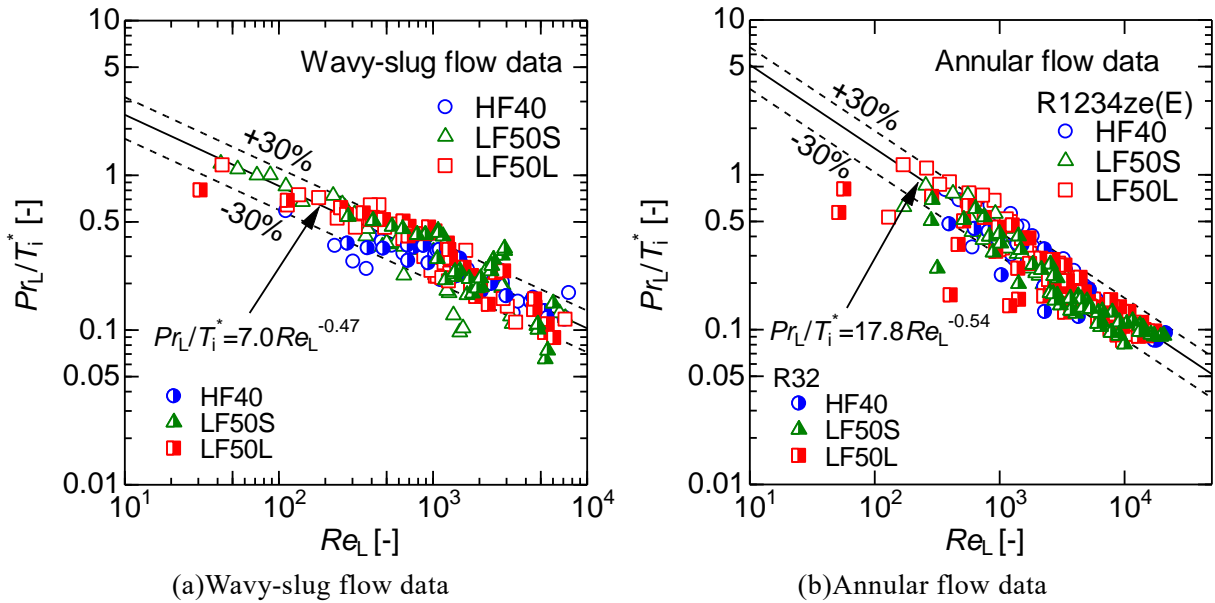


Fig.7.8 Relation between  $Re_L$  and  $(Pr_L/T_i^*)$

Fig. 7.8 に環状流域と波状流域のそれぞれについて  $(Pr_L/T_i^*)$  と  $Re_L$  の関係を求めた結果を示す. 図より, 波状流域では次式で±30%以内で近似することができることがわかる.

$$(Pr_L/T_i^*) = 7.0 Re_L^{-0.47} \quad (7.27)$$

また, 環状流域は R32 のデータを中心にわずかにばらつきがみられるものの次式でおおむね±30%以内で近似することができることがわかる.

$$(Pr_L/T_i^*) = 17.8 Re_L^{-0.54} \quad (7.28)$$

これらの式を式(7.25)に代入すると, 波状流域および環状流域の強制対流凝縮項の式は次式で示される.

$$Nu_F = 4.96 \sqrt{f_v} \Phi_v (\rho_L / \rho_v)^{0.5} \{x/(1-x)\} Re_L^{0.53} \quad (\text{For wavy-slug flow region}) \quad (7.29)$$

$$Nu_F = 12.6 \sqrt{f_v} \Phi_v (\rho_L / \rho_v)^{0.5} \{x/(1-x)\} Re_L^{0.46} \quad (\text{For annular flow region}) \quad (7.30)$$

Fig.7.9(a)および(b)に作成した予測式と本実験結果との比較を示す. 図より, R32, R1234ze(E)ともにおおむね±30%以内に収束している. 特に熱伝達率の小さい低質量速度, 波状流域の条件で比較的良好な予測結果を示し, 作成した予測式は, 細径管が使用されると想定される低質量速度, 高湿度条件で予測精度が高いことがわかる.



Fig. 7.9(c)に馬場-小山(2011)の実験結果との比較を示す. 作成した予測式は馬場-小山の実験結果を-50%から 0%程度で予測しており. 過少に予測している. しかしながら傾向は一致していることがわかる. これは馬場-小山の実験で用いられた伝熱管の管径が 6 mm と大きく, 条数が 58 条と比較的多いこと, フィン高さが最大内径に比して大きいことなどの要因により, 表面張力による伝熱促進の効果が大きかったため過少に予測する傾向がみられたと考えられる一方で, 頂角やリード角などの溝形状は全体的に本研究で用いたものに近かったことから, 予測傾向自体は一致したものと考えられる. Fig. 7.9(d)に Diani ら(2017)の実験結果との比較を示す. 図より, 作成した予測式は Diani らの実験結果を過大に予測することがわかる. この要因として, Diani らが実験に用いた溝付管の溝形状が, 本実験結果

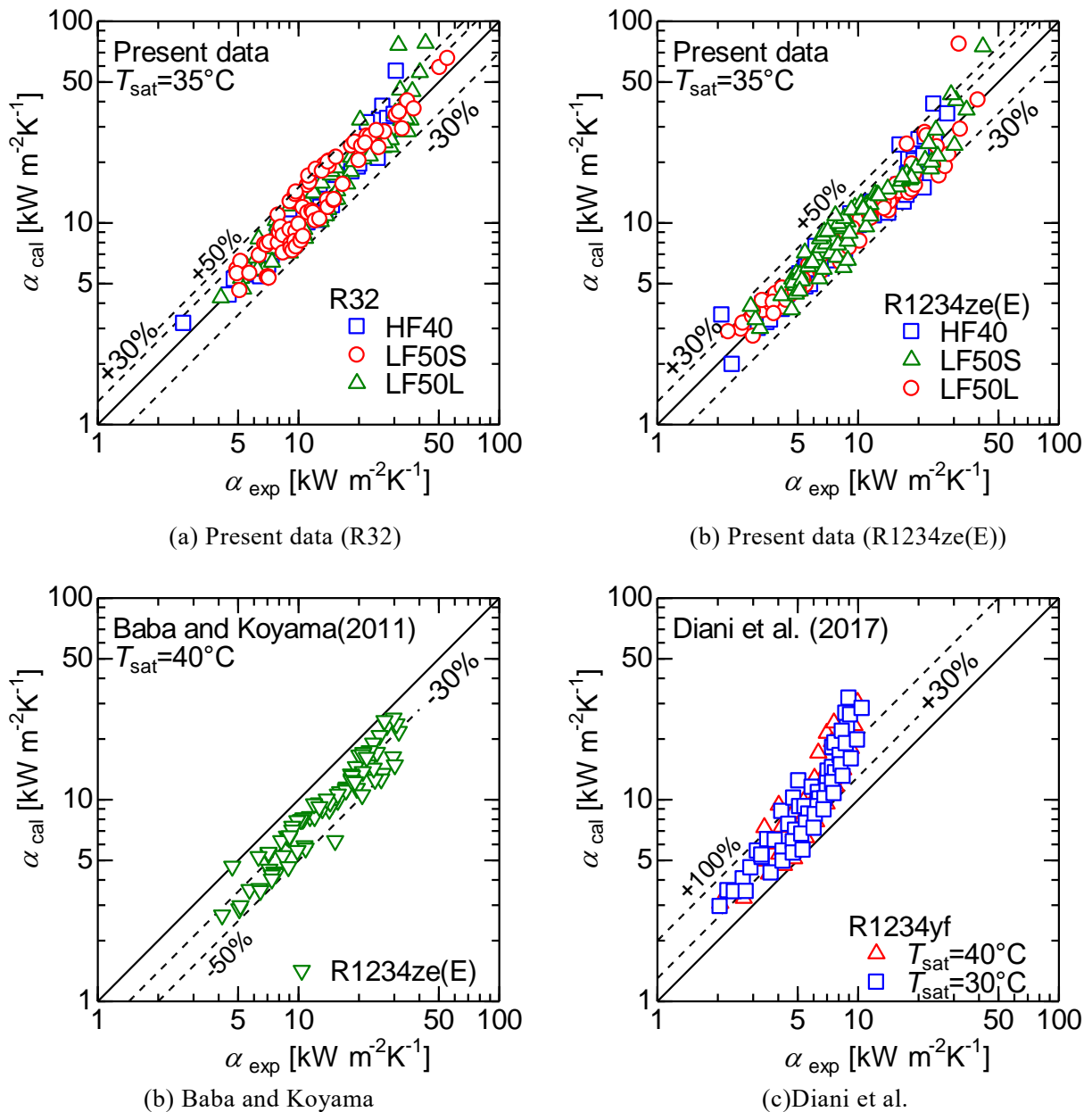


Fig.7.9 Comparison of heat transfer coefficient between predicted by the present correlation and measured data for microfin tubes.

Table 7.4 Comparison results of previous correlation and experimental results SM

Author	Tube type	Refrigerant	MD [%]	AD [%]	R30 [-]
Present data	HF40	R1234ze(E)	-0.79	11.1	0.96
		R32	5.12	13.4	0.95
	LF50S	R1234ze(E)	10.5	15.1	0.90
		R32	16.0	22.4	0.74
	LF50L	R1234ze(E)	2.5	13.5	0.96
		R32	14.2	21.0	0.84
Baba and Koyama	MF	R1234ze(E)	-34.9	34.9	0.43
Diani et al.	MF	R1234yf	85.0	85.0	0.10

と大きく異なることが要因と考えられる。溝付管では溝底部に凝縮液膜が表面張力により引き込まれ、溝の上面に伝熱に優れる薄液膜が形成されることが知られている。この表面張力による引き込み効果は溝形状に依存しており、頂角の影響が示唆されている（鹿園ら 1998）。付録 2 の Table A2.1 に示すように Diani らが実験に用いた溝付管の頂角は  $43^\circ$  である一方、本実験で用いた溝付管の頂角は  $12\text{--}14^\circ$  と小さく、表面張力による薄液膜の伝熱促進効果を十分に受けることができたと考えられる。また、Diani らが実験に用いた伝熱管は旧来の台形溝に近い形状をしており、近年開発、使用されている溝付管の溝形状であるスリムフィンに比して伝熱性能が大きくないことは自明である。すなわち、本研究で作成した予測式はスリムフィンの実験結果をもとにしている以上、予測は困難である。Table 7.3 に作成した予測式と本実験結果との比較を MD, AD および R30 で評価した結果を示す。表から、本研究で用いた 3 種の溝付管についてはおおむね 90% 以上の割合で予測することができる。一方で、馬場-小山の実験結果では半数以下にとどまっており、より管径の影響を考慮する必要性がみとめられるが、 $\pm 50\%$  以内に収束しているデータの割合である R50 を計算すると 96% と、作成した予測式はある程度の予測精度を有していると言える。Diani らの結果については先に述べた通り、溝形状が大きく異なることが要因と考えられるが、近年多用される溝形状とは言い難いので、その影響の考慮の必要性については検討が必要である。少なくとも、本研究で作成した予測式は外径 6 mm 程度の溝付管の熱伝達率の傾向を適切に予測し、外径 4 mm の溝付細径管の熱伝達率を良好に予測することができる。

## 7.4 第 7 章のまとめ

本研究で得られた実験結果等をもとに圧力損失の予測式，平滑管および溝付管の予測式を作成し，他の研究者の実験結果等と比較を行い，以下の結果を得た．

### 平滑管と溝付管の圧力損失の予測式

7. 一瀬-井上(2011a)が提案した管摩擦係数の予測式と実験結果をもとに外径 4 mm 細径平滑および溝付管に適用できる予測式の提案を行った．
8. 作成した予測式は，本実験結果をおおむね 0.75 程度の割合で $\pm 30\%$ 以内の精度で予測できる．しかしながら，平滑管の圧力損失の予測精度は溝付管に比して小さい．特に R1234ze(E)の予測精度が小さい．
9. 作成した予測式は馬場-小山の実験結果および Diani らの実験結果を 0.8 以上の割合で $\pm 30\%$ 以内の精度で予測できる．特に Diani らの実験結果と比較すると 90%以上の割合で収束しており，作成した予測式は外径 6 mm 以下の溝付管の圧力損失の予測が可能であるといえる．
10. 作成した予測式は Longo らの R1234ze(E)および R134a の実験結果と比較した．その予測精度は小さい．本実験結果との比較でも R1234ze(E)の予測精度が小さいことから作成した予測式の特性和いえる．

### 平滑管の熱伝達率の予測式

8. 平滑管内での実験結果をもとに平滑管の予測式を作成した．作成した予測式は R32 の熱伝達率を 70%以上の割合で $\pm 30\%$ 以内の精度で予測できる．
9. Longo らの実験結果と作成した予測式を比較した結果では，0.9 以上の割合で $\pm 30\%$ 以内の精度で予測できる．

### 溝付管の熱伝達率の予測式

1. R32 および R1234ze(E)の実験結果をもとに，流動様相の観察結果を踏まえ，溝付管の予測式を作成した．
2. 作成した予測式は，本実験結果を 0.9 以上の割合で $\pm 30\%$ 以内で予測できる．
3. 本実験で用いた溝付管より管径が大きい馬場らの実験結果と作成した予測式を比較した．作成した予測式は馬場-小山の実験結果の傾向を予測することができるが，30%以内で予測できているデータ数は 40%程度であるが，50%以内で予測できているデータ数は 96%であり，管径の影響の考慮について改善の余地を残す．
4. Diani らの実験結果と作成した予測式の予測結果を比較すると，作成した予測式は過大に予測する傾向がみられる．この要因に頂角の影響が考えられるが，近年の伝熱管事情を考慮すると，その影響について予測式で考慮すべきかには議論の必要がある．

## 第 8 章

# 非共沸混合冷媒 R32/R1234ze(E)の凝縮

### 8.1 混合冷媒の実験方法と実験条件

#### 8.1.1 実験装置

実験には、第 2 章に示した蒸気圧縮式ヒートポンプ実験装置を用いた。混合冷媒の物性値を求めるにはループ内を循環している冷媒の循環組成が必要となるので、広瀬ら(2017)<sup>74)</sup>と同様に、質量流量計出口部にサンプリングポートを設け、装置内を循環する少量の液冷媒をベッセルに採取し、ベッセルにて膨張後、ガスクロマトグラフ（島津製作所製 GC-2014B）を用いて計測した。

#### 8.1.2 実験条件

実験を行った。混合冷媒 R32/R1234ze(E)の温度グライドと露点/沸点曲線を Fig. 8.1 に示す。図より、温度グライドは R32/R1234ze(E)=20/80 mass%の点で極大値を示すことがわかる。一般的に、温度グライドが大きいほど、伝熱性能の低下割合が大きいことが知られている。そこで本実験では、温度グライドが最大となる混合割合(20/80 mass%)および均等質量で混合した混合割合(50/50 mass%)の 2 つの条件で実験を行った。試験伝熱管は純冷媒と同様に、平滑管と HF40, LF50S および LF50L の溝形状の異なる 3 種類の溝付管を用いた。また実験は平均飽和温度(露点温度と沸点温度の平均温度)が 35°C となる圧力条件で、質量速度は 50-400 kg m<sup>-2</sup>s<sup>-1</sup> の範囲で行った。

Table 8.1 に R32/R1234ze(E)の物性値を示す。表より、R1234ze(E)に R32 を混合することで蒸気密度が大きくなり、圧力損失の低減が期待できる。また、GWP 値も 20/80 mass%までは 150 以下と、小さい値をとることがわかる。

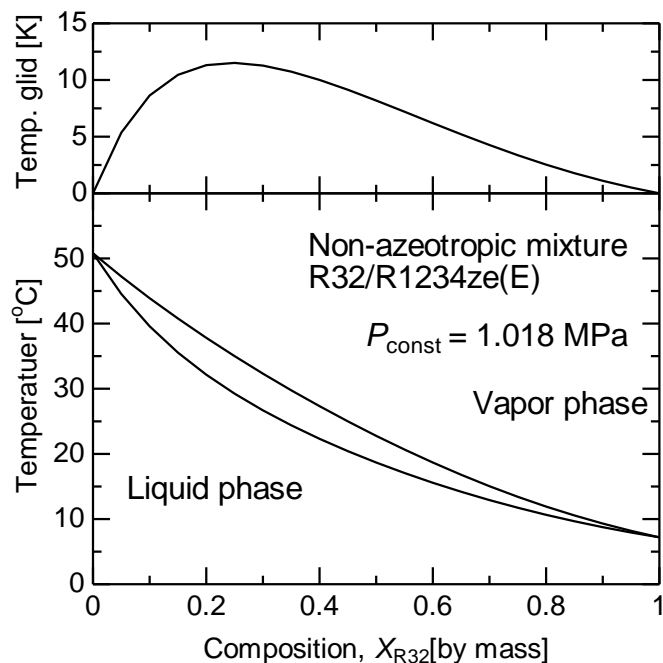


Fig.8.1 Temperature glide and dew/bubble point curve for R32/R1234ze(E) mixture

### 8.1.3 データの整理方法

実験データは純冷媒と同様の方法で整理した。しかしながら、熱伝達率の算出にかかわる冷媒温度  $T_r$  は、圧力、比エンタルピおよび循環組成を用いて求めた。また、循環組成はベッセルにて採取したサンプルガスをガスクロマトグラフで分析したのち、検量線にて補正を行っている。なお、この検量線の校正誤差は 0.5% 以下である。

Table 8.1 Typical properties of test refrigerants at average saturation temperature 35 °C.

	R32	R32/R1234ze(E)*		R1234ze(E)
		50/50	20/80	
GWP**	677	339	136	<1
Pressure [MPa]	2.19	1.58	1.10	0.67
Dew point temp. [°C]		38.7	40.7	
Boiling point temp. [°C]	35.0	31.0	29.5	35.0
Vapor density [kgm <sup>-3</sup> ]	63.3	56.8	48.1	35.3
Liquid density [kg/m <sup>-3</sup> ]	917.1	1021	1101.7	1129.4
Vapor viscosity [ $\mu$ Pa·s]	13.5	13.8	13.7	12.8
Liquid viscosity [ $\mu$ Pa·s]	101.0	124.1	149.8	168.1
Vapor thermal cond. [mW m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	17.2	16.1	15.6	14.5
Liquid thermal cond. [mW m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	118.3	99.3	84.1	70.9
Latent heat [kJkg <sup>-1</sup> ]	249	209	186	159

\* : mass%    \*\* : Myhre et al.(2013)<sup>70)</sup>

## 8.2 非共沸混合冷媒 R32/R1234ze(E)の圧力損失特性

Fig. 8.2(a), (b)および(c)に, R32/R1234ze(E) (20/80 mass%)の質量速度 400, 200 および 100  $\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$ における溝付管 HF40, LF50S および LF50L と平滑管 SM の圧力損失の実験結果を示す. 基本的な圧力損失特性は第 5 章に示した純冷媒の結果と同様の傾向を示し, いずれの試験伝熱管の実験結果も, 質量速度が低下すると圧

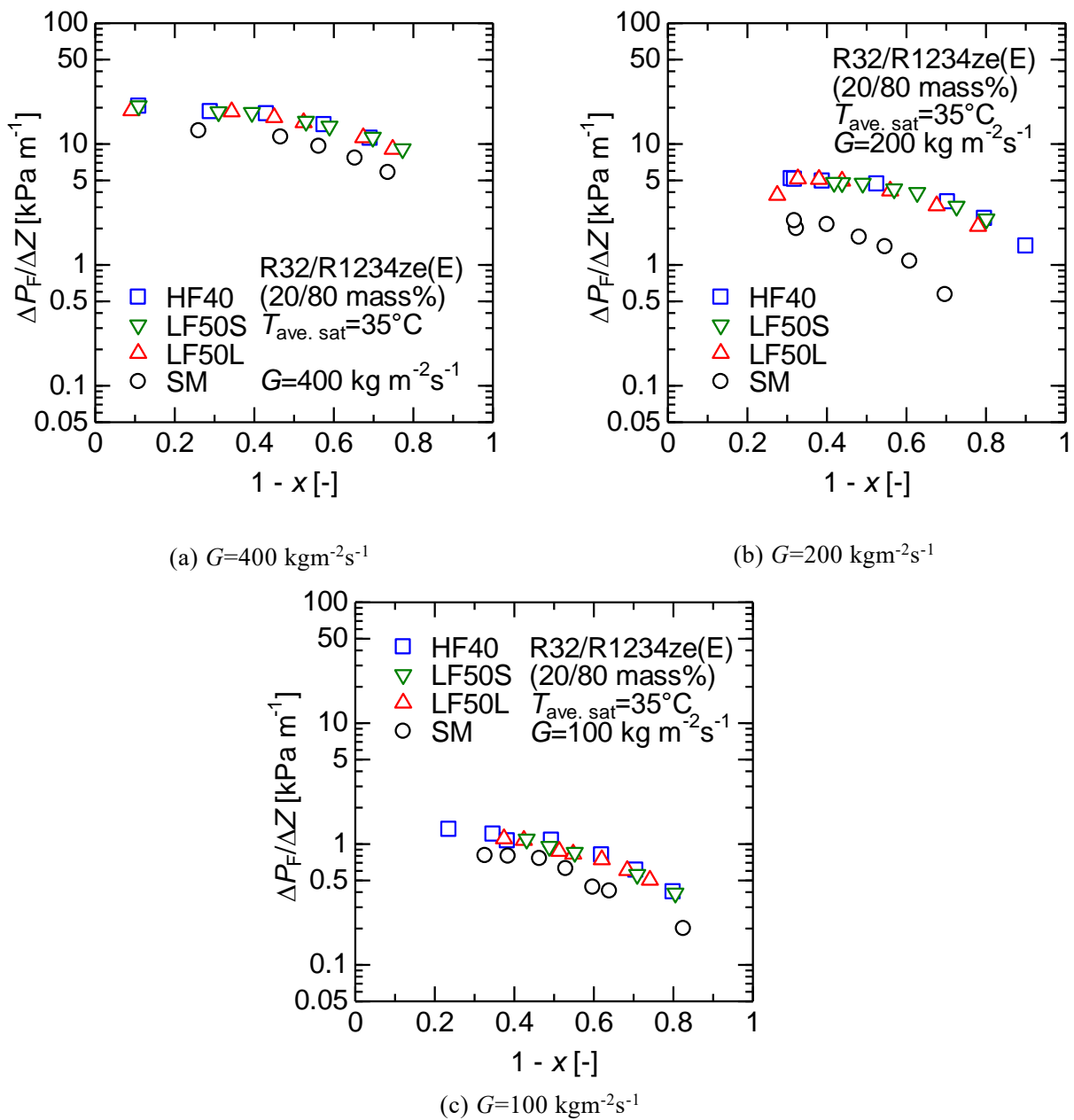


Fig.8.2 Pressure drop of R32/R1234ze(E) (20/80 mass%)

力損失も小さくなる。これは質量速度が低下することで、気液の速度低下により壁面せん断力が減少したためである。また、圧力損失は湿り度 0.2 程度で極大値を示したのち、凝縮の進行にともない小さくなる。また、平滑管と溝付管を比較すると、溝付管の圧力損失はいずれ伝熱管でもおおむね 1.6 倍程度大きい値を示し、純冷媒の結果と差異はみられなかった。また、HF40, LF50S および LF50L の実験結果について、いずれの質量速度条件でも圧力損失の大きさはおおむね同程度であり、溝形状の違いによる圧力損失への影響はみられなかった。

Fig.8.3(a),(b)に質量速度 400 および 200  $\text{kgm}^{-2}\text{s}^{-1}$  における HF40 の圧力損失について純冷媒 R32, R1234ze(E)および混合冷媒 R32/R1234ze(E) (20/80 mass%および 50/50 mass%)の実験結果の比較を示す。図より、湿り度が増加し、凝縮が進行すると圧力損失が低下する点や、質量速度の低下にともなって、圧力損失が低下することに関しては、純冷媒、非共沸混合冷媒ともに同様の傾向を示しており、混合により特異な現象は生じていないことがわかる。冷媒ごとに比較すると、いずれの質量速度条件においても、R1234ze(E)の圧力損失が最も大きく、R32 の混合割合が増加するにしたがって、圧力損失は低下する。これは R1234ze(E)に R32 を混合することにより、蒸気密度が増加、管内の蒸気速度が減少したため、圧力損失が低下したものと考えられる。このことから、目標の GWP 値に合わせ圧力損失の低減するためには、最大限 R32 を混合することが必要であることがわかる。

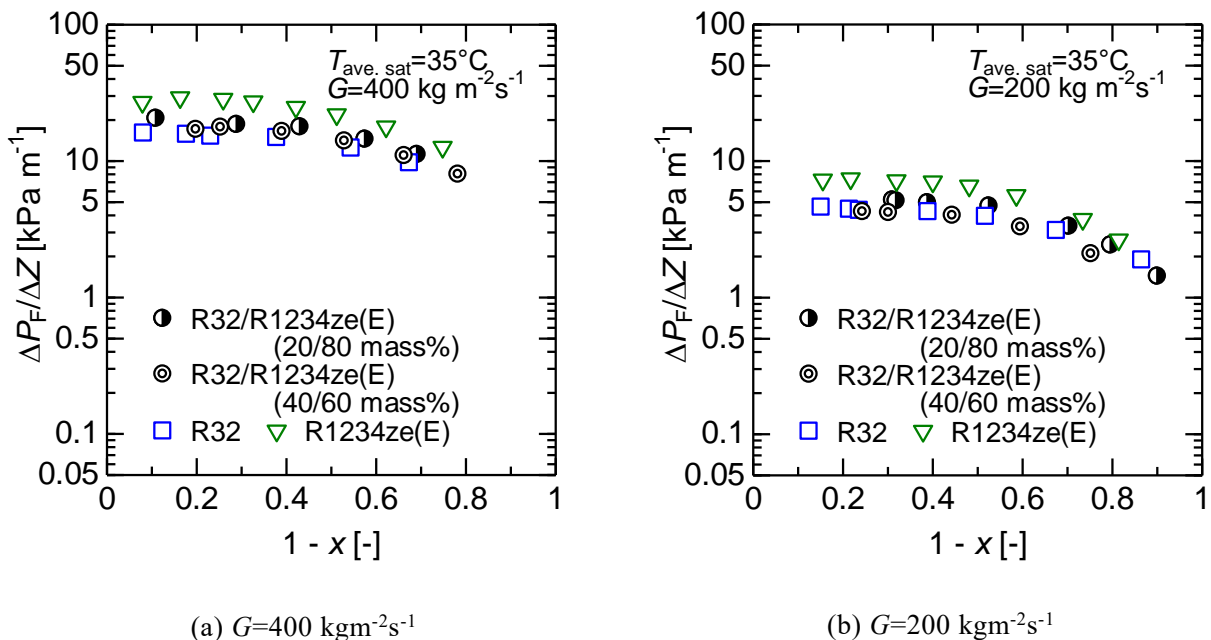


Fig.8.3 Comparison pressure drop of R32/R1234ze(E) mixture, R32 and R1234ze(E) for HF40

Fig.8.4(a)および(b)に混合冷媒 R32/R1234ze(E) (20/80 mass%および 50/50 mass%)の平滑管の実験結果と宮良ら(2004)の予測式および Sun-Mishima の予測式 (2009)と比較した結果を示す. 横軸が実験値, 縦軸が予測式による計算値である.

図より, 宮良らの式は 50/50 mass%の実験結果を-30 から 0%程度で精度よく予測している. また, 20/80 mass %の実験結果も, 質量速度  $200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$ の実験結果を除き, 全体的に良好な相関を示している. Sun-Mishima の式は-30 から+80%程度で実験値を予測しており. 過大に予測する傾向がみられる. しかしながら, 圧力損失の大きい領域では-30 から 0%程度で精度よく予測している.

Table 8.2 に宮良ら(2004)の予測式および Sun-Mishima(2009)の式と比較した結果を MD、AD および R30 により評価した結果を示す. 表より, いずれの予測式も 30%収束率はおおむね大きな差はない. また, いずれの冷媒においても宮良らの式の MD(平均偏差)が小さく, AD(絶対平均偏差)も小さいことから, 予測精度が高いといえる. また, 混合冷媒であっても予測傾向が極端に異なるわけではないことから, 圧力損失に対して非共沸混合冷媒の影響は小さいことがわかる.

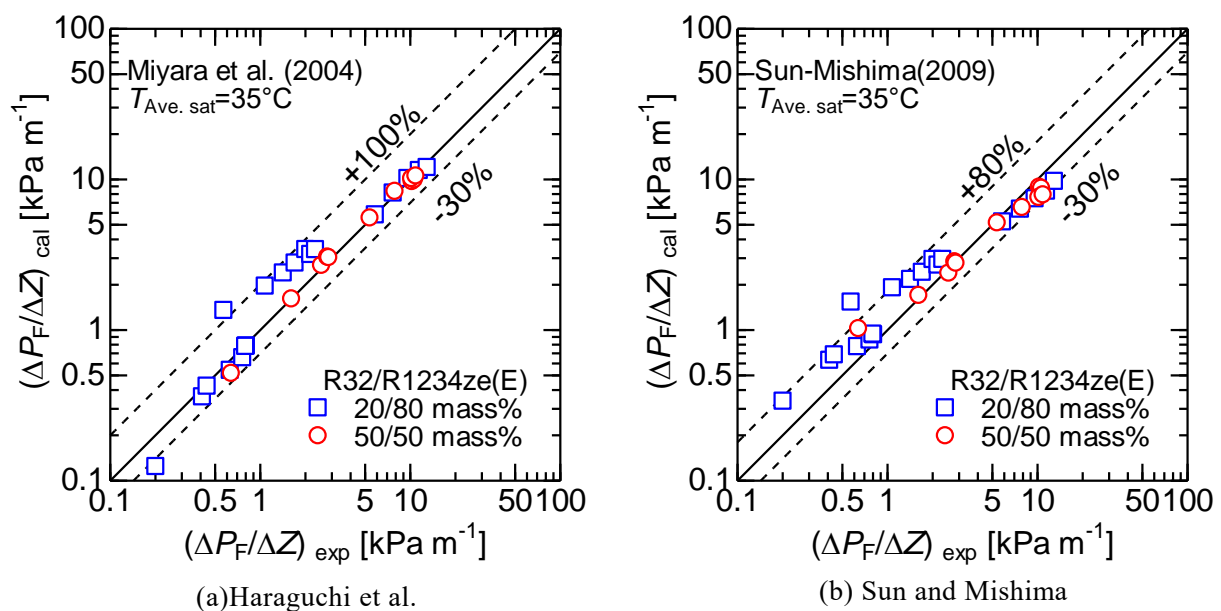


Fig.8.4 Comparison results of previous correlation and experimental results for smooth tube

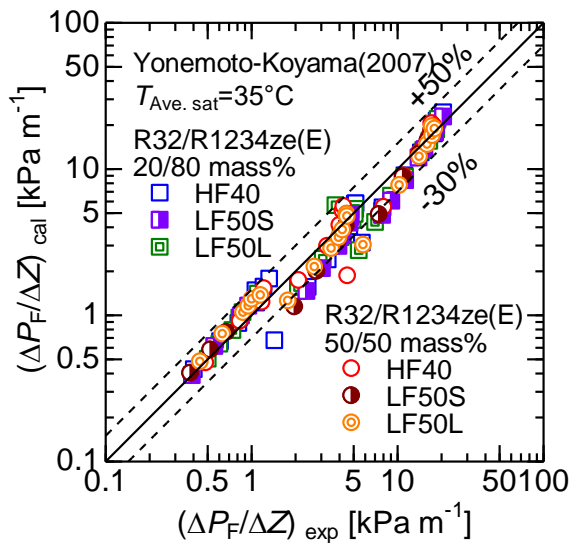


Table 8.2 Comparison results of previous correlation and experimental results SM

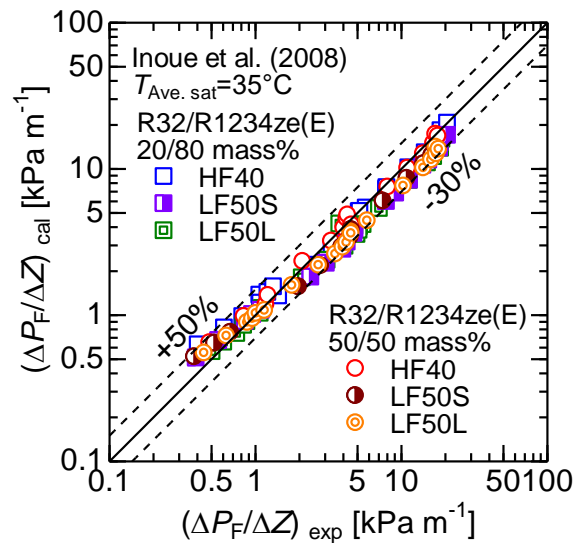
(a) R32/R1234ze(E) 20/80 mass%			
	<i>MD</i> [%]	<i>AD</i> [%]	<i>R30</i> [-]
Miyara et al.	22.8	32.7	0.58
Sun and Mishima	30.7	41.5	0.58

(b) R32/R1234ze(E) 50/50 mass%			
	<i>MD</i> [%]	<i>AD</i> [%]	<i>R30</i> [-]
Miyara et al.	-0.47	5.8	1
Sun and Mishima	-4.3	16.4	0.91



(a) Yonemoto and Koyama



(b) Inoue et al.

Fig.8.5 Comparison results of previous correlation and experimental results for microfin tube

Fig. 8.5 (a)および(b)に米本-小山(2007)の式および井上ら(2008)の式との比較を示す。図より、米本-小山の式も井上らの式も+50 から-30%以内でおおむね予測している。しかしながら、米本-小山の式は一部の領域で-30%より過少に予測する箇所が存在する。

Table 8.3 に米本-小山 (2007)の予測式および井上ら(2008)の式と比較した結果を *MD*、*AD* および *R30* により評価した結果を示す。表より、米本-小山の式の *MD* はいずれの溝付管に対しても負の値をとり過少予測の傾向がみられる。また、井上

Table 8.3 Comparison results of previous correlation and experimental results SM

(a) R32/R1234ze(E) 20/80 mass%

	Tube type	<i>MD</i> [%]	<i>AD</i> [%]	<i>R30</i> [-]
Yonemoto and Koyama	HF40	-3.7	19.7	0.68
	LF50S	-8.6	14.5	0.80
	LF50L	-3.4	14.8	0.86
Inoue et al	HF40	3.8	15.6	0.91
	LF50S	-14.3	19.2	0.95
	LF50L	-13.4	14.0	1

(b) R32/R1234ze(E) 50/50 mass%

	Tube type	<i>MD</i> [%]	<i>AD</i> [%]	<i>R30</i> [-]
Yonemoto and Koyama	HF40	-1.2	20.4	0.81
	LF50S	-7.7	12.5	0.85
	LF50L	-2.1	15.9	0.95
Inoue et al	HF40	3.1	7.2	0.93
	LF50S	-10.7	21.5	0.93
	LF50L	-13.9	22.5	1

らの式も LF50S および LF50L については MD が負の値をとっているが、HF40 では正の値をとっている。そこで *R30* を比較すると井上らの式が高い値を示していることがわかる。また、溝付管においても、混合冷媒であっても予測傾向が極端に異なるわけではないことから、圧力損失に対して非共沸混合冷媒の影響は小さいことがわかる。

### 8.3 非共沸混合冷媒 R32/R1234ze(E)の熱伝達特性

Fig. 8.6 に R32/R1234ze(E) (20/80 mass%)の平滑管の実験結果を示す. 図より, 湿り度の増加にともなって熱伝達率が低下する. また, 質量速度が増加するのにもなって熱伝達率が増加していることがわかる. 第 6 章に示した純冷媒の平滑管の実験結果では, 質量速度  $200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  まで質量速度の増加しても熱伝達率が増加しない現象と異なる. これは, R32/R1234ze(E)が非共沸混合冷媒であることに起因する. 非共沸混合冷媒は露点/沸点の温度差に起因して, 濃度分布が生じる, それにより気液界面の冷媒飽和温度が低下することで, 熱移動の駆動力となる温度差が減少し熱伝達率が低下する. この熱伝達率低下の要因となる気液界面の濃度分布は, 質量速度が増加するのにしたがって気液界面の波立ちが激しくなるのにもない低減され熱伝達率が増加したものと考えられる. すなわち, 非共沸混合冷媒の熱伝達率は, 自由対流凝縮が支配的となる領域でも, 質量速度の増加にともない, 非共沸性が低減することから, 質量速度が増加することで熱伝達率が増大する.

Fig. 8.7 に質量速度  $200$  および  $50 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  の純冷媒 R32, R1234ze(E)および非共沸混合冷媒 R32/R1234ze(E) (20/80 mass%) の比較を示す. 質量速度  $200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  の結果に着目すると, 低湿り度域では R32/R1234ze(E)が R1234ze(E)より小さい熱伝達率を示すものの, 湿り度が増加するにしたがって, R1234ze(E)と同程度の熱伝達率を示す. このことから, 低湿り度域のような液膜が比較的薄く, 液相の速度が小さい領域では, 気液界面の濃度分布による非共沸性からもたらされる伝熱性能の低下の影響がみられ, 凝縮が進行するにしたがって, 液相速度の増加とともに, 気液界面の混合が促進され, 濃度分布が低減, 非共沸性の影響が漸減し, 最終的に R1234ze(E)と同程度の値になったと考えられる. 一方で質量速度  $50 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  の結

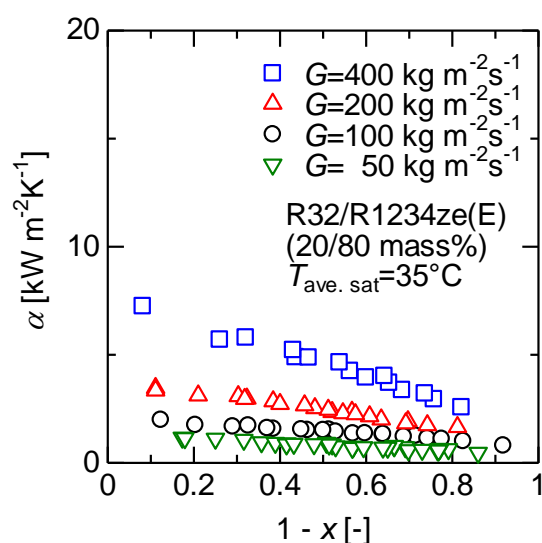


Fig.8.6 Heat transfer coefficients of R32/R1234ze(E) (20/80 mass%) for smooth tube

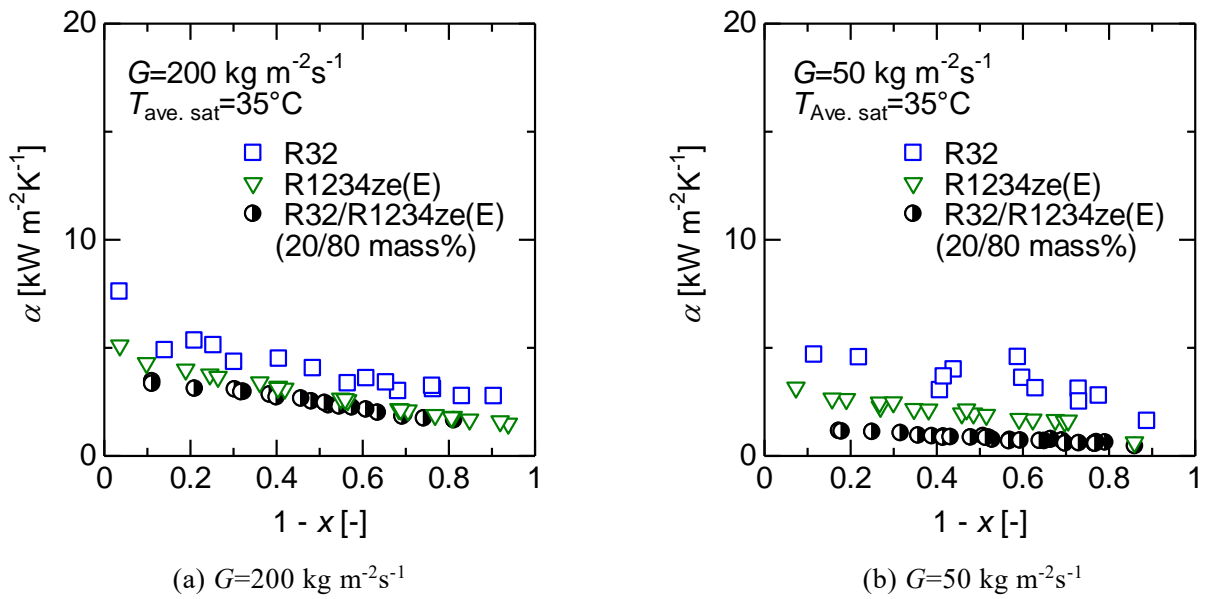


Fig.8.7 Comparison heat transfer coefficients of R32/R1234ze(E) mixture, R32 and R1234ze(E) for smooth tube

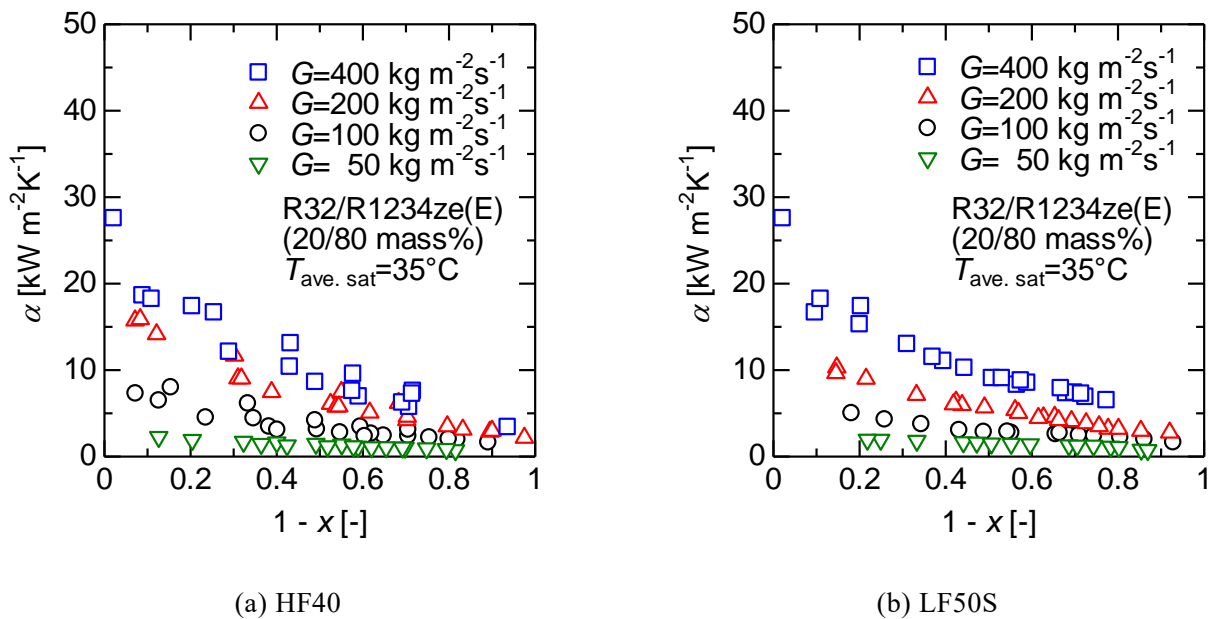


Fig.8.8 Heat transfer coefficients of R32/R1234ze(E) (20/80 mass%) for microfin tube

果に着目すると、全湿り度域で R32/R1234ze(E)の熱伝達率は R1234ze(E)に比して小さい値を示す。このことから、質量速度が小さい領域では、気相、液相ともともと流速が小さく、凝縮の進行如何をとわず、非共沸性の影響が存在したためと考えられる。

Fig. 8.8(a)-(b)に R32/R1234ze(E) (20/80 mass%)の溝付管 HF40 および LF50S の実験結果を示す。図より、いずれの溝付管についても質量速度の増加に伴って熱伝達率は増大している。第 6 章の純冷媒の結果では、質量速度 50 から  $200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$

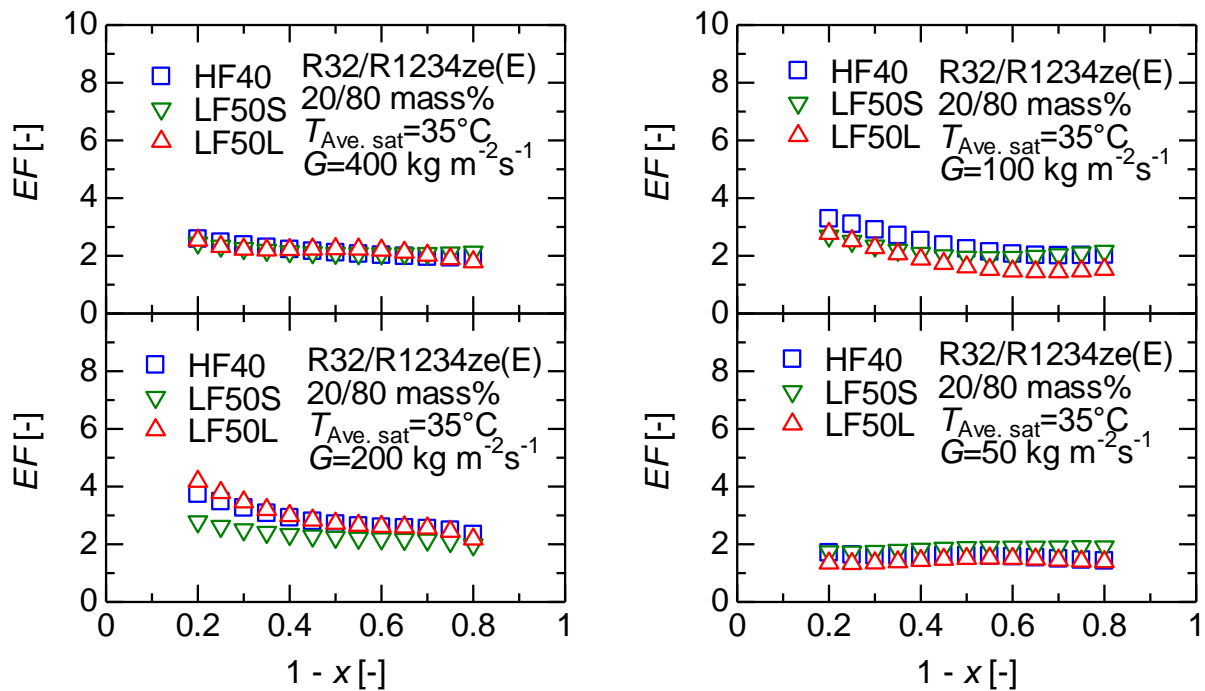


Fig.8.9 Enhancement of R32/R1234ze(E) (20/80 mass%)

$2\text{s}^{-1}$  まで大きく熱伝達率が増加し、質量速度 200 から  $400\text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  までは質量速度の増加にともなう熱伝達率の増大は見られない。この結果から、非共沸混合冷媒では溝付管においても平滑管と同様に質量速度の増加にともなって熱伝達率が増大することがわかり、純冷媒と凝縮特性が異なることが示唆される。

Fig. 8.9 に R32/R1234ze(E) (20/80 mass%) の溝付管 HF40, LF50S および LF50L の  $EF$  の比較を示す。図より、質量速度  $400\text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  の伝熱促進率は低湿り度域で 3 程度の値を示したのち、凝縮の進行とともに伝熱促進率は低下し面積拡大率と同程度の値を示す。また、溝付管の種類ごとに特徴的な違いは見られず、この質量速度域において溝形状の影響は小さいといえる。また、質量速度  $50\text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  の条件では面積拡大率より小さい 2 から 1.5 倍程度の伝熱促進率を示しており、平滑管の溝付管に対する優位性は、非共沸混合冷媒の低質量速度域では小さいといえる。質量速度 200 および  $100\text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  の結果に着目すると、伝熱促進率は低湿り度域で 3 から 5 程度の値を示し、凝縮の進行とともに、面積拡大率と同程度の値まで減少する。また、これらの質量速度条件では、溝形状の違いにより伝熱促進率の値に違いがみられた。質量速度  $200\text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  の条件では HF40 の伝熱促進率が他の溝付管に対して比較的優位な値を示しており、フィン高さが高いほど伝熱促進率は高い値を示すことが示唆される。質量速度  $100\text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  の条件では LF50L がもっとも高い伝熱促進率を示し、次いで HF40, LF50S の順に伝熱促進率は高い。LF50L はもっともリード角が小さい伝熱管であり、この結果からこの領域ではリード角が小さいほど、伝熱促進率が大きいことが示唆される。

Fig 8.10(a)-(d) に湿り度 0.2 および 0.7 における平滑管 SM および溝付管 HF40 の熱伝達率を循環組成比  $X_{R32}$  に対して示す。図より、いずれの条件においても 20/80

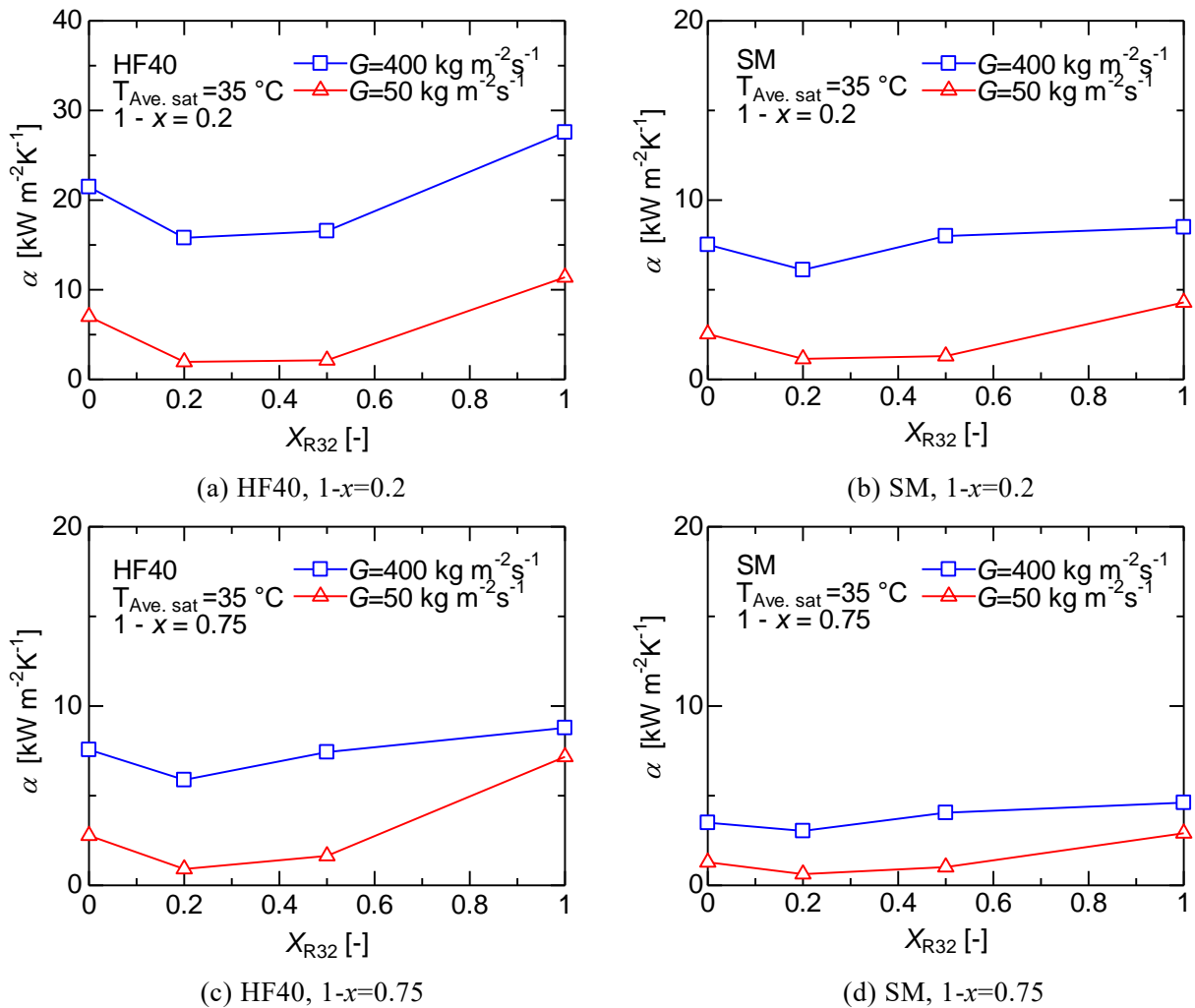


Fig.8.10 Relation between heat transfer coefficient and circulation composition.

mass%の実験結果の熱伝達率が、他の条件に比して小さい値を示す。今回実験を行った混合冷媒 R32/R1234ze(E)は 20/80 mass%で温度グライドが最大となる。非共沸混合冷媒の伝熱性能低下の要因はこの温度グライドであり、本実験結果はその影響が大きいことを示している。また、低湿り度域の実験結果である(a)および(b)に着目すると、質量速度  $50$  kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>の実験結果ではいずれの伝熱管でも温度グライドが大きくなるにしたがって熱伝達率は大きく低下している。一方で質量速度  $400$  kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>の実験結果をみると HF40 は 50/50 mass%の実験結果が大きく熱伝達率が低下しているのに対し、平滑管の実験結果は純冷媒 R1234ze(E)と 50/50 mass%の実験結果が同程度の値を示す。この結果から、平滑管では質量速度の増大とともにある程度非共沸性が緩和されることがわかる。溝付管では質量速度に寄らず純冷媒に対して熱伝達率が大きく低下することから、質量速度増加にともなう非共沸性の低減効果は純冷媒の優れた熱伝達率の増大に比べて相対的に小さく、限定的であるということがわかる。また、(c)-(d)の高湿り度域の実験結果を見ると、溝付管、平滑管ともに、非共沸性の影響がみられるが、平滑管ではその影響が相対的に小さいように見える。しかしながら、溝付管の質量速度  $400$  kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>の結果では 50/50 mass%の熱伝達率は R1234ze(E)のそれと同程度であり、R32 と比べても低湿

り度域ほど大きく熱伝達率は低下していない。このことから、凝縮が進行するにしたがって、非共沸性の影響は少しずつ小さくなっていることがわかる。

Fig. 8.11 に平滑管の R32/R1234ze(E) (20/80 mass%および 50/50 mass%)の実験結果を、Dobson-Chato(1998)の式および Cavallini ら(2006)の予測式と比較した結果を示す。横軸が実験値、縦軸が予測式による計算値である。

Dobson-Chato の式との比較結果から、熱伝達率が高い、高質量速度条件では比較的良好な相関を示すが、熱伝達率が小さい低質量速度条件では+120%程度と過大に見積もる傾向が顕著にみられる。これは、実験結果が非共沸性の影響を受けており、熱伝達率が低下するのに対し、予測式はその影響を考慮していないためと考えられる。

Cavallini らの式との比較結果では、Dobson-Chato の式と同様、熱伝達率が高い、高質量速度条件では比較的良好な相関を示すが、熱伝達率が小さい低質量速度条件では+80%程度と過大に見積もる傾向が顕著にみられる。しかしながら Dobson-Chato の式に比べ若干予測精度が高い。これは、予測式の作成時に R407C など非共沸混合冷媒を含み予測式を作成していることが要因である。

Dobson-Chato は非共沸混合冷媒に対して自身の予測式を対応させる手法を提案している。その手法を以下に示す。なお、式中の各無次元数等は第 1 章の Table1.4 に示す。

$$Nu_{\text{annular, zeotrope}} = 0.7 \left( \frac{G}{300} \right)^{0.3} \times 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \left[ 1 + \frac{2.22}{X_{tt}^{0.89}} \right] \quad (8.1)$$

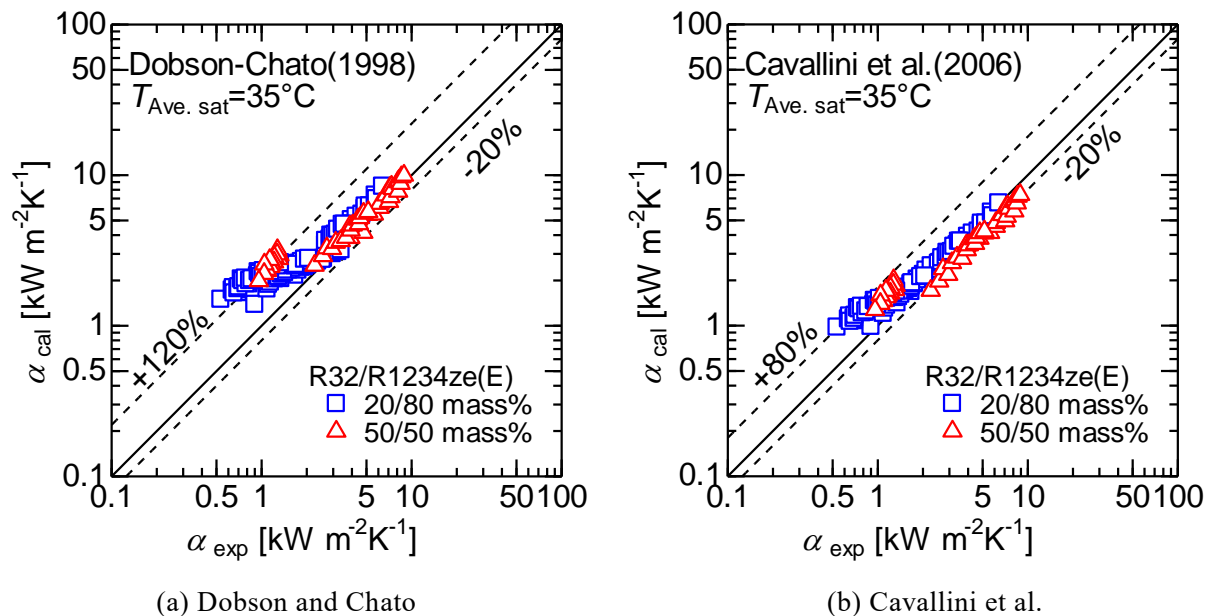


Fig.8.11 Comparison results of previous correlation and experimental results for smooth tube

$$Nu_{\text{annular, zeotrope}} = \left(\frac{G}{300}\right)^{0.3} \frac{0.23Re_{\text{vo}}^{0.12} \left[\frac{GaPr_L}{Ja_L}\right]}{1+1.11X_{\text{tt}}} + \left(1 - \frac{\theta_1}{\pi}\right) Nu_{\text{forced}} \quad (8.2)$$

Fig. 8.12 に非共沸混合冷媒に対応した Dobson-Chato の式との比較を示す. 図より, 予測式は実験値を-30 から+60%で予測しており, 補正の効果が確認できる. このように, 非共沸混合冷媒の熱伝達率は適切に補正することで予測することが可能である.

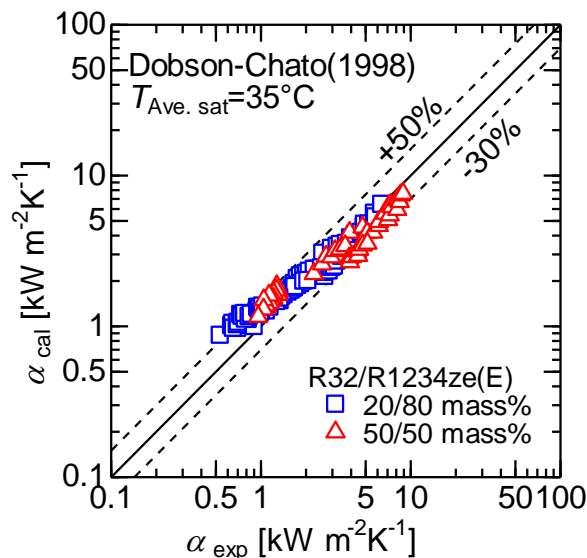


Fig.8.12 Comparison results of Dobson and Chato correlation and experimental results for smooth tube

Table 8.4 に Dobson-Chato(1998)の予測式, Cavallini ら(2006)の式および Dobson-Chato(1998)の式を補正した予測式と比較した結果を  $MD$ ,  $AD$  および  $R30$  により評価した結果を示す. 表より, 20/80 mass%の条件では Dobson-Chato の式は Cavallini らの予測式に比して 3 倍程度過大に予測する傾向がみられる. また, 50/50 mass%の条件では 2 倍程度過大に予測している. 一方で, 補正した Dobson-Chato の式は,  $R30$  がおおむね 0.7 程度と Cavallini らの予測式と同程度の値を示す. また,  $AD$  の値を比較すると, Cavallini らの予測式に比して, 修正された Dobson-Chato の式は小さい値を示している. これは, 実験値と予測値の差異が小さいことを示しており, 予測精度が高いことがわかる.



Fig. 8.13(a)および(b)に溝付管 HF40.LF50S および LF50L の R32/R1234ze(E) (20/80 mass%および 50/50 mass%)の実験結果と米本-小山(2007)の式および Cavallini ら (2009)の式との比較を示す。図よりいずれの式も質量速度が大きく、熱伝達率が高い領域ではある程度良好な相関が得られている。しかしながら、熱伝達率が小さく質量速度が小さい領域では、非常に過大に予測する傾向が顕著にみられる。Fig. 8.10 に示した通り、非共沸混合冷媒を溝付管に用いた場合、純冷媒に対して、質

Table 8.4 Comparison results of previous correlation and experimental results SM

(a) R32/R1234ze(E) 20/80 mass%

	MD [%]	AD [%]	R30 [-]
Dobson and Chato	71.9	72.1	0.26
Cavallini et al.	23.1	24.3	0.68
Dobson and Chato (for zeotrope)	16.4	21.3	0.68

(b) R32/R1234ze(E) 40/60 mass%

	MD [%]	AD [%]	R30 [-]
Dobson and Chato	45.0	46.1	0.69
Cavallini et al.	-0.55	26.2	0.69
Dobson and Chato (for zeotrope)	-1.5	21.8	0.69

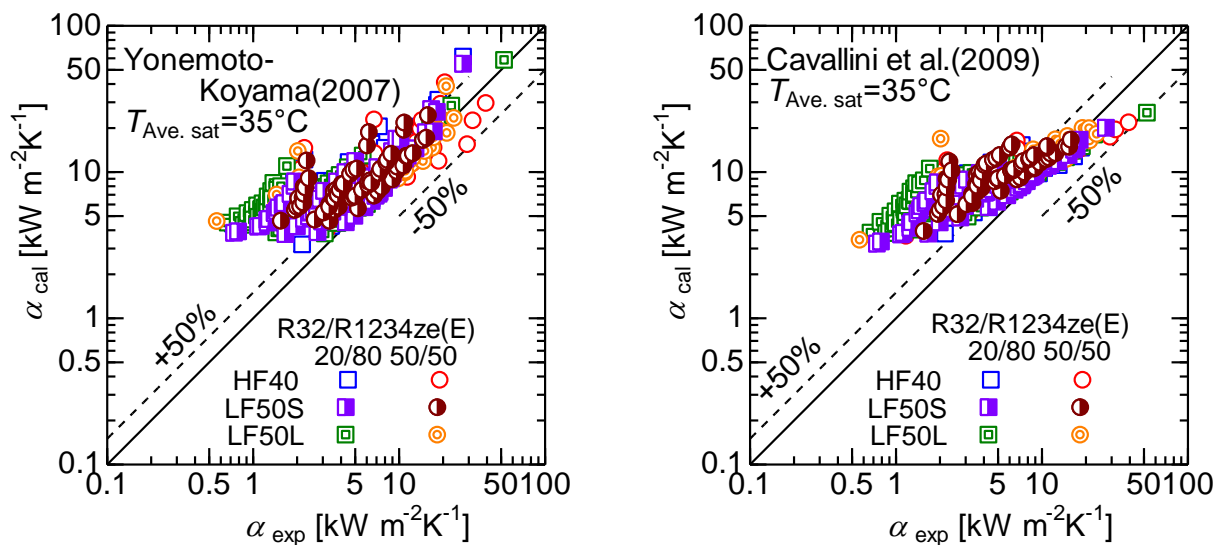


Fig.8.13 Comparison results of previous correlation and experimental results for microfin tube

量速度条件によらず熱伝達率が大きく低下する。すなわち純冷媒を対象とした式では非共沸性の影響を記述できないことがわかる。Table 8.5 に米本-小山(2007)の式および Cavallini ら(2009)の式と比較した結果を  $MD$ 、 $AD$  および  $R30$  により評価した結果を示す。表より、20/80 mass%の場合に比して 50/50 mass%のほうが  $R30$  が大きいものが多い。これは温度グライドの大きさが小さいため、非共沸性の影響が小さかったためと考えられる。

Table 8.5 Comparison results of previous correlation and experimental results microfin tube

(a) R32/R1234ze(E) 20/80 mass%				
	Tube type	$MD$ [%]	$AD$ [%]	$R30$ [-]
Yonemoto and Koyama	HF40	151.8	151.8	0.21
Cavallini et al.		138.4	141.7	0.26
Yonemoto and Koyama	LF50S	98.3	98.7	0.28
Cavallini et al.		101.8	104.4	0.35
Yonemoto and Koyama	LF50L	167.6	167.7	0.40
Cavallini et al.		179.9	183.4	0.25

(b) R32/R1234ze(E) 50/50 mass%				
	Tube type	$MD$ [%]	$AD$ [%]	$R30$ [-]
Yonemoto and Koyama	HF40	104.2	110.3	0.44
Cavallini et al.		100.3	107.4	0.37
Yonemoto and Koyama	LF50S	86.9	86.9	0.24
Cavallini et al.		107.6	107.7	0.21
Yonemoto and Koyama	LF50L	82.1	84.2	0.48
Cavallini et al.		100.8	102.8	0.32

## 8.4 第 8 章のまとめ

非共沸混合冷媒 R32/R1234ze(E)の凝縮実験を行い、以下の結果を得た。

### 平滑管と溝付管の圧力損失特性

11. 混合冷媒の圧力損失は、純冷媒と同様の特性であり、湿り度の増加、質量速度の増加とともに圧力損失は増加する。また、溝付管の溝形状の影響はほとんど見られない。
12. 混合冷媒の圧力損失は、蒸気密度が大きい R32 に蒸気密度が小さい R1234ze(E) の混合割合が増加するにしたがって圧力損失が増大する。このことから、非共沸混合冷媒であることの影響は見られない。
13. R32/R1234ze(E) の平滑管の圧力損失は高質量速度域で宮良らの式や Sun-Mishima の式で±30%程度で予測できる。
14. R32/R1234ze(E)の溝付管の圧力損失は米本-小山の式や井上らの式で+50%から-30%程度で予測できる。

### 平滑管の熱伝達率

10. 混合冷媒の場合、平滑管では、質量速度の増加にともない熱伝達率が増加する。これは純冷媒が質量速度  $100 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  以下ではおおむね同程度の熱伝達率を示し、質量速度の影響は見られないことと異なる。この要因は、質量速度が低下することで、非共沸性に起因し熱伝達率が低下するためと考えられる。
11. R32/R1234ze(E)の平滑管の熱伝達率を Dobson-Chato の式と Cavallini らの式と比較した。Dobson-Chato の式は非共沸混合冷媒向けの修正を行う方法が示されており、それを適用することで、+60 から-30%程度で熱伝達率を予測することができる。

### 溝付管の熱伝達率

5. 混合冷媒の場合、溝付管では、質量速度の増加にともない熱伝達率が増加する。これは純冷媒が質量速度  $200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  以上ではおおむね同程度の熱伝達率を示し、質量速度の影響は見られないことと異なる。この要因は、質量速度の増加とともに、非共沸性に起因した熱伝達率の低下が緩和されるためと考えられる。
6. 非共沸混合冷媒の伝熱促進率は、純冷媒の伝熱促進率に比して小さい値をしめし。質量速度  $50 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  では面積拡大率よりも小さい値を示す。
7. 溝付管内の非共沸混合冷媒の熱伝達率を予測することは困難であるが、質量速度が比較的高く、熱伝達率が高い領域では、米本-小山の式でおおむね+50%程度で予測できる。

# 第 9 章

## 総括

本論文では、近年の冷媒規制に対応するために開発、使用が進みつつある外径 4 mm の溝付細径管を対象に、3 種類の溝形状を有する溝付管と同程度の流路断面積を有する平滑管内における凝縮熱伝達実験を行った。使用冷媒には HFC 系冷媒 R32 および HFO 系冷媒 R1234ze(E)を用い、これらの流動様相、圧力損失および熱伝達特性を実験的に明らかにし、それらに与える溝形状の影響を体系的に報告した。さらにこれまでに提案されている様々な従来の予測式と比較することでその適用性を検討したうえで、より高い精度で 4 mm 溝付細径管の特性を記述する予測式の提案を試みた。

第 1 章では今までに行われた流動様相に関する研究、圧力損失特性に関する研究および熱伝達率に関する研究について概説し、本論文の目的や意義について明らかにした。

第 2 章では、本研究に用いた実験装置や測定機器の精度について述べるとともに、実験に用いた試験伝熱管の仕様について説明した。加えて、実験方法および実験条件についても説明した。

第 3 章では比エンタルピ、圧力損失および熱伝達率などのデータの整理方法について説明するとともに、圧力損失および熱伝達率の測定精度について述べた。

第 4 章では R32 および R1234ze(E)の平滑管および溝付管出口での流動様相の観察結果を示した。加えて、従来の平滑管および溝付管の流動様式線図と比較し、その結果について説明した。

第 5 章では R32 および R1234ze(E)の平滑管および溝付管について圧力損失の実験結果を示した。また、従来提案されている平滑管および溝付管の予測式との比較を行い、その適用性について示した。

第 6 章では R32 および R1234ze(E)の平滑管および溝付管について熱伝達率の実験結果を示すとともに、溝形状と伝熱促進効果について伝熱促進率によって比較を行い、その結果を示した。加えて、過去に提案された様々な平滑管および溝付管の予測式と比較を行い、その適用性について指名した。

第 7 章ではこれらの実験結果をもとに、純冷媒に対して適用できる予測式の提案を行った。また、その予測式について、他の研究者が行った実験結果と比較を行い、その予測精度について検証し、結果を示した。

第 8 章では R32/R1234ze(E)混合冷媒の平滑管および溝付管について実験結果を示した。また、純冷媒の実験結果と比較を行い、混合による非共沸性の影響について示し

た。加えて、従来のた予測式と比較を行い、その結果を示した。

以下に、本論文で得られた結果を総括する。

### ・最適溝形状の探求

1. 圧力損失が同等である溝形状において、質量速度  $200 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  ではフィン高さが高いほど高い伝熱促進率を得られる。質量速度  $50 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  では条数が多いほど高い伝熱促進率を得られる。また、質量速度  $400$  および  $100 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$  では溝形状の影響は小さい。

### ・圧力損失および熱伝達に関する新たな予測式の提案

1. 外径  $4 \text{ mm}$  細径平滑および溝付管に適用できる二相流摩擦増倍係数  $\Phi_V$  と Lockhart-Martinelli パラメータ  $X_{tt}$  を相関式した。予測式は、外径  $6 \text{ mm}$  以下の溝付管の圧力損失の予測が可能であるといえる。

$$\Phi_V = 1 + 1.55 X_{tt}^{0.4} \quad (9.1)$$

2. 平滑管内の凝縮熱伝達率の予測式を提案した。予測式は R32 の凝縮熱伝達率をほぼ  $\pm 30\%$  以内の精度で予測できる。

$$Nu = \sqrt[3]{Nu_F^5 + Nu_B^5} \quad (9.2)$$

$$Nu_B = 0.297 Bo^{0.11} H(\xi) (GaPr_L / Ph_L)^{0.25} \quad (9.3)$$

$$H(\xi) = \xi + \left\{ 10(1-\xi)^{0.1} - 10 + 1.7 \times 10^{-4} Re_L \right\} \sqrt{\xi} (1 - \sqrt{\xi}) \quad (9.4)$$

$$Bo = \frac{gd^2(\rho_L - \rho_V)}{\sigma} \quad (9.5)$$

$$Nu_F = 0.17 \sqrt{f_V} \Phi_V (\rho_L / \rho_V)^{0.5} \{x / (1-x)\} Re_L^{0.24} \quad (9.6)$$

3. 流動様相の観察結果を考慮した溝付管の予測式を提案した。予測式は，本実験結果をほぼ±30%以内で予測できる。

$$Nu = \sqrt{Nu_F^2 + Nu_B^2} \quad (9.7)$$

$$Nu_B = 1.60\eta^{-0.25} Bo^{-0.20} H(\xi)(GaPr_L / Ph_L)^{0.25} \quad (9.8)$$

$$H(\xi) = \xi + \left\{ 10(1-\xi)^{0.1} - 8 \right\} \sqrt{\xi} (1 - \sqrt{\xi}) \quad (9.9)$$

$$Bo = \frac{gd_{\max}^2 (\rho_L - \rho_V)}{\sigma} \quad (9.10)$$

$$Nu_F = 4.96\sqrt{f_v} \Phi_v (\rho_L / \rho_V)^{0.5} \{x / (1-x)\} Re_L^{0.53} \quad \text{if } \frac{J_v}{J_v^*} \leq 1 \quad (9.11)$$

$$Nu_F = 12.6\sqrt{f_v} \Phi_v (\rho_L / \rho_V)^{0.5} \{x / (1-x)\} Re_L^{0.46} \quad \text{if } \frac{J_v}{J_v^*} > 1 \quad (9.12)$$

$$J_v = \frac{xG}{\sqrt{gd \rho_V (\rho_L - \rho_V)}} \quad (9.13)$$

$$J_v^* = 0.6 \left\{ \left[ \frac{30}{4.3X_{tt}^{1.111} + 1} \right]^{-3} + 2.5^{-3} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (9.14)$$

## 謝辞

東京海洋大学の井上順広教授には、本研究の遂行、本研究の実験方法および本論文の取りまとめ方について、丁寧なご指導、ご鞭撻を賜りました。また、著者が「エネルギー変換研究室」に配属されて以降、6年間にわたり、研究についての様々な指導に加え、研究以外の面でも、進路に関するご相談や研究者としての姿勢についてなど多く時間を割いていただき、丁寧なご指導をいただきました。また、先生には、国内学会、国際学会、研修セミナーなど、様々な経験の場を与えていただきました。このことは研究を遂行する上で刺激となり、本研究を進めるにあたり、大切な要素となりました。ここに深く感謝の意を表し、御礼申し上げます。まことにありがとうございました。

東京海洋大学の地下大輔准教授には、本研究の実験方法、解析および本論文のまとめについてご指導頂きました。ご迷惑もおかけしました。また、研究室での先生の指導の様子を拝見し、今後の著者の教育・研究活動に対して、励みとなりました。深く感謝の意を表し、御礼申し上げます。まことにありがとうございました。

海洋工学部の野口照貴技術職員には、著者が「エネルギー変換研究室」に配属されて以降、6年間の長きにわたり、実験装置の改造および実験方法についてご指導頂きました。また物品購入などの事務処理では大変お世話になりました。感謝の意を表し、御礼申し上げます。ありがとうございました。

独立行政法人水産大学校の一瀬純弥准教授には、本研究の実験方法および解析についてご指導頂きました。また、研究以外の点でも様々なことで相談に乗っていただき、著者が研究活動を継続するうえで非常に励みとなりました。まことにありがとうございました。

独立行政法人国立高専機構鳥羽商船高等専門学校副校長の伊藤友仁教授には、著者が博士課程在学中に鳥羽商船高等専門学校に赴任して以降、様々な面でご支援や激励のお言葉を下さいました。先生のお言葉のおかげで、職務と学生という二つのわらじを履きながらも、現在に至ることができました。心から感謝し御礼申し上げます。

東京海洋大学の岩本勝美教授、波津久達也教授には本論文の執筆および取りまとめにあたり、様々な面からご指導、ご助言いただきました。まことにありがとうございました。

佐賀大学理工学部機械工学部門の宮良明男教授には本研究を遂行するにあたり、適切なお助言をいただきました。また、本論文をまとめるにあたり、様々な面からご指導、ご助言いただきました。まことにありがとうございます。

東京海洋大学海洋工学部の有泉亮佑氏および東京海洋大学大学院海洋システム工学専攻博士前期課程卒業生の藤間航平氏には本研究の遂行、解析にあたり数多くの点でご協力を頂きました。彼らの協力なしでは本研究を完遂することはできなかったと

思います。心より感謝，御礼申し上げます。

著者が本研究室に配属されて以降，大学院博士前期課程修了時までの3年ともに研究をした赤田郁郎氏，佐川賢太郎氏，倉山真氏には本研究の遂行にあたり適切な助言とご協力を頂きました。また，卒業後も学会等でお会いした際に，ご助言や激励をいただき，心から御礼申し上げます。ありがとうございました。

東京海洋大学エネルギー変換研究室の劉宇飛氏には同じ博士課程の在学者として，本研究の遂行にあたり，ご助言や激励をいただきました。ありがとうございます。

東京海洋大学エネルギー変換研究室の菊池省吾氏，増田泰士氏，杉原弘太氏，高林遼太郎氏をはじめ，研究室の学生一同には，研究に関する議論が，研究活動への励みとなりました。

また，株式会社コベルコ マテリアル銅管 高橋宏行様，羽場恒夫様，松野友暢様には試験伝熱管およびその詳細仕様のご提供や種々のご助言をいただきました。ここに深く感謝の意を表し，御礼申し上げます。まことにありがとうございます。

鳥羽商船高等専門学校の片岡高志教授，窪田祥朗教授をはじめ，教職員の皆様のご理解，ご支援があったからこそ，研究活動を継続し，現在に至ることができました。心から感謝いたします。

また，さまざまな面から博士後期課程進学を迷っていた際に，背中を押してくれた両親や，祖父母に心から感謝し御礼申し上げます。



## 参考文献

- 1) 内閣府景気統計部, 主要耐久消費財等の普及・保有状況, 消費動向調査, 2017
- 2) 日本冷凍空調工業会, 世界のエアコン需要推定, 2018
- 3) 環境省報道発表資料, 平成 29 年度のフロン排出抑制法に基づく業務用冷凍空調機器からのフロン類充填量及び回収量等の集計結果について, <https://www.env.go.jp/press/106092.html>, 2018, (2019 年 6 月 24 日閲覧)
- 4) REGULATION (EU) No 517/2014 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006, Official Journal of the European Union, 2014, (2019 年 6 月 24 日閲覧)  
[https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=uriserv:OJ.L\\_.2014.150.01.0195.01.ENG](https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=uriserv:OJ.L_.2014.150.01.0195.01.ENG)
- 5) Kandlikar, S.G., Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels, Experimental Thermal and Fluid Science, 26, 389-407, (2002)
- 6) Mehendale, S.S., Jacobi, A. M., Shah, R. K., Fluid Flow and Heat Transfer at Micro- and Meso-Scales With Application to Heat Exchanger Design, Applied Mechanics Reviews, 53-7, 175-193, (2000)
- 7) Diani, A., Cavallini, A., Rossetto, L., R1234yf condensation inside a 3.4 mm ID horizontal microfin tube, International Journal of refrigeration, 75, 178-189, (2017)
- 8) Diani, A., Campamale, M., Rossetto, L., Experimental study on heat transfer condensation of R1234ze(E) and R134a inside a 4.0 mm OD horizontal microfin tube, International Journal of Heat and Mass Transfer, 126, 1316-1325, (2018)
- 9) Baker, O., Design of pipe lines for simultaneous flow of oil and gas, Oil & Gas Journal, 53, 185-190, (1954)
- 10) Taitel, Y., Dukler, A.E., A Model for Predicting Flow Regime Transitions in Horizontal and Near Horizontal Gas-Liquid Flow, American Institute of Chemical Engineering Journal, 22-1, 47-55, (1976)

- 11) 藤井哲, 本田博司, 長田孝志, 藤井丕夫, 野津滋, 冷媒R11の水平管内凝縮 (第1報, 流動様式および圧力降下), 日本機械学会論文集 (第2部), 42-363, 3541-3550, (1976)
- 12) Breber, G., Palen, J. W., Taborek, J., Prediction of Horizontal Tubeside Condensation of Pure Components Using Flow Regime Criteria, *Journal of Heat Transfer*, 102, 471-476, (1980)
- 13) Tandon, T.N., Varma, H. K., Gupta, C. P., A New Flow Regimes Map for Condensation Inside Horizontal Tubes, *Journal of Heat Transfer*, 104, 763-768, (1982)
- 14) Soliman, H.M., On the Annular-to-Wavy Flow Pattern Transition During Condensation Inside Horizontal Tubes, *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 60, 475-481, (1982)
- 15) Cavallini, A., Censi, G., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G. A., Rossetto, L., Condensation of Halogenated Refrigerants inside Smooth Tubes, *International Journal of HVAC&R Research*, 8-4, 429-451, (2002)
- 16) El Hajal, J., Thome, J. R., Cavallini, A., Condensation in horizontal tubes, part 1: two-phase flow pattern map, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, 3349-3363, (2003)
- 17) Cavallini, A., Del Col, D., Doretti, L., Matkovic, M., Rossetto, L., Zilio, C., Condensation in Horizontal Smooth Tubes: A New Heat Transfer Model for Heat Exchanger Design, *Heat Transfer Engineering*, 27-8, 31-38, (2006)
- 18) 野津滋, 片山博正, 中田春男, 本田博司, 冷媒CFC11のマイクロフィン付き水平管内凝縮(圧力降下の実験式の提案), 日本機械学会論文集(B編), 62-601, 3383-3390, (1996)
- 19) 柿本益志, 森英夫, 吉田駿, 吉村仁, 大石克巳, 内面微細溝付管内空気・水二相流の流動様相の観察, 第38回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 645-646, (2001)

- 20) Cavallini, A., Del Col, D., Mancin, S., Rossetto, L., Condensation of pure and near-azeotropic refrigerants in microfin tubes: A new computational procedure, *International Journal of refrigeration*, 32, 162-174, (2009)
- 21) Jige, D., Sagawa, K., Iizuka, S., Inoue, N., Boiling heat transfer and flow characteristic of R32 inside a horizontal small-diameter microfin tube, *International Journal of refrigeration*, 95, 73-82, (2018)
- 22) Yang, C., Hrnjak, P., Visualization of two-phase flow of R410A in horizontal smooth and axial micro-finned tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 138, 49-58, (2019)
- 23) Lockhart, R.W., Martinelli, R.C., Proposed Correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipe, *AIChE J.*, 45-1, 39-48, (1949)
- 24) Chisholm, D., Sutherland, L.A., Prediction of Pressure Gradients in Pipeline Systems during Two-Phase Flow, *Institution of Mechanical Engineers*, 184-3, 24-32, (1969)
- 25) Soliman, M., Schuster, J. R., Berenson, P. J., A General Heat Transfer Correlation for Annular Flow Condensation, *Journal of Heat Transfer*, 90-2, 267-274, (1968)
- 26) 原口英剛, 小山繁, 藤井哲, 冷媒HCFC22, HFC134a, HCFC123の水平平滑管内凝縮 (第1報, 局所摩擦圧力降下に関する実験式の提案), *日本機械学会論文集 (B編)*, 60-574, 239-244, (1994)
- 27) Mishima, K., Hibiki, T., Some Characteristics of Air-water Two-phase Flow in Small Diameter Vertical Tubes, *International Journal of Multiphase Flow*, 22-4, 703-712, (1996)
- 28) 宮良明男, 桑原憲, 小山繁, 管径と質量速度を考慮した管内二相流の摩擦圧力損失の予測式の作成, *日本機械学会講演論文集九州支部第57期総会講演会*, 48-1, 117-118, (2004)
- 29) Sun, L., and Mishima, K., Evaluation analysis of prediction methods for two-phase flow pressure drop in mini-channels, *International Journal of Multiphase Flow*, 35, 47-54, (2009)

- 30) 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, 29-4, 413-420, (2012)
- 31) Hossain, Md.A., Afroz, H.MM., Miyara, A., Two-phase frictional multiplier correlation for the prediction of condensation pressure drop inside smooth horizontal tube, *Procedia Engineering*, 105, 64-72, (2015)
- 32) Tsuchida, T., Yasuda, K., Hori, M., Otani, T., Internal Heat Transfer Characteristics and Workability of Narrow “THERMOFEIN” Tubes, *HITACHI CABLE REVIEW* 12, 59-64, (1993)
- 33) Cavallini, A., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G.A., Rossetto, L., Pressure Drop During Condensation and Vaporisation of Refrigerants Inside Enhanced Tubes, *Heat and Technology*, 15, 3-10, (1997)
- 34) 宮良明男, 大坪祐介, 大塚智史, ヘリボーン溝付管内凝縮熱伝達および圧力損失に及ぼす溝形状の影響, 日本冷凍空調学会論文集, 18-4, 463-472, (2001)
- 35) Goto, M., Inoue, N., Ishiwatari, N., Condensation and evaporation heat transfer of R410A inside internally grooved horizontal tubes, *International Journal of Refrigeration*, 24, 628-638, (2001)
- 36) 米本龍一郎, 小山繁, 純冷媒のらせん溝付管内凝縮に関する実験的研究—摩擦圧力損失および熱伝達の予測式の提案—, 日本冷凍空調学会論文集, 24-2, 139-148, (2007)
- 37) 井上順広, 青野亜良, 五島正雄, 佐藤全秋, 清谷明弘, 佐々木直栄, 水平内面溝付管内の圧力損失および凝縮熱伝達係数の予測と検証, *銅と銅合金*, 47-1, 232-237, (2008)
- 38) 五島正雄, 井上順広, 城本恵子, 江本幸泰, 李宇, 佐藤全秋, 清谷明弘, 水平内面溝付管内の単相乱流熱伝達の予測式, 日本冷凍空調学会論文集, 22-4, 437-447, (2005)
- 39) 一瀬純弥, 井上順広, R32 および R410A 冷媒の水平内面溝付細管内の凝縮熱伝達

および圧力損失—第1報：単相乱流熱伝達および圧力損失の相関式—，日本冷凍空調学会論文集，28-4，469-478，(2011)

- 40) Sun, Z., Li, W., A new general correlation for frictional pressure drop during condensation inside horizontal micro-fin tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 112, 587-596, (2017)
- 41) Cavallini, A., Zecchin, R., A Dimensionless Correlation for heat Transfer in Forced Convection Condensation, *Proceedings of the 8<sup>th</sup> International Congress of Refrigeration*, 2, 193-200, (1971)
- 42) 藤井哲，本田博司，長田孝志，藤井丕夫，野津滋，冷媒 R11 の水平管内凝縮（第2報，熱伝達），日本機械学会論文集（第2部），43-373，3435-3443，(1977)
- 43) 原口英剛，小山繁，藤井哲，冷媒 HCFC22，HFC134a，HCFC123 の水平平滑管内凝縮（第2報，局所熱伝達係数に関する実験式の提案），日本機械学会論文集（B編），60-574，245-252，(1994b)
- 44) Dobson, M.K., Chato, J.C., Condensation in Smooth Horizontal Tubes, *Journal of Heat Transfer*, 120, 193-213, (1998)
- 45) Thome, J. R., El Hajal, J., Cavallini, A., Condensation in horizontal tubes, part 2: new heat transfer model based on flow regimes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, 3365–3387, (2003)
- 46) Longo, G.A., Mancin, S., Righetti, G., Zilio, C., Saturated vapour condensation of HFC404A inside a 4 mm ID horizontal smooth tube: Comparison with the long-term low GWP substitutes HC290 (Propane) and HC1270 (Propylene), *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 108, 2088-2099, (2017)
- 47) Longo, G.A., Mancin, S., Righetti, G., Zilio, C., Saturated vapour condensation of R410A inside a 4 mm ID horizontal smooth tube: Comparison with the low GWP substitute R32, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 125, 702-709, (2018)
- 48) Longo, G.A., Mancin, S., Righetti, G., Zilio, C., Saturated vapour condensation of R134a inside a 4 mm ID horizontal smooth tube: Comparison with the low GWP substitutes R152a,

- R1234yf and R1234ze(E), *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 133, 461-473, (2019)
- 49) Dorao, C.A., Fernandino, M., Simple and general correlation for heat transfer during flow condensation inside plain pipes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 122, 290-305, (2018)
- 50) Shah, M.M., A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation inside Pipes, *International Journal of Heat Mass Transfer*, 22, 547-556, (1979)
- 51) Shah, M.M., General Correlation For Heat Transfer During Condensation in Plain Tubes: Further Development and Verification, *ASHRAE Transactions*, 119-2, 3-11, (2013)
- 52) Shah, M.M., Improved correlation for heat transfer during condensation in conventional and mini/micro channels, *International Journal of Refrigeration*, 98, 222-237, (2019)
- 53) 愈堅, 小山繁, 純冷媒の水平内面螺旋溝付管内凝縮-局所熱伝達係数の整理式作成の試み-, 九大機能物質科学研究所報告, 10-2, 145-150, (1996)
- 54) 鹿園直毅, 伊藤正昭, 内田麻理, 福島敏彦, 畑田敏夫, 単一冷媒の水平溝付管内凝縮熱伝達率簡易予測式の提案, 日本機化学会論文集 (B編), 64-617, 196-203, (1998)
- 55) 野津滋, 本田博司, 冷媒のマイクロフィン付水平管内凝縮 (環状流領域における熱伝達の数値解析), 日本機械学会論文集 (B編), 64-617, 300-307, (1998)
- 56) 本田博司, 王華生, 野津滋, マイクロフィン付き水平管内凝縮の理論解析, 日本機械学会論文集 (B編), 66-650, 185-191, (2000)
- 57) Goto, M., Inoue, N., Yonemoto, R., Condensation heat transfer of R410A inside internally grooved horizontal tubes, *International Journal of Refrigeration*, 26, 410-416, (2003)
- 58) Jung, D., Cho, Y., Park, K., Flow condensation heat transfer coefficients of R22, R134a, R407C, and R410A inside plain and microfin tubes, *Int.J.Refrig.*, 27, 25-32, (2004)
- 59) Chamra, L. M., Mago, P. J., Tan, M., Kung, C., Modeling of condensation heat transfer

- of pure refrigerants in micro-fin tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, 1293-1302, (2005)
- 60) 馬場大輔, 小山繁, 低 GWP 冷媒 R1234ze(E)の溝付管内熱伝達に関する実験的研究, *日本冷凍空調学会論文集*, 28-4, 457-468, (2011)
- 61) 滝澤賢二, 冷凍空調用冷媒をめぐる最近の状況と展望, *日本冷凍空調学会冷媒セミナー “最新の冷媒問題への対応と今後の展望”*, 5-12, 2017
- 62) 小山繁, 高雷, 藤井哲, 内面溝付管による非共沸混合冷媒の凝縮伝熱促進, *日本冷凍協会論文集*, 10-1, 95-101, (1993)
- 63) 内田麻理, 伊藤正昭, 鹿園直毅, 畑田敏夫, 工藤光夫, 大谷忠男, クロス溝付管による非共沸混合冷媒の伝熱性能向上-第1報:凝縮実験結果, *日本冷凍空調学会論文集*, 16-2, 189-194, (1999)
- 64) 森英夫, 吉田駿, 大石克巳, 寺坂賢一, HCFC-22 代替混合冷媒の水平管内凝縮熱伝達, *第 33 回空気調和・冷凍連合講演会講演論文集*, 53-56, (1999)
- 65) 小山繁, 李相武, 水平平滑管内で凝縮する多成分非共沸混合冷媒の局所熱・物質伝達特性の予測計算法, *日本冷凍空調学会論文集*, 17-4, 461-471, (2000)
- 66) Chamra, L.M., Mago, P.J., Modeling of condensation heat transfer of refrigerant mixture in micro-fin tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 1915-1921, (2006)
- 67) 舎川和広, 宮良明男, エムディ・アノア・ホサイン, R1234ze(E)/R32 の管内凝縮・蒸発における熱伝達および圧力損失, *日本冷凍空調学会年次大会講演論文集*, 293-296, (2012)
- 68) 栗田航世, 小川駿, 一瀬純弥, 井上順広, R32+R152a 混合冷媒の水平内面溝付細管内の凝縮熱伝達および圧力損失, *日本冷凍空調学会年次大会講演論文集*, 305-308, (2012)
- 69) 近藤智恵子, 三島文也, 小山繁, 低 GWP 混合冷媒 R32/R1234ze(E)の水平ら旋溝付管内凝縮および蒸発特性, *日本冷凍空調学会論文集*, 30-4, 401-411, (2013)

- 70) Myhre G, Shindell D, Anthropogenic and Natural Radiative Forcing. in Stocker T.F, and Qin D (Eds.), Climate Change 2013 -The Physical Science Basis- Working Group I Contribution to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change, Geneva, Switzerland, IPCC, 659-740, (2013)
- 71) Lemmon, E.W, Bell, L.H., Huber, M.L., McLinden, M.O., NIST standard reference database 23, Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties REFPROP Ver. 10, National Institute of Standards and Technology, (2018)
- 72) Smith, SL, Void Fractions in Two-Phase Flow: A Correlation Based upon an Equal Velocity Head Model, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 184-1(36), 647-664, (1969)
- 73) Koyama, S., Chen, Y., Kitano, R., Kuwahara, K., Experimental Study on Void Fraction of Two-phase Flow inside a Micro-fin tube, The reports of IAMS, Kyushu Univ., 15-1, 79-85, (2001)
- 74) 広瀬正尚, 地下大輔, 井上順広, 非共沸混合冷媒R32/R152a の内面溝付細管内の凝縮特性日本冷凍空調学会論文集, 34-3, 211-221, (2017)



# 付録 1

## ヒートバランス

### A1.1 目的

ヒートバランスを確認する目的として、本研究で用いた実験装置は熱交換器に二重管式対向流型熱交換器を使用しており、実験結果の算出に關与するプレコンデンサおよびテストセクションのヒートバランス（熱収支）が精度に直接影響する。ゆえに、実験開始前にヒートバランスを確認する実験を行ったのでその結果をここに記す。

### A1.2 ヒートバランス実験の方法

ヒートバランスを確認するためには圧力と温度という直接測定できる 2 つのパラメータを用いてエンタルピを計算できる条件でなくてはならない。すなわち、液単相流あるいは蒸気単相流の状態では物性値を算出する必要が生じる。このため、ヒートバランスを測定する実験を行う場合、プレコンデンサの出入口を蒸気単相流に、テストセクションで完全凝縮させ、その出口部で液単相流となっている条件で測定を行った。

ヒートバランス実験には冷媒に R1234ze(E) を、伝熱管には平滑管を用いた。実験は質量速度 50 から 500 kg m<sup>-2</sup>s<sup>-1</sup> の範囲で行った。

### A1.3 ヒートバランス実験の結果

Fig.A1.1 にプレコンデンサのヒートバランス実験の結果を示す。縦軸が冷媒が放出した熱量、横軸が水側の受けとった熱量である。図より、交換熱量が小さい領域で冷媒側が失った熱量が水側が受け取った熱量より大きいことがわかる。この結果より、本実験では、プレコンデンサの交換熱量が小さい領域、すなわち低湿り度、低質量速度条件でクオリティの算出誤差が大きいことを示している。一方で、交換熱量が大きくなると、ヒートバランスは良好となり、クオリティの算出誤差は小さくなる。なお、交換熱量が小さい領域は、水側温度計の検定精度、冷却水流量計の測定精度などの条件が最も厳しい条件である。

Fig.A1.2 にテストセクションのヒートバランス実験の結果を示す。図より全体的に水側、冷媒側の熱収支が一致しており、ヒートバランスが取れているといえる。また、実験で用いる領域は水側、冷媒側ともに 40W 以上の領域であり、クオリティ等に与

える影響は非常に限定的であるといえる。

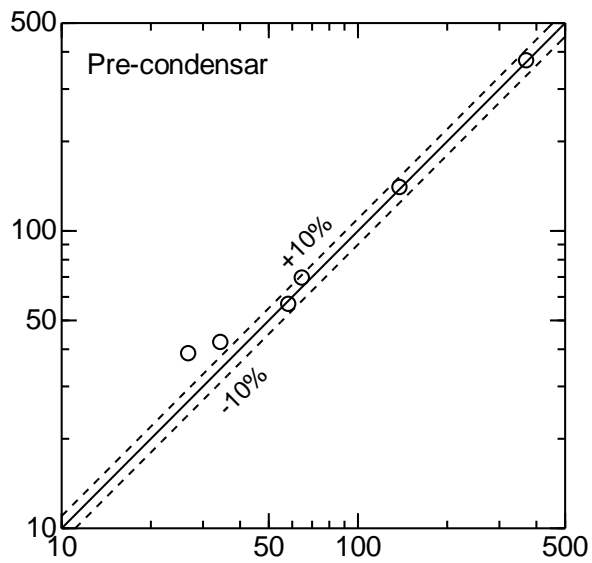


Fig.A1.1 Heat balance of pre-condensar

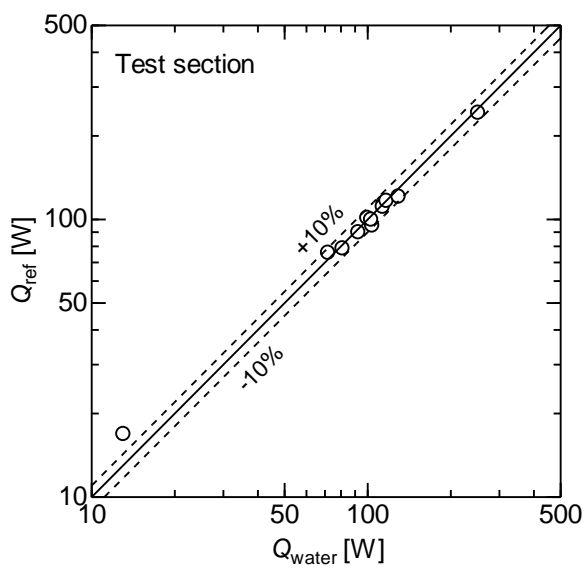


Fig.A1.2 Heat balance of pre-condensar

## 付録 2

### 本研究で比較した他の研究者の伝熱管形状

本研究では作成した予測式等について、他の研究者の実験値と比較を行った。その際に、重要となる伝熱管の形状について、本項ではまとめる。

Table A2.1 に本研究で使用した 3 種類の溝付管、馬場-小山 (2011) が実験で用いた溝付管および Diani らの実験に用いられた溝付管の比較を示す。なお、表中の面積拡大率はすべて最大内径基準である。また、情報が欠けている仕様については“-”を用いて示す。表より HF40 と馬場-小山が実験に用いた伝熱管では管径が異なる点を除くと、管径とフィン高さの比や、リード角の大きさなどの点で比較的仕様が近いことがわかる。一方で Diani らの用いた溝付管は、管径が同一でありフィン高さも LF50S に比較的近いが、頂角が 3.5 倍程度と大きい特徴がみられる。

Table A2.1 Comparison of fin geometries for microfin tubes

	HF40	LF50S	LF50L	Baba-Koyama	Diani_tube
Number of fins $n$ [-]	40	50	50	58	40
Outside diameter $d_o$ [mm]	4.03	4.00	4.00	6.05	4.00
Wall thickness $\tau$ [mm]	0.21	0.22	0.22	0.34	0.18
Fin height $h$ [mm]	0.18	0.13	0.15	0.26	0.12
Minimum inner diameter $d_{\min}$ [mm]	3.25	3.30	3.25	4.86	3.40
Equivalent inner diameter $d_{\text{eq}}$ [mm]	3.48	3.46	3.44	-	-
Maximum inner diameter $d_{\max}$ [mm]	3.61	3.56	3.56	5.37	3.64
Mean inner diameter $d_{\text{mean}}$ [mm]	3.43	3.43	3.41	5.21	3.52
$h/d_{\max}$ [-]	0.050	0.036	0.043	0.048	0.033
$h/d_{\min}$ [-]	0.055	0.039	0.047	0.053	0.035
Area enlargement ratio[-]	2.06	1.84	1.88	2.55	1.58

## 付録 3

# 温度センサの検定方法

### A3.1 検定の目的

本実験では冷却水および冷媒温度の計測に白金測温抵抗体およびシース型熱電対を用いた。測温抵抗体および熱電対はそれぞれ温度特性が異なるため、以下の検定を行い、各測温抵抗体および熱電対の検定式を作成した。

### A3.2 シース型 K 熱電対の検定方法および結果

シース型 K 熱電対の温接点を恒温循環水槽に、もう一方を氷水の零接点にそれぞれ設置する。零接点側の熱電対端からの引出導線をデータロガーに接続し、温度と熱起電力値との関係を測定する。検定は 5 °C から 70 °C まで 5 °C 毎に変化させた。

Fig.A3.1 にプレコンデンサ入口およびテストセクション出入口部の検定結果のグラフを示す。この結果をもとに 3 次式で近似式を作成した。近似式と実測値の差は最大 0.07 K の箇所が存在するも、平均で 0.04 K 以内である。

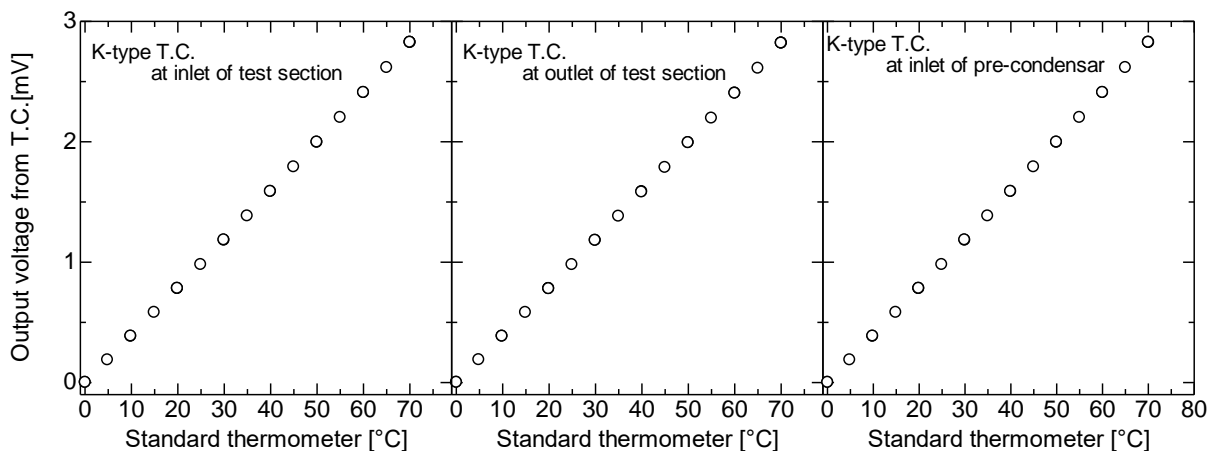


Fig.A3.1 Relation between temperature and output voltage of K-type T.C.

### A3.3 測温抵抗体の検定方法および結果

冷却水出入口温度の測定に使用する測温抵抗体の検定は、恒温水槽中に白金測温抵抗体を設置し、槽内温度を  $0^{\circ}\text{C}$  から  $70^{\circ}\text{C}$  まで変化させた。白金測温抵抗体には定格値である  $1\text{ mA}$  の定電流を通電し、電圧値の計測を行うことにより、温度と抵抗値の関係を求めた。抵抗値は、温度に対する電圧降下を測定し、オームの法則により求める。

Fig.A3.2 にプレコンデンサ入口およびテストセクション出入口部の検定結果のグラフを示す。この結果をもとに3次式で近似式を作成した。近似式と実測値の差は最大  $0.07\text{ K}$  の箇所が存在するも、平均で  $0.03\text{ K}$  以内である。

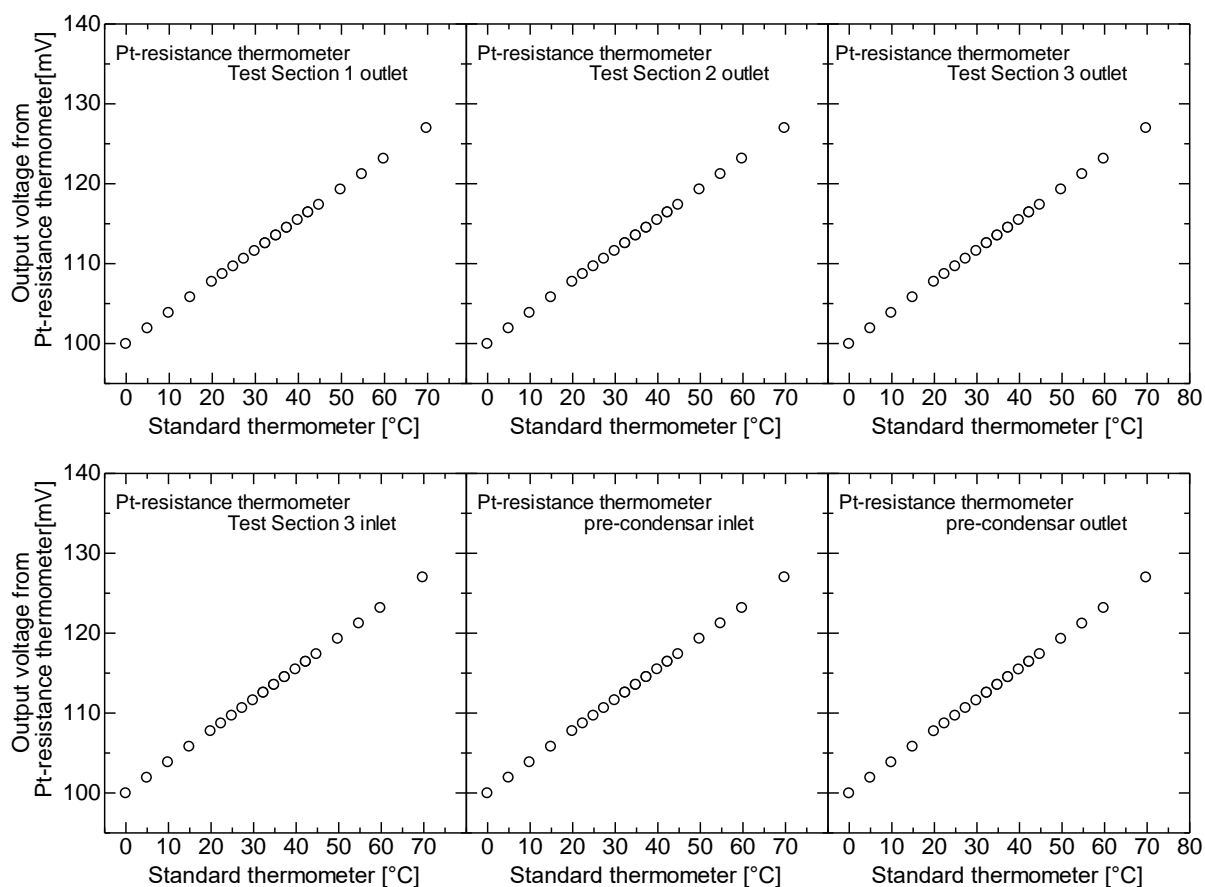
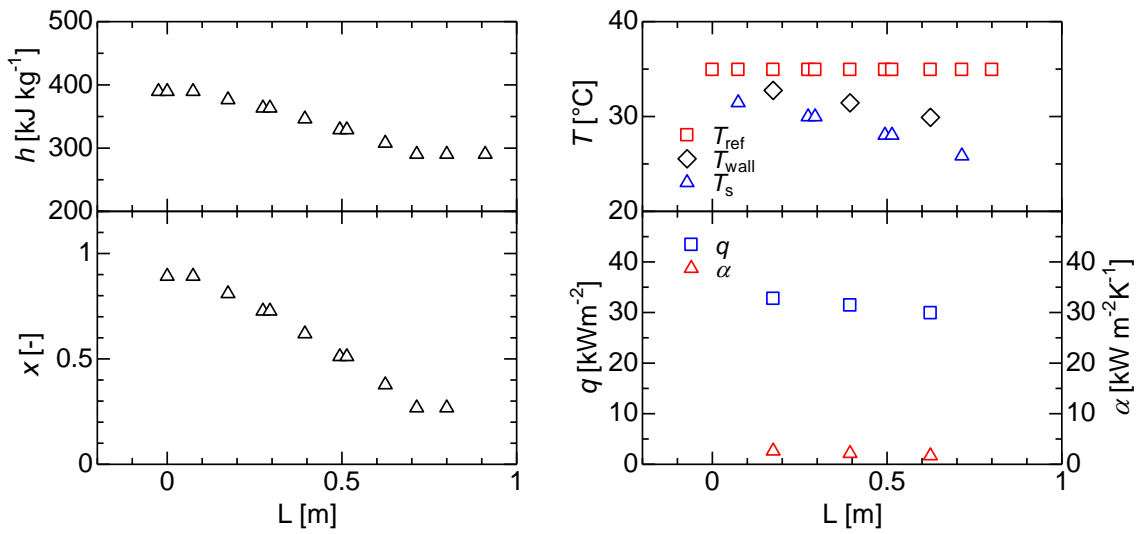


Fig.A3.2 Relation between temperature and output voltage of Pt-resistance thermometer

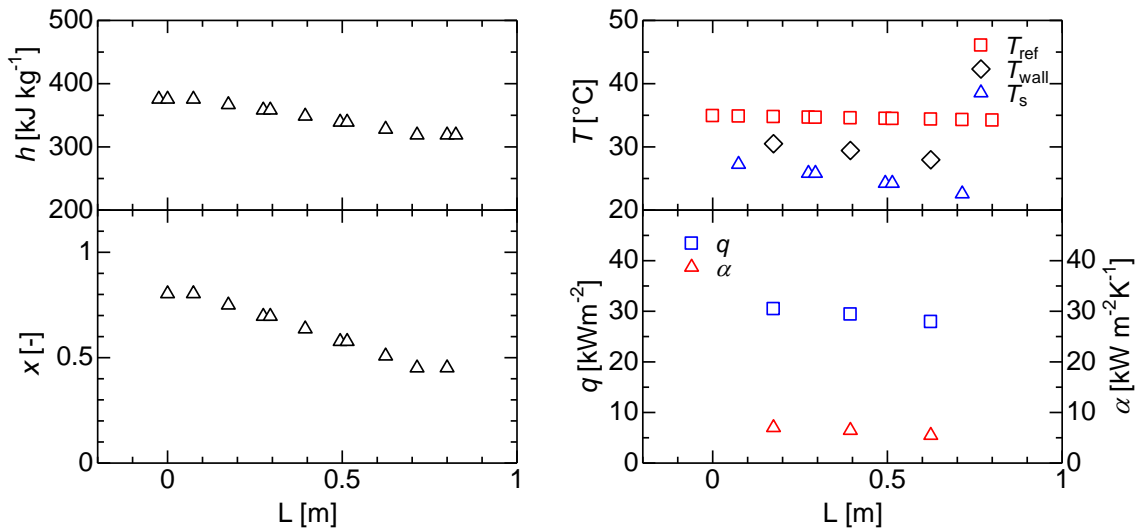
## 付録 4

### テストセクションでの各測定値の変化

この項では実験を行った際の各条件におけるエンタルピ，乾き度，冷却水温度の測定値などの測定値および計算結果について R1234ze(E)の代表的な例を Fig. A4.1 に示す。

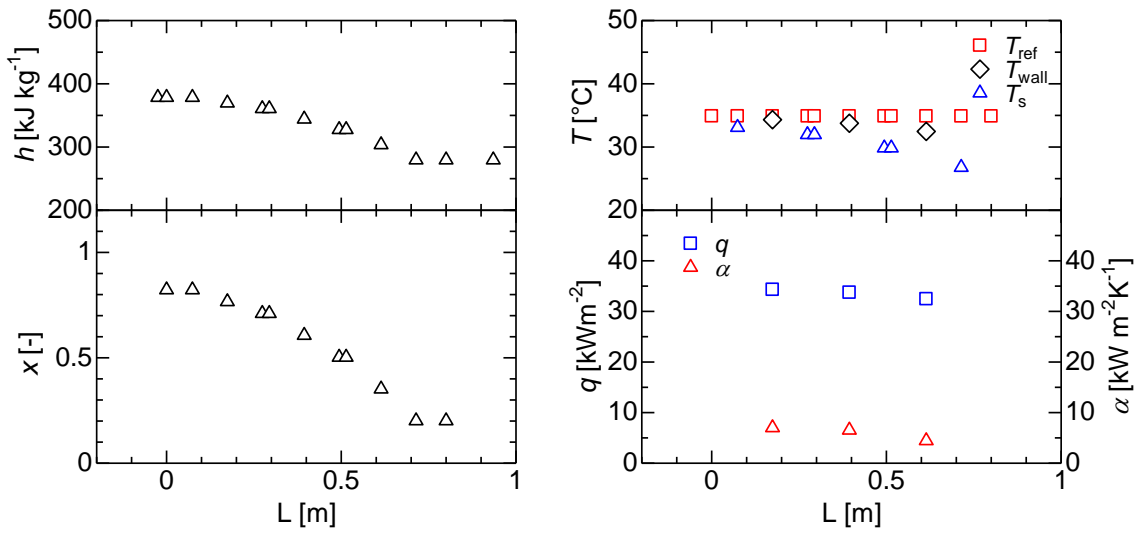


(a) R1234ze(E), SM,  $G=50 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$

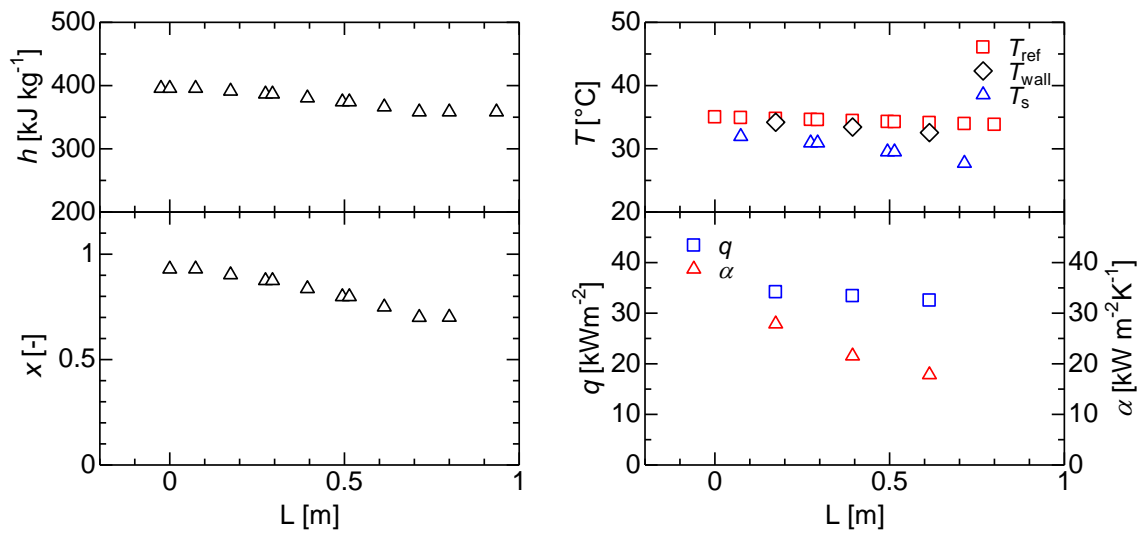


(b) R1234ze(E), SM,  $G=400 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$

Fig.A4.1 Example of measurement and calculation results



(c) R1234ze(E), HF40,  $G=50 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$



(d) R1234ze(E), HF40,  $G=400 \text{ kg m}^{-2}\text{s}^{-1}$

Fig.A4.1 Example of measurement and calculation results (Cont.)

## 付録 5

### 各実験データ

本研究で使用したデータについて概要を下記の表に示す.

(1) R32, G50, SM

P	$x$	$1-x$	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	$G$	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	oC	oC	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa/m
2.171	0.11	0.89	34.7	29.58	8.27	1.63	49.03	
2.178	0.22	0.78	34.8	30.95	10.72	2.80	49.61	
2.187	0.27	0.73	34.9	27.72	18.23	2.52	50.35	
2.171	0.27	0.73	34.7	31.87	8.67	3.11	49.03	
2.184	0.37	0.63	34.9	31.2	11.59	3.14	49	
2.178	0.40	0.60	34.8	32.43	8.48	3.62	49.61	0.09
2.171	0.41	0.59	34.7	33.28	6.31	4.58	49.03	
2.184	0.56	0.44	34.9	32.73	8.69	4.01	49	0.10
2.182	0.58	0.42	34.9	31.55	12.19	3.68	49.07	
2.187	0.59	0.41	34.9	29.35	17.05	3.05	50.35	0.13

(2) R32, G100, SM

P	$x$	$1-x$	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	$G$	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	oC	oC	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa/m
2.178	0.04	0.96	34.79	27.39	10.51	1.42	100.67	
2.178	0.16	0.84	34.79	28.56	16.22	2.60	100.67	0.20
2.175	0.21	0.79	34.72	28.71	18.13	3.01	100.57	
2.178	0.31	0.69	34.79	29.87	16.39	3.34	100.67	
2.175	0.37	0.63	34.73	29.15	17.31	3.11	100.57	0.39
2.181	0.38	0.62	34.84	28.97	19.57	3.33	100.80	
2.175	0.53	0.48	34.73	30.39	16.29	3.75	100.57	
2.181	0.56	0.44	34.85	29.42	18.41	3.39	100.80	0.53
2.190	0.57	0.43	35.00	29.23	21.08	3.65	101.44	
2.181	0.72	0.28	34.85	30.70	17.09	4.13	100.80	
2.190	0.76	0.24	35.00	29.67	19.63	3.68	101.44	0.63
2.190	0.93	0.07	35.01	31.23	19.56	5.18	101.44	



**(3) R32, G200, SM**

P	$x$	$1-x$	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	$G$	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	oC	oC	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa/m
2.173	0.10	0.90	34.70	28.67	16.74	2.78	200.62	
2.174	0.17	0.83	34.70	29.10	15.57	2.78	200.62	0.84
2.188	0.24	0.76	34.96	28.98	18.54	3.10	202.50	
2.174	0.24	0.76	34.71	30.21	14.60	3.25	200.62	
2.188	0.32	0.68	34.97	29.39	16.79	3.01	202.50	1.39
2.186	0.35	0.65	34.94	29.11	19.87	3.41	198.28	
2.188	0.39	0.61	34.97	30.62	15.69	3.61	202.50	
2.187	0.43	0.57	34.94	29.52	18.26	3.37	198.28	1.81
2.187	0.52	0.48	34.95	30.81	16.82	4.07	198.28	
2.188	0.60	0.41	34.96	29.72	23.61	4.51	198.70	
2.188	0.70	0.30	34.97	30.13	21.13	4.36	198.70	2.74
2.200	0.75	0.25	35.18	30.15	25.83	5.13	198.89	
2.189	0.79	0.21	34.98	31.51	18.54	5.35	198.70	
2.200	0.86	0.14	35.19	30.55	22.77	4.90	198.89	2.76
2.201	0.97	0.04	35.20	32.27	22.32	7.61	198.89	

**(4) R32, G400, SM**

P	x	1-x	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	G	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	oC	oC	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa/m
2.180	0.10	0.90	34.82	28.41	20.26	3.16	399.47	
2.180	0.15	0.85	34.83	28.80	19.87	3.30	399.47	2.83
2.181	0.20	0.80	34.84	30.08	19.86	4.17	399.47	
2.184	0.21	0.80	34.90	28.72	25.76	4.17	400.25	
2.185	0.26	0.74	34.91	29.09	25.06	4.31	400.25	4.51
2.186	0.32	0.68	34.93	30.38	24.21	5.33	400.25	
2.180	0.43	0.57	34.83	29.21	35.65	6.34	398.22	
2.182	0.51	0.49	34.86	29.50	34.33	6.41	398.22	8.40
2.185	0.54	0.46	34.90	29.50	39.91	7.39	399.31	
2.184	0.58	0.42	34.89	30.76	31.63	7.66	398.22	
2.187	0.63	0.37	34.94	29.78	37.38	7.25	399.31	9.93
2.181	0.69	0.31	34.83	28.77	49.51	8.16	401.20	
2.189	0.71	0.29	34.98	31.11	33.98	8.78	399.31	
2.185	0.75	0.25	34.90	29.65	48.13	9.17	398.66	
2.190	0.75	0.25	35.00	29.00	51.19	8.54	399.57	
2.186	0.77	0.24	34.93	28.96	51.72	8.66	400.50	
2.183	0.80	0.20	34.87	29.16	42.11	7.38	401.20	10.94
2.187	0.86	0.14	34.94	29.88	45.54	9.01	398.66	10.44
2.192	0.86	0.14	35.03	29.40	43.43	7.71	399.57	10.39
2.188	0.88	0.13	34.97	29.36	43.87	7.83	400.50	10.49
2.185	0.89	0.11	34.91	31.62	34.37	10.45	401.20	
2.194	0.95	0.05	35.07	31.94	37.01	11.82	399.57	
2.189	0.96	0.04	34.98	31.26	45.29	12.20	398.66	
2.190	0.97	0.03	35.01	31.97	37.64	12.39	400.50	

**(5) R32, G50, HF40**

P	x	1-x	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	G	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	oC	oC	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa/m
2.183	0.12	0.88	34.87	32.50	11.32	4.78	48.33	
2.186	0.19	0.81	34.92	32.84	13.24	6.36	50.09	
2.183	0.33	0.67	34.87	33.63	9.98	8.00	48.33	0.10
2.186	0.34	0.66	34.92	33.13	14.33	7.98	50.40	
2.186	0.42	0.58	34.92	33.69	10.08	8.17	50.09	0.12
2.190	0.44	0.56	35.00	33.34	14.93	8.99	48.57	
2.188	0.52	0.48	34.97	33.34	15.14	9.33	48.45	
2.189	0.56	0.44	34.99	33.42	15.45	9.81	48.70	
2.186	0.57	0.43	34.92	33.84	10.02	9.23	50.40	0.17
2.190	0.69	0.31	35.00	34.03	10.34	10.64	48.57	0.16
2.188	0.76	0.24	34.97	34.02	10.36	10.93	48.45	0.29

**(6) R32, G100, HF40**

P	x	1-x	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	G	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	oC	oC	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa/m
2.182	0.02	0.98	34.85	29.73	13.70	2.67	98.83	
2.182	0.06	0.94	34.86	30.65	18.94	4.50	99.64	
2.183	0.14	0.86	34.87	31.26	23.36	6.45	99.88	
2.182	0.17	0.83	34.86	31.86	20.26	6.77	98.83	
2.186	0.21	0.79	34.92	31.46	24.58	7.09	99.27	
2.182	0.25	0.75	34.86	32.01	20.35	7.13	99.64	0.58
2.188	0.28	0.72	34.96	31.56	25.05	7.38	98.63	
2.183	0.35	0.65	34.88	32.17	20.41	7.53	99.88	0.71
2.186	0.44	0.56	34.93	32.49	21.64	8.90	99.27	0.83
2.188	0.52	0.48	34.96	32.84	23.61	11.14	98.63	0.89
2.191	0.53	0.47	35.01	33.10	23.75	12.43	99.42	
2.189	0.59	0.41	34.99	33.19	24.57	13.66	98.52	
2.189	0.65	0.35	34.99	33.29	25.02	14.73	97.41	
2.191	0.74	0.26	35.02	34.00	20.10	19.85	99.42	1.13
2.189	0.80	0.20	34.99	34.01	20.25	20.74	98.52	1.15

**(7) R32, G200, HF40**

P	x	1-x	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	G	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	°C	°C	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa m <sup>-1</sup>
2.166	0.14	0.87	34.56	28.46	34.01	5.58	200.65	1.89
2.166	0.17	0.83	34.57	29.58	32.38	6.48	200.49	
2.173	0.30	0.70	34.69	30.56	38.88	9.42	200.96	
2.167	0.33	0.68	34.58	31.03	33.31	9.37	200.49	3.11
2.190	0.44	0.56	35.00	32.05	37.28	12.65	201.04	
2.173	0.48	0.52	34.70	31.86	36.39	12.80	200.96	3.94
2.198	0.57	0.43	35.14	32.78	43.42	18.42	200.63	
2.202	0.60	0.40	35.22	32.98	44.38	19.81	201.60	
2.191	0.61	0.39	35.01	33.28	34.98	20.13	201.04	4.27
2.196	0.65	0.35	35.11	33.23	46.67	24.90	201.90	
2.198	0.76	0.24	35.16	33.79	37.78	27.57	200.63	4.36

**(8) R32, G400, HF40**

P	x	1-x	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	G	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	°C	°C	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa m <sup>-1</sup>
2.186	0.10	0.91	34.93	28.22	42.00	6.26	401.84	
2.188	0.20	0.81	34.96	29.70	41.48	7.88	401.84	6.96
2.184	0.20	0.80	34.89	28.69	52.80	8.52	401.89	
2.183	0.32	0.68	34.87	29.28	60.88	10.90	401.08	
2.186	0.33	0.67	34.92	30.13	50.43	10.52	401.89	9.74
2.185	0.46	0.54	34.91	30.78	58.56	14.17	401.08	12.49
2.173	0.46	0.54	34.69	30.12	70.83	15.52	401.05	
2.174	0.59	0.41	34.72	31.13	81.52	22.72	399.30	
2.176	0.62	0.38	34.74	31.71	66.13	21.80	401.05	14.92
2.183	0.64	0.36	34.87	31.38	85.25	24.40	400.17	
2.177	0.77	0.23	34.77	32.09	67.95	25.31	399.30	15.26
2.188	0.77	0.23	34.97	32.58	66.26	27.76	399.86	
2.186	0.82	0.18	34.93	32.29	69.35	26.25	400.17	15.76
2.191	0.92	0.08	35.03	33.28	53.62	30.66	399.86	16.10

**(9) R32, G50, LF50S**

P	$x$	$1-x$	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	$G$	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	°C	°C	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa m <sup>-1</sup>
2.175	0.10	0.90	34.72	32.94	8.82	4.94	48.26	
2.175	0.12	0.88	34.73	32.76	11.21	5.71	48.93	
2.175	0.25	0.75	34.73	34.11	5.90	9.58	48.26	0.07
2.175	0.32	0.69	34.73	33.91	8.45	10.29	48.93	0.08
2.181	0.32	0.68	34.83	33.60	12.03	9.73	49.44	
2.187	0.43	0.57	34.95	33.18	18.19	10.25	48.97	
2.184	0.44	0.56	34.89	33.60	13.54	10.55	48.96	
2.181	0.50	0.50	34.83	34.27	6.88	12.10	49.44	0.13
2.186	0.60	0.40	34.94	33.76	15.06	12.74	49.94	
2.184	0.66	0.34	34.89	34.31	8.12	14.01	48.96	0.15
2.187	0.74	0.26	34.95	34.13	12.40	14.97	48.97	0.27
2.190	0.74	0.26	35.01	34.29	10.80	15.04	48.96	
2.186	0.82	0.18	34.94	34.42	8.59	16.63	49.94	0.29

**(10) R32, G100, LF50S**

P	x	1-x	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	G	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	°C	°C	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa m <sup>-1</sup>
2.182	0.08	0.92	34.86	32.56	16.04	6.97	98.86	
2.181	0.09	0.91	34.84	32.28	18.26	7.12	99.23	
2.176	0.11	0.89	34.75	31.74	21.26	7.07	98.40	
2.182	0.22	0.78	34.86	33.38	13.86	9.36	98.86	
2.181	0.25	0.75	34.85	33.32	14.02	9.16	99.23	0.46
2.179	0.25	0.75	34.80	32.44	19.78	8.38	98.69	
2.176	0.30	0.70	34.75	32.80	17.82	9.14	98.40	0.56
2.182	0.35	0.65	34.85	31.84	23.88	7.92	98.38	
2.182	0.36	0.64	34.85	33.77	10.49	9.69	99.23	
2.185	0.39	0.61	34.91	32.55	19.71	8.38	98.85	
2.179	0.41	0.59	34.81	33.26	14.00	9.05	98.69	0.76
2.183	0.43	0.57	34.88	31.74	25.24	8.02	98.75	
2.176	0.46	0.54	34.75	33.25	15.02	10.02	98.40	
2.179	0.48	0.52	34.81	31.72	25.18	8.17	98.55	
2.179	0.53	0.47	34.81	33.84	11.50	11.83	98.69	
2.185	0.56	0.44	34.91	33.65	14.67	11.66	98.85	0.94
2.182	0.57	0.43	34.86	33.01	20.45	11.10	98.38	0.88
2.187	0.62	0.38	34.94	32.59	24.67	10.51	98.34	
2.184	0.66	0.34	34.89	33.17	23.91	13.92	98.75	1.03
2.185	0.69	0.31	34.91	34.31	11.92	19.96	98.85	
2.179	0.72	0.28	34.81	33.23	24.34	15.39	98.55	1.08
2.182	0.76	0.24	34.86	34.04	20.73	25.11	98.38	
2.187	0.84	0.16	34.94	34.08	21.26	24.47	98.34	1.13

**(11) R32, G200, LF50S**

P MPa	x -	1-x -	$T_{r\text{ cal}}$ °C	$T_{wi\text{ ave}}$ °C	$q_{deq}$ kW m <sup>-2</sup>	$\alpha_{deq}$ kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	G kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	$\Delta P_F/\Delta Z$ kPa m <sup>-1</sup>
2.161	0.05	0.95	34.48	29.88	23.39	5.09	198.34	
2.173	0.14	0.87	34.70	29.85	23.91	4.93	199.25	
2.161	0.16	0.84	34.48	30.66	19.71	5.15	198.34	1.77
2.174	0.25	0.75	34.71	31.21	23.73	6.78	199.25	2.34
2.162	0.26	0.74	34.49	31.51	21.36	7.18	198.34	
2.184	0.26	0.74	34.89	30.33	31.70	6.95	200.55	
2.174	0.36	0.64	34.72	32.08	23.94	9.07	199.25	
2.185	0.41	0.59	34.90	31.75	30.36	9.63	200.55	3.33
2.192	0.43	0.57	35.03	31.06	38.62	9.72	201.14	
2.193	0.53	0.47	35.06	31.40	41.05	11.23	200.87	
2.185	0.55	0.45	34.92	32.61	30.26	13.12	200.55	
2.185	0.57	0.43	34.91	31.50	41.55	12.22	198.95	
2.193	0.61	0.39	35.05	32.54	35.22	14.02	201.14	4.20
2.194	0.72	0.28	35.07	33.23	39.70	21.52	200.87	4.23
2.186	0.77	0.23	34.92	33.41	40.43	26.83	198.95	4.29
2.193	0.78	0.22	35.07	33.89	38.69	32.90	201.14	

**(12) R32, G400, LF50S**

P	x	1-x	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	G	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	°C	°C	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa m <sup>-1</sup>
2.181	0.15	0.85	34.84	29.34	35.02	6.38	402.33	
2.182	0.23	0.77	34.86	30.62	33.59	7.91	402.33	7.14
2.170	0.29	0.71	34.64	29.95	44.82	9.54	401.29	
2.184	0.31	0.69	34.89	31.45	34.10	9.91	402.33	
2.175	0.38	0.62	34.73	30.14	50.64	11.04	399.75	
2.172	0.40	0.60	34.68	31.13	40.37	11.36	401.29	10.72
2.175	0.49	0.51	34.72	31.89	40.30	14.20	401.29	
2.178	0.50	0.50	34.78	31.38	45.64	13.44	399.75	12.75
2.186	0.53	0.47	34.92	30.78	58.78	14.18	398.91	
2.180	0.61	0.39	34.83	32.41	49.77	20.60	399.75	
2.195	0.62	0.38	35.09	31.47	66.46	18.33	399.55	
2.192	0.64	0.36	35.03	31.53	66.90	19.07	399.21	
2.189	0.67	0.33	34.98	32.50	56.29	22.74	398.91	15.01
2.182	0.67	0.33	34.86	31.70	69.22	21.90	398.92	
2.198	0.78	0.22	35.15	33.14	61.58	30.61	399.55	15.02
2.195	0.79	0.21	35.09	33.15	61.58	31.74	399.21	15.13
2.192	0.80	0.20	35.04	33.50	57.62	37.57	398.91	
2.186	0.83	0.17	34.92	33.15	61.80	34.88	398.92	15.52
2.201	0.92	0.08	35.20	33.96	62.58	50.39	399.55	
2.198	0.94	0.06	35.14	33.99	63.42	55.23	399.21	
2.189	0.98	0.02	34.98	34.01	63.56	65.62	398.92	



**(13) R32, G50, LF50L**

P MPa	x -	1-x -	$T_{r\text{ cal}}$ °C	$T_{wi\text{ ave}}$ °C	$q_{deq}$ kW m <sup>-2</sup>	$\alpha_{deq}$ kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	G kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	$\Delta P_F/\Delta Z$ kPa m <sup>-1</sup>
2.175	0.04	0.96	34.72	29.23	5.71	1.04	49.86	
2.178	0.18	0.82	34.79	32.69	13.13	6.25	49.90	
2.175	0.21	0.79	34.72	33.15	11.57	7.37	49.86	0.08
2.184	0.33	0.67	34.90	33.23	15.11	9.04	48.76	
2.175	0.39	0.61	34.72	33.95	7.97	10.34	49.86	
2.178	0.41	0.60	34.79	33.87	9.93	10.77	49.90	0.12
2.185	0.45	0.55	34.92	33.41	15.03	9.95	49.52	
2.180	0.53	0.47	34.83	33.31	16.04	10.58	49.93	
2.178	0.56	0.44	34.79	34.31	6.22	12.83	49.90	
2.182	0.57	0.43	34.85	33.33	16.20	10.67	50.77	
2.184	0.59	0.42	34.90	34.13	9.91	12.90	48.76	0.15
2.185	0.70	0.31	34.92	34.24	9.60	14.05	49.52	0.16
2.184	0.74	0.26	34.90	34.51	5.95	15.15	48.76	
2.180	0.78	0.22	34.83	34.17	10.26	15.57	49.93	0.18
2.182	0.83	0.17	34.85	34.18	10.36	15.57	50.77	0.19
2.185	0.84	0.16	34.92	34.60	5.62	17.46	49.52	
2.180	0.93	0.07	34.83	34.50	6.09	18.76	49.93	
2.182	0.98	0.02	34.85	34.54	6.22	20.27	50.77	

**(14) R32, G100, LF50L**

P	x	1-x	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	G	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	°C	°C	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa m <sup>-1</sup>
2.175	0.07	0.93	34.73	30.98	19.89	5.30	98.59	
2.184	0.18	0.82	34.89	31.57	22.21	6.69	98.22	
2.175	0.27	0.74	34.73	31.73	18.44	6.15	98.59	0.48
2.189	0.35	0.65	34.98	31.72	24.37	7.49	98.94	
2.184	0.39	0.61	34.89	32.13	19.93	7.22	98.22	0.64
2.191	0.43	0.57	35.02	32.07	26.26	8.90	99.28	
2.175	0.44	0.56	34.74	32.59	17.77	8.27	98.59	
2.185	0.50	0.50	34.92	32.26	27.41	10.33	100.32	
2.184	0.58	0.42	34.89	33.24	20.36	12.34	98.22	
2.189	0.59	0.41	34.98	33.16	24.96	13.69	98.94	0.85
2.191	0.68	0.32	35.02	33.57	26.45	18.21	99.28	0.89
2.185	0.76	0.24	34.92	33.75	26.56	22.63	100.32	1.06
2.189	0.82	0.18	34.98	34.14	22.64	26.83	98.94	
2.191	0.91	0.09	35.03	34.31	21.88	30.34	99.28	
2.186	0.98	0.02	34.92	34.26	20.75	31.44	100.32	

**(15) R32, G200, LF50L**

P	x	1-x	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	G	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	°C	°C	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa m <sup>-1</sup>
2.179	0.05	0.95	34.81	28.95	24.01	4.10	203.00	
2.178	0.14	0.86	34.78	29.46	28.62	5.38	202.75	
2.180	0.17	0.83	34.81	30.04	26.22	5.49	203.00	1.79
2.178	0.28	0.72	34.79	30.92	31.08	8.02	202.75	2.53
2.180	0.29	0.71	34.83	30.58	37.26	8.76	203.52	
2.180	0.30	0.70	34.82	31.28	28.46	8.03	203.00	
2.185	0.41	0.59	34.91	31.14	41.41	10.96	203.24	
2.179	0.42	0.58	34.80	31.77	29.21	9.65	202.75	
2.181	0.46	0.54	34.84	31.71	34.46	11.01	203.52	3.67
2.184	0.47	0.53	34.89	31.24	43.17	11.85	204.52	
2.188	0.53	0.47	34.96	31.50	45.12	13.03	203.84	
2.185	0.58	0.42	34.91	31.65	47.25	14.49	202.82	
2.186	0.60	0.40	34.93	32.35	37.55	14.59	203.24	4.09
2.182	0.62	0.38	34.86	32.74	32.59	15.37	203.52	
2.185	0.67	0.33	34.90	32.93	41.55	21.01	204.52	4.15
2.189	0.73	0.27	34.98	33.43	44.34	28.68	203.84	4.23
2.187	0.77	0.23	34.94	33.69	36.20	28.78	203.24	
2.186	0.80	0.20	34.93	33.63	45.52	35.02	202.82	4.36
2.185	0.85	0.15	34.92	33.84	36.96	34.34	204.52	
2.189	0.92	0.08	34.99	33.98	37.22	36.91	203.84	
2.187	0.99	0.01	34.94	33.95	36.53	36.96	202.82	

**(16) R32, G400, LF50L**

P	x	1-x	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	G	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	°C	°C	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa m <sup>-1</sup>
2.182	0.09	0.91	34.87	28.86	31.07	5.17	400.21	
2.184	0.16	0.84	34.89	29.92	31.39	6.32	400.21	5.37
2.185	0.24	0.76	34.91	30.77	31.91	7.71	400.21	
2.179	0.22	0.78	34.80	29.76	39.37	7.82	399.81	
2.186	1.03	-0.03	38.92	34.12	40.04	8.35	399.58	
2.180	0.31	0.69	34.83	30.78	36.63	9.06	399.81	8.41
2.182	0.39	0.61	34.86	31.61	35.01	10.78	399.81	
2.164	0.39	0.61	34.52	30.62	46.38	11.90	398.04	
2.166	0.50	0.50	34.57	31.69	40.99	14.23	398.04	12.06
2.174	0.50	0.50	34.71	31.34	52.38	15.57	399.10	
2.169	0.59	0.41	34.61	32.52	38.23	18.26	398.04	
2.177	0.62	0.38	34.76	32.56	46.45	21.16	399.10	13.80
2.179	0.72	0.28	34.81	33.23	41.47	26.20	399.10	
2.180	0.65	0.35	34.81	32.50	61.17	26.47	399.64	
2.186	0.89	0.11	34.92	33.68	39.81	32.05	399.64	
2.183	0.79	0.21	34.87	33.35	49.15	32.43	399.64	14.93
2.179	0.73	0.27	34.81	32.92	62.07	32.75	399.20	
2.182	0.86	0.14	34.86	33.50	46.93	34.35	399.20	14.64
2.180	0.79	0.21	34.81	33.06	63.40	36.09	399.58	
2.183	0.93	0.07	34.87	33.68	47.80	40.21	399.58	14.79
2.185	0.96	0.04	34.92	34.00	39.37	42.92	399.20	

**(17) R1234ze(E), G50, SM**

P	x	1-x	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	G	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	°C	°C	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa m <sup>-1</sup>
0.666	0.14	0.86	34.95	27.47	4.70	0.63	51.44	
0.663	0.30	0.71	34.74	29.74	8.17	1.64	50.63	
0.669	0.30	0.70	35.09	29.75	8.46	1.58	51.09	
0.666	0.33	0.68	34.95	30.15	7.95	1.66	51.44	0.05
0.666	0.38	0.62	34.94	29.91	8.46	1.68	50.28	
0.666	0.41	0.59	34.94	29.93	8.57	1.71	50.25	
0.664	0.48	0.52	34.81	30.14	8.84	1.90	50.83	
0.663	0.51	0.49	34.74	31.07	7.21	1.96	50.63	0.09
0.666	0.53	0.47	34.95	31.83	6.71	2.15	51.44	
0.669	0.54	0.46	35.09	31.24	7.58	1.97	51.09	0.09
0.666	0.62	0.38	34.94	31.44	7.51	2.15	50.28	0.09
0.666	0.65	0.35	34.94	31.47	7.52	2.17	50.25	0.09
0.663	0.70	0.30	34.74	32.38	5.85	2.48	50.63	
0.664	0.73	0.27	34.81	31.46	7.59	2.27	50.83	0.15
0.669	0.73	0.27	35.09	32.69	5.94	2.47	51.09	
0.666	0.81	0.19	34.94	32.75	5.75	2.63	50.28	
0.666	0.84	0.16	34.94	32.78	5.73	2.66	50.25	
0.664	0.93	0.07	34.81	32.84	6.20	3.16	50.83	

**(18) R1234ze(E), G100, SM**

P	x	1-x	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	G	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	°C	°C	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa m <sup>-1</sup>
0.662	0.04	0.96	34.71	25.76	6.00	0.67	99.71	
0.656	0.13	0.87	34.37	27.63	10.67	1.58	100.37	
0.662	0.15	0.85	34.71	29.04	9.55	1.68	99.71	0.25
0.663	0.19	0.81	34.74	27.89	11.45	1.67	100.71	
0.662	0.28	0.72	34.71	30.71	7.68	1.92	99.71	
0.656	0.28	0.72	34.37	29.13	9.70	1.85	100.37	0.45
0.664	0.31	0.69	34.80	28.12	12.05	1.81	100.43	
0.663	0.35	0.65	34.75	29.41	10.11	1.89	100.71	0.53
0.656	0.41	0.59	34.38	30.51	7.85	2.03	100.37	
0.665	0.43	0.57	34.90	28.37	12.54	1.92	100.78	
0.664	0.48	0.52	34.80	29.62	10.39	2.00	100.43	0.73
0.663	0.48	0.52	34.75	30.81	8.13	2.06	100.71	
0.666	0.52	0.48	34.94	28.29	13.32	2.00	100.78	
0.668	0.57	0.43	35.01	28.44	13.85	2.11	101.00	
0.666	0.60	0.40	34.90	29.85	10.71	2.12	100.78	0.85
0.664	0.61	0.39	34.81	31.01	8.27	2.18	100.43	
0.666	0.70	0.30	34.94	29.79	11.52	2.24	100.78	0.99
0.666	0.74	0.26	34.91	31.29	8.57	2.37	100.78	
0.668	0.77	0.23	35.02	30.03	12.25	2.46	101.00	1.07
0.667	0.85	0.15	34.95	31.34	9.67	2.67	100.78	
0.668	0.93	0.07	35.03	31.84	10.94	3.43	101.00	

(19) R1234ze(E), G200, SM

P	x	1-x	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	G	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	°C	°C	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa m <sup>-1</sup>
0.656	0.06	0.94	34.37	26.34	11.98	1.49	197.53	
0.660	0.08	0.92	34.63	25.68	14.33	1.60	197.39	
0.656	0.15	0.85	34.39	27.55	11.50	1.68	197.53	1.10
0.661	0.19	0.81	34.64	26.71	14.31	1.80	197.39	1.49
0.663	0.19	0.81	34.79	25.97	15.75	1.79	197.90	
0.656	0.23	0.77	34.40	28.83	10.52	1.89	197.53	
0.661	0.29	0.71	34.66	27.86	14.30	2.11	197.39	
0.665	0.31	0.69	34.86	26.48	17.96	2.14	198.42	
0.664	0.32	0.68	34.82	27.27	16.34	2.16	197.90	2.42
0.664	0.43	0.57	34.84	28.58	16.13	2.58	197.90	
0.665	0.44	0.56	34.85	27.09	20.39	2.62	198.36	
0.665	0.45	0.55	34.90	27.95	18.41	2.65	198.42	3.49
0.666	0.58	0.42	34.93	29.31	17.51	3.11	198.42	
0.666	0.60	0.40	34.90	28.59	20.18	3.20	198.36	4.38
0.664	0.60	0.40	34.79	27.61	22.60	3.15	200.33	
0.663	0.64	0.36	34.79	27.87	23.52	3.40	200.52	
0.666	0.74	0.26	34.94	29.91	18.38	3.65	198.36	
0.664	0.76	0.25	34.84	29.14	21.46	3.76	200.33	4.85
0.664	0.81	0.19	34.84	29.37	21.86	3.99	200.52	4.93
0.665	0.90	0.10	34.89	30.42	19.16	4.29	200.33	
0.665	0.96	0.04	34.88	30.81	20.80	5.11	200.52	

(20) R1234ze(E), G400, SM

P	x	1-x	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	G	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	°C	°C	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa m <sup>-1</sup>
0.664	0.05	0.95	34.80	25.74	15.91	1.76	402.97	
0.659	0.08	0.92	34.56	25.38	18.23	1.99	399.44	
0.664	0.11	0.89	34.79	26.81	17.91	2.24	402.97	
0.660	0.15	0.85	34.61	26.72	20.44	2.59	399.44	5.17
0.659	0.18	0.82	34.57	26.20	23.37	2.79	400.98	
0.661	0.23	0.77	34.67	27.94	22.01	3.27	399.44	
0.661	0.27	0.73	34.67	27.72	25.14	3.62	400.98	8.54
0.658	0.29	0.71	34.48	26.97	28.57	3.81	401.53	
0.663	0.36	0.64	34.76	28.94	25.15	4.32	400.98	
0.660	0.40	0.60	34.62	28.50	28.77	4.70	401.53	12.51
0.654	0.42	0.58	34.26	27.56	32.43	4.84	398.64	
0.663	0.50	0.50	34.75	29.63	27.37	5.35	401.53	
0.656	0.51	0.49	34.37	27.96	35.10	5.48	398.52	
0.657	0.54	0.46	34.44	29.03	31.44	5.81	398.64	16.58
0.659	0.64	0.36	34.57	29.43	33.21	6.47	398.52	18.48
0.660	0.65	0.35	34.62	30.10	28.58	6.32	398.64	
0.657	0.68	0.32	34.44	29.51	32.23	6.54	400.36	
0.663	0.75	0.25	34.76	30.50	29.90	7.01	398.52	
0.660	0.75	0.25	34.62	29.76	34.09	7.02	398.99	
0.661	0.80	0.20	34.64	30.62	30.57	7.59	400.36	19.57
0.664	0.88	0.12	34.81	30.90	32.43	8.28	398.99	18.83
0.664	0.90	0.10	34.84	31.36	28.29	8.12	400.36	
0.667	0.99	0.01	35.00	31.67	31.87	9.58	398.99	



**(21) R1234ze(E), G50, HF40**

P	x	1-x	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	G	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	°C	°C	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa m <sup>-1</sup>
0.661	0.22	0.78	34.64	30.78	8.06	2.09	51.68	
0.661	0.28	0.72	34.67	31.85	9.44	3.34	51.70	
0.665	0.35	0.65	34.88	32.47	10.74	4.45	51.40	
0.661	0.46	0.55	34.64	33.18	7.89	5.41	51.68	0.22
0.667	0.60	0.40	34.99	32.91	11.49	5.53	51.50	
0.661	0.63	0.37	34.64	33.86	4.46	5.70	51.68	
0.661	0.53	0.47	34.68	33.41	7.50	5.93	51.70	0.27
0.661	0.69	0.31	34.68	34.00	4.20	6.16	51.70	
0.665	0.61	0.39	34.89	33.76	7.39	6.54	51.40	0.28
0.665	0.77	0.23	34.89	34.32	4.00	7.01	51.40	
0.667	0.89	0.11	35.00	34.16	7.66	9.17	51.50	0.39

**(22) R1234ze(E), G100, HF40**

P	x	1-x	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	G	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	°C	°C	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa m <sup>-1</sup>
0.662	0.12	0.88	34.73	31.34	12.39	3.65	99.89	
0.670	0.19	0.81	35.12	31.79	13.91	4.19	100.24	
0.669	0.26	0.74	35.11	31.81	14.15	4.29	100.38	
0.669	0.33	0.67	35.06	31.80	14.65	4.48	100.57	
0.663	0.29	0.71	34.74	32.70	10.00	4.88	99.89	0.90
0.670	0.38	0.62	35.13	33.11	10.70	5.30	100.24	1.16
0.663	0.42	0.58	34.75	33.48	6.91	5.43	99.89	
0.670	0.46	0.55	35.12	33.38	11.52	6.61	100.38	1.39
0.670	0.51	0.49	35.14	34.10	7.76	7.39	100.24	
0.667	0.54	0.46	34.99	32.66	17.37	7.46	100.68	
0.669	0.53	0.47	35.08	33.63	12.52	8.63	100.57	1.57
0.670	0.60	0.41	35.14	34.25	7.94	9.02	100.38	
0.664	0.57	0.43	34.79	32.99	18.63	10.32	100.66	
0.669	0.68	0.32	35.10	34.40	8.15	11.76	100.57	
0.668	0.76	0.25	35.01	34.18	13.16	15.88	100.68	1.75
0.664	0.81	0.19	34.81	34.11	13.01	18.60	100.66	1.83

**(23) R1234ze(E), G200, HF40**

P	x	1-x	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	G	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	°C	°C	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa m <sup>-1</sup>
0.659	0.08	0.92	34.55	29.53	15.97	3.18	201.25	
0.662	0.14	0.86	34.73	29.64	17.33	3.40	200.77	
0.660	0.19	0.81	34.58	31.01	14.75	4.13	201.25	2.65
0.662	0.26	0.74	34.73	30.81	21.46	5.48	200.76	
0.663	0.27	0.73	34.77	31.85	16.89	5.79	200.77	3.75
0.660	0.28	0.72	34.61	32.60	12.39	6.15	201.25	
0.664	0.36	0.64	34.84	31.42	23.80	6.97	200.95	
0.664	0.37	0.63	34.81	33.22	12.83	8.05	200.77	
0.663	0.41	0.59	34.79	32.70	18.18	8.68	200.76	5.61
0.664	0.43	0.57	34.82	31.78	25.31	8.32	200.23	
0.665	0.50	0.50	34.85	32.21	27.19	10.29	200.24	
0.666	0.52	0.48	34.91	33.29	19.47	12.03	200.95	6.58
0.665	0.53	0.48	34.85	33.95	12.85	14.18	200.76	
0.663	0.60	0.40	34.78	32.68	29.89	14.21	201.61	
0.666	0.60	0.40	34.90	33.69	20.46	16.94	200.23	7.06
0.667	0.64	0.36	34.98	34.42	13.15	23.48	200.95	
0.665	0.64	0.36	34.86	33.04	31.74	17.50	201.81	
0.666	0.68	0.32	34.93	33.94	21.15	21.31	200.24	7.20
0.665	0.78	0.22	34.86	34.01	21.50	25.25	201.61	7.44
0.666	0.84	0.16	34.93	34.06	21.54	24.57	201.81	7.28

**(24) R1234ze(E), G400, HF40**

P	x	1-x	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	G	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	°C	°C	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa m <sup>-1</sup>
0.662	0.01	0.99	34.70	28.00	15.78	2.35	400.84	
0.659	0.07	0.93	34.54	28.70	20.50	3.51	400.63	
0.664	0.14	0.86	34.81	31.10	18.69	5.04	400.84	
0.661	0.15	0.85	34.63	30.45	21.61	5.17	400.63	8.51
0.658	0.16	0.84	34.52	29.54	25.45	5.11	401.69	
0.662	0.22	0.78	34.73	31.81	19.38	6.65	400.63	
0.661	0.25	0.75	34.66	31.20	24.06	6.96	401.69	12.67
0.653	0.27	0.73	34.25	30.19	29.36	7.24	401.93	
0.664	0.33	0.67	34.80	32.56	20.54	9.19	401.69	
0.656	0.37	0.63	34.37	30.92	33.45	9.70	401.31	
0.657	0.38	0.62	34.46	31.83	26.67	10.14	401.93	17.86
0.656	0.46	0.54	34.38	31.47	36.21	12.41	401.07	
0.661	0.46	0.54	34.65	33.10	21.47	13.83	401.93	
0.660	0.49	0.51	34.62	32.54	29.18	14.04	401.31	21.92
0.648	0.55	0.45	33.93	31.45	36.79	14.85	396.91	
0.665	0.58	0.42	34.86	33.63	22.04	17.94	401.31	
0.661	0.58	0.42	34.67	32.85	30.13	16.53	401.07	24.86
0.649	0.61	0.39	34.01	31.63	37.91	15.97	397.38	
0.666	0.67	0.33	34.94	33.82	21.80	19.45	401.07	
0.653	0.67	0.33	34.25	32.60	29.04	17.60	396.91	27.28
0.655	0.74	0.26	34.33	32.77	29.74	18.97	397.38	28.49
0.651	0.75	0.25	34.11	32.56	27.74	17.84	399.48	
0.659	0.76	0.24	34.55	33.54	21.29	21.22	396.91	
0.651	0.83	0.17	34.10	32.69	28.38	20.07	400.72	
0.661	0.83	0.17	34.65	33.74	21.82	24.20	397.38	
0.657	0.84	0.16	34.44	33.44	21.61	21.55	399.48	29.25
0.663	0.90	0.10	34.76	34.20	15.62	27.88	399.48	
0.656	0.92	0.08	34.41	33.50	21.83	23.78	400.72	27.02

**(25) R1234ze(E), G50, LF50S**

P	$x$	$1-x$	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	$G$	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	°C	°C	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa m <sup>-1</sup>
0.663	0.25	0.75	34.77	31.71	8.94	2.92	50.55	
0.664	0.35	0.65	34.82	32.75	10.59	5.12	50.59	
0.668	0.45	0.55	35.01	33.24	11.32	6.40	50.33	
0.663	0.50	0.50	34.77	33.63	7.70	6.73	50.55	0.17
0.664	0.54	0.46	34.84	33.49	11.45	8.45	50.02	
0.664	0.60	0.40	34.82	33.93	6.96	7.83	50.59	0.19
0.665	0.60	0.40	34.89	33.62	11.20	8.87	50.68	
0.663	0.68	0.32	34.77	34.18	4.68	7.93	50.55	
0.668	0.73	0.27	35.01	34.25	6.73	8.86	50.33	0.24
0.665	0.81	0.19	34.85	34.27	6.31	10.94	50.02	0.30
0.665	0.86	0.14	34.89	34.36	6.07	11.51	50.68	0.46

**(26) R1234ze(E), G100, LF50S**

P	$x$	$1-x$	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	$G$	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	°C	°C	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa m <sup>-1</sup>
0.658	0.16	0.85	34.49	31.57	13.58	4.66	100.54	
0.665	0.27	0.73	34.85	31.95	14.17	4.89	100.75	
0.658	0.34	0.67	34.50	32.58	10.03	5.24	100.54	0.90
0.666	0.36	0.65	34.92	31.87	14.50	4.75	101.02	
0.666	0.41	0.59	34.91	31.94	15.23	5.12	101.02	
0.665	0.45	0.55	34.86	33.03	10.30	5.63	100.75	1.20
0.658	0.46	0.54	34.51	33.19	7.80	5.92	100.54	
0.666	0.50	0.50	34.92	32.23	15.87	5.90	100.99	
0.666	0.55	0.45	34.94	33.36	11.49	7.30	101.02	1.52
0.665	0.58	0.42	34.88	33.83	8.07	7.70	100.75	
0.666	0.63	0.38	34.93	33.58	12.53	9.25	101.02	1.65
0.667	0.64	0.36	34.97	33.38	16.80	10.57	100.98	
0.667	0.70	0.30	34.96	34.25	8.89	12.65	101.02	
0.666	0.71	0.29	34.93	33.91	12.81	12.47	100.99	1.70
0.666	0.78	0.22	34.95	34.43	9.52	18.45	101.02	
0.667	0.85	0.15	34.99	34.53	10.62	23.20	100.98	1.77

**(27) R1234ze(E), G200, LF50S**

P	x	1-x	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	G	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	°C	°C	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa m <sup>-1</sup>
0.660	0.11	0.89	34.59	28.36	19.21	3.08	200.65	
0.662	0.21	0.79	34.70	29.15	23.01	4.15	200.59	
0.661	0.26	0.74	34.64	30.33	20.96	4.86	200.65	3.87
0.662	0.30	0.70	34.69	29.94	25.77	5.43	198.43	
0.661	0.38	0.62	34.68	30.30	28.25	6.46	200.97	
0.663	0.39	0.61	34.76	31.24	23.60	6.70	200.59	5.29
0.663	0.42	0.58	34.74	30.23	30.54	6.77	197.64	
0.661	0.42	0.59	34.68	31.61	21.63	7.05	200.65	
0.662	0.47	0.53	34.72	30.60	32.79	7.97	200.38	
0.663	0.49	0.51	34.75	31.94	23.92	8.50	198.43	6.11
0.664	0.56	0.44	34.82	32.44	22.88	9.64	200.59	
0.663	0.58	0.42	34.75	32.28	25.55	10.33	200.97	6.81
0.664	0.64	0.36	34.81	32.37	29.64	12.15	197.64	6.69
0.664	0.66	0.34	34.82	33.19	22.82	14.05	198.43	
0.663	0.71	0.29	34.79	33.02	32.11	18.13	200.38	7.08
0.664	0.76	0.24	34.82	33.74	24.79	23.04	200.97	
0.665	0.85	0.15	34.87	33.92	28.94	30.18	197.64	
0.665	0.93	0.07	34.86	34.03	28.86	34.68	200.38	

**(28) R1234ze(E), G400, LF50S**

P	x	1-x	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	G	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	°C	°C	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa m <sup>-1</sup>
0.659	0.06	0.95	34.55	28.09	20.96	3.24	396.02	
0.661	0.14	0.86	34.65	29.79	22.81	4.70	396.02	8.21
0.659	0.16	0.84	34.53	29.02	27.14	4.92	401.56	
0.662	0.22	0.78	34.73	30.87	23.63	6.12	396.02	
0.661	0.26	0.74	34.68	30.65	26.15	6.50	401.56	12.72
0.652	0.27	0.73	34.17	29.64	31.29	6.90	401.27	
0.664	0.35	0.65	34.81	31.68	25.47	8.13	401.56	
0.652	0.36	0.64	34.18	30.09	34.21	8.37	400.33	
0.656	0.38	0.62	34.38	31.20	28.22	8.86	401.27	18.31
0.657	0.48	0.52	34.43	31.66	30.37	10.97	400.33	21.91
0.649	0.48	0.52	34.01	30.60	38.03	11.16	400.50	
0.660	0.48	0.52	34.58	32.23	27.07	11.51	401.27	
0.661	0.59	0.41	34.67	32.82	29.11	15.73	400.33	
0.655	0.62	0.38	34.31	32.29	33.33	16.45	400.50	26.25
0.653	0.66	0.34	34.24	31.66	44.89	17.43	401.40	
0.655	0.69	0.31	34.31	31.89	46.97	19.41	400.00	
0.660	0.73	0.27	34.60	33.22	29.58	21.56	400.50	
0.659	0.80	0.20	34.54	32.96	35.39	22.44	401.40	28.19
0.660	0.85	0.15	34.61	33.11	36.52	24.37	400.00	27.63
0.664	0.92	0.08	34.84	33.83	30.96	30.79	401.40	
0.666	0.98	0.02	34.89	34.09	33.52	41.83	400.00	

**(29) R1234ze(E), G50, LF50L**

P	x	1-x	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	G	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	°C	°C	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa m <sup>-1</sup>
0.660	0.13	0.87	34.58	29.20	12.14	2.25	50.58	
0.661	0.23	0.77	34.64	30.97	13.96	3.80	50.72	
0.661	0.32	0.68	34.68	31.74	11.10	3.77	49.67	0.13
0.667	0.34	0.66	34.95	31.94	13.20	4.39	51.10	
0.667	0.39	0.61	35.00	32.26	12.84	4.68	50.74	
0.667	0.41	0.59	35.00	32.42	12.48	4.84	50.89	
0.668	0.49	0.51	35.05	32.82	11.60	5.21	51.18	
0.660	0.51	0.49	34.59	31.99	13.06	5.03	50.58	
0.661	0.61	0.39	34.64	32.95	10.87	6.43	50.72	0.26
0.661	0.61	0.39	34.68	33.20	9.02	6.08	49.67	
0.667	0.68	0.32	34.96	33.74	9.55	7.87	51.10	0.28
0.668	0.72	0.28	35.01	33.97	8.85	8.55	50.74	0.28
0.668	0.74	0.27	35.01	34.02	8.88	9.03	50.89	0.43
0.668	0.77	0.23	35.05	34.26	8.04	10.19	51.18	0.45
0.660	0.85	0.15	34.59	33.47	10.55	9.42	50.58	
0.661	0.89	0.12	34.65	33.95	8.10	11.60	50.72	

**(30) R1234ze(E), G100, LF50L**

P	x	1-x	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	G	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	°C	°C	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa m <sup>-1</sup>
0.664	0.14	0.86	34.81	29.54	14.06	2.67	100.70	
0.665	0.18	0.82	34.89	29.71	15.39	2.97	100.54	
0.667	0.22	0.78	35.00	29.71	15.90	3.01	100.35	
0.666	0.29	0.71	34.92	29.87	16.81	3.33	100.38	
0.668	0.34	0.66	35.04	30.37	18.13	3.88	100.63	
0.664	0.36	0.64	34.83	31.40	14.36	4.19	100.70	1.07
0.663	0.37	0.64	34.79	30.86	19.96	5.09	100.03	
0.666	0.42	0.58	34.90	31.94	15.82	5.34	100.54	1.19
0.668	0.48	0.53	35.01	32.39	17.11	6.51	100.35	1.32
0.666	0.55	0.45	34.93	32.71	18.14	8.16	100.38	1.41
0.664	0.57	0.43	34.84	33.15	14.42	8.54	100.70	
0.668	0.62	0.38	35.05	33.23	18.68	10.23	100.63	1.43
0.666	0.65	0.35	34.91	33.58	15.03	11.32	100.54	
0.664	0.67	0.33	34.81	33.45	19.28	14.24	100.03	1.65
0.668	0.71	0.29	35.03	33.95	15.43	14.37	100.35	
0.666	0.79	0.21	34.95	34.15	15.39	19.28	100.38	
0.669	0.86	0.14	35.07	34.44	14.80	23.75	100.63	
0.664	0.91	0.09	34.82	34.25	14.16	24.68	100.03	



**(31) R1234ze(E), G200, LF50L**

P	x	1-x	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	G	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	°C	°C	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa m <sup>-1</sup>
0.665	0.91	0.09	34.86	34.30	18.17	32.26	202.78	
0.667	0.85	0.15	34.97	34.32	18.34	28.26	199.09	
0.666	0.81	0.19	34.91	34.05	23.18	27.18	199.51	7.00
0.663	0.77	0.24	34.79	33.87	23.30	25.27	202.78	7.23
0.665	0.70	0.30	34.90	33.69	22.42	18.58	199.09	7.06
0.667	0.68	0.32	35.00	33.96	18.57	17.83	200.57	
0.664	0.61	0.39	34.83	32.64	28.86	13.19	199.51	
0.662	0.57	0.43	34.71	32.34	27.65	11.68	202.78	
0.666	0.54	0.46	34.93	33.02	20.02	10.51	200.57	6.74
0.667	0.53	0.47	34.99	33.34	17.04	10.30	200.95	
0.664	0.52	0.48	34.82	32.15	26.05	9.77	199.09	
0.666	0.40	0.60	34.94	32.46	18.40	7.43	200.95	5.46
0.666	0.39	0.61	34.95	32.70	16.03	7.13	201.71	
0.665	0.38	0.63	34.85	31.59	23.10	7.07	200.57	
0.661	0.27	0.73	34.67	32.00	14.68	5.49	201.79	
0.666	0.28	0.72	34.91	31.78	16.66	5.32	201.71	3.89
0.665	0.26	0.74	34.87	31.06	19.90	5.21	200.95	
0.661	0.17	0.83	34.64	30.98	13.56	3.70	201.79	2.60
0.665	0.15	0.85	34.86	30.23	15.53	3.35	201.71	
0.660	0.07	0.93	34.61	29.76	12.68	2.61	201.79	

**(32) R1234ze(E), G400, LF50L**

P	x	1-x	$T_{r\text{ cal}}$	$T_{wi\text{ ave}}$	$q_{deq}$	$\alpha_{deq}$	G	$\Delta P_F/\Delta Z$
MPa	-	-	°C	°C	kW m <sup>-2</sup>	kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>	kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup>	kPa m <sup>-1</sup>
0.658	0.05	0.95	34.50	27.84	19.96	3.00	398.15	
0.660	0.13	0.87	34.58	29.34	22.40	4.27	398.15	7.56
0.652	0.14	0.86	34.15	28.63	25.59	4.63	401.95	
0.661	0.21	0.79	34.66	30.37	24.34	5.67	398.15	
0.654	0.23	0.77	34.29	30.05	25.36	5.98	401.95	11.84
0.651	0.25	0.75	34.10	29.38	30.94	6.56	401.87	
0.657	0.32	0.68	34.42	31.09	26.25	7.89	401.95	
0.648	0.33	0.67	33.96	29.87	34.17	8.36	400.72	
0.654	0.36	0.64	34.29	30.90	29.45	8.70	401.87	16.75
0.652	0.45	0.55	34.19	31.38	31.11	11.09	400.72	20.03
0.653	0.45	0.55	34.24	30.74	39.75	11.35	400.55	
0.658	0.47	0.53	34.47	31.96	29.22	11.64	401.87	
0.656	0.56	0.44	34.40	32.40	29.64	14.80	400.72	
0.658	0.59	0.41	34.51	32.25	34.22	15.13	400.55	23.95
0.654	0.61	0.39	34.30	31.51	44.76	16.03	401.13	
0.663	0.70	0.30	34.77	33.09	30.39	18.12	400.55	
0.660	0.75	0.25	34.58	32.69	35.14	18.56	401.13	26.80
0.653	0.70	0.30	34.25	31.79	47.02	19.09	399.29	
0.665	0.87	0.13	34.87	33.46	30.23	21.53	401.13	
0.659	0.86	0.14	34.54	32.92	35.64	21.95	399.29	26.36
0.664	0.98	0.02	34.81	33.80	32.28	31.83	399.29	

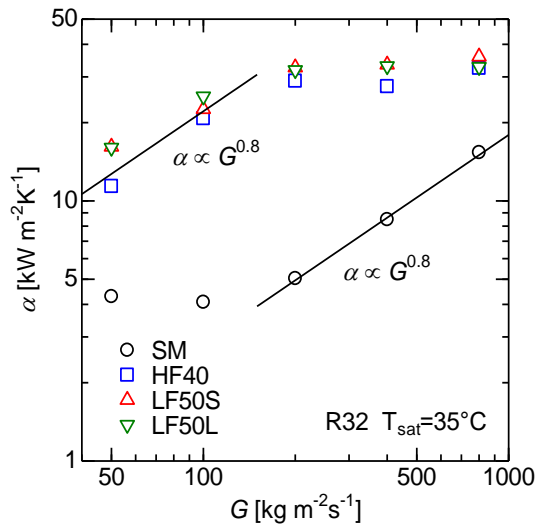
## 付録 6

### 質量速度と熱伝達率の関係

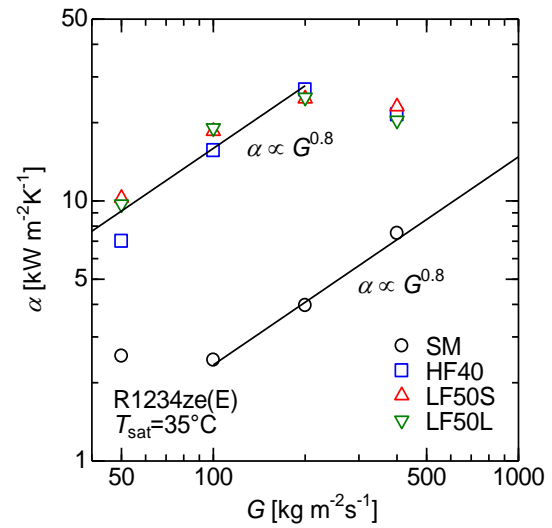
この項では熱伝達率に対する質量速度の影響について明確に示すため、横軸に質量速度、縦軸に熱伝達率をとりその影響について検討する。Fig. A6.1 に湿り度 0.2 および 0.75 での各冷媒についての質量速度と熱伝達率の関係のグラフを示す。図中には質量速度の 0.8 乗の線を示す。

Fig. A6.1(a)から(d)に示す純冷媒における比較より、低湿り度の実験結果についてみると、強制対流凝縮の影響が小さい、溝付管の低質量速度域で質量速度と熱伝達率に相関関係がみられる。しかしながら、溝付管では高質量速度域で質量速度と熱伝達率の間で相関関係がみられないことが見て取れる。一方で、平滑管では強制対流凝縮の影響が大きい質量速度の大きい領域では、質量速度と熱伝達率に相関関係がみられる。

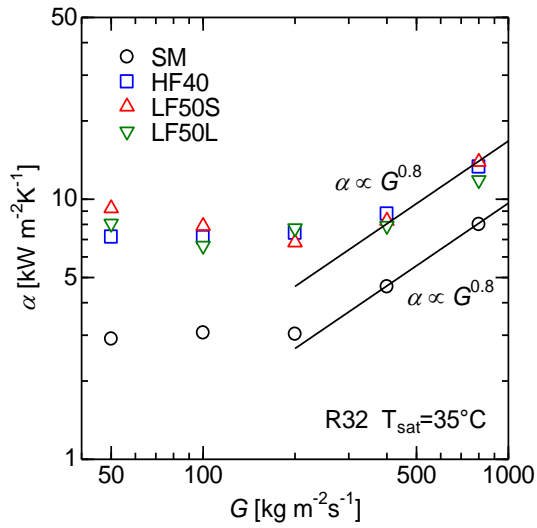
Fig. A6.1(e)から(f)に非共沸混合冷媒 R32/R1234ze(E) 20/80 mass%における比較を示す。湿り度の違いや溝の有無によらず、熱伝達率が質量速度に比例していることがわかる。これは、純冷媒の実験結果と異なる点であり、非共沸性による熱伝達率の低下が、質量速度の影響を受けて緩和されたためと考えられる。



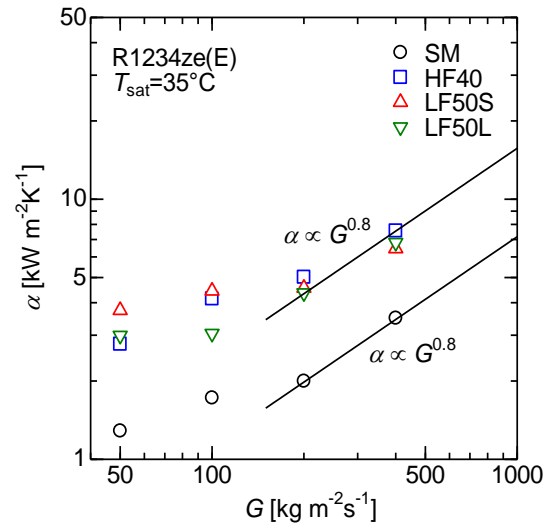
(a) R32, 1-x=0.2



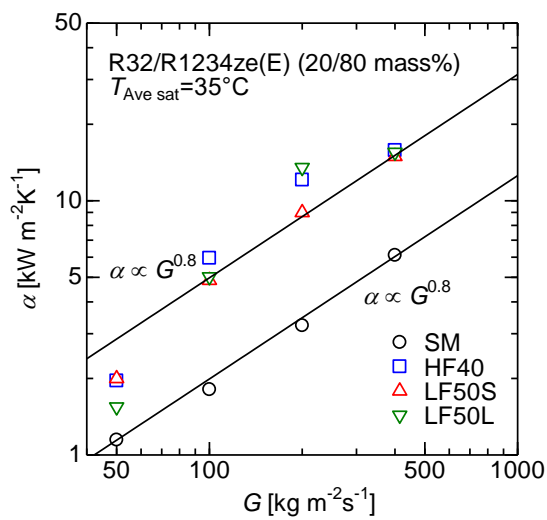
(b) R1234ze(E), 1-x=0.2



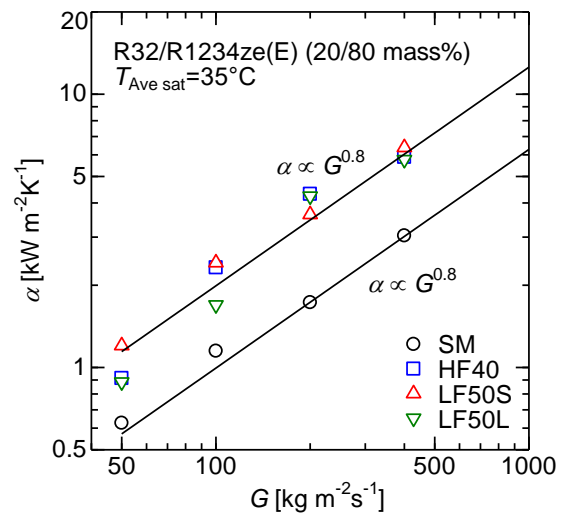
(c) R32, 1-x=0.75



(d) R1234ze(E), 1-x=0.75



(e) R32/R1234ze(E) (20/80), 1-x=0.2



(f) R32/R1234ze(E) (20/80), 1-x=0.75

Fig.A6.1 Relation between mass velocity and heat transfer coefficient

## 付録 7

### 使用冷媒と表面張力が影響する管径について

ラプラス長さは次式で表される。

$$L = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}}$$

この式に、今回実験で用いた冷媒 R32, R1234ze(E)の物性値を代入し、ラプラス長さを求めると次式のようなになる。

R32→0.79 mm

R1234ze(E)→0.84 mm

このことから、今回実験に用いた試験伝熱管はマイクロチャンネルに含まれず、表面張力の影響が支配的とはいえない。なお、次式で表される水力直径をとると今回試験で用いた溝付管の値は次のようになる。

$$d_h = \frac{4A}{S}$$

ここに  $S$  は濡れぶち長さであり、本研究で用いた伝熱管では次の値となる。

HF40→1.69 mm

LF50S→1.93 mm

LF50L→1.79 mm

水力直径で考えると、Kandlikar の定義するミニチャンネルの範囲に含めることができるが、今回の実験に用いた溝付管は最小内径が 3.2 mm 以上であり、実際にはミニチャンネルに含めないのが適切であると考えられる。

いずれにせよ、本研究で用いた伝熱管は Kandlikar らの定義に基づくミニチャンネルの閾値近傍に位置する管であり、表面張力の影響が全く影響せず無視できるとは言えないと考えている。

本研究では、従来熱交換器に多用されてきた外径 6 mm 以上の管を従来径管、3 mm 以下の伝熱管をミニチャンネルであると考え、その間に位置する管径を有する伝熱管を「細径管 (Small-diameter tube)」を定義し、その範囲に属する溝付管について実験を行った。