

TUMSAT-OACIS Repository - Tokyo

University of Marine Science and Technology

(東京海洋大学)

高温用ヒートポンプ冷媒R245faおよびその混合冷媒
の水平管内蒸発・凝縮熱伝達および圧力損失

メタデータ	言語: jpn 出版者: 公開日: 2018-05-10 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 渡邊, 和英 メールアドレス: 所属:
URL	https://oacis.repo.nii.ac.jp/records/1542

博 士 学 位 論 文

高温用ヒートポンプ冷媒 R245fa およびその混合冷媒
の水平管内蒸発・凝縮熱伝達および圧力損失

平 成 28 年 度

(2016 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

渡 邊 和 英

目次

記号	v
第 1 章 序論	1
1.1 はじめに	1
1.2 水平平滑管および溝付管内における従来の研究	3
1.2.1 水平平滑管内における圧力損失に関する従来の研究	3
1.2.2 水平溝付管内における圧力損失に関する従来の研究	10
1.2.3 水平管内における純冷媒の蒸発熱伝達に関する従来の研究	17
1.2.4 水平管内における混合冷媒の蒸発熱伝達に関する従来の研究	31
1.2.5 水平管内における純冷媒の凝縮熱伝達に関する従来の研究	37
1.2.6 水平管内における混合冷媒の凝縮熱伝達に関する従来の研究	53
1.2.7 冷媒 R245fa およびその混合冷媒に関する従来の研究	57
1.3 本論文の目的および構成	58
第 2 章 実験装置および実験方法	60
2.1 実験装置	60
2.1.1 実験装置の概要	60
2.1.2 テストセクション	62
2.1.3 試験伝熱管	64
2.2 測定方法	65
2.2.1 温度の測定	65
2.2.2 流量の測定	66
2.2.3 圧力の測定	67
2.2.4 冷媒組成の測定	67
2.3 実験方法	68
2.4 実験条件	69
2.5 冷媒物性	71
第 3 章 純冷媒 R245fa の水平管内蒸発	73
3.1 実験データの整理方法	73
3.1.1 摩擦圧力損失	74
3.1.2 蒸発熱伝達率	75
3.1.3 熱平衡クオリティ	76
3.2 摩擦圧力損失特性	77
3.2.1 摩擦圧力損失	77

3.2.2	摩擦圧力損失に及ぼす飽和温度の影響	79
3.2.3	摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響	82
3.2.4	実験値と従来 of 相関式との比較	84
3.3	流動様相	90
3.3.1	水平平滑管内における蒸発流の流動様相に関する従来 of 研究	90
3.3.2	流動様相の観察	95
3.4	蒸発熱伝達特性	100
3.4.1	蒸発熱伝達率	100
3.4.2	蒸発熱伝達率に及ぼす飽和温度の影響	102
3.4.3	溝付管の伝熱促進効果	105
3.4.4	実験値と従来 of 相関式との比較	109
3.5	まとめ	116
第4章	混合冷媒 R245fa/R134a の水平管内蒸発	117
4.1	実験データの整理方法	118
4.1.1	冷媒温度	118
4.1.2	熱平衡クオリティ	119
4.2	摩擦圧力損失特性	120
4.2.1	摩擦圧力損失	120
4.2.2	摩擦圧力損失に及ぼす冷媒組成の影響	122
4.2.3	実験値と従来 of 相関式との比較	125
4.2.4	摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響	128
4.3	蒸発熱伝達特性	130
4.3.1	蒸発熱伝達率	130
4.3.2	蒸発熱伝達率に及ぼす冷媒組成の影響	132
4.3.3	実験値と従来 of 相関式との比較	135
4.3.4	溝付管の伝熱促進効果	138
4.4	まとめ	140
第5章	純冷媒 R245fa の水平管内凝縮	141
5.1	実験データの整理方法	141
5.1.1	摩擦圧力損失	142
5.1.2	凝縮熱伝達率	143
5.1.3	熱平衡クオリティ	144
5.2	摩擦圧力損失特性	145
5.2.1	摩擦圧力損失	145
5.2.2	摩擦圧力損失に及ぼす飽和温度の影響	148

5.2.3	摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響	151
5.2.4	実験値と従来 of 相関式との比較	154
5.3	流動様相	160
5.3.1	水平平滑管内における凝縮流の流動様相に関する従来 of 研究	160
5.3.2	流動様相の観察	163
5.4	凝縮熱伝達特性	168
5.4.1	凝縮熱伝達率	168
5.4.2	凝縮熱伝達率に及ぼす飽和温度の影響	171
5.4.3	溝付管の伝熱促進効果	174
5.4.4	実験値と従来 of 相関式との比較	179
5.5	平滑管内凝縮熱伝達率 of 新たな相関式 of 作成	186
5.5.1	新たな相関式 of モデル	186
5.5.2	凝縮熱伝達率 of 新たな相関式 of 作成	188
5.5.3	新たな相関式と他 of 研究者 of 実験値との比較	190
5.6	まとめ	193
第6章 混合冷媒 R245fa/R134a の水平管内凝縮		195
6.1	実験データ of 整理方法	196
6.1.1	冷媒温度	196
6.1.2	熱平衡クオリティ	197
6.2	摩擦圧力損失特性	198
6.2.1	摩擦圧力損失	198
6.2.2	摩擦圧力損失に及ぼす冷媒組成の影響	200
6.2.3	実験値と従来 of 相関式との比較	203
6.2.4	摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響	206
6.3	凝縮熱伝達特性	208
6.3.1	凝縮熱伝達率	208
6.3.2	凝縮熱伝達率に及ぼす冷媒組成の影響	210
6.3.3	実験値と従来 of 相関式との比較	213
6.3.4	溝付管 of 伝熱促進効果	216
6.4	まとめ	218
第7章 総括		220
謝辞		224
参考文献		226
付録1	シース熱電対 of 検定	233
付録2	白金測温抵抗体 of 検定	235

付録 3	熱電対の検定	237
付録 4	テストセクションにおけるヒートバランス実験	241
付録 5	電気予熱器におけるヒートバランス実験	244
付録 6	平滑管内表面粗さの測定	247

記号

A_{fi}	実流路断面積	m^2
A_{fh}	最大内径基準の流路断面積	m^2
Bo	ボイリング数	—
c_p	定圧比熱	$J/(kg\ K)$
d	管径	m
d_{eq}	等価内径	m
d_h	水力相当直径	m
d_i	最大内径	m
d_o	管外径	m
d_{mean}	平均内径	m
d_{min}	最小内径	m
f	摩擦係数	—
Fr	フルード数	—
g	重力加速度	m/s^2
G	質量速度	$kg/(m^2\ s)$
Ga	ガリレオ数	—
h	比エンタルピ	J/kg
Δh_{LV}	潜熱	J/kg
Ja	ヤコブ数	—
J_V	無次元蒸気速度	—
L	有効加熱区間	m
La	ラプラス数	—
M	分子量	$kg/kmol$
p	フィンピッチ	m
P	圧力	Pa
P_R	換算圧力	—
ΔP	圧力損失	Pa
Ph_L	相変化数	—
Pr	プラントル数	—
Re	レイノルズ数	—
T	温度	$K\ or\ ^\circ C$
ΔT	温度グライド	K
V	速度	m/s

W	質量流量	kg/s
We	ウェーバー数	—
x	熱平衡クオリティ	—
ΔZ	差圧測定区間	m

ギリシヤ記号

α	熱伝達率	W/(m ² K)
γ	フィン頂角	° or rad.
δ	液膜厚さ	m
η	面積拡大率	—
θ	ねじれ角	° or rad.
λ	熱伝導率	W/(m K)
μ	粘度	Pa s
ν	比体積	m ³ /kg
ξ	ボイド率	—
ρ	密度	kg/m ³
σ	表面張力	N/m
τ	せん断力	N/m ²
φ_s	ぬれ境界角度	rad.
Φ	二相流摩擦損失増倍係数	—
X	Lockhart – Martinelli のパラメータ	—

添字

bub	沸点
cal	計算値
crit	臨界値
dew	露点
exp	実験値
GT	溝付管
i	内側
in	入口
L	液
mix	混合冷媒
o	外側
out	出口

r	冷媒
s	熱源水
sat	飽和
ST	平滑管
tp	二相流
V	蒸氣
VO	蒸氣单相
w	管壁

第 1 章 序論

1.1 はじめに

ヒートポンプ技術は 2008 年の Cool Earth – エネルギー革新技术計画¹⁾で地球温暖化対策（主に省エネ対策）の重点技術として位置づけられて以来、政府の様々な主要政策で CO₂ 排出量削減効果の大きい技術として高く期待されている。ここで、ヒートポンプ技術が地球温暖化対策として位置づけられている主な政府の政策を下記に記す。

(1) Cool Earth – エネルギー革新技术計画¹⁾（2008 年 3 月経済産業省）

2050 年までに世界全体の CO₂ 半減の実現のために、重点的に取り組む 21 の革新技术を選定しており、その中に超高効率ヒートポンプが位置づけられている。

(2) 低炭素社会づくり行動計画²⁾（2008 年 7 月閣議決定）

民生部門の二酸化炭素排出の約 5 割を占める空調・給湯等に対して効果的な超高効率ヒートポンプの開発推進や、2010 年度までにエコキュート 446 ～ 520 万台の加速的普及等が掲げられている。

(3) 地球温暖化対策推進法に基づく排出抑制等指針³⁾（2008 年 12 月公表）

温室効果ガス削減のために事業者が取り組むべき措置として、熱源設備としてヒートポンプシステムおよび蓄熱システムの導入、空調・給湯設備としてヒートポンプシステムの導入などが掲げられている。

(4) 新成長戦略（基本方針）⁴⁾（2009 年 12 月閣議決定）

住宅やオフィスにおけるヒートポンプの普及拡大が盛り込まれている。

(5) エネルギー基本計画⁵⁾（2010 年 6 月閣議決定）

くらしの CO₂ の半減が目標とされ、ヒートポンプ給湯器の普及拡大が大きく位置づけられている。また、産業用・業務用・家庭用の給湯・空調等におけるヒートポンプの利用促進を図ることが掲げられている。

以上のように、ヒートポンプ技術は冷凍空調・給湯分野を中心とした機器に利用され、エネルギーの有効利用および地球環境の保全に大きく貢献している。冷凍空調・給湯分野には広く普及しているヒートポンプ機器ではあるが、産業分野においては現在も、工場の空調や製造ラインでの加熱、殺菌、乾燥などの工程における高温水や高温蒸気の供給は、燃焼式または電気式のボイラが主流である。ボイラによる熱源供給は、ボイラから各工程に熱源を供給するための配管が長いこと熱損失が大きく、化石燃料消費による地球温暖化ガスの排出量

が大きいという課題がある。また、各工程で利用された比較的高い温度の熱が利用されずに排出されるという課題もある。

それらの対策として、高温用ヒートポンプ機器を導入することによって、排出されていた温排水を昇温させて再利用することが可能となり、配管からの熱損失や地球温暖化ガスの排出量を削減することが期待されている。しかしながら、産業分野へのヒートポンプ技術の適用には様々な課題があり、その一つに冷媒の問題がある。冷凍空調分野のヒートポンプ機器に適した冷媒 R32 や R410A などの作動冷媒では臨界圧力が高く、臨界温度が低いといったことから、高温水や蒸気を生成する高温用ヒートポンプ機器には適していないことが知られている⁶⁾。それらの冷媒と比べて R245fa は臨界圧力が低く、臨界温度が高い特徴を有しており、高温域での使用が期待されている。また、冷媒 R245fa はオーガニックランキンサイクルを利用したバイナリー発電装置の作動媒体としても使用されている。バイナリー発電装置は、船舶主機の排熱回収や地熱発電、温泉発電にも利用されており比較的低温温水で発電が可能であるため、今後の廃熱利用や再生可能エネルギー利用分野で期待されている。

しかしながら、冷媒 R245fa は体積能力（単位体積あたりの蒸気が搬送できる潜熱量）が小さいため、機器の大型化や性能低下を招いてしまう。そこで、冷媒 R245fa と比べて体積能力が大きく臨界温度が比較的高い R134a を混合させた 2 成分混合冷媒も高温用ヒートポンプ機器やバイナリー発電装置の作動冷媒として期待されている。この混合冷媒 R245fa/R134a は図 1.1 に示すように露点と沸点の温度差を有する非共沸混合冷媒であり、一般的に伝熱性能が低下すること、相変化する際に気液相内で組成が変化するため、飽和温度が流れ方向に変化する特徴を有することが知られている（この温度変化を伴う冷凍サイクルをローレンツサイクルという）。この流れ方向への温度変化に対して、適当な条件で熱交換器を設計することで一定の温度差で効率よく熱交換することや不可逆損失を減らすことが可能となり、サイクル性能を向上させる可能性がある。

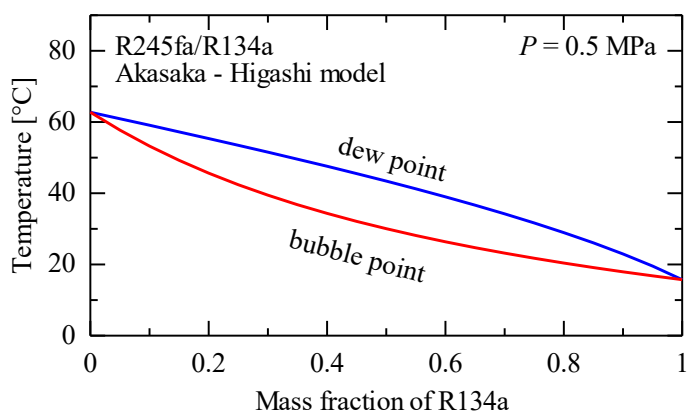


図 1.1 混合冷媒 R245fa/R134a の相平衡線図

1.2 水平平滑管および溝付管内における従来の研究

1.2.1 水平平滑管内における圧力損失に関する従来の研究

水平平滑管内の気液二相流圧力損失に関する研究は、これまでに数多く行われている。本項では、水平平滑管内における気液二相流の圧力損失に関する研究についてレビューを行う。

管内気液二相流の圧力損失は、位置損失（重力項）、摩擦損失および加速損失からなり、相変化を伴う水平管内気液二相流の場合には、次式に示すように管内壁面および気液界面での摩擦によって生じる摩擦損失と、運動量の変化による圧力変化（加速損失）からなる。

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right) = \left(\frac{\Delta P_F + \Delta P_M}{\Delta Z}\right) \quad (1-1)$$

ここに、 $(\Delta P/\Delta Z)$ は単位長さ当たりの圧力勾配、 $(\Delta P_F/\Delta Z)$ は二相流の摩擦によって生じる圧力勾配、 $(\Delta P_M/\Delta Z)$ は運動量変化による圧力勾配である。本研究は、蒸発および凝縮を伴う管内気液二相流の圧力損失を整理するために、摩擦によって生じる圧力損失および運動量変化による圧力変化を見積もる必要がある。

運動量変化による圧力勾配 $(\Delta P_M/\Delta Z)$ は、均質流モデルおよび分離流モデルで見積もられるが、次式で表される分離流モデルで見積もられる場合が多い。

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

ここに、 G は冷媒質量速度、 x はクオリティ、 ξ はボイド率、 ρ_L および ρ_V はそれぞれ液相および気相の密度である。

気液二相流の摩擦圧力損失は、次式で表される。

$$\left(\frac{\Delta P_F}{\Delta Z}\right) = \frac{4}{d_{eq}} \tau_w \quad (1-3)$$

ここに、 d_{eq} は管の等価内径、 τ_w は壁面せん断力であり、二相流を均質な流れとみなすと、次式のように表される。

$$\tau_w = f_F \frac{\rho V_m^2}{2} \quad (1-4)$$

ここに、 ρ は平均密度、 V_m は平均流速である。

また、二相流の摩擦圧力損失については、実験的な研究からいくつもの相関関係が提案されている。ここでは、Lockhart – Martinelli の相関⁷⁾についてレビ

ューを行う。

Lockhart – Martinelli⁷⁾は管内径 14.88 ~ 25.83 mm の管内空気 – 液系 (ベンゼン, 灯油, 水および様々な油) 断熱二相流の測定結果より, 摩擦圧力損失を次式のように整理している。

$$\left(\frac{\Delta P_F}{\Delta Z}\right) = \Phi_L^2 \left(\frac{\Delta P_F}{\Delta Z}\right)_L \quad (1-5)$$

$$\left(\frac{\Delta P_F}{\Delta Z}\right) = \Phi_V^2 \left(\frac{\Delta P_F}{\Delta Z}\right)_V \quad (1-6)$$

ここに, $(\Delta P_F/\Delta Z)_L$ および $(\Delta P_F/\Delta Z)_V$ はそれぞれ気液二相流中の液相および気相成分が各相の独立した流路を流れた場合の摩擦による圧力損失勾配である。 $(\Delta P_F/\Delta Z)_L$ および $(\Delta P_F/\Delta Z)_V$ は以下のように表される。

$$\left(\frac{\Delta P_F}{\Delta Z}\right)_L = 2f_L \frac{\rho_L V_L^2}{d_{hL}} \quad (1-7)$$

$$\left(\frac{\Delta P_F}{\Delta Z}\right)_V = 2f_V \frac{\rho_V V_V^2}{d_{hV}} \quad (1-8)$$

ここに, d_{hL} および d_{hV} はそれぞれ液相および気相の流路の水力相当直径である。また, f_L および f_V は次のように表される。

乱流:

$$f_L = 0.046 \left(\frac{G_L d_{eq}}{\mu_L}\right)^{-0.2}, \quad f_V = 0.046 \left(\frac{G_V d_{eq}}{\mu_V}\right)^{-0.2} \quad (1-9)$$

層流:

$$f_L = 16 \left(\frac{G_L d_{eq}}{\mu_L}\right)^{-1}, \quad f_V = 16 \left(\frac{G_V d_{eq}}{\mu_V}\right)^{-1} \quad (1-10)$$

ここに, μ_L および μ_V はそれぞれ液相および気相の粘度である。Lockhart – Martinelli⁷⁾は $(G_L d_{eq}/\mu_L)$, $(G_V d_{eq}/\mu_V)$ が 2000 以上では乱流, 1000 以下では層流とみなしている。加えて, 気液二相流中の液相および気相成分が各相の独立した流路を流れた場合の摩擦による圧力損失勾配の比を, 次式のようにパラメータ X で表している。

$$X = \sqrt{\left(\frac{\Delta P_F}{\Delta Z}\right)_L / \left(\frac{\Delta P_F}{\Delta Z}\right)_V} = \frac{\Phi_V}{\Phi_L} \quad (1-11)$$

ここに, 気相および液相ともに乱流の場合には, Lockhart – Martinelli⁷⁾のパラメータ X は, 添字 tt を付し次式で表される。

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V}\right)^{0.1} \quad (1-12)$$

これまでに, 多くの研究者は上述した Lockhart – Martinelli⁷⁾のパラメータ X と

二相流摩擦損失増倍係数 Φ を用いて冷媒の摩擦圧力損失に関する実験データの整理を行っている。表 1.1 に平滑管内の摩擦圧力損失に関する従来の相関式を示す。なお、表中には各研究者の実験データを得るために行われた実験条件（試験伝熱管，試験流体等）を示す。

Jung – Radermacher⁸⁾は管内径 9.1 mm のステンレス鋼管を用いて R22 および R114 ならびに R12 および R152a の純冷媒または混合冷媒の沸騰環状流における摩擦圧力損失の実験結果から Martinelli – Nelson の相関式⁹⁾に換算圧力のパラメータを加えた相関式を提案している。

原口ら¹⁰⁾は、管内径 8.4 mm の平滑管内における冷媒 R22, R134a および R123 の凝縮実験を行い、摩擦圧力損失を Lockhart – Martinelli⁷⁾のパラメータで整理し、質量速度および物性値の影響を考慮した相関式を提案している。

久保田ら¹¹⁾は、管内径 6.34 ~ 6.40 mm の平滑管内における冷媒 R407C の蒸発流の圧力損失実験を行い、実験データを後述する森らのぬれ境界角度の整理式を用いて、波状流域と環状流域を分類し、波状流域に対して重力の影響をフルード数の関数で補正した相関式を提案している。

宮良ら¹²⁾は、他の研究者が提案した、種々の寸法および形状の管を用いた摩擦圧力損失の実験結果に基づいた相関式（Chisholm の式¹³⁾，三島 – 日引の式¹⁴⁾，久保田らの式¹¹⁾，小山らの式¹⁵⁾，原口らの式¹⁰⁾）の特性を評価し、管径，質量速度および物性値の影響を考慮した相関式を提案している。

Sun – Mishima¹⁶⁾は、気液二相流の摩擦圧力損失に関する他の研究者の実験結果に基づき、液レイノルズ数および蒸気レイノルズ数がともに層流である層流域と一方が乱流となる乱流域に分類し、それぞれに対して提案された相関式である。

Xu – Fang¹⁷⁾は、他の研究者によって得られた凝縮流の二相摩擦圧力損失に関する実験データを基に、従来提案されている相関式を評価し、Müller – Heck の式¹⁸⁾，Friedel の式¹⁹⁾および Cicchitti らの式²⁰⁾とよく一致することを示し、それらの式に含まれるパラメータを用いた相関式を提案している。

表 1.1 平滑管内の摩擦圧力損失に関する従来 of 相関式

<p>8) Jung, D. S. Radermacher, R. (1989)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 蒸発流 : $P = 0.2 \sim 0.8 \text{ MPa}$, $G = 230 \sim 720 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $q = 10 \sim 45 \text{ kW}/\text{m}^2$ • 試験伝熱管 $d_i = 9.1 \text{ mm}$, 304 ステンレス鋼管 • 試験流体 R22, R114, R12, R152a, R22/R114, R12/R152a $\Phi_{\text{tp}}^2 = 30.78x^{1.323}(1-x)^{0.477}P_{\text{R}}^{-0.7232}$ $\frac{\Delta P_{\text{tp}}}{\Delta Z} = \frac{2f_{\text{LO}}G^2}{d_i\rho_{\text{L}}}\left[\frac{1}{\Delta x}\int_{x_1}^{x_2}\Phi_{\text{tp}}^2 dx\right]$ $f_{\text{LO}} = 0.046Re_{\text{LO}}^{-0.2}$
<p>10) 原口 英剛 小山 繁 藤井 哲 (1994)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 凝縮流 : $P = 0.38 \sim 1.85 \text{ MPa}$, $G = 99.8 \sim 402.0 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $q = 3.2 \sim 32.7 \text{ kW}/\text{m}^2$ • 試験伝熱管 $d_i = 8.4 \text{ mm}$ • 試験流体 R22, R134a, R123 $\Phi_{\text{V}} = \sqrt{\frac{(\Delta P_{\text{F}}/\Delta Z)}{(\Delta P_{\text{V}}/\Delta Z)}}, \quad \left(\frac{\Delta P_{\text{V}}}{\Delta Z}\right) = \frac{0.092G^2x^2}{d_i\rho_{\text{V}}(Gxd_i/\mu_{\text{V}})^{0.2}}$ $\Phi_{\text{V}} = 1 + 0.5\left\{\frac{G}{\sqrt{gd_i\rho_{\text{V}}(\rho_{\text{L}} - \rho_{\text{V}})}}\right\}^{0.75} X_{\text{tt}}^{0.35}$

表 1.1 平滑管内の摩擦圧力損失に関する従来 of 相関式

<p>11) 久保田 淳 内田 麻里 鹿園 直毅 (2001)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 蒸発流 : $T_{\text{sat}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, $G = 100 \sim 500 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ $q = 10 \sim 40 \text{ kW}/\text{m}^2$ • 試験伝熱管 $d_i = 6.34 \sim 6.40 \text{ mm}$ • 試験流体 R407C $\Phi_L = \sqrt{\frac{\Delta P_F}{\Delta P_L}}, \quad f_L = \left(\frac{\Delta P_L}{\Delta Z} \right) \left(\frac{d_i}{2\rho_L V_L^2} \right) = 0.046 Re_L^{-0.2}$ $\Phi_L = 1 + \left\{ 1 - \exp(-1.39 Fr^{0.711}) \right\} \frac{2.19}{X_{tt}^{0.838}}$ $Fr = \frac{Gx}{\sqrt{gd_i\rho_V(\rho_L - \rho_V)}}$
<p>12) 宮良 明男 桑原 憲 小山 繁 (2004)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 従来 of 相関式 断熱流 : Chisholm の式, 三島 - 日引 of 式 蒸発流 : 久保田ら of 式 凝縮流 : 小山ら of 式, 原口ら of 式 $\Phi_V = 1 + CX_{tt}^n + X_{tt}^2$ $C = 21 \left\{ 1 - \exp(-0.28 Bo^{0.5}) \right\} \left\{ 1 - 0.9 \exp(-0.02 Fr^{1.5}) \right\}$ $n = 1 - 0.7 \exp(-0.08 Fr)$ $Bo = \frac{gd_i^2(\rho_L - \rho_V)}{\sigma}, \quad Fr = \frac{Gx}{\sqrt{gd_i\rho_V(\rho_L - \rho_V)}}$

表 1.1 平滑管内の摩擦圧力損失に関する従来の相関式

<p>16) Sun, L. Mishima, K. (2009)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 蒸発流, 凝縮流, 断熱流 : $G = 50 \sim 2000 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ • 試験伝熱管 $d_h = 0.506 \sim 12 \text{ mm}$ • 試験流体 R22, R134a, R236ea, R245fa, R404A, R410A, R407C, CO₂, Air – Water <p>層流域 : $Re_L < 2000$ and $Re_v < 2000$</p> $\Phi_L = \sqrt{1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2}}$ $C = 26 \left(1 + \frac{Re_L}{1000} \right) \left\{ 1 - \exp\left(\frac{-0.153}{0.27La + 0.8} \right) \right\}$ <p>乱流域 : $Re_L \geq 2000$ or $Re_v \geq 2000$</p> $\Phi_L = \sqrt{1 + \frac{C}{X^{1.19}} + \frac{1}{X^2}}, \quad C = 1.79 \left(\frac{Re_v}{Re_L} \right)^{0.4} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.5}$ $La = \frac{\sqrt{\sigma / \{g(\rho_L - \rho_v)\}}}{d_i}$
---	---

表 1.1 平滑管内の摩擦圧力損失に関する従来 of 相関式

<p>17) Xu, Y. Fang, X. (2013)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 凝縮流 : $G = 20 \sim 800 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $q = 2 \sim 55.3 \text{ kW}/\text{m}^2$ • 試験伝熱管 $d_h = 0.1 \sim 10.07 \text{ mm}$ • 試験流体 R22, R32, R134a, R125, R410A, R236ea, R290, R600a, R717 $\Phi_{\text{LO}}^2 = Y^2 x^3 + (1 - x^{2.59})^{0.632}$ $\times [1 + 2x^{1.17}(Y^2 - 1) + 0.00775 x^{-0.475} Fr_{\text{tp}}^{0.535} We_{\text{tp}}^{0.188}]$ $Y = \sqrt{\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_{\text{VO}} / \left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_{\text{LO}}}, \quad Fr_{\text{tp}} = \frac{G_{\text{tp}}^2}{g d_i \rho_{\text{tp}}^2}, \quad We_{\text{tp}} = \frac{G_{\text{tp}}^2 d_i}{\sigma \rho_{\text{tp}}^2}$ $\rho_{\text{tp}} = \frac{1-x}{\rho_L} + \frac{x}{\rho_V}$ $\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_{\text{tp}} = \Phi_{\text{LO}}^2 \left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_{\text{LO}}$ $\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_{\text{LO}} = \frac{G_{\text{tp}}^2}{2 d_i \rho_L} f_{\text{LO}}$ $f = \frac{64}{Re} \quad \text{for } Re \leq 2000$ $f = (1.1525 Re + 895) \times 10^{-5} \quad \text{for } 2000 < Re < 3000$ $f = 0.25 \left[\log \left(\frac{150.39}{Re^{0.98865}} - \frac{152.66}{Re} \right) \right]^{-2} \quad \text{for } Re \geq 3000$
---	---

1.2.2 水平溝付管内における圧力損失に関する従来の研究

前項と同様に、本項では水平溝付管内における気液二相流の圧力損失に関する研究についてレビューを行う。水平平滑管の圧力損失と同様に多くの研究者は Lockhart – Martinelli⁷⁾のパラメータ X と二相流摩擦増倍係数 Φ を用いて冷媒の摩擦圧力損失に関する実験データの整理を行っている。表 1.2 に溝付管内の摩擦圧力損失に関する従来の相関式を示す。なお、表中には各研究者の実験データを得るために行われた実験条件（試験伝熱管，試験流体等）を示す。

木戸ら²¹⁾は、等価内径 6.27 ~ 6.41 mm のフィン数，フィン高さおよびねじれ角が異なる 7 種類の溝付管を用いて，冷媒 R22 の蒸発熱伝達率と圧力損失に関する蒸発実験を行い，摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響はねじれ角のみに依存し，ねじれ角を大きくすると摩擦圧力損失が増大することを報告している。また，ねじれ角の影響を考慮した Lockhart – Martinelli のパラメータを用いた相関式を提案している。

原口ら²²⁾は等価内径 8.37 mm の溝付管内における R22，R123 および R134a の凝縮実験を行い，摩擦圧力損失の実験データを基に摩擦圧力損失の相関式を提案している。

Kadzierski – Goncalves²³⁾は等価内径 8.8 mm の溝付管内における R134a, R410A, R125 および R32 の凝縮流実験を行い，Pierre²⁴⁾の平滑管内蒸発流の圧力損失相関式を基に水力相当直径を用いてら旋溝付管内凝縮流の圧力損失相関式を提案している。

Goto ら²⁵⁾は等価内径 7.30 mm の水平溝付管内と等価内径 7.22 mm のヘリンボン溝付管内における R22 および R410A の蒸発・凝縮流の熱伝達および圧力損失実験を行い， Φ_v および Φ_L の相関式を提案している。溝付管内における単相流の摩擦係数 f の算出には，予備実験から得られた式を用いている。

久保田ら¹¹⁾は等価内径 6.48 ~ 6.83 mm の溝付管内における冷媒 R407C および R410A の蒸発流の圧力損失実験を行い，実験データを後述する森らのぬれ境界角度の整理式³⁷⁾を用いて，波状流域と環状流域を分類し，波状流域に対して重力の影響をフルード数の関数で補正した相関式を提案している。

Filho ら²⁶⁾は，管内径 6.24 ~ 8.76 mm の平滑管および最大内径 6.40 ~ 8.92 mm の溝付管内における沸騰流の圧力損失実験を行い，平滑管の摩擦圧力損失は Jung – Radermacher⁸⁾の相関式と一致することを報告している。一方，溝付管では Lockhart – Martinelli のパラメータを修正した相関式を提案している。

Chamra ら²⁷⁾は，他の研究者によって発表された実験データを用いて，純冷媒の環状流域における凝縮熱伝達率の相関式を提案しており，式中の壁面せん断

力を单相流の摩擦係数 f および二相流摩擦増倍係数 Φ_{Lo} で表している。なお、摩擦係数 f は Cavallini ら²⁸⁾による溝付管に対する予測方法を、二相流摩擦増倍係数 Φ_{Lo} は Friedel の式¹⁹⁾を用いて求めている。

米本 - 小山²⁹⁾は、等価内径 6.25 ~ 8.37 mm の溝付管内における R22, R123 および R134a の管内凝縮実験結果を基に、管内流動様相の影響を考慮した摩擦圧力損失の相関式を提案している。なお、米本 - 小山は单相流の摩擦係数 f を Carnavos の式³⁰⁾で見積もっている。

井上ら³¹⁾は、Goto ら²⁵⁾の相関式中の单相流摩擦係数 f に、五島ら³²⁾の内面溝付管の单相圧力損失実験で得られた摩擦係数の相関式を用いることで凝縮流の摩擦圧力損失が予測可能であることを報告している。

表 1.2 溝付管内の摩擦圧力損失に関する従来 of 相関式

<p>21) 木戸 長生 谷口 光徳 平 輝彦 上原 春男 (1994)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 蒸発流 : $P = 0.49 \text{ MPa}$, $q = 9.3 \text{ kW/m}^2$, $G = 86, 173, 345 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ • 試験伝熱管 $d_{\text{eq}} = 6.27 \sim 6.41 \text{ mm}$, $h_f = 0.15 \sim 0.21 \text{ mm}$, $N = 60 \sim 100$, $\theta = 3 \sim 18^\circ$, $\eta = 1.63 \sim 2.49$ • 試験流体 R22 $\Phi_L = \sqrt{\frac{\Delta P_F / \Delta Z}{\Delta P_L / \Delta Z}}, \left(\frac{\Delta P_L}{\Delta Z} \right) = \frac{2 f_L G^2 (1-x)^2}{d_h \rho_L}$ $\Phi_L^2 = \left(1 + \frac{13}{X_{\text{tt}}} + \frac{1.5}{X_{\text{tt}}^2} \right) (1 + \tan \theta)^{1.2}$ $f_L = 0.046 Re_L^{-0.2}$
<p>22) 原口 英剛 小川 秀彦 小山 繁 藤井 哲 (1994)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 凝縮流 : $P = 0.38 \sim 1.85 \text{ MPa}$, $G = 102 \sim 303 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$, $q = 2.0 \sim 42.7 \text{ kW/m}^2$ • 試験伝熱管 $d_{\text{eq}} = 6.27 \text{ mm}$, $h_f = 0.17 \text{ mm}$, $N = 60$, $\theta = 18^\circ$, $\eta = 1.52$ • 試験流体 R22, R134a, R123 $\Phi_V = \sqrt{\frac{(\Delta P_F / \Delta Z)}{(\Delta P_V / \Delta Z)}}, \left(\frac{\Delta P_V}{\Delta Z} \right) = \frac{0.092 G^2 x^2}{d_i \rho_V (G x d_i / \mu_V)^{0.2}}$ $\Phi_V = 1.1 + 1.3 \left\{ \frac{G}{\sqrt{g d_i \rho_V (\rho_L - \rho_V)}} \right\}^{0.35} X_{\text{tt}}^{0.35}$

表 1.2 溝付管内の摩擦圧力損失に関する従来 of 相関式

<p>23) Kedzierski, M. A. Goncalves, J. M. (1999)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 凝縮流 : $T_{\text{sat}} = 30 \sim 50 \text{ }^\circ\text{C}$, $G = 57 \sim 552 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ • 試験伝熱管 $d_{\text{eq}} = 8.8 \text{ mm}$, $h_f = 0.2 \text{ mm}$, $N = 60$, $\theta = 18 \text{ }^\circ$, $\gamma = 50 \text{ }^\circ$, $\eta = 1.6$ • 試験流体 R134a, R410A, R125, R32 $\Delta P = \left\{ \frac{f(v_{\text{out}} + v_{\text{in}})\Delta Z}{d_h} + (v_{\text{out}} - v_{\text{in}}) \right\} G^2$ $f = \left\{ 0.002275 + 0.00933 \exp\left(\frac{h_f/d_{\text{eq}}}{-0.003}\right) \right\} Re^{\frac{-1}{4.16+532(h_f/d_{\text{eq}})}} \phi^{0.211}$ $Re = \frac{Gd_h}{\mu_L}, \quad v = x\left(\frac{1}{\rho_V}\right) + (1-x)\left(\frac{1}{\rho_L}\right), \quad \phi = \frac{\Delta x \Delta h_{LV}}{g\Delta Z}$
<p>25) Goto, M. Inoue, N. Ishiwatari, N. (2001)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 蒸発流 : $T_{\text{sat}} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, $G = 200 \sim 340 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ 凝縮流 : $T_{\text{sat}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $G = 200 \sim 340 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ • 試験伝熱管 $d_i = 7.3 \text{ mm}$, $h_f = 0.17 \text{ mm}$, $N = 55$, $\theta = 18 \text{ }^\circ$, $\gamma = 55 \text{ }^\circ$, $\eta = 1.498$ • 試験流体 R22, R410A $\Phi_V = \sqrt{\frac{\Delta P_F/\Delta Z}{\Delta P_V/\Delta Z}}, \quad \Phi_L = \sqrt{\frac{\Delta P_F/\Delta Z}{\Delta P_L/\Delta Z}}$ $\frac{\Delta P_V}{\Delta Z} = \frac{2f_V G^2 x^2}{d_i \rho_V}, \quad \frac{\Delta P_L}{\Delta Z} = \frac{2f_L G^2 (1-x)^2}{d_i \rho_L}$ $\Phi_V = 1 + 1.64 X_{\text{tt}}^{0.79}, \quad \Phi_L^2 = 1 + 7.61 X_{\text{tt}}^{-1.70}$ $f = 1.47 \times 10^{-4} Re^{0.53} \quad (2000 \leq Re \leq 2600)$ $f = 0.046 Re^{-0.20} \quad (2600 < Re \leq 6500)$ $f = 1.23 \times 10^{-2} Re^{0.21} \quad (6500 < Re \leq 12700)$ $f = 9.20 \times 10^{-3} \quad (12700 < Re)$

表 1.2 溝付管内の摩擦圧力損失に関する従来 of 相関式

<p>11) 久保田 淳 内田 麻里 鹿園 直毅 (2001)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 蒸発流 : $T_{\text{sat}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, $G = 100 \sim 500 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $q = 10 \sim 40 \text{ kW}/\text{m}^2$ • 試験伝熱管 $d_i = 6.48 \sim 6.83 \text{ mm}$, $h_f = 0.15 \sim 0.23 \text{ mm}$, $N = 50 \sim 60$, $\theta = 12 \sim 18 \text{ }^\circ$ • 試験流体 R407C, R410A $\Phi_L = \sqrt{\frac{\Delta P_F}{\Delta P_L}}$ $\Phi_L = 1 + \left\{ 1 - \exp(-1.39 Fr^{0.711}) \right\} \frac{2.09}{X_{\text{tt}}^{0.796}}$ $f_L = \left(\frac{\Delta P_L}{\Delta Z} \right) \left(\frac{d_i}{2\rho_L V_L^2} \right) = 0.046 Re_L^{-0.2} \frac{d_{\text{eq}}}{d_h} \sqrt{\frac{A_{\text{fin}}}{A_{\text{fin}}}} (\sec\theta)^{0.75}$ $Fr = \frac{Gx}{\sqrt{gd_i\rho_V(\rho_L - \rho_V)}}$
<p>26) Filho, E. P. B. Jabardo, J. M. S. Barbieri, P. E. L. (2004)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 蒸発流 : $T_{\text{sat}} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$, $G = 70 \sim 1100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $q = 10 \sim 45 \text{ kW}/\text{m}^2$ • 試験伝熱管 $d_i = 6.40 \sim 8.92 \text{ mm}$, $h_f = 0.2 \text{ mm}$, $N = 60 \sim 80$, $\theta = 18 \text{ }^\circ$, $\gamma = 33 \text{ }^\circ$, $\eta = 1.91 \sim 1.95$ • 試験流体 R134a $\Phi_L = 1 + 3.0 X_{\text{tt}}^{-0.83}$

表 1.2 溝付管内の摩擦圧力損失に関する従来の相関式

<p>27) Chamra, L. M. Mago, P. J. Tan, M-O. Kung, C-C. (2005)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 凝縮流 : $T_{\text{sat}} = 24 \sim 50 \text{ }^\circ\text{C}$, $G = 40 \sim 850 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ • 試験伝熱管 $d_i = 5.81 \sim 14.61 \text{ mm}$, $h_f = 0.12 \sim 0.38 \text{ mm}$, $N = 21 \sim 80$, $\theta = 0 \sim 30 \text{ }^\circ$, $\gamma = 10 \sim 90 \text{ }^\circ$, $\eta = 1.91 \sim 1.95$ • 試験流体 R12, R22, R134a $\frac{\Delta P_F}{\Delta Z} = \Phi_{\text{LO}}^2 \frac{\Delta P_{\text{LO}}}{\Delta Z} = \frac{\Phi_{\text{LO}}^2 2 f_{\text{LO}} G^2}{d_i \rho_L}$ $\Phi_{\text{LO}} = \sqrt{(1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_L f_{\text{VO}}}{\rho_V f_{\text{LO}}} + \frac{3.24 x^{0.78} (1-x)^{0.224} H}{Fr^{0.045} We^{0.035}}}$ $H = \left(\frac{\rho_L}{\rho_V}\right)^{0.91} \left(\frac{\mu_V}{\mu_L}\right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_V}{\mu_L}\right)^{0.7}$ $We = \frac{G^2 d_i}{\rho_m \sigma}, \quad Fr = \frac{G^2}{g d_i \rho_m^2}, \quad \rho_m = \left(\frac{x}{\rho_V} + \frac{1-x}{\rho_L}\right)^{-1}$ $f_{\text{LO}} = \max(f_{\text{LO1}}, f_{\text{LO2}}), \quad f_{\text{VO}} = \max(f_{\text{VO1}}, f_{\text{VO2}})$ <p>Turbulent flow : $\frac{G d_i}{\mu_V} > 2000$</p> $f_{\text{LO1}} = 0.079 \left(\frac{G d_i}{\mu_L}\right)^{-0.25}, \quad f_{\text{VO1}} = 0.079 \left(\frac{G d_i}{\mu_V}\right)^{-0.25}$ <p>Laminar flow : $\frac{G d_i}{\mu_V} \leq 2000$</p> $f_{\text{LO1}} = 16 \left(\frac{G d_i}{\mu_L}\right)^{-0.1}, \quad f_{\text{VO1}} = 16 \left(\frac{G d_i}{\mu_V}\right)^{-0.1}$ $f_{\text{LO2}} = \frac{\{1.74 - 2 \log(2 R x_f)\}^{-2}}{4}, \quad f_{\text{VO2}} = \frac{\{1.74 - 2 \log(2 R x_f)\}^{-2}}{4}$ $R x_f = \frac{0.18(h_f/d_i)}{0.1 + \cos \gamma}$
--	---

表 1.2 溝付管内の摩擦圧力損失に関する従来の相関式

<p>29) 米本 龍一郎 小山 繁 (2007)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 凝縮流 : $P_{in} = 0.38 \sim 1.9 \text{ MPa}$, $G = 102 \sim 500 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$, $q = 2.0 \sim 48.2 \text{ kW/m}^2$ • 試験伝熱管 $d_{eq} = 6.25 \sim 8.37 \text{ mm}$, $h_f = 0.16 \sim 0.24 \text{ mm}$, $N = 30 \sim 85$, $\theta = 7 \sim 30^\circ$, $\gamma = 27 \sim 58^\circ$, $\eta = 1.50 \sim 2.27$ • 試験流体 R22, R123, R134a $\Phi_V = \sqrt{\frac{\Delta P_F / \Delta Z}{\Delta P_V / \Delta Z}}, \quad \left(\frac{\Delta P_F}{\Delta Z} \right) = \Phi_V^2 \left(\frac{2f_V G^2 x^2}{d_{eq} \rho_V} \right)$ $\Phi_V = 1 + 1.2 Fr^{0.05} X_{tt}^{0.5}, \quad Fr = \frac{G}{\sqrt{g d_{eq} \rho_V (\rho_L - \rho_V)}}$ $f_V = 0.046 Re_V^{-0.2} \frac{d_{eq}}{d_h} (\sec \theta)^{0.75}$
<p>31) 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 (2008)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 凝縮流 : $P_{in} = 0.38 \sim 1.85 \text{ MPa}$, $G = 99.8 \sim 402 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$, $q = 3.2 \sim 32.7 \text{ kW/m}^2$ • 試験伝熱管 $d_i = 5.85 \sim 8.46 \text{ mm}$, $h_f = 0.15 \sim 0.26 \text{ mm}$, $\theta = 11 \sim 20^\circ$, $N = 45 \sim 65$, $\eta = 1.52 \sim 2.15$ • 試験流体 R22, R123, R134a, R410A $\Phi_V = \sqrt{\frac{\Delta P_F / \Delta Z}{\Delta P_V / \Delta Z}}, \quad \left(\frac{\Delta P_F}{\Delta Z} \right) = \Phi_V^2 \left(\frac{2f_V G^2 x^2}{d_i \rho_V} \right)$ $\Phi_V = 1 + 1.64 X_{tt}^{0.79}$ $\xi_{\text{Smith}} = \left\{ 1 + \frac{\rho_V}{\rho_L} \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(0.4 + 0.6 \sqrt{\frac{\frac{\rho_L + 0.4 \frac{1-x}{x}}{\rho_V}}{1 + 0.4 \frac{1-x}{x}}} \right) \right\}^{-1}$ $f_V = 0.046 Re_V^{-0.2} \eta^{0.8} (\cos \theta)^{-1.3} \left[1 + (10.8 p / d_i)^{3.3} \right]$

1.2.3 水平管内における純冷媒の蒸発熱伝達に関する従来の研究

本項では、代表的な水平平滑管および溝付管内における純冷媒の蒸発熱伝達に関する研究についてレビューを行う。

(a) 水平平滑管

水平平滑管内蒸発流の熱伝達特性は、液体の核沸騰と気液界面での蒸発を伴う強制対流蒸発によって行われ、低クオリティ域、高熱流束条件では液体の核沸騰が支配的となり、クオリティの増加とともに核沸騰が抑制され、強制対流蒸発が支配的になることが知られている。また、気液が上下に分離した流れの場合には管頂部分と管底部分とでは伝熱特性は著しく異なり、管内の流動様相が環状流であるか成層波状流であるかによって、熱伝達特性が異なる。

現在までに提案された蒸発熱伝達率の相関式は核沸騰による熱伝達と強制対流の熱伝達で表されるという考え方に基づいたものであり、(1)核沸騰および強制対流蒸発の両域にわたる単一の相関式や(2)核沸騰が支配的な領域と強制対流が支配的な領域それぞれに対する相関式、(3)核沸騰および強制対流蒸発は両方の影響を受けることからそれぞれの熱伝達率の和として表す相関式に分類される。分類(3)は、Chen³³⁾によって最初に提案された手法であり、次式のように表される。

$$\alpha = \alpha_{cv} + \alpha_{nb} = F\alpha_{LO} + S\alpha_{pb} \quad (1-13)$$

ここに、 α_{cv} は強制対流による熱伝達率、 α_{nb} は核沸騰による熱伝達率である。 α_{LO} は液だけが管内を満たして流れた場合の熱伝達率であり、Chen³³⁾は Dittus – Boelter の式³⁴⁾で表し、 α_{LO} にパラメータ F を加えて α_{cv} を表している。 F は液単相の場合に対する気液二相の速度の増大を表すパラメータである。 α_{pb} はプール沸騰の熱伝達率であり、Forster – Zuber の式³⁵⁾で表し、 α_{pb} にパラメータ S を加えて α_{nb} を表している。 S はプール沸騰に比べて強制対流沸騰の場合に有効過熱度が減少することを表すパラメータである。Chen の式³³⁾では、パラメータ F 、 S を次式のように提案している。

$$S = 0.9622 - 0.5822 \tan^{-1} \left(\frac{Re_{tp}}{61800} \right) \quad (1-14)$$

$$F = (1.0 + X_{tt}^{-0.5})^{1.78} \quad (1-15)$$

$$Re_{tp} = Re_{LO} F^{1.25} \quad (1-16)$$

Chen の式³³⁾は鉛直管の実験データに基づいて提案されたものであるが、水平

管に対してもよく引用されている。

高松ら³⁶⁾は、内径 7.9 mm の銅製平滑管を用いて単一成分冷媒 R22, R114, R134a および R12 について管内の沸騰・蒸発実験を行い、主に環状流の蒸発熱伝達率を強制対流の熱伝達率と核沸騰の熱伝達率の和で表す Chen³³⁾の方法に基づいた式を提案している。

森ら³⁷⁾は、蒸発管内の熱伝達特性は流動様相が環状流であるか分離流であるかによってその特性が異なることから、環状流域および分離流域それぞれの蒸発熱伝達率の相関式を Chen の形式³³⁾で表した式を提案している。なお、流動様相の判別として、吉田らの管内のぬれ境界角度の整理式³⁸⁾を修正した式を提案している。

Yu ら³⁹⁾は、管内の表面粗さ測定および表面構造を観察した、内径 7.9 および 8.4 mm の銅製平滑管を用いて、冷媒 R134a, R123, R22 および R114 の管内沸騰流の熱伝達実験を行い、実験結果から管内表面効果を考慮した熱伝達率の相関式を提案している。なお、Yu らの式³⁹⁾も Chen の形式³³⁾を基に作成されており、強制対流が支配的な領域では管内表面の影響はほとんど依存しないことから、核沸騰による熱伝達率に管内表面効果を考慮している。

Choi ら⁴⁰⁾は、管内径 7.75 mm のステンレス鋼管を用いて、純冷媒 R32 および R134a の水平平滑管内の蒸発実験を行い、蒸発熱伝達率の相関式を提案している。Choi ら⁴⁰⁾は、蒸発熱伝達特性がクオリティ、質量速度および熱流束に依存することから、強制対流による熱伝達率にボイリング数 Bo および Lockhart – Martinelli のパラメータ X_{tt} で表されるパラメータ E を、核沸騰による熱伝達率に強制対流数 Co で表されるパラメータ S を加えて、蒸発熱伝達率を表している。

Sun – Mishima⁴¹⁾は細径管内の沸騰熱伝達率が Chen 手法および Chen の形式³³⁾に基づいた相関式では予測できないことを示し、Lazarek – Black の相関式⁴²⁾にウェーバー数 We を導入した相関式を提案している。

表 1.3 に平滑管内における純冷媒の蒸発熱伝達率に関する従来の相関式の概要を示す。

表 1.3 平滑管内における純冷媒の蒸発熱伝達率に関する従来 of 相関式

<p>36) 高松 洋 桃木 悟 藤井 哲 (1992)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 熱源水加熱, $P = 0.25 \sim 1.15 \text{ MPa}$, $G = 218 \sim 358 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $q = 1.9 \sim 85.9 \text{ kW}/\text{m}^2$ • 試験伝熱管 $d_i = 7.9 \text{ mm}$ • 試験流体 R22, R114, R134a, R12 $\alpha = \alpha_{cv} + \alpha_{nb}$ $\alpha_{cv} = 0.0116 F Re_{LO}^{0.89} Pr_L^{0.4} \frac{\lambda_L}{d_i}$ $Re_{LO} = \frac{G(1-x)d_i}{\mu_L}, \quad F = F_\gamma^{0.89/0.8} = (1 + 2X_{tt}^{-0.88})^{0.89/0.8}$ $\alpha_{nb} = S K^{0.745} \alpha_{pb}$ $S = \frac{(1 - e^{-\xi})}{\xi}, \quad \xi = 3.3 \times 10^{-5} Ja^{1.25} La \left(\frac{\alpha_{cv}}{\lambda_L} \right)$ $La = \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)}}, \quad Ja = \frac{\rho_L c_{pL}}{\rho_V \Delta h_{LV}} T_{sat}$ $\alpha_{pb} = C_1 \alpha_{SA} = 1.35 \times 207 \frac{\lambda_L}{d_b} \left(\frac{q d_b}{\lambda_L T_{sat}} \right)^{0.745} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.581} Pr_L^{0.533}$ $d_b = 0.0146 \times 35 \times La$ $K^{0.745} = \frac{1}{1 + 0.875\eta + 0.518\eta^2 - 0.159\eta^3 + 0.7907\eta^4}$ $\eta = \frac{\alpha_{cv}}{S \alpha_{pb}}$
--	--

表 1.3 平滑管内における純冷媒の蒸発熱伝達率に関する従来の相関式

<p>37) 森 英夫 吉田 駿 柿本 益志 大石 克己 (1999)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 直接通電加熱・熱源水加熱, $P = 0.11 \sim 1.10 \text{ MPa}$, $G = 30 \sim 877 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $q = 0.7 \sim 80.3 \text{ kW}/\text{m}^2$ • 試験伝熱管 $d_i = 3.3 \sim 25.0 \text{ mm}$, ステンレス鋼管または銅管 • 試験流体 R11, R12, R22, R113, R114, R123, R125, R134a, R142b, R152a, FC-13B1, R410A <p>環状流と分離流の判別 :</p> $\frac{\varphi_s}{\varphi_0} = 1 + 0.75 \left[\left(\frac{x}{1-x} \right) \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.5} \right]^n \exp \left[1.06 - 23.8 \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right) \right]$ $n = 0.26 \left[\frac{G^2}{g d_i \rho_V (\rho_L - \rho_V)} \right]^{0.42} \left(\frac{q}{G \Delta h_{LV}} \times 10^4 \right)^{-0.16}$ $\frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)} = 1 - \frac{\varphi_0 - \sin \varphi_0 \cos \varphi_0}{\pi}$ <p>$\varphi_s \geq 162^\circ (0.9\pi)$: 環状流の場合</p> $\alpha = F \alpha_L + S \alpha_b$ $\alpha_L = 0.023 \frac{\lambda_L}{d_i} \left[\frac{G(1-x)d_i}{\mu_L} \right]^{0.8} Pr_L^{0.4}, \quad F = 1 + 2X_{tt}^{-0.88}$ $\alpha_b = 207 \frac{\lambda_L}{d_b} \left(\frac{q d_b}{\lambda_L T_{sat}} \right)^{0.745} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.581} Pr_L^{0.533}$ $d_b = 0.51 \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)}}$ $S = \frac{1}{\left\{ 1 + 0.9 \left[\frac{G(1-x)d_i}{\mu_L} \times F^{1.25} / 10^4 \right]^{0.5} \left(\frac{q}{G \Delta h_{LV}} 10^4 \right)^{-0.5} X_{tt}^{-0.5} \right\}}$
---	---

表 1.3 平滑管内における純冷媒の蒸発熱伝達率に関する従来の相関式

<p>つづき 森 英夫 吉田 駿 柿本 益志 大石 克己 (1999)</p>	<p>$\varphi_s < 162^\circ (0.9\pi)$: 分離流の場合</p> <p>$\alpha = \frac{\varphi_s}{\pi} \alpha_{\text{wet}}$ (銅管の場合)</p> <p>$\alpha_{\text{wet}} = F \alpha_L + S_{\text{wet}} \alpha_b$</p> $S_{\text{wet}} = \frac{1}{\left\{ 1 + 1.2 \left[\frac{G(1-x)d_i}{\mu_L} \times F^{1.25} / 10^4 \right]^{0.3} \left(\frac{q_{\text{wet}}}{G\Delta h_{LV}} 10^4 \right)^{-0.3} \right\}}$ <p>$q_{\text{wet}} = \frac{\pi}{\varphi_s} q$</p>
<p>39) Yu, J. Momoki, S. Koyama, S. (1999)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 熱源水加熱, $P = 0.25 \sim 1.14$ MPa, $G = 100 \sim 361$ kg/(m²s), $q = 2 \sim 111$ kW/m² • 試験伝熱管 $d_i = 7.9, 8.4$ mm, $R_c = 1.0, 3.5$ μm • 試験流体 R22, R123, R134a, R114, R12 <p>$\alpha = \alpha_{\text{cv}} + \alpha_{\text{nb}}$</p> $\alpha_{\text{cv}} = 0.023 Re_{\text{tp}}^{0.8} Pr_L^{0.4} \frac{\lambda_L}{d_i}$ $Re_{\text{tp}} = F^{1/0.8} Re_{\text{LO}} = \left(1 + 2X_{\text{tt}}^{-0.88} \right)^{1/0.8} \frac{G(1-x)d_i}{\mu_L}$ <p>$\alpha_{\text{nb}} = K^{0.745} S \alpha_{\text{pb}}$</p> $K^{0.745} = \frac{1}{1 + 0.875\eta + 0.518\eta^2 - 0.159\eta^3 + 0.7907\eta^4}$ <p>$\eta = \frac{\alpha_{\text{cv}}}{S \alpha_{\text{pb}}}$</p> $S = \frac{(1 - e^{-\xi})}{\xi}, \quad \xi = 5.0 \times 10^{-5} \left(\frac{\rho_L c_{pL}}{\rho_V \Delta h_{LV}} T_{\text{sat}} \right)^{1.25} La \left(\frac{\alpha_{\text{cv}}}{\lambda_L} \right)$

表 1.3 平滑管内における純冷媒の蒸発熱伝達率に関する従来の相関式

<p>つづき Yu, J. Momoki, S. Koyama, S. (1999)</p>	$La = \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)}}$ $\alpha_{pb} = 1.25 \times 207 \frac{\lambda_L}{d_b} \left(\frac{q d_b}{\lambda_L T_{sat}} \right)^{0.745} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.581} Pr_L^{0.533} F_r$ $d_b = 0.51La, \quad F_r = (8R_c)^{(0.2-0.2P_r)}$										
<p>40) Choi, T. Y. Kim, Y. J. Kim, M. S. Ro, S. T. (2000)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 直接通電加熱, $P = 0.20 \sim 1.08$ MPa, $G = 240 \sim 1060$ kg/(m²s), $q = 4.2 \sim 28.6$ kW/m² • 試験伝熱管 $d_i = 7.75$ mm, シームレスステンレス管 • 試験流体 R22, R134a, R32 $\alpha = E\alpha_{DB} + S\alpha_{SA}$ $\alpha_{DB} = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4}$ $\alpha_{SA} = 207 \frac{\lambda_L}{bd} \left(\frac{qbd}{\lambda_L T_{sat}} \right)^{0.674} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.581} Pr_L^{0.533}$ $bd = 0.0146 \times 35 \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)}}$ $E = c_1 Bo^{c_2} X_{tt}^{c_3}, \quad Bo = \frac{q}{G\Delta h_{LV}}, \quad S = c_4 Co^{c_5}$ <table border="1" style="width: 100%; text-align: center; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="width: 20%;">c₁</th> <th style="width: 20%;">c₂</th> <th style="width: 20%;">c₃</th> <th style="width: 20%;">c₄</th> <th style="width: 20%;">c₅</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>49.971</td> <td>0.383</td> <td>-0.758</td> <td>0.909</td> <td>0.301</td> </tr> </tbody> </table>	c ₁	c ₂	c ₃	c ₄	c ₅	49.971	0.383	-0.758	0.909	0.301
c ₁	c ₂	c ₃	c ₄	c ₅							
49.971	0.383	-0.758	0.909	0.301							

表 1.3 平滑管内における純冷媒の蒸発熱伝達率に関する従来の相関式

<p>41) Sun, L. Mishima, K. (2009)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 $G = 44 \sim 1500 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s}), q = 5 \sim 109 \text{ kW}/\text{m}^2$ • 試験伝熱管 $d_h = 0.21 \sim 6.5 \text{ mm}$ • 試験流体 R11, R12, R123, R134a, R141b, R22, R404A, R407C, R410A, CO₂, Water $\alpha_{\text{tp}} = \frac{6Re_{\text{LO}}^{1.05} Bo^{0.54}}{We_{\text{L}}^{0.191} (\rho_{\text{L}}/\rho_{\text{V}})^{0.142}} \frac{\lambda_{\text{L}}}{d_h}$ $Bo = \frac{q}{G\Delta h_{\text{LV}}}, \quad We_{\text{L}} = \frac{G^2 d_h}{\sigma \rho_{\text{L}}}$
---	---

(b) 水平溝付管

水平溝付管内蒸発流の熱伝達特性は、平滑管と比べて低質量速度条件では、気液が上下に分離した流れの場合でも管頂部のフィン間にも液膜が存在し、表面張力によってフィンの側面にはメニスカス液膜が形成され、これが伝熱を促進する。一方、高質量速度となると管周上にほぼ一様な液膜が形成される環状流となるため、伝熱促進効果は低質量速度に比べると小さくなることが知られている⁴³⁾。表 1.4 に溝付管内における純冷媒の蒸発熱伝達率に関する従来の相関式の概要を示す。なお、表中には各研究者の実験データを得るために行われた実験条件（試験伝熱管、試験流体等）を示す。

木戸ら²¹⁾は、等価内径 6.27 ~ 6.41 mm の 7 種類のら旋溝付管内の蒸発実験を行い、熱伝達率に及ぼすフィン数、フィン高さおよびねじれ角の影響を示している。木戸ら²¹⁾は、フィン数およびフィン高さが増加すると熱伝達も増加することを示し、ねじれ角が大きすぎるとフィン間の液が溝に沿って流れにくくなるため、伝熱促進効果が小さくなることを示している。さらに、管内径、フィン高さ、フィンピッチおよび溝底幅をパラメータに加えた修正ボンド数を用いて、溝形状を考慮した蒸発熱伝達率の相関式を提案している。

村田^{44,45)}は、管内径 10.7 mm のら旋溝付管内における R11, R114 および R123 の蒸発実験を行い、吉田らのぬれ境界角度の式³⁸⁾を用いて流動様相を分類し、環状流域では核沸騰と強制対流蒸発が共存する形、分離流域では核沸騰と強制対流蒸発が共存する管底部と核沸騰とメニスカス液膜蒸発が共存する管頂部に分類した形に整理した管周平均の蒸発熱伝達率を提案している。

Thome ら⁴⁶⁾は、最大内径 11.9 mm のら旋溝付管内における R134a および R123 の蒸発実験を行い、核沸騰と強制対流蒸発で表される熱伝達率の相関式を提案している。この式では、核沸騰と乱流液膜の伝熱促進効果を考慮している。

Cavallini ら⁴⁷⁾は、他の研究者によって行われた最小内径 3 ~ 14.3 mm のら旋溝付管内における R134a, R12, R22, R125, R32 および R123 の蒸発実験結果から作成したデータベースから核沸騰と強制対流蒸発の和で表される熱伝達率の相関式を提案している。

森ら⁴⁸⁾は、他の研究者によって得られた最大内径 4.95 ~ 11.8 mm のら旋溝付管内における R11, R12, R22, R113, R114, R123, R134a, R142b および R410A の蒸発熱伝達率の実験結果から作成したデータベースを基に、熱伝達率の相関式を提案している。なお、熱伝達率の相関式は、森らの平滑管内におけるぬれ境界角度の相関式³⁷⁾を用いており、管底部の液体がフィン頂部を越えて流れる領域と管頂部のメニスカス液膜が生じる領域の熱伝達率の和で管周の平均熱伝達率を表している。

Chamra- Mago⁴⁹⁾は、他の研究者によって得られた最大内径 6.3 ~ 14.86 mm のら旋溝付管内における R22, R134a, R12 および R123 の蒸発熱伝達率の実験結果から作成したデータベースを基に、Cavallini らが提案している純冷媒のら旋溝付管内における蒸発熱伝達率の相関式⁴⁷⁾の係数を修正している。この係数の修正によって熱伝達率の予測精度が向上することを報告している。

表 1.4 溝付管内における純冷媒の蒸発熱伝達率に関する従来の相関式

<p>44) 村田 圭治 (1996)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 $P = 0.2 \text{ MPa}$, $q = 10, 20, 30 \text{ kW/m}^2$, $G = 100, 200, 300 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ • 試験伝熱管 $d_i = 10.7 \text{ mm}$, $h_f = 0.3 \text{ mm}$, $N = 60$, $\theta = 30^\circ$ • 試験流体 R11, R114 <p>◎ 蒸発熱伝達率の定義：最大内径の伝熱面積基準</p> $\alpha = \frac{Q}{\pi d_i L (T_{wi} - T_{sat})}$ $\alpha = \frac{\varphi_s}{\pi} \alpha_B + \left(1 - \frac{\varphi_s}{\pi}\right) \alpha_T$ <p>φ_s は吉田らの平滑管内のぬれ境界角度の相関式で見積もる。</p> $\alpha_B = F \alpha_L + S \alpha_{pb}$ $F = 1.45 \left(1.52 + \frac{1}{X_{tt}}\right)^{1.02}, \quad \alpha_L = 0.048 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \frac{\lambda_L}{d_i}$ $\alpha_{pb} = C_B \left[\frac{P_{crit}^{0.2} F_P}{M^{0.1} T_{crit}^{0.9}} \right] q^n, \quad C_B = 48, \quad n = 0.8$ $F_P = \frac{(P/P_{crit})^{0.23}}{\{1 - 0.99(P/P_{crit})\}^{0.9}}$ $S = \left[1 - \exp\left(-\frac{F \alpha_L \delta}{\lambda_L}\right) \right] / \left(\frac{F \alpha_L \delta}{\lambda_L} \right), \quad \delta = 0.08 \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)}}$ $\alpha_T = \alpha_{mf} + \alpha_{pb}$ $\alpha_{mf} = \frac{\lambda_L}{\delta_e}, \quad \delta_e = 1.5 \times 10^{-5} \text{ m}$
-----------------------------	---

表 1.4 溝付管内における純冷媒の蒸発熱伝達率に関する従来の相関式

<p>47) Cavallini, A. Del Col, D. Doretto, L. Longo, G. A. Rossetto, L. (1998)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 $T_{\text{sat}} = -1.7 \sim 77 \text{ }^\circ\text{C}$, $q = 3 \sim 82 \text{ kW/m}^2$, $G = 90 \sim 600 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$, • 試験伝熱管 $d_{\text{min}} = 3 \sim 14.3 \text{ mm}$, $h_f = 0.1 \sim 0.35 \text{ mm}$, $N = 30 \sim 112$, $\theta = 1 \sim 30 \text{ }^\circ$, $\gamma = 20 \sim 120 \text{ }^\circ$ • 試験流体 R12, R22, R123, R125, R134a <p>◎ 蒸発熱伝達率の定義：最小内径の伝熱面積基準</p> $\alpha = \frac{Q}{\pi d_{\text{min}} L (T_{\text{wi}} - T_{\text{sat}})}$ $\alpha = \alpha_{\text{nb}} + \alpha_{\text{cv}} = \alpha_{\text{nb}} + F \alpha_{\text{LO}}$ $\alpha_{\text{nb}} = \alpha_{\text{Cooper}} S F_1(d_{\text{min}})$ $= \left[55 P_R^{0.12} (-\log_{10} P_R)^{-0.55} M^{-0.5} q_{\text{en}}^{0.67} \right] S F_1(d_{\text{min}})$ $q_{\text{en}} = \alpha_{\text{nb}} (T_{\text{wi}} - T_{\text{sat}})$ $S = C_1 X_{\text{tt}}^{C_2} = C_1 \left\{ \left[\frac{(1-x)}{x} \right]^{0.9} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.1} \right\}^{C_2}$ $F_1(d_{\text{min}}) = \left(\frac{d_0}{d_{\text{min}}} \right)^{C_3}, \quad d_0 = 0.01 \text{ m}$ $\alpha_{\text{cv}} = \frac{\lambda_L}{d_{\text{min}}} Nu_{\text{cv,ST}} Rx^{C_4} (Bo Fr)^{C_5} F_2(d_{\text{min}}) F_3(G)$ $Nu_{\text{cv,ST}} = Nu_{\text{LO}} F$ $= \left[0.023 \left(\frac{G d_{\text{min}}}{\mu_L} \right)^{0.8} Pr_L^{1/3} \right] \left\{ \left[(1-x) + 2.63x \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.5} \right]^{0.8} \right\}$ $Rx = \left\{ \frac{2h_f N [1 - \sin(\gamma/2)]}{\pi d_{\text{min}} \cos(\gamma/2)} + 1 \right\} \frac{1}{\cos \theta}$ $Pr_L = \frac{\mu_L c_{pL}}{\lambda_L}, \quad Bo = \frac{g \rho_L h_f \pi d_{\text{min}}}{8 \sigma N}, \quad Fr = \frac{V_{\text{VO}}^2}{g d_{\text{min}}}$ $F_2(d_{\text{min}}) = \left(\frac{d_0}{d_{\text{min}}} \right)^{C_6}, \quad d_0 = 0.01 \text{ m}$
---	--

表 1.4 溝付管内における純冷媒の蒸発熱伝達率に関する従来 of 相関式

つづき Cavallini, A. Del Col, D. Doretto, L. Longo, G. A. Rossetto, L. (1998)	$F_3(G) = \left(\frac{G_0}{G}\right)^{C_7}, \quad G_0 = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$							
		C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7
	$G < 500 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$	1.36	0.36	0.38	2.14	-0.15	0.59	0.36
	$G \geq 500 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$	1.36	0.36	0.38	2.14	-0.21	0.59	0.36
48) 森 英夫 吉田 駿 小山 繁 宮良 明男 桃木 悟 (2002)	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 $P = 0.12 \sim 1.22 \text{ MPa}, G = 25 \sim 631 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s}),$ $q = 3.3 \sim 86.5 \text{ kW}/\text{m}^2$ • 試験伝熱管 $d_i = 4.95 \sim 11.8 \text{ mm}, h_f = 0.06 \sim 0.30 \text{ mm}, N = 27 \sim 114,$ $\theta = 4 \sim 31^\circ, \eta = 1.05 \sim 2.49$ • 試験流体 R11, R12, R22, R113, R114, R123, R134a, R142b, R410A <p>◎ 蒸発熱伝達率の定義：平均内径の伝熱面積基準</p> $\alpha = \frac{Q}{\pi d_{\text{mean}} L (T_{\text{wi}} - T_{\text{sat}})}$ $\alpha = \frac{\varphi_s}{\pi} \alpha_B + \left(1 - \frac{\varphi_s}{\pi}\right) \alpha_T$ <p>φ_s は森らの平滑管内のぬれ境界角度の相関式で見積もる。</p> $\alpha_B = \left[1 + C_f \left(\frac{1}{X_{\text{tt}}}\right)^{0.93} + C_b (Bo \times 10^4)^{0.8} \right] \alpha_L$ $\alpha_L = \frac{\lambda_L}{d_{\text{mean}}} 0.023 \eta^{1.3} \left[\frac{G(1-x)d_{\text{mean}}}{\mu_L} \right]^{0.8} Pr_L^{0.4}$ $X_{\text{tt}} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V}\right)^{0.1}, \quad Bo = \frac{q}{G\Delta h_{\text{LV}}}$							

表 1.4 溝付管内における純冷媒の蒸発熱伝達率に関する従来の相関式

<p>つづき 森 英夫 吉田 駿 小山 繁 宮良 明男 桃木 悟 (2002)</p>	$C_f = 37 \left(\frac{h_f}{d_{\text{mean}}} \right)^{-0.4} \left(\frac{t}{d_{\text{mean}}} \right)^{0.8} \left(\frac{Gd_{\text{mean}}}{\mu_L} \times 10^{-4} \right)^{-0.65}$ $\times \left[1 - 0.93 \exp \left(-5 \frac{Gd_{\text{mean}}}{\mu_L} \times 10^{-4} \right) \right] \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.45}$ $C_b = \frac{1}{1.6 \left(\frac{1}{X_{\text{tt}}} \right)^{0.3} \left(\frac{Gd_{\text{mean}}}{\mu_L} \times 10^{-4} \right)^{0.3}}$ $\alpha_T = C_m \frac{\lambda_L}{t}$ $C_m = 530 \left(\frac{h_f}{d_{\text{mean}}} \right)^{0.8} \left(\frac{G^2 t}{\sigma \rho_L} \right)^{0.15}$ $\times \left[1 - \frac{0.6}{1 + 25 \left(\frac{G^2 t}{\sigma \rho_L} \right)^{1.2} (Bo \times 10^4)^{0.5}} \right] \left(\frac{1}{X_{\text{tt}}} \right)^{0.2}$ $t = 0.85 \frac{\pi d_{\text{min}}}{N}$
---	--

表 1.4 溝付管内における純冷媒の蒸発熱伝達率に関する従来の相関式

<p>49) Chamra, L. M. Mago, P. J. (2007)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 $T_{\text{sat}} = -6.6 \sim 48.5 \text{ }^\circ\text{C}$, $G = 25 \sim 410 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ $q = 0 \sim 64.3 \text{ kW}/\text{m}^2$ • 試験伝熱管 $d_i = 6.30 \sim 14.86 \text{ mm}$, $h_f = 0.12 \sim 0.38 \text{ mm}$, $N = 21 \sim 100$, $\theta = 3 \sim 30 \text{ }^\circ$, $\gamma = 10 \sim 90 \text{ }^\circ$ • 試験流体 R12, R22, R123, R134a <p>◎ 蒸発熱伝達率の定義：最小内径の伝熱面積基準</p> $\alpha = \frac{Q}{\pi d_{\text{min}} L (T_{\text{wi}} - T_{\text{sat}})}$ <p>Cavallini らの純冷媒の蒸発熱伝達率の相関式の係数を下記のように修正する.</p> <table border="1" style="width: 100%; text-align: center;"> <thead> <tr> <th>C_1</th> <th>C_2</th> <th>C_3</th> <th>C_4</th> <th>C_5</th> <th>C_6</th> <th>C_7</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1.5160</td> <td>1.1610</td> <td>-1.7640</td> <td>2.6220</td> <td>-0.2158</td> <td>-0.5927</td> <td>0.0582</td> </tr> </tbody> </table>	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7	1.5160	1.1610	-1.7640	2.6220	-0.2158	-0.5927	0.0582
C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7									
1.5160	1.1610	-1.7640	2.6220	-0.2158	-0.5927	0.0582									

1.2.4 水平管内における混合冷媒の蒸発熱伝達に関する従来の研究

本項では、水平平滑管および溝付管内における非共沸混合冷媒の蒸発熱伝達に関する研究についてレビューを行う。表 1.5 に水平管内の非共沸混合冷媒の蒸発熱伝達率に関する従来の相関式を示す。なお、表中には各研究者の実験データを得るために行われた実験条件（試験伝熱管，試験流体等）を示す。

(a) 水平平滑管

混合冷媒の蒸発熱伝達特性は、混合冷媒の共沸性によって大きく異なり、露点と沸点の温度差が極めて小さい共沸混合冷媒の場合には、純冷媒と同様の伝熱機構として考えられるが、露点と沸点の温度差を有する非共沸混合冷媒の場合にはその特性は大きく異なり、純冷媒や共沸混合冷媒に比べて蒸発熱伝達率は低下することが知られている。非共沸混合冷媒の蒸発過程では、気液界面で低沸点成分が高沸点成分に比べてより多く蒸発するため、液相側は高沸点成分の濃度が気相側は低沸点成分の濃度が増大することにより、濃度分布に起因する温度分布が形成される。その結果、気液界面の沸点が上昇し、蒸発に有効な気液界面と壁面の温度差が減少する。さらに、液相内の気泡成長過程においても同様に、低沸点成分が優先的に蒸発するため気泡周囲の液は高沸点成分の濃度が増大する。その結果、気泡周囲の液の沸点が上昇し、気泡成長に有効な壁面との温度差が減少することにより、気泡の成長が阻害される。これらの要因に加えて、液相の沸点が上昇することによる液相の顕熱変化分の伝熱が行われるために、非共沸混合冷媒の蒸発熱伝達率は純冷媒や共沸混合冷媒に比べて低下する。

Jung ら^{50, 51)}は、管内径 9.0 mm のステンレス製平滑管を用いて、混合冷媒 R22/R114 および R12/R152a の水平管内沸騰・蒸発実験を行い、核沸騰の熱伝達率および強制対流の熱伝達率それぞれに対して拡散抵抗の影響を考慮した熱伝達率の相関式を提案している。

高松ら⁵²⁾は、管内径 7.9 mm の水平平滑管を用いて混合冷媒 R22/R114 の管内沸騰・蒸発流の熱伝達実験を行い、高松ら³⁶⁾の単一成分冷媒の場合と同様に、主に環状流域の蒸発熱伝達率の実験結果から混合冷媒に対する熱伝達率の相関式を提案している。この相関式は高松らの単一成分冷媒の相関式⁴³⁾と同様に核沸騰による熱伝達率と強制対流による熱伝達率の和で表されている。

Choi ら⁴⁰⁾は、管内径 7.75 mm のステンレス鋼管を用いて、混合冷媒 R32/R134a および R407C(R32/R125/R134a : 23/25/52 wt%)の水平平滑管内蒸発実験を行い、Choi らの純冷媒に対する蒸発熱伝達率の相関式⁴⁰⁾の核沸騰による熱伝達率に混

合冷媒による補正項を加えた相関式を提案している。

(b) 水平溝付管

村田⁴⁵⁾は、管内径 10.7 mm のら旋溝付管を用いて混合冷媒 R11/R114 の管内沸騰流の熱伝達実験を行い、純冷媒に対する蒸発熱伝達率の相関式に核沸騰への混合効果と蒸気相中の熱抵抗の影響を考慮した混合冷媒に対する相関式を提案している。

Cavallini ら⁴⁷⁾は、他の研究者によって行われた最小内径 6.14 ~ 10.1 mm のら旋溝付管内における R32/R134a, R123/R134a, R407C および R410B の蒸発実験結果から作成したデータベースおよび Cavallini らの純冷媒に対する蒸発熱伝達率の相関式⁴⁷⁾より、混合冷媒に対する相関式を提案している。この相関式は、Stephan⁵³⁾が報告している蒸気相の顕熱変化による蒸気単相の熱抵抗の影響および Thome⁵⁴⁾が提案している液相の物質伝達抵抗による核沸騰の影響を考慮している。

表 1.5 水平管内の非共沸混合冷媒の蒸発熱伝達率に関する従来の相関式

<p>52) 高松 洋 桃木 悟 藤井 哲 (1992)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 熱源水加熱, $P = -0.40 \sim 0.81$ MPa, $G = 214 \sim 393$ kg/(m²s), $q = 0.7 \sim 72.9$ kW/m² • 試験伝熱管：平滑管 $d_i = 7.9$ mm • 試験流体 R22/R114 $\alpha = \alpha_{\text{cvm}} + \alpha_{\text{nbm}} = S_{\text{cvm}} \alpha_{\text{cv}} + K^{0.745} S_{\text{m}} \alpha_{\text{pbm}}$ $S_{\text{cvm}} = \frac{1}{1 + 0.30x^{1.39}(1-x)^{-0.39}(y_{\text{v}} - y_{\text{L}} + y_{\text{v}} - y_{\text{L}} ^2)}$ $\alpha_{\text{cv}} = 0.0116 F_{\gamma}^{(0.89/0.8)} Re_{\text{LO}}^{0.89} Pr_{\text{L}}^{0.4} \frac{\lambda_{\text{L}}}{d_i}$ $S_{\text{m}} = S_{\text{cvm}} \frac{1}{\xi} (1 - e^{-\xi}) + (1 - S_{\text{cvm}}), \quad \xi = 3.3 \times 10^{-5} Ja^{1.25} La \left(\frac{\alpha_{\text{cv}}}{\lambda_{\text{L}}} \right)$ $La = \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_{\text{L}} - \rho_{\text{V}})}}, \quad Ja = \frac{\rho_{\text{L}} c_{\text{pL}} T_{\text{sat}}}{\rho_{\text{V}} \Delta h_{\text{LV}}}$ $\alpha_{\text{pbm}} = \frac{\alpha_{\text{pb1}} \alpha_{\text{pb2}}}{\alpha_{\text{pb2}} y_{\text{L1}} + \alpha_{\text{pb1}} (1 - y_{\text{L1}})} \left(\frac{1}{1 + 4.8 y_{\text{v}} - y_{\text{L}} } \right)$ $K^{0.745} = \frac{1}{1 + 0.875\eta + 0.518\eta^2 - 0.159\eta^3 + 0.7907\eta^4}$ $\eta = \frac{\alpha_{\text{cvm}}}{S_{\text{m}} \alpha_{\text{pbm}}}$
--	---

表 1.5 水平管内の非共沸混合冷媒の蒸発熱伝達率に関する従来の相関式

<p>40) Choi, T. Y. Kim, Y. J. Kim, M. S. Ro, S. T. (2000)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 直接通電加熱, $P = 0.32 \sim 0.94$ MPa, $G = 240 \sim 850$ kg/(m²s), $q = 4.1 \sim 28.3$ kW/m² • 試験伝熱管：平滑管 $d_i = 7.75$ mm, シームレスステンレス管 • 試験流体 R32/134a, R407C $\alpha = E\alpha_{DB} + F_M S\alpha_{SA}$ $\alpha_{DB} = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4}$ $\alpha_{SA} = 207 \frac{\lambda_L}{bd} \left(\frac{qbd}{\lambda_L T_{sat}} \right)^{0.674} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.581} Pr_L^{0.533}$ $bd = 0.0146 \times 35 \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho_L - \rho_V)}}$ $E = c_1 Bo^{c_2} X_{tt}^{c_3}, \quad Bo = \frac{q}{G\Delta h_{LV}}, \quad S = c_4 Co^{c_5}$ $F_M = \frac{1}{1 + c_M \left\{ c_{\rho L} (T_{dew} - T_{bub}) \right\} / \Delta h_{LV}}$												
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; text-align: center;"> <thead> <tr> <th style="width: 16.6%;">c_1</th> <th style="width: 16.6%;">c_2</th> <th style="width: 16.6%;">c_3</th> <th style="width: 16.6%;">c_4</th> <th style="width: 16.6%;">c_5</th> <th style="width: 16.6%;">c_M</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>49.971</td> <td>0.383</td> <td>-0.758</td> <td>0.909</td> <td>0.301</td> <td>0.039</td> </tr> </tbody> </table>	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_M	49.971	0.383	-0.758	0.909	0.301	0.039	
c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_M								
49.971	0.383	-0.758	0.909	0.301	0.039								

表 1.5 水平管内の非共沸混合冷媒の蒸発熱伝達率に関する従来の相関式

<p>47) Cavallini, A. Del Col, D. Doretto, L. Longo, G. A. Rossetto, L. (1998)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 $P = 0.22 \sim 0.91 \text{ MPa}$, $q = 7.5 \sim 50 \text{ kW/m}^2$, $G = 100 \sim 400 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ • 試験伝熱管：溝付管 $d_{\min} = 6.14 \sim 10.1 \text{ mm}$, $h_f = 0.18 \sim 0.3 \text{ mm}$, $N = 38 \sim 60$, $\theta = 18 \sim 30^\circ$, $\gamma = 40 \sim 53^\circ$ • 試験流体 R407C, R410B, R32/R134a, R123/R134a <p>◎ 蒸発熱伝達率の定義：最小内径の伝熱面積基準</p> $\alpha = \frac{Q}{\pi d_{\min} L (T_{wi} - T_{sat})}$ $\alpha = \left[\frac{1}{\alpha_f} + x c_{pV} \frac{\Delta T}{(h_{dew} - h_{bub}) \alpha_V} \right]^{-1}$ $\alpha_f = \alpha_{nb} F_C + \alpha_{cv} = \alpha_{nb} F_C + \alpha_{LO} F$ $\alpha_{nb} = \alpha_{Cooper} S F_1(d_{\min})$ $= \left[55 P_R^{0.12} (-\log_{10} P_R)^{-0.55} M^{-0.5} q_{en}^{0.67} \right] S F_1(d_{\min})$ $q_{en} = \alpha_{nb} (T_{wi} - T_{sat})$ $S = C_1 X_{tt}^{C_2} = C_1 \left\{ \left[\frac{(1-x)}{x} \right]^{0.9} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.1} \right\}^{C_2}$ $F_1(d_{\min}) = \left(\frac{d_0}{d_{\min}} \right)^{C_3}, \quad d_0 = 0.01 \text{ m}$ $F_C = \left\{ 1 + \left(\frac{\alpha_{id} \Delta T}{q} \right) \left[1 - \exp \left(- \frac{q}{\rho_L (h_{dew} - h_{bub}) \beta_L} \right) \right] \right\}^{-1}$ $\alpha_{id} = \alpha_{nb} + \alpha_{cv}$ $\beta_L = 0.0003 \text{ m/s}$ $Nu_{cv,ST} = Nu_{LO} F$ $= \left[0.023 \left(\frac{G d_{\min}}{\mu_L} \right)^{0.8} Pr_L^{1/3} \right] \left\{ \left[(1-x) + 2.63x \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.5} \right]^{0.8} \right\}$
---	--

表 1.5 水平管内の非共沸混合冷媒の蒸発熱伝達率に関する従来の相関式

つづき Cavallini, A. Del Col, D. Doretti, L. Longo, G. A. Rossetto, L. (1998)	$Rx = \left\{ \frac{2h_f N [1 - \sin(\gamma/2)]}{\pi d_{\min} \cos(\gamma/2)} + 1 \right\} \frac{1}{\cos \theta}$ $Pr_L = \frac{\mu_L c_{pL}}{\lambda_L}, \quad Bo = \frac{g \rho_L h_f \pi d_{\min}}{8 \sigma N}, \quad Fr = \frac{V_{vo}^2}{g d_{\min}}$ $F_2(d_{\min}) = \left(\frac{d_0}{d_{\min}} \right)^{C_6}, \quad d_0 = 0.01 \text{ m}$ $F_3(G) = \left(\frac{G_0}{G} \right)^{C_7}, \quad G_0 = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$							
		C_1	C_2	C_3	C_4	C_5	C_6	C_7
	$G < 500 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$	1.36	0.36	0.38	2.14	-0.15	0.59	0.36
$G \geq 500 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$	1.36	0.36	0.38	2.14	-0.21	0.59	0.36	

1.2.5 水平管内における純冷媒の凝縮熱伝達に関する従来の研究

本項では、代表的な水平平滑管および溝付管内における純冷媒の凝縮熱伝達に関する研究についてレビューを行う。

(a) 水平平滑管

水平平滑管内凝縮流の熱伝達特性は、蒸気速度が比較的大きい場合は管周上に液膜を形成する環状流となり、蒸気せん断力の影響が支配的な強制対流凝縮の領域となる。凝縮が進行して、蒸気速度が減少すると重力の影響が現れはじめ、蒸気せん断力と重力の両者が影響する領域となる。さらに凝縮が進行すると管底部に液が溜まった層状流へと遷移し、重力の影響が支配的な自由対流凝縮の領域となる。表 1.6 に水平平滑管内における純冷媒の凝縮熱伝達率に関する従来の相関式を示す。なお、表中には各研究者の実験データを得るために行われた実験条件（試験伝熱管，試験流体等）を示す。

藤井ら⁵⁵⁾は管内流動様相の観察と凝縮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い、その結果を実験結果と比較して、強制対流凝縮，強制－自由対流共存凝縮および層状流凝縮の三つの領域についてそれぞれ相関式を作成した。次に藤井らは上述の理論解析に改良を加え、強制対流凝縮の相関式をより正確にするとともに、共存対流凝縮と層状流凝縮域を一つの式にまとめて表した。さらに、原口ら⁵⁶⁾は全凝縮域にわたって一つの相関式で表した。

原口ら⁵⁶⁾は全凝縮域にわたる凝縮熱伝達率を強制対流凝縮と自由対流凝縮の和で表す式である。なお、強制対流凝縮を環状乱流液膜理論⁵⁷⁾に基づく式で表し、自由対流凝縮を層状流域における管頂部の薄液膜の熱伝達特性に Nusselt の解法⁵⁸⁾を適用した式で表している。

Dobson – Chato⁵⁹⁾は、管内径 3.14 ~ 7.04 mm の水平平滑管内における R134a, R12 および R22 の凝縮熱伝達実験と流動様相の観察を行い、流動様相を質量速度および Soliman⁶⁰⁾によって修正されたフルード数 Fr_{so} の関係から、重力の影響が支配的な成層流とせん断力が支配的な環状流域に分類している。加えて、それぞれの流動様相に対して、凝縮熱伝達率の相関式を提案している。

Jung ら⁶¹⁾は、管外径 9.52 mm の銅製平滑管を用いて、純冷媒 R12, R22, R32, R123, R125, R134a および R142b の水平管内凝縮熱伝達率の実験を行い、実験結果から Dobson – Chato の式⁵⁹⁾にボイリング数 Bo の無次元パラメータを加え、修正した式を提案している。

Cavallini ら⁶²⁾は、下記の無次元蒸気速度を用いて、管内の流動様相を壁面過

冷却度に依存しない環状流域と依存性のある成層波状流域に分類し、各種冷媒の凝縮熱伝達率の実験データを基に、それぞれの流動様相に対して凝縮熱伝達率の相関式を提案している。

$$J_v = \frac{xG}{\sqrt{g d_i \rho_v (\rho_L - \rho_v)}} \quad (1-17)$$

$$J_v^T = \left\{ \left(\frac{7.5}{4.3 X_{tt}^{1.111} + 1} \right)^{-3} + 2.6^{-3} \right\}^{-1/3} \quad (1-18)$$

Son – Lee⁶³⁾は、管内径 1.77, 3.36 および 5.35 mm の小径管内における R22, R134a および R410A の凝縮熱伝達実験を行い、従来の大口径管に関する相関式では小径管内における凝縮熱伝達率の予測には適していないことを報告している。また実験データを基に、小径管内凝縮熱伝達率の相関式を提案している。

Huang ら⁶⁴⁾は、管内径 1.60 および 4.18 mm の水平平滑管内における R410A の凝縮熱伝達率に及ぼす油の影響について実験的に研究を行っている。R410A に油濃度を 0 ~ 5% の範囲で混入した R410A/油混合流体の凝縮熱伝達率の実験結果から、原口ら⁵⁶⁾の式を修正した相関式である。

Shah⁶⁵⁾は、クオリティと換算圧力で整理されたパラメータ Z と無次元蒸気速度 J_v の関係で示される 3 つの領域の境界条件を示し、それぞれの領域に対して凝縮熱伝達率の相関式を提案しており、従来の研究に凝縮熱伝達率の実験結果を用いて、相関式の検証を行っている。

表 1.6 平滑管内における純冷媒の凝縮熱伝達率に関する従来の相関式

<p>56) 原口 英剛 小山 繁 藤井 哲 (1994)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 $P = 0.38 \sim 1.85 \text{ MPa}$, $G = 99.8 \sim 402.0 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $q = 3.2 \sim 32.7 \text{ kW}/\text{m}^2$ • 試験伝熱管 $d_i = 8.4 \text{ mm}$ • 試験流体 R22, R134a, R123 $Nu = \frac{\alpha d_i}{\lambda_L} = \sqrt{Nu_F^2 + Nu_B^2}$ $Nu_F = 0.0152(1 + 0.6Pr_L^{0.8})(\Phi_V/X_{tt})Re_L^{0.77}$ $Nu_B = 0.725H(\xi)\left(\frac{Ga_L Pr_L}{H_L}\right)^{1/4}$ $\Phi_V = 1 + 0.5\left[\frac{G}{\sqrt{g d_i \rho_V(\rho_L - \rho_V)}}\right]^{0.75} X_{tt}^{0.35}$ $X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V}\right)^{0.1}$ $H(\xi) = \xi + \{10[(1-\xi)^{0.1} - 1] + 1.7 \times 10^{-4} Re\} \sqrt{\xi}(1 - \sqrt{\xi})$ $Ga_L = \frac{g \rho_L^2 d_i^3}{\mu_L^2}, \quad H_L = \frac{c_{pL}(T_{\text{sat}} - T_{\text{wi}})}{\Delta h_{LV}}$
<p>59) Dobson, M. K. Chato, J. C. (1998)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 $G = 25 \sim 800 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $q = 5 \sim 15 \text{ kW}/\text{m}^2$, $T_{\text{sat}} = 35 \sim 60 \text{ }^\circ\text{C}$ • 試験伝熱管 $d_i = 3.14, 4.57, 7.04 \text{ mm}$ • 試験流体 R12, R22, R134a $Nu = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \left(1 + \frac{2.22}{X_{tt}^{0.89}}\right)$ $\left\{ \begin{array}{l} G \geq 500 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s}), \text{ all qualities} \\ G < 500 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s}), Fr_{\text{so}} > 20 \end{array} \right.$

表 1.6 平滑管内における純冷媒の凝縮熱伝達率に関する従来 of 相関式

つづき Dobson, M. K. Chato, J. C. (1998)	$Nu = \frac{0.23 Re_{VO}^{0.12}}{1 + 1.11 X_{tt}^{0.58}} \left(\frac{Ga Pr_L}{Ja_L} \right)^{0.25} + \left(1 - \frac{\theta_L}{\pi} \right) Nu_{\text{forced}}$ $\{ G < 500 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s}), Fr_{SO} < 20$ $\left(1 - \frac{\theta_L}{\pi} \right) \cong \frac{\arccos(2\xi - 1)}{\pi}$ $\xi : \text{Zivi の式}, \quad \xi = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{2/3} \right]^{-1}$ $Nu_{\text{forced}} = 0.0195 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \Phi_L(X_{tt})$ $\Phi_L(X_{tt}) = \sqrt{1.376 + \frac{c_1}{X_{tt}^{c_2}}}$ $\text{for } 0 < Fr_L < 0.7, \quad \begin{cases} c_1 = 4.172 + 5.48 Fr_L - 1.564 Fr_L^2 \\ c_2 = 1.773 - 0.169 Fr_L \end{cases}$ $\text{for } Fr_L > 0.7, \quad \begin{cases} c_1 = 7.242 \\ c_2 = 1.655 \end{cases}$ $Fr_{SO} = 0.025 Re_L^{1.59} \left(\frac{1 + 1.09 X_{tt}^{0.039}}{X_{tt}} \right)^{1.5} \frac{1}{Ga^{0.5}}$ $\text{for } Re_L \leq 1250$ $Fr_{SO} = 1.26 Re_L^{1.04} \left(\frac{1 + 1.09 X_{tt}^{0.039}}{X_{tt}} \right)^{1.5} \frac{1}{Ga^{0.5}}$ $\text{for } Re_L > 1250$ $Re_{VO} = \frac{G d_i}{\mu_V}, \quad Ga = \frac{g \rho_L (\rho_L - \rho_V) d_i^3}{\mu_L^2}, \quad Ja_L = \frac{c_{pL} (T_{\text{sat}} - T_{wi})}{\Delta h_{LV}}$
--	--

表 1.6 平滑管内における純冷媒の凝縮熱伝達率に関する従来の相関式

<p>61) Jung, D. Song, K - H. Cho, Y. Kim, S - J. (2003)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 $T_{\text{sat}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $G = 100, 200, 300 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $q = 7.3 \sim 7.7 \text{ kW}/\text{m}^2$ • 試験伝熱管 $d_o = 9.52 \text{ mm}$ • 試験流体 R12, R22, R32, R123, R125, R134a, R142b modifying Dobson and Chato's correlation $Nu = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \left(1 + \frac{2}{X_{tt}}\right)^{0.81} \text{HFMR}^{0.33}$ $\text{HFMR} = Bo = \frac{q}{G\Delta h_{LV}}$
<p>62) Cavallini, A. Del Col, D. Doretto, L. Matkovic, M Rossetto, L. Zilio, C. Censi, G. (2006)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 $T_{\text{sat}} = -15 \sim 302 \text{ }^\circ\text{C}$, $G = 18 \sim 2240 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, • 試験伝熱管 $d_i = 3.1 \sim 17.0 \text{ mm}$ • 試験流体 R22, R32, R125, R134a, R142b, R236ea, R290, R404A, R407C, R410A, R502, R507A, R600, R600a, R744, R717, R718, R1270, R32/R125(60/40%), R125/R236ea, R290/R600, R290/R600a, <p>ΔT – independent flow regime ($J_V > J_V^T$)</p> $\alpha_A = \alpha_{LO} \left[1 + 1.128 x^{0.8170} \left(\frac{\rho_L}{\rho_V}\right)^{0.3685} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V}\right)^{0.2363} \left(1 - \frac{\mu_V}{\mu_L}\right)^{2.144} Pr_L^{-0.100} \right]$ <p>ΔT – dependent flow regime ($J_V \leq J_V^T$)</p> $\alpha_D = \left[\alpha_A \left(\frac{J_V^T}{J_V}\right)^{0.8} - \alpha_{\text{STRAT}} \right] \left(\frac{J_V}{J_V^T}\right) + \alpha_{\text{STRAT}}$ $\alpha_{LO} = 0.023 Re_{LO}^{0.8} Pr_L^{0.4} \left(\frac{\lambda_L}{d_i}\right)$

表 1.6 平滑管内における純冷媒の凝縮熱伝達率に関する従来の相関式

<p>つづき Cavallini, A. Del Col, D. Doretti, L. Matkovic, M. Rossetto, L. Zilio, C. Censi, G. (2006)</p>	$\alpha_{\text{STRAT}} = 0.725 \left\{ 1 + 0.741 \left[\frac{(1-x)}{x} \right]^{0.3321} \right\}^{-1}$ $\times \left[\frac{\lambda_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_V) g \Delta h_{LV}}{\mu_L d_i (T_{\text{sat}} - T_{wi})} \right]^{0.25} + (1 - x^{0.087}) \alpha_{\text{LO}}$ $J_V = \frac{x G}{\sqrt{g d_i \rho_V (\rho_L - \rho_V)}}$ $J_V^T = \left[\left(\frac{7.5}{4.3 X_{tt}^{1.111} + 1} \right)^{-3} + C_T^{-3} \right]^{-1/3}$ <p>hydrocarbons : $C_T = 1.6$, other refrigerants : $C_T = 2.6$</p>
<p>63) Son, C - H. Lee, H - S. (2009)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 $G = 200 \sim 400 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $T_{\text{sat}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$, $P = 1.32 \sim 2.42 \text{ MPa}$ • 試験伝熱管 $d_i = 1.77, 3.36, 5.35 \text{ mm}$ • 試験流体 R22, R134a, R410A $\frac{\alpha d_i}{\lambda_L} = Nu = 0.034 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.3} f_C(X_{tt})$ $f_C(X_{tt}) = \left[3.28 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.78} \right]$

表 1.6 平滑管内における純冷媒の凝縮熱伝達率に関する従来 of 相関式

<p>64) Huang, X. Ding, G. Hu, H. Zhu, Y. Peng, H. Gao, Y. Deng, B. (2010)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 $G = 200 \sim 600 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s}), q = 4.23 \sim 19.07 \text{ kW}/\text{m}^2, T_{\text{sat}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ • 試験伝熱管 $d_i = 1.60, 4.18 \text{ mm}$ • 試験流体 R410A, R410A/Oil(ester oil RB68EP) $Nu = \frac{\alpha d_i}{\lambda_L} = \sqrt{Nu_F^2 + Nu_B^2}$ $Nu_F = 0.0152 \left(-0.33 + 0.83 Pr_L^{0.8} \right) \left(\Phi_V / X_{tt} \right) Re_L^{0.77}$ $Nu_B = 0.725 H(\xi) \left(\frac{Ga_L Pr_L}{Ph_L} \right)^{1/4}$ $\Phi_V = 1 + 0.5 \left[\frac{G}{\sqrt{g d_i \rho_V (\rho_L - \rho_V)}} \right]^{0.75} X_{tt}^{0.35}$ $X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.1}$ $H(\xi) = \xi + \left\{ 10 \left[(1-\xi)^{0.1} - 1 \right] + 1.7 \times 10^{-4} Re \right\} \sqrt{\xi} (1 - \sqrt{\xi})$ $Ga_L = \frac{g \rho_L^2 d_i^3}{\mu_L^2}, \quad Ph_L = \frac{c_{pL} (T_{\text{sat}} - T_{wi})}{\Delta h_{LV}}$
---	---

表 1.6 平滑管内における純冷媒の凝縮熱伝達率に関する従来 of 相関式

<p>65) Shah, M. M. (2013)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 $G = 4 \sim 820 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s}), T_{\text{sat}} = 40 \text{ }^\circ\text{C},$ • 試験伝熱管 $d_i = 2 \sim 49 \text{ mm}$ • 試験流体 Water, R11, R12, R22, R32, R113, R123, R125, R134a, R142b, R404A, R410A, R502, R507, isobutene, propylene, propane, benzene, ethanol, methanol, toluene, Dowtherm 209, DME, CO₂ $\alpha_1 = \alpha_{\text{LS}} \left(1 + \frac{3.8}{Z^{0.95}} \right) \left(\frac{\mu_{\text{L}}}{14\mu_{\text{V}}} \right)^{(0.0058+0.557Pr)}$ $\alpha_{\text{Nu}} = 1.32 Re_{\text{L}}^{-1/3} \left[\frac{\rho_{\text{L}}(\rho_{\text{L}} - \rho_{\text{V}})g\lambda_{\text{L}}^3}{\mu_{\text{L}}^2} \right]^{1/3}$ $\alpha_{\text{LS}} = 0.023 Re_{\text{L}}^{0.8} Pr_{\text{L}}^{0.4} \frac{\lambda_{\text{L}}}{d_i}$ <p>when $J_{\text{V}} \geq 0.98(Z + 0.263)^{-0.62}$</p> $\alpha = \alpha_1$ <p>when $0.95(1.254 + 2.27Z^{1.249})^{-1} < J_{\text{V}} < 0.98(Z + 0.263)^{-0.62}$</p> $\alpha = \alpha_1 + \alpha_{\text{Nu}}$ <p>when $J_{\text{V}} \leq 0.95(1.254 + 2.27Z^{1.249})^{-1}$</p> $\alpha = \alpha_{\text{Nu}}$ $J_{\text{V}} = \frac{xG}{\sqrt{g d_i \rho_{\text{V}}(\rho_{\text{L}} - \rho_{\text{V}})}}, \quad Z = \left(\frac{1}{x} - 1 \right)^{0.8} Pr^{0.4}$
-----------------------------------	---

(b) 水平溝付管

水平溝付管内凝縮流の熱伝達特性の予測は、従来より平滑管に対する相関式がベースとなっている。ここでは、代表的な水平溝付管内における純冷媒の凝縮熱伝達に関する研究についてレビューを行う。表 1.7 に水平溝付管内における純冷媒の凝縮熱伝達率に関する従来の相関式の概要を示す。なお、表中には各研究者の実験データを得るために行われた実験条件（試験伝熱管、試験流体等）を示す。

兪 - 小山⁶⁶⁾は、原口らの水平平滑管内における凝縮熱伝達率の相関式⁵⁶⁾の作成方法を参考にして、原口らの R134a, R123 および R22 の凝縮熱伝達率の実験結果を基に、水平内面ら旋溝付管内凝縮熱伝達率の相関式を提案している。

鹿園ら^{67,68)}は、フィン間における液膜に作用する重力と表面張力の影響を考慮している。鹿園らの式は、水平平滑管内における凝縮熱伝達率の原口らの式⁵⁶⁾を基に、フィン間を液が毛細管現象で上昇する際に、液で埋もれていないフィン先端部のごくわずかな領域において膜状凝縮熱伝達が大幅に促進されるというモデルである。

Kedzierski - Goncalves²³⁾は、等価内径 8.8 mm の溝付管内における R134a, R410A, R125 および R32 の凝縮熱伝達率の実験結果を基に、換算圧力を導入した熱伝達率の相関式を提案している。

Goto ら²⁵⁾は、溝形状の異なる 2 種類のら旋溝付管、クロス溝付管、三次元溝付管およびヘリンボーン溝付管の 5 種類の試験伝熱管を用いて、R410A および R22 の凝縮熱伝達実験を行い、凝縮熱伝達率の実験結果を基にら旋溝付管およびヘリンボーン溝付管に適用可能な凝縮熱伝達率の相関式を提案している。

Chamra ら²⁷⁾は、他の研究者によって発表された実験データを用いて、純冷媒の環状流域における凝縮熱伝達率の相関式を提案している。凝縮熱伝達率の相関式は平滑管内の乱流膜状凝縮の理論解析を基に、溝付管の熱伝達率を予測するために面積拡大の効果および 3 つの定数を導入したモデルである。

米本 - 小山²⁹⁾は、等価内径 6.25 ~ 8.37 mm の溝付管内における R134a, R22 および R123 の凝縮熱伝達率の実験結果を基に、強制対流凝縮熱伝達率と自由対流凝縮熱伝達率の和で表される相関式を提案している。

Cavallini ら⁶⁹⁾は、他の研究者による R22, R134a, R410A および R744 等の溝付管内凝縮熱伝達率の実験結果をデータベース化し、Cavallini らの平滑管内の凝縮熱伝達率の相関式⁶²⁾を修正し、溝付管内の凝縮熱伝達率の相関式を提案している。

表 1.7 溝付管内における純冷媒の凝縮熱伝達率に関する従来の相関式

<p>66) 兪 堅 小山 繁 (1998)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 $G = 202 \sim 303 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s}), P = 0.349 \sim 1.854 \text{ MPa},$ $q = 5.05 \sim 19.45 \text{ kW}/\text{m}^2$ • 試験伝熱管 $d_{\text{eq}} = 8.32, 8.37 \text{ mm}, h_f = 0.15, 0.17 \text{ mm}, N = 60,$ $\theta = 18, 30^\circ, \eta = 1.23, 1.52$ • 試験流体 R22, R134a, R123 <p>◎ 凝縮熱伝達率の定義：実伝熱面積基準</p> $\alpha = \frac{Q}{\pi d_{\text{eq}} L \eta (T_{\text{sat}} - T_{\text{wi}})}$ $Nu = \frac{\alpha d_{\text{eq}}}{\lambda_L} = \sqrt{Nu_F^2 + Nu_B^2}$ $Nu_F = 0.152 (0.3 + 0.1 Pr_L^{1.1}) \left(\frac{\Phi_V}{X_{\text{tt}}} \right) Re_L^{0.68}$ $Nu_B = \frac{0.725}{\eta^{1/4}} H(\xi) \left(\frac{Ga Pr_L}{Ph_L} \right)^{1/4}$ $\Phi_V = 1.1 + 1.3 \left[\frac{GX_{\text{tt}}}{\sqrt{g d_{\text{eq}} \rho_V (\rho_L - \rho_V)}} \right]^{0.35}$ $H(\xi) = \xi + [10(1 - \xi)^{0.1} - 8.0] \sqrt{\xi} (1 - \sqrt{\xi})$ $Re_L = \frac{G(1 - x) d_{\text{eq}}}{\mu_L}$
------------------------------------	--

表 1.7 溝付管内における純冷媒の凝縮熱伝達率に関する従来の相関式

<p>68) 鹿園 直毅 伊藤 正昭 内田 麻里 福島 敏彦 畑田 敏夫 (1998)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 $G = 57 \sim 552 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s}), T_{\text{sat}} = 20 \sim 50 \text{ }^\circ\text{C}, P = 0.6 \sim 2.0 \text{ MPa},$ $q = 0.72 \sim 39 \text{ kW}/\text{m}^2$ • 試験伝熱管 $d_{\text{eq}} = 6.5, 8.48 \text{ mm}, h_f = 0.163 \sim 0.30 \text{ mm}, \gamma = 22 \sim 45 \text{ }^\circ$ • 試験流体 R22, R32, R134a <p>◎ 凝縮熱伝達率の定義：最大内径の伝熱面積基準</p> $\alpha = \frac{Q}{\pi d_i L (T_{\text{sat}} - T_{\text{wi}})}$ $\alpha = \frac{\lambda_L}{d_i} \sqrt{(f Nu_B)^2 + Nu_F^2}$ $Nu_B = 0.725 H(\xi) \left(\frac{Ga_L Pr_L}{H_L} \right)^{1/4}$ $Nu_F = 0.0152 (1 + 0.6 Pr_L^{0.8}) \frac{\Phi_V}{X_{\text{tt}}} Re_L^{0.77}$ $H(\xi) = \xi + \{10(1 - \xi)^{0.1} - 8.9\} \sqrt{\xi} (1 - \sqrt{\xi})$ $\Phi_V = 1 + 0.5 \left[\frac{G}{\sqrt{g d_i \rho_V (\rho_L - \rho_V)}} \right]^{0.75} X_{\text{tt}}^{0.35}$ $Ga_L = \frac{g \rho_L^2 d_i^3}{\mu_L^2}, \quad H_L = \frac{c_{pL} (T_{\text{sat}} - T_{\text{wi}})}{\Delta h_{LV}}$ $f = \max[f_1, \min(f_2, f_3), f_4]$ $f_1 = 0.265 R_A^{1.2} Bo^{0.05} \xi^{\frac{1}{0.14 - 0.0073 R_A}}$ $f_2 = 0.448 R_A^{0.8} Bo^{0.1} \xi^{0.9}$ $f_3 = \left(\frac{Bo^{1.3} \xi}{0.7 R_A^{0.5}} \right)^{\frac{1}{0.6\theta}}$ $f_4 = 1$
---	---

表 1.7 溝付管内における純冷媒の凝縮熱伝達率に関する従来の相関式

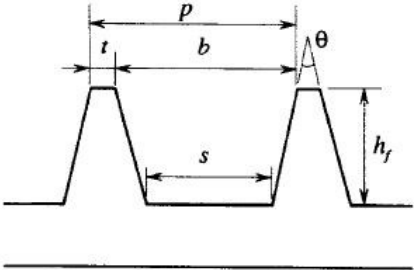
<p>鹿園 直毅 伊藤 正昭 内田 麻里 福島 敏彦 畑田 敏夫 (1998) つづき</p>	$Bo = \frac{bg d_i (\rho_L - \rho_V)}{\sigma}$ $R_A = \frac{s + c \left(t + \frac{2h_f}{\cos(\theta/2)} \right)}{b + t}$ $c = 1 + 6.0 \frac{\theta - \pi}{2\pi/9 - \pi}$ 
<p>23) Kedzierski, M. A. Goncalves, J. M. (1999)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 $G = 57 \sim 552 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s}), T_{\text{sat}} = 20 \sim 50 \text{ }^\circ\text{C}, P = 0.6 \sim 2.0 \text{ MPa},$ $q = 0.72 \sim 39 \text{ kW}/\text{m}^2$ • 試験伝熱管 $d_{\text{eq}} = 8.8 \text{ mm}, h_f = 0.2 \text{ mm}, N = 60, \theta = 18 \text{ }^\circ, \eta = 1.6$ • 試験流体 R134a, R410A, R125, R32 <p>◎ 凝縮熱伝達率の定義：実伝熱面積基準</p> $\alpha = \frac{Q}{\pi d_{\text{eq}} L \eta (T_{\text{sat}} - T_{\text{wi}})}$ $Nu = \frac{\alpha d_h}{\lambda_L} = 2.256 Re_{\text{LO}}^{\beta_1} Ja^{\beta_2} Pr_L^{\beta_3} \left(\frac{P_r}{P_{\text{crit}}} \right)^{\beta_4} \left[\log_{10} \left(\frac{P_r}{P_{\text{crit}}} \right)^{\beta_5} \right] Sv^{\beta_6}$ $Re_{\text{LO}} = \frac{G d_h}{\mu_L}, \quad Ja = \frac{\Delta h_{\text{LV}}}{c_{pL} (T_{\text{sat}} - T_{\text{wi}})}, \quad Pr_L = \frac{c_{pL} \mu_L}{\lambda_L}$ $Sv = \frac{v_V - v_L}{v}, \quad v = x v_V + (1-x) v_L$ $\beta_1 = 0.303, \quad \beta_2 = 0.232x, \quad \beta_3 = 0.393, \quad \beta_4 = -0.578x^2$ $\beta_5 = -0.474x^2, \quad \beta_6 = 2.531x$

表 1.7 溝付管内における純冷媒の凝縮熱伝達率に関する従来の相関式

<p>27) Chamra, L. M. Mago, P. J. Tan, M-O. Kung, C-C. (2005)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 $T_{\text{sat}} = 24 \sim 50 \text{ }^\circ\text{C}$, $G = 40 \sim 850 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ • 試験伝熱管 $d_i = 5.81 \sim 14.61 \text{ mm}$, $h_f = 0.12 \sim 0.38 \text{ mm}$, $N = 21 \sim 80$, $\theta = 0 \sim 30 \text{ }^\circ$, $\gamma = 10 \sim 90 \text{ }^\circ$, $\eta = 1.91 \sim 1.95$ • 試験流体 R12, R22, R134a <p>◎ 凝縮熱伝達率の定義：最大内径の伝熱面積基準</p> $\alpha = \frac{Q}{\pi d_i L (T_{\text{sat}} - T_{\text{wi}})}$ $\alpha = \frac{0.208 \rho_L c_{pL} (\tau_w / \rho_L)^{0.224}}{T^+} Rx^{1.321}$ $\tau_w = \left(\frac{\Delta P_F}{\Delta Z} \right) \frac{d_i}{4} = \frac{\Phi_{\text{LO}}^2 f_{\text{LO}} G^2}{2 \rho_L}$ $\Phi_{\text{LO}} = \sqrt{(1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_L f_{\text{VO}}}{\rho_V f_{\text{LO}}} + \frac{3.24 x^{0.78} (1-x)^{0.224} H}{Fr^{0.045} We^{0.035}}}$ <p>$f_{\text{VO}}, f_{\text{LO}}$: Chamra らによる单相流の摩擦係数 $\delta^+ \leq 5$, $T^+ = \delta^+ Pr_L$</p> $5 < \delta^+ \leq 30, T^+ = 5 \left\{ Pr_L + \ln \left[1 + Pr_L \left(\frac{\delta^+}{5} - 1 \right) \right] \right\}$ $\delta^+ > 30, T^+ = 5 \left[Pr_L + \ln(1 + 5 Pr_L) + 0.5 \ln \left(\frac{\delta^+ - 2.5}{27.5} \right) \right]$ $Re_L \leq 1600, \delta^+ = 0.866 Re_L^{0.5}$ $Re_L > 1600, \delta^+ = 0.051 Re_L^{0.87}$ $Rx = \left\{ \frac{2h_f N [1 - \sin(\gamma/2)]}{\pi d_i \cos(\gamma/2)} + 1 \right\} \frac{1}{\cos \theta}$
--	--

表 1.7 溝付管内における純冷媒の凝縮熱伝達率に関する従来の相関式

<p>29) 米本 龍一郎 小山 繁 (2007)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 $T_{\text{sat}} = 30.2 \sim 70.2 \text{ }^\circ\text{C}$, $G = 102 \sim 500 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ • 試験伝熱管 $d_i = 6.25 \sim 8.37 \text{ mm}$, $h_f = 0.17 \sim 0.24 \text{ mm}$, $N = 30 \sim 80$ $\theta = 7 \sim 30 \text{ }^\circ$, $\gamma = 27 \sim 58 \text{ }^\circ$, $\eta = 1.5 \sim 2.27$ • 試験流体 R22, R123, R134a <p>◎ 凝縮熱伝達率の定義：実伝熱面積基準</p> $\alpha = \frac{Q}{\pi d_{\text{eq}} L \eta (T_{\text{sat}} - T_{\text{wi}})}$ $Nu = \frac{\alpha d_{\text{eq}}}{\lambda_L} = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{1/2}$ $Nu_F = 2.12 \sqrt{f_V} \Phi_V \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.5} \left(\frac{x}{1-x} \right) Pr_L^{0.5} Re_L^{0.5}$ $f_V = 0.046 Re_V^{-0.2} \frac{d_{\text{eq}}}{d_h} (\sec \theta)^{0.75}, \quad \Phi_V = 1 + 1.2 Fr^{0.05} X_{tt}^{0.5}$ $Nu_B = \frac{1.98}{\eta^{0.5}} H(\xi) \frac{1}{Bo^{0.1}} \left(\frac{Ga_L Pr_L}{Ph_L} \right)^{1/4}$ $H(\xi) = \xi + [10(1-\xi)^{0.1} - 8.9] \sqrt{\xi} (1 - \sqrt{\xi})$ $\xi = 0.81 \xi_{\text{Smith}} + 0.19 x^{100(\rho_V/\rho_L)^{0.8}} \xi_{\text{Homo}}$ $\xi_{\text{Smith}} = \left\{ 1 + \frac{\rho_V}{\rho_L} \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(0.4 + 0.6 \sqrt{\frac{\frac{\rho_L}{\rho_V} + 0.4 \frac{1-x}{x}}{1 + 0.4 \frac{1-x}{x}}} \right) \right\}^{-1}$ $\xi_{\text{Homo}} = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_V}{\rho_L} \right]^{-1}$
---------------------------------------	---

表 1.7 溝付管内における純冷媒の凝縮熱伝達率に関する従来の相関式

<p>つづき 米本 龍一郎 小山 繁 (2007)</p>	$Re_L = \frac{G(1-x)d_{eq}}{\mu_L}, \quad Re_V = \frac{Gx d_{eq}}{\mu_V}$ $Fr = \frac{G}{\sqrt{g d_{eq} \rho_V (\rho_L - \rho_V)}}, \quad Bo = \frac{(p-t)d_{eq} g (\rho_L - \rho_V)}{\sigma}$ $Ga_L = \frac{G \rho_L^2 d_{eq}^3}{\mu_L^2}, \quad Ph_L = \frac{c_{pL} (T_{sat} - T_{wi})}{\Delta h_{LV}}$
<p>69) Cavallini, A. Del Col, D. Mancin, S. Rossetto, L. (2009)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 $T_{sat} = -15 \sim 70 \text{ }^\circ\text{C}$, $P_R = 0.02 \sim 0.67$, $G = 80 \sim 910 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ • 試験伝熱管 $d_{min} = 5.95 \sim 14.18 \text{ mm}$, $N = 21 \sim 82$, $h_f = 0.17 \sim 0.24 \text{ mm}$, $\gamma = 0 \sim 90^\circ$, $\theta = 7 \sim 30^\circ$, $\eta = 1.91 \sim 1.95$ • 試験流体 R11, R12, R22, R32, R123, R125, R134a, R404A, R407C, R410A, R502, R507, R744 <p>◎ 凝縮熱伝達率の定義：最小内径の伝熱面積基準</p> $\alpha = \frac{Q}{\pi d_{min} L (T_{sat} - T_{wi})}$ $\alpha = (\alpha_A^3 + \alpha_D^3)^{0.333}$ $\alpha_A = \alpha_{AS} A \cdot C$ $\alpha_{AS} = \alpha_{LO} \left[1 + 1.128 x^{0.817} \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.3685} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.2363} \left(1 - \frac{\mu_V}{\mu_L} \right)^{2.144} Pr_L^{-0.1} \right]$ $\alpha_{LO} = 0.023 \frac{\lambda_L}{d_{min}} \left(\frac{G d_{min}}{\mu_L} \right)^{0.8} Pr_L^{0.4}$ $A = 1 + 1.119 Fr^{-0.3821} (Rx - 1)^{0.3586}$ $Fr = \frac{G^2}{g d_{min} (\rho_L - \rho_V)^2}, \quad Rx = \left\{ \frac{2h_f N [1 - \sin(\gamma/2)]}{\pi d_{min} \cos(\gamma/2)} + 1 \right\} \frac{1}{\cos \theta}$ $C = 1 \quad \text{if } (N_{opt}/N) \geq 0.8$ $C = (N_{opt}/N)^{1.904} \quad \text{if } (N_{opt}/N) < 0.8$ $N_{opt} = 4064.4 d_{min} + 23.257$

表 1.7 溝付管内における純冷媒の凝縮熱伝達率に関する従来の相関式

つづき Cavallini, A. Del Col, D. Mancin, S. Rossetto, L. (2009)	$\alpha_D = C \left[2.4x^{0.1206} (Rx - 1)^{1.466} C_1^{0.6875} + 1 \right] \alpha_{D,S} + C(1 - x^{0.087}) Rx \cdot \alpha_{LO}$ $\alpha_{D,S} = \frac{0.725}{1 + 0.741 \left[(1-x)/x \right]^{0.3321}} \left[\frac{\lambda_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_V) g \Delta h_{LV}}{\mu_L d_{\min} (T_{\text{sat}} - T_{\text{wi}})} \right]^{0.25}$ $C_1 = 1 \quad \text{if} \quad J_V \geq J_V^*$ $C_1 = (J_V / J_V^*) \quad \text{if} \quad J_V < J_V^*$ $J_V = \frac{xG}{\sqrt{g d_{\min} \rho_V (\rho_L - \rho_V)}}$ <p>Doretto らによる溝付管の環状流から成層波状流への遷移条件</p> $J_V^* = 0.6 \left[\left(\frac{7.5}{4.3 X_{\text{tt}}^{1.111} + 1} \right)^{-3} + 2.5^{-3} \right]^{-0.3333}$
---	---

1.2.6 水平管内における混合冷媒の凝縮熱伝達に関する従来の研究

本項では、水平平滑管および溝付管内における非共沸混合冷媒の凝縮熱伝達に関する研究についてレビューを行う。表 1.8 に水平管内の非共沸混合冷媒の蒸発熱伝達率に関する従来の相関式を示す。なお、表中には各研究者の実験データを得るために行われた実験条件（試験伝熱管，試験流体等）を示す。

(a) 水平平滑管

混合冷媒の凝縮熱伝達特性は、蒸発流と同様に混合冷媒の共沸性によって大きく異なる。露点と沸点の温度差が極めて小さい共沸混合冷媒の場合には、純冷媒と同様の伝熱機構として考えられるが、露点と沸点の温度差を有する非共沸混合冷媒の場合にはその特性は大きく異なり、純冷媒や共沸混合冷媒に比べて凝縮熱伝達率は低下することが知られている。非共沸混合冷媒の凝縮過程では、気液界面で高沸点成分が低沸点成分に比べてより多く凝縮するため、液相側は高沸点成分の濃度が気相側は低沸点成分の濃度が増大することにより、濃度分布に起因する温度分布が形成される。その結果、気液界面温度が蒸気バルク温度より低下し、凝縮に有効な気液界面と壁面の温度差が減少すること、さらに、気相を気液界面温度まで冷却するための顕熱変化が必要となるために、非共沸混合冷媒の凝縮熱伝達率は純冷媒や共沸混合冷媒に比べて低下する。

Sweeney – Chato⁷⁰⁾は、Kenney ら⁷¹⁾による管内径 7.04 mm の水平平滑管内における混合冷媒 R407C の凝縮熱伝達率の実験結果から、Dobson – Chato⁵⁹⁾の純冷媒に対する凝縮熱伝達率の相関式を修正した混合冷媒に対する相関式を提案している。

Smit ら⁷²⁾は管内径 8.11 mm の銅製平滑管を用いて混合冷媒 R22/R142b の種々の質量分率について凝縮実験を行い、凝縮熱伝達率の実験結果と従来の相関式および従来の相関式に Silver – Bell – Ghaly の相関方法^{73, 74)}を適用した予測値との比較を行っている。ここで、Smit ら⁷²⁾および Cavallini ら⁷⁵⁾による Silver – Bell – Ghaly の相関方法^{73, 74)}を示す。

液相内および蒸気相内が完全に混合されており、相平衡状態が維持されている条件と仮定して、非共沸混合冷媒が凝縮する場合の熱抵抗 ($1/\alpha_{\text{mix}}$) は以下のように表される。

$$\frac{1}{\alpha_{\text{mix}}} = \frac{1}{\alpha_{\text{cal}}} + x c_{p,v} \left(\frac{\Delta T}{\Delta h} \right) \frac{1}{\alpha_v} \quad (1-11)$$

ここに、 α_{cal} は混合冷媒の物性値を用いて、純冷媒の相関式から算出される熱伝達率、 α_v は Dittus – Boelter の式³⁴⁾から算出される蒸気単相の熱伝達率である。

ΔT は温度グライド， Δh は混合冷媒の等圧凝縮過程における比エンタルピー差であり，露点および沸点における比エンタルピー差($h_{\text{dew}} - h_{\text{bub}}$)で表される．

(b) 水平溝付管

Chamra – Mago⁷⁶⁾は，他の研究者によって発表された溝付管内における混合冷媒の凝縮実験データを用いて，非共沸混合冷媒の凝縮熱伝達率の相関式を提案している．この相関式は，Chamra らの溝付管内における純冷媒に対する凝縮熱伝達率の相関式²⁷⁾中の3つの定数を修正し，Silver – Bell – Ghalyの相関方法^{73, 74)}を導入している．

表 1.8 水平管内の非共沸混合冷媒の凝縮熱伝達率に関する従来の相関式

<p>70) Sweeny, K. A. Chato, J. C. (1996)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 $T_{\text{sat}} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, $G = 75 \sim 650 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ • 試験伝熱管：平滑管 $d_i = 7.04 \text{ mm}$ • 試験流体 R407C $Nu_{\text{wavy,zeotrope}} = \left(\frac{G}{300}\right)^{0.3} Nu_{\text{wavy}}$ $Nu_{\text{annularzeotrope}} = 0.7 \left(\frac{G}{300}\right)^{0.3} Nu_{\text{annular}}$ $Nu_{\text{wavy}} = \frac{0.23 Re_{\text{VO}}^{0.12}}{1 + 1.11 X_{\text{tt}}^{0.58}} \left(\frac{Ga Pr_L}{Ja_L}\right)^{0.25} + \left(1 - \frac{\theta_L}{\pi}\right) Nu_{\text{forced}}$ $Nu_{\text{annular}} = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \left(1 + \frac{2.22}{X_{\text{tt}}^{0.89}}\right)$
--	--

表 1.8 水平管内の非共沸混合冷媒の凝縮熱伝達率に関する従来の相関式

<p>76) Chamra, L. M. Mago, P. J. (2006)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • 実験条件 $T_{\text{sat}} = 31 \sim 50 \text{ }^\circ\text{C}$, $G = 70 \sim 850 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ • 試験伝熱管 $d_i = 5.67 \sim 14.61 \text{ mm}$, $h_f = 0.14 \sim 0.305 \text{ mm}$, $N = 50 \sim 72$, $\theta = 0 \sim 27 \text{ }^\circ$, $\gamma = 15 \sim 57 \text{ }^\circ$ • 試験流体 R32/R134a, R407C, R410A <p>◎ 凝縮熱伝達率の定義：最大内径の伝熱面積基準</p> $\alpha = \frac{Q}{\pi d_i L (T_{\text{sat}} - T_{\text{wi}})}$ $\alpha = \left[\frac{1}{\frac{0.31 \rho_L c_{pL} (\tau_w / \rho_L)^{0.314}}{T^+} R_x^{0.993}} + \frac{x c_{pV} \left(\frac{\Delta T}{h_{\text{dew}} - h_{\text{bub}}} \right)}{\alpha_V} \right]^{-1}$ $\tau_w = \left(\frac{\Delta P_F}{\Delta Z} \right) \frac{d_i}{4} = \frac{\Phi_{\text{LO}}^2 f_{\text{LO}} G^2}{2 \rho_L}$ $\Phi_{\text{LO}} = \sqrt{(1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_L f_{\text{VO}}}{\rho_V f_{\text{LO}}} + \frac{3.24 x^{0.78} (1-x)^{0.224} H}{Fr^{0.045} We^{0.035}}}$ <p>$f_{\text{VO}}, f_{\text{LO}}$: Chamra らによる单相流の摩擦係数 $\delta^+ \leq 5$, $T^+ = \delta^+ Pr_L$</p> $5 < \delta^+ \leq 30, T^+ = 5 \left\{ Pr_L + \ln \left[1 + Pr_L \left(\frac{\delta^+}{5} - 1 \right) \right] \right\}$ $\delta^+ > 30, T^+ = 5 \left[Pr_L + \ln(1 + 5 Pr_L) + 0.5 \ln \left(\frac{\delta^+ - 2.5}{27.5} \right) \right]$ $Re_L \leq 1600, \delta^+ = 0.866 Re_L^{0.5}$ $Re_L > 1600, \delta^+ = 0.051 Re_L^{0.87}$ $R_x = \left\{ \frac{2 h_i N [1 - \sin(\gamma/2)]}{\pi d_i \cos(\gamma/2)} + 1 \right\} \frac{1}{\cos \theta}$
---	--

1.2.7 冷媒 R245fa およびその混合冷媒に関する従来の研究

冷媒 R245fa を用いた沸騰・蒸発流および凝縮流の圧力損失特性および熱伝達特性に関しては、これまでに以下のような研究が行われている。

Tibirićá – Ribatski^{77, 78)}は、内径 2.32 mm の水平ステンレス鋼管を用いた沸騰流の実験を行い、熱伝達率は質量速度、熱流束およびクオリティの影響が大きく、それらの増加および飽和温度の増加により熱伝達率は増加すること、摩擦圧力損失は質量速度およびクオリティの増加、飽和温度の低下により増大することを報告している。

Bortolin ら⁷⁹⁾は、内径 0.96 mm のマイクロチャネル内の沸騰熱伝達実験を行い、Tibirićá – Ribatski と同様に沸騰熱伝達率に及ぼす質量速度、熱流束の影響を示し、熱伝達率は熱流束に強く依存するが、質量速度の影響は小さいことを報告している。

Al-Hajri ら⁸⁰⁾は 0.4 mm × 2.8 mm (水力相当直径 0.7 mm) の断面を有する単一マイクロチャネルを用いた二相凝縮流の実験を行い、平均熱伝達率および圧力損失に及ぼす飽和温度、質量速度および入口過熱度の影響について報告している。

このように冷媒 R245fa の流路が数 mm 程度の細径管内沸騰・蒸発流および凝縮流に関する研究はいくつか報告されているが、通常径以上の管内沸騰・蒸発流および凝縮流に関する研究は見当たらない。また、混合冷媒 R245fa/R134a に関する研究は少なく、現在のところ熱物性に関する研究報告⁸¹⁻⁸³⁾に留まっている。

1.3 本論文の目的および構成

第 1.1 節および第 1.2 節で述べてきたように、冷凍空調・給湯分野に使用される従来冷媒の蒸発流・凝縮流に関する圧力損失特性および熱伝達特性に関する研究は数多く行われている。しかしながら、産業分野における高温用ヒートポンプ機器の作動媒体として期待されている低圧冷媒 R245fa およびその混合冷媒については、蒸発器や凝縮器における圧力損失特性および熱伝達特性に関する研究は少なく、熱交換器の設計やサイクル性能解析を行う際に必要となるそれらの特性は十分に解明されているとはいえない。さらに、熱交換器については、現在では冷媒の伝熱促進のために、管内面にらせん状の溝加工を施した溝付管が広く利用されている。溝付管による伝熱促進効果に関しては、溝加工による伝熱面積の拡大や溝形状による攪拌効果および液膜に作用する表面張力によって伝熱が促進されることが知られている。

本研究は、高温用ヒートポンプ機器の熱交換器の熱設計およびサイクル性能解析を行う際に必要となる、純冷媒 R245fa および混合冷媒 R245fa/R134a を用いた水平平滑管および溝付管内における蒸発流・凝縮流の熱伝達実験を行い、圧力損失特性および熱伝達特性を実験的に明らかにするとともに、従来冷媒を用いた研究によってこれまでに提案されている蒸発・凝縮熱伝達率および摩擦圧力損失の相関式と実験結果を比較し、相関式の適用可能性について平滑管および溝付管それぞれについて検証する。

本論文の第 2 章以降の構成は以下のとおりである。

第 2 章では、実験装置、実験方法および実験条件について述べる。

第 3 章では、純冷媒 R245fa の平滑管および 2 種類の溝付管内における蒸発流の摩擦圧力損失および熱伝達率の実験結果について述べるとともに、従来の相関式による予測値との比較を行う。また、蒸発実験と同飽和温度条件下での断熱流の流動様相を観察し、従来の流動様式線図との比較を行う。

第 4 章では、混合冷媒 R245fa/R134a の平滑管および 2 種類の溝付管内における蒸発流の摩擦圧力損失および熱伝達率の実験結果について述べる。また、純冷媒の実験結果との比較を行う。

第 5 章では、純冷媒 R245fa の平滑管および 2 種類の溝付管内における凝縮流の摩擦圧力損失および熱伝達率の実験結果について述べるとともに、従来の相関式による予測値との比較を行う。また、凝縮実験と同飽和温度条件下での断熱流の流動様相を観察し、従来の流動様式線図との比較を行う。さらに、第 5 章で得られた実験結果を踏まえて、水平平滑管内の凝縮熱伝達率の相関式を提案する。

第 6 章では，混合冷媒 R245fa/R134a の平滑管および 2 種類の溝付管内における凝縮流の摩擦圧力損失および熱伝達率の実験結果について述べる．また，純冷媒の実験結果との比較を行う．

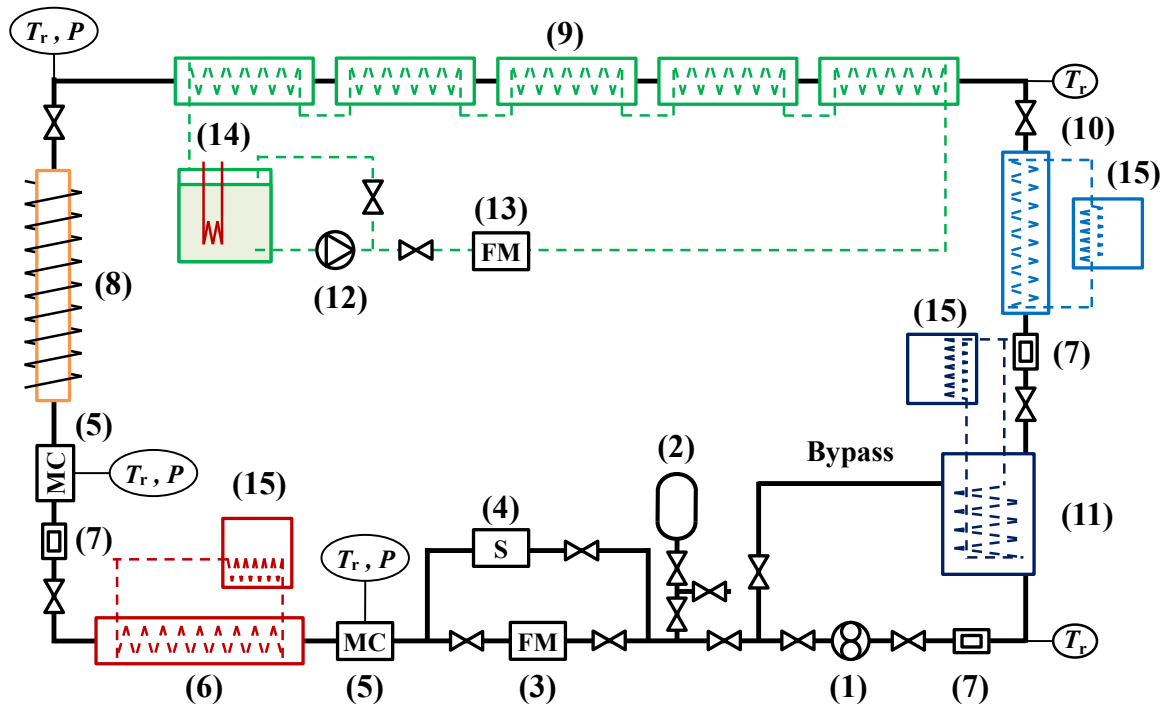
第 7 章では，本論文の総括を行う．

第 2 章 実験装置および実験方法

2.1 実験装置

2.1.1 実験装置の概要

図 2.1 に実験装置の系統図を示す。冷媒ループはギヤポンプにより冷媒を圧送する強制循環ループであり、ギヤポンプ(1)、コリオリ式質量流量計(3)、水予熱器(6)、電気予熱器(8)、テストセクション(9)、冷却器(10)および液溜め(11)で構成されている。液溜めで完全凝縮された液冷媒はギヤポンプにより圧送され、質量流量計を経て、対向流式の水予熱器および電気予熱器に流入する。水予熱器では液冷媒と熱源水の熱交換により、所定の飽和温度以下の温度となるように調節し、水予熱器出口のサイトグラスにて冷媒のサブクール液状態を確認する。水予熱器を出た液冷媒は電気予熱器にて冷媒の一部を蒸発させる。冷媒の熱平衡クオリティは電気予熱器の投入電力量によって調整され、テストセクションで蒸発もしくは凝縮される。テストセクションを出た気液二相状態の冷媒は冷却器および液溜めで完全凝縮される。冷媒の質量流量は主にギヤポンプの回転数で調整され、テストセクション入口圧力は主に冷却器の冷却能力によって調整される。混合冷媒の実験では、ポンプ出口に設置したサンプリングポート(2)にて、循環冷媒をベッセルに採取する。



- | | | |
|---------------------|------------------------|-----------------------------|
| (1) Gear pump | (6) Water preheater | (11) Receiver tank |
| (2) Sampling port | (7) Sight glass | (12) Centrifugal pump |
| (3) Mass flow meter | (8) Electric preheater | (13) Mass flow meter |
| (4) Strainer | (9) Test section | (14) Heater |
| (5) Mixing Chamber | (10) After cooler | (15) Temperature circulator |

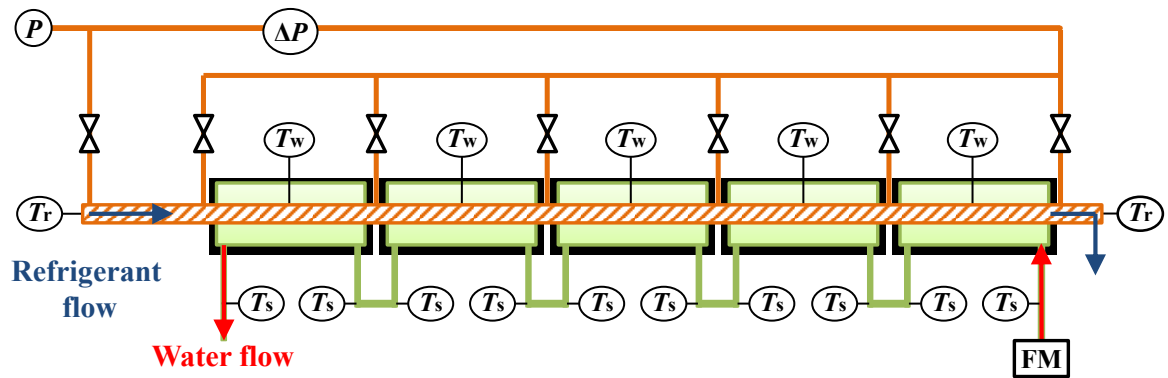
図 2.1 実験装置の系統図

2.1.2 テストセクション

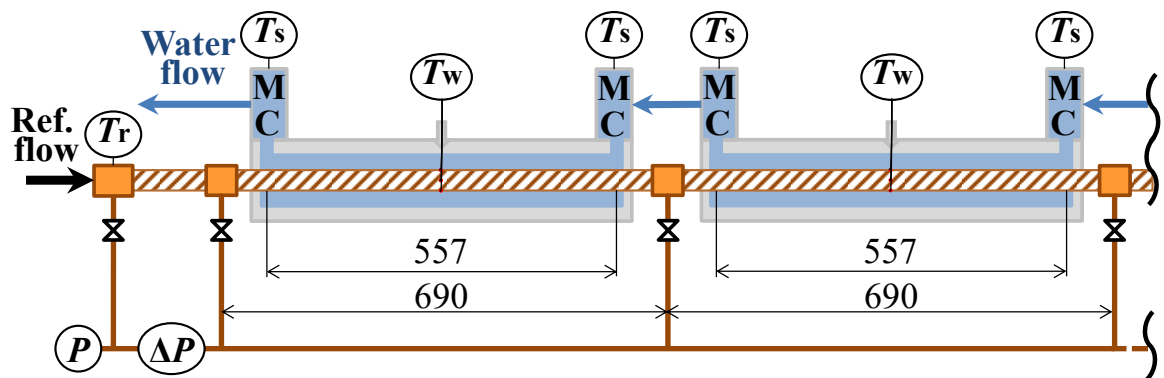
図 2.2(a)および(b)にテストセクションの概略図を示す。図 2.2(a)はテストセクションの全体を、図 2.2(b)にはテストセクション入口から 2 セクションの拡大図を示している。テストセクションは全長 4000 mm の試験伝熱管と有効伝熱長さが 557 mm の 5 つのサブセクションから構成されている。5 つのサブセクションはアクリル樹脂製であり、外径 9.52 mm の試験熱伝熱管の周りに径 16 mm の環状流路を有する二重管式熱交換器である。冷媒は試験伝熱管内を流れ、熱源水は冷媒と対向して環状流路を流れる。本実験では、冷媒温度は K 型シース熱電対、熱源水温度は白金測温抵抗体、伝熱管の管外壁面温度は素線径 0.1 mm の T 型熱電対で測定される。

冷媒温度は、ギヤポンプ入口およびテストセクション出入口部については試験ループの継手部内に、水予熱器および電気予熱器入口は混合室内に挿入されたシース径 1.0 mm の K 型シース熱電対によって測定される。熱源水温度は、各サブセクションの出入口に設けられた混合室内に挿入された保護管径 1.6 mm の白金測温抵抗体によって測定される。各種温度センサの挿入長さは感温部の位置が測温対象である冷媒や熱源水がバップル板通過後の縮流部となるように挿入した。なお、挿入長さがシース熱電対の場合にはシース外径の 15 ~ 20 倍、白金測温抵抗体の場合には保護管径の 30 ~ 40 倍以下となる温度センサに対しては、露出している部分に断熱を施した。伝熱管の管外壁面温度は各サブセクション中央部の管外壁面に上下左右の 4 箇所埋め込まれた素線径 0.1 mm の T 型熱電対で測定される。

テストセクション入口の圧力は、絶対圧力計で測定され、テストセクション入口を基点とし、各サブセクション出入口に設けられた圧力孔間の差圧は差圧計で測定される。



(a) テストセクション



(b) テストセクション拡大図

- | | |
|--------------------------------------|---|
| T_r : Sheathed K-type thermocouple | P : Absolute pressure transducer |
| T_s : Pt-resistance thermometer | ΔP : Differential pressure transducer |
| T_w : T-type thermocouple | MC : Mixing Chamber |

図 2.2 実験装置の系統図

2.1.3 試験伝熱管

試験伝熱管は外径 9.52 mm の平滑管および 2 種類の溝付管を実験に用いた。試験伝熱管の詳細な仕様を表 2.1 に、溝付管の管断面写真を図 2.3 に示す。表中の等価内径 d_{eq} は溝付管の実流路断面積 A_{in} と等しい流路断面積を有する平滑管の内径であり、面積拡大率 η はねじれ角を考慮した溝付管の実伝熱面積と等価内径の伝熱面積の比である。

表 2.1 試験伝熱管の詳細な仕様

Tube			ST	GT(LF)	GT(HF)
Outer diameter	d_o	[mm]	9.52	9.53	9.51
Wall thickness	t_w	[mm]	0.60	0.29	0.35
Fin height	h_f	[mm]	-	0.12	0.18
Maximum inside diameter	d_i	[mm]	8.32	8.95	8.81
Equivalent diameter	d_{eq}	[mm]	8.32	8.89	8.73
Number of fins	N	[-]	-	65	85
Fin tip angle	γ	[°]	-	50.6	13.8
Helix angle	θ	[°]	-	16.5	39.4
Surface area enlargement	η	[-]	1	1.31	2.09

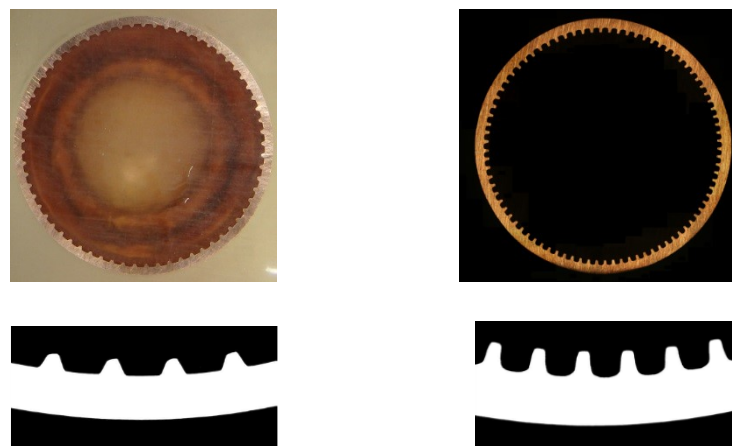


図 2.3 試験溝付管の管断面写真

2.2 測定方法

本実験では、温度および流量などのセンサの出力値はデータ集録システム MX100-J1-M, 圧力センサの出力値はユニバーサルレコーダ EDX-100A を用いて各種センサの出力値をそれぞれ取り込み、温度、流量および圧力などを測定する。また、混合冷媒の場合はそれらに加えて、試験ループ内を循環する混合冷媒の冷媒組成をガスクロマトグラフ GC-14B で測定する。

2.2.1 温度の測定

(a) テストセクション出入口の冷媒温度

テストセクション出入口部の試験ループ継手部にはバッフル板が挿入されており、バッフル板通過後の混合された冷媒の平均温度はシース径 1.0 mm の K 型シース熱電対 (CHINO 製 SCHS1-0) で測定される。

K 型シース熱電対は予め温度と熱起電力値の関係を表すために検定を行った。検定の概要については、恒温水槽内に K 型シース熱電対および公的な機関で予め校正された標準温度計を挿入し、水槽内温度と K 型シース熱電対の熱起電力値を測定し、最小二乗法で温度と熱起電力値の関係を三次式で近似し、検定式を作成した。K 型シース熱電対の測定精度は ± 0.05 K である。検定の詳細については付録 1 に示す。

(b) 水予熱器および電気予熱器入口の冷媒温度

水予熱器および電気予熱器入口における冷媒の混合平均温度は、それぞれの入口に設置された冷媒混合室において、シース径 1.0 mm の K 型シース熱電対 (CHINO 製 SCHS1-0) で測定される。

K 型シース熱電対は予め温度と熱起電力値の関係を表すために検定を行った。検定の概要については、恒温水槽内に K 型シース熱電対および公的な機関で予め校正された標準温度計を挿入し、水槽内温度と K 型シース熱電対の熱起電力値を測定し、最小二乗法で温度と熱起電力値の関係を三次式で近似し、検定式を作成した。K 型シース熱電対の測定精度は ± 0.05 K である。検定の詳細については付録 1 に示す。

(c) 各サブセクション出入口の熱源水温度

各サブセクション出入口における熱源水の混合平均温度は、各サブセクションの出入口に設置された熱源水混合室において保護管径 1.6 mm の白金測温抵抗体 (CHINO 製 NRHS1-0) で測定される。

白金測温抵抗体は予め温度と白金測温抵抗体の電気抵抗値の関係を表すために検定を行った。検定の概要については、恒温水槽内に白金測温抵抗体および公的な機関で予め校正された標準温度計を挿入し、水槽内温度と白金測温抵抗体の電圧値を測定し、最小二乗法で温度と電気抵抗値の関係を三次式で近似し、検定式を作成した。なお、白金測温抵抗体には規定電流である 1 mA の定電流を通电している。白金測温抵抗体の測定精度は ± 0.03 K である。検定の詳細については付録 2 に示す。

(d) 各サブセクション中央部の管外壁面温度

試験伝熱管の管外壁面温度は、各サブセクション中央部の管外壁面に上下左右の 4 箇所に埋め込まれた素線径 0.1 mm の T 型熱電対で測定される。

管壁に埋め込まれた T 型熱電対は予め温度と熱起電力値の関係を表すために検定を行った。検定の概要については、試験伝熱管内を真空にし、伝熱管周りの環状流路に一定温度の熱源水を通水する。各サブセクションの出入口部の混合室内において、熱源水温度を白金測温抵抗体で測定しており、熱源水温度が定常状態になることを確認したのち、十分な時間をおき、各サブセクションの出入口の熱源水温度と管外壁面温度が等しいとして、T 型熱電対の熱起電力を測定し、最小二乗法で温度と熱起電力値の関係を三次式で近似し、検定式を作成した。T 型熱電対の測定精度は ± 0.05 K である。検定の詳細については付録 3 に示す。

2.2.2 流量の測定

(a) 冷媒質量流量

冷媒質量流量は、ポンプ出口に設置されたコリオリ式質量流量計 (日本フローコントロール製 質量流量計 : RHM-03GNT-S(P1), 変換器 : RHE-07) で測定される。質量流量の瞬時値は、変換器のアナログ出力値 (4 ~ 20 mA を精密抵抗 250 Ω にて 1 ~ 5 VDC に変換) のデータを MX100-J1-M で取り込んでいる。実験データの整理に際しては、積算質量流量と測定時間 (240 s 程度) を測定して求めた質量流量を用いた。測定精度は $\pm 0.5\%$ 以内である。

(b) テストセクションにおける熱源水質量流量

テストセクションを循環する熱源水質量流量は、テストセクション入口に設置されたコリオリ式質量流量計（OVAL 製 Type U CA025L11SD12BA1100）で測定される。実験データの整理に際しては、積算質量流量と測定時間（240 s 程度）を測定して求めた質量流量を用いた。測定精度は $\pm 1.0\%$ 以内である。

2.2.3 圧力の測定

(a) 水予熱器、電気予熱器およびテストセクション入口の絶対圧力

水予熱器および電気予熱器入口の絶対圧力は、それぞれの入口部に設けられた混合器の圧力ポートを介して絶対圧力計（水予熱器入口：共和電業製 PAB-A-1MP, 電気予熱器入口：共和電業製 PHS-20KA）で測定される。測定精度はそれぞれ ± 0.40 kPa, ± 3.6 kPa である。テストセクション入口の絶対圧力はテストセクション入口の継手部に設けた圧力ポートを介して絶対圧力計で測定される。テストセクション入口の絶対圧力は圧力に応じて、フルスケール 500 kPa および 2 MPa の絶対圧力計（共和電業製 PG-5KU, PAB-A-2MP）を使用する。測定精度はそれぞれ ± 0.75 kPa, ± 1.2 kPa である。

(b) テストセクション入口から各サブセクション出入口間の差圧

テストセクション入口を基点とし、各サブセクション出入口に設けた圧力孔間の差圧は、差圧計で測定される。なお、テストセクション入口から出口間の差圧に応じて、フルスケール 10 kPa および 50 kPa の差圧計（共和電業製 PD-500GA, PD-100GA）を使用する。測定精度はそれぞれ ± 0.006 kPa, ± 0.020 kPa である。

2.2.4 冷媒組成の測定

混合冷媒の実験では、ポンプ出口に設置したサンプリングポートにて、循環冷媒をベッセルに採取し、ベッセル内で気化・膨張させた後、ガスクロマトグラフで組成分析した。一度のサンプリング試料で、3～4回の組成分析を行い、その平均値を混合冷媒の冷媒組成とした。なお、一度のサンプリングで得られたガスクロマトグラフによる組成分析結果のばらつきは $\pm 1.0\%$ 程度であった。

2.3 実験方法

以下に実験装置の立ち上げ手順を示す。

- (1) データ集録システム MX100-J1-M (温度および流量などのセンサの出力値), ユニバーサルレコーダ EDX-100A (圧力センサの出力値) を起動し, PC にて各種温度センサの電圧値および圧力値のモニタリングを開始する。
- (2) 水予熱器, 冷却器および液溜めに熱源水を循環させる。
- (3) 冷媒ポンプの外部速度設定器を調整し, 冷媒を循環させる。
- (4) 試験ループおよび圧力配管に冷媒を循環させた後, 差圧計のゼロ点調整を行う。
- (5) 電気予熱器に所定の電力を投入して, 電気予熱器内で液冷媒を蒸発させる。
- (6) テストセクションに熱源水を循環させる。

次に, 所定の実験条件に調整する方法を以下に示す。

- (1) 冷媒質量流量の調整は, 主にギヤポンプの回転数をモータに接続されている外部速度設定器で調整する。また, ギヤポンプ出口に設けられたバイパスループのバルブ開度を調節することでも冷媒質量流量の調整は可能である。
- (2) テストセクション入口クオリティの調整は, 主に電気予熱器の投入電力量で調整する。
- (3) テストセクション入口圧力は, 主に冷却器および液溜めの熱源水の温度および流量で調整する。
- (4) 各サブセクションの熱交換量は, テスセクションを循環する熱源水の温度および流量で調整する。

以上の調整を行い, 所定の実験条件に整えた後, 各種温度センサの電圧値および圧力値が定常状態であることを確認する。データの集録は十分な静定時間 (30 分程度) 後に行った。

2.4 実験条件

表 2.2 および表 2.3 にそれぞれ純冷媒および混合冷媒 R245fa/R134a の蒸発実験条件を示す。また、表 2.4 および表 2.5 にそれぞれ純冷媒および混合冷媒の凝縮実験条件を示す。

表 2.2 純冷媒の蒸発実験条件

Test tube	Refrigerant	G kg/(m ² s)	T_{sat} °C	P_{in} MPa
ST	R245fa	50, 100, 150, 200, 300	30 ~ 40	0.178 ~ 0.251
GT(HF)	R245fa	50, 100, 150, 200, 300	30 ~ 40	0.178 ~ 0.251
GT(LF)	R245fa	50, 100, 150, 200, 300	30 ~ 40	0.178 ~ 0.251
	R134a	50, 100, 200	30 ~ 40	0.178 ~ 0.251

表 2.3 混合冷媒の蒸発実験条件

Test tube	R245fa/R134a mass%	G kg/(m ² s)	$(T_{\text{bub}} + T_{\text{dew}})/2$ °C	P_{in} MPa
ST	90/10	100, 200	40	0.326
	80/20	100, 200	40	0.395
	65/35	100, 200	40	0.459
	55/45	100, 200	40	0.523
GT(LF)	80/20	100, 200	40	0.369
	55/45	100, 200	40	0.523

表 2.4 純冷媒の凝縮実験条件

Test tube	Refrigerant	G kg/(m ² s)	T_{sat} °C	P_{in} MPa
ST	R245fa	50, 100, 150, 200, 300	40, 60	0.251, 0.462
GT(HF)	R245fa	50, 100, 150, 200, 300	40, 60	0.251, 0.462
GT(LF)	R245fa	50, 100, 150, 200, 300	40, 60	0.251, 0.462
	R134a	50, 100, 200	40, 60	0.251, 0.462

表 2.5 混合冷媒の凝縮実験条件

Test tube	R245fa/R134a mass%	G kg/(m ² s)	$(T_{\text{bub}} + T_{\text{dew}})/2$ °C	P_{in} MPa
ST	90/10	100, 200	60	0.581
	80/20	100, 200	60	0.691
	65/35	100, 200	60	0.799
	55/45	100, 200	60	0.903
GT(LF)	80/20	100, 200	60	0.652
	55/45	100, 200	60	0.903

2.5 冷媒物性

本実験で使用した冷媒の物性値は REFPROP Ver. 9.1⁸⁴⁾を用いて求めた。なお、純冷媒 R245fa は、Akasaka ら⁸⁵⁾によって最適化された値を使用し、混合冷媒 R245fa/R134a の混合パラメータは Akasaka – Higashi⁸¹⁾によって最適化された値を使用して求めた。表 2.6 に純冷媒 R245fa の飽和温度 30, 40 および 60 °C の代表的な物性値を示す。また、表 2.7 および 2.8 にそれぞれ平均飽和温度（露点と沸点の平均温度）40 および 60 °C における混合冷媒 R245fa/R134a の代表的な物性値を示す。

表 2.6 純冷媒 R245fa の飽和温度 30, 40 および 60 °C における物性値

Saturation temperature		°C	30	40	60
Pressure		MPa	0.178	0.251	0.462
Latent heat		kJ/kg	188.3	182.3	169.1
Vapor	Density	kg/m ³	10.1	14.0	25.4
Liquid			1324.8	1296.7	1236.9
Vapor	Viscosity	μPa s	10.6	10.9	11.7
Liquid			372.5	326.9	254.0
Vapor	Thermal conductivity	mW/(m K)	13.3	14.0	15.7
Liquid			86.5	83.4	77.0
Vapor	Specific heat	kJ/(kg K)	0.92	0.95	1.03
Liquid			1.33	1.35	1.41
Surface tension		mN/m	28.1	27.7	26.8

表 2.7 純冷媒と混合冷媒の平均飽和温度 40 °C における物性値比較

Refrigerant		R245fa	R245fa/R134a (mass%)				R134a	
			90/10	80/20	65/35	55/45		
Pressure	MPa	0.251	0.310	0.369	0.459	0.523	1.017	
Temperature glide	K	0.0	6.4	10.3	13.0	13.3	0.0	
Latent heat	kJ/kg	182.3	181.4	180.4	178.7	177.4	163.0	
Vapor	Density	kg/m ³	14.0	16.8	19.5	23.5	26.2	50.1
Liquid			1296.7	1294.9	1287.8	1270.8	1256.5	1146.7
Vapor	Viscosity	μPa s	10.9	11.3	11.5	11.7	11.9	12.4
Liquid			326.9	314.2	297.2	269.0	250.4	161.4
Vapor	Thermal conductivity	mW/(m K)	14.0	14.4	14.7	15.0	15.1	15.4
Liquid			83.4	84.0	84.1	83.4	83.4	74.7
Vapor	Specific heat	kJ/(kg K)	0.95	0.97	0.98	1.00	1.01	1.14
Liquid			1.35	1.36	1.36	1.37	1.38	1.50
Surface tension	mN/m	11.7	11.4	11.0	10.2	9.7	6.1	

表 2.8 純冷媒と混合冷媒の平均飽和温度 60 °C における物性値比較

Refrigerant		R245fa	R245fa/R134a (mass%)				R134a	
			90/10	80/20	65/35	55/45		
Pressure	MPa	0.462	0.557	0.652	0.799	0.903	1.682	
Temperature glide	K	0.0	5.8	9.3	11.8	12.1	0.0	
Latent heat	kJ/kg	169.1	167.7	166.1	163.3	161.1	139.1	
Vapor	Density	kg/m ³	25.4	29.9	34.2	40.9	45.6	87.4
Liquid			1236.9	1232.7	1223.3	1202.8	1185.8	1052.9
Vapor	Viscosity	μPa s	11.7	12.0	12.2	12.5	12.6	13.6
Liquid			254.0	243.6	230.4	208.8	194.4	123.6
Vapor	Thermal conductivity	mW/(m K)	15.7	16.2	16.5	16.8	17.0	18.3
Liquid			77.0	77.3	77.0	75.9	74.9	66.1
Vapor	Specific heat	kJ/(kg K)	1.03	1.05	1.07	1.09	1.11	1.39
Liquid			1.41	1.42	1.43	1.44	1.46	1.66
Surface tension	mN/m	9.2	8.9	8.1	7.4	6.9	3.7	

第3章 純冷媒 R245fa の水平管内蒸発

純冷媒 R245fa の水平平滑管および溝付管内における蒸発特性に関する研究はいくつか研究報告されているものの、従来冷媒（例えば、R32 や R410A など）に比べると少なく、蒸発熱伝達および圧力損失特性に関する知見は十分に明らかにされていない。また、従来冷媒に対してはこれまでに多くの相関式が提案されているが、それらが純冷媒 R245fa に適用できるかどうかは不明である。本章では、純冷媒 R245fa の水平平滑管および溝付管内の蒸発熱伝達および圧力損失に関する実験結果を示す。

3.1 実験データの整理方法

図 3.1 に実験データの整理に用いる電気予熱器入口からテストセクション出口までの測定値および計算値の分布を示す。

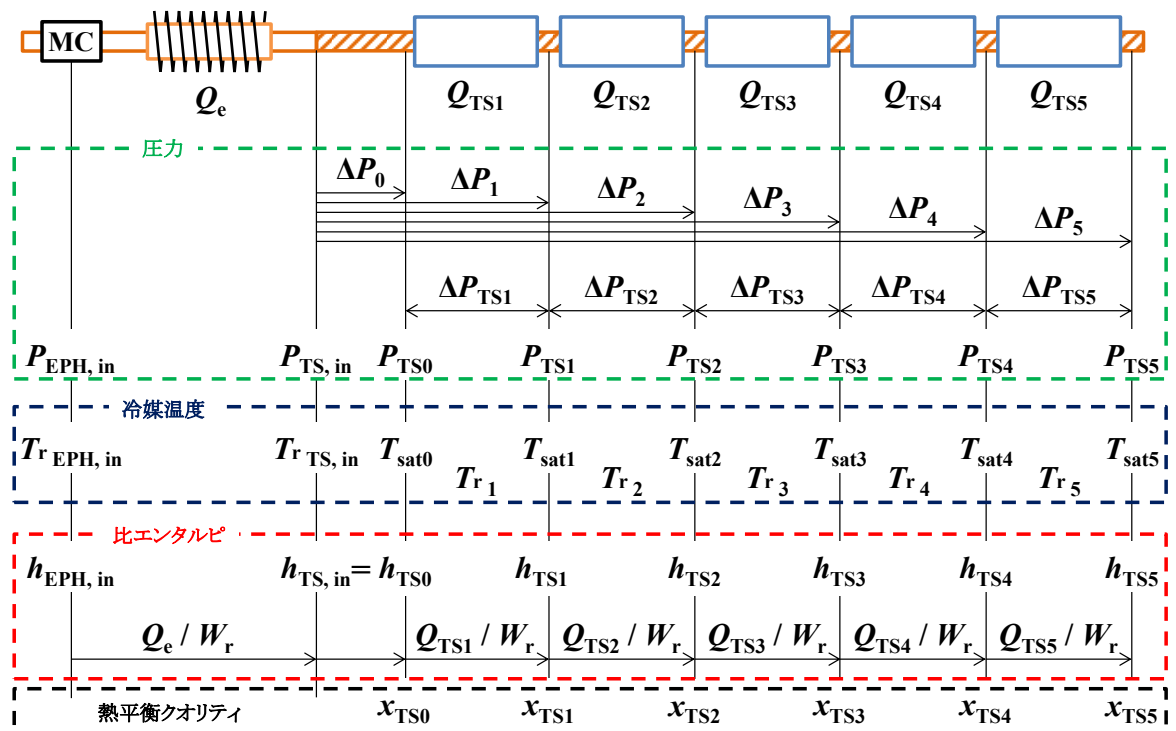


図 3.1 電気予熱器入口からテストセクション出口までの実験データ整理

3.1.1 摩擦圧力損失

冷媒圧力は、電気予熱器およびテストセクション入口にて絶対圧計によって測定される。また、圧力損失はテストセクション入口から各サブセクション出入口に設けた圧力孔間の差圧 ΔP_0 から ΔP_5 が差圧計によって測定される。

各サブセクション出入口の圧力 P_{TS_n} は、 $P_{TS,in}$ および ΔP_n から次式で算出する。

$$P_{TS_n} = P_{TS,in} - \Delta P_n \quad (3-1)$$

また、各サブセクション間の圧力損失 ΔP_{TS_n} は次式で算出する。

$$\Delta P_{TS_n} = \Delta P_n - \Delta P_{n-1} \quad (3-2)$$

式(3-2)より算出される圧力損失は、摩擦圧力損失および運動量変化による圧力損失（加速損失）の和で表され、その測定精度は概ね±10%以内であるが、差圧の小さい質量速度 $50 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の条件では最大±35%である。加速損失 ΔP_M を次式で表される分離流モデルから見積もり、摩擦圧力損失 ΔP_F を算出する。

$$\Delta P_M = \Delta \left[\frac{G^2 x^2}{\xi \rho_V} + \frac{G^2 (1-x)^2}{(1-\xi) \rho_L} \right] \quad (3-3)$$

ここに、 G は質量速度、 x はクオリティ、 ρ_V および ρ_L は蒸気および液の密度、 ξ はボイド率であり、平滑管は Smith の式⁸⁶⁾より、溝付管は Koyama らの式⁸⁷⁾より求める。なお、式(3-2)より算出される圧力損失に占める加速損失 ΔP_M の割合は 20%以下である。

Smith の式

$$\xi_{\text{Smith}} = \left\{ 1 + \frac{\rho_V}{\rho_L} \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(0.4 + 0.6 \sqrt{\frac{\frac{\rho_L + 0.4 \frac{1-x}{x}}{\rho_V}}{1 + 0.4 \frac{1-x}{x}}} \right) \right\}^{-1} \quad (3-4)$$

Koyama らの式

$$\xi_{\text{Koyama}} = 0.81 \xi_{\text{Smith}} + 0.19 x^{100(\rho_V/\rho_L)^{0.8}} \xi_{\text{Homo}} \quad (3-5)$$

$$\xi_{\text{Homo}} = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_V}{\rho_L} \right]^{-1} \quad (3-6)$$

摩擦圧力損失勾配 $\Delta P_F/\Delta Z$ は、式(3-2)および式(3-3)より得られた摩擦圧力損失 ΔP_F を各サブセクション間の距離 ΔZ で除して算出する。

3.1.2 蒸発熱伝達率

各サブセクションでの熱交換量 Q_s は熱源水側から算出する.

$$Q_s = W_s c_{ps} (T_{sin} - T_{sout}) \quad (3-7)$$

ここに、 W_s は熱源水の質量流量、 c_{ps} は熱源水の定圧比熱、 T_{sin} および T_{sout} は各サブセクションにおける熱源水の入口および出口温度である. なお、熱交換量 Q_s はテストセクションにおけるヒートバランス実験より、ヒートロス・ゲインを考慮している. ヒートバランスの予備実験結果の詳細は付録4に示す.

各サブセクションの熱流束 q は、管内の実伝熱面積を基準として次式で定義する.

$$q = \frac{Q_s}{\pi d_{eq} L \eta} \quad (3-8)$$

ここに、 d_{eq} は伝熱管の等価内径、 L はサブセクションの有効伝熱長さ、 η は面積拡大率である. 等価内径は、平滑管の場合は最大内径、溝付管の場合は実流路断面積と等価な流路断面積を有する平滑管の内径とする.

管内壁面温度 T_{wi} は、管周方向4か所で測定した管外壁面温度 T_{wo} の平均値を用いて、次式に示すフーリエの法則に従って求める.

$$T_{wi} = T_{wo} - \frac{Q_s}{2\pi \lambda_w L} \ln \left(\frac{d_o}{d_{eq}} \right) \quad (3-9)$$

ここに、 λ_w は伝熱管の熱伝導率、 d_o は伝熱管の外径である.

各サブセクション出入口の圧力 P_{TSn} から冷媒飽和温度 T_{satn} を求める.

$$T_{satn} = f(P_{TSn}) \quad (3-10)$$

各サブセクションの中央部における冷媒温度 T_{rn} は、各サブセクション出入口の圧力 P_{TSn} から求めた冷媒飽和温度 T_{satn} の算術平均値とする.

$$T_{rn} = (T_{satn-1} + T_{satn})/2 \quad (3-11)$$

以上より、各サブセクションにおける蒸発熱伝達率 α は管内の実伝熱面積を基準とした次式より求める.

$$\alpha = \frac{q}{T_{wi} - T_r} = \frac{Q_s}{\pi d_{eq} L \eta (T_{wi} - T_r)} \quad (3-12)$$

熱伝達率の測定精度は、平滑管の場合は概ね $\pm 15\%$ 以内であり、溝付管の場合は概ね $\pm 25\%$ 以内であるが、一部のデータは最大 $\pm 35\%$ 程度の誤差を有する.

3.1.3 熱平衡クオリティ

冷媒の熱平衡クオリティ（以下、クオリティと記す）は電気予熱器入口における冷媒の比エンタルピを基点として求める。

電気予熱器入口における冷媒の比エンタルピは電気予熱器入口の混合器において測定した冷媒の圧力 $P_{\text{EPH,in}}$ および混合平均温度 $T_{\text{rEPH,in}}$ から冷媒の比エンタルピ $h_{\text{EPH,in}}$ を算出する。なお、電気予熱器入口における冷媒はサブクール液である。

$$h_{\text{EPH,in}} = f(P_{\text{EPH,in}}, T_{\text{rEPH,in}}) \quad (3-13)$$

テストセクション入口における冷媒の比エンタルピ $h_{\text{TS,in}}$ は、電気予熱器入口の比エンタルピ $h_{\text{EPH,in}}$ に電気予熱器における比エンタルピの増加量を加算して求める。

$$h_{\text{TS,in}} = h_{\text{EPH,in}} + \frac{Q_c}{W_r} \quad (3-14)$$

ここに、 Q_c は電気予熱器における熱交換量、 W_r は冷媒の質量流量である。なお、電気予熱器における熱交換量 Q_c はヒートバランス実験より、ヒートロスを考慮している。電気予熱器におけるヒートバランスの予備実験結果の詳細は付録 5 に示す。また、テストセクション入口から第一サブセクション入口までは 450 mm の助走区間を有しているが、その区間は十分に断熱されているため、テストセクション入口と第一サブセクション入口での冷媒の比エンタルピは等価と仮定する。

テストセクション入口における冷媒の比エンタルピ $h_{\text{TS,in}}$ から各サブセクションの比エンタルピ増加量を加算して、順次各サブセクション出口の比エンタルピを算出する。

$$h_{\text{TS},n+1} = h_{\text{TS},n} + \frac{Q_{\text{TS},n}}{W_r} \quad (3-15)$$

各サブセクション出入口における冷媒のクオリティは次式で求める。

$$x_{\text{TS},n} = \frac{h_{\text{TS},n} - h_{\text{L,TS},n}}{h_{\text{V,TS},n} - h_{\text{L,TS},n}} \quad (3-16)$$

ここに、 h_v および h_L は飽和蒸気および飽和液の比エンタルピであり、各サブセクション出入口の圧力値から算出する。なお、サブセクション中央部のクオリティはサブセクション出入口の算術平均値とする。

3.2 摩擦圧力損失特性

3.2.1 摩擦圧力損失

図 3.2 ~ 図 3.4 にそれぞれ平滑管 ST, 溝付管 GT(LF)および溝付管 GT(HF)の飽和温度 40 °C における純冷媒 R245fa の摩擦圧力損失勾配の実験結果を示す. 図の縦軸は摩擦圧力損失勾配 $\Delta P_f/\Delta Z$, 横軸はクオリティ x を示している. 図中の○, △, □, ▽および◇印はそれぞれ質量速度 50, 100, 150, 200 および 300 kg/(m²s)の実験結果である. いずれの伝熱管においても, 質量速度の増加に伴って摩擦圧力損失は増大する. これは質量速度の増加に伴い管内の気相および液相の速度が増加するため, 気液界面および壁面のせん断力が増大するためと考えられる. $G = 100$ と 200 kg/(m²s)を比較すると摩擦圧力損失は 5 ~ 5.5 倍に, $G = 100$ と 300 kg/(m²s)を比較すると摩擦圧力損失は 12 ~ 14 倍に増加している. なお, $G = 50$ と 100 kg/(m²s)や $G = 50$ と 150 kg/(m²s)を比較した場合においても摩擦圧力損失の増加率は同程度であった. また, 摩擦圧力損失はクオリティの増加とともに増大しているが, クオリティ 0.8 以上では, 一定もしくは低下する傾向を示している. これはクオリティの増加に伴い, 管内の冷媒の速度が増大することに加えて, 気相速度は増加し液相速度は低下するため, 気液間の速度差が増大したことが要因として考えられる. 一方, クオリティ 0.8 以上では管内の液膜が薄くなり, 気液界面のせん断力が減少するため摩擦圧力損失は一定もしくは低下する傾向を示したと考えられる.

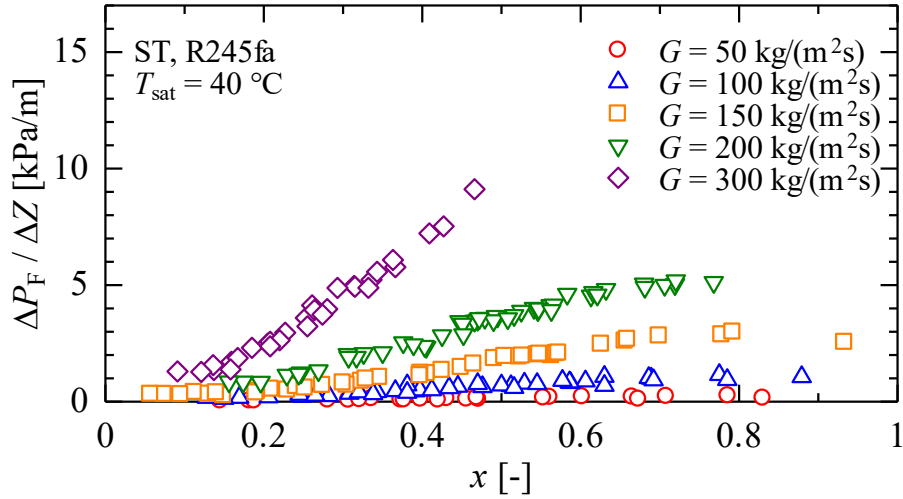


図 3.2 平滑管 ST の摩擦圧力損失

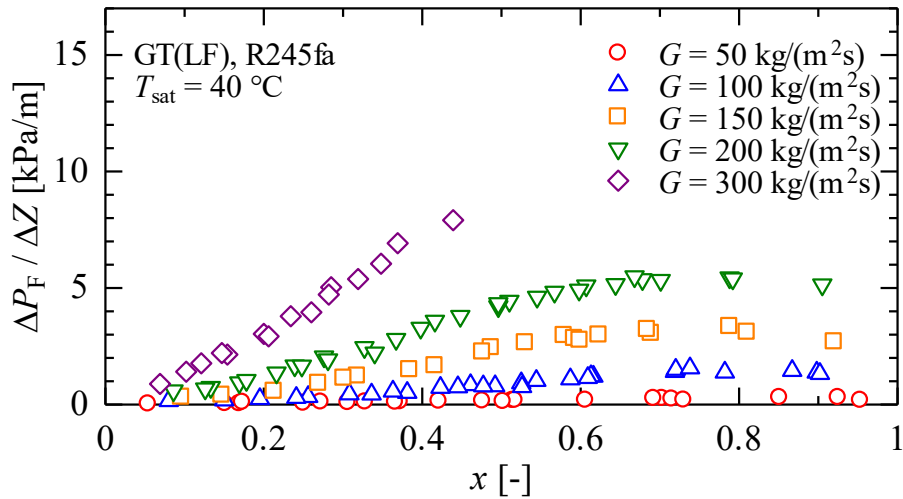


図 3.3 溝付管 GT(LF)の摩擦圧力損失

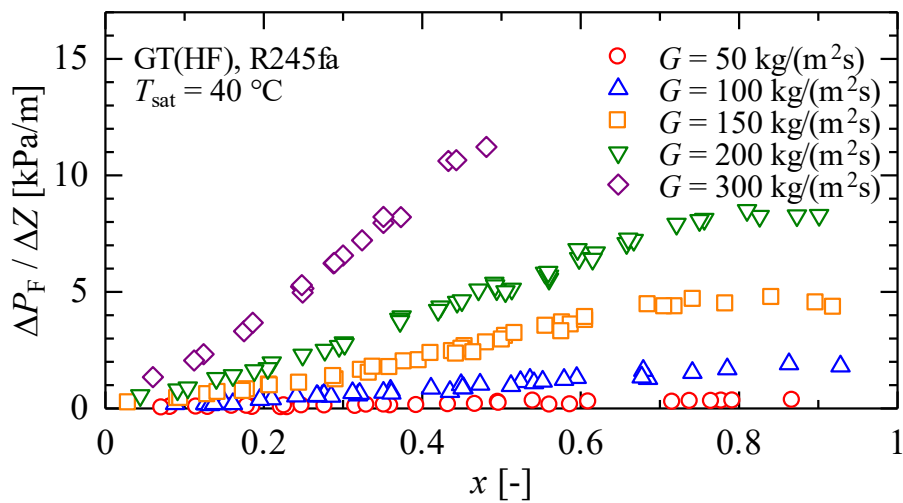


図 3.4 溝付管 GT(HF)の摩擦圧力損失

3.2.2 摩擦圧力損失に及ぼす飽和温度の影響

純冷媒 R245fa の水平平滑管および溝付管内の蒸発流における摩擦圧力損失勾配に及ぼす飽和温度の影響について図 3.5 ~ 図 3.7 に示す。図 3.5 ~ 図 3.7 はそれぞれ平滑管 ST, 溝付管 GT(LF)および溝付管 GT(HF)の飽和温度 30 ~ 40 °C における純冷媒 R245fa の摩擦圧力損失勾配の実験結果であり, 図の縦軸は摩擦圧力損失勾配 $\Delta P_f/\Delta Z$, 横軸はクオリティ x を示している。 $G = 50 \sim 150 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ は $T_{\text{sat}} = 30$ および 40 °C における摩擦圧力損失勾配の比較, $G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ は $T_{\text{sat}} = 35$ および 40 °C における摩擦圧力損失勾配の比較を行う。

いずれの伝熱管および質量速度においても, 摩擦圧力損失は飽和温度に依存性があり, 飽和温度の増加とともに摩擦圧力損失は減少している。これは, 表 2.6 に示したように, $T_{\text{sat}} = 30$ および 40 °C の冷媒 R245fa の物性値を比較すると, 飽和温度の増加に伴い蒸気密度が約 1.4 倍に増大することから質量速度およびクオリティが同一条件であれば, 蒸気速度は約 0.7 倍に低下することおよび液粘度は約 0.9 倍に減少することにより, 気液界面および壁面のせん断力が減少したことによるものと考えられる。

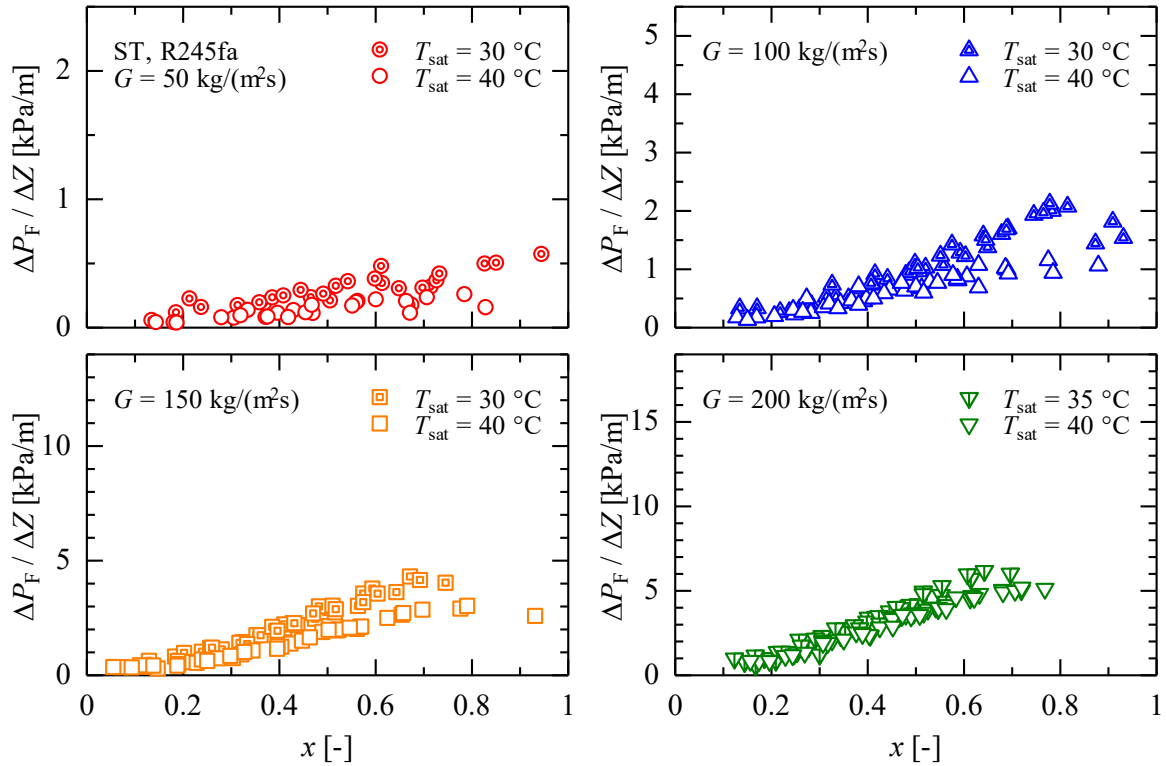


図 3.5 平滑管 ST の摩擦圧力損失に及ぼす飽和温度の影響

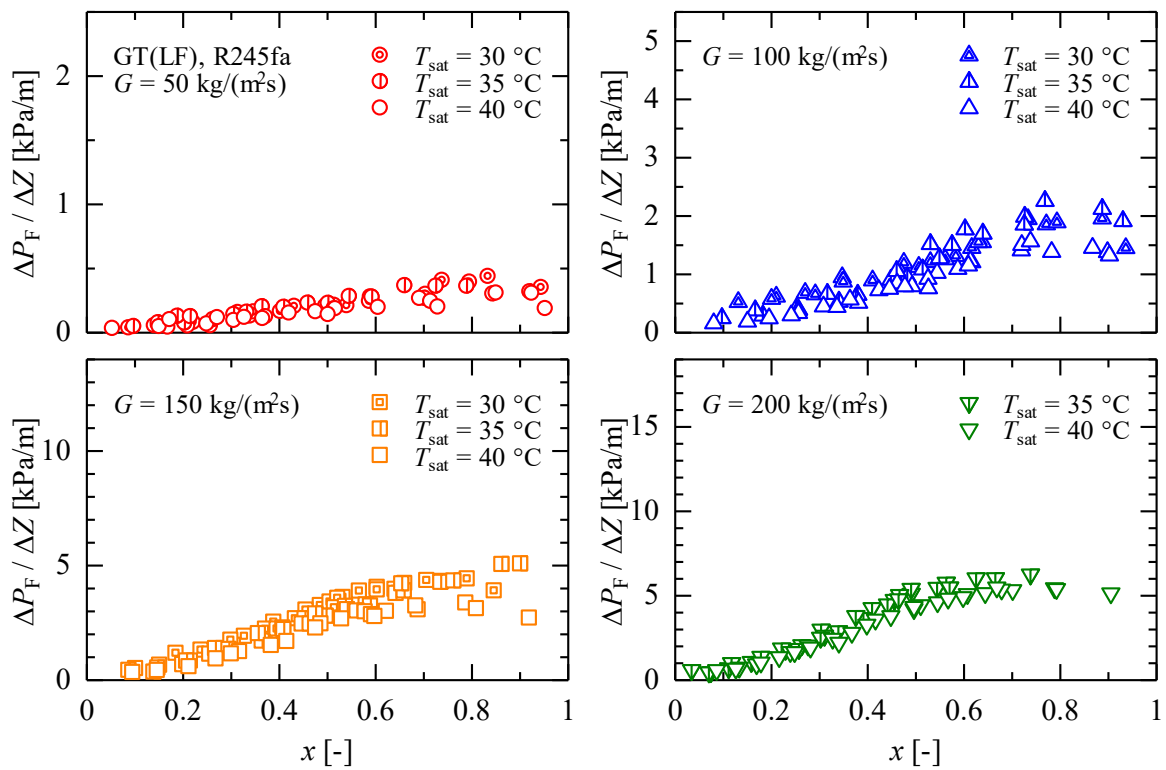


図 3.6 溝付管 GT(LF)の摩擦圧力損失に及ぼす飽和温度の影響

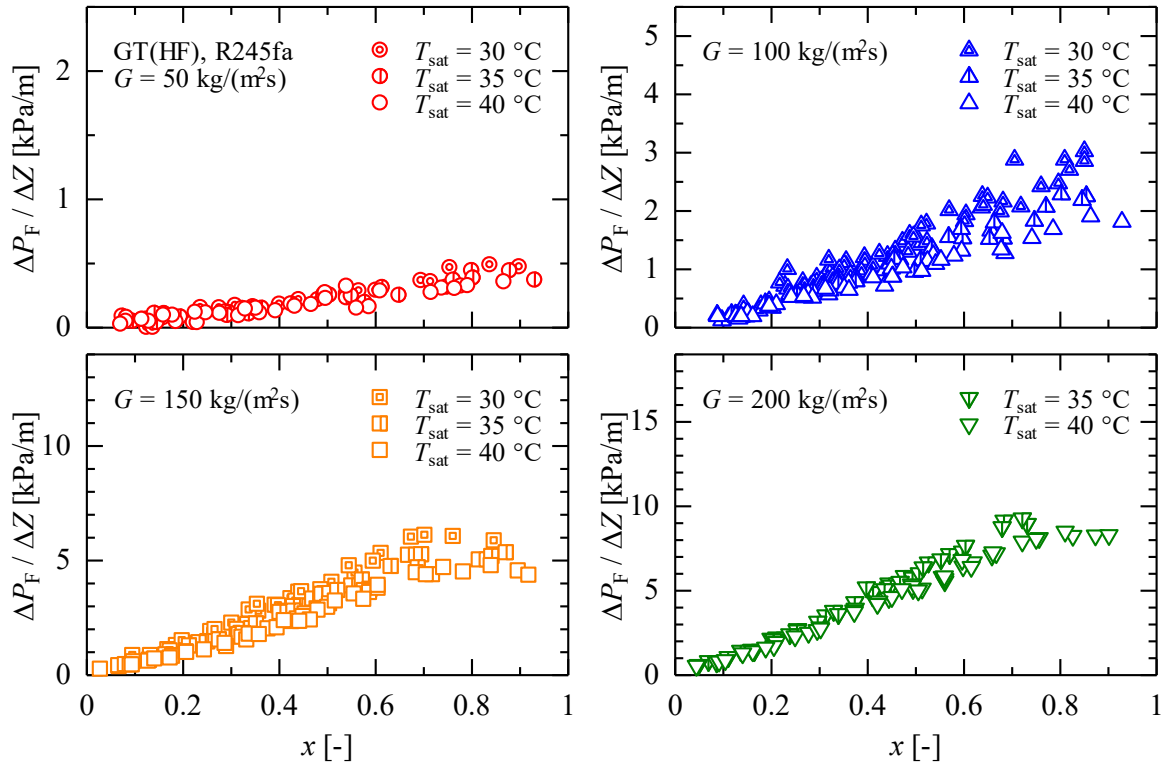


図 3.7 溝付管 GT(HF)の摩擦圧力損失に及ぼす飽和温度の影響

3.2.3 摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響

図 3.8 および図 3.9 に、それぞれ $T_{\text{sat}} = 30 \sim 35 \text{ }^\circ\text{C}$ および $T_{\text{sat}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ における平滑管、溝付管の摩擦圧力損失勾配の比較を示す。

$G \geq 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の条件においては、飽和温度、質量速度などいずれの条件においても平滑管 ST、溝付管 GT(LF)、溝付管 GT(HF) の順に摩擦圧力損失が増大している。これは、溝加工を施すことにより管内表面積が増大し、気液界面および壁面のせん断力が増大したためであると考えられる。また、溝付管 GT(HF) は GT(LF) に比べて、フィン高さおよびリード角が大きく、条数が多いため管内表面積が大きくなり、摩擦圧力損失が大きい値を示している。

一方、 $G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の条件においては、摩擦圧力損失に明確な差異はみられない。 $G \geq 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の条件では、摩擦圧力損失が増大する要因として管内表面積の増大や溝形状による管内流の攪拌などが考えられるが、 $G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ では冷媒の流速は遅いため、管内表面積の増大や溝形状の攪拌による摩擦圧力損失への影響が小さくなったものと考えられる。

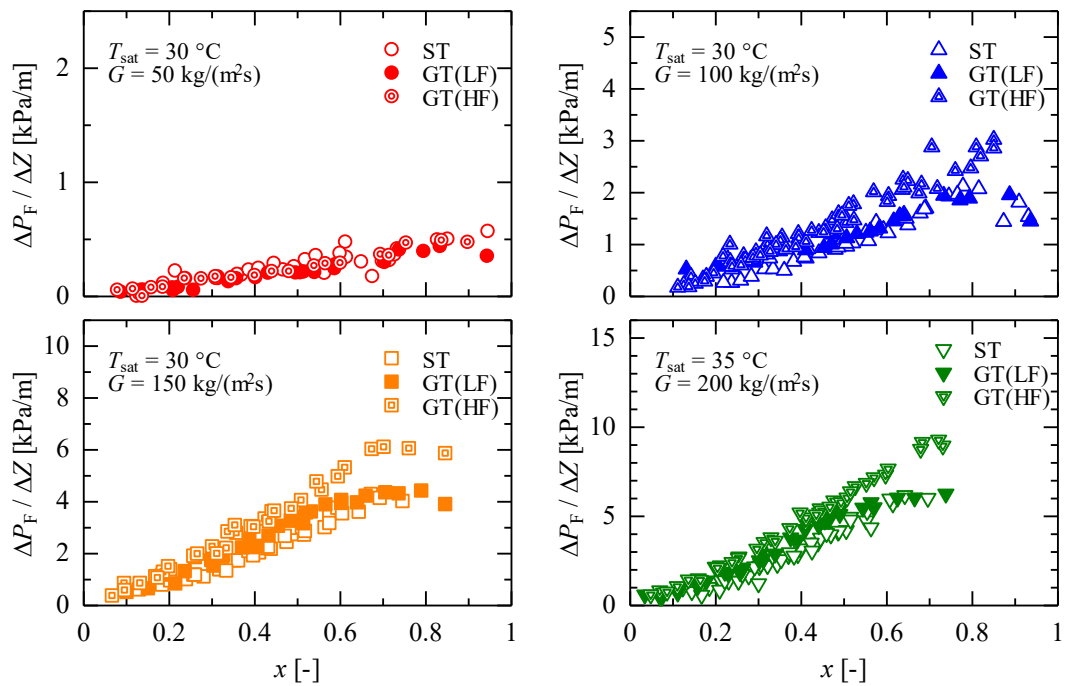


図 3.8 摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響 ($T_{\text{sat}} = 30 \sim 35 \text{ }^\circ\text{C}$)

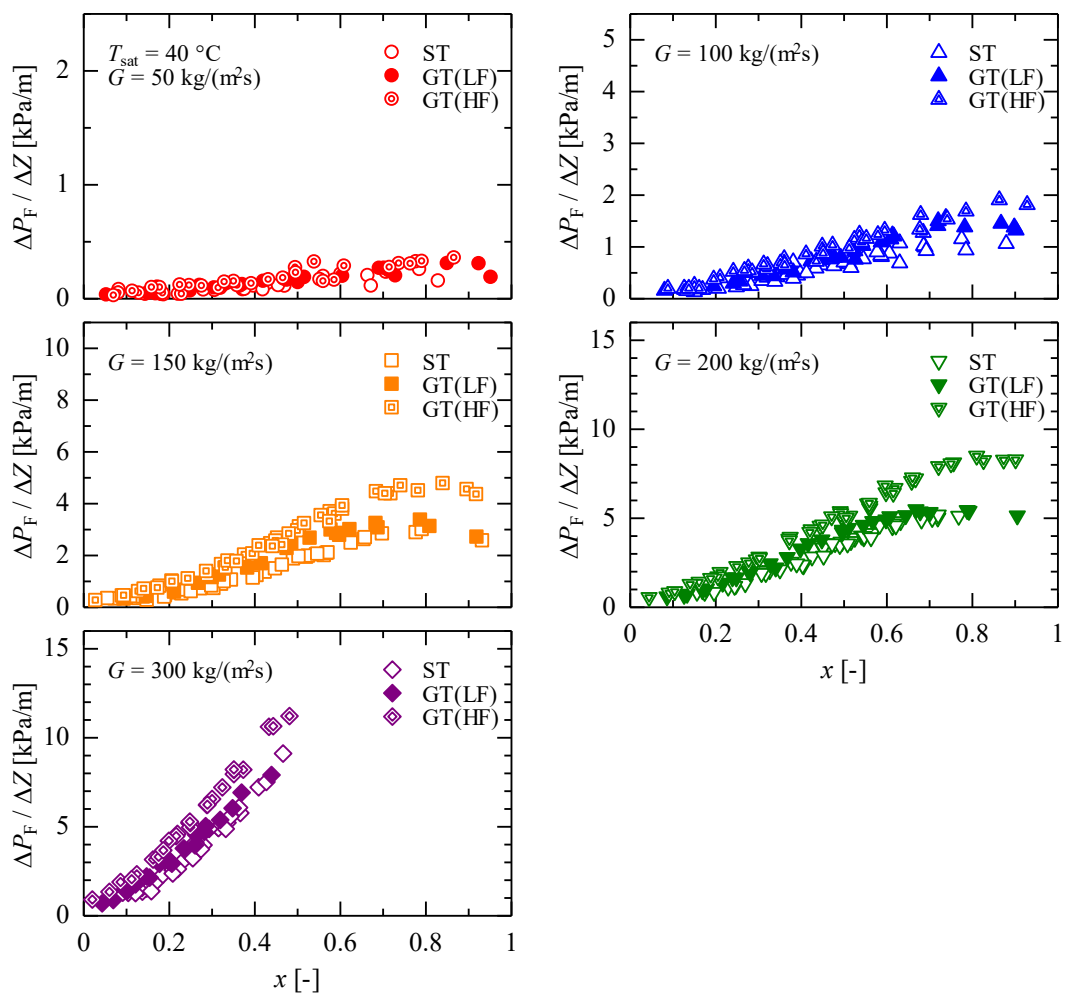


図 3.9 摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響 ($T_{\text{sat}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$)

3.2.4 実験値と従来の相関式との比較

図 3.10 に平滑管 ST の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}$ と従来の相関式による予測値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{cal}}$ との比較を示す. 実験値との比較を行った相関式は, Jung – Radermacher の式⁸⁾, 久保田らの式¹¹⁾, 宮良らの式¹²⁾および Sun – Mishima の式¹⁶⁾である. 表 3.1 には平滑管 ST の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}$ と従来の相関式による予測値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{cal}}$ との平均偏差 MD および AD を示す. 平均偏差 MD および AD は次式より求める. 表中の R30 は全データ数に対する偏差が 30%以下のデータ数の割合である.

$$\text{MD} = \frac{1}{n} \sum \left| \frac{(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{cal}} - (\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}}{(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}} \right| \quad (3-17)$$

$$\text{AD} = \frac{1}{n} \sum \left[\frac{(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{cal}} - (\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}}{(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}} \right] \quad (3-18)$$

図および表より, (a) Jung – Radermacher の式⁸⁾による予測値は, 低質量速度域の摩擦圧力損失を大きく見積もる傾向にある. (b) 久保田らの式¹¹⁾による予測値は, まとまりはよいものの, 全体的に摩擦圧力損失を過小に予測しており, 実験値に対して 35%程度小さく見積もる傾向にある. (c) 宮良らの式¹²⁾による予測値は, 他の予測結果に比べて実験値との相関が良く, 概ね $\pm 30\%$ 以内で実験値と一致している. なお, 宮良らの式は单相流の摩擦係数 f が定義されていないため, 本論文では摩擦係数 f に Colburn の式を用いた. (d) Sun – Mishima の式¹⁶⁾による予測値は, 摩擦圧力損失を低質量速度域では大きく, 高質量速度域では小さく見積もる傾向にある. なお, Sun – Mishima の式は单相流の摩擦係数 f が定義されていないため, 本論文では摩擦係数 f に液レイノルズ数および蒸気レイノルズ数がともに層流である場合は発達した層流の理論式 $(16/Re)$ を, 一方が乱流となる場合には Colburn の式を用いた.

以上の実験値と従来の平滑管に対する相関式との比較結果より, 純冷媒 R245fa の平滑管内における摩擦圧力損失は宮良らの相関式で $\pm 30\%$ 以内で予測可能である.

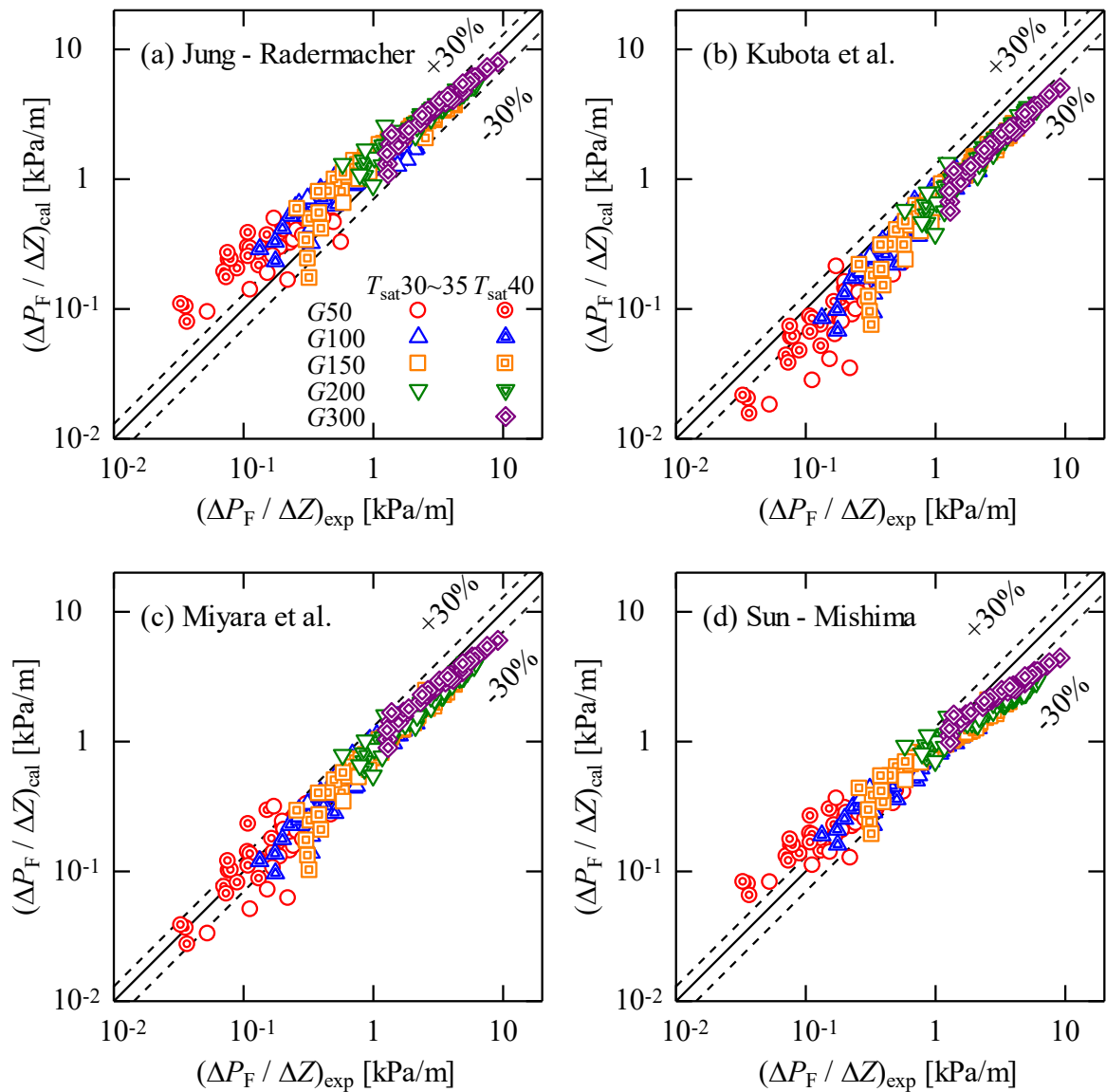


図 3.10 平滑管 ST の実験値と相関式との比較

表 3.1 平滑管 ST の実験値と相関式との偏差

Correlations	MD [%]	AD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Jung – Radermacher	38.4	35.6	56.7	342
Kubota et al.	35.1	-35.7	27.8	
Miyara et al.	22.3	-19.4	74.3	
Sun – Mishima	28.2	-14.8	52.3	

図 3.11 および図 3.12 にそれぞれ溝付管 GT(LF)および溝付管 GT(HF)の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{exp}$ と従来の相関式による予測値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{cal}$ との比較を示す。実験値との比較を行った相関式は、木戸らの式²¹⁾、Goto らの式²⁵⁾、久保田らの式¹¹⁾および Filho らの式²⁶⁾である。表 3.2 および表 3.3 には、溝付管の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{exp}$ と従来の相関式による予測値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{cal}$ との平均偏差を示す。

(a) 木戸らの式²¹⁾は、溝付管のリード角のみのパラメータを考慮した相関式である。木戸らの式による予測値は、溝形状の相違による予測精度の差異は小さいものの、低質量速度域の摩擦圧力損失を大きく見積もる傾向にある。(b)および(c) Goto らの式²⁵⁾は、二相流摩擦損失増倍係数 Φ_V および Φ_L それぞれに対して、蒸発および凝縮実験に基づいて作成された相関式であり、実験に用いた溝付管の单相流の摩擦係数 f を Re の領域ごとに条件分けした相関式を用いている。Goto らの式による予測値は、二相流摩擦損失増倍係数 Φ_V の相関式による予測値が実験値との相関はよいが、单相流の摩擦係数 f の条件分けによって予測精度に大きな差異がある。(d) 久保田らの式¹¹⁾は、单相流の摩擦係数 f に Carnavos の式³⁰⁾を用いることにより溝形状の影響を考慮し、平滑管の相関式と同様にフルード数 Fr の関数で定義された重力の補正係数を導入した式である。久保田らの式による予測値は、実験値との相関はよいものの、全体的に摩擦圧力損失を小さく予測している。(e) Filho らの式²⁶⁾は二相流摩擦損失増倍係数 Φ_L と Lockhart – Martinelli⁷⁾のパラメータ X_{tt} の相関式であり、溝形状の影響は考慮していない。Filho らの式は单相流の摩擦係数 f が定義されていないため、本論文では摩擦係数 f に Colburn の式を用いた。Filho らの式²⁶⁾による予測値は、低質量速度域の摩擦圧力損失を大きく見積もる傾向にあるが、高質量速度域の予測精度はよい。

以上の実験値と従来の溝付管に対する相関式との比較結果より、純冷媒 R245fa の溝付管内における摩擦圧力損失は Filho らの式²⁶⁾が溝付管 GT(LF)および GT(HF)ともに比較的良好に一致している。

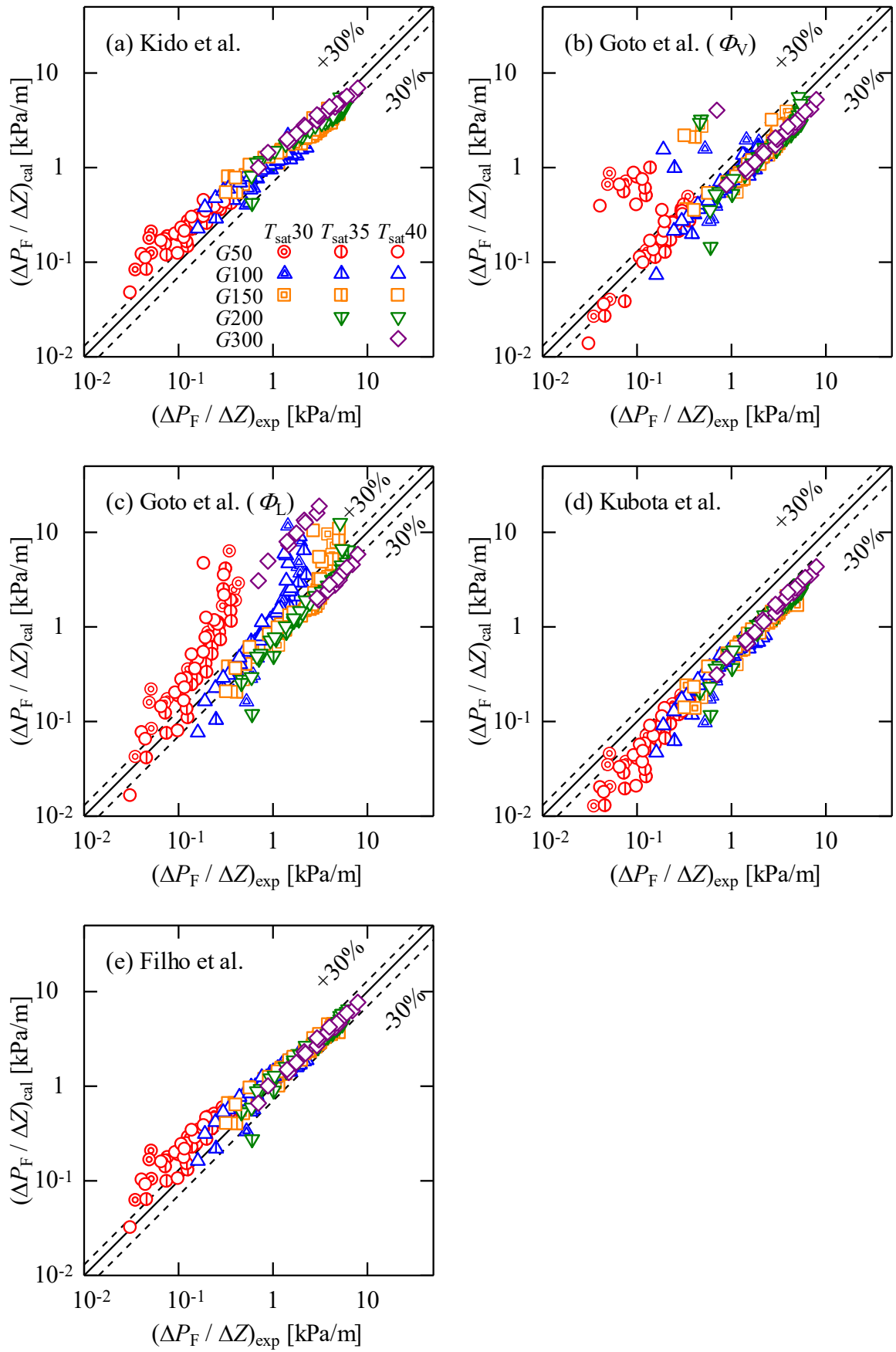


図 3.11 溝付管 GT(LF)の実験値と相関式との比較

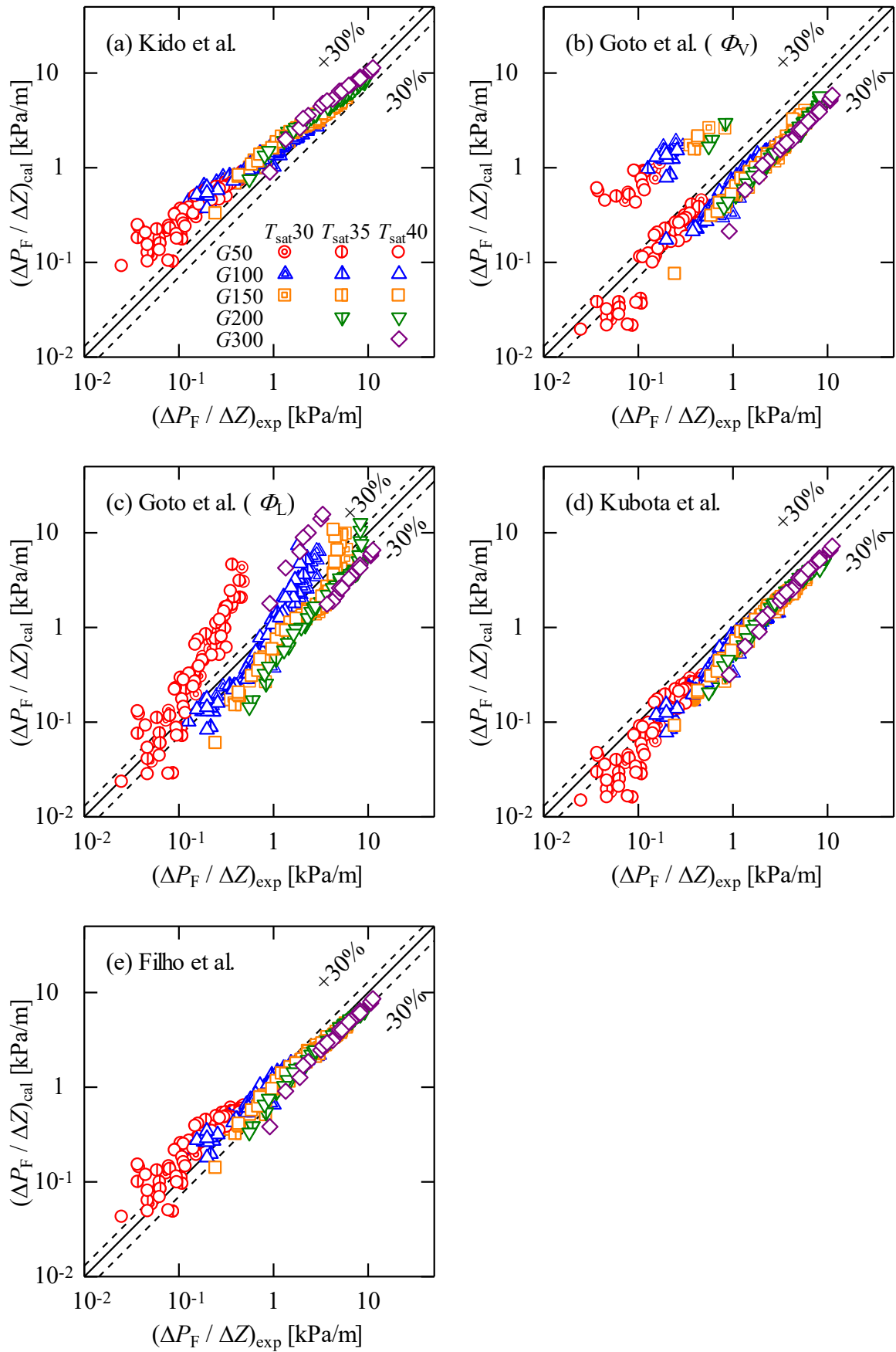


図 3.12 溝付管 GT(HF)の実験値と相関式との比較

表 3.2 溝付管 GT(LF)の実験値と相関式との偏差

Correlations	MD [%]	AD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Kido et al.	36.1	24.2	64.8	293
Goto et al. (Φ_V)	75.6	23.7	42.3	
Goto et al. (Φ_L)	101.7	72.0	42.0	
Kubota et al.	54.3	-54.3	10.2	
Filho et al.	33.4	27.3	64.2	

表 3.3 溝付管 GT(HF)の実験値と相関式との偏差

Correlations	MD [%]	AD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Kido et al.	60.2	59.5	34.8	454
Goto et al. (Φ_V)	92.8	17.3	2.6	
Goto et al. (Φ_L)	71.0	19.8	14.8	
Kubota et al.	39.6	-39.4	5.3	
Filho et al.	27.6	7.6	60.4	

3.3 流動様相

管内蒸発流の熱伝達特性は一般的に管内の流動様相に依存することが知られている。水平平滑管内の低質量速度条件の場合では、気液が上下に分離して流れるため、液相が流れる管底部は熱伝達が良好となり、気相が流れる管頂部では管内壁面の液膜破断等により熱伝達が著しく低下する。そのため、管内周の壁面のどれだけの部分がぬれているのかを定量的に把握することが重要である。

3.3.1 水平平滑管内における蒸発流の流動様相に関する従来の研究

森ら^{37,38)}は、水平蒸発管内の流動様相が環状流であるか分離流であるかによって熱伝達率は著しく異なることから、管壁温度の周方向変化が明確に現れやすいステンレス鋼管を用いて、管周上のぬれ部分と乾き部分の境界角度を求め、その相関式を提案している。以下に、森らのぬれ境界角度の相関式³⁷⁾を示す。

$$\frac{\varphi_s}{\varphi_0} = 1 + 0.75 \left[\left(\frac{x}{1-x} \right) \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.5} \right]^n \exp \left[1.06 - 23.8 \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right) \right] \quad (3-19)$$

$$n = 0.26 \left[\frac{G^2}{gd_i \rho_V (\rho_L - \rho_V)} \right]^{0.42} \left(\frac{q}{G \Delta h_{LV}} \times 10^4 \right)^{-0.16} \quad (3-20)$$

$$\frac{\varphi_0 - \sin \varphi_0 \cos \varphi_0}{\pi} = 1 - \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)} \quad (3-21)$$

ここに、 φ_s は管底から管周上の液体でぬれている部分と乾いている部分の境界までの角度、 φ_0 は気液のすべり比が1で、気液界面が平面かつ水平であると仮定した場合のぬれ境界角度であり、図3.13にその定義の図を示す。

森ら³⁷⁾は式(3-19)～式(3-21)によるぬれ境界角度 φ_s の計算値が 0.9π 以上の場合には、 $\varphi_s = \pi$ とみなし、環状流に分類し、 $\varphi_s < 0.9\pi$ の場合には分離流に分類している。図3.14に本実験の測定結果から算出したぬれ境界角度 φ_s をクオリティ x に対して示す。図3.14より、 $G = 50$ および $200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ では、飽和温度の相違によるぬれ境界角度の差異はなく、 $G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の場合には全クオリティ域で分離流、 $G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の場合には $x > 0.2$ では分離流から環状流に遷移すると推測される。 $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の場合、 $T_{\text{sat}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ の条件では全クオリティ域で分離流と推測されるが、 $T_{\text{sat}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ の条件では $x = 0.5 \sim 0.6$ の領域で、分離流から環状流へ遷移すると推測される。 $G = 150 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の場合は $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ と

比べて顕著な相違はみられないが、 $T_{\text{sat}} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ の条件では $x = 0.2$ 近辺、 $T_{\text{sat}} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ の条件では $x = 0.3$ 近辺で分離流から環状流へ遷移すると推測される。

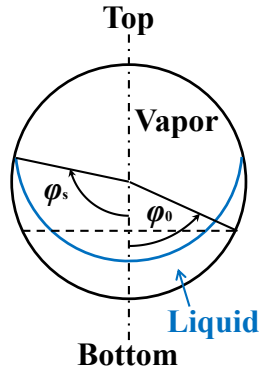


図 3.13 ぬれ境界角度の定義

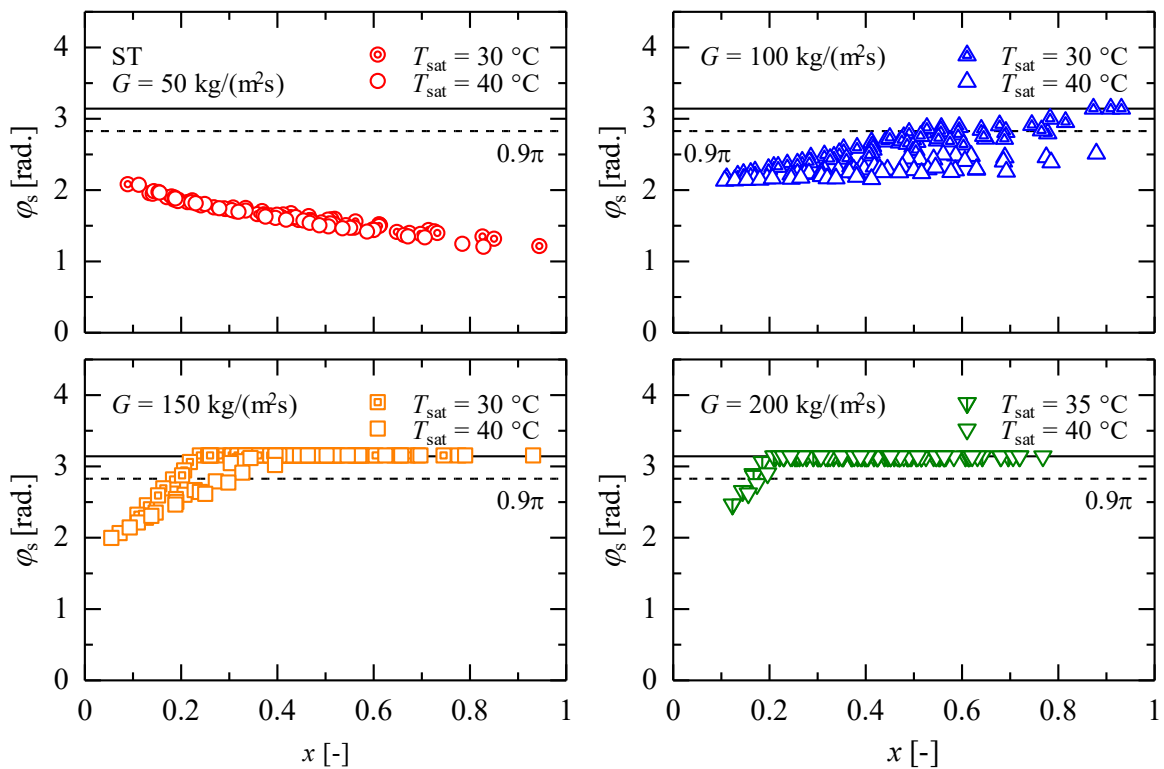


図 3.14 平滑管 ST のぬれ境界角度の計算値

Wojtan ら⁸⁸⁾は、沸騰流における測定結果をベースに、成層波状流域をスラグ流、スラグー成層波状流域および成層波状流域に細分し、水平管でのドライアウトの開始と完了についての測定結果から、環状流からドライアウトおよびドライアウトから噴霧流への遷移曲線を追加した流動様式線図を提案している。各領域の遷移境界は以下の式で表されている。

層状流領域

$$G_{\text{strat}} = \left[\frac{226.3^2 A_{\text{LD}} A_{\text{VD}}^2 \rho_V (\rho_L - \rho_V) \mu_L g}{x^2 (1-x) \pi^3} \right]^{1/3} \quad (3-22)$$

波状流領域

$$G_{\text{wavy}} = \left[\frac{16 A_{\text{VD}}^3 g d_i \rho_L \rho_V}{x^2 \pi^2 \sqrt{1 - (2h_{\text{LD}} - 1)^2}} \left\{ \frac{\pi^2}{25 h_{\text{LD}}^2} \left(\frac{Fr_L}{We_L} \right) + 1 \right\} \right]^{1/2} + 50 \quad (3-23)$$

$$Fr_L = \frac{G^2}{\rho_L^2 g d_i}, \quad We_L = \frac{G^2 d_i}{\rho_L \sigma}$$

間欠流から環状流への領域

$$x_{\text{IA}} = \left[\left\{ 0.34^{1/0.875} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{-1/1.75} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{-1/7} \right\} + 1 \right]^{-1} \quad (3-24)$$

環状流からドライアウトへの遷移

$$G_{\text{dryout}} = \left\{ \frac{1}{0.235} \left[\ln \left(\frac{0.58}{x} \right) + 0.52 \right] \left[\left(\frac{d_i}{\rho_V \sigma} \right)^{-0.17} \right] \right\}^{0.926} \times \left[\frac{1}{g d_i \rho_V (\rho_L - \rho_V)} \right]^{-0.37} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{-0.25} \left(\frac{q}{q_{\text{crit}}} \right)^{-0.7} \quad (3-25)$$

$$q_{\text{crit}} = 0.131 \rho_V^{0.5} \Delta h_{\text{LV}} [g(\rho_L - \rho_V) \sigma]^{1/4}$$

ドライアウトから噴霧流への遷移

$$G_{\text{mist}} = \left\{ \frac{1}{0.0058} \left[\ln \left(\frac{0.61}{x} \right) + 0.57 \right] \left[\left(\frac{d_i}{\rho_V \sigma} \right)^{-0.38} \right] \right\}^{0.943} \times \left[\frac{1}{g d_i \rho_V (\rho_L - \rho_V)} \right]^{-0.15} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.09} \left(\frac{q}{q_{\text{crit}}} \right)^{-0.27} \quad (3-26)$$

$$\begin{cases}
G > G_{\text{wavy}}(x_{\text{IA}}) & \text{スラグ流領域} \\
G_{\text{strat}} < G < G_{\text{wavy}}(x_{\text{IA}}) \text{ and } x < x_{\text{IA}} & \text{スラグ/波状流域} \\
x > x_{\text{IA}} & \text{波状流域} \\
G_{\text{strat}}(x) > G_{\text{dryout}}(x) & G_{\text{strat}}(x) = G_{\text{dry}}(x) \\
G_{\text{wavy}}(x) > G_{\text{dryout}}(x) & G_{\text{wavy}}(x) = G_{\text{dry}}(x) \\
G_{\text{dryout}}(x) > G_{\text{mist}}(x) & G_{\text{dry}}(x) = G_{\text{mist}}(x)
\end{cases}$$

ここに、式中の A_{LD} 、 A_{VD} 、 h_{LD} および P_{iD} は以下の式で定義される。また、気液二相の成層流管断面図を図 3.15 に示す。

$$A_{\text{LD}} = \frac{A_{\text{L}}}{d_i^2} = \frac{A(1-\xi)}{d_i^2} \quad (3-27)$$

$$A_{\text{VD}} = \frac{A_{\text{V}}}{d_i^2} = \frac{A\xi}{d_i^2} \quad (3-28)$$

$$\xi = \frac{x}{\rho_{\text{V}}} \left\{ \left[1 + 0.12(1-x) \left(\frac{x}{\rho_{\text{V}}} + \frac{1-x}{\rho_{\text{L}}} \right) + \frac{1.18(1-x)[g\sigma(\rho_{\text{L}} - \rho_{\text{V}})]^{0.25}}{G\rho_{\text{L}}^{0.5}} \right]^{-1} \right\} \quad (3-29)$$

$$h_{\text{LD}} = \frac{h_{\text{L}}}{d_i} = 0.5 \left[1 - \cos \left(\frac{2\pi - \theta_{\text{strat}}}{2} \right) \right] \quad (3-30)$$

$$P_{\text{iD}} = \frac{P_{\text{i}}}{d_i} = \sin \left(\frac{2\pi - \theta_{\text{strat}}}{2} \right) \quad (3-31)$$

$$\theta_{\text{strat}} = 2\pi - 2 \left\{ \begin{aligned} & \pi(1-\xi) + \left(\frac{3\pi}{2} \right)^{1/3} \left[1 - 2(1-\xi) + (1-\xi)^{1/3} - \xi^{1/3} \right] \\ & - \frac{1}{200} \xi(1-\xi) \left[1 - 2(1-\xi) \right] \left[1 + 4(1-\xi)^2 + 4\xi^2 \right] \end{aligned} \right\} \quad (3-32)$$

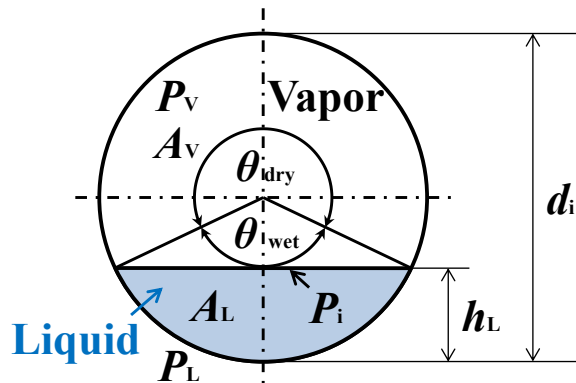


図 3.15 気液二相の成層流管断面

図 3.16 および図 3.17 にそれぞれ $T_{\text{sat}} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ および $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ における Wojtan らの流動様式線図⁸⁸⁾を示す。図中の破線は質量速度 $G = 50\text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ ，実線は質量速度 $G = 200\text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ における遷移条件であり，式(3-24)～式(3-26)は質量速度の影響はない。Wojtan らの流動様式線図によると，質量速度 $G = 50$ および $100\text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ では，スラグ-成層波状流および成層波状流域に分類され，質量速度 $G = 150\text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ 以上では，クオリティの増加により環状流に遷移することが予測される。

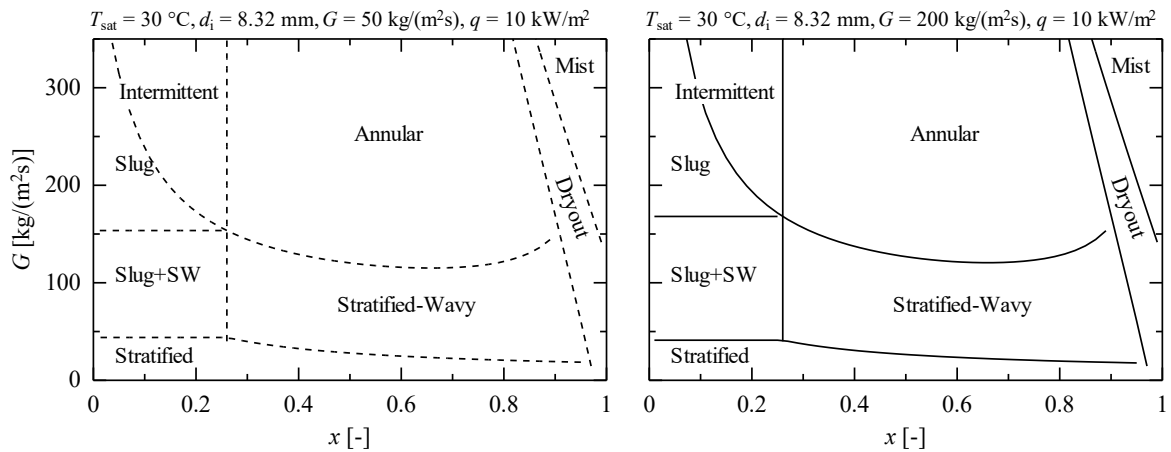


図 3.16 Wojtan らの流動様式線図 ($T_{\text{sat}} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$)

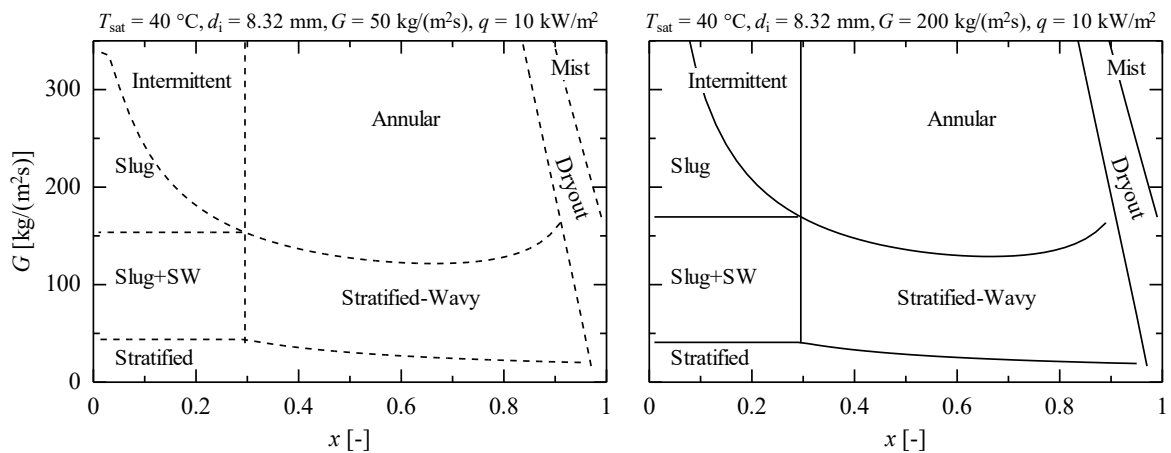


図 3.17 Wojtan らの流動様式線図 ($T_{\text{sat}} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$)

3.3.2 流動様相の観察

管内の流動様相を観察するために、図 3.1 に示したテストセクション助走区間部に可視化用のセクションを挿入した。可視化部には管内径 8.4 mm, 全長 100 mm のポリカーボネート製の平滑管を用いて、質量速度 50 ~ 200 kg/(m²s), 飽和温度 30 および 40 °C の条件で、クオリティ $x = 0.1, 0.3, 0.5, 0.7$ および 0.9 に変化させ断熱二相流の流動様相を観察した。質量速度、飽和温度およびクオリティの各実験条件は、第 2.4 節にて述べた実験方法と同様の方法で調整を行い、流動様相の観察には、デジタルカメラ (Panasonic 製 DMC-FZ200) でシャッタースピードを 1/2000 s に固定し、ISO 感度や絞り値を適宜変更して静止画を撮影した。加えて、動画およびスロー動画 (120 fps および 240 fps) の撮影も行った。表 3.4 ~ 表 3.6 に各条件で観察された流動様相をそれぞれ示す。

本実験では、成層流、成層波状流、スラグ流および環状流が観察された。また、一部の条件では成層流あるいは成層波状流とスラグ流および成層流と成層波状流が観察された。表 3.4 ~ 表 3.6 に示す流動様相の観察結果より、 $x = 0.1$ ではいずれの質量速度および飽和温度条件においても、管内流動様相は成層流もしくは成層波状流およびスラグ流が観察された。なお、スラグ流は質量速度が大きいほど、頻繁に観察された。同質量速度条件では、クオリティの増加に伴い管内の蒸気速度が増大することにより、成層流 (スラグ流)、成層波状流 (スラグ流)、環状流に遷移していくことがわかる。一方、質量速度を増大させると、より低いクオリティ域で成層流が成層波状流に、成層波状流が環状流に遷移することがわかる。次に、飽和温度 $T_{\text{sat}} = 30$ および 40 °C の流動様相を比較すると、顕著に相違がみられた条件は $G = 100$ kg/(m²s) の $x = 0.5$ の条件であり、 $T_{\text{sat}} = 30$ °C の場合は管頂部に液膜が確認できるのに対し、 $T_{\text{sat}} = 40$ °C の場合には管頂部に液膜は確認できなかった。また、成層流および成層波状流域において、飽和温度の増大とともに管内に占める液相の割合が増加していることが確認できる。

表 3.4 冷媒 R245fa の $G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ における流動様相




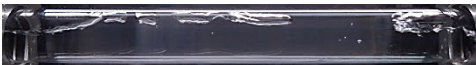










G	x	$T_{\text{sat}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{\text{sat}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$
50	0.1	成層流 	成層流 
		スラグ流 	スラグ流 
	0.3	成層流 	成層流 
		成層波状流 	成層波状流 
	0.5	成層波状流 	成層波状流 
0.7	成層波状流 	成層波状流 	
0.9	成層波状流 	成層波状流 	

表 3.5 冷媒 R245fa の $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ における流動様相













G	x	$T_{\text{sat}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{\text{sat}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$
100	0.1	成層流 	成層流 
		スラグ流 	スラグ流 
	0.3	成層波状流 	成層波状流 
	0.5	成層波状流－環状流 	成層波状流 
	0.7	環状流 	成層波状流 
	0.9	環状流 	成層波状流 

表 3.6 冷媒 R245fa の $G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ における流動様相




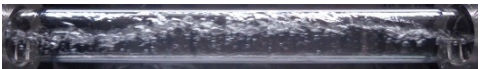








G	x	$T_{\text{sat}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{\text{sat}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$
200	0.1	成層波状流 	成層波状流 
		スラグ流 	スラグ流 
	0.3	環状流 	環状流 
			
	0.5	環状流 	環状流 
	0.7	/	環状流 
0.9	環状流 		

表 3.4～表 3.6 に示した冷媒 R245fa の管内流動様相の観察結果を Wojtan らの流動様式線図にプロットした図を図 3.18 および図 3.19 に示す．図中の \triangle 、 ∇ 、 \circ および \square 印はそれぞれスラグ流，成層流，成層波状流および環状流の観察結果である．図 3.18 は飽和温度 $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，図 3.19 が飽和温度 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ の条件である．

図より，低クオリティ域における成層流，成層波状流およびスラグ流の観察結果は Wojtan ら⁸⁸⁾の流動様式線図と比較的よく一致しているものの，図 3.18 に示す $T_{\text{sat}} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ の条件における成層波状流から環状流の遷移条件は一致していないことがわかる．一方，森らのぬれ境界角度の整理式³⁷⁾による計算値から分類される分離流と環状流の遷移条件は図 3.14 に示すように， $G = 100\text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の場合， $T_{\text{sat}} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ の条件では全クオリティ域で分離流に， $T_{\text{sat}} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ の条件では $x = 0.5 \sim 0.6$ の領域で，分離流から環状流へ遷移すると推測され，これらの判別は観察結果とよく一致していることがわかる．

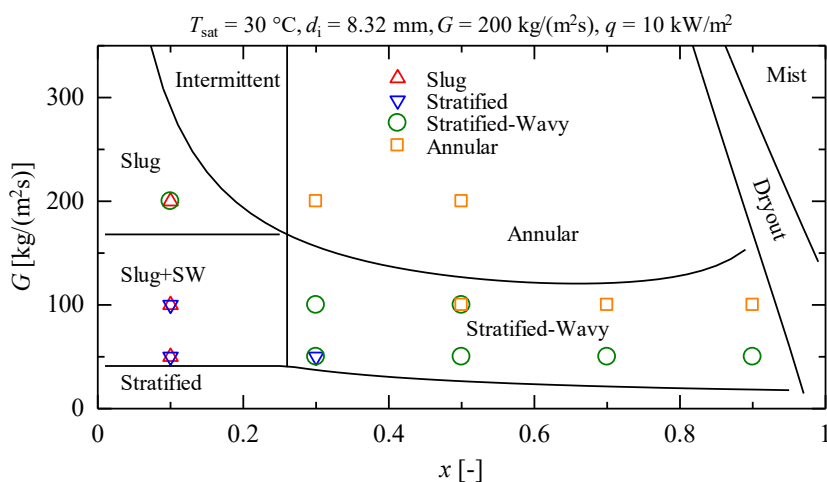


図 3.18 Wojtan らの流動様式線図と管内流動様相の観察結果の比較 ($T_{\text{sat}} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$)

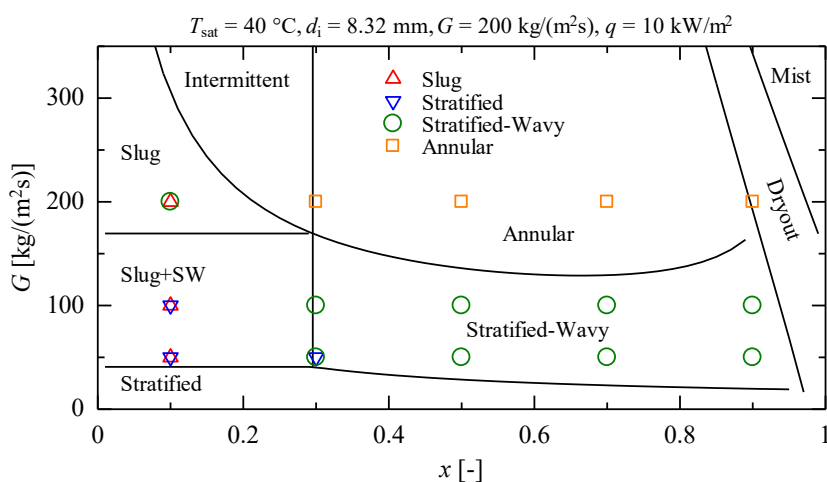


図 3.19 Wojtan らの流動様式線図と管内流動様相の観察結果の比較 ($T_{\text{sat}} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$)

3.4 蒸発熱伝達特性

3.4.1 蒸発熱伝達率

図 3.20 ~ 図 3.22 にそれぞれ平滑管 ST, 溝付管 GT(LF)および溝付管 GT(HF)の飽和温度 40 °C における純冷媒 R245fa の蒸発熱伝達率の実験結果を示す. 図の縦軸は蒸発熱伝達率 α , 横軸はクオリティ x を示している. 図中の○, △, □, ▽および◇印はそれぞれ質量速度 50, 100, 150, 200 および 300 kg/(m²s)の実験結果である. なお, 溝付管の蒸発熱伝達率は実伝熱面積を基準とした実験結果を示している.

いずれの伝熱管および質量速度条件においても, クオリティの増加とともに蒸発熱伝達率が増加している. これはクオリティの増加に伴い, 蒸気速度が増加し強制対流の効果が増大したことに加え, 管内周の液膜は薄くなるため液膜熱抵抗が低下したためと考えられる. また, $x > 0.9$ の一部条件において, 管内の伝熱面の一部が乾いたために蒸発熱伝達率が低下している.

図 3.20 の平滑管 ST の実験結果より, 蒸発熱伝達率は質量速度の増加に伴い増加していることがわかる. 特に, $G = 100 \sim 150$ kg/(m²s)における蒸発熱伝達率の増加率が大きい. これは, 前節の流動様相の観察結果より得られた流動様相の相違が強く影響していると考えられる. $G = 100$ kg/(m²s)では全クオリティ域で成層流または成層波状流であり, 気相が流れる管頂部の熱伝達が低下するのに対して, $G = 150$ kg/(m²s)では環状流に遷移することから管内周上のぬれ部分が大きくなり, 熱伝達が顕著に向上したものと考えられる.

図 3.21 および図 3.22 の溝付管 GT(LF)および GT(HF)の実験結果は, 平滑管の傾向とは異なり, $G \geq 150$ kg/(m²s)の条件では質量速度が増加しても, 蒸発熱伝達率に明確な差異はみられない. これは, 平滑管と同様に溝付管内の流動様相は, $G \geq 150$ kg/(m²s)の条件では環状流であると考えられ, 管内に薄い液膜が形成されるが, 溝加工による管内の伝熱面積の増大によって液膜の平均厚さはさらに薄くなり, 液膜熱抵抗も極めて小さくなったために, 質量速度の影響が小さくなったと考えられる. 一方, $G \leq 100$ kg/(m²s)の条件では GT(LF)と GT(HF)の蒸発熱伝達率に及ぼす質量速度の影響が異なっており, GT(LF)の場合は質量速度の増加とともに蒸発熱伝達率は増加しているが, GT(HF)は $G = 50$ kg/(m²s)において高い熱伝達率を示しているため, 質量速度を増大させた $G = 100$ kg/(m²s)と比較しても蒸発熱伝達率に明確な差異はみられない. これは, GT(HF)が高いフィン, 高リード角および条数の多い溝付管であるために, 分離流の場合でも管頂部のフィン間には液膜が形成され, 表面張力によって管頂部はメニスカス液膜となり, 伝熱が促進されたためと考えられる.

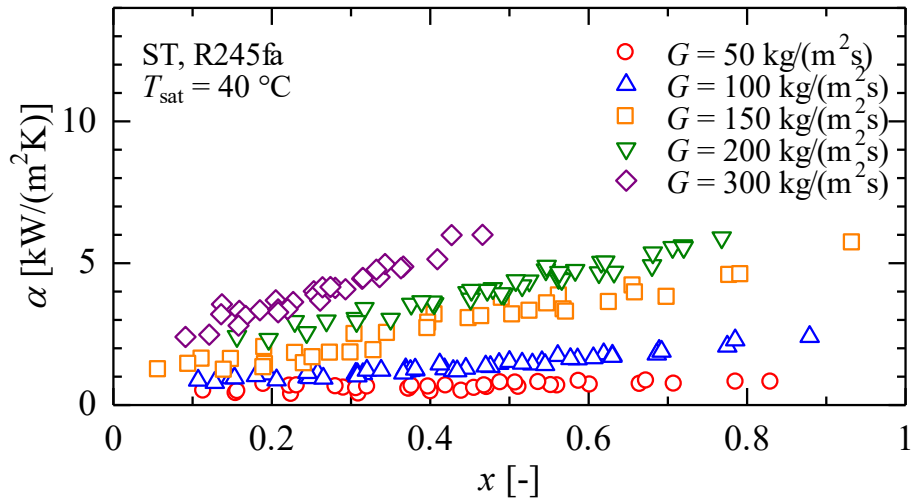


図 3.20 平滑管 ST の蒸発熱伝達率

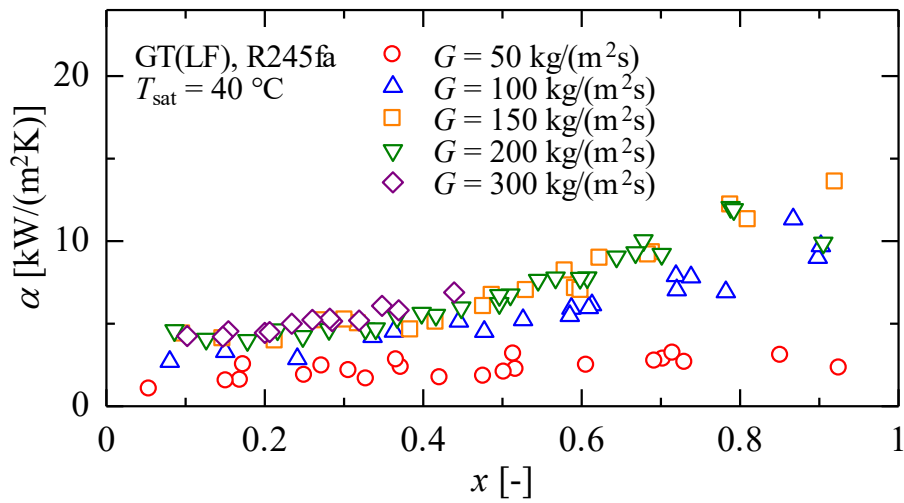


図 3.21 溝付管 GT(LF)の蒸発熱伝達率

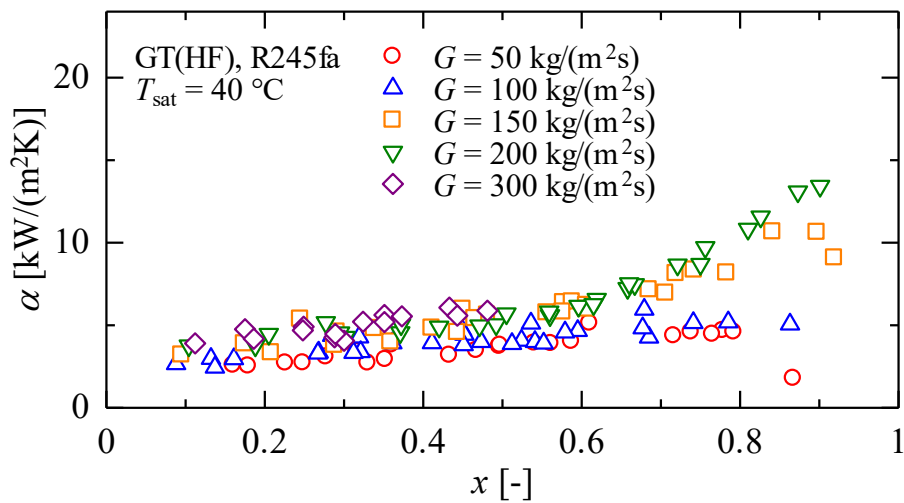


図 3.22 溝付管 GT(HF)の蒸発熱伝達率

3.4.2 蒸発熱伝達率に及ぼす飽和温度の影響

次に、冷媒 R245fa の水平平滑管および溝付管内の蒸発熱伝達率に及ぼす飽和温度の影響について図 3.23 ~ 図 3.25 に示す。図 3.23 ~ 図 3.25 はそれぞれ平滑管 ST, 溝付管 GT(LF)および溝付管 GT(HF)の飽和温度 30 ~ 40 °C における純冷媒 R245fa の蒸発熱伝達率の実験結果であり、図の縦軸は蒸発熱伝達率 α , 横軸はクオリティ x を示している。 $G = 50 \sim 150 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ は $T_{\text{sat}} = 30$ および 40 °C における蒸発熱伝達率の比較, $G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ は $T_{\text{sat}} = 35$ および 40 °C における蒸発熱伝達率の比較を行った。

図 3.23 の平滑管 ST の実験結果より, $G = 50$ および $200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の条件では飽和温度の依存性は小さく, 低飽和温度条件である $T_{\text{sat}} = 30$ または 35 °C の条件では $T_{\text{sat}} = 40$ °C に比べて蒸発熱伝達率は大きい値を示しているが, その差異は 5%程度と小さい。一方, $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の高クオリティ域および $G = 150 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の低クオリティ域では, 蒸発熱伝達率に明確な差異がみられ, 低飽和温度条件ほど蒸発熱伝達率が大きい値を示しており, $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の高クオリティ域では約 1.6 倍, $G = 150 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の低クオリティ域では約 1.2 倍の値を示している。これは, 低飽和温度条件ほどより低クオリティ域で成層波状流から環状流に遷移することが要因として考えられる。また, $G = 150 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の低クオリティ条件に比べて, $G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の高クオリティ条件の方が蒸発熱伝達率の増加率が大きいのは, 液膜厚さが薄くなり液膜熱抵抗が低下したためと考えられる。

一方, 図 3.24 および図 3.25 の溝付管 GT(LF)および GT(HF)の実験結果は, いずれの質量速度条件においても, 飽和温度の相違によって蒸発熱伝達率に明確な差異はみられない。飽和温度が低下すると, 冷媒の蒸気密度は低下するため管内蒸気速度は増加し, 加えて液熱伝導率が増加することから強制対流の効果が増大し, 熱伝達率は向上すると考えられる。しかし, 溝付管の場合には冷媒の表面張力も熱伝達率に大きく影響し, 飽和温度の低下に伴い表面張力は増加するため管壁面へのぬれ性が低下することから, 本実験条件の範囲において溝付管の場合では飽和温度の依存性が確認できなかったものと考えられる。

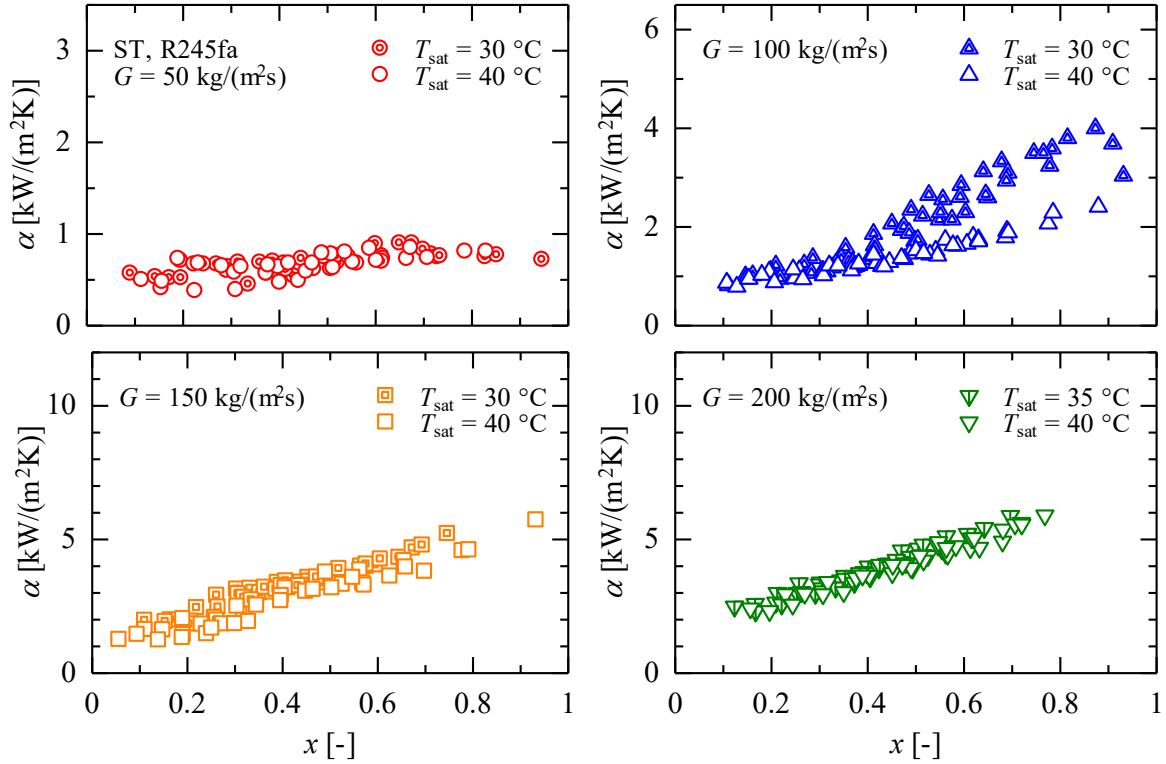


図 3.23 平滑管 ST の蒸発熱伝達率に及ぼす飽和温度の影響

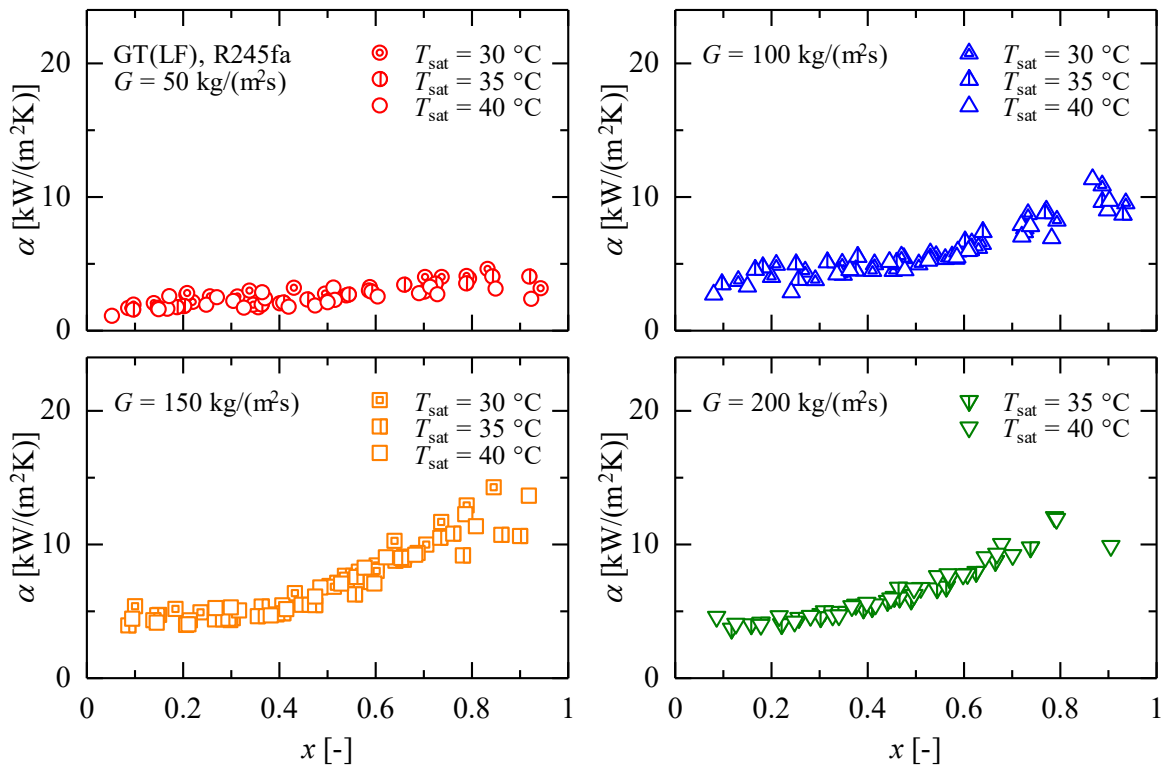


図 3.24 溝付管 GT(LF) の蒸発熱伝達率に及ぼす飽和温度の影響

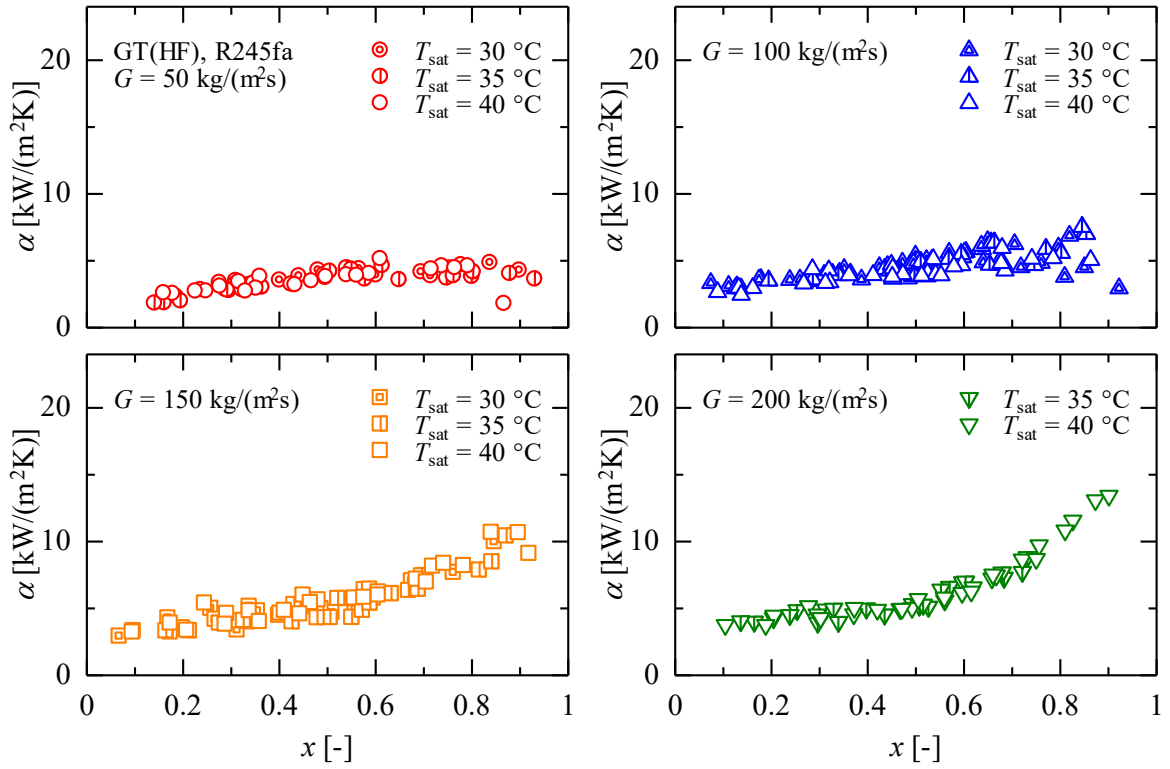


図 3.25 溝付管 GT(HF)の蒸発熱伝達率に及ぼす飽和温度の影響

3.4.3 溝付管の伝熱促進効果

図 3.26 および図 3.27 にそれぞれ $T_{\text{sat}} = 30 \sim 35 \text{ }^\circ\text{C}$ および $T_{\text{sat}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ における平滑管，溝付管の蒸発熱伝達率の比較を示す．図の縦軸は蒸発熱伝達率 α ，横軸はクオリティ x を示しており，溝付管の蒸発熱伝達率は実伝熱面積を基準とした実験結果を示している．

いずれの質量速度および飽和温度条件においても，溝付管は平滑管に比して高い蒸発熱伝達率を示している．GT(LF)と GT(HF)を比較すると， $G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の全クオリティ域において GT(HF)が高い蒸発熱伝達率を示しているが， $G = 100 \sim 300 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の低クオリティ域では GT(LF)と GT(HF)はほぼ同じ値を示し，高クオリティ域になると，GT(LF)が高い蒸発熱伝達率を示す結果となった．これは，GT(LF)の溝形状がフィンが低く，リード角が小さいことに加えて，条数が少ないため，高クオリティ域では溝部に薄い液膜が形成されやすいが，GT(HF)の溝形状はフィンが高く，高リード角に加えて，条数が多いため，高クオリティ域ではフィン先端部は乾き，溝間の底部に液膜が保持され，蒸発流では GT(HF)の溝による伝熱促進が有効に作用しないと考えられる．

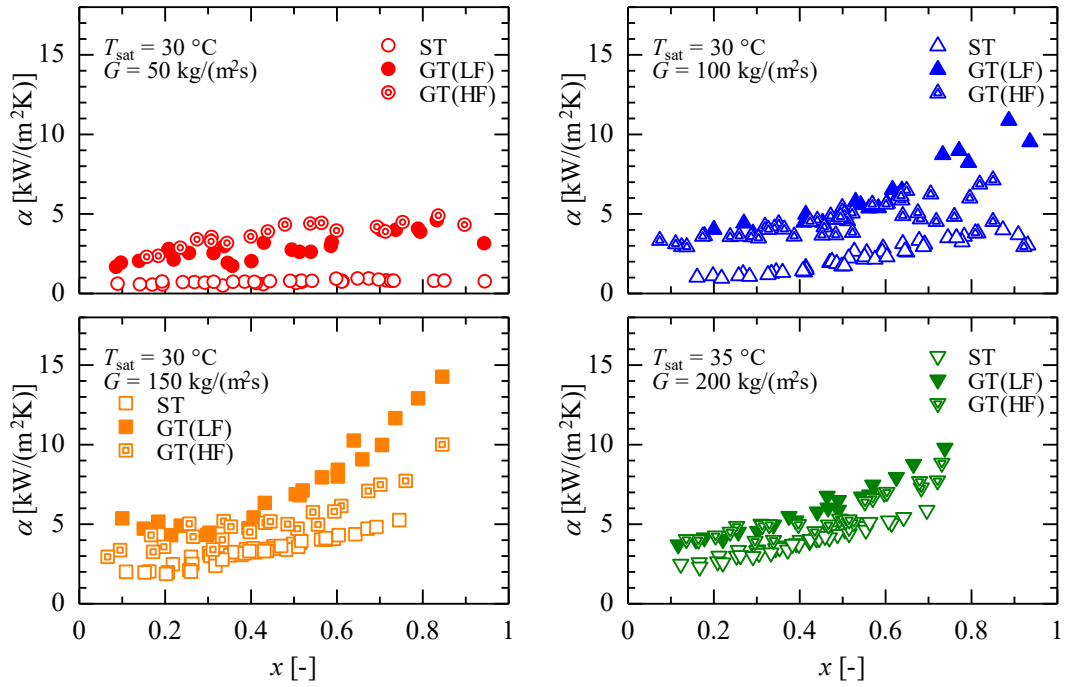


図 3.26 蒸発熱伝達率に及ぼす溝形状の影響 ($T_{\text{sat}} = 30 \sim 35\text{ }^{\circ}\text{C}$)

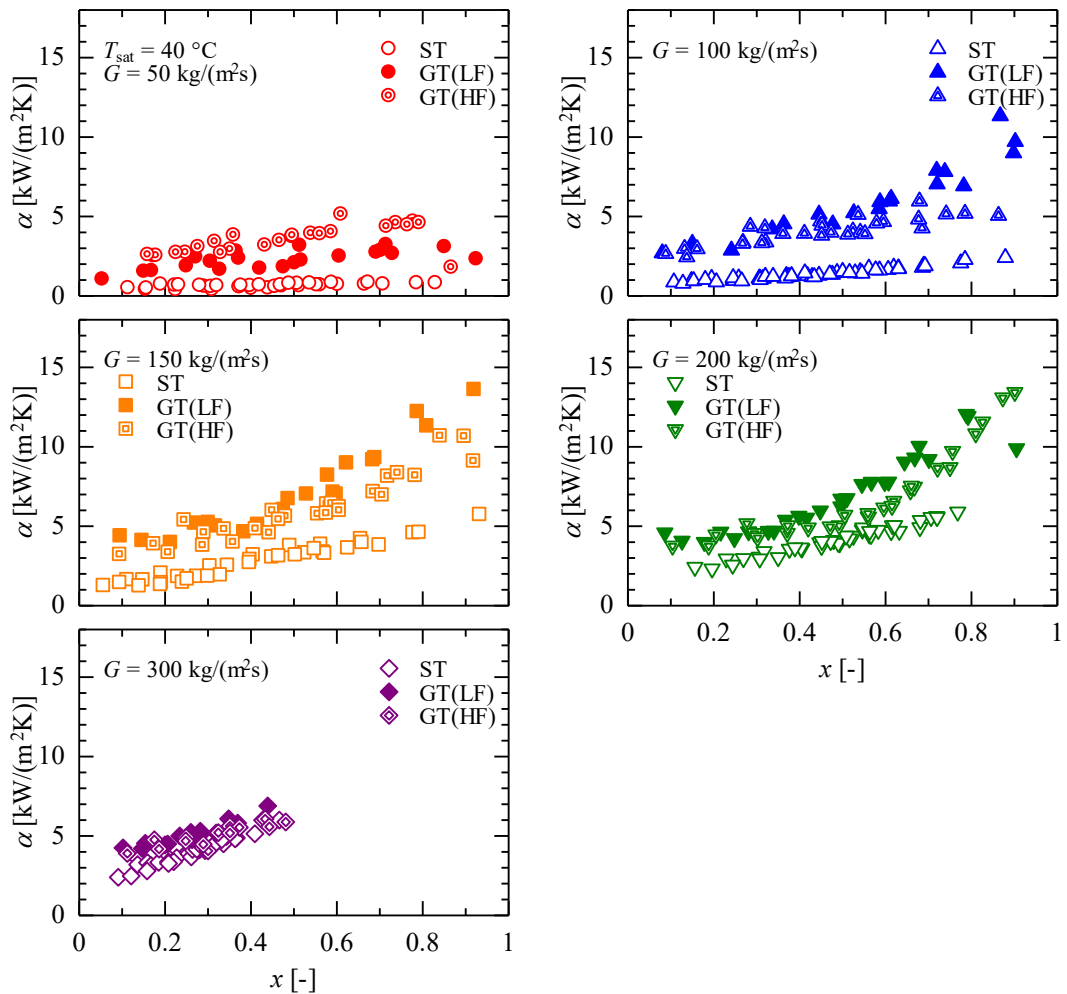


図 3.27 蒸発熱伝達率に及ぼす溝形状の影響 ($T_{\text{sat}} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$)

次に、伝熱管の性能を比較検討するために、蒸発熱伝達率を等価内径の伝熱面積基準に基づいて次式のように定義する。

$$\alpha_{\text{eq}} = \frac{Q_s}{\pi d_{\text{eq}} L (T_{\text{wi}} - T_r)} \quad (3-33)$$

図 3.28 および図 3.29 にそれぞれ $T_{\text{sat}} = 30 \sim 35 \text{ }^\circ\text{C}$ および $T_{\text{sat}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ における平滑管、溝付管の蒸発熱伝達率の比較を示す。図の縦軸は蒸発熱伝達率 α_{eq} 、横軸はクオリティ x を示しており、溝付管の蒸発熱伝達率は式(3-33)に示した等価内径の伝熱面積を基準とした蒸発熱伝達率の実験結果を示している。

図 3.28 および図 3.29 より、いずれの質量速度および飽和温度条件においても、平滑管 ST、溝付管 GT(LF)、溝付管 GT(HF)の順に蒸発熱伝達率は増加していることがわかる。溝付管による伝熱促進に着目すると $G \leq 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の低質量速度条件においては、全クオリティ域において、高い伝熱促進効果が得られている。これは、管内の流動様相が成層流または成層波状流であるため、管頂部の溝間に液相が供給されることにより、管頂部の伝熱が促進され、管内全周の平均熱伝達率が増加したためと考えられる。一方、 $G \geq 200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の高質量速度条件においては、低クオリティ域では管内全周に一樣の液膜を形成するために伝熱促進効果は小さく、高クオリティ域では管内全周に薄液膜を形成するために高い伝熱促進効果が得られたと考えられる。

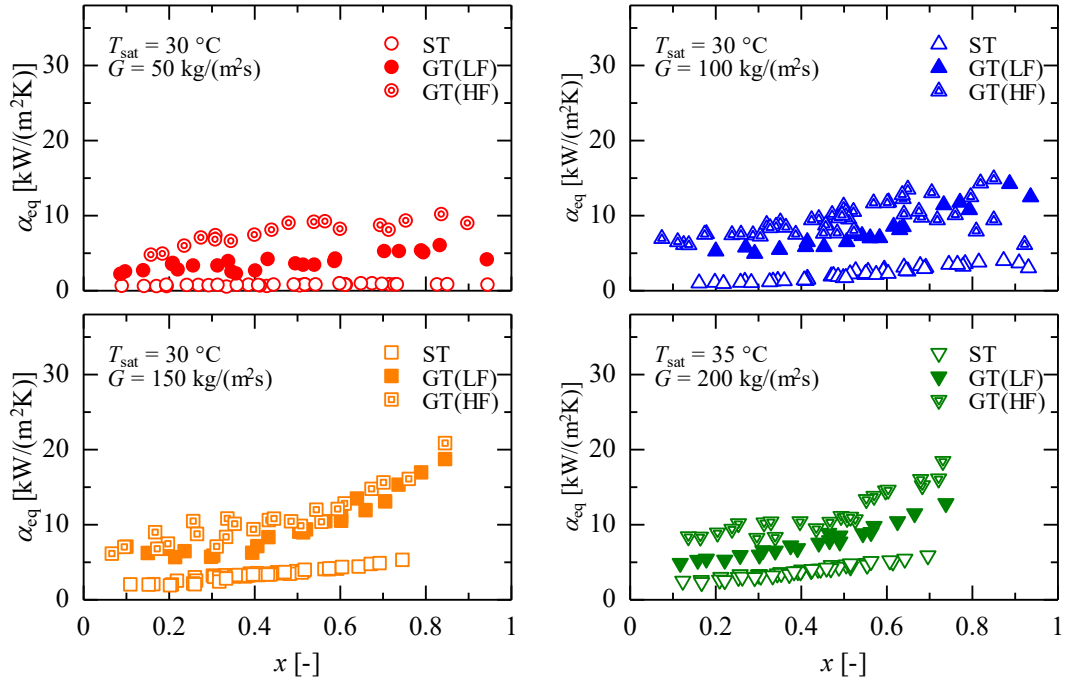


図 3.28 試験伝熱管の管性能比較 ($T_{\text{sat}} = 30 \sim 35 \text{ } ^\circ\text{C}$)

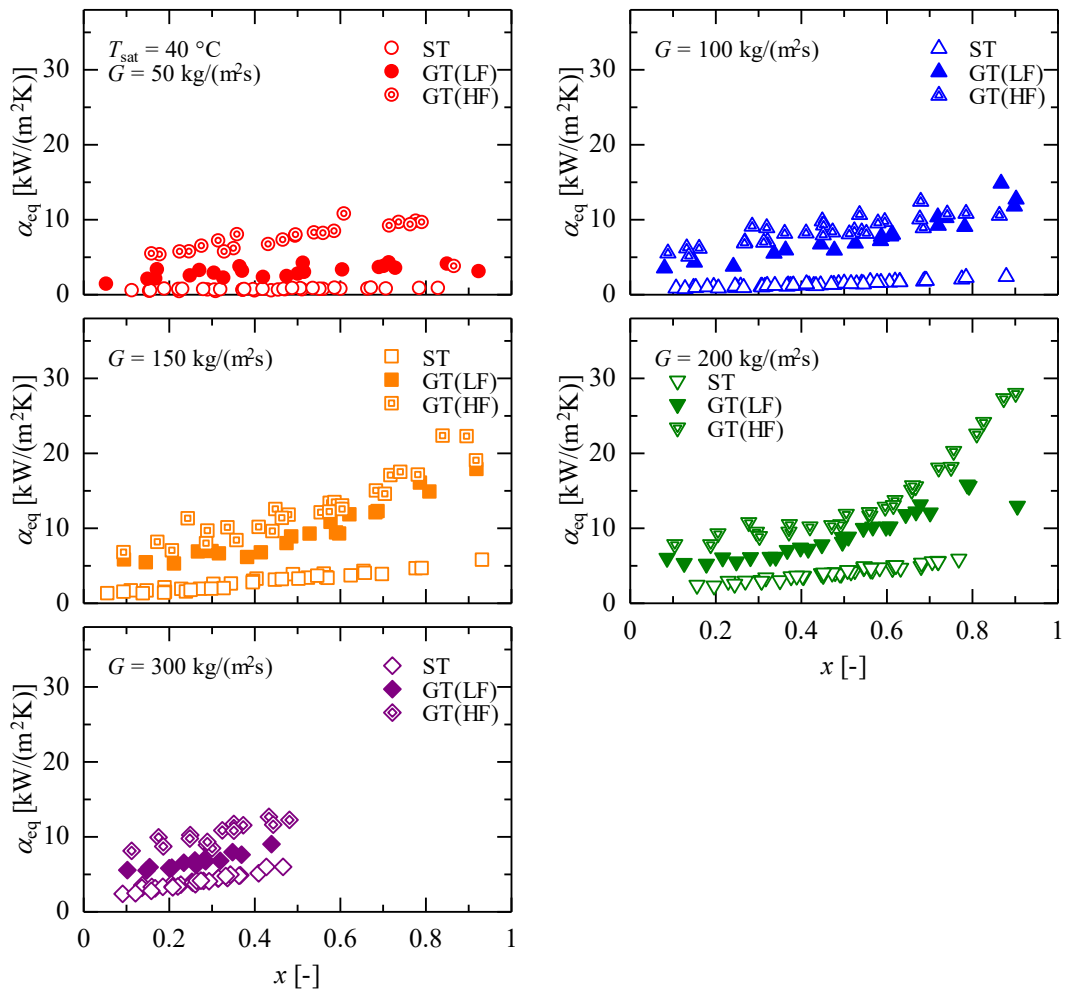


図 3.29 試験伝熱管の管性能比較 ($T_{\text{sat}} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$)

3.4.4 実験値と従来の相関式との比較

図 3.30 に平滑管 ST の蒸発熱伝達率の実験値 α_{exp} と従来の相関式による予測値 α_{cal} との比較を示す。実験値との比較を行った相関式は、高松らの式³⁶⁾、森らの式³⁷⁾、Yu らの式³⁹⁾、Choi らの式⁴⁰⁾および Sun – Mishima の式⁴¹⁾である。表 3.7 には平滑管 ST の蒸発熱伝達率の実験値 α_{exp} と従来の相関式による予測値 α_{cal} との平均偏差 MD および AD を示す。平均偏差 MD および AD は次式より求める。表中の R30 は全データ数に対する偏差が 30%以下のデータ数の割合である。

$$\text{MD} = \frac{1}{n} \sum \left| \frac{\alpha_{\text{cal}} - \alpha_{\text{exp}}}{\alpha_{\text{exp}}} \right| \quad (3-34)$$

$$\text{AD} = \frac{1}{n} \sum \left[\frac{\alpha_{\text{cal}} - \alpha_{\text{exp}}}{\alpha_{\text{exp}}} \right] \quad (3-35)$$

図および表より、(a) 高松らの式³⁶⁾は、 $G \geq 200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の環状流域を対象とした相関式であり、高松らの式による予測値は $G \leq 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の成層流または成層波状流域の蒸発熱伝達率を大きく見積もる傾向にあるものの、 $G > 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の予測値は実験値との相関はよく、 $\pm 30\%$ 以内で一致している。(b) 森らの式³⁷⁾は、式(3-19)～式(3-21)によるぬれ境界角度の計算値から管内の流動様相を分離流と環状流に分類し、それぞれの領域に対して提案されている相関式であり、森らの式による予測値は全条件の実験値との相関が良く、概ね $\pm 30\%$ 以内で実験値と一致している。(c) Yu らの式³⁹⁾は、管内表面粗さを考慮した相関式であり、Yu らの式による予測値は蒸発熱伝達率を低質量速度域では大きく、高質量速度域では小さく予測する傾向にある。なお、表 1.3 に示した Yu らの式中の R_c には、本実験に用いた平滑管の管内表面粗さ $0.4 \mu\text{m}$ を用いた。管内表面粗さの測定に関しては付録 6 に示す。(d) Choi らの式⁴⁰⁾による予測値は、全体的に蒸発熱伝達率を大きく見積もる傾向にあり、(e) Sun – Mishima の式⁴¹⁾による予測値は、全体的に蒸発熱伝達率を小さく見積もる傾向にある。

以上の実験値と従来の平滑管に対する相関式との比較結果より、純冷媒 R245fa の平滑管内における蒸発蒸発熱伝達率は森らの相関式で予測可能である。

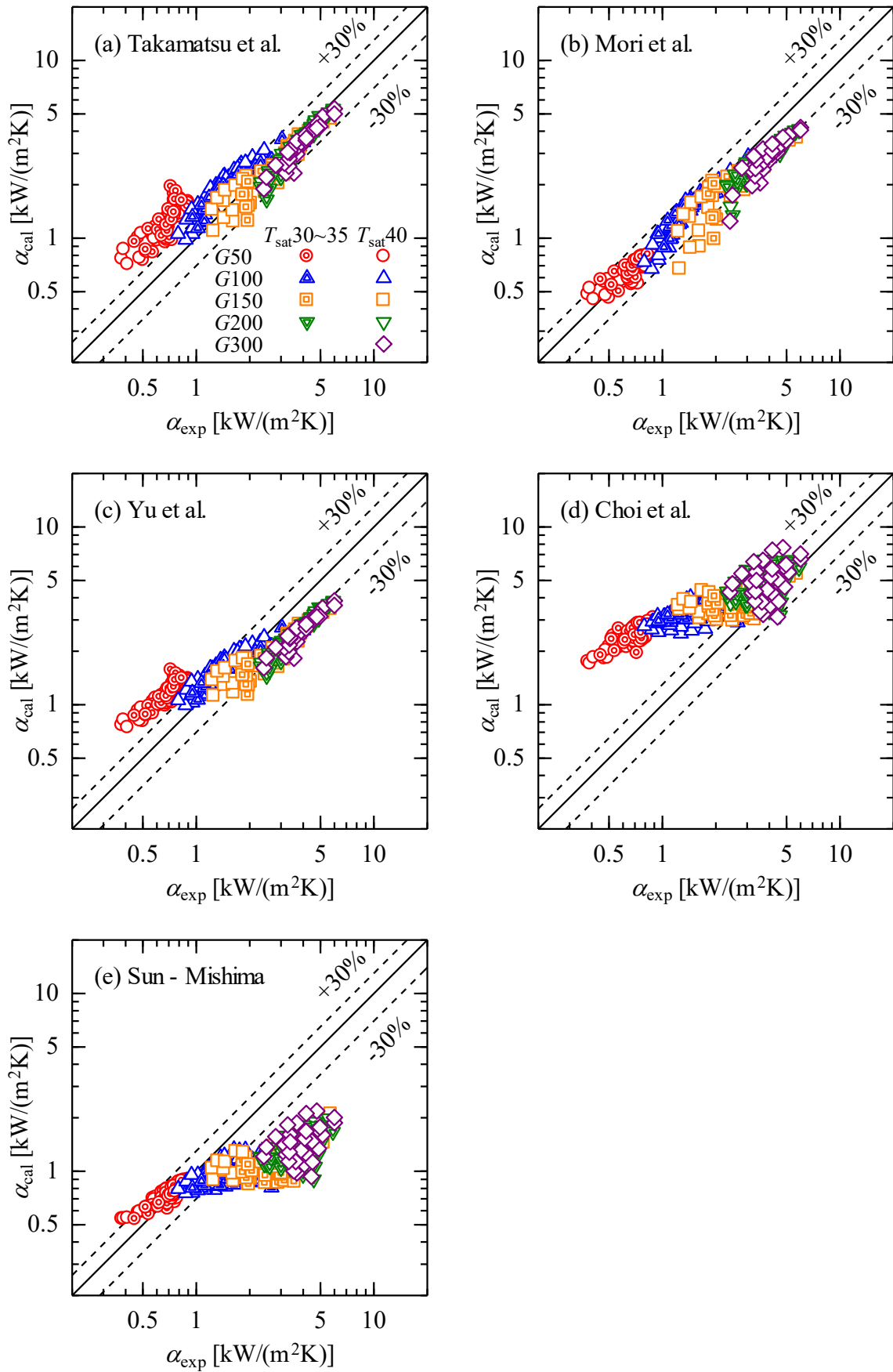


図 3.30 平滑管 ST の実験値と相関式との比較

表 3.7 平滑管 ST の実験値と相関式との偏差

Correlations	MD [%]	AD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Takamatsu et al.	30.4	17.6	68.7	360
Mori et al.	17.7	-13.9	93.0	
Yu et al.	35.3	-1.0	40.4	
Choi et al.	104.1	102.5	36.0	
Sun – Mishima	44.6	-40.4	34.8	

図 3.31 および図 3.32 にそれぞれ溝付管 GT(LF)および溝付管 GT(HF)の蒸発熱伝達率の実験値 α_{exp} と従来 of 相関式による予測値 α_{cal} との比較を示す。実験値との比較を行った相関式は、村田の式⁴⁴⁾、Cavallini らの式⁴⁷⁾、森らの式⁴⁸⁾および Chamra – Mago の式⁴⁹⁾である。表 3.8 および表 3.9 には、溝付管の蒸発熱伝達率の実験値 α_{exp} と従来 of 相関式による予測値 α_{cal} との平均偏差を示す。

図および表より、(a) 村田の式⁴⁴⁾は、ぬれ境界角度を吉田らの相関式³⁸⁾から算出し、環状流域では強制対流蒸発と核沸騰の共存する形、分離流域では強制対流蒸発と核沸騰が共存する管底部と薄液膜蒸発と核沸騰が共存する管頂部に分離した形に整理しており、溝形状のパラメータは考慮されていない。村田の式⁴⁴⁾による予測値は、GT(LF)は $G \geq 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の実験値との相関は良いが、 $G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の蒸発熱伝達率を大きく見積もる傾向にあり、GT(HF)は全体的に蒸発熱伝達率を過小に見積もる傾向にある。なお、村田は蒸発熱伝達率を最大内径 d_i を基準とした伝熱面積で定義している。(b) Cavallini らの式⁴⁷⁾は、核沸騰と強制対流および伝熱管の溝形状の影響を考慮した相関式であり、Cavallini らの式による予測値は、GT(LF)は $G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の実験値との相関は良いが、 $G \geq 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の蒸発熱伝達率を小さく見積もる傾向にあり、GT(HF)は全体的に実験値との相関はよく、 $\pm 30\%$ 以内で一致している。なお、Cavallini らは蒸発熱伝達率を最小内径 d_{min} の伝熱面積を基準として定義している。(c) 森らの式⁴⁸⁾は、管底部の液相が溝山を越えて流れる領域と管頂部の溝内にメニスカス液膜が生じる領域の平均熱伝達率および森らの整理式から算出したぬれ境界角度から相関式を整理している。溝形状のパラメータは面積拡大率 η 、フィン高さ h_f および溝山部の開口幅 t を考慮している。森らの式による予測値は GT(LF)および GT(HF)ともに蒸発熱伝達率を小さく見積もる傾向にある。なお、森らは蒸発熱伝達率を平均内径 d_{mean} の伝熱面積を基準として定義している。(d) Chamra – Mago の式⁴⁹⁾は Cavallini らの式⁴⁷⁾の係数を補正した相関式であり、Chamra – Mago の式による予測値は、Cavallini らの式と同様に GT(HF)の実験値との相関はよく、 $\pm 30\%$ 以内で一致しているが、GT(LF)は全体的に蒸発熱伝達率を小さく見積もる傾向にある。以上の実験値と従来 of 溝付管に対する相関式との比較結果より、純冷媒 R245fa の溝付管内における蒸発熱伝達率は村田の式⁴⁴⁾が溝付管 GT(LF)および GT(HF)ともに比較的好く一致しているものの、溝形状のパラメータは考慮されていないため、更なる改善が必要と考えられる。

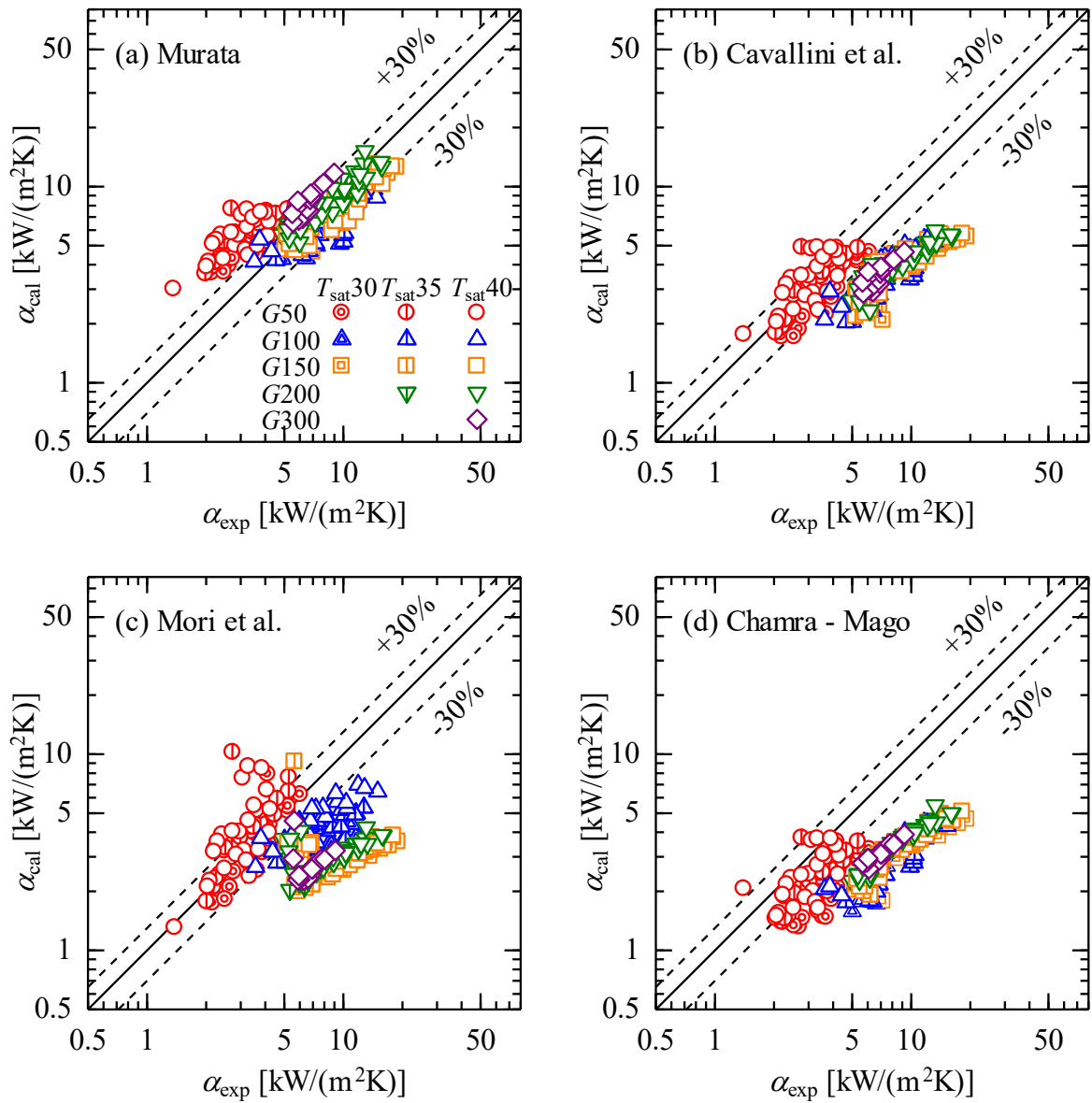


図 3.31 溝付管 GT(LF)の実験値と相関式との比較

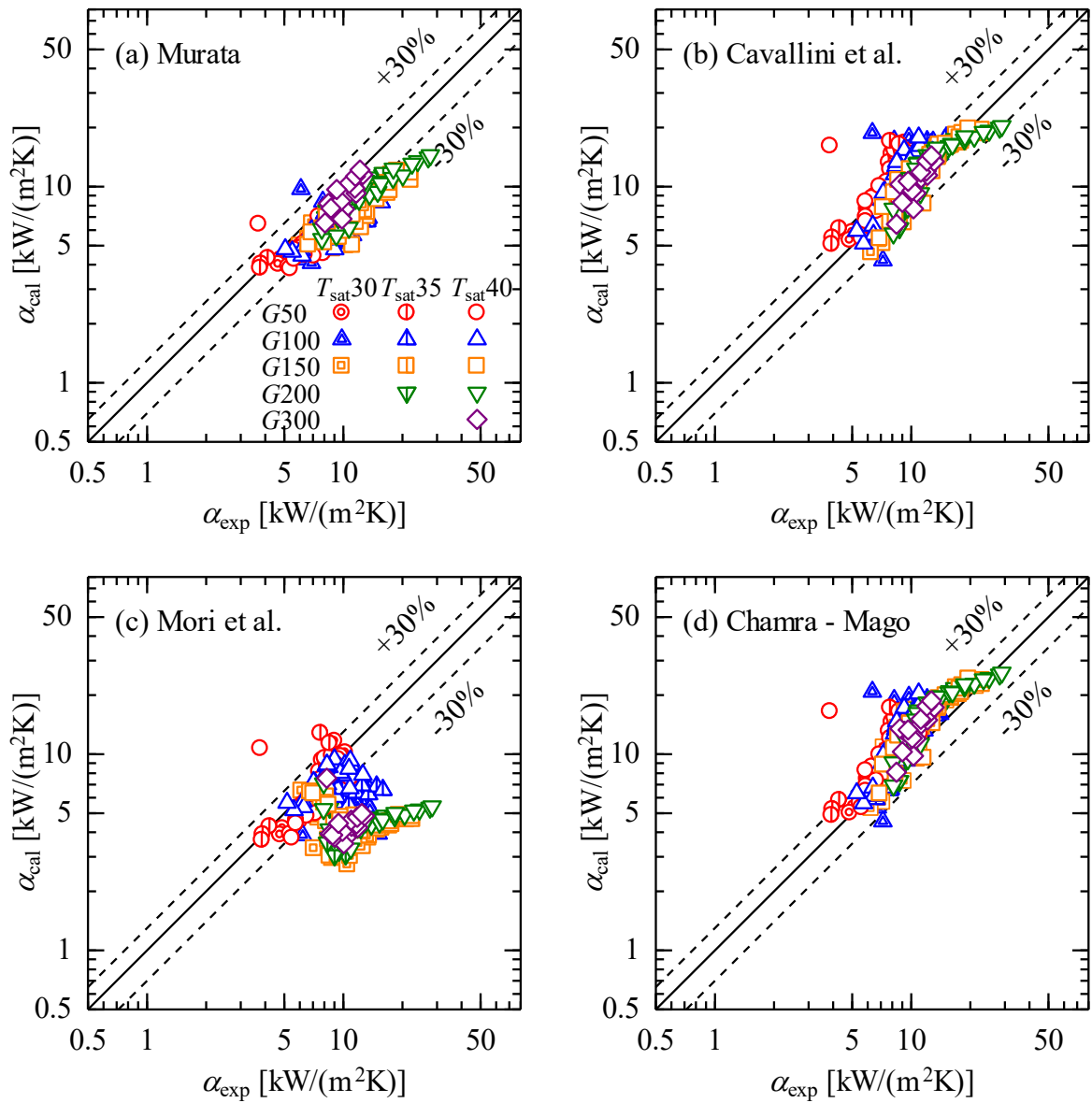


図 3.30 溝付管 GT(HF)の実験値と相関式との比較

表 3.8 溝付管 GT(LF)の実験値と相関式との偏差

Correlations	MD [%]	AD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Murata	31.7	14.0	58.4	262
Cavallini et al.	44.2	-39.6	18.4	
Mori et al.	51.5	-36.9	19.1	
Chamra – Mago	54.5	-53.6	9.2	

表 3.9 溝付管 GT(HF)の実験値と相関式との偏差

Correlations	MD [%]	AD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Murata	29.3	-28.3	21.1	262
Cavallini et al.	24.3	18.6	36.8	
Mori et al.	42.1	-39.3	11.0	
Chamra – Mago	33.6	31.6	22.9	

3.5 まとめ

本章では，純冷媒 R245fa の水平平滑管および溝付管内の蒸発熱伝達率に関する実験および管内の流動様相の観察を行い，摩擦圧力損失勾配および蒸発熱伝達率の実験結果を示した．また，従来提案されている摩擦圧力損失および蒸発熱伝達率の相関式との比較を行った．以下に，本章で得られた結果をまとめる．

- (1) 純冷媒 R245fa の平滑管内における蒸発流の摩擦圧力損失は，従来提案されている宮良らの相関式で予測可能である．宮良らの相関式による予測値は，全質量速度，飽和温度およびクオリティ条件においてほぼ $\pm 30\%$ 以内で実験値と一致する．
- (2) 純冷媒 R245fa の溝付管内における蒸発流の摩擦圧力損失は，平滑管に比して大きく，フィン高さおよびリード角が大きく条数の多い溝付管 GT(HF)が最も大きい摩擦圧力損失を示した．溝付管内の摩擦圧力損失に関する従来の相関式は，Filho らの相関式による予測値が GT(LF)および GT(HF)ともに比較的实验値とよく一致する．
- (3) 管内断熱二相流の流動様相の観察結果より，低クオリティ域における成層流，成層波状流およびスラグ流の観察結果は，Wojtan らの流動様式線図とよく一致し，成層波状流から環状流の遷移条件は，森らのぬれ境界角度による遷移条件とよく一致する．
- (4) 純冷媒 R245fa の平滑管内における蒸発熱伝達率は，管内の流動様相の観察結果および蒸発熱伝達率の実験結果から，管内の流動様相の相違によって蒸発熱伝達特性は異なるものの，従来提案されている森らの相関式で予測可能である．森らの相関式による予測値は，全質量速度，飽和温度およびクオリティ条件においてほぼ $\pm 30\%$ 以内で実験値と一致する．
- (5) 純冷媒 R245fa の溝付管内における蒸発熱伝達率は，平滑管に比して大きく，等価内径の伝熱面積基準で定義した熱伝達率を比較すると，GT(LF)に比べて GT(HF)の蒸発熱伝達率は大きい値を示す．溝付管内の蒸発熱伝達率に関する従来の相関式は，村田の相関式による予測値が比較的实验値とよく一致するものの，村田の相関式は溝形状の相違により予測精度が異なり，GT(HF)の蒸発熱伝達率を過小に予測する傾向にある．

第 4 章 混合冷媒 R245fa/R134a の水平管内蒸発

混合冷媒 R245fa/R134a は図 4.1 に示すように，露点と沸点の温度差（以下，温度グライドと記す）を有する非共沸混合冷媒である．非共沸混合冷媒を用いた水平管内における蒸発流の摩擦圧力損失特性および熱伝達特性に関する研究は広く行われているものの，冷媒 R245fa を含む混合冷媒の蒸発流におけるそれらの特性はほとんど明らかにされておらず，近年，冷媒 R245fa を含む混合冷媒の熱物性に関する研究が行われている程度である．本章では，混合冷媒 R245fa/R134a の水平平滑管および溝付管内における蒸発流の摩擦圧力損失および熱伝達率の実験結果を示す．

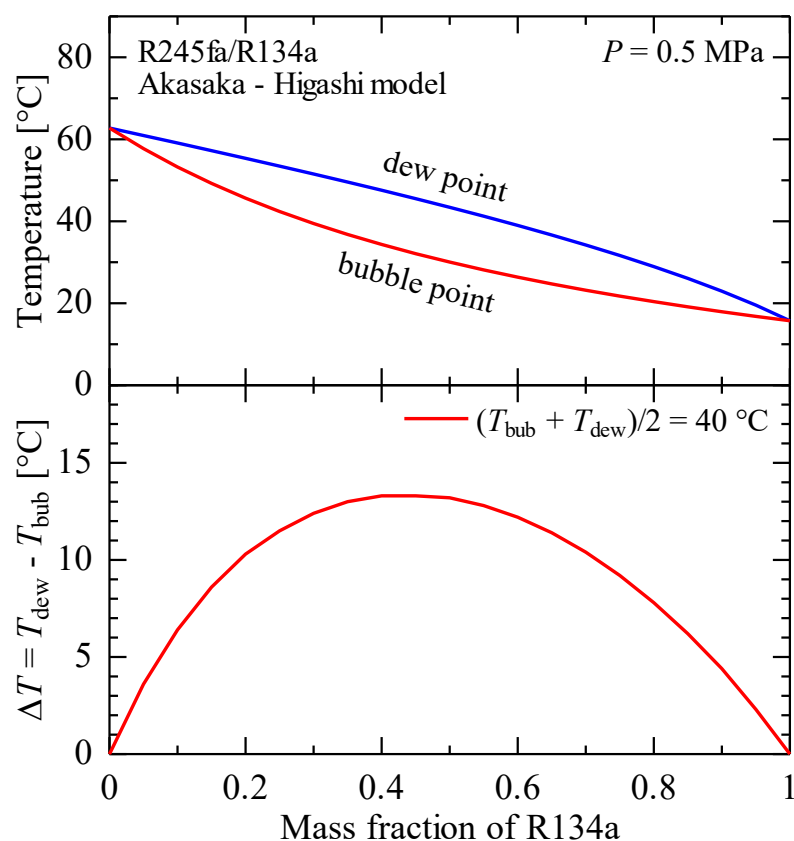


図 4.1 混合冷媒 R245fa/R134a の気液相平衡線図と温度グライド

4.1 実験データの整理方法

混合冷媒の蒸発実験における実験データの整理方法は、第3章で述べた純冷媒の蒸発実験と同様であるが、冷媒温度および熱平衡クオリティの整理方法は以下のように異なる。なお、圧力損失に関する測定精度は純冷媒と同程度であるが、熱伝達率の測定精度は、平滑管および溝付管ともに概ね $\pm 20\%$ 以内であり、一部のデータは最大 $\pm 30\%$ 程度の誤差を有する。

4.1.1 冷媒温度

混合冷媒の冷媒温度は、テストセクション出入口の測定した冷媒温度 $T_{r, TS, in}$ 、 $T_{r, TS, out}$ と REFPROP Ver. 9.1⁸⁴⁾より算出される冷媒温度が一致していないため、本論文では、テストセクション出入口での実測値 $T_{r, TS, in}$ 、 $T_{r, TS, out}$ を冷媒飽和温度とみなすこととする。なお、各サブセクション出入口の冷媒飽和温度は以下のように求める。

第一サブセクション入口の冷媒飽和温度 T_{sat0} は、測定したテストセクション入口の冷媒飽和温度 $T_{r, TS, in}$ から助走区間部の圧力降下分の温度変化を考慮して求める。

$$T_{sat0} = T_{r, TS, in} - \left[f(y_{R134a}, P_{TS0}, h_{TS0}) - f(y_{R134a}, P_{TS, in}, h_{TS, in}) \right] \quad (4-1)$$

ここに、右辺第2項は助走区間部における圧力降下分の温度変化を表しており、混合冷媒のモル分率、圧力および比エンタルピから REFPROP Ver. 9.1⁸⁴⁾を用いて求める。各サブセクション出入口の冷媒飽和温度 $T_{sat, n}$ は各サブセクションの熱交換量割合を考慮して、以下のように求める。

$$T_{sat, n} = T_{sat0} + (T_{r, TS, in} - T_{r, TS, out}) \frac{\sum_{k=1}^n Q_{TS, k}}{\sum_{k=1}^5 Q_{TS, k}} \quad (4-2)$$

なお、各サブセクションの中央部における冷媒温度 $T_{r, n}$ は、冷媒飽和温度 $T_{sat, n}$ の算術平均値とする。

$$T_{r, n} = \frac{(T_{sat, n-1} + T_{sat, n})}{2} \quad (4-3)$$

4.1.2 熱平衡クオリティ

混合冷媒の熱平衡クオリティ（以下，クオリティと記す）は，純冷媒と同様に電気予熱器入口における混合冷媒の比エンタルピを基点として求めるが，混合冷媒の比エンタルピは純冷媒とは異なり，以下のように算出する．

$$h_{\text{EPH,in}} = f(y_{\text{R134a}}, P_{\text{EPH,in}}, T_{\text{rEPH,in}}) \quad (4-4)$$

ここに， y_{R134a} は R134a のモル分率であり，ガスクロマトグラフで組成分析した混合冷媒の冷媒組成から求めた値である． $P_{\text{EPH,in}}$ および $T_{\text{rEPH,in}}$ はそれぞれ電気予熱器入口における混合冷媒の圧力および混合平均温度であり，これらの値から冷媒の比エンタルピ $h_{\text{EPH,in}}$ を REFPROP Ver. 9.1⁸⁴⁾を用いて求める．なお，予熱器入口における混合冷媒はサブクール液である．

テストセクション入口における冷媒の比エンタルピ $h_{\text{TS,in}}$ は，電気予熱器入口の比エンタルピ $h_{\text{EPH,in}}$ に電気予熱器における比エンタルピの増加量を加算して求める．

$$h_{\text{TS,in}} = h_{\text{EPH,in}} + \frac{Q_c}{W_r} \quad (4-5)$$

ここに， Q_c は電気予熱器における熱交換量， W_r は冷媒の質量流量である．なお，電気予熱器における熱交換量 Q_c はヒートバランス実験より，ヒートロスを考慮している．電気予熱器におけるヒートバランスの予備実験結果の詳細は付録 5 に示す．また，テストセクション入口から第一サブセクション入口までは 450 mm の助走区間を有しているが，その区間は十分に断熱されているため，テストセクション入口と第一サブセクション入口での冷媒の比エンタルピは等価と仮定する．

テストセクション入口における冷媒の比エンタルピ $h_{\text{TS,in}}$ から各サブセクションの比エンタルピ増加量を加算して，順次各サブセクション出口の比エンタルピを算出する．

$$h_{\text{TS,n+1}} = h_{\text{TS,n}} + \frac{Q_{\text{TS,n}}}{W_r} \quad (4-6)$$

各サブセクション出入口における冷媒のクオリティは次式で求める．

$$x_{\text{TS,n}} = \frac{h_{\text{TS,n}} - h_{\text{L,TS,n}}}{h_{\text{V,TS,n}} - h_{\text{L,TS,n}}} \quad (4-7)$$

ここに， h_v および h_L は飽和蒸気および飽和液の比エンタルピであり，R134a のモル分率および各サブセクション出入口の圧力値から算出する．なお，サブセクション中央部のクオリティはサブセクション出入口の算術平均値とする．

4.2 摩擦圧力損失特性

4.2.1 摩擦圧力損失

図 4.2 および図 4.3 にそれぞれ平滑管 ST および溝付管 GT(LF)の質量速度 100 および 200 kg/(m²s), 平均飽和温度 (露点と沸点の平均温度) 40 °C における混合冷媒 R245fa/R134a の摩擦圧力損失勾配の実験結果を示す. 図の縦軸は摩擦圧力損失勾配 $\Delta P_f/\Delta Z$, 横軸はクオリティ x を示している. 図中の Δ , \square , ∇ および \diamond 印はそれぞれ混合冷媒 R245fa/R134a の冷媒組成比が 90/10, 80/20, 65/35 および 55/45 mass% の実験結果である.

図より, いずれの冷媒組成比および伝熱管においても, 質量速度の増加に伴って摩擦圧力損失は増大する. これは質量速度の増加に伴い管内の気相および液相の速度が増加するため, 気液界面および壁面のせん断力が増大するためと考えられる. $x < 0.8$ における $G = 100$ と 200 kg/(m²s) の摩擦圧力損失を比較すると, いずれの冷媒組成比および伝熱管においても, 質量速度の増加とともに摩擦圧力損失は 4.5 ~ 5.5 倍に増加している. また, 摩擦圧力損失はクオリティの増加とともに増大しているが, クオリティ 0.8 以上では, 一定もしくは低下する傾向を示している. これはクオリティの増加に伴い, 管内の冷媒の速度が増大することに加えて, 気相速度は増加し液相速度は低下するため, 気液間の速度差が増大したことが要因として考えられる. 一方, クオリティ 0.8 以上では管内の液膜が薄くなり, 気液界面のせん断力が減少するため摩擦圧力損失が一定もしくは低下する傾向を示したと考えられる.

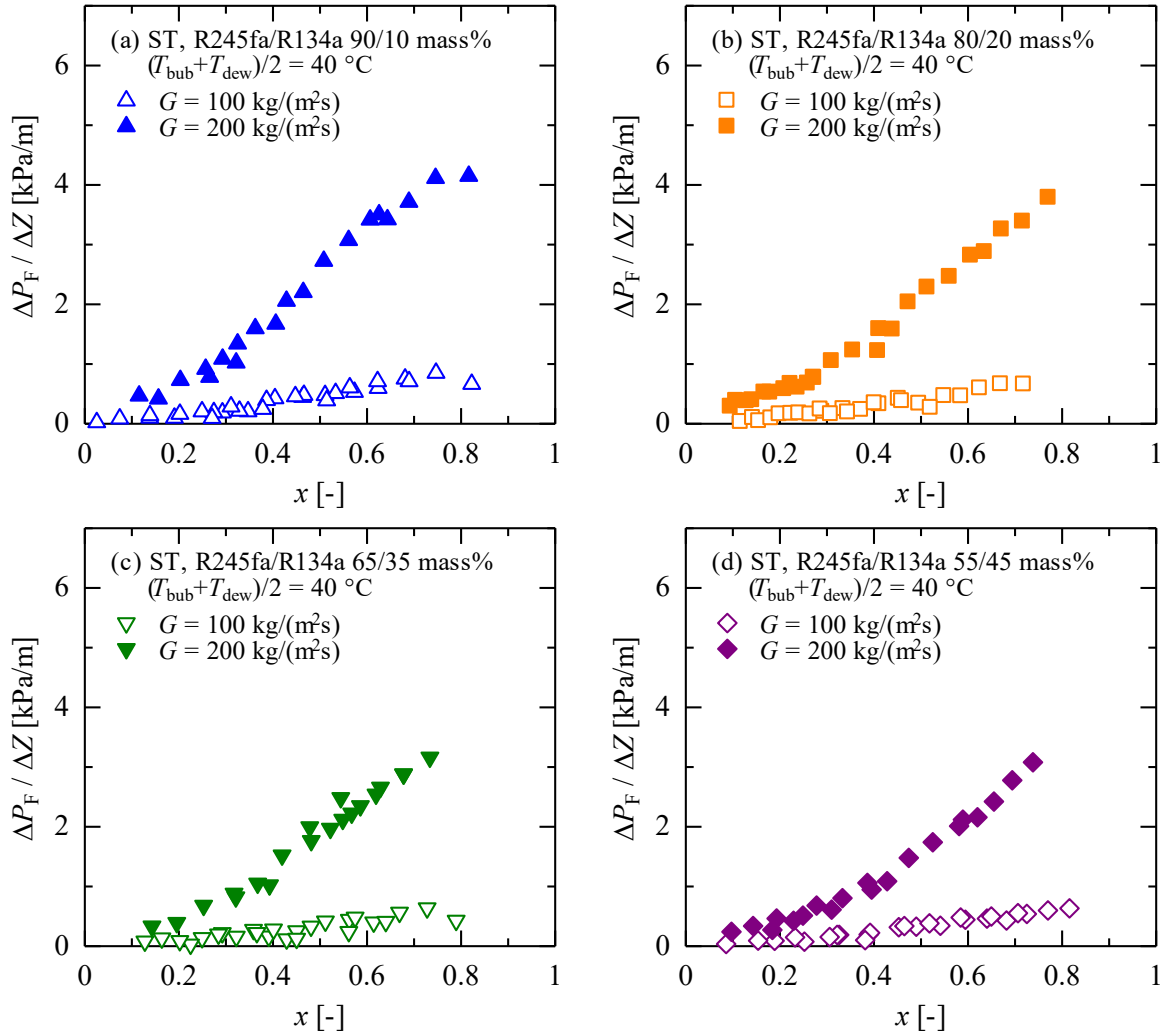


図 4.2 平滑管 ST の摩擦圧力損失

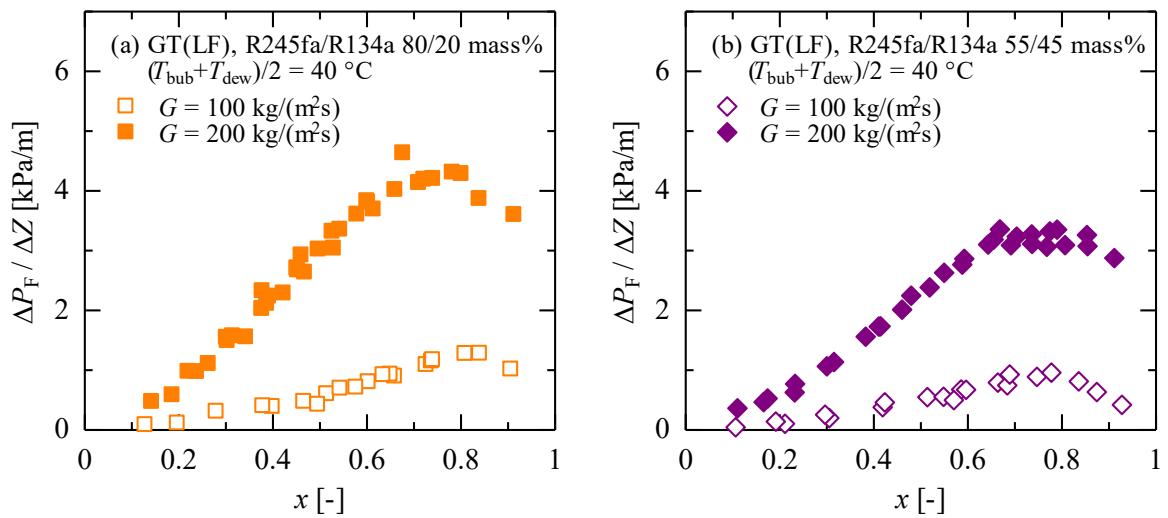


図 4.3 溝付管 GT(LF) の摩擦圧力損失

4.2.2 摩擦圧力損失に及ぼす冷媒組成の影響

図 4.4 および図 4.5 には、それぞれ平滑管 ST および溝付管 GT(LF)の純冷媒 R245fa と混合冷媒 R245fa/R134a の摩擦圧力損失勾配 $\Delta P_F/\Delta Z$ を上段に、純冷媒 R245fa に対する混合冷媒 R245fa/R134a の摩擦圧力損失比 $\Delta P_{F_{mix}}/\Delta P_{FR245fa}$ を下段にクオリティ x に対して示す。なお、下段に示した摩擦圧力損失比は、各実験条件における摩擦圧力損失勾配の実験結果から内挿計算して求めた値を用いている。また、図 4.6 および図 4.7 は、摩擦圧力損失勾配の実験結果から各クオリティにおける摩擦圧力損失勾配を内挿計算して求め、クオリティ 0.2, 0.5 および 0.7 における冷媒組成比の変化に対する摩擦圧力損失勾配の変化を示している。

図 4.4 および図 4.5 の上段に示した摩擦圧力損失勾配 $\Delta P_F/\Delta Z$ の実験結果ならびに図 4.6 および図 4.7 より、いずれの伝熱管および質量速度条件においても、混合冷媒 R245fa/R134a の摩擦圧力損失は純冷媒 R245fa に比して小さい値を示している。また、図 4.5 および図 4.7 の溝付管に関しては、純冷媒 R134a の摩擦圧力損失の実験結果を示しており、純冷媒 R134a の摩擦圧力損失が最も小さい値を示している。これは、表 2.7 に示すように平均飽和温度 40 °C の条件下では、R134a の蒸気密度は R245fa の約 3.5 倍大きく、質量速度およびクオリティが同一条件下では、R134a の質量分率が大きいほど蒸気速度は低下し、液粘度は R245fa の約 0.5 倍であるため、気液界面および壁面のせん断力が低下したことによるものと考えられる。

図 4.4 および図 4.5 の下段に示した摩擦圧力損失比 $\Delta P_{F_{mix}}/\Delta P_{FR245fa}$ は、いずれの伝熱管および質量速度条件においても低クオリティ域で最も小さい値を示し、クオリティの増加とともに増大している。

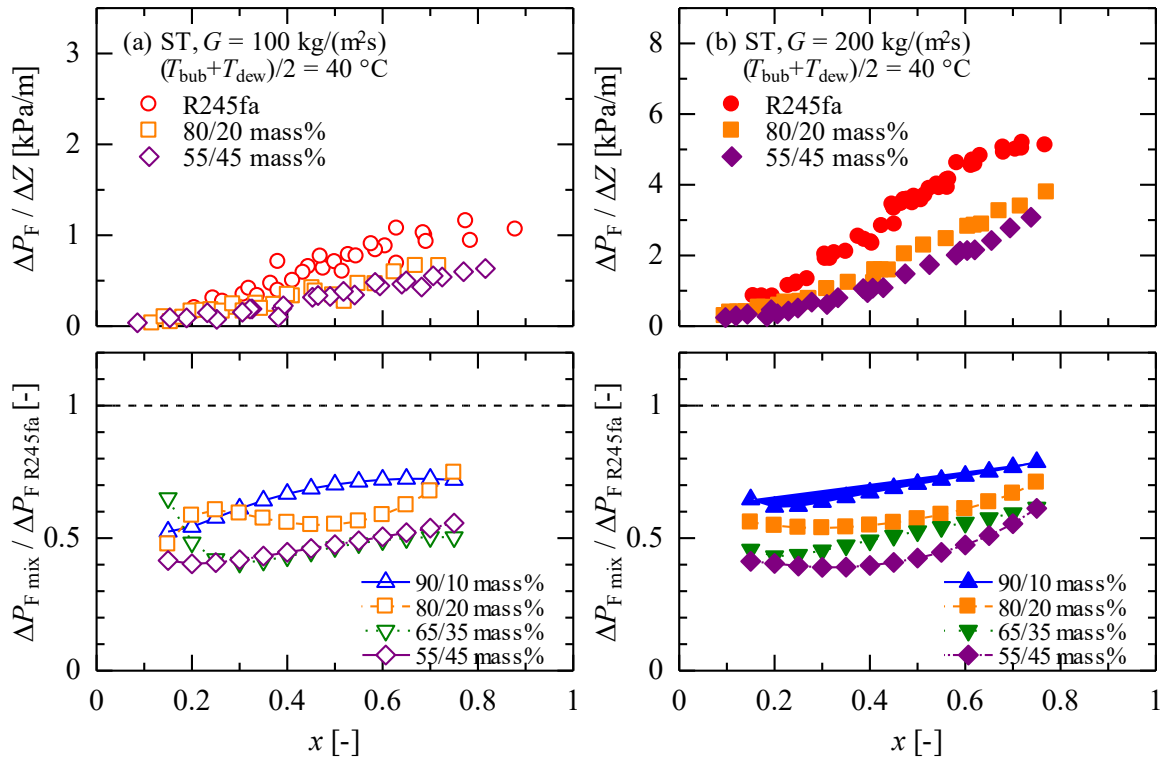


図 4.4 平滑管 ST における純冷媒と混合冷媒の摩擦圧力損失の比較

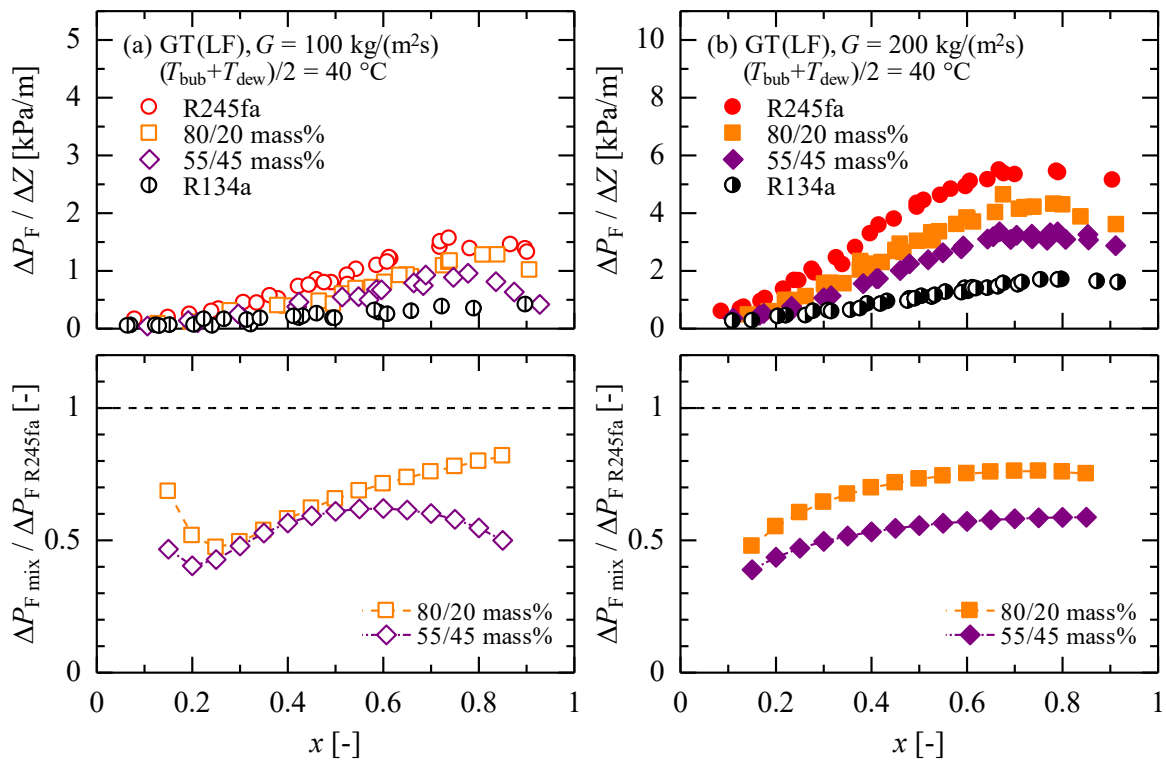


図 4.5 溝付管 GT(LF)における純冷媒と混合冷媒の摩擦圧力損失の比較

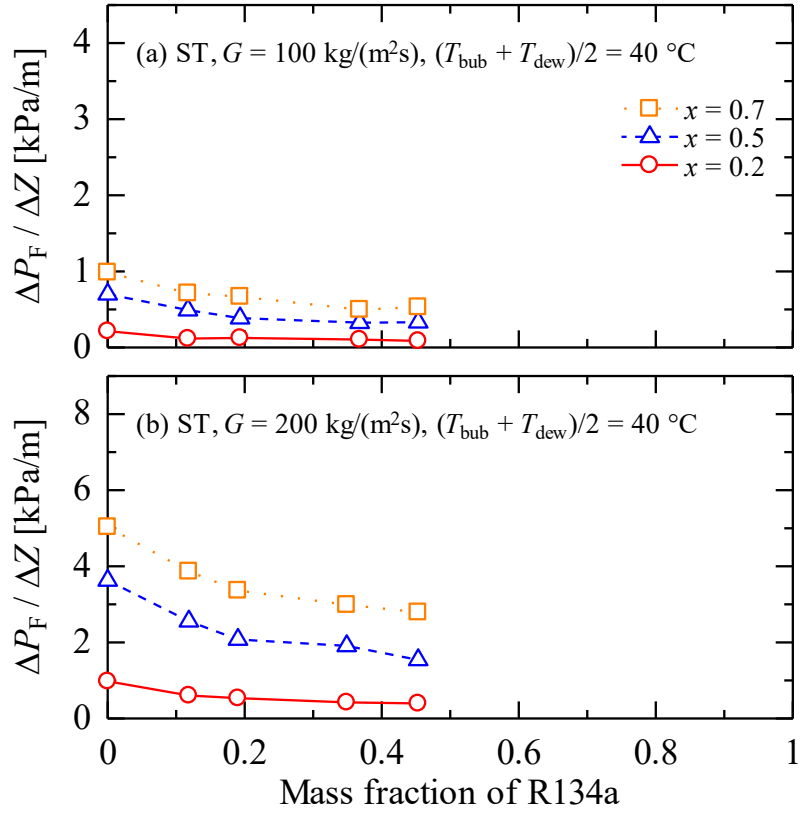


図 4.6 摩擦圧力損失に及ぼす冷媒組成の影響（平滑管 ST）

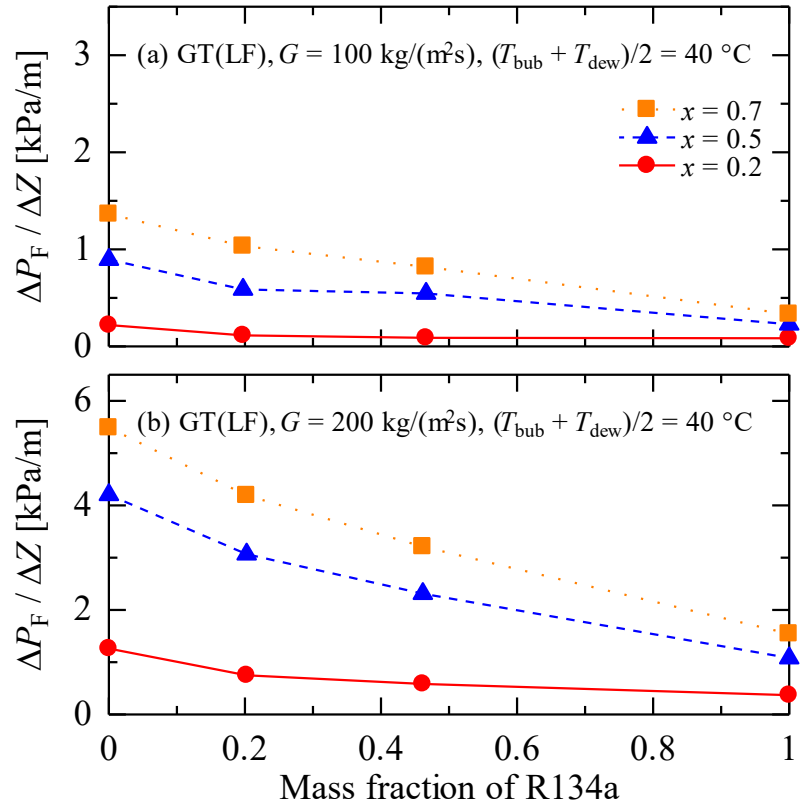


図 4.7 摩擦圧力損失に及ぼす冷媒組成の影響（溝付管 GT(LF)）

4.2.3 実験値と従来の相関式の比較

図 4.8 および図 4.9 に平滑管 ST の摩擦圧力損失の実験値と混合冷媒を用いた摩擦圧力損失に関する相関式による予測値との比較を示す。比較に用いた相関式は久保田らの式¹¹⁾および宮良らの式¹²⁾である。図 4.10 および図 4.11 には溝付管 GT(LF)の摩擦圧力損失の実験値と混合冷媒を用いた摩擦圧力損失に関する相関式による予測値との比較を示す。比較に用いた相関式は久保田らの式¹¹⁾および Filho らの式²⁶⁾である。なお、混合冷媒の物性値は管断面で気相と液相が相平衡状態であると仮定して求めた。表 4.1 および表 4.2 にはそれぞれ平滑管 ST および溝付管 GT(LF)の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{exp}}$ と従来の相関式による予測値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{\text{cal}}$ との平均偏差 MD および AD を示す。平均偏差 MD および AD は式(3-17)および(3-18)より求める。表中の R30 は全データ数に対する偏差が 30%以下のデータ数の割合であり、純冷媒のデータは含まれていない。

平滑管内における混合冷媒の摩擦圧力損失は、図および表より比較したいずれの相関式も予測精度はよいが、純冷媒と同様、宮良らの式¹²⁾が質量速度 200 kg/(m²s)の条件では実験値よりも過小に予測する傾向にあるものの、実験値とのまとまりはよく概ね±30%以内で相関している。

溝付管内における混合冷媒の摩擦圧力損失は、図および表より、久保田らの式¹¹⁾による予測値は実験値とのまとまりはよいものの、全体的に過小に予測する傾向にあり、Filho らの式²⁶⁾による予測値は、摩擦圧力損失が小さい条件では過大に予測する傾向にあるが、大きい条件では予測精度はよい。これらの比較結果は純冷媒の摩擦圧力損失の結果と同様であった。

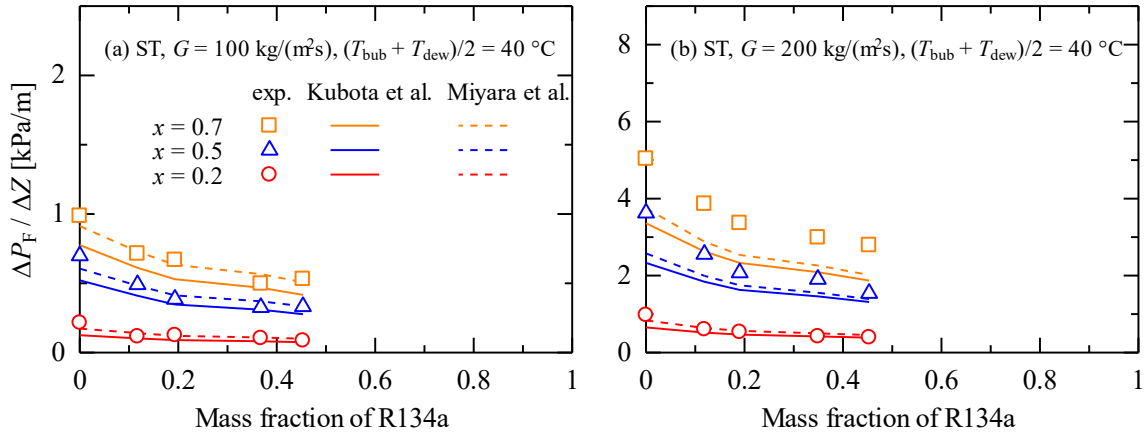


図 4.8 平滑管 ST の実験値と相関式との比較

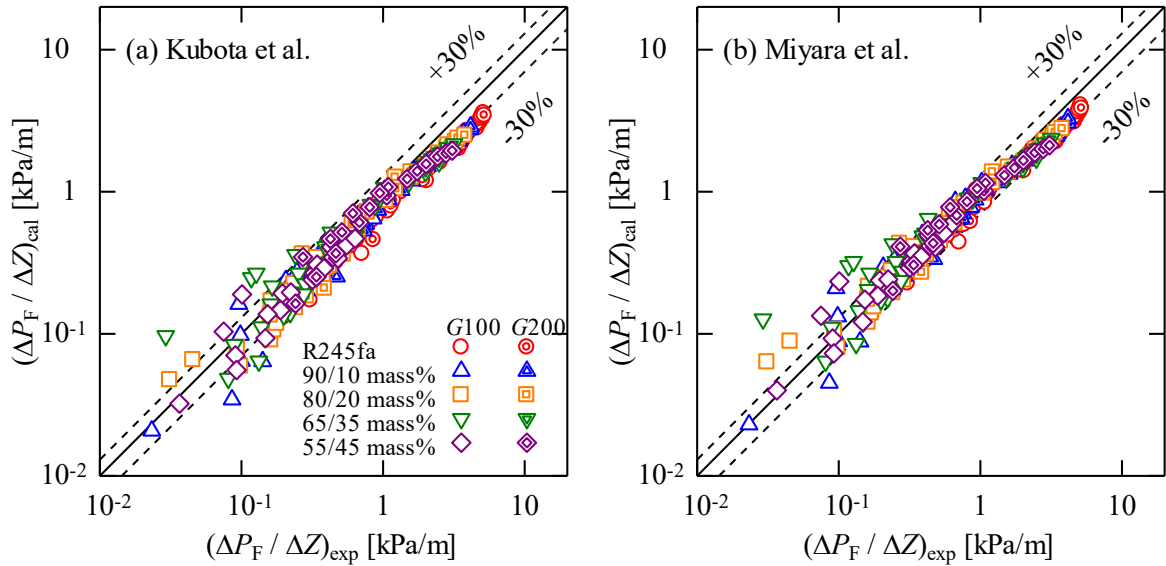


図 4.9 平滑管 ST の実験値と相関式との比較

表 4.1 平滑管 ST の実験値と相関式との偏差

Correlations	MD [%]	AD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Kubota et al.	23.2	-13.6	76.3	228
Miyara et al.	20.6	3.2	87.7	

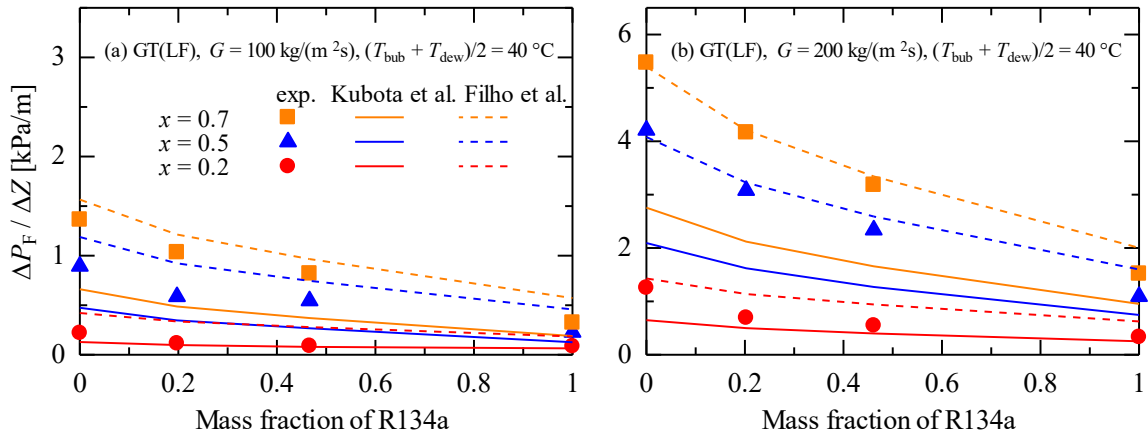


図 4.10 溝付管 GT(LF)の実験値と相関式との比較

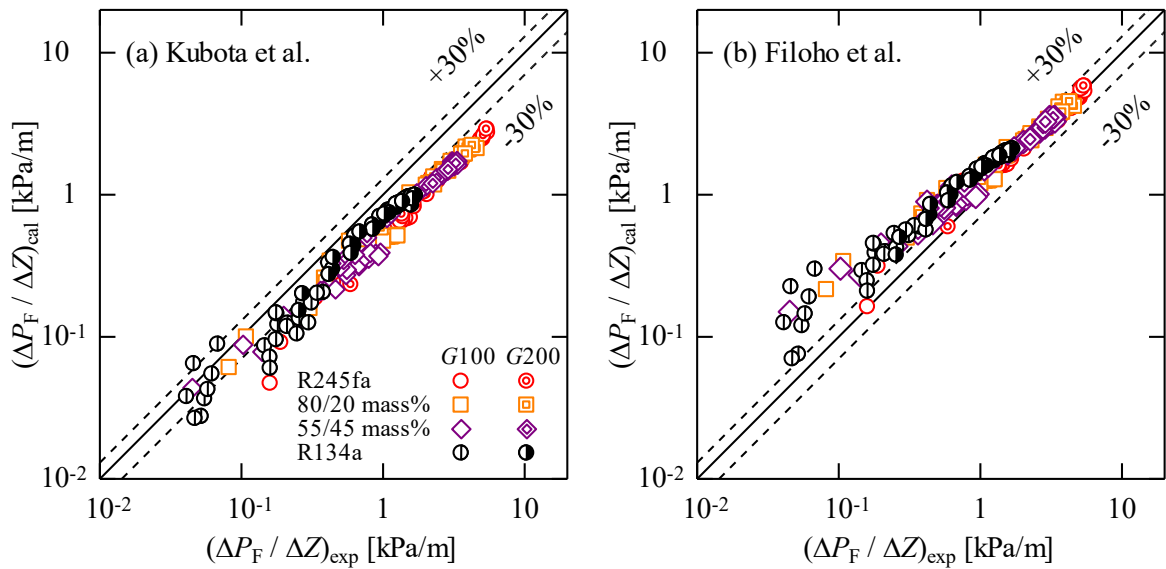


図 4.11 溝付管 GT(LF)の実験値と相関式との比較

表 4.2 溝付管 GT(LF)の実験値と相関式との偏差

Correlations	MD [%]	AD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Kubota et al.	43.7	-43.7	10.5	105
Filho et al.	34.1	33.9	64.8	

4.2.4 摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響

図 4.12 および図 4.13 に、それぞれ質量速度 100 および 200 kg/(m²s)の平滑管 ST および溝付管 GT(LF)の摩擦圧力損失勾配の比較を示す。図の(a)は純冷媒 R245fa, (b)は混合冷媒 R245fa/R134a (80/20 mass%), (c)は混合冷媒 R245fa/R134a (55/45 mass%)の実験結果を示しており、図の縦軸は摩擦圧力損失勾配 $\Delta P_F / \Delta Z$, 横軸はクオリティ x を示している。また、図 4.14 は平滑管 ST に対する溝付管 GT(LF)の摩擦圧力損失の増加率 $\Delta P_{F_{\text{mix}}} / \Delta P_{F_{\text{R245fa}}}$ をクオリティ x に対して示している。

図 4.12 および図 4.13 より、いずれの冷媒組成比および質量速度条件においても、溝付管の摩擦圧力損失は平滑管に比して大きい値を示し、低クオリティ域および高クオリティ域における摩擦圧力損失は平滑管および溝付管に大きな差異はみられない。溝付管による摩擦圧力損失の増加率は図 4.14 に示すように、 $(\Delta P_F)_{\text{GT}} / (\Delta P_F)_{\text{ST}} = 1.0 \sim 1.7$ を示している。溝付管 GT(LF)の面積拡大率 η は 1.31 であり、この管内表面積の増大や溝形状による管内流の攪拌が摩擦圧力損失の増大に起因していると考えられる。

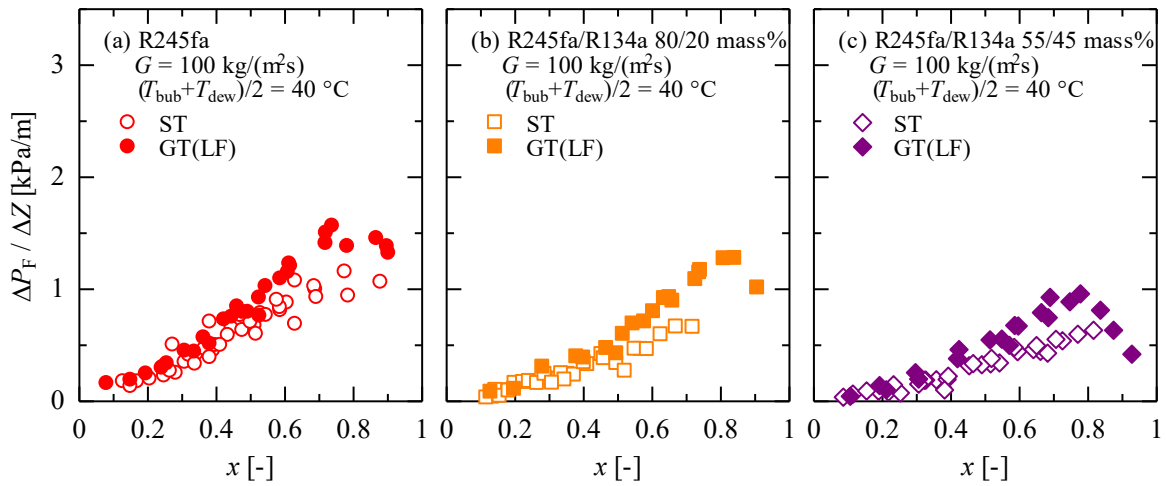


図 4.12 平滑管および溝付管の摩擦圧力損失の比較

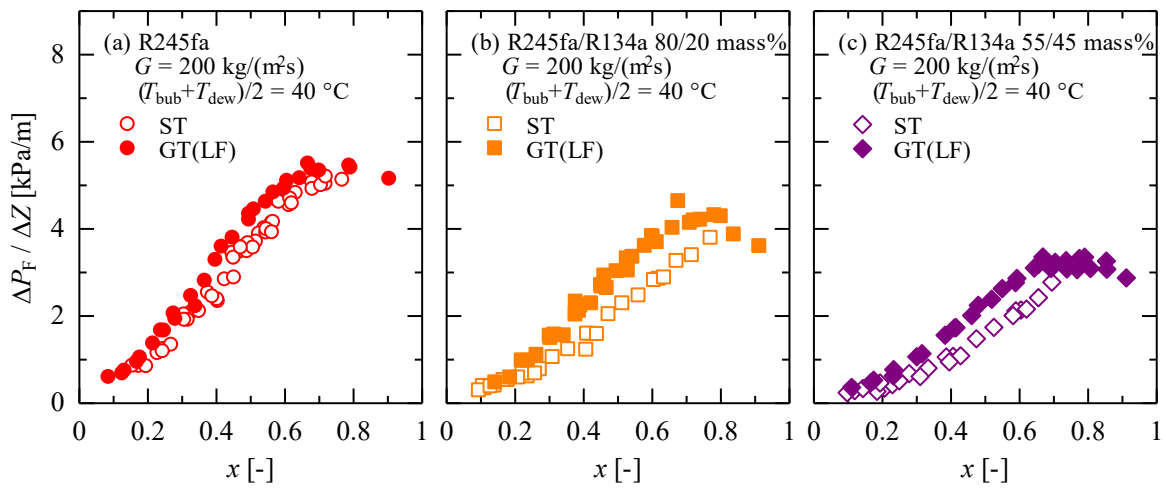


図 4.13 平滑管および溝付管の摩擦圧力損失の比較

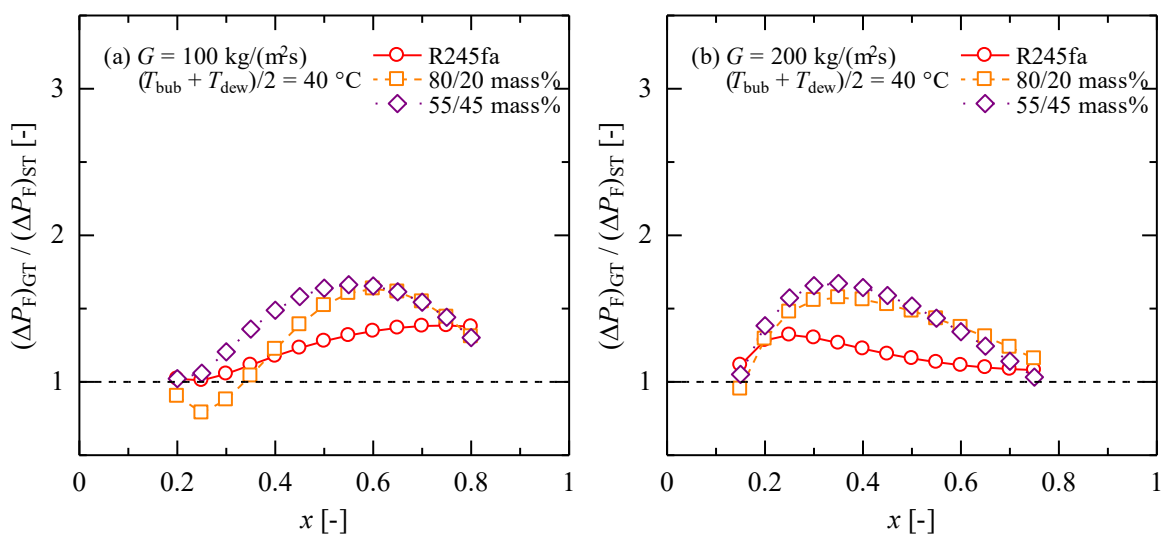


図 4.14 溝付管による摩擦圧力損失の増加率

4.3 蒸発熱伝達特性

4.3.1 蒸発熱伝達率

図 4.15 および図 4.16 にそれぞれ平滑管 ST および溝付管 GT(LF)の質量速度 100 および 200 kg/(m²s), 飽和温度 40 °C における混合冷媒 R245fa/R134a の蒸発熱伝達率の実験結果を示す。図の縦軸は蒸発熱伝達率 α , 横軸はクオリティ x を示している。図中の Δ , \square , ∇ および \diamond 印はそれぞれ混合冷媒 R245fa/R134a の冷媒組成比が 90/10, 80/20, 65/35 および 55/45 mass% の実験結果である。なお, 溝付管 GT(LF)の蒸発熱伝達率は実伝熱面積を基準とした実験結果を示している。

第 3 章の純冷媒の蒸発熱伝達率と同様に, いずれの混合冷媒組成, 伝熱管および質量速度条件においても, クオリティの増加に伴って蒸発熱伝達率が増加している。図 4.15 の平滑管 ST の実験結果より, 質量速度の増加に伴う蒸発熱伝達率の増加率は低クオリティ域では 2.0 倍程度であり, 高クオリティ域では最大で 3.0 倍程の蒸発熱伝達率の増加率を示している。一方, 図 4.16 の溝付管 GT(LF)の蒸発熱伝達率は低クオリティ域では 1.5 倍程度であり, 高クオリティ域では最大で 2.0 倍程の蒸発熱伝達率の増加率を示している。一般的に, 非共沸混合冷媒の蒸発流では低沸点成分が優先的に蒸発することから, 液相側の気液界面近傍では高沸点成分濃度が増大するため, 気液界面温度が上昇する。また, 液膜内の気泡についても気液界面温度の上昇と同様に, 気泡の周りに濃度境界層が形成され, 気泡表面温度が上昇するため蒸発・沸騰熱伝達に有効な過熱度が低下することが知られている。質量速度およびクオリティが増加すると, 強制対流の効果によって物質伝達が促進され, 非共沸性に起因する濃度境界層が拡散されることにより蒸発熱伝達率が増加していると考えられる。

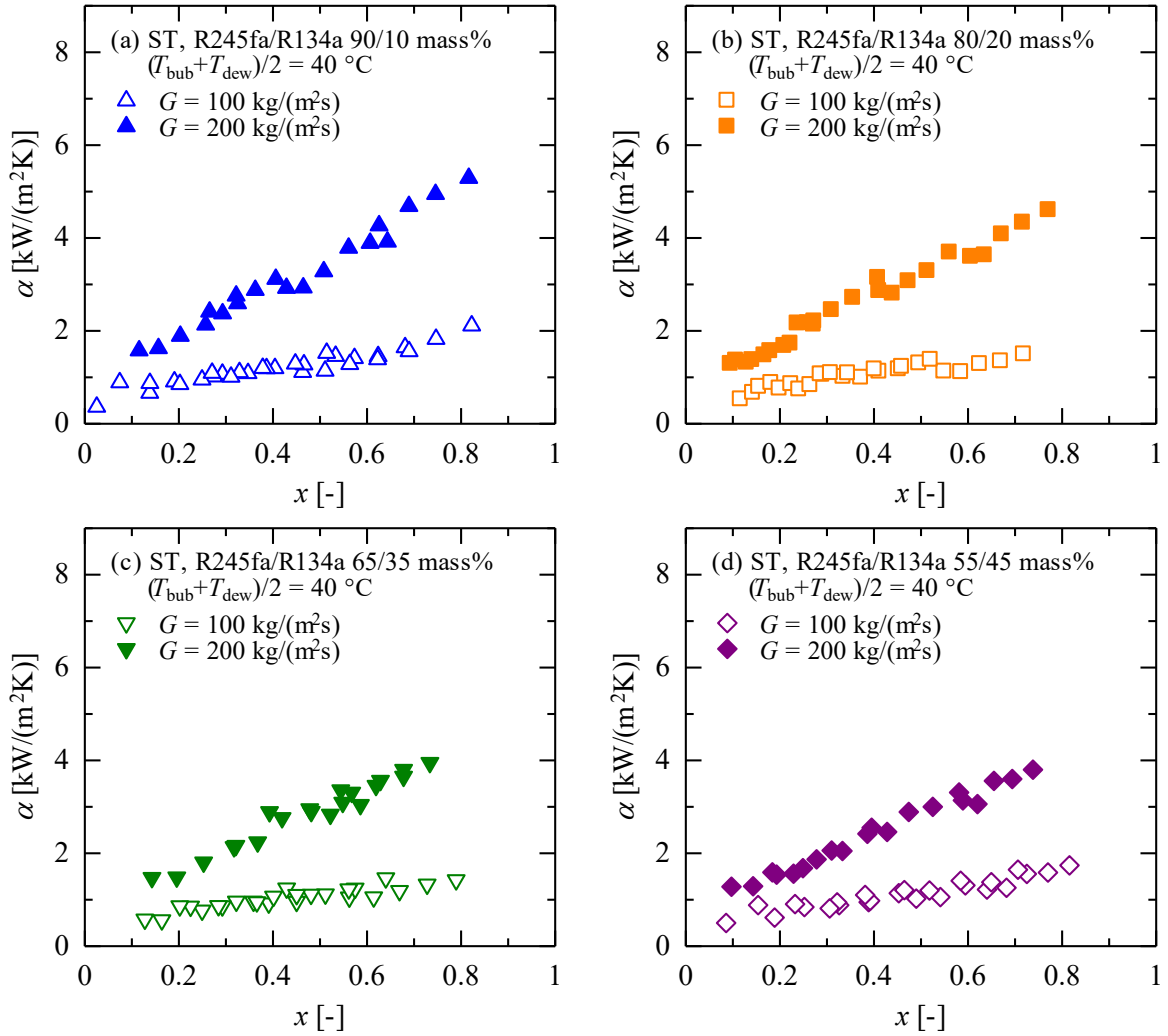


図 4.15 平滑管 ST の蒸発熱伝達率

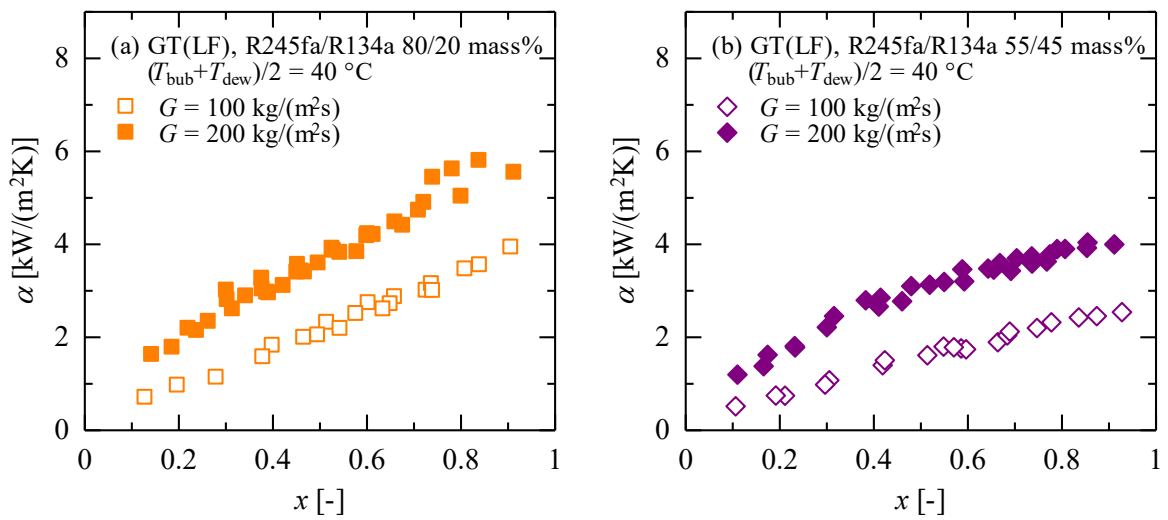


図 4.16 溝付管 GT(LF) の蒸発熱伝達率

4.3.2 蒸発熱伝達率に及ぼす冷媒組成の影響

図 4.17 および図 4.18 には、それぞれ平滑管 ST および溝付管 GT(LF)の純冷媒 R245fa と混合冷媒 R245fa/R134a の蒸発熱伝達率 α を上段に、純冷媒 R245fa に対する混合冷媒 R245fa/R134a の蒸発熱伝達率の比 $\alpha_{\text{mix}}/\alpha_{\text{R245fa}}$ を下段にクオリティ x に対して示す。なお、下段に示した蒸発熱伝達率の比は各実験条件における蒸発熱伝達率の実験結果から内挿計算して求めた値を示している。図 4.19 および図 4.20 には、蒸発熱伝達率の実験結果から各クオリティにおける蒸発熱伝達率を内挿計算して求め、クオリティ 0.2, 0.5 および 0.7 における冷媒組成比の変化に対する蒸発熱伝達率の変化を示している。

図 4.17 および図 4.18 の上段に示した蒸発熱伝達率 α および図 4.19 および図 4.20 より、いずれの伝熱管および質量速度条件においても、混合冷媒 R245fa/R134a の蒸発熱伝達率は純冷媒 R245fa に比して小さい値を示しており、R134a の質量分率の増加とともに低下し、冷媒組成比 65/35 ~ 55/45 mass% で最小値を示している。これは表 2.7 および図 4.1 より、平均飽和温度 40 °C の条件では温度グライドは冷媒組成比 55/45 mass% で 13.3 K, 65/35 mass% で 13.0 K であり、その差は 0.3 K 程度と小さいため、温度グライドが蒸発熱伝達特性に及ぼす影響も大きな相違はないと考えられる。図 4.17 および図 4.18 の下段に示した蒸発熱伝達率の比より、前述のように強制対流の効果が大きくなると、物質伝達が促進され、非共沸性に起因する濃度境界層が拡散されることにより、蒸発熱伝達率低下の程度が小さくなることが知られている。図 4.18 の溝付管は質量速度の増加により蒸発熱伝達率の低下割合がわずかに減少しているが、図 4.17 の平滑管では高質量速度の方が蒸発熱伝達率の低下割合が大きい。これは、低質量速度条件では純冷媒 R245fa の流動様相は第 3.3 節で述べたように成層波状流であり、純冷媒の蒸発熱伝達率の値が小さいため、相対的に蒸発熱伝達率の比が高い値を示したものと考えられる。

また、図 4.18 および図 4.20 の溝付管に関しては、純冷媒 R134a の蒸発熱伝達率の実験結果も示しており、純冷媒 R245fa と同程度の蒸発熱伝達率を示しており、混合冷媒 R245fa/R134a に比して高い値を示していることがわかる。

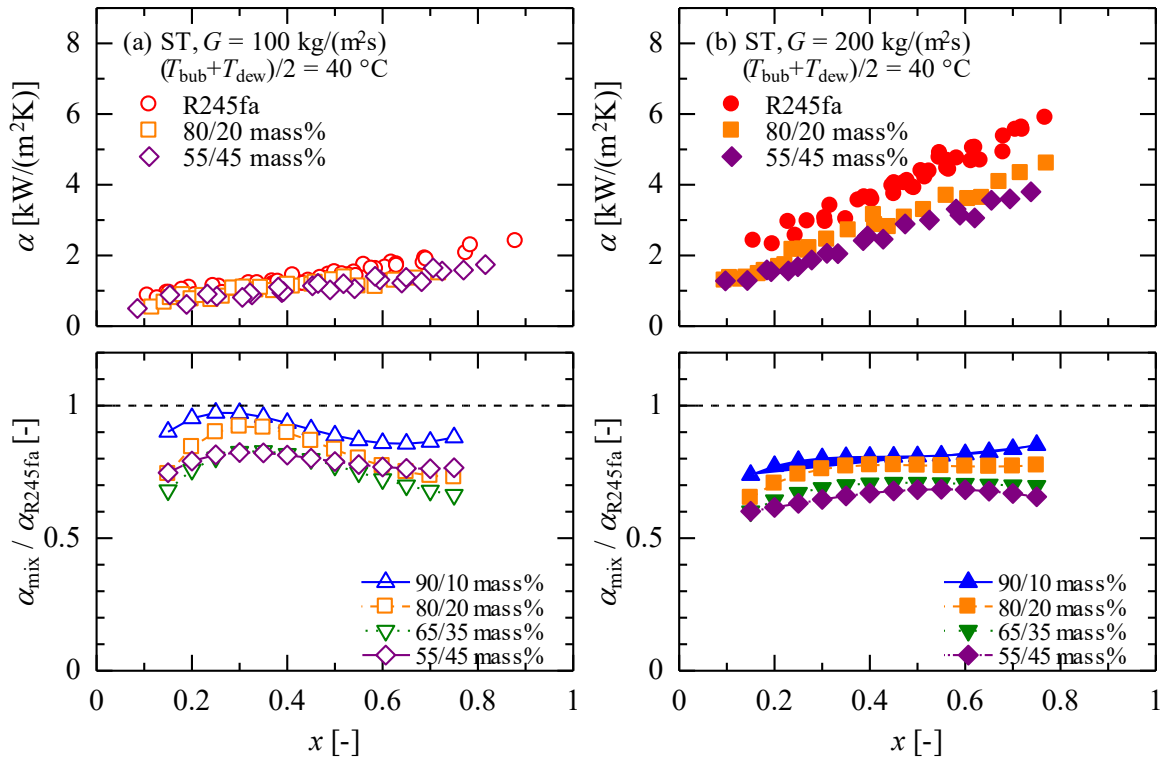


図 4.17 平滑管 ST における純冷媒と混合冷媒の蒸発熱伝達率の比較

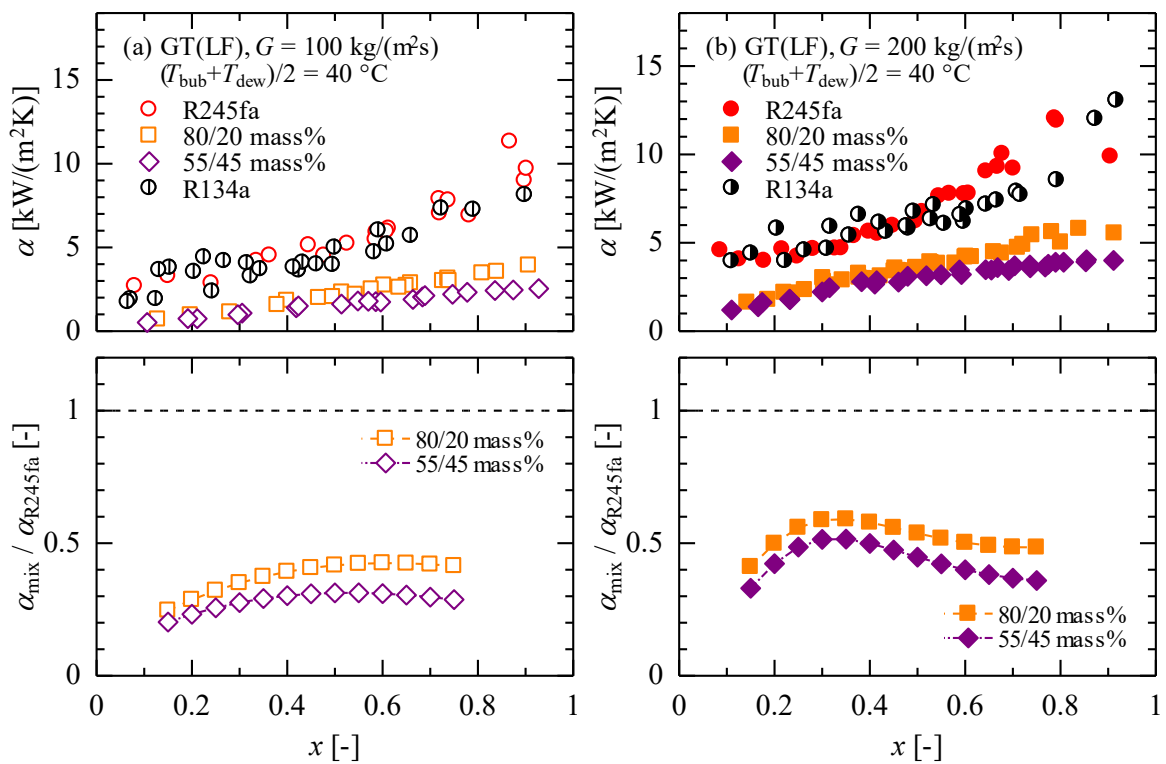


図 4.18 溝付管 GT(LF) における純冷媒と混合冷媒の蒸発熱伝達率の比較

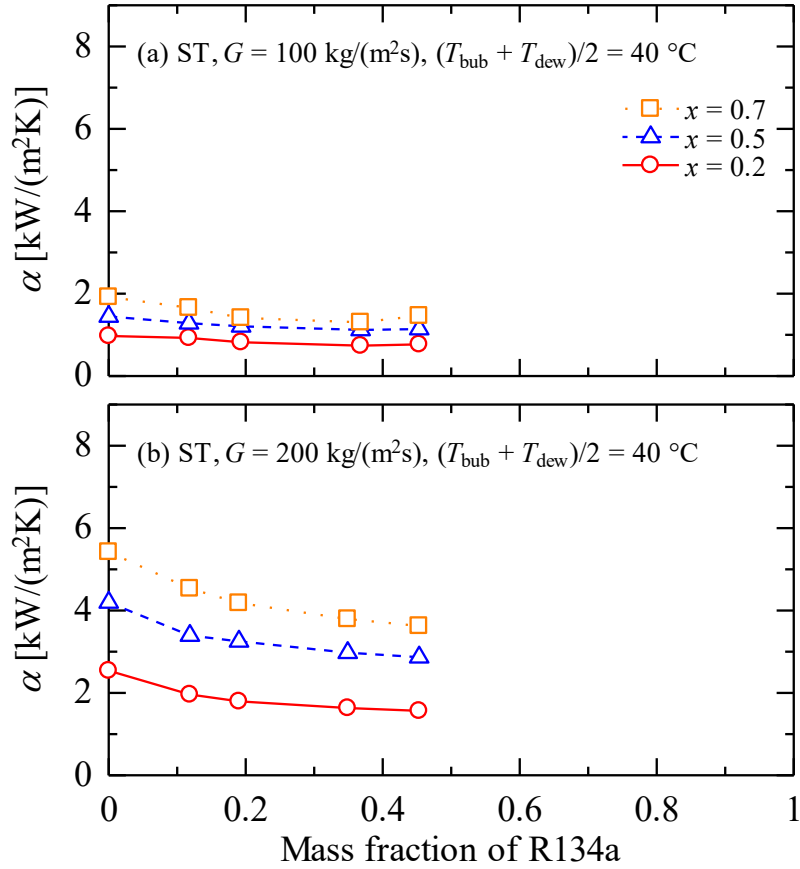


図 4.19 蒸発熱伝達率に及ぼす冷媒組成の影響 (平滑管 ST)

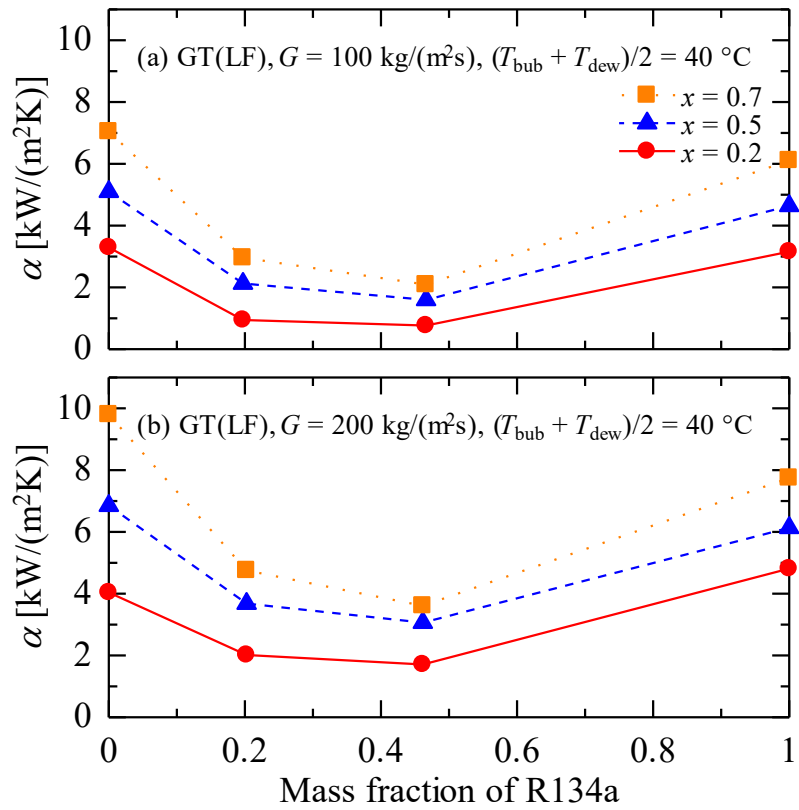


図 4.20 蒸発熱伝達率に及ぼす冷媒組成の影響 (溝付管 GT(LF))

4.3.3 実験値と従来の相関式の比較

図 4.21 および図 4.22 に平滑管 ST の蒸発熱伝達率の実験値と混合冷媒を用いた蒸発熱伝達率に関する相関式による予測値との比較を示す。比較に用いた相関式は高松らの式⁵²⁾である。なお、純冷媒 R245fa の予測値は純冷媒に対する相関式である高松らの式³⁶⁾より求めている。図 4.23 および図 4.24 には溝付管 GT(LF)の蒸発熱伝達率の実験値と混合冷媒を用いた蒸発熱伝達率に関する相関式による予測値との比較を示す。比較に用いた相関式は Cavallini らの式⁴⁷⁾である。なお、混合冷媒の物性値は管断面で気相と液相が相平衡状態であると仮定して求めた。表 4.1 および表 4.2 にはそれぞれ平滑管 ST および溝付管 GT(LF)の蒸発熱伝達率の実験値 α_{exp} と従来の相関式による予測値 α_{cal} との平均偏差 MD および AD を示す。平均偏差 MD および AD は式(3-34)および式(3-35)より求める。表中の R30 は全データ数に対する偏差が 30%以下のデータ数の割合であり、純冷媒のデータは含まれていない。

平滑管内における混合冷媒の蒸発熱伝達率は、図および表より、高松らの式⁵²⁾による予測値は適用範囲外である質量速度 $100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ では実験値よりも過大に予測する傾向にあるが、適用範囲内である質量速度 $200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ では実験値とほぼ一致している。

混合冷媒に対する Cavallini らの式⁴⁷⁾は、純冷媒に対する相関式⁴⁷⁾に蒸気相の顕熱変化による蒸気単相の熱抵抗の影響および液相の物質伝達抵抗による核沸騰の影響を考慮した式であり、Cavallini らの式⁴⁷⁾による予測値は、質量速度およびクオリティの増加による蒸発熱伝達率の増加率は小さい。一方、混合冷媒の蒸発熱伝達率の実験値は、質量速度およびクオリティの増加に伴い蒸発熱伝達率は増加しており、Cavallini らの式⁴⁷⁾による予測値は、質量速度およびクオリティの増加に伴い過小に見積もる傾向にある。

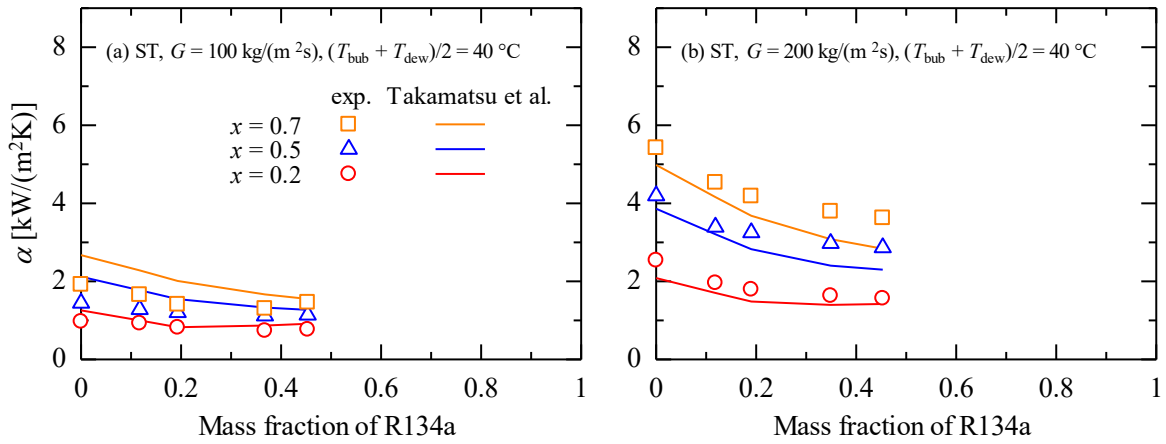


図 4.21 平滑管 ST の実験値と相関式との比較

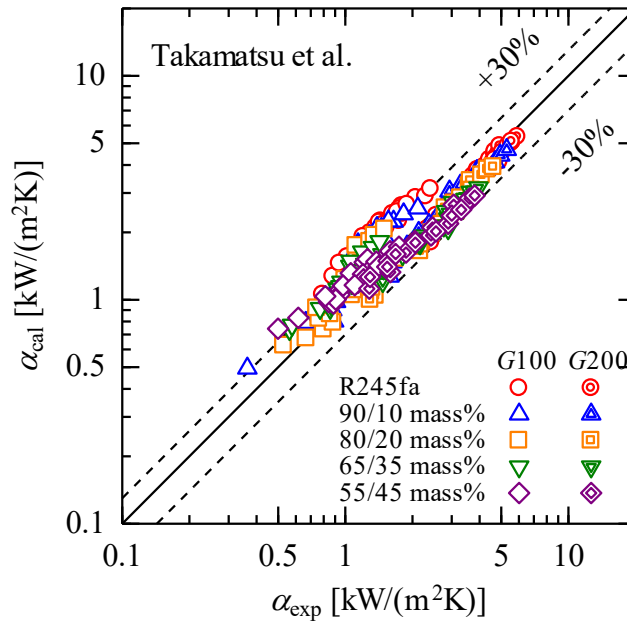


図 4.22 平滑管 ST の実験値と相関式との比較

表 4.1 平滑管 ST の実験値と相関式との偏差

Correlations	MD [%]	AD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Takamatsu et al.	17.6	4.5	87.4	190
($G = 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$)	20.3	19.7	77.1	105
($G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$)	14.3	-14.2	100	85

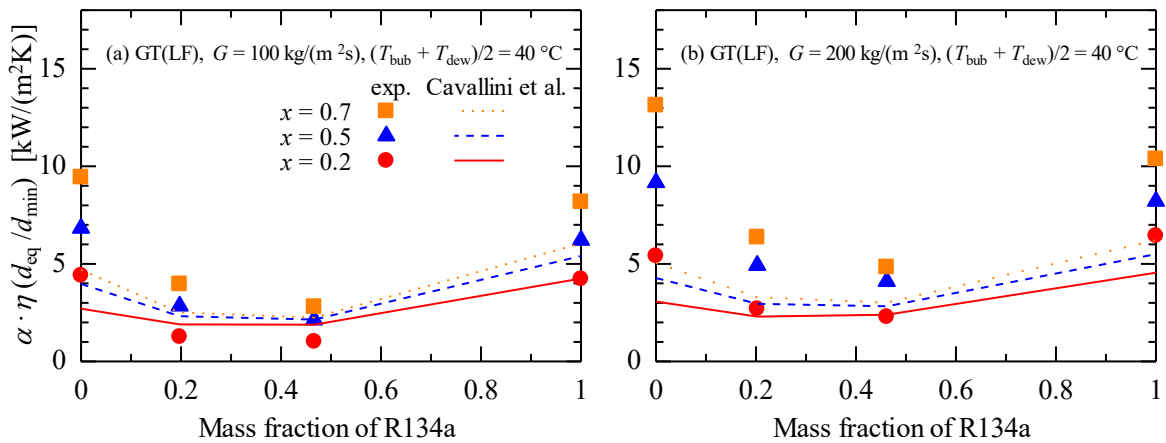


図 4.23 溝付管 GT(LF)の実験値と相関式との比較

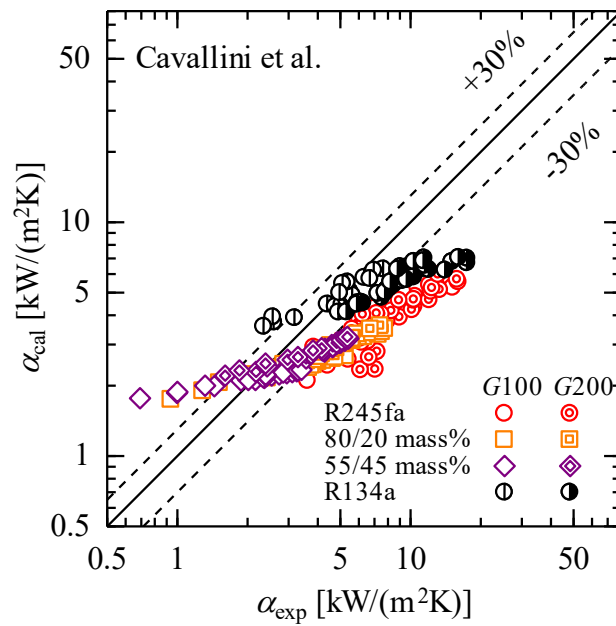


図 4.24 溝付管 GT(LF)の実験値と相関式との比較

表 4.2 溝付管 GT(LF)の実験値と相関式との偏差

Correlations	MD [%]	AD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Cavallini et al.	33.7	20.7	36.2	105

4.3.4 溝付管の伝熱促進効果

図 4.25 および図 4.26 に、それぞれ質量速度 100 および 200 kg/(m²s)の平滑管 ST と溝付管 GT(LF)の蒸発熱伝達率の比較を示す。図の(a)は純冷媒 R245fa, (b)は混合冷媒 R245fa/R134a (80/20 mass%), (c)は混合冷媒 R245fa/R134a (55/45 mass%)の実験結果を示しており、図の縦軸は蒸発熱伝達率 α , 横軸はクオリティ x を示している。また、図 4.27 は平滑管 ST に対する溝付管 GT(LF)の伝熱促進率 $\alpha_{\text{mix}}/\alpha_{\text{R245fa}}$ をクオリティ x に対して示している。なお、溝付管 GT(LF)の蒸発熱伝達率は式(3-12)に示す実伝熱面積を基準とした実験結果を示している。

図より、溝付管による伝熱促進率は純冷媒、低質量速度条件が最も大きく 3.2 ~ 3.8 倍程度の伝熱促進率を示している。混合冷媒に着目すると、純冷媒と同様に低質量速度条件の方が高い伝熱促進率を示している。低質量速度条件では、R134a の質量分率が増大すると伝熱促進率は小さい値を示すが、高質量速度条件では、R134a の質量分率に依らず伝熱促進率は 1.0 ~ 1.1 であり、溝付管による伝熱促進効果は小さいことがわかる。

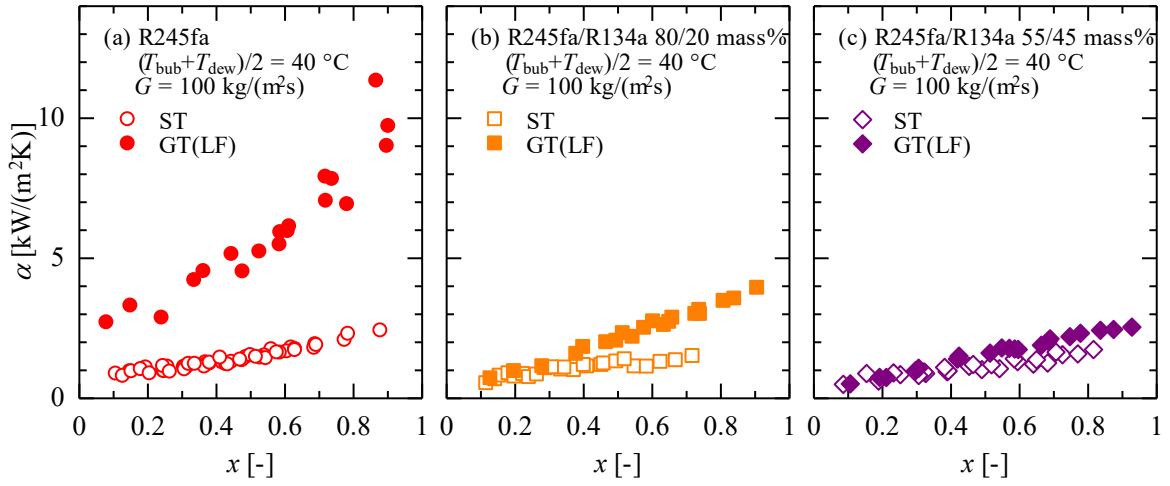


図 4.25 平滑管および溝付管の蒸発熱伝達率の比較

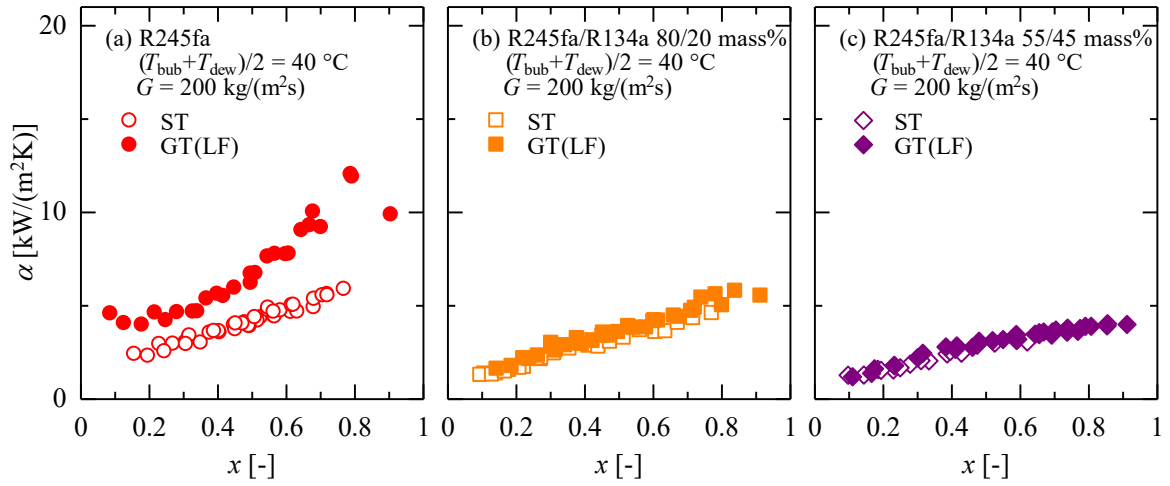


図 4.26 平滑管および溝付管の蒸発熱伝達率の比較

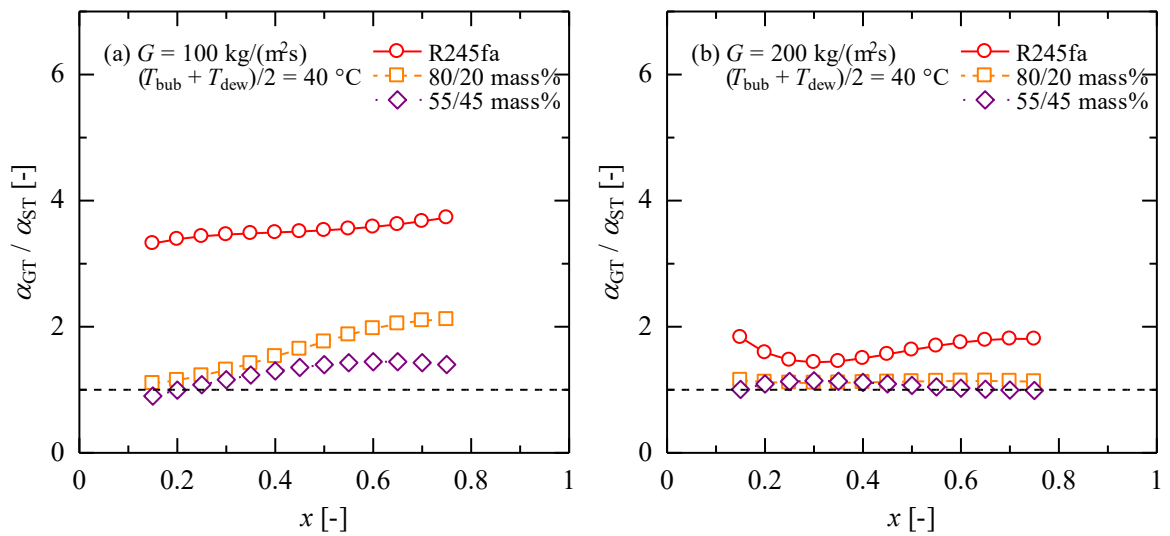


図 4.27 溝付管による伝熱促進効果

4.4 まとめ

本章では、混合冷媒 R245fa/R134a の水平平滑管および溝付管内の蒸発特性に関する実験を行い、摩擦圧力損失勾配および蒸発熱伝達率の実験結果を示すとともに、平滑管の従来提案されている摩擦圧力損失および蒸発熱伝達率の相関式との比較を行った。以下に、本章で得られた結果をまとめる。

- (1) 混合冷媒 R245fa/R134a の平滑管および溝付管内における蒸発流の摩擦圧力損失は、R134a の質量分率の増加に伴って減少する。溝付管 GT(LF)の実験結果より、混合冷媒の摩擦圧力損失は純冷媒 R245fa よりも小さく、純冷媒 R134a よりも大きい値を示す。質量速度の影響は、いずれの冷媒組成比および伝熱管においても同程度である。
- (2) 平滑管内における混合冷媒の摩擦圧力損失は、管断面において気相と液相が相平衡状態と仮定した場合、純冷媒 R245fa の摩擦圧力損失を精度良く相関した宮良らの相関式による予測値は実験値と $\pm 30\%$ 以内で相関する。
- (3) 混合冷媒 R245fa/R134a の平滑管および溝付管内における蒸発熱伝達率は、R134a の質量分率の増加に伴って温度グライドが増大することによって低下する。溝付管 GT(LF)の実験結果より、混合冷媒の蒸発熱伝達率は純冷媒 R245fa および R134a よりも小さいが、質量速度の増加に伴い、純冷媒に対する混合冷媒の熱伝達率の低下は減少する。
- (4) 平滑管内における混合冷媒 R245fa/R134a の蒸発熱伝達率は、非共沸性の影響を考慮している高松らの相関式が、質量速度 $100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ では実験値よりも過大に予測する傾向にあるものの、適用範囲である質量速度 $200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ では実験値と概ね一致する。
- (5) 溝付管による伝熱促進率は、純冷媒および混合冷媒ともに低質量速度条件が大きく、純冷媒の場合では最大で 3.8 倍程度の伝熱促進率を示している。低質量速度条件では、R134a の質量分率が増大すると伝熱促進率は小さい値を示すが、高質量速度条件では、R134a の質量分率に依らず伝熱促進率は 1.0 ~ 1.1 であり、溝付管による伝熱促進効果は小さい。

第5章 純冷媒 R245fa の水平管内凝縮

純冷媒 R245fa の水平平滑管および溝付管内における凝縮特性に関する研究はいくつか研究報告されているものの、従来冷媒（例えば、R32 や R410A など）に比べると少なく、凝縮熱伝達および圧力損失特性に関する知見は十分に明らかにされていない。また、従来冷媒に対してはこれまでに多くの相関式が提案されているが、それらが純冷媒 R245fa に適用できるかどうかは不明である。本章では、純冷媒 R245fa の水平平滑管および溝付管内の凝縮熱伝達および圧力損失に関する実験結果を示す。

5.1 実験データの整理方法

図 5.1 に実験データの整理に用いる電気予熱器入口からテストセクション出口までの測定値および計算値の分布を示す。

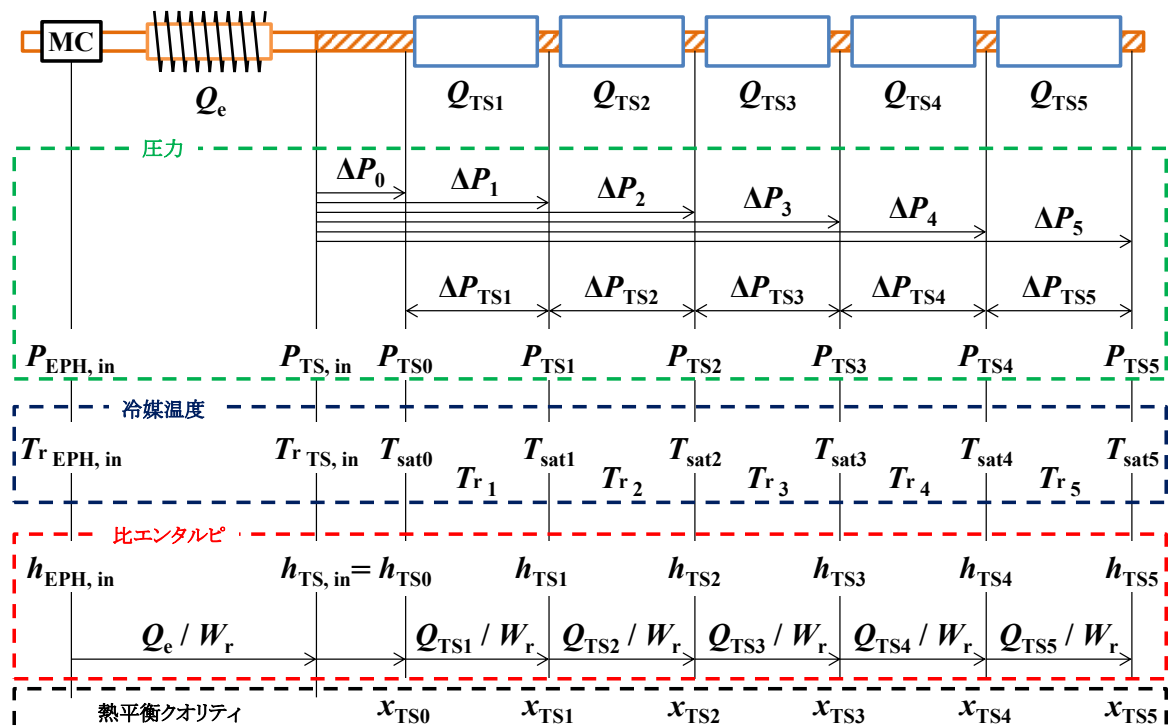


図 5.1 電気予熱器入口からテストセクション出口までの実験データ整理

5.1.1 摩擦圧力損失

冷媒圧力は、電気予熱器およびテストセクション入口にて絶対圧計によって測定される。また、圧力損失はテストセクション入口から各サブセクション出入口に設けた圧力孔間の差圧 ΔP_0 から ΔP_5 が差圧計によって測定される。

各サブセクション出入口の圧力 P_{TS_n} は、 $P_{TS,in}$ および ΔP_n から次式で算出する。

$$P_{TS_n} = P_{TS,in} - \Delta P_n \quad (5-1)$$

また、各サブセクション間の圧力損失 ΔP_{TS_n} は次式で算出する。

$$\Delta P_{TS_n} = \Delta P_n - \Delta P_{n-1} \quad (5-2)$$

式(5-2)より算出される圧力損失は、摩擦圧力損失および運動量変化による圧力損失の和で表され、その測定精度は概ね $\pm 10\%$ 以内であるが、差圧の小さい質量速度 $50 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の条件では最大 $\pm 50\%$ である。運動量変化による圧力損失を次式で表される分離流モデルから見積もり、摩擦圧力損失 ΔP_F を算出する。

$$\Delta P_M = \Delta \left[\frac{G^2 x^2}{\xi \rho_V} + \frac{G^2 (1-x)^2}{(1-\xi) \rho_L} \right] \quad (5-3)$$

ここに、 G は質量速度、 x はクオリティ、 ρ_V および ρ_L は蒸気および液の密度、 ξ はボイド率であり、平滑管は Smith の式⁸⁶⁾より、溝付管は Koyama らの式⁸⁷⁾より求める。なお、式(5-2)より算出される圧力損失に占める運動量変化による圧力損失 ΔP_M の割合は 20% 以下である。

Smith の式

$$\xi_{\text{Smith}} = \left\{ 1 + \frac{\rho_V}{\rho_L} \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(0.4 + 0.6 \sqrt{\frac{\frac{\rho_L + 0.4 \frac{1-x}{x}}{\rho_V}}{1 + 0.4 \frac{1-x}{x}}} \right) \right\}^{-1} \quad (5-4)$$

Koyama らの式

$$\xi_{\text{Koyama}} = 0.81 \xi_{\text{Smith}} + 0.19 x^{100(\rho_V/\rho_L)^{0.8}} \xi_{\text{Homo}} \quad (5-5)$$

$$\xi_{\text{Homo}} = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_V}{\rho_L} \right]^{-1} \quad (5-6)$$

摩擦圧力損失勾配 $\Delta P_F/\Delta Z$ は式(5-2)および式(5-3)より得られた摩擦圧力損失 ΔP_F を各サブセクション間の距離 ΔZ で除して算出する。

5.1.2 凝縮熱伝達率

各サブセクションでの熱交換量 Q_s は熱源水側から算出する.

$$Q_s = W_s c_{ps} (T_{sout} - T_{sin}) \quad (5-7)$$

ここに、 W_s は熱源水の質量流量、 c_{ps} は熱源水の定圧比熱、 T_{sin} および T_{sout} は各サブセクションにおける熱源水の入口および出口温度である. なお、熱交換量 Q_s はテストセクションにおけるヒートバランス実験より、ヒートロス・ゲインを考慮している. ヒートバランスの予備実験結果の詳細は付録4に示す.

各サブセクションの熱流束 q は、管内の実伝熱面積を基準として次式で定義する.

$$q = \frac{Q_s}{\pi d_{eq} L \eta} \quad (5-8)$$

ここに、 d_{eq} は伝熱管の等価内径、 L はサブセクションの有効伝熱長さ、 η は面積拡大率である. 等価内径は、平滑管の場合は最大内径、溝付管の場合は実流路断面積と等価な流路断面積を有する平滑管の内径とする.

管内壁面温度 T_{wi} は、管周方向4か所で測定した測定した管外壁面温度 T_{wo} の平均値を用いて、次式に示すフーリエの法則に従って求める.

$$T_{wi} = T_{wo} + \frac{Q_s}{2\pi \lambda_w L} \ln\left(\frac{d_o}{d_{eq}}\right) \quad (5-9)$$

ここに、 λ_w は伝熱管の熱伝導率、 d_o は伝熱管の外径である.

各サブセクション出入口の圧力 P_{TSn} から冷媒飽和温度 T_{satn} を求める.

$$T_{satn} = f(P_{TSn}) \quad (5-10)$$

各サブセクションの中央部における冷媒温度 T_{rn} は、各サブセクション出入口の圧力 P_{TSn} から求めた冷媒飽和温度 T_{satn} の算術平均値とする.

$$T_{rn} = (T_{satn-1} + T_{satn})/2 \quad (5-11)$$

以上より、各サブセクションにおける凝縮熱伝達率 α は管内の実伝熱面積を基準とした次式より求める.

$$\alpha = \frac{q}{T_r - T_{wi}} = \frac{Q_s}{\pi d_{eq} L \eta (T_r - T_{wi})} \quad (5-12)$$

熱伝達率の測定精度は、平滑管の場合は概ね $\pm 15\%$ 以内であり、高質量速度および低湿り度条件では最大 $\pm 35\%$ 程度の誤差を有する. 溝付管の場合は概ね $\pm 30\%$ 以内であり、低湿り度条件では最大 $\pm 50\%$ 程度の誤差を有する.

5.1.3 熱平衡クオリティ

冷媒の熱平衡クオリティ（以下、クオリティと記す）は電気予熱器入口における冷媒の比エンタルピを基点として求める。

電気予熱器入口における冷媒の比エンタルピは電気予熱器入口の混合器において測定した冷媒の圧力 $P_{\text{EPH,in}}$ および混合平均温度 $T_{\text{rEPH,in}}$ から冷媒の比エンタルピ $h_{\text{EPH,in}}$ を算出する。なお、電気予熱器入口における冷媒はサブクール液である。

$$h_{\text{EPH,in}} = f(P_{\text{EPH,in}}, T_{\text{rEPH,in}}) \quad (5-13)$$

テストセクション入口における冷媒の比エンタルピ $h_{\text{TS,in}}$ は、電気予熱器入口の比エンタルピ $h_{\text{EPH,in}}$ に電気予熱器における比エンタルピの増加量を加算して求める。

$$h_{\text{TS,in}} = h_{\text{EPH,in}} + \frac{Q_c}{W_r} \quad (5-14)$$

ここに、 Q_c は電気予熱器における熱交換量、 W_r は冷媒の質量流量である。なお、電気予熱器における熱交換量 Q_c はヒートバランス実験より、ヒートロスを考慮している。電気予熱器におけるヒートバランスの予備実験結果の詳細は付録 5 に示す。また、テストセクション入口から第一サブセクション入口までは 450 mm の助走区間を有しているが、その区間は十分に断熱されているため、テストセクション入口と第一サブセクション入口での冷媒の比エンタルピは等価と仮定する。

テストセクション入口における冷媒の比エンタルピ $h_{\text{TS,in}}$ から各サブセクションの比エンタルピ減少量を差し引いて、順次各サブセクション出口の比エンタルピを算出する。

$$h_{\text{TS},n+1} = h_{\text{TS},n} - \frac{Q_{\text{TS},n}}{W_r} \quad (5-15)$$

各サブセクション出入口における冷媒のクオリティは次式で求める。

$$x_{\text{TS},n} = \frac{h_{\text{TS},n} - h_{\text{L,TS},n}}{h_{\text{V,TS},n} - h_{\text{L,TS},n}} \quad (5-16)$$

ここに、 h_{V} および h_{L} は飽和蒸気および飽和液の比エンタルピであり、各サブセクション出入口の圧力値から算出する。なお、サブセクション中央部のクオリティはサブセクション出入口の算術平均値とする。

5.2 摩擦圧力損失特性

5.2.1 摩擦圧力損失

図 5.2 ~ 図 5.4 にそれぞれ平滑管 ST, 溝付管 GT(LF)および溝付管 GT(HF)の飽和温度 40 °C における純冷媒 R245fa の摩擦圧力損失勾配の実験結果を示す。図の縦軸は摩擦圧力損失勾配 $\Delta P_f/\Delta Z$, 横軸は湿り度 $1-x$ を示している。図中の○, △, □, ▽および◇印はそれぞれ質量速度 50, 100, 150, 200 および 300 kg/(m²s) の実験結果である。同様に, 図 5.5 ~ 5.7 には飽和温度 60 °C における摩擦圧力損失勾配の実験結果を示している。

いずれの伝熱管および飽和温度条件においても, 質量速度増加に伴って摩擦圧力損失は増大する。これは質量速度の増加に伴い管内の気相および液相の速度が増加するため, 気液界面および壁面のせん断力が増大するためと考えられる。 $G = 100$ と $200 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ を比較すると摩擦圧力損失は 5 倍程度に, $G = 100$ と $300 \text{ kg/(m}^2\text{s)}$ を比較すると摩擦圧力損失は 12 ~ 13 倍程度に増加している。湿り度に着目すると, $1-x < 0.2$ では, 湿り度の増加とともに摩擦圧力損失は増大し, $1-x = 0.2$ 近辺ではほぼ一定の摩擦圧力損失を示している。これは管内壁面に液膜が形成され, 液膜が厚くなることによって気液界面でのせん断力が増大するためであると考えられる。一方, $1-x > 0.2$ では湿り度の増加に伴って摩擦圧力損失は減少する。これは湿り度の増大に伴い, 管内の冷媒速度が低下することに加えて, 気相速度は低下し液相速度は増加するため, 気液間の速度差が減少したことが要因として考えられる。

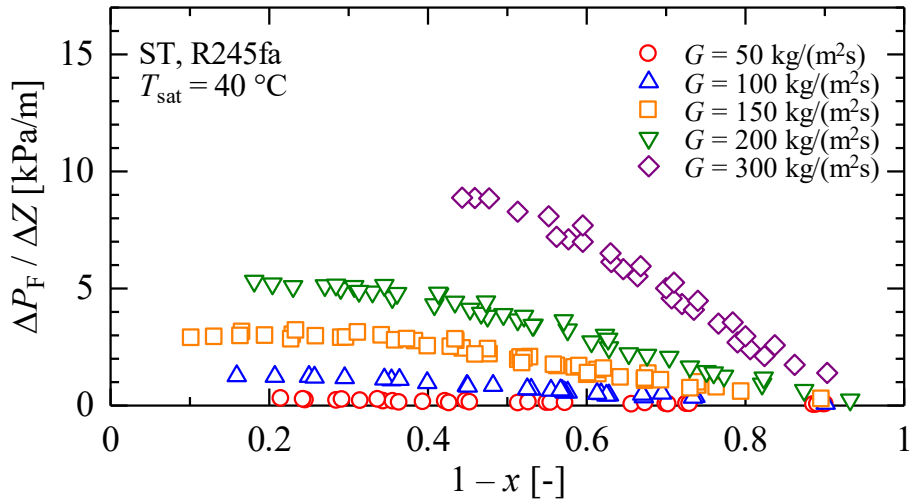


図 5.2 平滑管 ST の摩擦圧力損失 ($T_{\text{sat}} = 40^\circ\text{C}$)

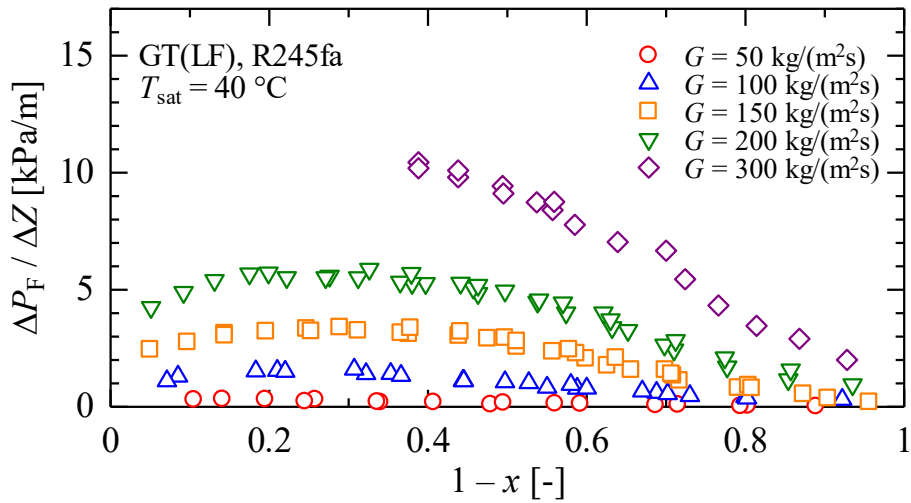


図 5.3 溝付管 GT(LF) の摩擦圧力損失 ($T_{\text{sat}} = 40^\circ\text{C}$)

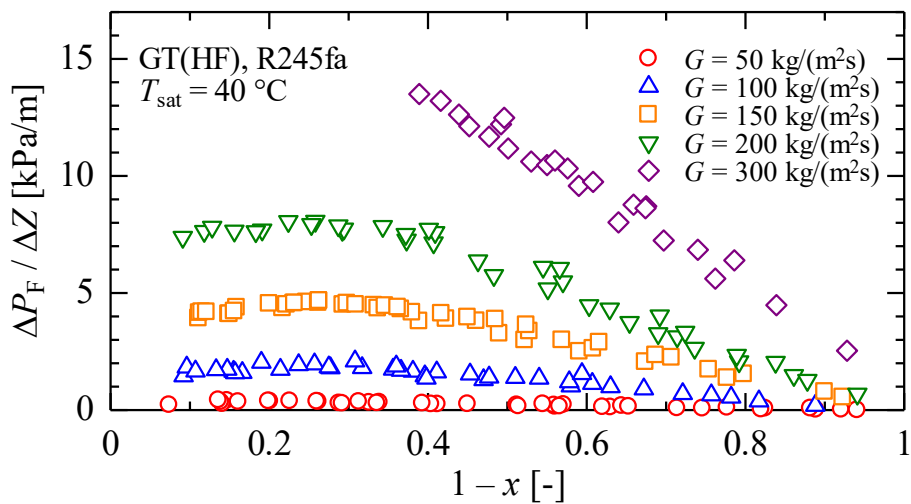


図 5.4 溝付管 GT(HF) の摩擦圧力損失 ($T_{\text{sat}} = 40^\circ\text{C}$)

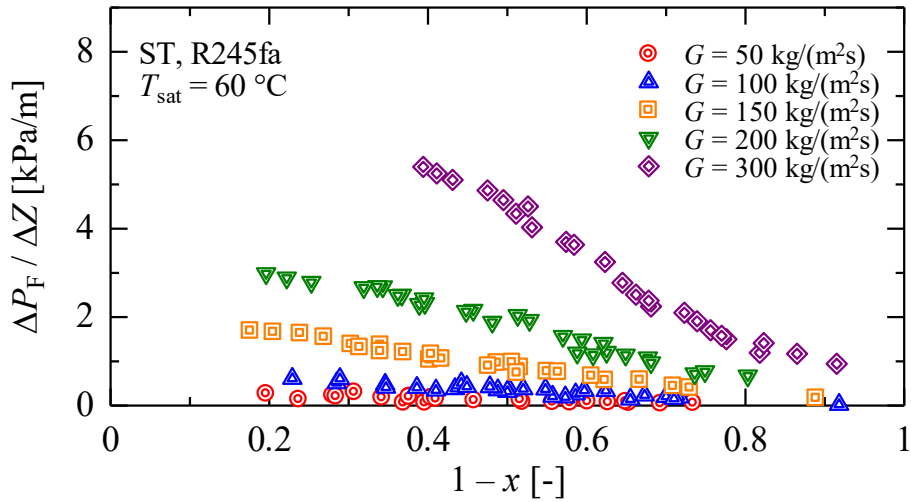


図 5.5 平滑管 ST の摩擦圧力損失 ($T_{\text{sat}} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$)

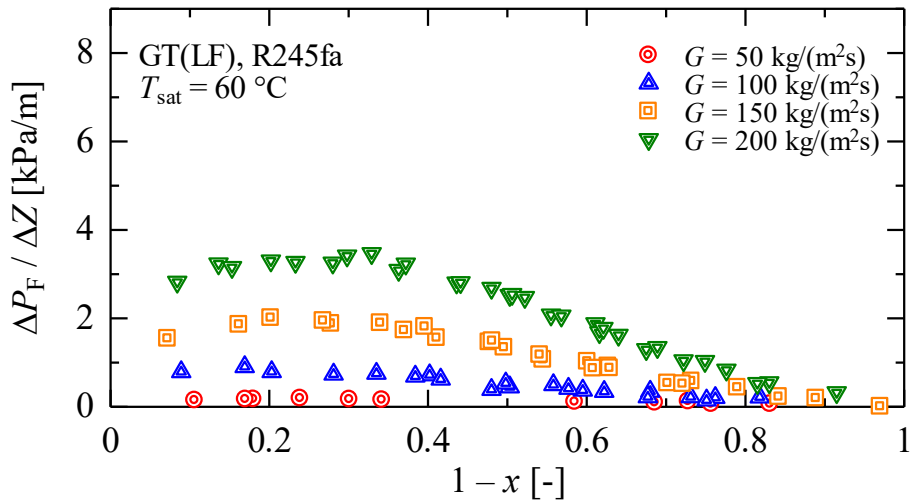


図 5.6 溝付管 GT(LF)の摩擦圧力損失 ($T_{\text{sat}} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$)

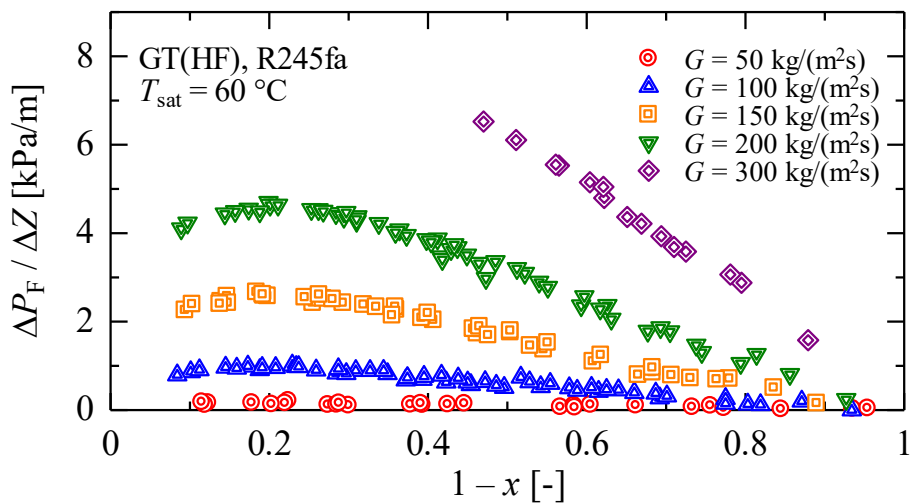


図 5.7 溝付管 GT(HF)の摩擦圧力損失 ($T_{\text{sat}} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$)

5.2.2 摩擦圧力損失に及ぼす飽和温度の影響

純冷媒 R245fa の水平平滑管および溝付管内の摩擦圧力損失特性に及ぼす飽和温度の影響について図 5.8 ~ 図 5.10 に示す。図 5.8 ~ 図 5.10 はそれぞれ平滑管 ST, 溝付管 GT(LF)および溝付管 GT(HF)の飽和温度 40 および 60 °C における純冷媒 R245fa の摩擦圧力損失勾配の実験結果であり、図の縦軸は摩擦圧力損失勾配 $\Delta P_f/\Delta Z$ 、横軸は湿り度 $1-x$ を示している。

いずれの伝熱管および質量速度においても、摩擦圧力損失は飽和温度に依存性があり、飽和温度の増加とともに摩擦圧力損失は減少している。これは、表 2.6 に示したように、 $T_{\text{sat}} = 40$ および 60 °C の冷媒 R245fa の物性値を比較すると、飽和温度の増加に伴い蒸気密度が約 1.8 倍に増大することから質量速度および湿り度が同一条件であれば、蒸気速度は約 0.6 倍に低下すること、および液粘度は約 0.8 倍に減少することにより、気液界面および壁面のせん断力が減少したことによるものと考えられる。

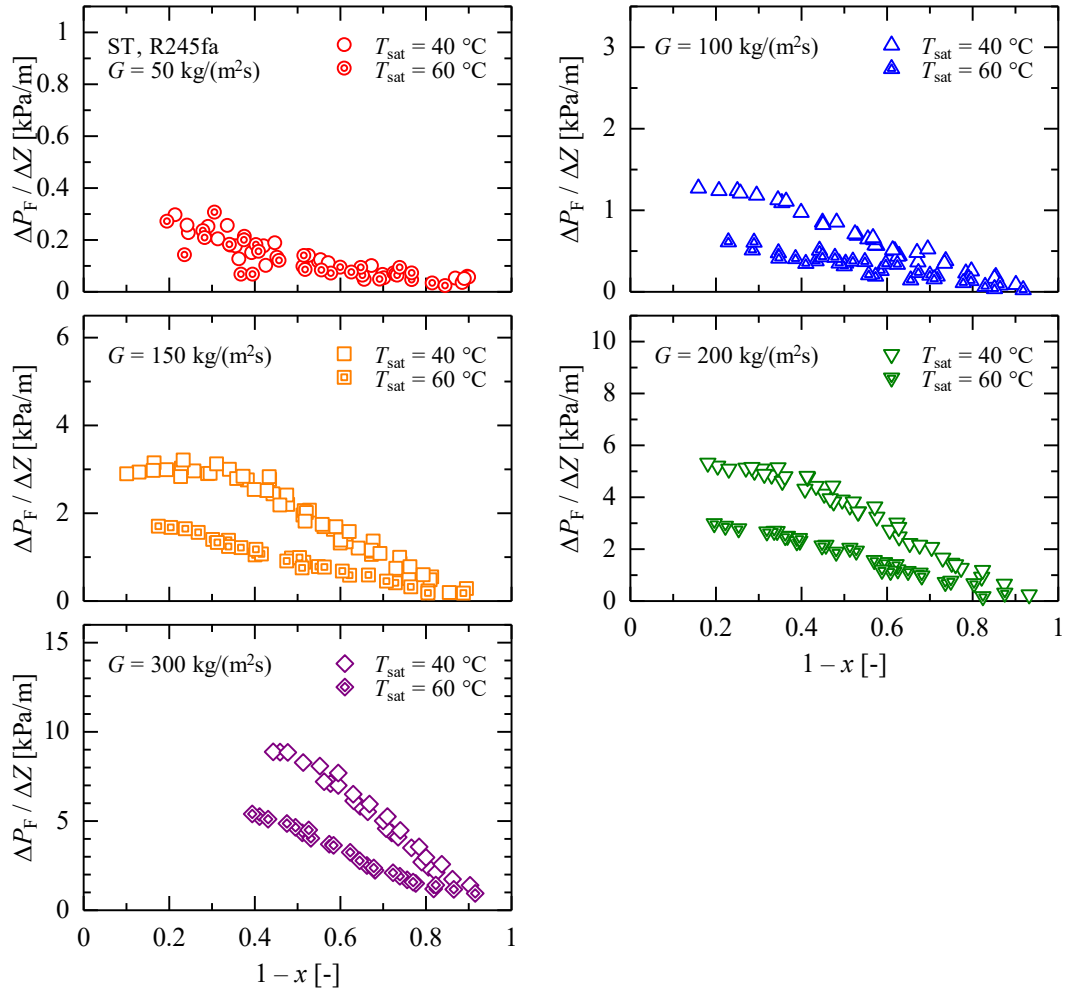


図 5.8 平滑管 ST の摩擦圧力損失に及ぼす飽和温度の影響

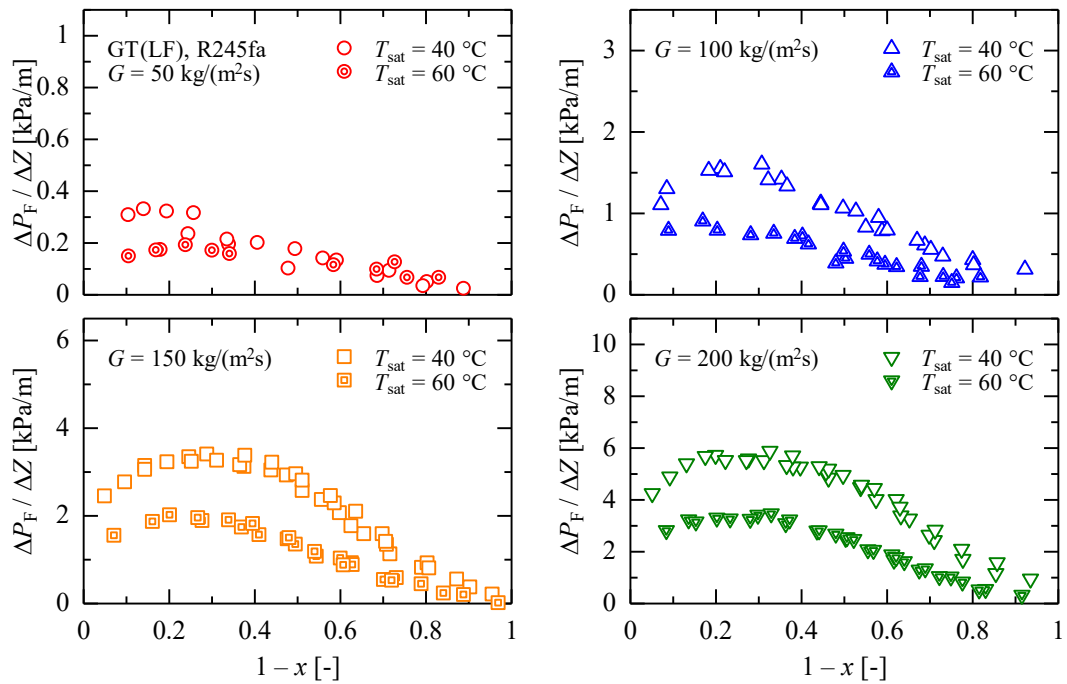


図 5.9 溝付管 GT(LF)の摩擦圧力損失に及ぼす飽和温度の影響

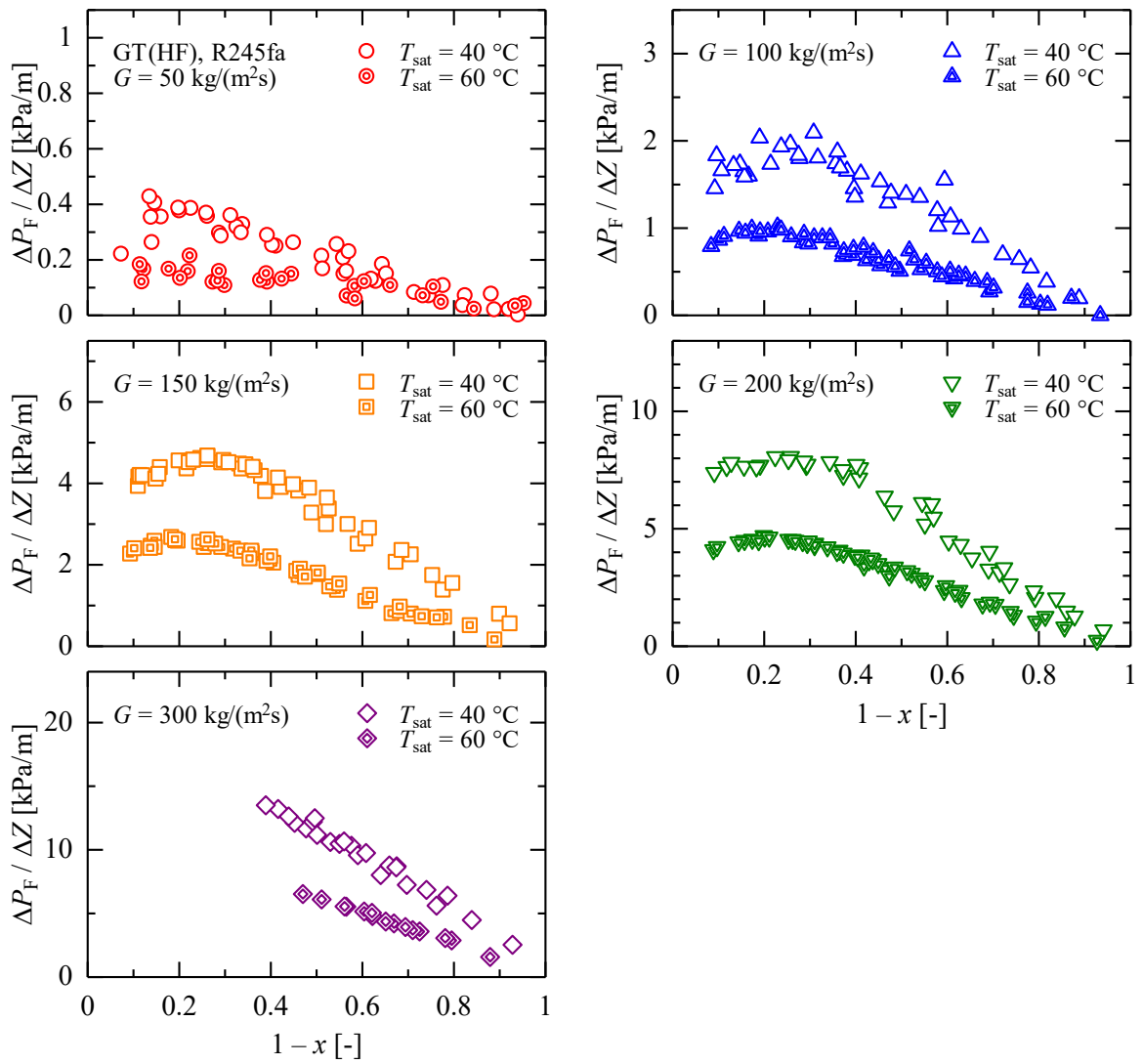


図 5.10 溝付管 GT(HF)の摩擦圧力損失に及ぼす飽和温度の影響

5.2.3 摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響

図 5.11 および図 5.12 に、それぞれ $T_{\text{sat}} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ および $T_{\text{sat}} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ における水平平滑管、溝付管の摩擦圧力損失勾配の比較を示す。図の縦軸は摩擦圧力損失勾配 $\Delta P_f/\Delta Z$ ，横軸は湿り度 $1-x$ を示している。

$G \geq 100\text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の条件においては、飽和温度、質量速度などいずれの条件においても平滑管 ST，溝付管 GT(LF)，溝付管 GT(HF) の順に摩擦圧力損失が増大している。これは、管内面に溝加工を施すことにより管内表面積が増大し、気液界面および壁面のせん断力が増大したためであると考えられる。また、溝付管 GT(HF) は GT(LF) に比べて、フィン高さおよびリード角が大きく、条数が多いため管内表面積が大きくなり、摩擦圧力損失が大きい値を示している。

一方、 $G = 50\text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の条件においては、摩擦圧力損失に明確な差異はみられない。 $G \geq 100\text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の条件では、摩擦圧力損失が増大する要因として管内表面積の増大や溝形状による管内流の攪拌などが考えられるが、 $G = 50\text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ では冷媒の流速は遅く、安定した流れとなるため、管内表面積の増大や溝形状の攪拌による摩擦圧力損失への影響が小さくなったものと考えられる。

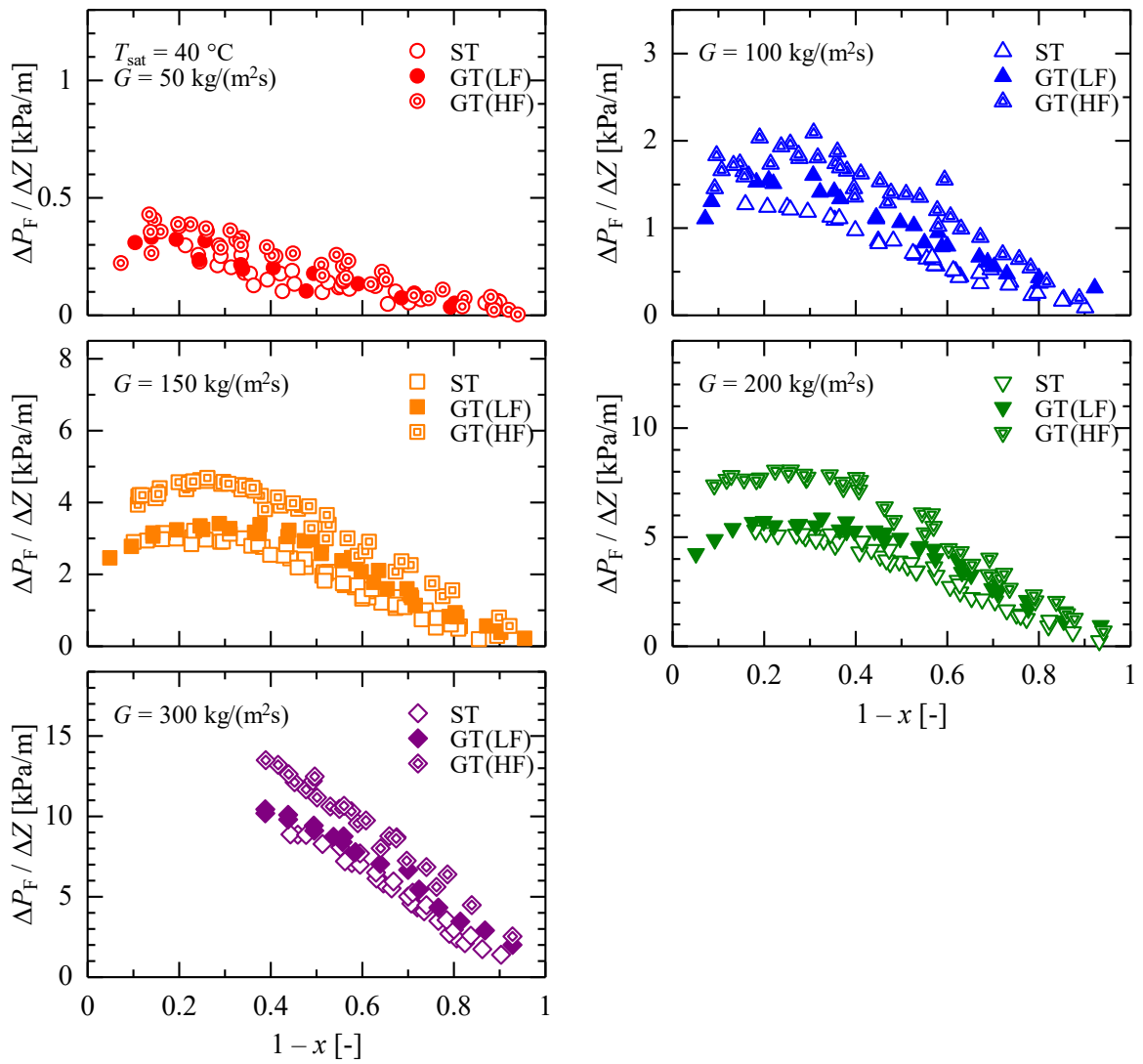


図 5.11 摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響 ($T_{\text{sat}} = 40^\circ\text{C}$)

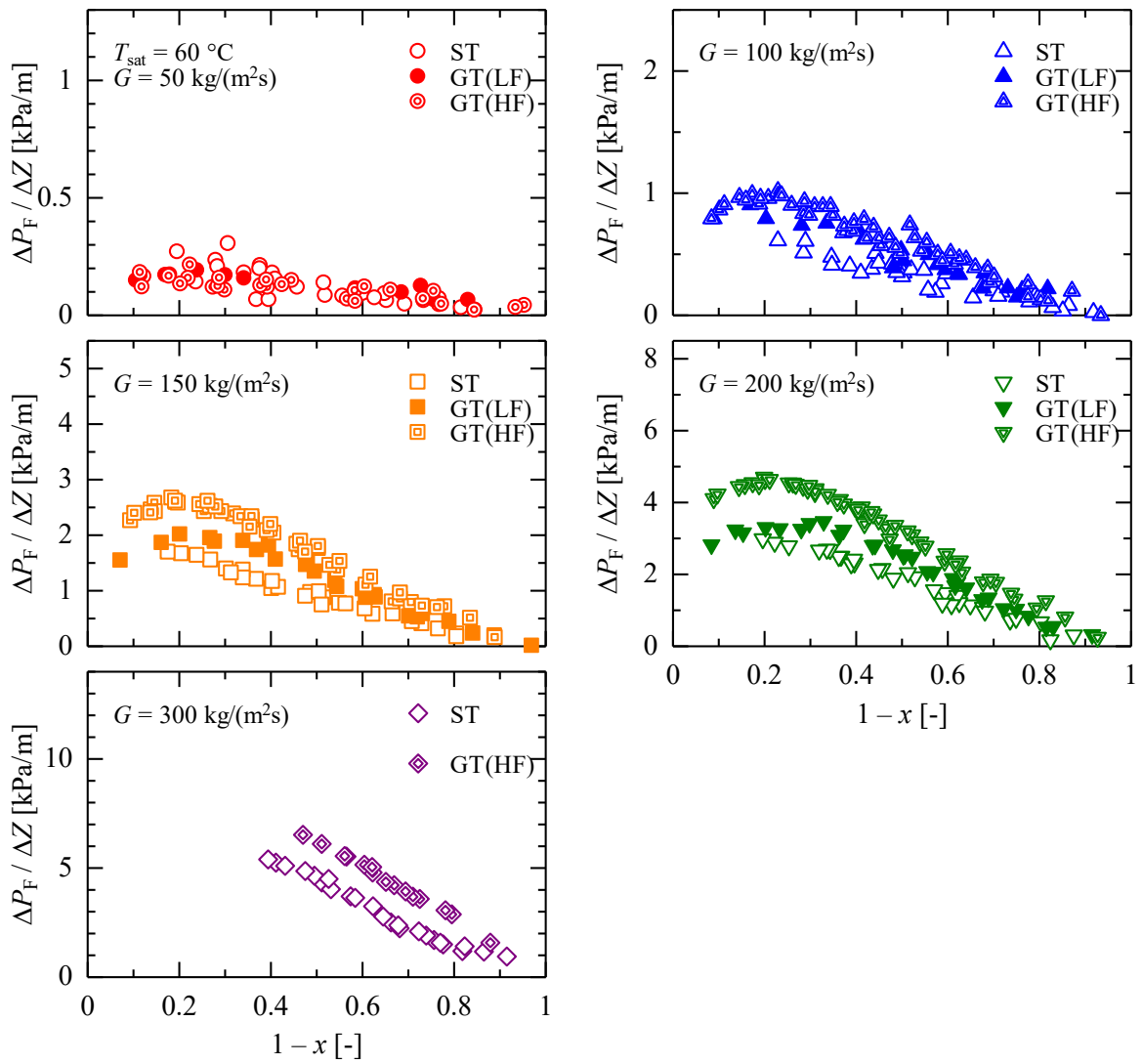


図 5.12 摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響 ($T_{\text{sat}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$)

5.2.4 実験値と従来の相関式との比較

図 5.13 に平滑管 ST の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F / \Delta Z)_{\text{exp}}$ と従来の相関式による予測値 $(\Delta P_F / \Delta Z)_{\text{cal}}$ との比較を示す。実験値との比較を行った相関式は、原口らの式¹⁰⁾、宮良らの式¹²⁾、Sun – Mishima の式¹⁶⁾および Xu – Fang の式¹⁷⁾である。表 5.1 には平滑管 ST の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F / \Delta Z)_{\text{exp}}$ と従来の相関式による予測値 $(\Delta P_F / \Delta Z)_{\text{cal}}$ との平均偏差 MD および AD を示す。平均偏差 MD および AD は式(3-17)および(3-18)より求める。表中の R30 は全データ数に対する偏差が 30%以下のデータ数の割合である。

図および表より、(a) 原口らの式¹⁰⁾による予測値、(b) 宮良らの式¹²⁾による予測値および(d) Xu – Fang の式¹⁷⁾による予測値は、実験値との相関がよく、概ね $\pm 30\%$ 以内で実験値と一致している。特に、低質量速度域の比較結果に着目すると、宮良らの式¹²⁾による予測値が実験値とのまとまりがよいことがわかる。なお、第 3.2.4 項と同様に宮良らの式は单相流の摩擦係数 f が定義されていないため、本論文では摩擦係数 f に Colburn の式を用いた。(c) Sun – Mishima の式¹⁶⁾による予測値は摩擦圧力損失を低質量速度域では大きく、高質量速度域では小さく見積もる傾向にある。Sun – Mishima の式についても第 3.2.4 項と同様、本論文では摩擦係数 f に液レイノルズ数および蒸気レイノルズ数がともに層流である場合は発達した層流の理論式 $(16/Re)$ を、一方が乱流となる場合には Colburn の式を用いた。

以上の実験結果と従来の平滑管に対する相関式との比較結果より、蒸発流の摩擦圧力損失を精度よく予測した宮良らの相関式は、純冷媒 R245fa の平滑管内の凝縮流における摩擦圧力損失についても精度良く予測可能である。

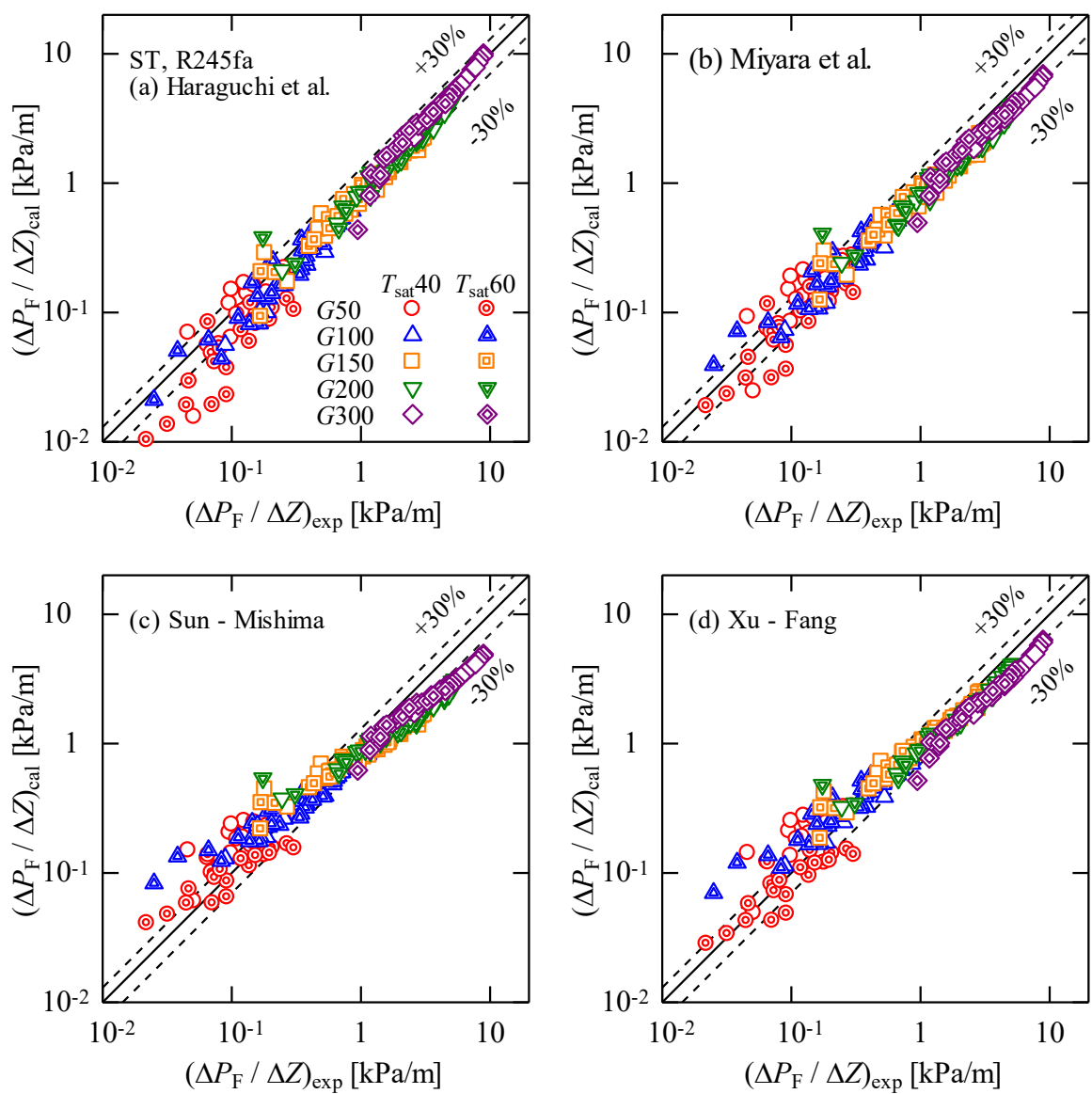


図 5.13 平滑管 ST の実験値と相関式との比較

表 5.1 平滑管 ST の実験値と相関式との偏差

Correlations	MD [%]	AD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Haraguchi et al.	21.8	-17.7	79.0	333
Miyara et al.	24.7	-16.1	75.4	
Sun – Mishima	35.1	-8.5	46.5	
Xu – Fang	28.1	-2.7	69.1	

図 5.14 および 5.15 にそれぞれ溝付管 GT(LF)および溝付管 GT(HF)の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{exp}$ と従来の相関式による予測値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{cal}$ との比較を示す。実験値との比較を行った相関式は、原口らの式²²⁾、Kedzierski – Goncalves の式²³⁾、Chamra らの式²⁷⁾、米本 – 小山の式²⁹⁾および井上らの式³¹⁾である。表 5.2 および表 5.3 には、溝付管の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{exp}$ と従来の相関式による予測値 $(\Delta P_F/\Delta Z)_{cal}$ との平均偏差を示す。

(a) 原口らの式²²⁾は、二相流摩擦損失増倍係数 Φ_v と Lockhart – Martinelli のパラメータ X_{tt} を用いた相関式であり、溝形状の影響は考慮されていないが、原口らの式による予測値は、GT(LF)および GT(HF)の実験結果との相関はよく、概ね $\pm 30\%$ 以内で実験値と一致している。(b) Kedzierski – Goncalves の式²³⁾は、溝付管のフィン高さと同価内径の比 h_f/d_{eq} をパラメータに加えた相関式である。Kedzierski – Goncalves の式による予測値は、GT(LF)の摩擦圧力損失を過小に見積もる傾向にあるが、フィンの高い GT(HF)の摩擦圧力損失については比較的精度よく予測している。(c) Chamra らの式²⁷⁾は単相流の摩擦係数 f に溝付管のフィン高さと同最大内径の比 h_f/d_i およびフィン頂角 γ を考慮した相関式である。Chamra らの式による予測値は、溝形状の影響は整理されているものの、摩擦圧力損失を低質量速度域では過大に、高質量速度域では過小に見積もる傾向にある。(d) 米本 – 小山の式²⁹⁾は、単相流の摩擦係数 f に Carnavos の式³⁰⁾を用いることにより溝形状の影響を考慮している。米本 – 小山の式による予測値は、GT(LF)の摩擦圧力損失は過小に見積もる傾向にあるが、リード角の大きい GT(HF)の摩擦圧力損失は比較的精度よく予測している。(e) 井上らの式³¹⁾は、単相流の摩擦係数 f に溝形状を考慮した単相流圧力損失に関する五島らの式を用いることで溝形状の影響を考慮している。井上らの式による予測値は、GT(LF)は高質量速度域の摩擦圧力損失を過小に、GT(HF)は低質量速度域の摩擦圧力損失を過大に見積もる傾向にある。

以上の実験結果と従来の溝付管に対する相関式との比較結果より、純冷媒 R245fa の溝付管内の凝縮流における摩擦圧力損失は原口らの式²²⁾で概ね $\pm 30\%$ 以内で予測可能である。

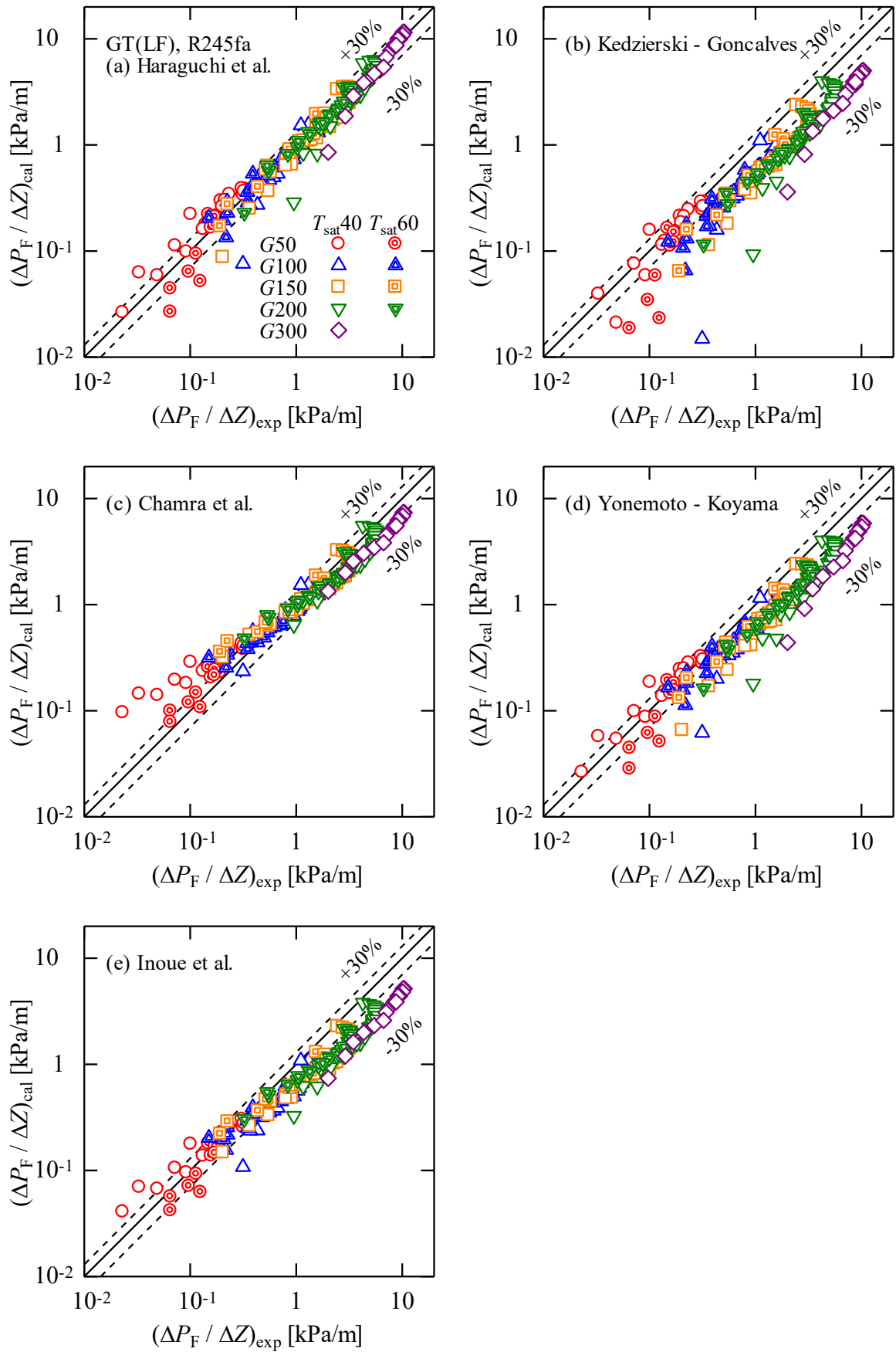


図 5.14 溝付管 GT(LF)の実験値と相関式との比較

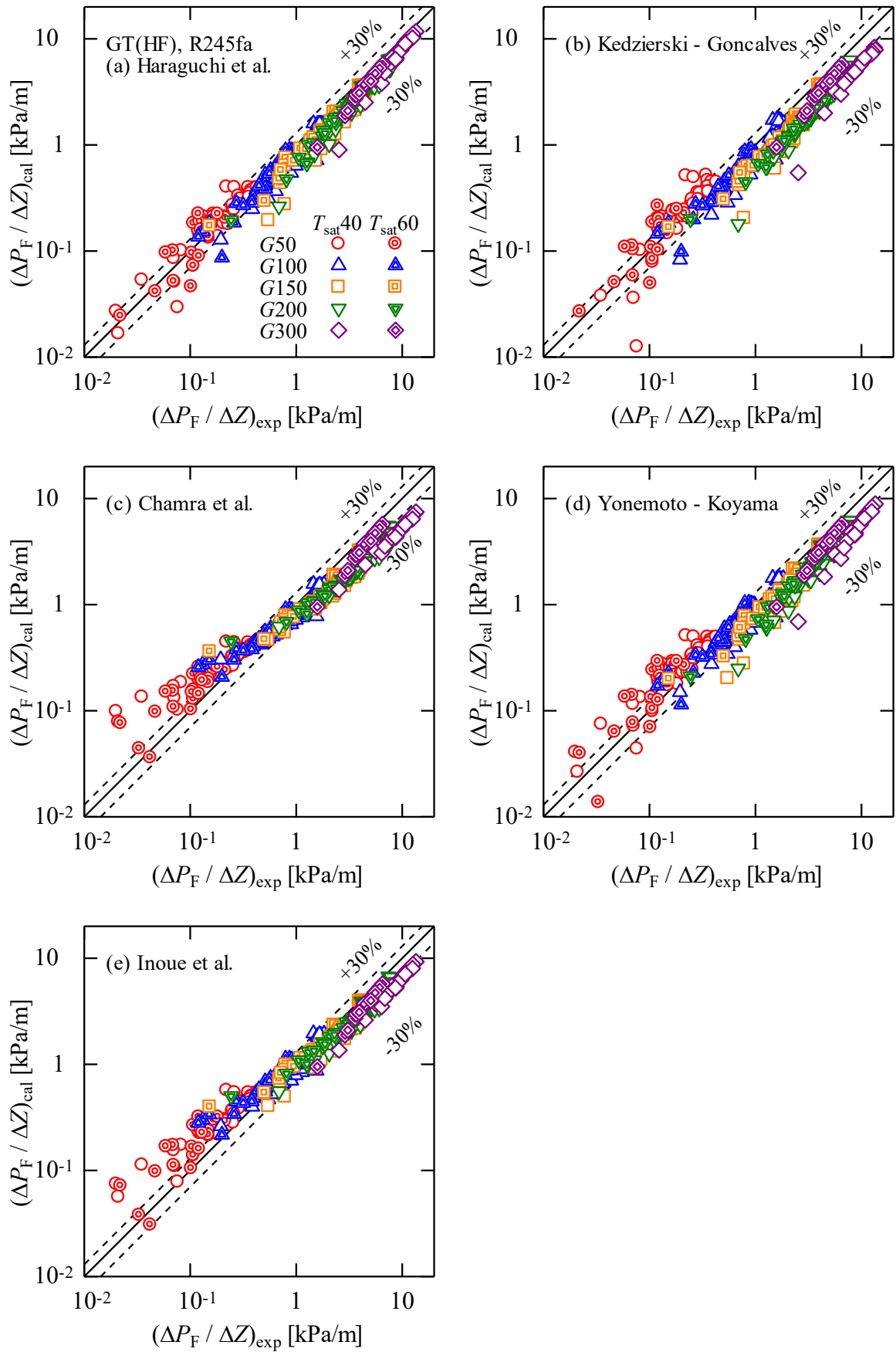


図 5.15 溝付管 GT(HF)の実験値と相関式との比較

表 5.2 溝付管 GT(LF)の実験値と相関式との偏差

Correlations	MD [%]	AD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Haraguchi et al.	18.9	-2.4	86.6	216
Kedezierski – Goncalves	47.1	-45.5	14.8	
Chamra et al.	43.3	13.7	61.6	
Yonemoto – Koyama	39.7	-32.7	26.4	
Inoue et al.	45.3	-26.9	26.4	

表 5.3 溝付管 GT(HF)の実験値と相関式との偏差

Correlations	MD [%]	AD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Haraguchi et al.	27.3	-15.7	73.2	380
Kedezierski – Goncalves	40.5	-31.1	36.3	
Chamra et al.	55.0	4.5	36.1	
Yonemoto – Koyama	36.0	-8.7	48.7	
Inoue et al.	44.0	13.8	63.9	

5.3 流動様相

一般的な凝縮流の場合には、蒸気速度が比較的大きい場合は管内周上に液膜を形成する環状流となり、蒸気せん断力の影響が支配的な強制対流凝縮の領域となる。凝縮が進行し、蒸気速度が減少すると重力の影響が現れはじめ、蒸気せん断力と重力の両者が影響する領域となる。さらに凝縮が進行すると管底部に液が溜まった層状流へと遷移し、重力の影響が支配的な自由対流凝縮の領域となる。

5.3.1 水平平滑管内における凝縮流の流動様相に関する従来の研究

Tandon ら⁸⁹⁾は、管内径 4.8 ~ 15.9 mm の水平平滑管内における冷媒 R12 および R113 の凝縮実験結果に基づき、管内の流動様相を無次元蒸気速度 J_v とボイド率の比 $(1-\xi)/\xi$ の関係から、噴霧流、環状流および遷移環状流、波状流、スラグ流ならびにプラグ流に分類した流動様式線図を提案している。各領域の遷移境界は以下の式で表されている。

噴霧流域

$$J_v \geq 6 \text{ and } \frac{1-\xi}{\xi} \leq 0.5 \quad (5-17)$$

環状流および遷移環状流域

$$1 \leq J_v \leq 6 \text{ and } \frac{1-\xi}{\xi} \leq 0.5 \quad (5-18)$$

波状流域

$$J_v \leq 1 \text{ and } \frac{1-\xi}{\xi} \leq 0.5 \quad (5-19)$$

スラグ流域

$$0.01 \leq J_v \leq 0.5 \text{ and } \frac{1-\xi}{\xi} \geq 0.5 \quad (5-20)$$

プラグ流域

$$J_v \leq 0.01 \text{ and } \frac{1-\xi}{\xi} \geq 0.5 \quad (5-21)$$

ここに、無次元蒸気速度は次式で定義され、ボイド率は Smith の式⁷⁸⁾ (5-4) より求められる。

$$J_v = \frac{xG}{\sqrt{g d_i \rho_v (\rho_L - \rho_v)}} \quad (5-22)$$

図 5.16 に Tandon らの流動様式線図⁸⁹⁾を示す. 図中のシンボルは凝縮実験条件を湿り度 0.1 刻みでプロットしたものである. Tandon らの流動様式線図によると, $G = 50 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ ではほぼ全湿り度域において流動様相は波状流に, $G \geq 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ では質量速度や飽和温度条件により環状流および遷移環状流から波状流に遷移する湿り度は異なるが, $(1-x) \leq 0.5$ ではすべての条件で流動様相は環状流および遷移環状流に分類される.

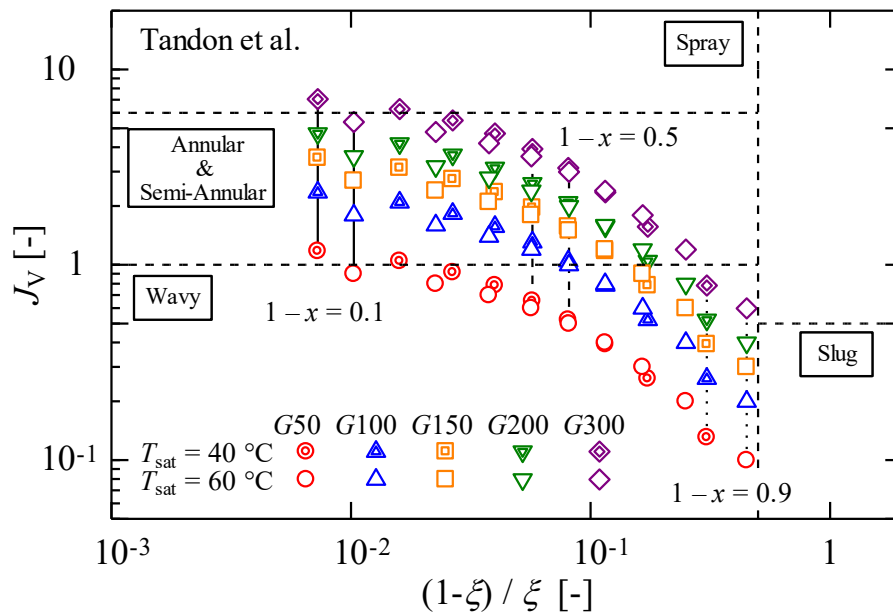


図 5.16 Tandon らの流動様式線図

Cavallini ら⁶²⁾は凝縮熱伝達率を予測するために、管内の流動様相を重力の影響が支配的な領域にのみ壁面過冷却度 ΔT が依存する成層波状流域と壁面過冷却度 ΔT の依存性がない環状流域に分類し、無次元蒸気速度 J_V と Lockhart – Martinelli のパラメータ X_{tt} を用いて、成層波状流域と環状流域を分類する次式を提案している。

$$J_V^T = \left\{ \left(\frac{7.5}{4.3X_{tt}^{1.111} + 1} \right)^{-3} + 2.6^{-3} \right\}^{-1/3} \quad (5-23)$$

なお、 $J_V \leq J_V^T$ の場合には流動様相は成層波状流に、 $J_V > J_V^T$ の場合には環状流に判別される。

図 5.17 に Cavallini らの流動様式線図⁶²⁾を示す。図中のシンボルは凝縮実験条件を湿り度 0.1 刻みでプロットしたものである。Cavallini らの流動様式線図によると $G \leq 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ では全クオリティ域において流動様相は成層波状流に、 $G \geq 150 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ では質量速度や飽和温度条件により流動様相が遷移する湿り度の条件は異なるが、環状流から成層波状流に遷移することが予測される

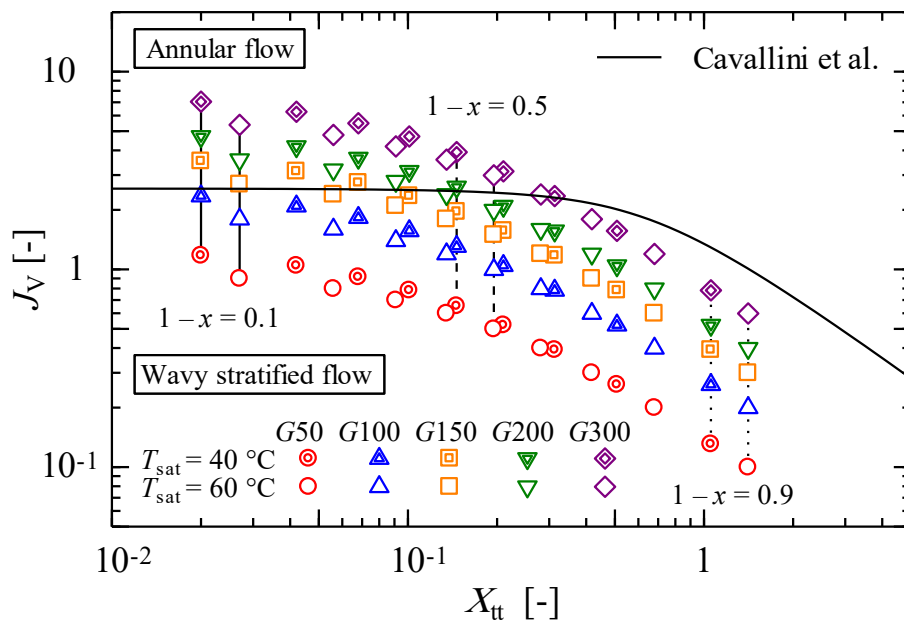


図 5.17 Cavallini らの流動様式線図

5.3.2 流動様相の観察

管内の流動様相を観察するために図 5.1 に示したテストセクション助走区間に可視化用のセクションを挿入した。可視化部には管内径 8.4 mm，全長 100 mm のポリカーボネート管を用いて，質量速度 50 ~ 200 kg/(m²s)，飽和温度 40 および 60 °C の条件，湿り度 $1-x=0.1, 0.3, 0.5, 0.7$ および 0.9 に変化させた断熱二相流の流動様相を観察した。質量速度，飽和温度およびクオリティの各実験条件は，第 2.4 節にて述べた実験方法と同様の方法で調整を行い，流動様相の観察には，デジタルカメラ（Panasonic 製 DMC-FZ200）でシャッタースピードを 1/2000 s に固定し，ISO 感度および絞り値を適宜変更し，静止画を撮影した。加えて，動画およびスロー動画（120 fps および 240 fps）の撮影も行った。表 5.4 ~ 表 5.6 に各条件で観察された流動様相をそれぞれ示す。

表 5.4 ~ 表 5.6 に示す流動様相の観察結果より， $1-x=0.9$ ではいずれの質量速度および飽和温度条件においても，管内流動様相は成層流もしくは成層波状流およびスラグ流が観察された。なお，スラグ流は質量速度が大きいほど，頻繁に観察された。同質量速度条件では，湿り度の増加に伴い管内の蒸気速度が減少することにより，環状流，成層波状流（スラグ流），成層流（スラグ流）に遷移していくことがわかる。一方，質量速度を増大させると，より低い湿り度域で成層波状流が成層流に，環状流が成層波状流に遷移することがわかる。なお， $G \leq 100$ kg/(m²s)ではいずれの飽和温度および湿り度条件においても成層流または成層波状流であった。次に，飽和温度 $T_{\text{sat}} = 40$ および 60 °C の流動様相を比較すると，顕著に相違がみられた条件は $G = 200$ kg/(m²s)の $1-x = 0.7$ の条件であり， $T_{\text{sat}} = 40$ °C の場合は管頂部に液膜が確認できるのに対し， $T_{\text{sat}} = 60$ °C の場合には断続的ではあるが管頂部に液膜は確認できるものの，管内の流動様相が安定した場合には成層波状流が観察された。また，成層流および成層波状流域においては，飽和温度の増大とともに管内に占める液相の割合が増加していることが確認できる。

表 5.4 冷媒 R245fa の質量速度 $50 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ における管内流動様相





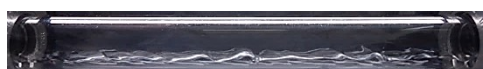










G	$1 - x$	$T_{\text{sat}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{\text{sat}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$
50	0.1	成層波状流 	成層波状流 
	0.3	成層波状流 	成層波状流 
	0.5	成層波状流 	成層流 
		成層波状流 	成層波状流 
	0.7	成層流 	成層流 
成層波状流 			
0.9	成層流 	成層流 	
	スラグ流 	スラグ流 	

表 5.5 冷媒 R245fa の質量速度 $100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ における管内流動様相











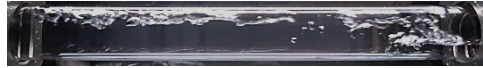

G	$1 - x$	$T_{\text{sat}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{\text{sat}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$
100	0.1	成層波状流 	成層波状流 
	0.3	成層波状流 	成層波状流 
	0.5	成層波状流 	成層波状流 
	0.7	成層波状流 	成層波状流 
	0.9	成層流 	成層流 
スラグ流 		スラグ流 	

表 5.6 冷媒 R245fa の質量速度 $200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ における管内流動様相

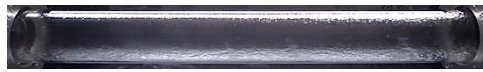




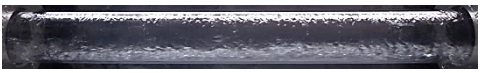






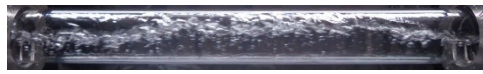
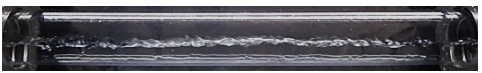

G	$1 - x$	$T_{\text{sat}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{\text{sat}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$
200	0.1	環状流 	環状流 
	0.3	環状流 	環状流 
	0.5	環状流 	環状流  
	0.7	環状流  	環状流  成層波状流 
	0.9	成層波状流  スラグ流 	成層波状流  スラグ流 

表 5.4 ~ 表 5.6 に示した冷媒 R245fa の管内流動様相の観察結果を Tandon らおよび Cavallini らの流動様式線図にプロットした図をそれぞれ図 3.18 および図 3.19 に示す。図中の \triangle , ∇ , \circ および \square 印はそれぞれスラグ流, 成層流, 成層波状流および環状流の観察結果である。図より, $G \leq 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の条件における管内流動様相の観察結果は, 全湿り度域で成層流または成層波状流およびスラグ流が観察され, Cavallini らによる判別結果とよく一致している。 $G = 200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の条件における管内流動様相の観察結果は, 湿り度の増加に伴い環状流から成層波状流へ遷移しており, Cavallini らによる遷移条件と比較すると過大に予測する傾向にある。しかしながら, 後述する平滑管内における凝縮熱伝達率の実験結果から, 高い熱伝達特性を示す境界の条件は Cavallini らの遷移条件とよく一致している。

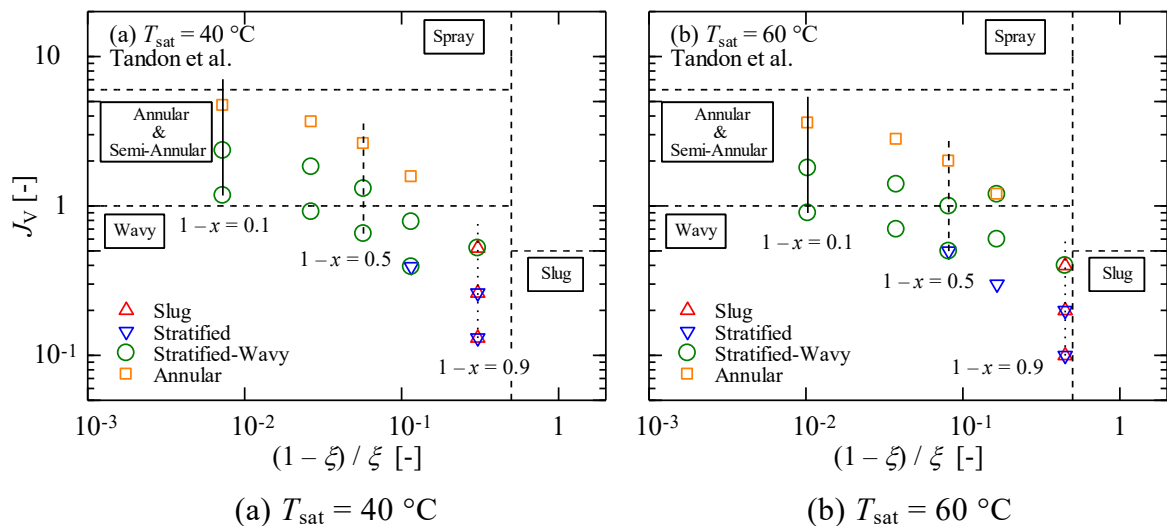


図 5.18 Tandon らの流動様式線図と管内流動様相の観察結果の比較

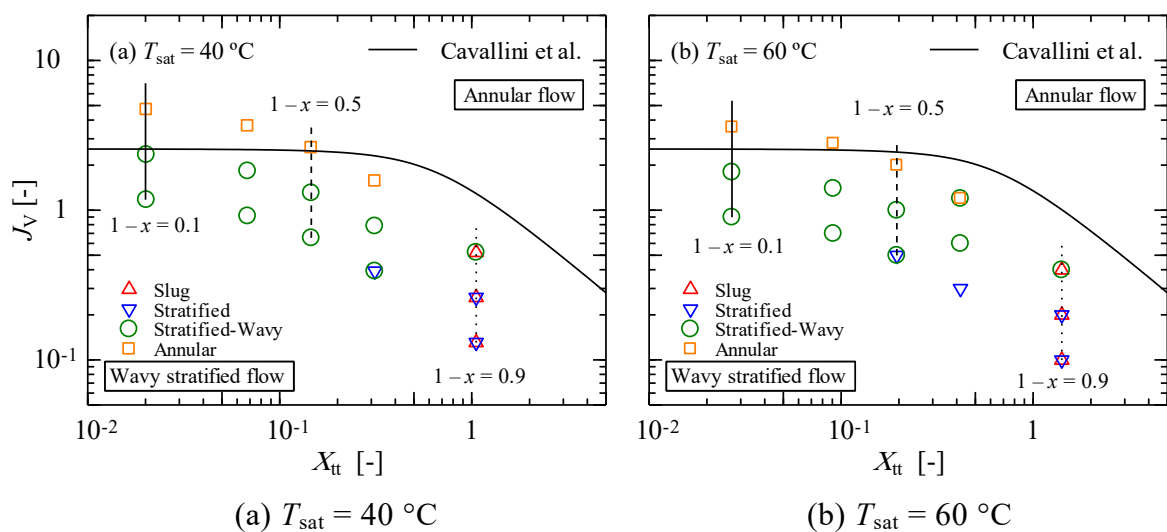


図 5.19 Cavallini らの流動様式線図と管内流動様相の観察結果の比較

5.4 凝縮熱伝達特性

5.4.1 凝縮熱伝達率

図 5.20 ~ 図 5.22 にそれぞれ平滑管 ST, 溝付管 GT(LF)および溝付管 GT(HF)の飽和温度 40 °C における純冷媒 R245fa の凝縮熱伝達率の実験結果を示す. 図の縦軸は凝縮熱伝達率 α , 横軸は湿り度 $1-x$ を示している. 図中の \circ , \triangle , \square , ∇ および \diamond 印はそれぞれ質量速度 50, 100, 150, 200 および 300 kg/(m²s) の実験結果である. なお, 溝付管の凝縮熱伝達率は実伝熱面積を基準とした実験結果を示している. 同様に, 図 5.23 ~ 5.25 には飽和温度 60 °C における凝縮熱伝達率の実験結果を示している

図 5.20 の平滑管 ST の実験結果より, いずれの質量速度条件においても $1-x > 0.8$ では凝縮熱伝達率に明確な差異はみられない. また, $G \leq 100$ kg/(m²s) では全湿り度域で凝縮熱伝達率はほぼ同じ値を示している. これは, 管内の蒸気速度が小さく, 流動様相は成層流または成層波状流であるために, 重力の影響が大きく, 主に管頂部に形成された薄液膜部の伝熱が支配的であるためと考えられる. 一方, $G \geq 150$ kg/(m²s) の条件では, $G \leq 100$ kg/(m²s) と比べて凝縮熱伝達率の傾向に違いがみられ, $G = 150$ kg/(m²s) の場合は $1-x < 0.2$, $G = 200$ kg/(m²s) の場合は $1-x < 0.6$, $G = 300$ kg/(m²s) の場合は $1-x < 0.8$ で凝縮熱伝達率が高い値を示している. この凝縮熱伝達率に差異がみられる境界の湿り度は, 前節の Cavallini らの流動様相の遷移条件とよく一致している. すなわち, 流動様相が環状流の場合, 質量速度の増加に伴う強制対流の効果により凝縮熱伝達率は顕著に増加している.

図 5.21 の溝付管 GT(LF)の実験結果は, 平滑管 ST の実験結果と同様に, $1-x > 0.8$ のいずれの質量速度条件や $G \leq 100$ kg/(m²s) の全クオリティ域において凝縮熱伝達率に明確な差異はみられない. しかし, $G \geq 150$ kg/(m²s) の条件では, 平滑管 ST の実験結果とは異なり, いずれの質量速度においても $1-x = 0.4$ 近辺で凝縮熱伝達率が増加しているが, 質量速度の増加に伴う強制対流効果の影響はみられない.

図 5.22 の溝付管 GT(HF)の実験結果は, 平滑管 ST および溝付管 GT(LF)いずれの実験結果とも異なり, $1-x > 0.5$ では質量速度条件による凝縮熱伝達率に明確な差異はみられない. これは, 溝付管 GT(HF)は高いフィン, 高リード角および条数が多いために, 重力の影響が大きい成層流または成層波状流域においても, 表面張力の影響で管内全周に薄液膜が形成されることによって, 管内全周で高い凝縮熱伝達率が得られたためと考えられる.

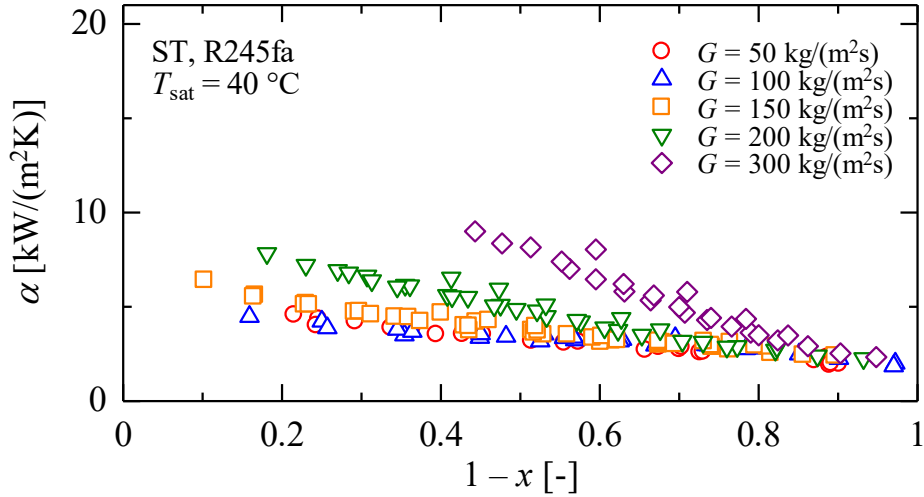


図 5.20 平滑管 ST の凝縮熱伝達率 ($T_{\text{sat}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$)

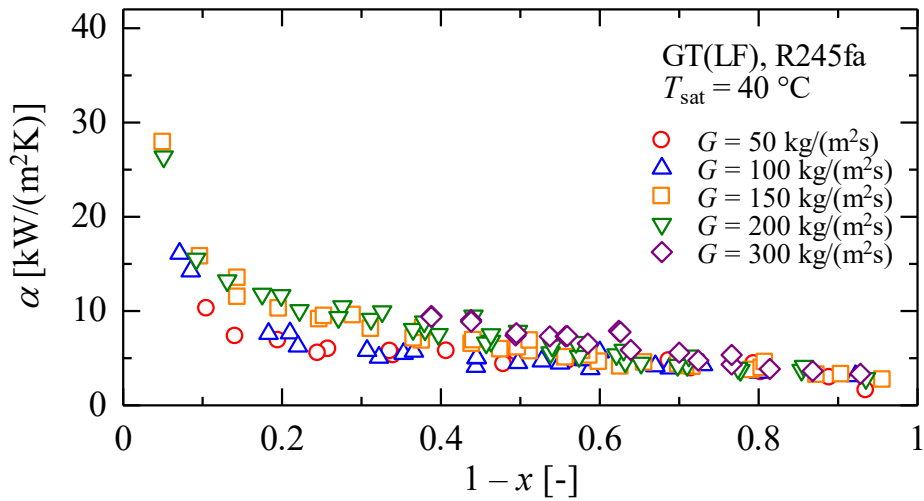


図 5.21 溝付管 GT(LF) の凝縮熱伝達率 ($T_{\text{sat}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$)

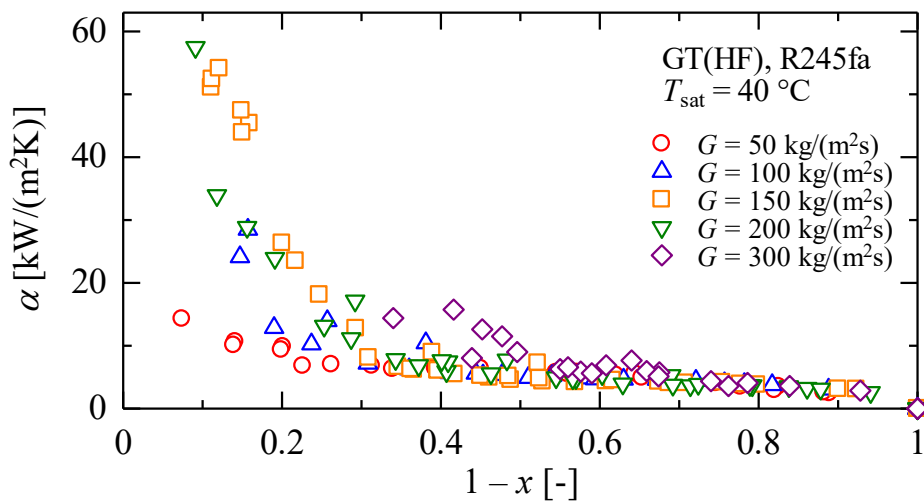


図 5.22 溝付管 GT(HF) の凝縮熱伝達率 ($T_{\text{sat}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$)

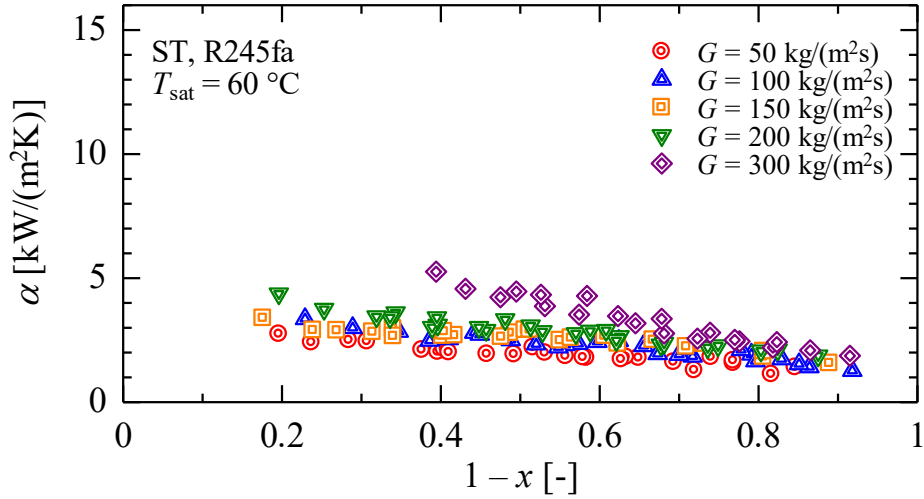


図 5.23 平滑管 ST の凝縮熱伝達率 ($T_{\text{sat}} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$)

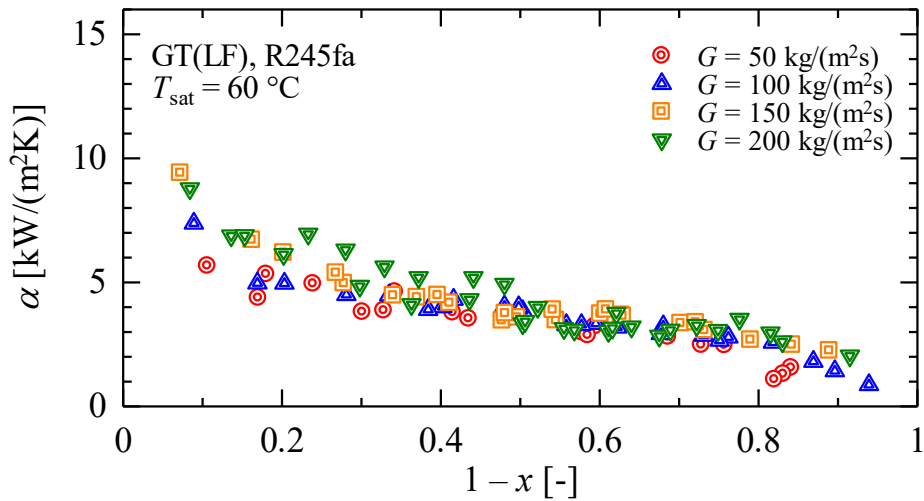


図 5.24 溝付管 GT(LF) の凝縮熱伝達率 ($T_{\text{sat}} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$)

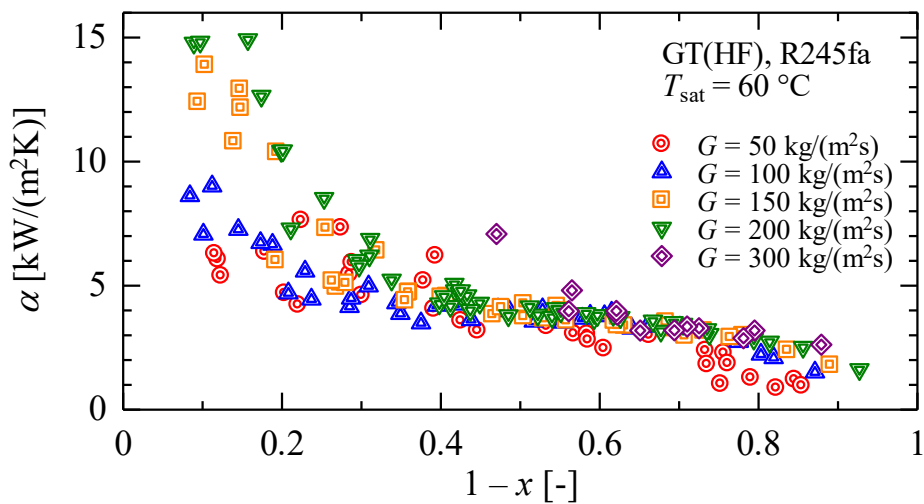


図 5.25 溝付管 GT(HF) の凝縮熱伝達率 ($T_{\text{sat}} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$)

5.4.2 凝縮熱伝達率に及ぼす飽和温度の影響

冷媒 R245fa の水平平滑管および溝付管内の凝縮熱伝達特性に及ぼす飽和温度の影響について図 5.26 ~ 図 5.28 に示す。図 5.26 ~ 図 5.28 はそれぞれ平滑管 ST, 溝付管 GT(LF)および溝付管 GT(HF)の $G = 50 \sim 300 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $T_{\text{sat}} = 40$ および $60 \text{ }^\circ\text{C}$ における純冷媒 R245fa の凝縮熱伝達率の実験結果であり, 図の縦軸は凝縮熱伝達率 α , 横軸は湿り度 $1-x$ を示している。

図 5.26 の平滑管 ST の実験結果より, $G \leq 100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ では全湿り度域で $T_{\text{sat}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ に比べて $T_{\text{sat}} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ の凝縮熱伝達率はほぼ一様に低下している。これは飽和温度条件によらず全湿り度域で管内の流動様相が成層流または成層波状流であり, 飽和温度の増加に伴い蒸気密度が増大することにより管内の蒸気速度が低下することに加え, 管断面の気相域が占める割合が低下することおよび液熱伝導率が低下するためと考えられる。一方, $G \geq 150 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ の条件では, 飽和温度条件によって流動様相が異なることや蒸気せん断力の影響が支配的となる強制対流凝縮域となるため, 高湿り度域に比べて低湿り度域の凝縮熱伝達率の低下が顕著である。

図 5.27 および図 5.28 の溝付管 GT(LF)および GT(HF)の実験結果は, 平滑管とほぼ同様の傾向を示しているが, 溝付管 GT(LF)は $1-x < 0.2$, 溝付管 GT(HF)は $1-x < 0.3$ の領域で, 凝縮熱伝達率は増加しており, 特に $T_{\text{sat}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ の条件でより顕著に増加している。これは, 管内の表面積が増大したことにより管内周に形成される液膜厚さが薄くなることによる液膜熱抵抗が低下したことによるものと考えられ, 溝付管 GT(HF)は GT(LF)に比べて面積拡大率が大きいために, 伝熱の促進効果がより大きくかつより高い湿り度域まで得られたと考えられる。また, $T_{\text{sat}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ の条件で凝縮熱伝達率が顕著に増加したのは, 飽和温度の低下に伴い蒸気密度が減少したことによる蒸気速度の増加や管断面の気相領域が占める割合が増大したことおよび液熱伝導率が増加したことによるものと考えられる。

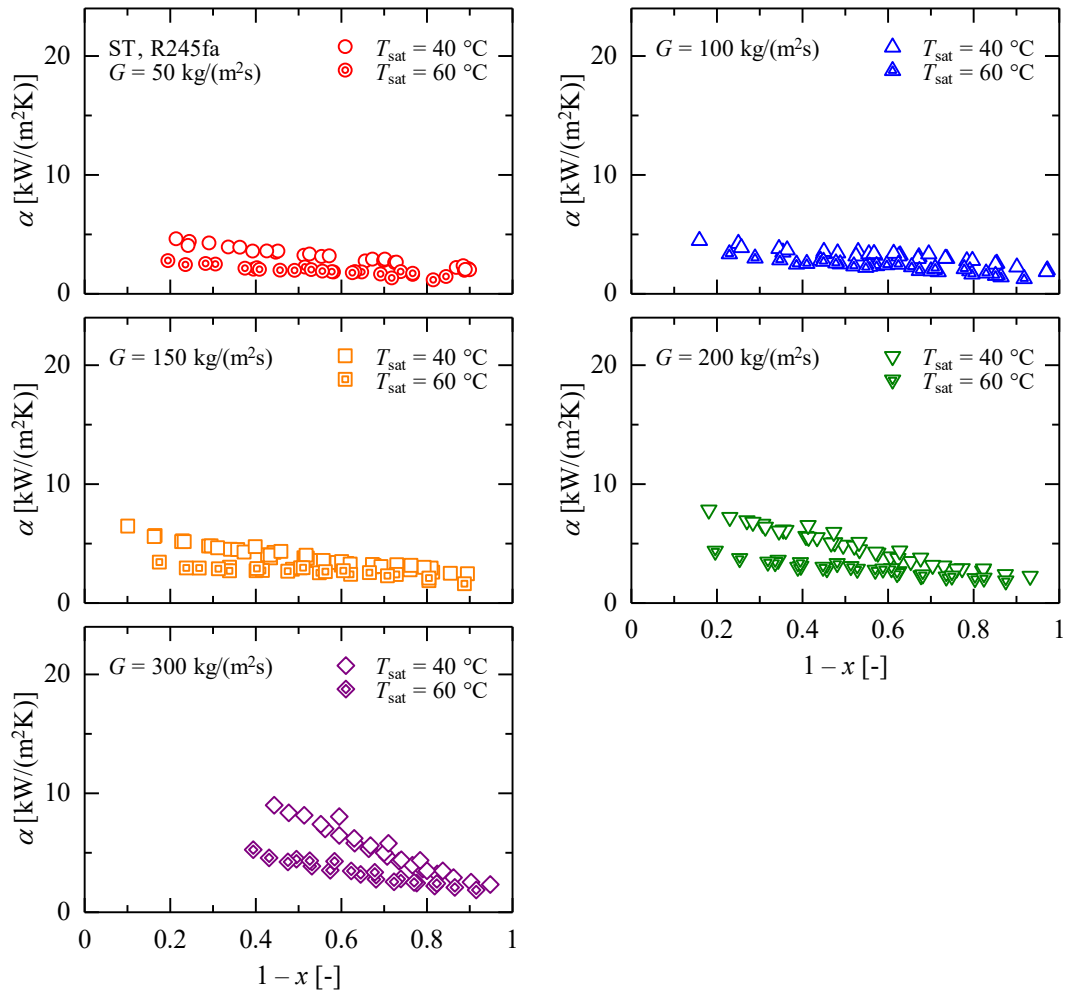


図 5.26 平滑管 ST の凝縮熱伝達率に及ぼす飽和温度の影響

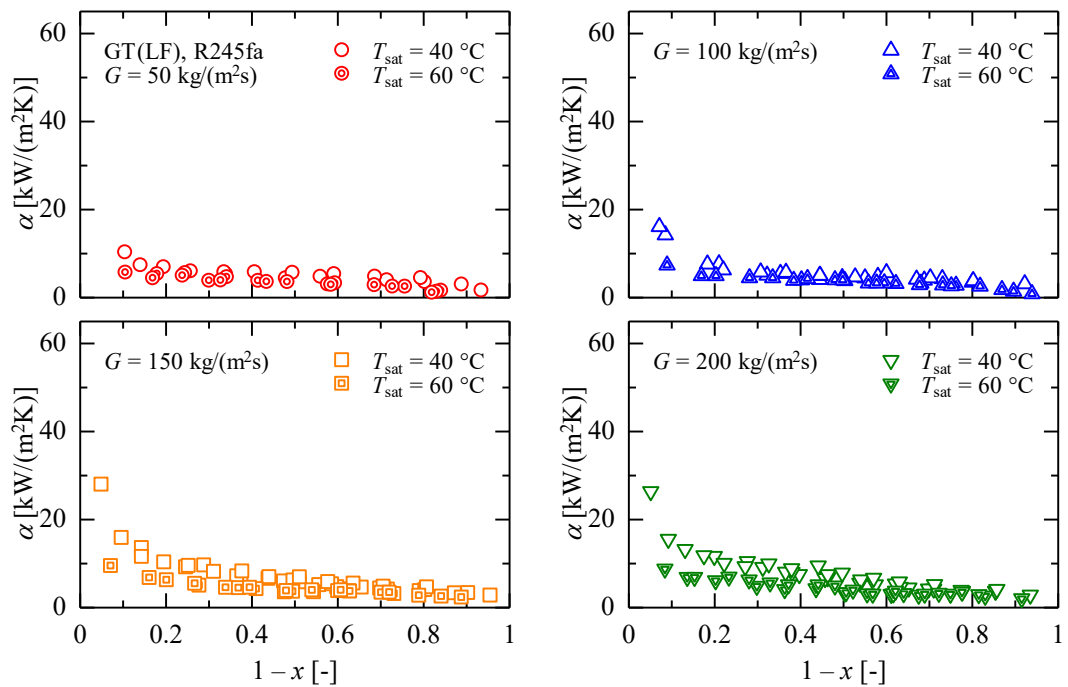


図 5.27 溝付管 GT(LF) の凝縮熱伝達率に及ぼす飽和温度の影響

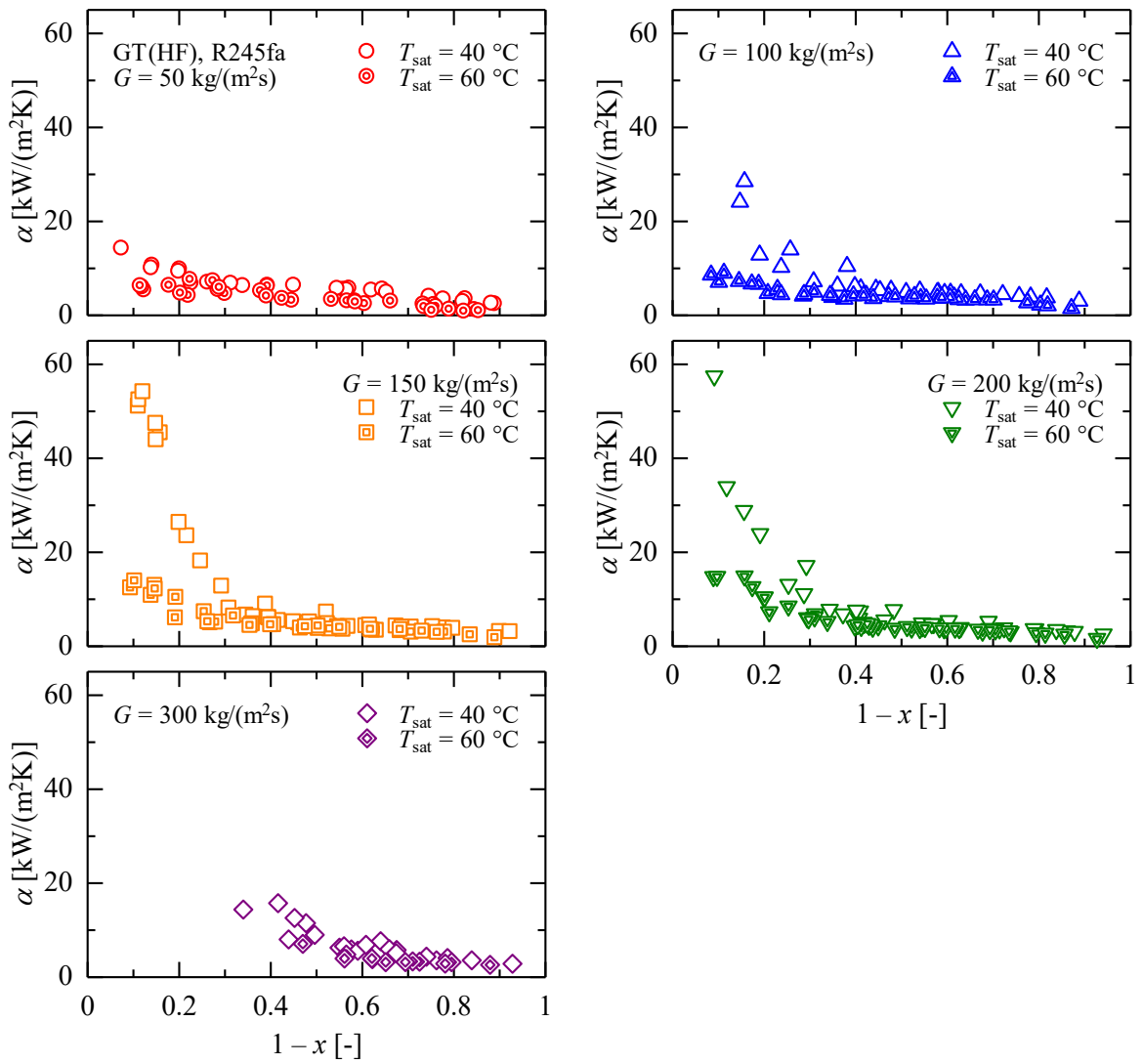


図 5.28 溝付管 GT(HF)の凝縮熱伝達率に及ぼす飽和温度の影響

5.4.3 溝付管の伝熱促進効果

図 5.29 および図 5.30 に、それぞれ $T_{\text{sat}} = 40$ および 60 °C における平滑管，溝付管の凝縮熱伝達率の比較を示す．図の縦軸は凝縮熱伝達率 α ，横軸は湿り度 $1-x$ を示しており，溝付管の凝縮熱伝達率は実伝熱面積を基準とした実験結果を示している．

いずれの質量速度および飽和温度条件においても，溝付管は平滑管に比して高い凝縮熱伝達率を示している．溝付管 GT(LF)と GT(HF)を比較すると，低湿り度域を除くと，いずれの質量速度においても凝縮熱伝達率に明確な差異はみられない． $G \leq 200$ kg/(m²s)の低湿り度域 ($1-x \leq 0.3$) に着目すると，溝付管 GT(HF)の凝縮熱伝達率が大きい値を示している．これは，GT(HF)の溝形状はフィンが高く，条数が多いため，フィン間の液膜は表面張力によってフィン底部に引き付けられ，フィン先端の液膜が薄くなることによって伝熱が促進されたためと考えられる．

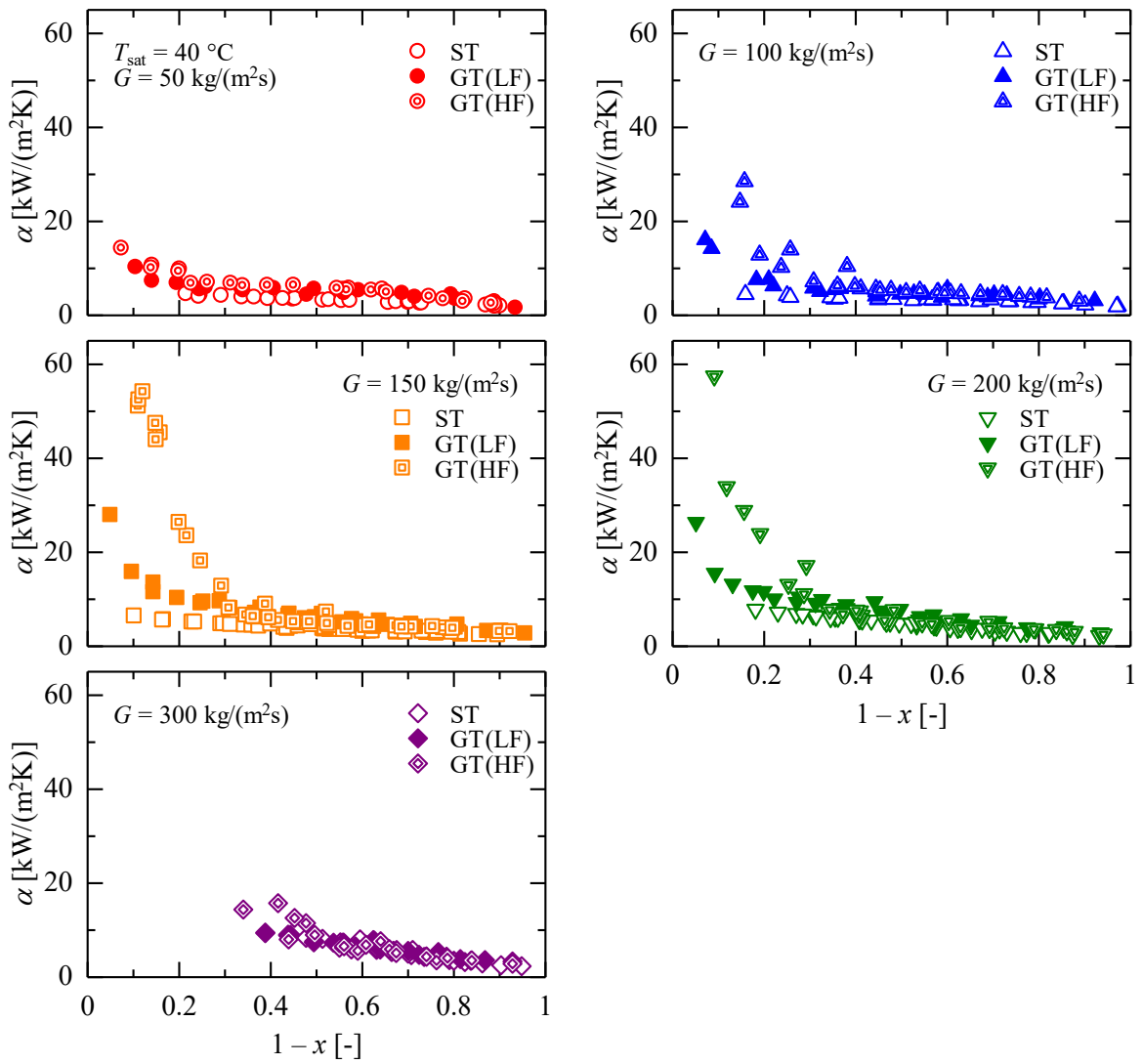


図 5.29 凝縮熱伝達率に及ぼす溝形状の影響 ($T_{\text{sat}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$)

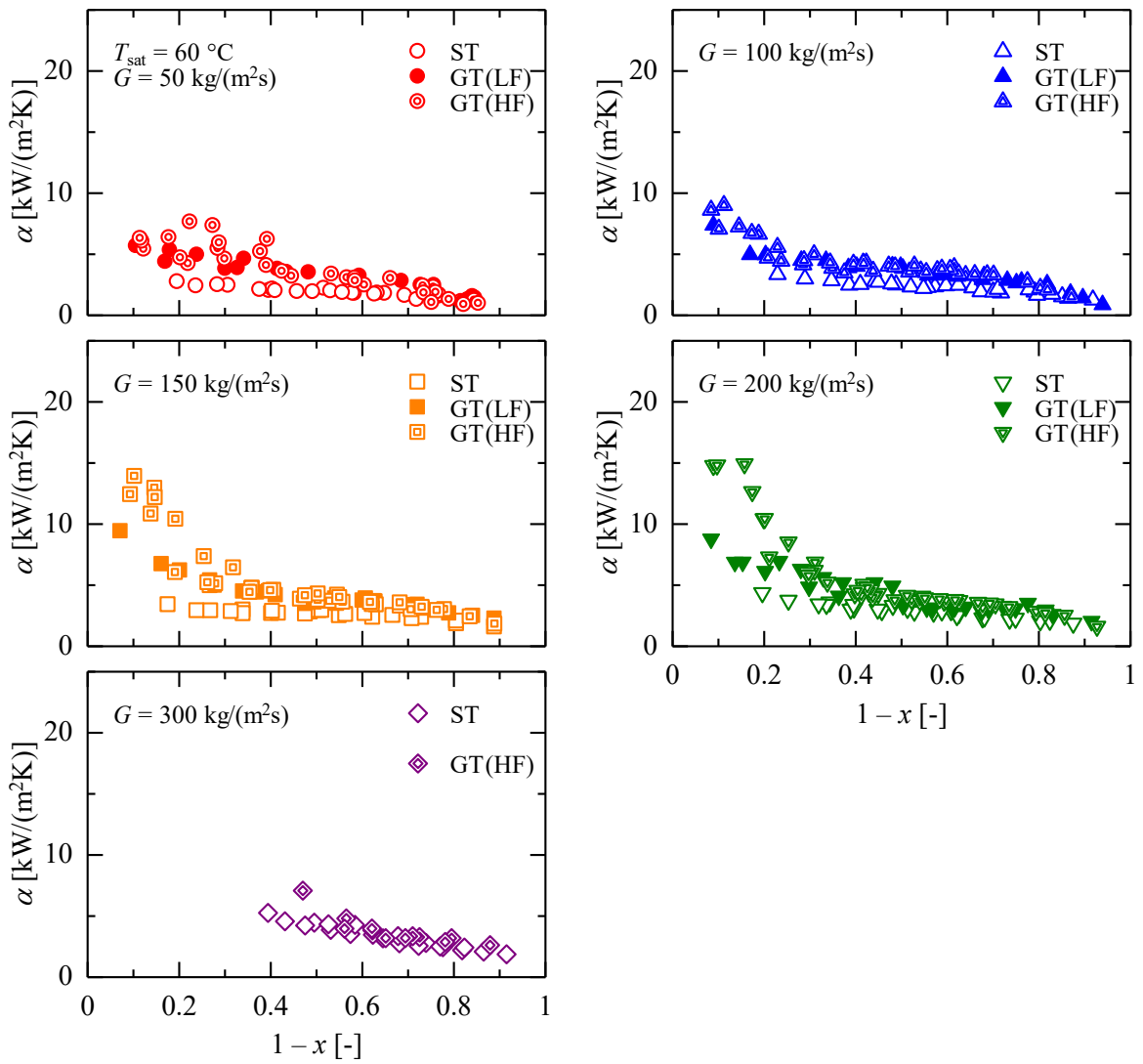


図 5.30 凝縮熱伝達率に及ぼす溝形状の影響 ($T_{\text{sat}} = 60$ °C)

次に、伝熱管の性能を比較検討するために、凝縮熱伝達率を等価内径の伝熱面積基準に基づいて次式のように定義する。

$$\alpha_{\text{eq}} = \frac{Q_s}{\pi d_{\text{eq}} L (T_{\text{wi}} - T_r)} \quad (5-24)$$

図 5.31 および図 5.32 にそれぞれ $T_{\text{sat}} = 40$ および 60 °C における平滑管，溝付管の凝縮熱伝達率の比較を示す。図の縦軸は式(5-24)に示した等価内径の伝熱面積を基準とした凝縮熱伝達率 α_{eq} ，横軸は湿り度 $1-x$ を示している。

図 5.31 および図 5.32 より、いずれの質量速度および飽和温度条件においても、平滑管 ST，溝付管 GT(LF)，溝付管 GT(HF)の順に凝縮熱伝達率は高い値を示している。

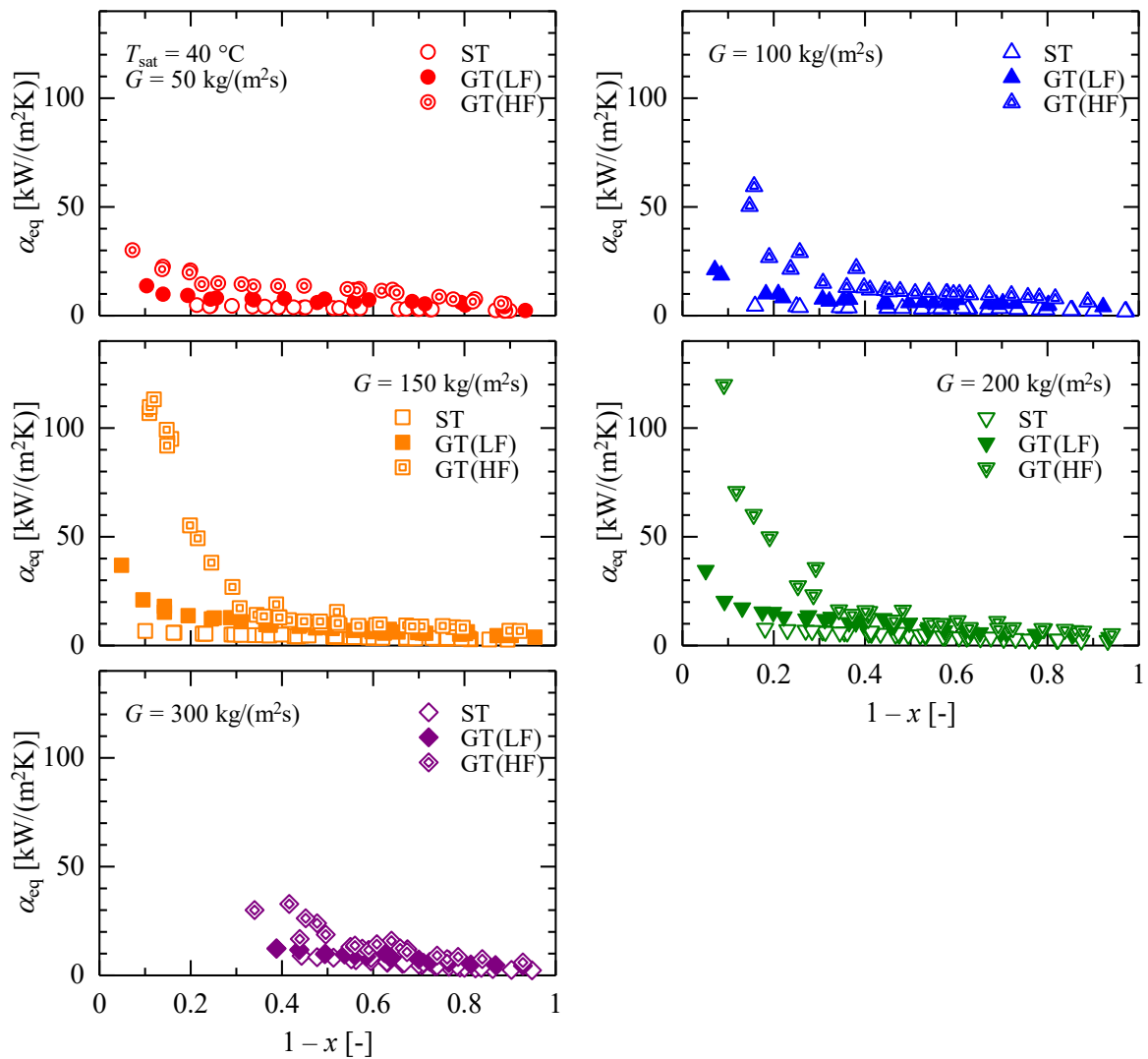


図 5.31 試験伝熱管の管性能比較 ($T_{\text{sat}} = 40$ °C)

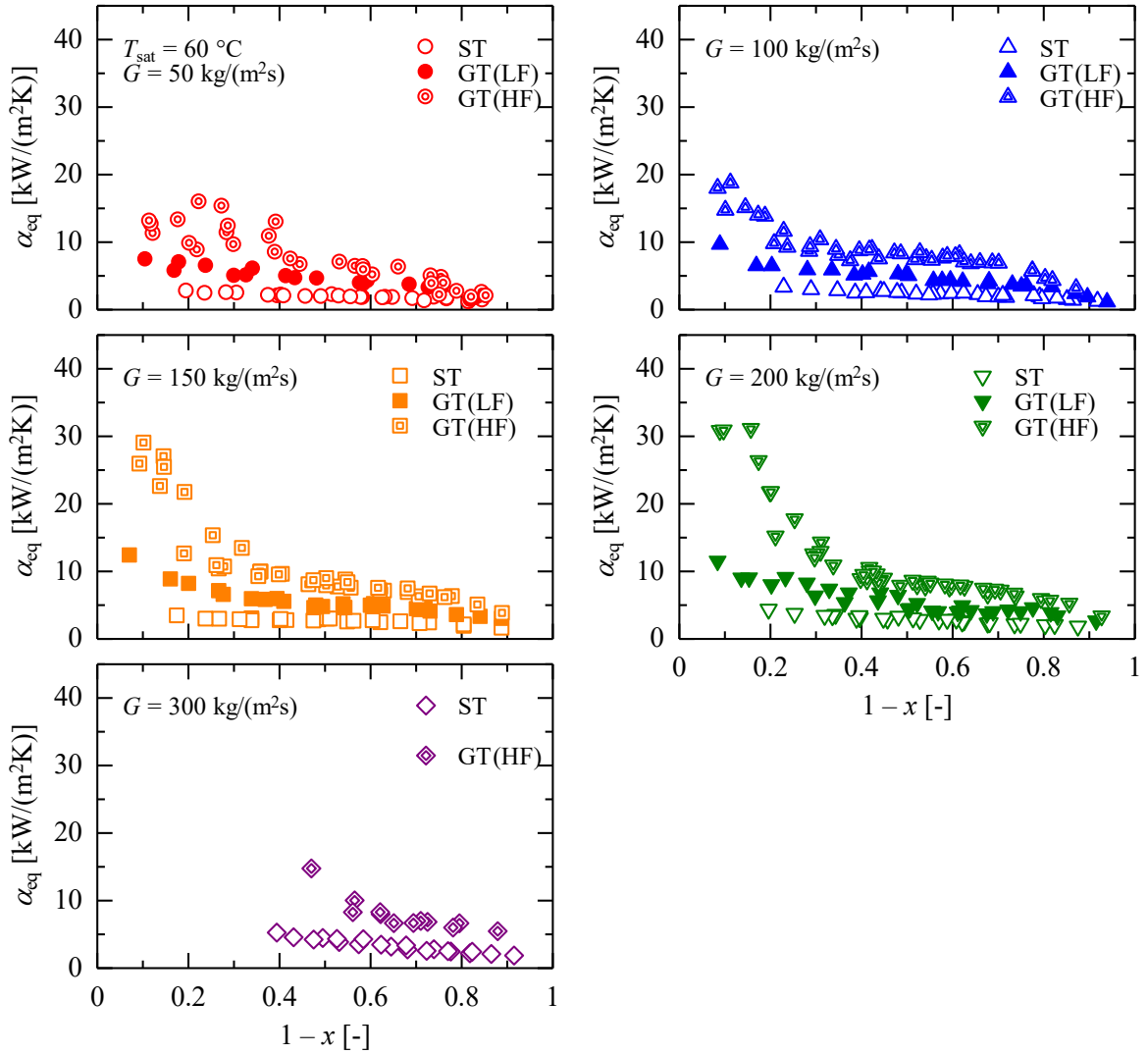


図 5.32 試験伝熱管の管性能比較 ($T_{\text{sat}} = 60$ °C)

5.4.4 実験値と従来の相関式との比較

図 5.33 に平滑管 ST の凝縮熱伝達率の実験値 α_{exp} と従来の相関式による予測値 α_{cal} との比較を示す. 実験値との比較を行った相関式は, 原口らの式⁵⁶⁾, Dobson – Chato の式⁵⁹⁾, Jung らの式⁶¹⁾, Cavallini らの式⁶²⁾, Huang らの式⁶⁴⁾および Shah の式⁶⁵⁾である. 表 5.7 には平滑管 ST の凝縮熱伝達率の実験値 α_{exp} と従来の相関式による予測値 α_{cal} との平均偏差 MD および AD を示す. 平均偏差 MD および AD は式(3-34)および(3-35)より求める. 表中の R30 は全データ数に対する偏差が 30%以下のデータ数の割合である.

いずれの相関式も蒸気せん断力の影響が支配的な強制対流凝縮の領域 (高質量速度, 低飽和温度, 低湿り度条件) では凝縮熱伝達率を過小に予測する傾向にある. (a) 原口らの式⁵⁶⁾は, 全凝縮域にわたって凝縮熱伝達率を強制対流凝縮と自由対流凝縮の熱伝達率の和で表す相関式であり, (e) Huang らの式⁶⁴⁾は原口らの式⁵⁶⁾を修正した相関式である. 原口らおよび Huang らの式による予測値は, 重力の影響が支配的な自由対流凝縮の領域では実験値とほぼ $\pm 30\%$ 以内で一致している. (b) Dobson – Chato の式⁵⁹⁾は, 管内の流動様相を質量速度と Soliman⁶⁰⁾によって定義されたフルード数 Fr_{s0} で環状流と波状流に分類し, それぞれの流動様相に対して提案されている相関式であり, (c) Jung らの式⁶¹⁾は, Dobson – Chato の式⁵⁹⁾を修正した相関式である. Dobson – Chato の式および Jung らの式による予測値は, 重力の影響が支配的な自由対流凝縮の領域では実験値とほぼ $\pm 30\%$ 以内で一致している. (c) Cavallini らの式⁶²⁾および(f)Shah の式⁶⁵⁾は, それぞれ無次元蒸気速度 J_v と Lockhart – Martinelli のパラメータ X_{tt} および無次元蒸気速度 J_v と Shah のパラメータ Z で流動様相の判別を行い, それぞれの流動様相に対して提案されている相関式である. Cavallini らの式⁶²⁾による予測値は全体的に凝縮熱伝達率を過小に見積もる傾向にある.

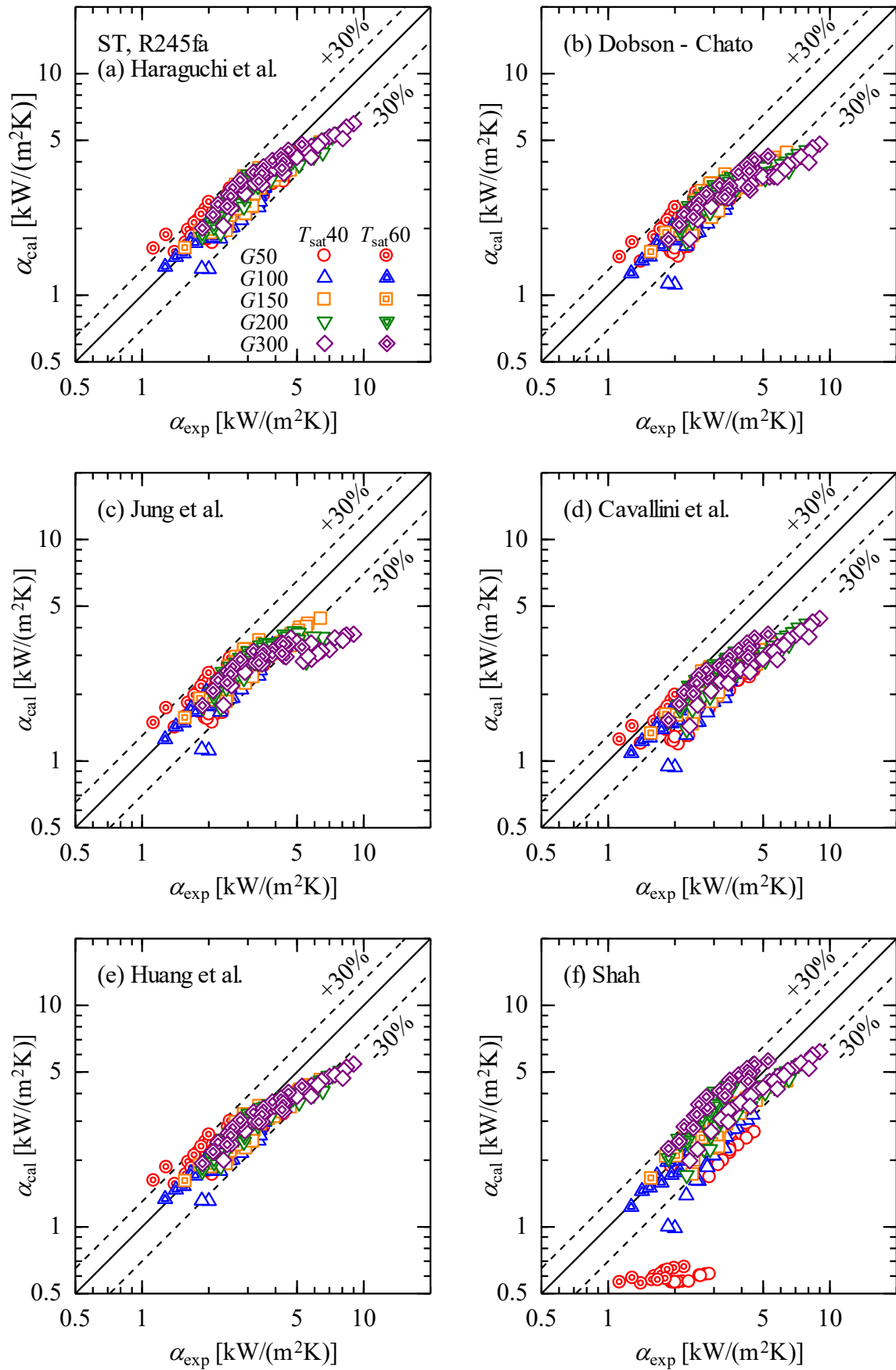


図 5.33 平滑管 ST の実験値と相関式との比較

表 5.7 平滑管 ST の実験値と相関式との偏差

Correlations	MD [%]	AD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Haraguchi et al.	12.5	-5.9	81.1	280
Dobson – Chato	16.2	-13.2	73.6	
Jung et al.	17.3	-14.3	73.0	
Cavallini et al.	27.8	-27.6	44.7	
Huang et al.	14.1	-9.6	79.0	
Shah	22.1	-13.0	67.0	

図 5.34 および図 5.35 にそれぞれ溝付管 GT(LF)および溝付管 GT(HF)の凝縮熱伝達率の実験値 α_{exp} と従来の相関式による予測値 α_{cal} との比較を示す。実験値との比較を行った相関式は、兪 - 小山の式⁶⁶⁾、鹿園らの式^{67, 68)}、Chamra らの式²⁷⁾、米本 - 小山の式²⁹⁾および Cavallini らの式⁶⁹⁾である。表 5.8 および表 5.9 には、溝付管の凝縮熱伝達率の実験値 α_{exp} と従来の相関式による予測値 α_{cal} との平均偏差を示す。

(a) 兪 - 小山の式⁶⁶⁾は、溝付管内の凝縮熱伝達率を強制対流凝縮支配域の熱伝達率と自由対流凝縮支配域の熱伝達率の和で表し、自由対流凝縮項に面積拡大率の影響を考慮した相関式である。兪 - 小山の式⁶⁶⁾による予測値は、いずれの溝付管においても蒸気せん断力の影響が支配的な強制対流凝縮の領域（高質量速度、低飽和温度、高クオリティ条件）では凝縮熱伝達率を過小に予測する傾向にある。(b) 鹿園らの式^{67, 68)}は、溝付管内の凝縮熱伝達率を強制対流凝縮支配域の熱伝達率と自由対流凝縮支配域の熱伝達率の和で表し、自由対流凝縮項にボイド率 ξ 、フィン頂角 γ 、修正ボンド数 Bo およびフィン部に重みを付けた面積比 R_A のパラメータを導入した相関式である。鹿園らの式による予測値は、いずれの溝付管においても強制対流凝縮の領域では過小に予測する傾向にある。(c) Chamra らの式²⁷⁾は、平滑管の乱流膜状凝縮の理論解析を基に、溝付管のフィン高さ h_f 、条数 N 、フィン頂角 γ およびねじれ角 θ のパラメータを考慮した相関式である。Chamra らの式²⁷⁾による予測値も、強制対流凝縮の領域では凝縮熱伝達率を過小に予測する傾向にある。(d) 米本 - 小山の式²⁹⁾は、兪 - 小山の式⁶⁶⁾と同様に強制対流凝縮支配域の熱伝達率と自由対流凝縮支配域の熱伝達率の和で表し、強制対流凝縮項には单相流の摩擦係数 f として Carnavos の式³⁰⁾を導入しており、溝付管に対して提案されたボイド率に関する実験式を導入し、自由対流凝縮項には面積拡大率の影響を考慮した相関式である。米本 - 小山の式²⁹⁾による予測値は、本実験結果と比較した相関式の中で、最も実験結果との相関がよいが、十分な予測精度とはいえず、更なる検討が必要である。(e) Cavallini らの式⁶⁹⁾は、Cavallini らの水平平滑管内の式⁶²⁾を Chamra ら²⁷⁾と同様の溝形状のパラメータを考慮し、修正した相関式である。Cavallini らの式⁶⁹⁾による予測値も、強制対流凝縮の領域では凝縮熱伝達率を過小に予測する傾向にあり、溝付管 GT(HF)に関しては全ての条件において過小に予測している。

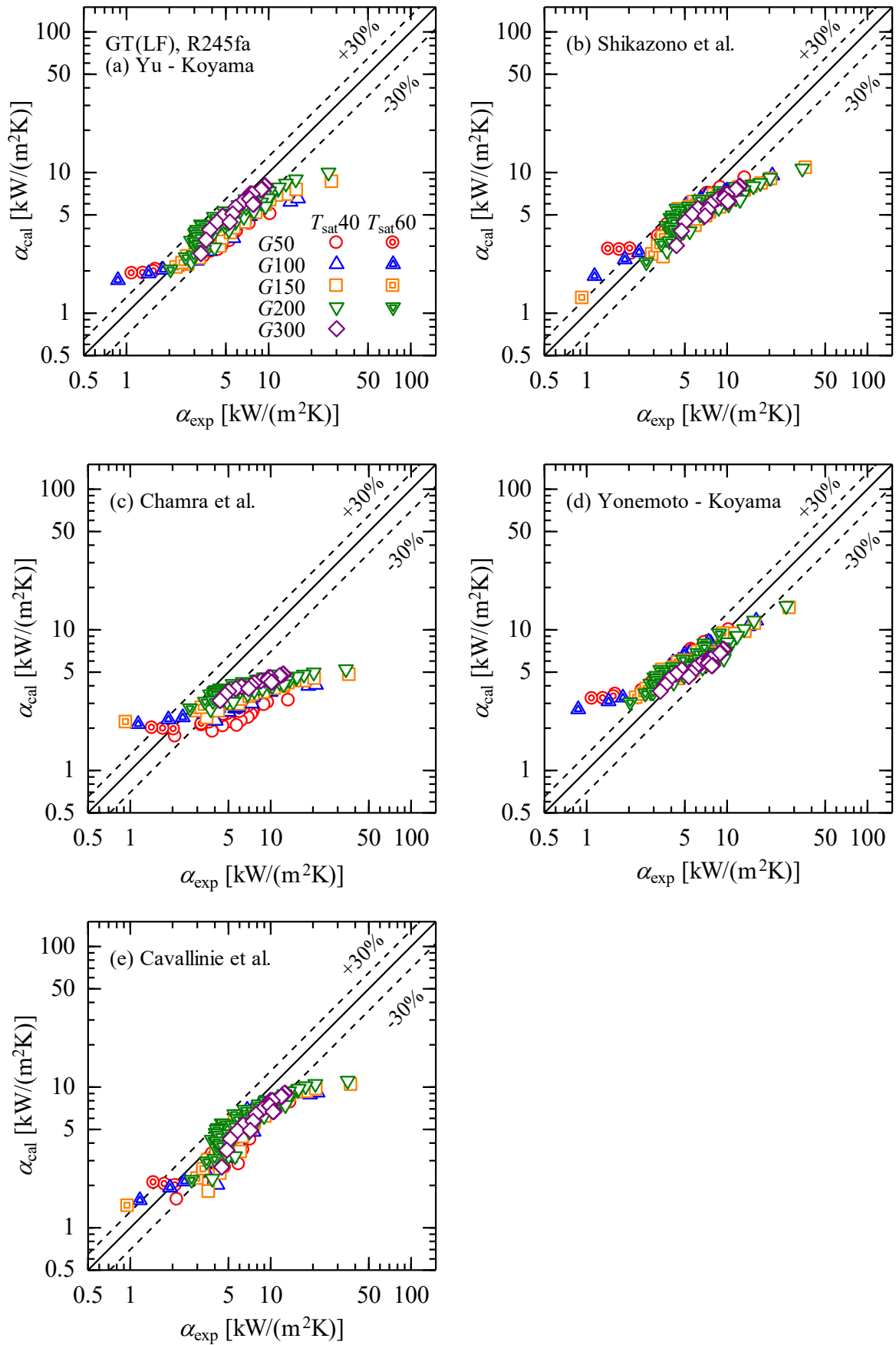


図 5.34 溝付管 GT(LF)の実験値と相関式との比較

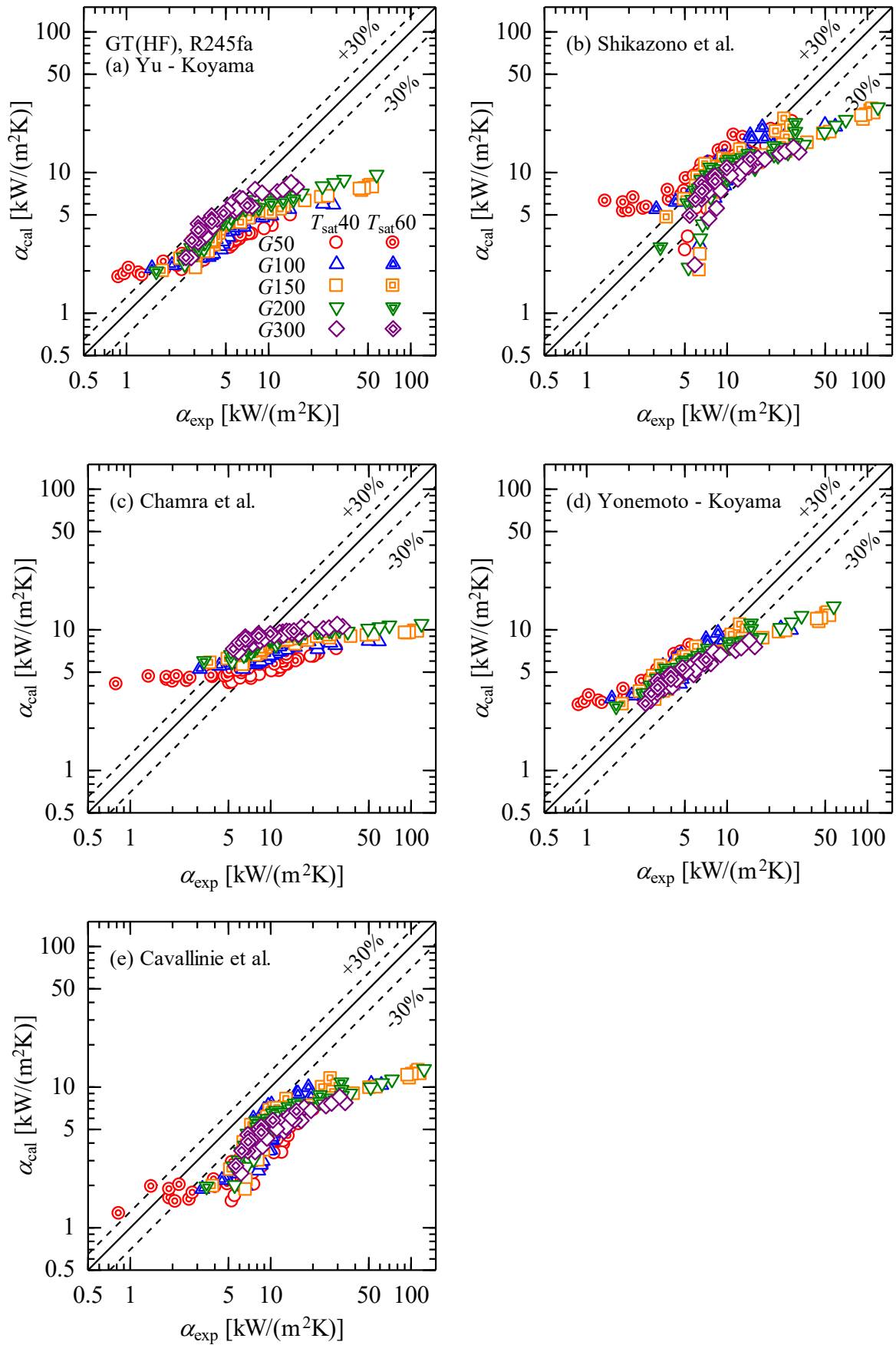


図 5.35 溝付管 GT(HF)の実験値と相関式との比較

表 5.8 溝付管 GT(LF)の実験値と相関式との偏差

Correlations	MD [%]	AD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Yu – Koyama	21.3	-16.6	81.5	230
Shikazono et al.	19.9	-13.4	82.9	
Chamra et al.	45.8	-43.1	19.4	
Yonemoto – Koyama	25.2	15.1	78.2	
Cavallini et al.	22.4	-19.5	80.1	

表 5.9 溝付管 GT(HF)の実験値と相関式との偏差

Correlations	MD [%]	AD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Yu – Koyama	25.1	-19.2	51.6	300
Shikazono et al.	27.4	3.0	54.5	
Chamra et al.	34.4	-19.9	43.7	
Yonemoto – Koyama	25.7	10.0	55.8	
Cavallini et al.	52.7	-52.0	2.6	

5.5 平滑管内凝縮熱伝達率の新たな相関式の作成

水平平滑管の凝縮熱伝達率に関する従来の相関式は第 1.2.5 項にまとめており、それらの相関式を大別すると、原口らの式⁵⁶⁾および Huang らの式⁶⁴⁾は全凝縮域にわたって凝縮熱伝達率を強制対流凝縮と自由対流凝縮の熱伝達率の和で表す相関式であり、Dobson – Chato の式⁵⁹⁾、Jung の式⁶¹⁾、Cavallini らの式⁶²⁾および Shah の式⁶⁵⁾は管内の流動様相をそれぞれの手法で判別し、各流動様相に対して凝縮熱伝達率の相関式を表している。また、Son – Lee⁶³⁾は環状流域のみの凝縮熱伝達率を单相流の相関式に Lockhart – Martinelli のパラメータ X_{tt} の関数を加えた相関式である。

前節の水平平滑管内における凝縮熱伝達率の実験値と従来の相関式の比較結果より、実験値と最も相関のよい原口らの式⁵⁶⁾をベースに冷媒 R245fa にも適用可能な相関式の作成を試みる。

5.5.1 新たな相関式のモデル

原口ら⁵⁶⁾は蒸気せん断力が支配的な強制対流凝縮項 Nu_F と重力の影響が支配的な自由対流凝縮項 Nu_B で表される次式で全凝縮域にわたる凝縮熱伝達率を表している。

$$Nu = \frac{\alpha d_i}{\lambda_L} = (Nu_F^m + Nu_B^m)^{\frac{1}{m}} \quad (5-25)$$

ここに、 m は強制対流凝縮項 Nu_F と自由対流凝縮項 Nu_B を結合するための指数である。

強制対流凝縮項 Nu_F は環状乱流液膜理論⁵⁷⁾に基づき次式で表せるとする。

$$Nu_F = \frac{Re_L^* Pr_L}{T_i^+} \quad (5-26)$$

ここに、 Re_L^* は膜レイノルズ数、 T_i^+ は気液界面と管内壁面との無次元温度差であり、以下のように定義される。

$$Re_L^* = \frac{\rho_L d_i \sqrt{\tau_w / \rho_L}}{\mu_L} \quad (5-27)$$

$$T_i^+ = \frac{\rho_L c_{pL} \sqrt{\tau_w / \rho_L} (T_i - T_{wi})}{q} = \frac{\rho_L c_{pL} \sqrt{\tau_w / \rho_L} (T_i - T_{wi})}{Q / (\pi d_i L)} \quad (5-28)$$

壁面せん断力 τ_w は Lockhart – Martinelli の定義式を用いて次式で表される。

$$\tau_w = \tau_{wV} \Phi_V^2 \quad (5-29)$$

ここに、 τ_{wv} は二相流中の気相成分のみが平滑管内を充満して流れたと仮定した場合の壁面せん断力であり、次式で表される。

$$\tau_{wv} = f_v \frac{G^2 x^2}{2\rho_v} \quad (5-30)$$

ここに、 f_v は気相成分のみが平滑管内を充満して流れる場合の摩擦係数である。 f_v に Colburn の式を用いると式(5-30)は次式で表される。

$$\tau_{wv} = \frac{0.046 G^2 x^2}{Re_v^{0.2} 2\rho_v} = \frac{0.023 G^2 x^2}{(G x d_i / \mu_v)^{0.2} \rho_v} \quad (5-31)$$

式(5-26)に式(5-27)および式(5-31)を代入すると強制対流凝縮項 Nu_F は次式で表される。

$$Nu_F = 0.152 Re_L^{0.9} \left(\frac{\Phi_v}{X_{tt}} \right) \left(\frac{Pr_L}{T_i^+} \right) \quad (5-32)$$

ここに、 Re_L は液レイノルズ数、 X_{tt} は気相および液相ともに乱流の Lockhart - Martinelli のパラメータであり、それぞれ次式で表される。

$$Re_L = \frac{G(1-x)d_i}{\mu_L} \quad (5-33)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (5-34)$$

なお、 (Pr_L/T_i^+) は次項にて実験結果を基に試行錯誤的に決定する。

自由対流凝縮項 Nu_B は管頂部の液膜の薄い領域と管底部の液膜の厚い領域に分類し、管底部の液膜の厚い領域の熱伝達は無視できるものとして、管頂部の液膜の薄い領域の熱伝達特性に Nusselt の解法⁵⁸⁾を適用し、管頂部の液膜の薄い領域の液膜の体積が無視できるとすれば、自由対流凝縮項 Nu_B は次式のように表される。

$$Nu_B = 0.725 H(\xi) \left(\frac{Ga_L Pr_L}{Ph_L} \right)^{1/4} \quad (5-35)$$

ここに、 $H(\xi)$ は管内の凝縮が有効に進行する表面積を表すボイド率 ξ のみの関数であり、原口ら⁵⁶⁾は次式で表している。

$$H(\xi) = \xi + [10(1-\xi)^{0.1} - 8.9] \sqrt{\xi} (1 - \sqrt{\xi}) \quad (5-36)$$

ここに、 ξ はボイド率であり、式(5-4)の Smith の式を用いる。

5.5.2 凝縮熱伝達率の新たな相関式の作成

本研究で用いた冷媒 R245fa は、低圧冷媒であるため蒸気密度がこれまでの研究で用いられた従来冷媒に比べて非常に小さい。そのため、質量速度、飽和温度およびクオリティが同一条件においても従来の冷媒に比べて管内の蒸気速度は大きく、強制対流の影響が顕著に現れると考えられる。また、蒸気密度と液密度の比が大きいため、気相と液相の速度差が大きく、気液界面のせん断力が増大する。これらが蒸気せん断力の支配的となる強制対流凝縮域では、従来の凝縮熱伝達率の相関式よりも実験結果が大きい値を示した要因と考えられる。以上のことから本論文では、前節に示した相関式のモデルより、強制対流凝縮項 Nu_F に修正を加え、冷媒 R245fa の凝縮熱伝達率相関式の作成を試みる。

式(5-25)中の指数 m を 2 と仮定すると、強制対流凝縮項 Nu_F は以下のように表される。

$$Nu_F = (Nu^2 - Nu_B^2)^{\frac{1}{2}} = \left[\left(\frac{\alpha d_i}{\lambda_L} \right)^2 - Nu_B^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5-37)$$

ここに、 Nu は実験値であり、 Nu_B は式(5-35)および(5-36)より見積もった値である。式(5-37)で得られた強制対流凝縮項 Nu_F の値を用いて、式(5-32)中の (Pr_L/T_i^+) の近似式を作成する。原口ら⁵⁶⁾は (Pr_L/T_i^+) を Re_L と Pr_L の関数で表しているが、上述したように、冷媒 R245fa は蒸気および液の密度比 (ρ_L/ρ_V) が大きいことや蒸気密度が小さいため従来の冷媒に比べて質量速度、飽和温度およびクオリティが同一条件においても管内の蒸気速度は大きく、強制対流の影響が顕著に現れることから、管内の流動様相の影響を考慮して作成する。なお、管内の流動様相の影響は、第 5.3 節の管内流動様相の観察結果や第 5.4.1 項に示した平滑管内における凝縮熱伝達率に明確な差異がみられる境界が Cavallini ら⁶²⁾の流動様相の遷移条件とよく一致していたことから、Cavallini らの流動様相の遷移条件である (J_V/J_V^T) を用いた。以下に Pr_L/T_i^+ の近似式を示す。

$$\frac{Pr_L}{T_i^+} = C_1 \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{C_2} \left(\frac{J_V}{J_V^T} \right)^{C_3} Pr_L^{C_4} Re_L^{C_5} \quad (5-38)$$

ここに、 $C_1 \sim C_5$ は係数である。まず、係数 C_4 および C_5 については、単相流における熱伝達率の相関式である Dittus - Boelter の式³⁴⁾の指数と式(5-32)および式(5-38)から得られる強制対流凝縮項 Nu_F の Re_L および Pr_L の指数が等価となるように、それぞれ 0.3 および -0.1 とした。係数 $C_1 \sim C_3$ については、蒸気せん断力の支配的な強制対流凝縮域における実験データを用いて、試行錯誤的にその

値を決定する．以下に得られた近似式および図 5.36 に実験結果と近似式の比較を示す．なお，図 5.36 中のプロットは Cavallini らの流動様相の判別式⁶²⁾より，環状流 ($J_V > J_V^T$) と判別された結果のみをプロットしたものである．

$$\frac{Pr_L}{T_i^+ (J_V/J_V^T)^{0.5}} = 0.02 \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.5} Pr_L^{0.3} Re_L^{-0.1} \quad (5-39)$$

式(5-32)および式(5-39)より強制対流凝縮項 Nu_F は，次式のように求められる．

$$Nu_F = 0.003 \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.5} \left(\frac{J_V}{J_V^T} \right)^{0.5} \left(\frac{\Phi_V}{X_{tt}} \right) Re_L^{0.8} Pr_L^{0.3} \quad (5-40)$$

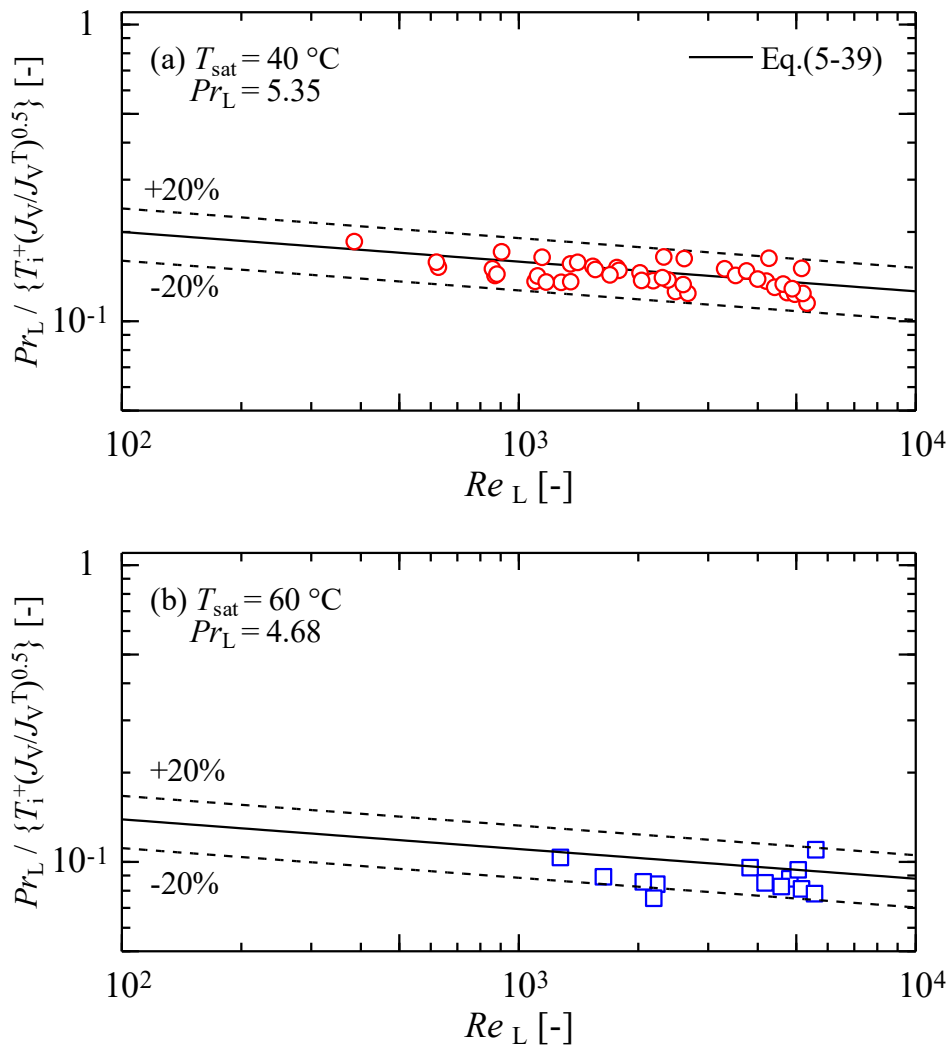


図 5.36 $Pr_L / \{T_i^+ (J_V/J_V^T)^{0.5}\}$ と Re_L の関係

5.5.3 新たな相関式と他の研究者の実験値との比較

前項にて作成した凝縮熱伝達率の相関式の妥当性を検証するために、他の研究者の凝縮熱伝達率の実験値と新たな相関式による予測値との比較を行う。

図 5.37 に、本研究の実験値と新たな相関式による予測値との相関を示す。図より、従来の相関式では予測精度が低下していた蒸気せん断力が支配的となる強制対流凝縮域の熱伝達率を、新たな相関式による予測値は、いずれの条件においても実験値と $\pm 30\%$ 以内で一致している。新たな相関式では、自由対流凝縮域の熱伝達率については、大きな修正をしていないことから従来の相関式と同様の傾向を示している。なお、式(5.40)中の二相流摩擦損失増倍係数 Φ_v は実験値を用いており、第 5.2.4 項で述べた凝縮流における摩擦圧力損失勾配の実験値を精度よく予測した宮良らの式による予測値を用いても、新たな相関式による予測値と実験値との相関はよく、 $\pm 30\%$ 以内で一致している。

図 5.38 および図 5.39 には、それぞれ Hirose ら⁹⁰⁾による管内径 3.44 mm の R32 および R410A の実験値、尾中ら⁹¹⁾による管内径 4.35 mm の R32, R410A および R1234ze(E)の実験値と新たな相関式による予測値との比較を示す。両図より、新たな相関式による予測値は他の研究者の実験値との相関もよく、 $\pm 30\%$ 以内で一致していることがわかる。なお、式(5.40)中の二相流摩擦損失増倍係数 Φ_v は、Hirose ら⁹⁰⁾による実験値との比較では実験値を、尾中ら⁹¹⁾による実験値との比較では宮良らの式による予測値を用いている。

以上の結果より、前項にて作成した凝縮熱伝達率の相関式は、蒸気せん断力が支配的となる強制対流凝縮域および重力の影響が支配的となる自由対流凝縮域の全凝縮域における凝縮熱伝達率を精度よく予測可能である。表 5.10 に新たな相関式を詳細にまとめる。

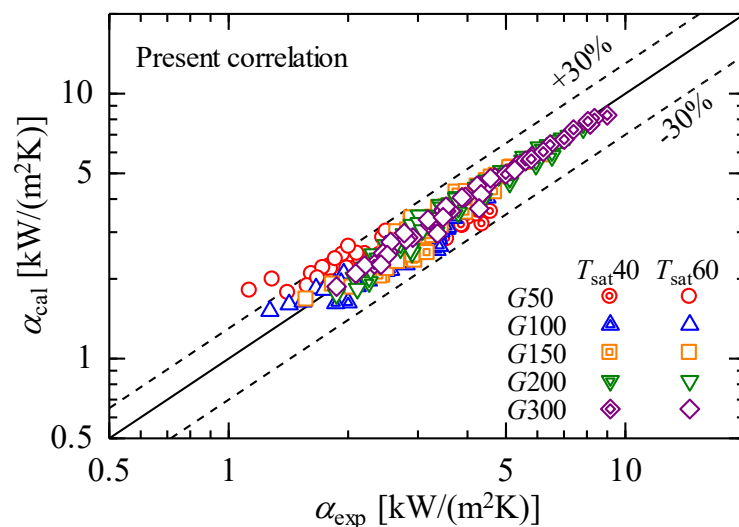


図 5.37 本実験値との相関

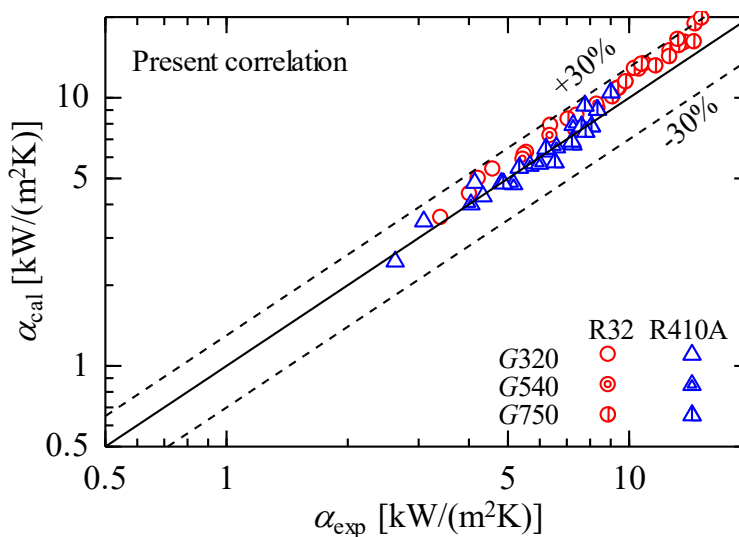


図 5.38 Hirose らの実験値との比較

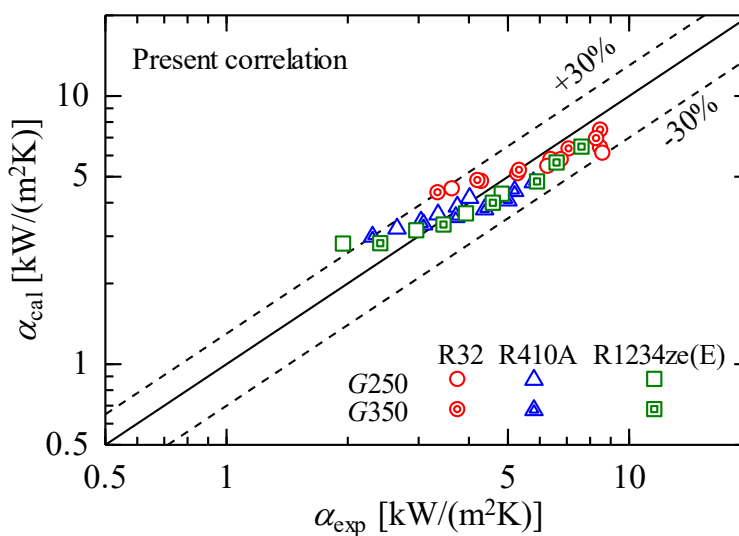


図 5.39 尾中らの実験値との比較

表 5.10 新たな凝縮熱伝達率の相関式

$$Nu = \frac{\alpha d_i}{\lambda_L} = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{1/2}$$

強制対流凝縮項 : $Nu_F = 0.003 \left(\frac{\rho_L}{\rho_V} \right)^{0.5} \left(\frac{J_V}{J_V^T} \right)^{0.5} \left(\frac{\Phi_V}{X_{tt}} \right) Re_L^{0.8} Pr_L^{0.3}$

$$J_V = \frac{xG}{\sqrt{g d_i \rho_V (\rho_L - \rho_V)}}, \quad J_V^T = \left\{ \left(\frac{7.5}{4.3 X_{tt}^{1.111} + 1} \right)^{-3} + 2.6^{-3} \right\}^{-1/3}$$

$$\Phi_V = 1 + C X_{tt}^n + X_{tt}^2$$

$$C = 21 \{ 1 - \exp(-0.28 Bo^{0.5}) \} \{ 1 - 0.9 \exp(-0.02 Fr^{1.5}) \}$$

$$n = 1 - 0.7 \exp(-0.08 Fr)$$

$$Bo = \frac{g d_i^2 (\rho_L - \rho_V)}{\sigma}, \quad Fr = \frac{Gx}{\sqrt{g d_i \rho_V (\rho_L - \rho_V)}}$$

自由対流凝縮項 : $Nu_B = 0.725 H(\xi) \left(\frac{Ga_L Pr_L}{Ph_L} \right)^{1/4}$

$$H(\xi) = \xi + [10(1-\xi)^{0.1} - 8.9] \sqrt{\xi} (1 - \sqrt{\xi})$$

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

$$Ga_L = \frac{g \rho_L^2 d_i^3}{\mu_L^2}, \quad Ph_L = \frac{c_{pL} (T_{sat} - T_{wi})}{\Delta h_{LV}}$$

5.6 まとめ

本章では、純冷媒 R245fa の水平平滑管および溝付管内の凝縮特性に関する実験および管内の流動様相の観察を行い、摩擦圧力損失勾配および凝縮熱伝達率の実験結果を示した。また、従来提案されている摩擦圧力損失および凝縮熱伝達率の相関式との比較を行った。以下に、本章で得られた結果をまとめる。

- (1) 純冷媒 R245fa の平滑管内における凝縮流の摩擦圧力損失は、従来提案されている凝縮流の摩擦圧力損失に関する相関式で予測可能である。特に、蒸発流の摩擦圧力損失を精度よく予測していた宮良らの相関式による予測値は、全質量速度、飽和温度およびクオリティ条件においてほぼ $\pm 30\%$ 以内で実験値と一致する。
- (2) 純冷媒 R245fa の溝付管内における凝縮流の摩擦圧力損失は、平滑管に比して大きく、フィン高さおよびリード角が大きく条数の多い溝付管 GT(HF)が最も大きい摩擦圧力損失を示した。溝付管内の摩擦圧力損失に関する従来の相関式は、溝付管 GT(LF)および GT(HF)ともに原口らの相関式による予測値が実験値とよく一致しており、概ね $\pm 30\%$ 以内で溝付管内の摩擦圧力損失を予測可能である。
- (3) 管内断熱二相流の流動様相の観察結果より、環状流から成層波状流への遷移は Cavallini らの流動様式線図による遷移条件とよく一致している。
- (4) 純冷媒 R245fa の平滑管内における凝縮熱伝達率は、管内の流動様相の観察結果および凝縮熱伝達率の実験結果から、管内の流動様相の相違によって凝縮熱伝達特性は異なり、せん断力の影響が支配的となる強制対流凝縮域では熱伝達率は顕著に増加する。従来の凝縮熱伝達率の相関式による予測値は、いずれも強制対流凝縮域の熱伝達率を小さく見積もる傾向にある。
- (5) 純冷媒 R245fa の溝付管内における凝縮熱伝達率は、平滑管に比して大きく、実伝熱面積および等価内径の伝熱面積基準で定義した熱伝達率どちらの比較においても、GT(LF)に比べて GT(HF)の凝縮熱伝達率は大きい値を示す。
- (6) 平滑管内の凝縮熱伝達率に関する従来の相関式との比較結果より、比較的実験値と一致していた原口らの式を参考にして、新たに表 5.10 に示す相関式

を作成した．新たな相関式は，強制対流凝縮域の熱伝達率を蒸気および液の密度比および管内の流動様相の影響を考慮している．

第 6 章 混合冷媒 R245fa/R134a の水平管内凝縮

混合冷媒 R245fa/R134a は図 6.1 に示すように、露点と沸点の温度差（以下、温度グライドと記す）を有する非共沸混合冷媒である。非共沸混合冷媒を用いた水平管内における凝縮流の摩擦圧力損失特性および熱伝達特性に関する研究は広く行われているものの、冷媒 R245fa を含む混合冷媒の凝縮流におけるそれらの特性はほとんど明らかにされておらず、近年、冷媒 R245fa を含む混合冷媒の熱物性に関する研究が行われている程度である。本章では、混合冷媒 R245fa/R134a の水平平滑管および溝付管内における凝縮流の摩擦圧力損失および熱伝達率の実験結果を示す。

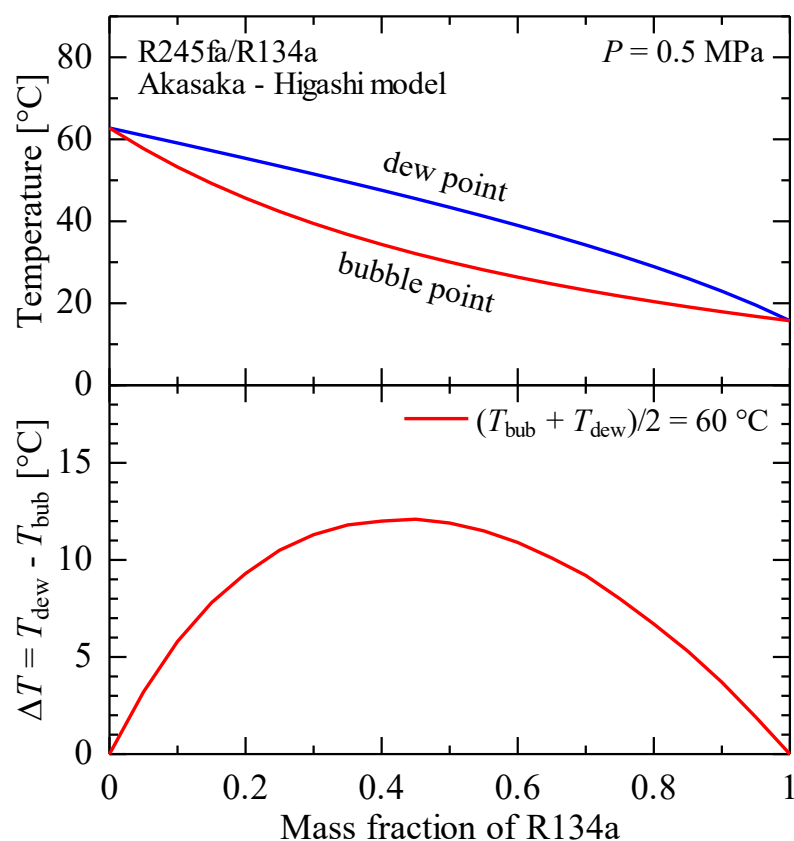


図 6.1 混合冷媒 R245fa/R134a の気液相平衡線図と温度グライド

6.1 実験データの整理方法

混合冷媒の凝縮実験における実験データの整理方法は、第5章で述べた純冷媒の凝縮実験と同様であるが、冷媒温度および熱平衡クオリティの整理方法は以下のように異なる。なお、圧力損失に関する測定精度は純冷媒と同程度であるが、熱伝達率の測定精度は、平滑管および溝付管ともに概ね±15%以内であり、一部のデータは最大±20%程度の誤差を有する。

6.1.1 冷媒温度

混合冷媒の冷媒温度は、テストセクション出入口の測定した冷媒温度 $T_{r, TS, in}$, $T_{r, TS, out}$ と REFPROP Ver. 9.1⁸⁴⁾より算出される冷媒温度が一致していないため、本論文では、テストセクション出入口での実測値 $T_{r, TS, in}$, $T_{r, TS, out}$ を冷媒飽和温度とみなすこととする。なお、各サブセクション出入口の冷媒飽和温度は以下のように求める。

第一サブセクション入口の冷媒飽和温度 T_{sat0} は、測定したテストセクション入口の冷媒飽和温度 $T_{r, TS, in}$ から助走区間部の圧力降下分の温度変化を考慮して求める。

$$T_{sat0} = T_{r, TS, in} - [f(y_{R134a}, P_{TS0}, h_{TS0}) - f(y_{R134a}, P_{TS, in}, h_{TS, in})] \quad (6-1)$$

ここに、右辺第2項は助走区間部における圧力降下分の温度変化を表しており、混合冷媒のモル分率、圧力および比エンタルピから REFPROP Ver. 9.1⁸⁴⁾を用いて求める。各サブセクション出入口の冷媒飽和温度 $T_{sat, n}$ は各サブセクションの熱交換量割合を考慮して、以下のように求める。

$$T_{sat, n} = T_{sat0} + (T_{r, TS, in} - T_{r, TS, out}) \frac{\sum_{k=1}^n Q_{TS, k}}{\sum_{k=1}^5 Q_{TS, k}} \quad (6-2)$$

なお、各サブセクションの中央部における冷媒温度 $T_{r, n}$ は、冷媒飽和温度 $T_{sat, n}$ の算術平均値とする。

$$T_{r, n} = (T_{sat, n-1} + T_{sat, n})/2 \quad (6-3)$$

6.1.2 熱平衡クオリティ

混合冷媒の熱平衡クオリティ（以下、クオリティと記す）は、純冷媒と同様に電気予熱器入口における混合冷媒の比エンタルピを基点として求めるが、混合冷媒の比エンタルピは純冷媒とは異なり、以下のように算出する。

$$h_{\text{EPH,in}} = f(y_{\text{R134a}}, P_{\text{EPH,in}}, T_{\text{rEPH,in}}) \quad (6-4)$$

ここに、 y_{R134a} はR134aのモル分率であり、ガスクロマトグラフで組成分析した混合冷媒の冷媒組成から求めた値である。 $P_{\text{EPH,in}}$ および $T_{\text{rEPH,in}}$ はそれぞれ電気予熱器入口における混合冷媒の圧力および混合平均温度であり、これらの値から冷媒の比エンタルピ $h_{\text{EPH,in}}$ をREFPROP Ver. 9.1⁸⁴⁾を用いて求める。なお、予熱器入口における混合冷媒はサブクール液である。

テストセクション入口における冷媒の比エンタルピ $h_{\text{TS,in}}$ は、電気予熱器入口の比エンタルピ $h_{\text{EPH,in}}$ に電気予熱器における比エンタルピの増加量を加算して求める。

$$h_{\text{TS,in}} = h_{\text{EPH,in}} + \frac{Q_c}{W_r} \quad (6-5)$$

ここに、 Q_c は電気予熱器における熱交換量、 W_r は冷媒の質量流量である。なお、電気予熱器における熱交換量 Q_c はヒートバランス実験より、ヒートロスを考慮している。電気予熱器におけるヒートバランスの予備実験結果の詳細は付録5に示す。また、テストセクション入口から第一サブセクション入口までは450 mmの助走区間を有しているが、その区間は十分に断熱されているため、テストセクション入口と第一サブセクション入口での冷媒の比エンタルピは等価と仮定する。

テストセクション入口における冷媒の比エンタルピ $h_{\text{TS,in}}$ から各サブセクションの比エンタルピ減少量を差し引いて、順次各サブセクション出口の比エンタルピを算出する。

$$h_{\text{TS,n+1}} = h_{\text{TS,n}} - \frac{Q_{\text{TS,n}}}{W_r} \quad (6-6)$$

各サブセクション出入口における冷媒のクオリティは次式で求める。

$$x_{\text{TS,n}} = \frac{h_{\text{TS,n}} - h_{\text{L,TS,n}}}{h_{\text{V,TS,n}} - h_{\text{L,TS,n}}} \quad (6-7)$$

ここに、 h_v および h_L は飽和蒸気および飽和液の比エンタルピであり、R134aのモル分率および各サブセクション出入口の圧力値から算出する。なお、サブセクション中央部のクオリティはサブセクション出入口の算術平均値とする。

6.2 摩擦圧力損失特性

6.2.1 摩擦圧力損失

図 6.2 および図 6.3 にそれぞれ平滑管 ST および溝付管 GT(LF)の質量速度 100 および 200 kg/(m²s), 平均飽和温度 (露点と沸点の平均温度) 60 °C における混合冷媒 R245fa/R134a の摩擦圧力損失勾配の実験結果を示す. 図の縦軸は摩擦圧力損失勾配 $\Delta P_f/\Delta Z$, 横軸は湿り度 $1-x$ を示している. 図中の Δ , \square , ∇ および \diamond 印はそれぞれ混合冷媒 R245fa/R134a の冷媒組成比が 90/10, 80/20, 65/35 および 55/45 mass% の実験結果である.

図より, いずれの冷媒組成比および伝熱管においても, 質量速度の増加に伴って摩擦圧力損失は増大する. これは質量速度の増加に伴い管内の気相および液相の速度が増加するため, 気液界面および壁面のせん断力が増大するためと考えられる. $1-x > 0.2$ における $G = 100$ と 200 kg/(m²s) の摩擦圧力損失を比較すると, いずれの伝熱管および冷媒組成比においても, 質量速度の増加とともに摩擦圧力損失は 4.5 ~ 5.5 倍に増加している. 湿り度に着目すると, $1-x < 0.2$ では, 湿り度の増加とともに摩擦圧力損失は増大し, $1-x = 0.2$ 近辺ではほぼ一定の摩擦圧力損失を示している. これは管内壁面に液膜が形成され, 液膜が厚くなることによって気液界面でのせん断力が増大するためであると考えられる. 一方, $1-x > 0.2$ では湿り度の増加に伴って摩擦圧力損失は減少する. これは湿り度の増大に伴い, 管内の冷媒速度が低下することに加えて, 気相速度は低下し液相速度は増加するため, 気液間の速度差が減少したことが要因として考えられる.

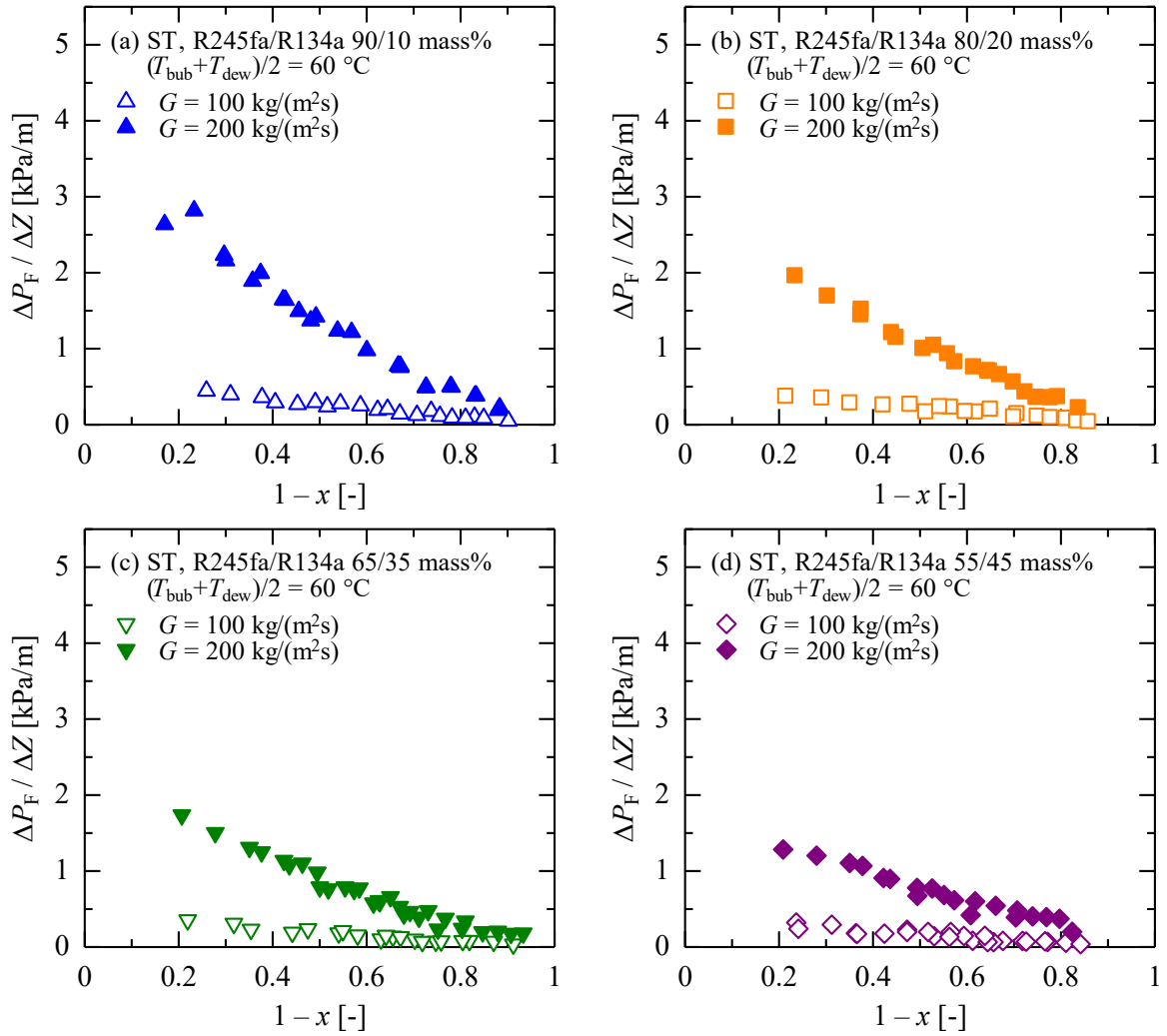


図 6.2 平滑管 ST の摩擦圧力損失

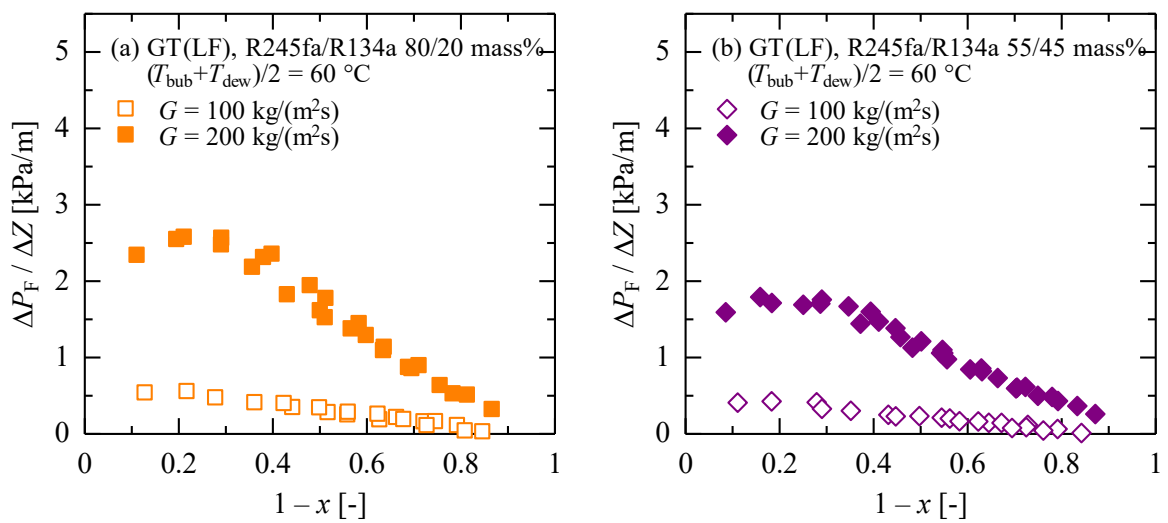


図 6.3 溝付管 GT(LF)の摩擦圧力損失

6.2.2 摩擦圧力損失に及ぼす冷媒組成の影響

図 6.4 および図 6.5 には、それぞれ平滑管 ST および溝付管 GT(LF)の純冷媒 R245fa と混合冷媒 R245fa/R134a の摩擦圧力損失勾配 $\Delta P_f / \Delta Z$ を上段に、純冷媒 R245fa に対する混合冷媒 R245fa/R134a の摩擦圧力損失比 $\Delta P_{F_{mix}} / \Delta P_{FR245fa}$ を下段に湿り度 $1-x$ に対して示す。なお、下段に示した摩擦圧力損失比は各実験条件における摩擦圧力損失勾配の実験結果から内挿計算して求めた値を用いている。また、図 6.6 および図 6.7 は、摩擦圧力損失勾配の実験結果から各湿り度における摩擦圧力損失勾配を内挿計算して求め、湿り度 0.3, 0.5 および 0.8 における冷媒組成比の変化に対する摩擦圧力損失勾配の変化を示している。

図より、いずれの伝熱管および質量速度条件においても、混合冷媒 R245fa/R134a の摩擦圧力損失は純冷媒 R245fa に比して小さい値を示している。また、図 6.5 および図 6.7 の溝付管に関しては、純冷媒 R134a の摩擦圧力損失の実験結果を示しており、純冷媒 R134a の摩擦圧力損失が最も小さい値を示している。これは、表 2.8 に示すように平均飽和温度 60 °C の条件下では、R134a の蒸気密度は R245fa の約 3.4 倍大きく、質量速度および湿り度が同一条件下では、R134a の質量分率が大きいほど蒸気速度は低下し、液粘度が R245fa の約 0.5 倍であるため、気液界面および壁面のせん断力が減少したことによるものと考えられる。

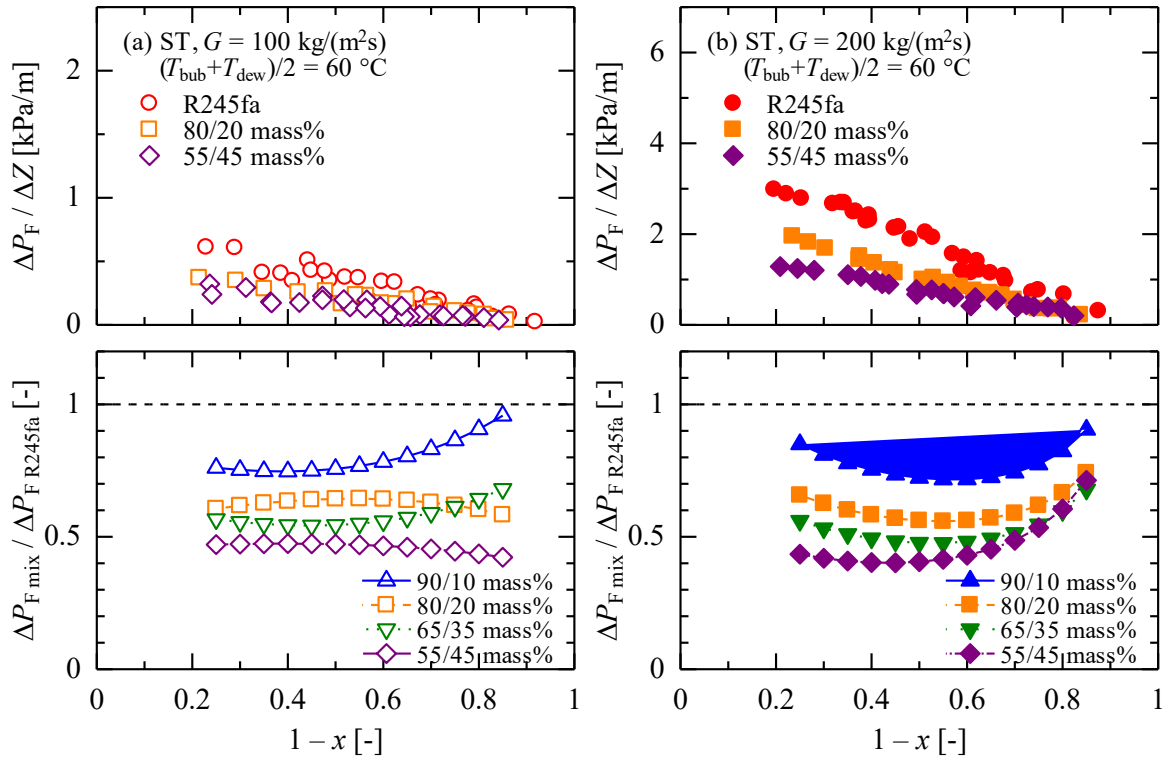


図 6.4 平滑管 ST における純冷媒と混合冷媒の摩擦圧力損失の比較

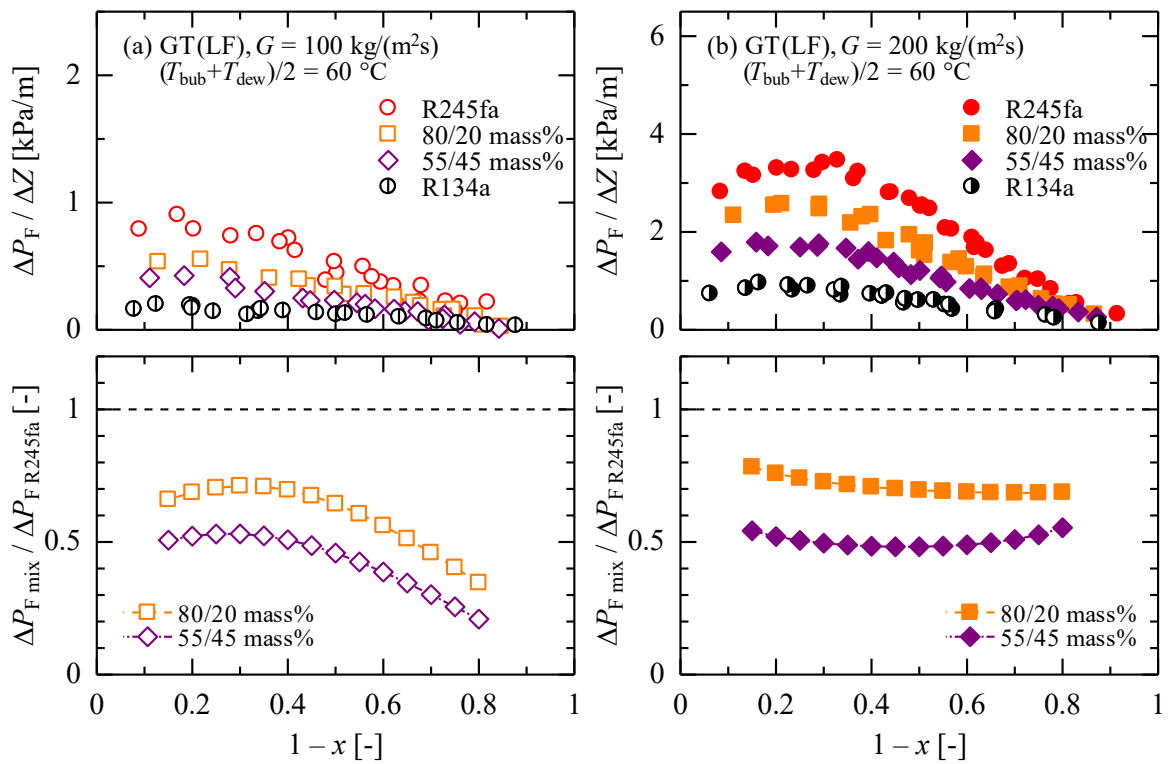


図 6.5 溝付管 GT(LF) における純冷媒と混合冷媒の摩擦圧力損失の比較

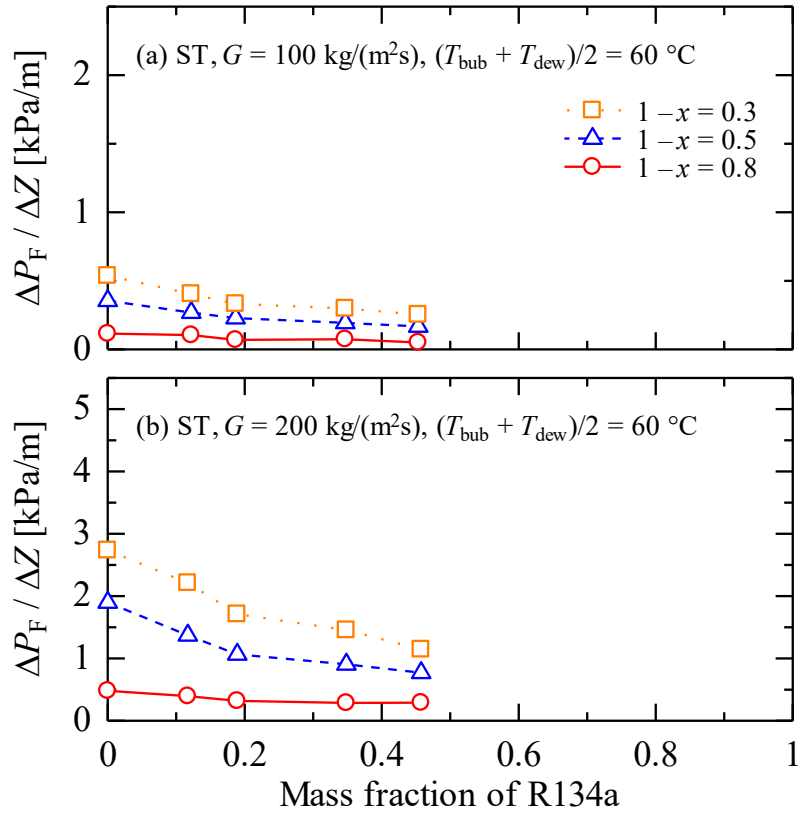


図 6.6 摩擦圧力損失に及ぼす冷媒組成の影響（平滑管 ST）

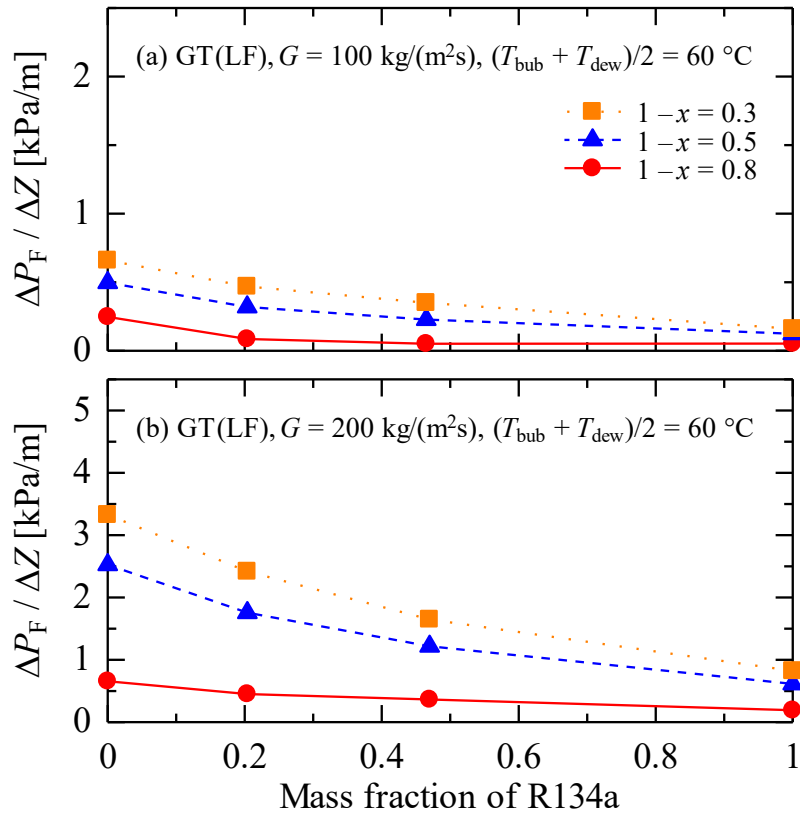


図 6.7 摩擦圧力損失に及ぼす冷媒組成の影響（溝付管 GT(LF)）

6.2.3 実験値と従来の相関式の比較

図 6.8 および図 6.9 に平滑管 ST の摩擦圧力損失の実験値と混合冷媒を用いた摩擦圧力損失に関する相関式による予測値との比較を示す。比較に用いた相関式は Sun – Mishima の式¹⁶⁾および宮良らの式¹²⁾である。図 6.10 および図 6.11 には溝付管 GT(LF)の摩擦圧力損失の実験値と混合冷媒を用いた摩擦圧力損失に関する相関式による予測値との比較を示す。比較に用いた相関式は Chamra らの式²⁷⁾および井上らの式³¹⁾である。なお、混合冷媒の物性値は管断面で気相と液相が相平衡状態であると仮定して求めた。表 6.1 および表 6.2 にはそれぞれ平滑管 ST および溝付管 GT(LF)の摩擦圧力損失の実験値 $(\Delta P_F / \Delta Z)_{\text{exp}}$ と従来の相関式による予測値 $(\Delta P_F / \Delta Z)_{\text{cal}}$ との平均偏差 MD および AD を示す。平均偏差 MD および AD は式(3-17)および(3-18)より求める。表中の R30 は全データ数に対する偏差が 30%以下のデータ数の割合である。

平滑管内における混合冷媒の摩擦圧力損失は、純冷媒と同様、宮良らの式¹²⁾が質量速度 200 kg/(m²s)の条件では実験値よりも過小に予測する傾向にあるが、実験値を概ね±30%以内で相関している。

溝付管内における混合冷媒の摩擦圧力損失は、従来の相関式である Chamra らの式²⁷⁾および井上らの式³¹⁾いずれも低質量速度、高湿り度条件では実験値よりも過大に、高質量速度、低湿り度条件では実験値よりも過小に予測する傾向にある。

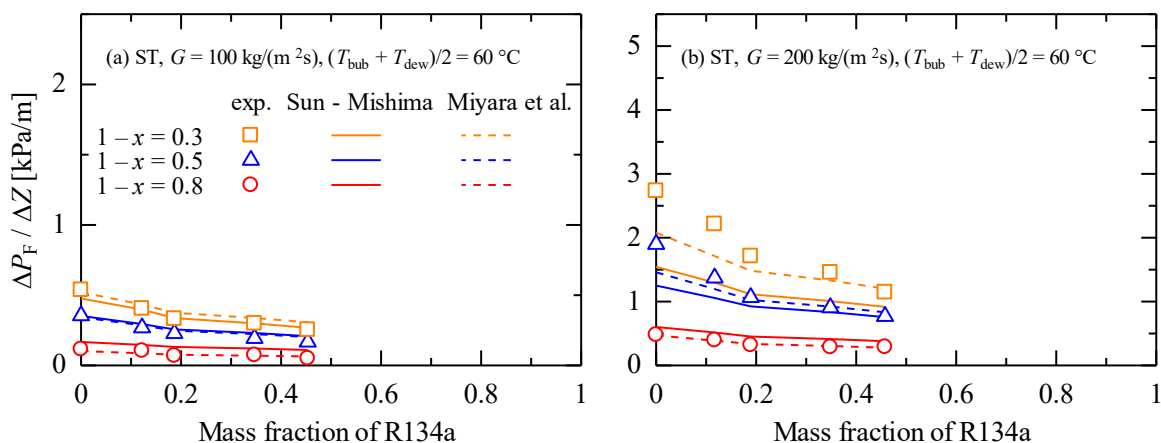


図 6.8 平滑管 ST の実験値と相関式との比較

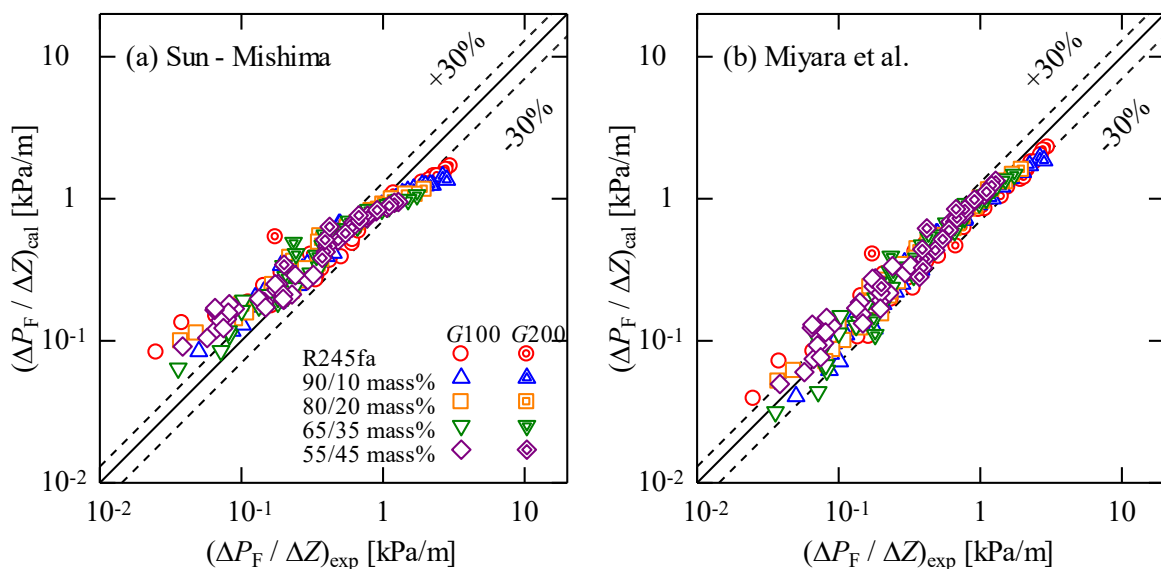


図 6.9 平滑管 ST の実験値と相関式との比較

表 6.1 平滑管 ST の実験値と相関式との偏差

Correlations	MD [%]	AD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Sun – Mishima	30.5	18.4	61.7	214
Miyara et al.	15.3	4.5	88.3	

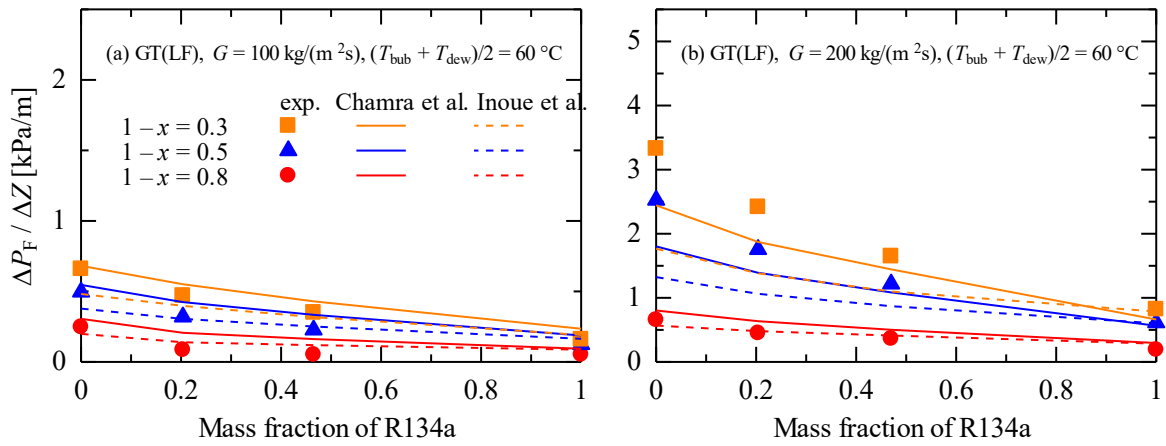


図 6.10 溝付管 GT(LF)の実験値と相関式との比較

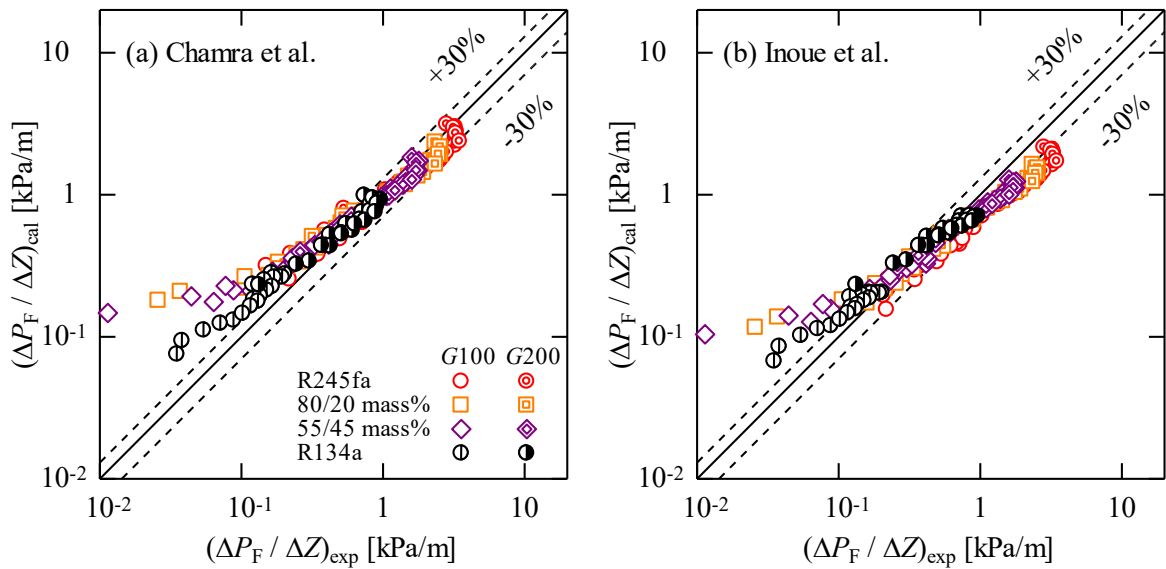


図 6.11 溝付管 GT(LF)の実験値と相関式との比較

表 6.2 溝付管 GT(LF)の実験値と相関式との偏差

Correlations	MD [%]	AD [%]	R30 [%]	n
Chamra et al.	58.5	48.5	63.2	95
Inoue et al.	41.0	9.2	62.1	

6.2.4 摩擦圧力損失に及ぼす溝形状の影響

図 6.12 および図 6.13 にそれぞれ質量速度 100 および 200 kg/(m²s)の平滑管 ST および溝付管 GT(LF)の摩擦圧力損失勾配の比較を示す。図の(a)は純冷媒 R245fa, (b)は混合冷媒 R245fa/R134a (80/20 mass%), (c)は混合冷媒 R245fa/R134a (55/45 mass%)を示しており、図の縦軸は摩擦圧力損失勾配 $\Delta P_F/\Delta Z$, 横軸は湿り度 $1-x$ を示している。また、図 6.14 は平滑管 ST に対する溝付管 GT(LF)の摩擦圧力損失の増加率 $(\Delta P_F)_{GT}/(\Delta P_F)_{ST}$ を湿り度 $1-x$ に対して示している。

図 6.12 および図 6.13 より、いずれの冷媒組成比および質量速度条件においても、溝付管の摩擦圧力損失は平滑管に比して大きい値を示し、低湿り度域および高湿り度域における摩擦圧力損失は平滑管および溝付管に大きな差異はみられない。溝付管による摩擦圧力損失の増加率は図 6.14 に示すように、純冷媒 R245fa, 質量速度 100 kg/(m²s)の条件を除き、 $(\Delta P_F)_{GT}/(\Delta P_F)_{ST} = 1.0 \sim 1.7$ を示している。溝付管 GT(LF)の面積拡大率 η は 1.31 であり、この管内表面積の増大や溝形状による管内流の攪拌が摩擦圧力損失の増大に起因していると考えられる。

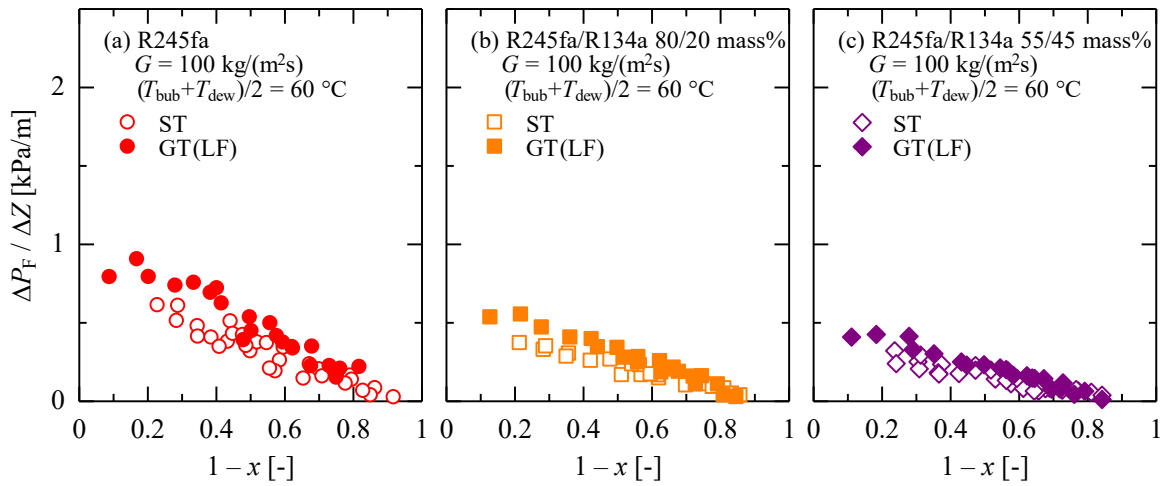


図 6.12 平滑管および溝付管の摩擦圧力損失の比較

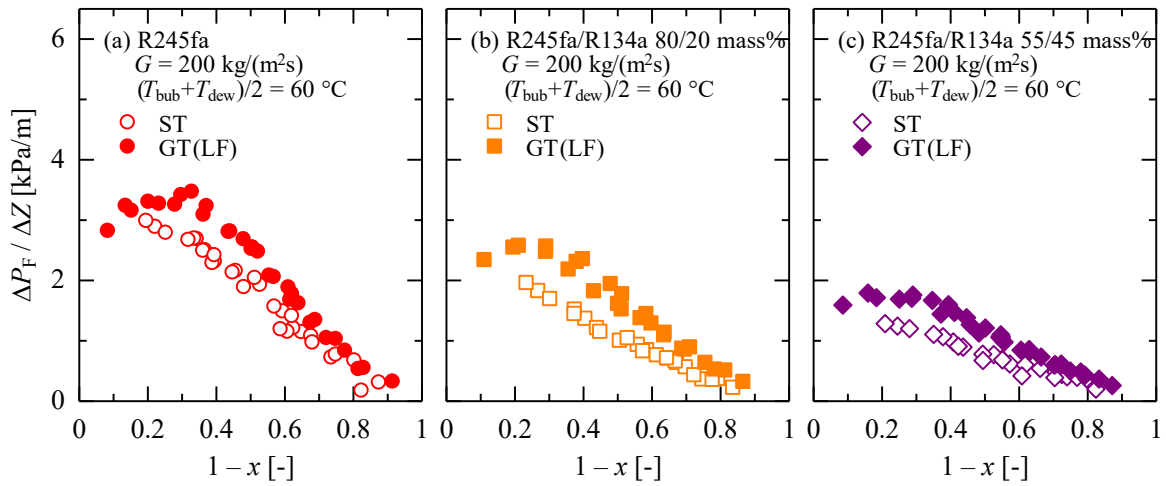


図 6.13 平滑管および溝付管の摩擦圧力損失の比較

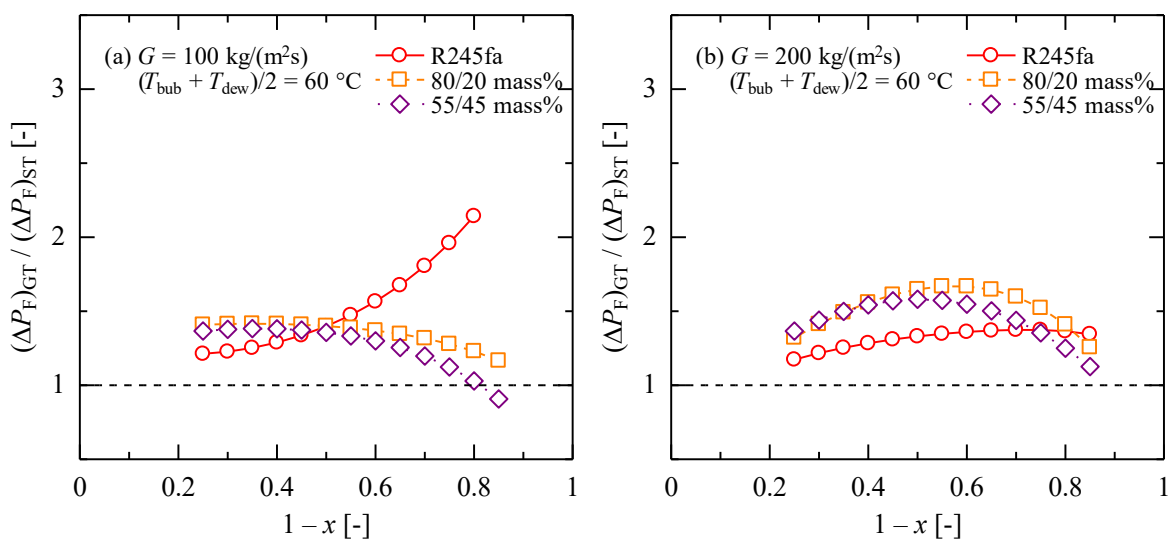


図 6.14 溝付管による摩擦圧力損失の増加率

6.3 凝縮熱伝達特性

6.3.1 凝縮熱伝達率

図 6.15 および図 6.16 にそれぞれ平滑管 ST および溝付管 GT(LF)の質量速度 100 および 200 kg/(m²s), 飽和温度 60 °C における混合冷媒 R245fa/R134a の凝縮熱伝達率の実験結果を示す. 図の縦軸は凝縮熱伝達率 α , 横軸は湿り度 $1-x$ を示している. 図中の Δ , \square , ∇ および \diamond 印はそれぞれ混合冷媒 R245fa/R134a の冷媒組成比が 90/10, 80/20, 65/35 および 55/45 mass% の実験結果である. なお, 溝付管 GT(LF)の凝縮熱伝達率は実伝熱面積を基準とした実験結果を示している.

第 5 章の純冷媒の凝縮熱伝達率と同様に, いずれの混合冷媒組成, 伝熱管および質量速度条件においても, 湿り度の増加に伴って凝縮熱伝達率が低下している. 図 6.15 および図 6.16 より, 質量速度の増加に伴う凝縮熱伝達率の増加率は全湿り度域で 1.2 ~ 2.0 倍程度の増加率を示している. 一般的に, 非共沸混合冷媒の凝縮流では高沸点成分が優先的に凝縮することから, 蒸気側の気液界面近傍には物質伝達抵抗に起因した濃度分布が形成される. その結果, 気液界面では低沸点成分濃度が大きくなり, 気液界面温度が低下するため凝縮に有効な気液界面と壁面の温度差が低下することが知られている. 高質量速度および低湿り度条件では, 管内の冷媒速度が大きいため物質伝達が促進され, 非共沸性に起因する濃度分布が拡散され, それに伴って凝縮熱伝達率は増加していると考えられる.

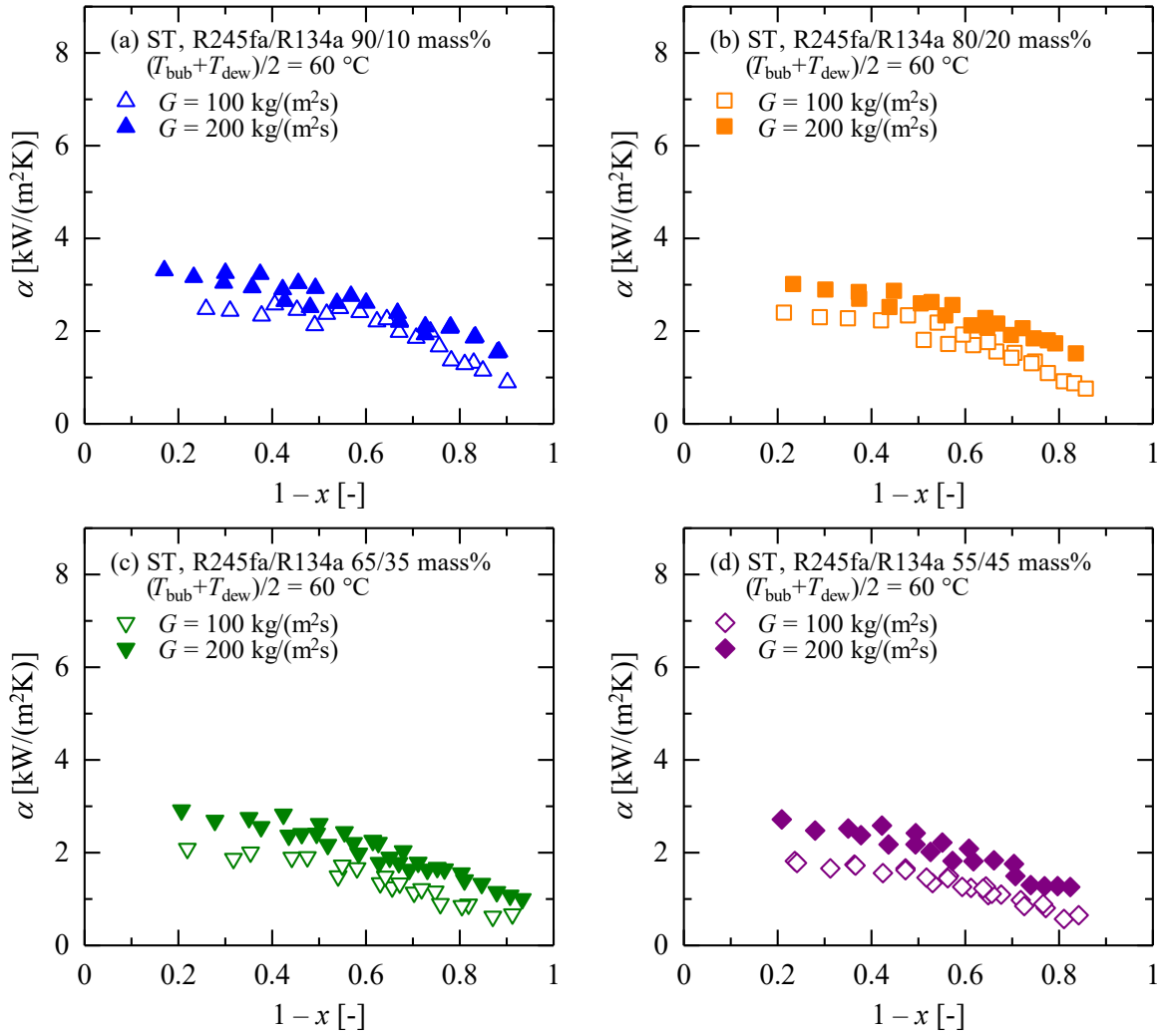


図 6.15 平滑管 ST の凝縮熱伝達率

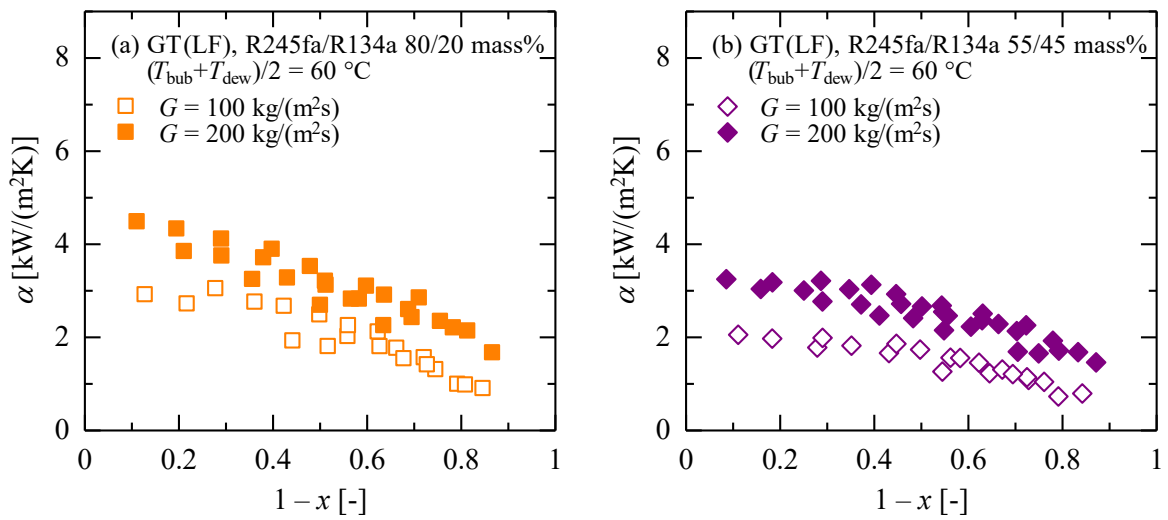


図 6.16 溝付管 GT(LF) の凝縮熱伝達率

6.3.2 凝縮熱伝達率に及ぼす冷媒組成の影響

図 6.17 および図 6.18 には、それぞれ平滑管 ST および溝付管 GT(LF)の純冷媒 R245fa と混合冷媒 R245fa/R134a の凝縮熱伝達率 α を上段に、純冷媒 R245fa に対する混合冷媒 R245fa/R134a の凝縮熱伝達率の比 $\alpha_{\text{mix}}/\alpha_{\text{R245fa}}$ を下段に湿り度 $1-x$ に対して示す。なお、下段に示した凝縮熱伝達率の比は各実験条件における凝縮熱伝達率の実験結果から内挿計算して求めた値を用いている。図 6.19 および図 6.20 には、凝縮熱伝達率の実験結果から各湿り度における凝縮熱伝達率を内挿計算して求め、湿り度 0.3, 0.5 および 0.8 における冷媒組成比の変化に対する凝縮熱伝達率の変化を示している。

図 6.17 および図 6.18 の上段に示した凝縮熱伝達率 α および図 6.19 および図 6.20 より、いずれの伝熱管および質量速度条件においても、混合冷媒 R245fa/R134a の凝縮熱伝達率は純冷媒 R245fa に比して小さい値を示しており、R134a の質量分率の増加とともに低下し、冷媒組成比 55/45 mass% で最小値を示している。図 6.17 および図 6.18 の下段に示した凝縮熱伝達率の比より、混合冷媒の凝縮熱伝達率の低下割合は質量速度が大きいほど小さいことがわかる。これは、前述のように質量速度の増加に伴い強制対流の効果によって物質伝達が促進され、管断面の濃度分布が減少したためと考えられる。

また、溝付管 GT(LF)に関しては、図 6.18 および図 6.20 に示すように、純冷媒 R134a の凝縮熱伝達率の実験結果も示している。純冷媒 R134a の凝縮熱伝達率は純冷媒 R245fa に比して低く、混合冷媒 R245fa/R134a と同程度または高い凝縮熱伝達率を示している。

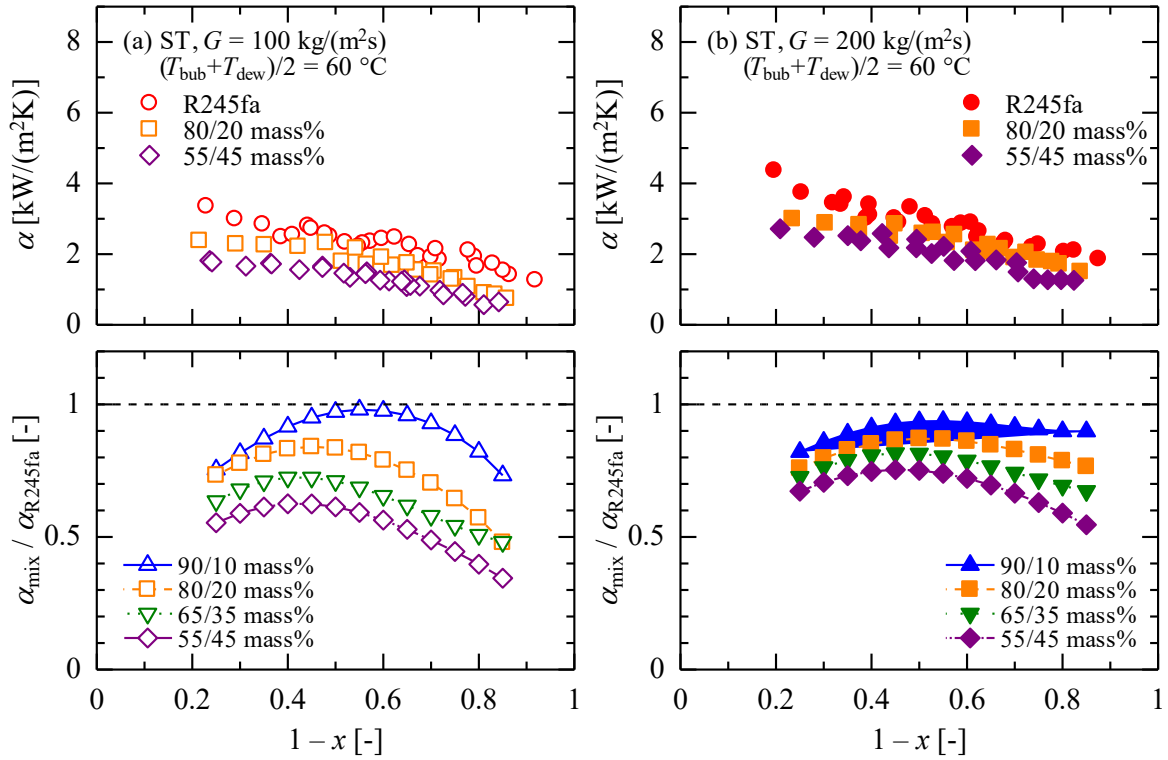


図 6.17 平滑管 ST における純冷媒と混合冷媒の凝縮熱伝達率の比較

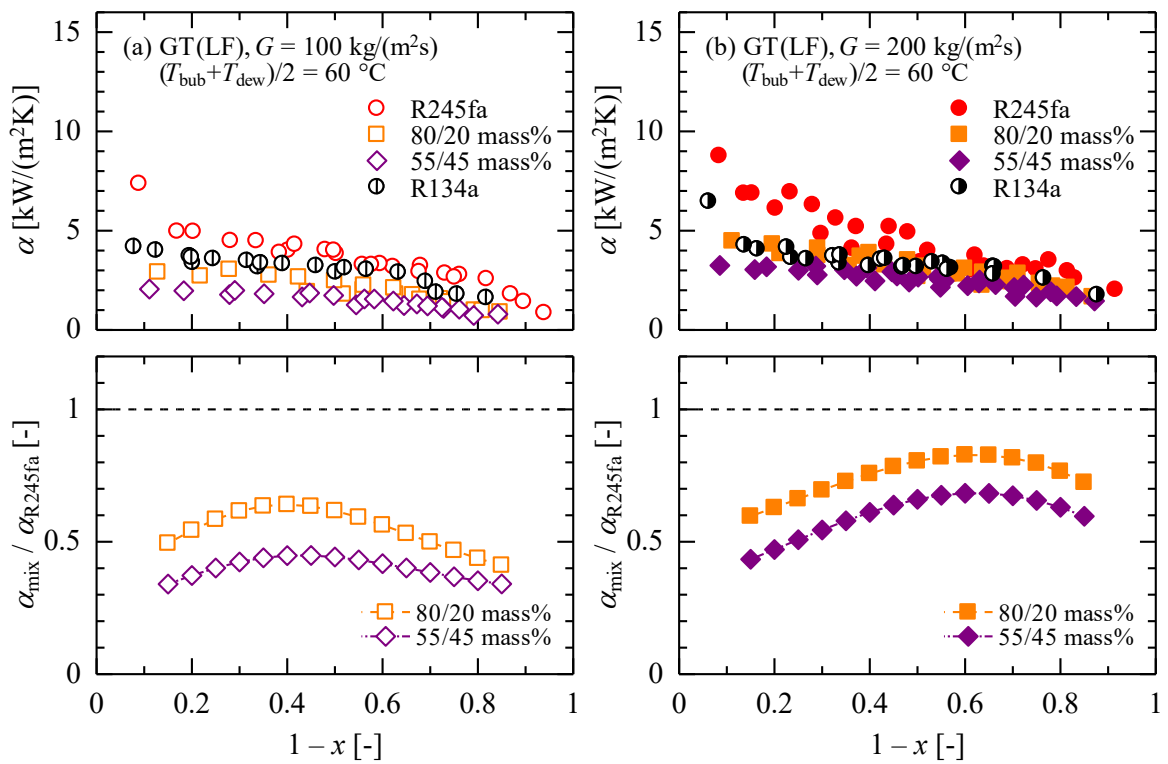


図 6.18 溝付管 GT(LF) における純冷媒と混合冷媒の凝縮熱伝達率の比較

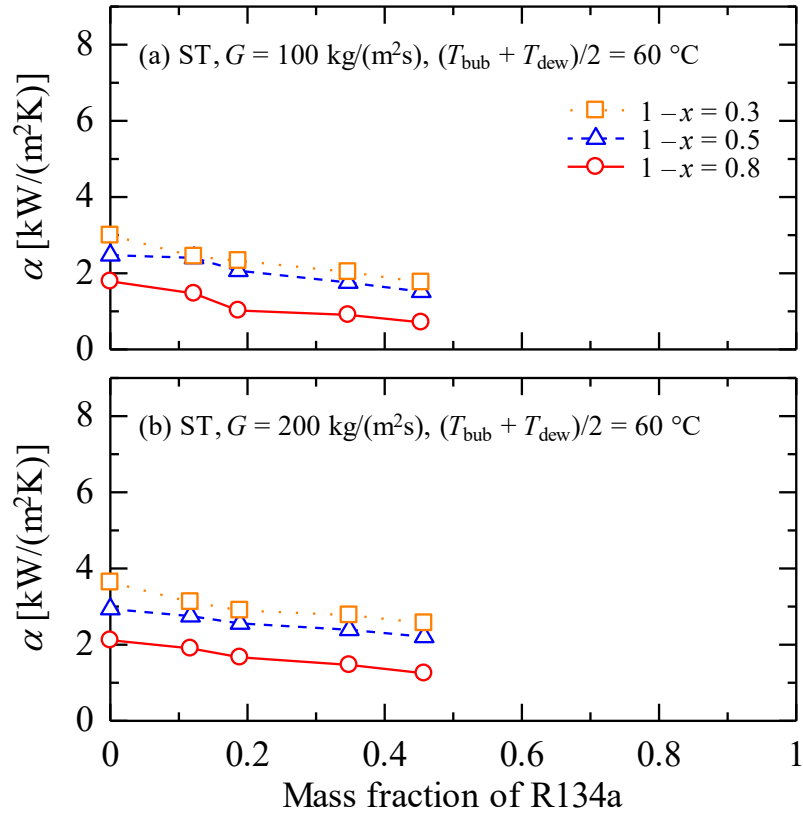


図 6.19 凝縮熱伝達率に及ぼす冷媒組成の影響 (平滑管 ST)

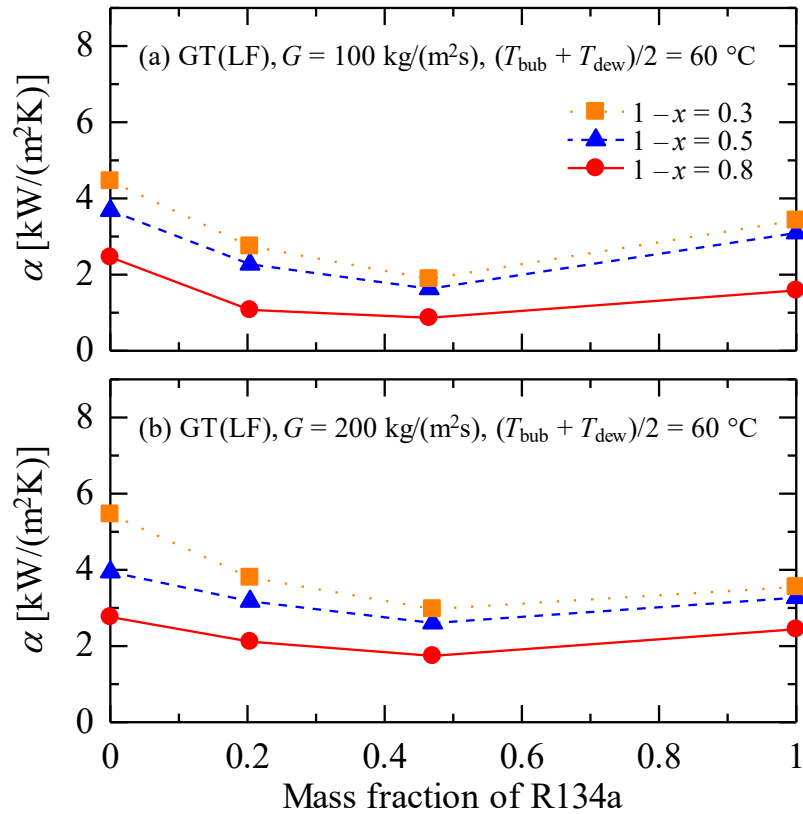


図 6.20 凝縮熱伝達率に及ぼす冷媒組成の影響 (溝付管 GT(LF))

6.3.3 実験値と従来の相関式の比較

図 6.21 および図 6.22 に平滑管 ST の凝縮熱伝達率の実験値と混合冷媒を用いた凝縮熱伝達率に関する相関式による予測値との比較を示す。比較に用いた相関式は前章で作成した凝縮熱伝達率の相関式に Silver – Bell – Ghaly^{73, 74)}の相関方法を適用した予測値と Dobson – Chato の式⁵⁹⁾に非共沸性の影響を補正した Sweeny – Chato の式⁷⁰⁾である。図 6.23 および図 6.24 には溝付管 GT(LF)の凝縮熱伝達率の実験値と混合冷媒を用いた凝縮熱伝達率に関する相関式による予測値との比較を示す。比較に用いた相関式は Chamra – Mago の式⁷⁶⁾である。なお、混合冷媒の物性値は管断面で気相と液相が相平衡状態であると仮定して求めた。表 6.3 および表 6.4 にはそれぞれ平滑管 ST および溝付管 GT(LF)の凝縮熱伝達率の実験値 α_{exp} と従来の相関式による予測値 α_{cal} との平均偏差 MD および AD を示す。平均偏差 MD および AD は式(3-34)および式(3-35)より求める。表中の R30 は全データ数に対する偏差が 30%以下のデータ数の割合であり、純冷媒のデータは含まれていない。

平滑管内における混合冷媒の凝縮熱伝達率は、図および表より、実験値と予測値は概ね $\pm 30\%$ 以内で一致している。しかしながら、凝縮熱伝達率の実験値は R134a の質量分率の増加とともに低下しているのに対して、いずれの予測値も R134a の質量分率が 0.2 以上では、ほぼ一定値を示しており、非共沸性の影響を十分に整理できていない。

混合冷媒に対する Chamra – Mago の式⁷⁶⁾は、純冷媒に対する Chamra らの式²⁷⁾中の 3 つの定数を修正し、Silver – Bell – Ghaly^{73, 74)}の相関方法を導入した相関式であり、Chamra – Mago の式による予測値は実験値よりも過小に予測する傾向にある。

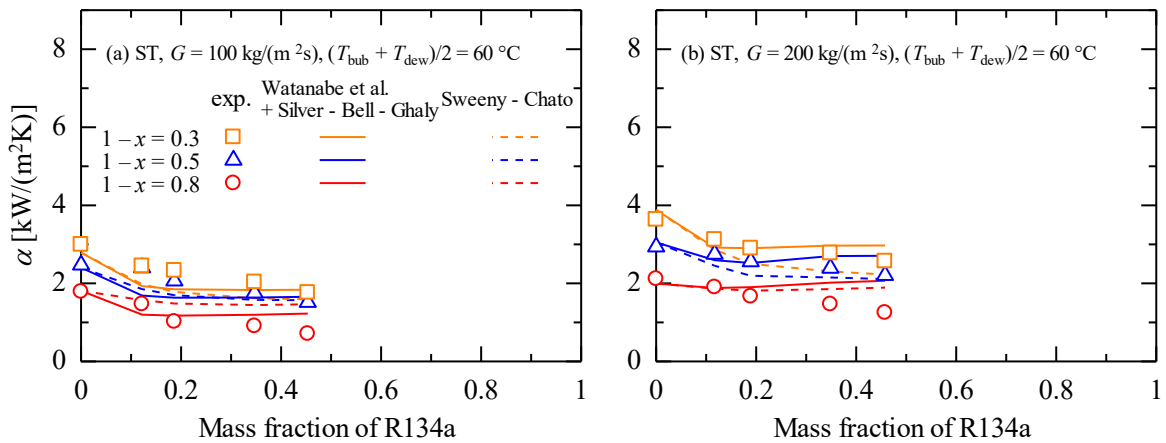


図 6.21 平滑管 ST の実験値と相関式との比較

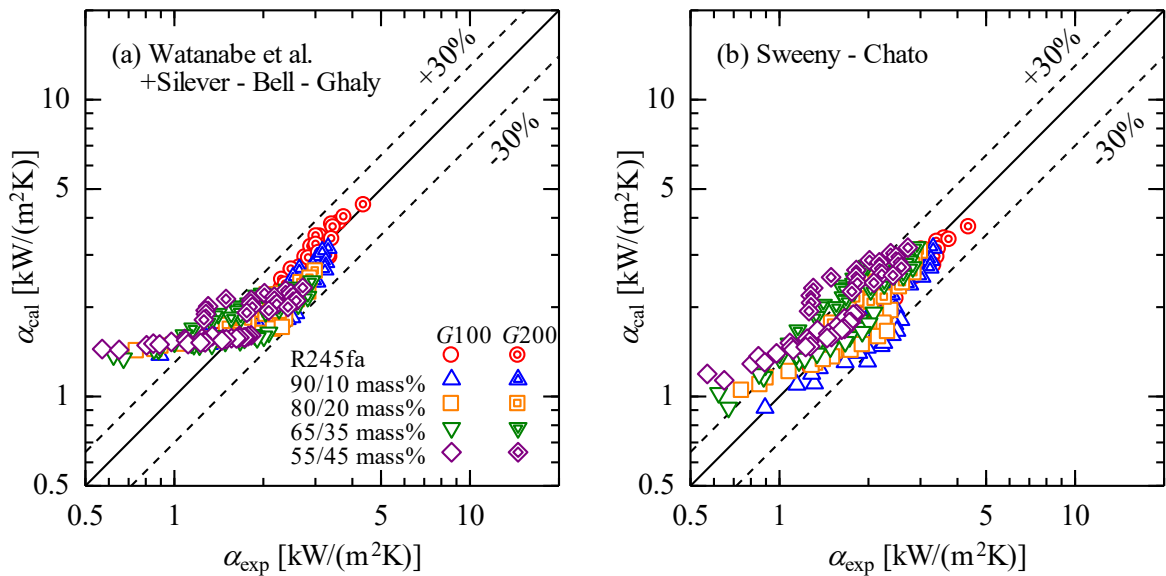


図 6.22 平滑管 ST の実験値と相関式との比較

表 6.3 平滑管 ST の実験値と相関式との偏差

Correlations	MD [%]	AD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Watanabe et al. +Silver - Bell - Ghaly	21.0	7.4	82.8	180
Sweeny - Chato	19.8	9.7	77.2	

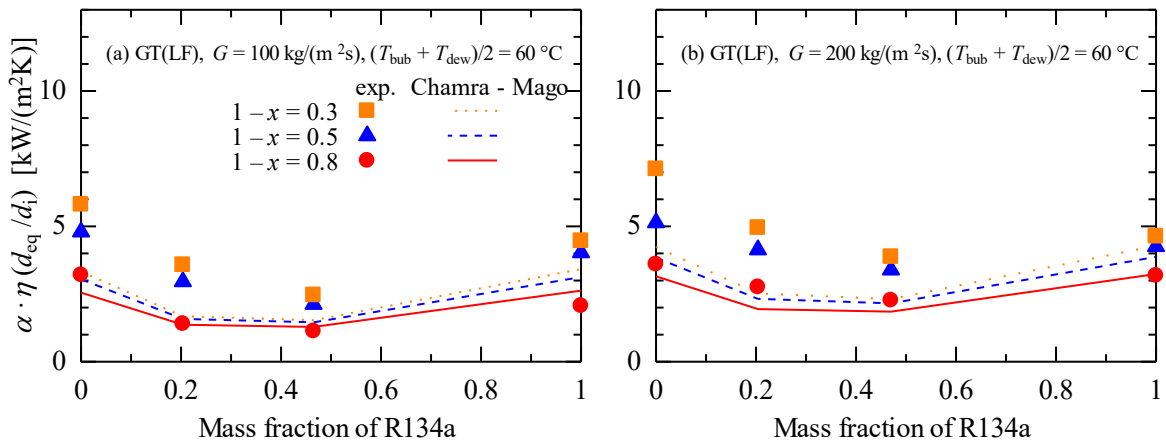


図 6.23 溝付管 GT(LF)の実験値と相関式との比較

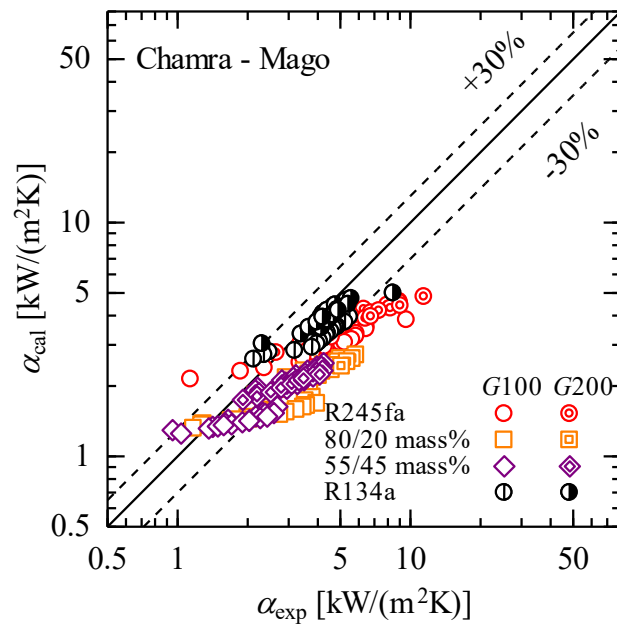


図 6.24 溝付管 GT(LF)の実験値と相関式との比較

表 6.4 溝付管 GT(LF)の実験値と相関式との偏差

Correlations	MD [%]	AD [%]	R30 [%]	<i>n</i>
Chamra – Mago	34.0	-32.3	29.5	95

6.3.4 溝付管の伝熱促進効果

図 6.25 および図 6.26 に、それぞれ質量速度 100 および 200 kg/(m²s)の平滑管 ST と溝付管 GT(LF)の凝縮熱伝達率の比較を示す。図の(a)は純冷媒 R245fa, (b)は混合冷媒 R245fa/R134a (80/20 mass%), (c)は混合冷媒 R245fa/R134a (55/45 mass%)を示しており、図の縦軸は凝縮熱伝達率 α 、横軸は湿り度 $1-x$ を示している。また、図 6.27 は平滑管 ST に対する溝付管 GT(LF)の伝熱促進率 $\alpha_{\text{mix}}/\alpha_{\text{R245fa}}$ を湿り度 $1-x$ に対して示している。なお、溝付管 GT(LF)の凝縮熱伝達率は実伝熱面積を基準とした実験結果を示している。

図より、溝付管による伝熱促進率は蒸発熱伝達率と同様に、純冷媒、低質量速度条件が最も大きく、その値は 1.3 ~ 1.6 倍程度の値を示している。混合冷媒に着目すると、高質量速度条件で僅かに高い伝熱促進率を示しており、湿り度に依らず、質量速度 100 kg/(m²s)では 1.0 ~ 1.3 倍、質量速度 200 kg/(m²s)では 1.2 ~ 1.5 倍程度の伝熱促進率が得られた。このことから、高質量速度条件における凝縮熱伝達率では、溝付管による伝熱促進効果が認められる。

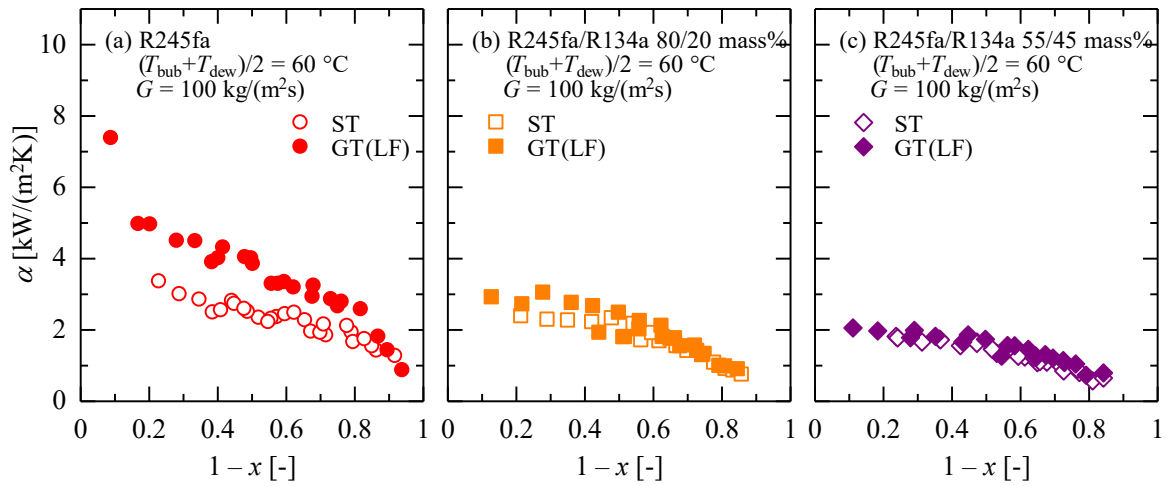


図 6.17 平滑管および溝付管の凝縮熱伝達率の比較

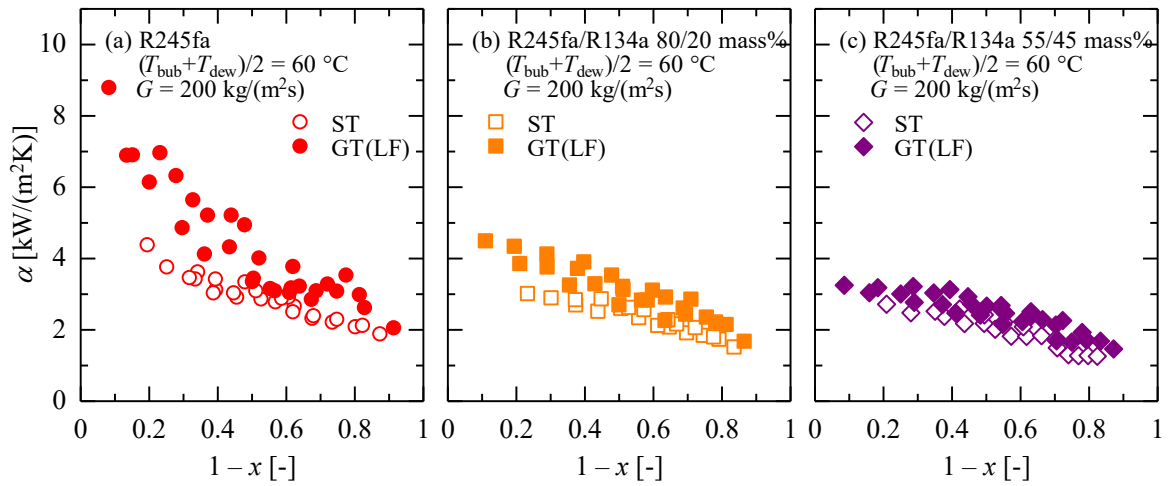


図 6.18 平滑管および溝付管の凝縮熱伝達率の比較

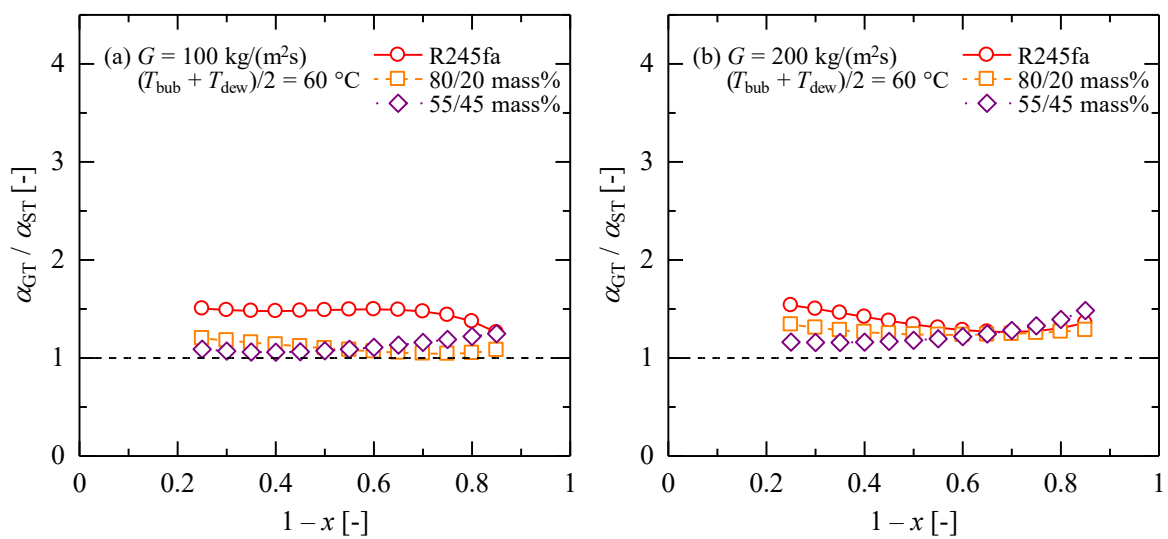


図 6.19 溝付管による伝熱促進効果

6.4 まとめ

本章では、混合冷媒 R245fa/R134a の水平平滑管および溝付管内の凝縮特性に関する実験を行い、摩擦圧力損失勾配および凝縮熱伝達率の実験結果を示すとともに、平滑管の従来提案されている摩擦圧力損失および凝縮熱伝達率の相関式との比較を行った。以下に、本章で得られた結果をまとめる。

- (1) 混合冷媒 R245fa/R134a の平滑管および溝付管内における凝縮流の摩擦圧力損失は、R134a の質量分率の増加に伴って減少する。溝付管 GT(LF)の実験結果より、混合冷媒の摩擦圧力損失は純冷媒 R245fa よりも小さく、純冷媒 R134a よりも大きい値を示す。質量速度の影響は、いずれの冷媒組成比および伝熱管においても同程度である。
- (2) 平滑管内における混合冷媒の摩擦圧力損失は、管断面において気相と液相が相平衡状態と仮定した場合、純冷媒 R245fa の摩擦圧力損失を精度良く相関した宮良らの相関式による予測値は実験値と $\pm 30\%$ 以内で相関する。
- (3) 混合冷媒 R245fa/R134a の平滑および溝付管内における凝縮熱伝達率は、R134a の質量分率の増加に伴って温度グライドが増大することによって低下するが、質量速度の増加に伴い、物質伝達抵抗が減少することにより、純冷媒に対する混合冷媒の熱伝達率の低下は減少する。
- (4) 平滑管内における混合冷媒の凝縮熱伝達率の実験値は、R134a の質量分率の増加とともに低下しているのに対して、著者らの相関式に Silver – Bell – Ghaly の相関方法を適用した予測値および純冷媒の Dobson – Chato の相関式に非共沸性の影響を補正した Sweeny – Chato の相関式による予測値ともに R134a の質量分率が 0.2 以上では、ほぼ一定値を示している。従来の相関式は概ね実験値と一致するものの、非共沸性の影響を十分に整理できておらず、R134a の質量分率の増加に伴い実験値よりも過大に予測する傾向を示した。
- (5) 溝付管による伝熱促進率は蒸発熱伝達率と同様に、純冷媒、低質量速度条件が最も大きく、その値は 1.3 ~ 1.6 倍程度である。混合冷媒では、高質量速度条件で僅かに高い伝熱促進率を示し、質量速度 $100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ では 1.0 ~ 1.3 倍、質量速度 $200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ では 1.2 ~ 1.5 倍程度の伝熱促進率が湿り度に依らず得られた。高質量速度条件における凝縮熱伝達率は、溝付管による伝熱促

進効果が認められる。

第 7 章 総括

本論文は、高温用ヒートポンプ機器の熱交換器の熱設計およびサイクル性能解析を行う際に必要となる純冷媒 R245fa および混合冷媒 R245fa/R134a の水平平滑・溝付管内での蒸発および凝縮熱伝達、圧力損失特性を明らかにし、これまでに提案されている蒸発・凝縮熱伝達率および摩擦圧力損失の相関式の適用可能性について実験的に検証したものである。

第 1 章では、純冷媒および混合冷媒の水平平滑管および溝付管内における蒸発流および凝縮流の圧力損失と熱伝達に関するこれまでの研究を概説し、本論文の意義および目的を明らかにした。

第 2 章では、実験装置、テストセクションの詳細および試験平滑管・溝付管の仕様について説明した。加えて、測定方法、実験方法および実験条件について説明した。

第 3 章では、純冷媒 R245fa の平滑管および溝付管内の蒸発特性に関する実験および管内の流動様相の観察を行い、摩擦圧力損失および蒸発熱伝達率の実験結果および管内流動様相の観察結果を示した。また、従来提案されている摩擦圧力損失および蒸発熱伝達率の相関式との比較を行った。

第 4 章では、混合冷媒 R245fa/R134a の平滑管および溝付管内の蒸発特性に関する実験を行い、摩擦圧力損失および蒸発熱伝達率の実験結果を示すとともに、従来提案されている摩擦圧力損失および蒸発熱伝達率の相関式との比較を行った。

第 5 章では、純冷媒 R245fa の平滑管および溝付管内の凝縮特性に関する実験および管内の流動様相の観察を行い、摩擦圧力損失および凝縮熱伝達率の実験結果および管内流動様相の観察結果を示した。また、従来提案されている摩擦圧力損失および凝縮熱伝達率の相関式との比較を行った。

第 6 章では、混合冷媒 R245fa/R134a の平滑管および溝付管内の凝縮特性に関する実験を行い、摩擦圧力損失および凝縮熱伝達率の実験結果を示すとともに、従来提案されている摩擦圧力損失および凝縮熱伝達率の相関式との比較を行った。

以下に、本論文で得られた結果を総括する。

・摩擦圧力損失

- (1) 純冷媒 R245fa および混合冷媒 R245fa/R134a の平滑管内における摩擦圧力損失は、蒸発流および凝縮流ともに従来提案されている宮良らの相関式で予測

可能である。宮良らの相関式による予測値は、全質量速度、飽和温度およびクオリティ条件においてほぼ $\pm 30\%$ 以内で実験値と一致する。

- (2) 純冷媒 R245fa の溝付管内における摩擦圧力損失は、平滑管に比して大きく、フィン高さおよびリード角が大きく条数の多い溝付管 GT(HF)が最も大きい摩擦圧力損失を示した。純冷媒 R245fa の溝付管内における摩擦圧力損失は、蒸発流にあつては従来提案されている Filho らの相関式、凝縮流にあつては原口らの相関式による予測値が比較的実験値とよく一致する。
- (3) 混合冷媒 R245fa/R134a の平滑管および溝付管内における蒸発流および凝縮流の摩擦圧力損失は、R134a の質量分率の増加に伴って減少する。溝付管 GT(LF)の実験結果より、混合冷媒の摩擦圧力損失は純冷媒 R245fa よりも小さく、純冷媒 R134a よりも大きい値を示す。

・流動様相

- (4) 管内断熱二相流の流動様相の観察結果より、低クオリティ域における成層流、成層波状流およびスラグ流の観察結果は、Wojtan らの流動様式線図とよく一致し、成層波状流と環状流の遷移条件は、森らのぬれ境界角度による遷移条件および Cavallini らの遷移条件とよく一致する。

・蒸発熱伝達

- (5) 純冷媒 R245fa の平滑管内における蒸発熱伝達率は、管内の流動様相の観察結果および蒸発熱伝達率の実験結果から、管内の流動様相の相違によって蒸発熱伝達特性は異なるものの、従来提案されている森らの式で予測可能である。森らの相関式による予測値は、全質量速度、飽和温度およびクオリティ条件においてほぼ $\pm 30\%$ 以内で実験値と一致する。
- (6) 純冷媒 R245fa の溝付管内における蒸発熱伝達率は、平滑管に比して大きく、等価内径の伝熱面積基準で定義した熱伝達率を比較すると、GT(LF)に比べて GT(HF)の蒸発熱伝達率は大きい値を示す。溝付管内の蒸発熱伝達率に関する従来の相関式は、村田の相関式による予測値が比較的実験値とよく一致するものの、村田の相関式は溝形状の相違により予測精度が異なり、GT(HF)の蒸発熱伝達率を過小に予測する傾向にある。
- (7) 混合冷媒 R245fa/R134a の平滑管および溝付管内における蒸発熱伝達率は、

R134a の質量分率の増加に伴って温度グライドが増大することによって低下する。溝付管 GT(LF)の実験結果より、混合冷媒の蒸発熱伝達率は純冷媒 R245fa および R134a よりも小さいが、質量速度の増加に伴い、純冷媒に対する混合冷媒の熱伝達率の低下は減少する。

- (8) 平滑管内における混合冷媒 R245fa/R134a の蒸発熱伝達率は、非共沸性の影響を考慮している高松らの相関式は、質量速度 $100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ では実験値よりも過大に予測する傾向にあるが、適用範囲である質量速度 $200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ では実験値と概ね一致する。
- (9) 蒸発流の溝付管による伝熱促進率は、純冷媒および混合冷媒ともに低質量速度条件が大きく、純冷媒の場合では最大で 3.8 倍程度の伝熱促進率を示している。低質量速度条件では、R134a の質量分率が増大すると伝熱促進率は小さい値を示すが、高質量速度条件では、R134a の質量分率に依らず伝熱促進率は 1.0 ~ 1.1 であり、溝付管による伝熱促進効果は小さい。

・凝縮熱伝達

- (10) 純冷媒 R245fa の平滑管内における凝縮熱伝達率は、管内の流動様相の観察結果および凝縮熱伝達率の実験結果から、管内の流動様相の相違によって凝縮熱伝達特性は異なり、せん断力の影響が支配的となる強制対流凝縮域では熱伝達率は顕著に増加する。従来の凝縮熱伝達率の相関式による予測値は、いずれも強制対流凝縮域の熱伝達率を小さく見積もる傾向にあるため、比較的实验値と一致していた原口らの相関式を参考にして、新たに凝縮熱伝達率の相関式を作成した。新たな相関式は、強制対流凝縮域の熱伝達率を蒸気および液の密度比および管内の流動様相の影響を考慮している。
- (11) 純冷媒 R245fa の溝付管内における凝縮熱伝達率は、平滑管に比して大きく、実伝熱面積および等価内径の伝熱面積基準で定義した熱伝達率どちらの比較においても、GT(LF)に比べて GT(HF)の凝縮熱伝達率は大きい値を示す。
- (12) 混合冷媒 R245fa/R134a の平滑管および溝付管内における凝縮熱伝達率は、R134a の質量分率の増加に伴って温度グライドが増大することによって低下するが、質量速度の増加に伴い、物質伝達抵抗が減少することにより、純冷媒に対する混合冷媒の熱伝達率の低下は減少する。

- (13) 平滑管内における混合冷媒の凝縮熱伝達率の実験値は、R134a の質量分率の増加とともに低下しているのに対して、著者らの相関式に Silver – Bell – Ghaly の相関方法を適用した予測値および純冷媒の Dobson – Chato の相関式に非共沸性の影響を補正した Sweeny – Chato の相関式による予測値ともに R134a の質量分率が 0.2 以上では、ほぼ一定値を示している。従来の相関式は概ね実験値と一致するものの、非共沸性の影響を十分に整理できておらず、R134a の質量分率の増加に伴い実験値よりも過大に予測する傾向を示した。
- (14) 凝縮流の溝付管による伝熱促進率は蒸発熱伝達率と同様に、純冷媒、低質量速度条件が最も大きく、その値は 1.3 ~ 1.6 倍程度である。混合冷媒では、高質量速度条件で僅かに高い伝熱促進率を示し、質量速度 $100 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ では 1.0 ~ 1.3 倍、質量速度 $200 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$ では 1.2 ~ 1.5 倍程度の伝熱促進率が湿り度に依らず得られた。高質量速度条件における凝縮熱伝達率は、溝付管による伝熱促進効果が認められる。

以上のことから、本論文によって高温用ヒートポンプ機器の蒸発器や凝縮器設計やサイクル性能解析に有用な知見である圧力損失および蒸発・凝縮熱伝達特性が得られた。

謝辞

東京海洋大学の井上順広教授には、本大学大学院への入学から5年間に渡って、懇切丁寧なご指導をいただきました。また、国内学会を始め、数々の学会・研修セミナーに参加する機会を与えていただきましたことは、研究を遂行する上で非常に大きな刺激となりました。さらに、これまでに培われてこられた研究に対する姿勢や考え方も丁寧にお話ししていただき、博士後期課程から立ち上げた本研究をここまで進めることができたと思っています。誠にありがとうございます。

東京海洋大学の地下大輔准教授には、本研究を遂行するに当たり、適切なお指導、ご助言をいただきました。また、研究室での准教授のお姿は今後の著者の教育・研究活動に対して、よい刺激となりました。誠にありがとうございます。

東京海洋大学の野口照貴技術職員には、本研究における実験装置の製作および物品購入等に関する事務処理に関して、お世話になりました。

海上保安大学校の島田伸和教授には、海上保安大学校在学時から懇切丁寧なご指導を頂きました。また、著者を将来的に海上保安庁の幹部職員を養成する目的で設置されている海上保安大学校で教育・研究するポストへ推薦して頂くとともに、本大学大学院入学に関する諸手続きを進めて頂きました。大学院入学後においても東京出張のたびにお忙しい中、研究室にお越し下さり激励のお言葉も頂き、そのおかげで現在を迎えることができました。心から感謝いたします。

九州大学大学院総合理工学研究院の小山繁教授には、本研究を遂行するに当たり、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当たり幅広い視点からの有益なご指導、ご助言をいただきました。誠にありがとうございます。

東京海洋大学の岩本勝美教授、波津久達也准教授には、本論文をまとめるに当たり幅広い視点からの適切なお指導、ご助言をいただきました。誠にありがとうございます。

株式会社神戸製鋼所技術開発本部機械研究所の藤澤亮様には、本研究の立ち上げ時からご支援をいただくとともに、試験伝熱管およびその詳細仕様のご提供、種々のご助言を賜りました。誠にありがとうございます。

本研究の実験を行うにあたり、修士課程2年の倉山真氏、学部4年生の藤谷朗彦氏、猪狩杏菜氏にお世話になりました。彼らの辛抱強い協力がなければ本

研究をここまで遂行することは困難でありました。

修士課程 2 年の赤田郁朗氏，佐川賢太郎氏，広瀬正尚氏，修士課程 1 年の馮興文氏，劉宇飛氏，飯塚祥太氏，榎田晃氏，藤間航平氏，宮田啓雅氏，趙浩欽氏，学部 4 年生小松花帆氏，七里拓哉氏，松田侑太氏には，研究室での生活をより豊かに，そして明るくしていただきました。特に，修士課程 2 年の方たちとの活発な議論やたわいもない雑談が，研究活動における活力源となりました。

海上保安大学の吉田肇教授，東明彦教授他，同大学の教職員の皆様，ならびに海上保安庁総務部教育訓練管理官の諸氏および同大学第 55 期生（同期）のご理解・ご支援があったからこそ，著者が 5 年間研究に専念できました。心から感謝いたします。

参考文献

- 1) 経済産業省資源エネルギー庁ホームページ「Cool Earth – エネルギー革新技术計画」平成 20 年 3 月
<http://www.enecho.meti.go.jp/category/others/for_energy_technology/pdf/cool-earth-hontai.pdf>, (2016 年 7 月 11 日最終アクセス)
- 2) 環境省ホームページ「低炭素社会づくり行動計画」平成 20 年 7 月
<<http://www.env.go.jp/press/files/jp/11912.pdf>>, (2016 年 7 月 11 日最終アクセス)
- 3) 環境省ホームページ「地球温暖化対策推進法に基づく排出抑制等指針」平成 20 年 12 月
<http://www.env.go.jp/earth/ondanka/gel/pdf/an_3-160527.pdf>, (2016 年 7 月 11 日最終アクセス)
- 4) 首相官邸ホームページ「新成長戦略（基本方針）」平成 21 年 12 月
<<http://www.kantei.go.jp/jp/kakugikettei/2009/1230sinseichousenryaku.pdf>>, (2016 年 7 月 11 日最終アクセス)
- 5) 経済産業省資源エネルギー庁ホームページ「エネルギー基本計画 第 2 回改訂」平成 22 年 6 月
<http://www.enecho.meti.go.jp/category/others/basic_plan/pdf/100618honbun.pdf>, (2016 年 7 月 11 日最終アクセス)
- 6) 飯塚晃一朗, ヒートポンプ技術を活用した高効率蒸気供給システム, 冷凍, 2014, **89**(1039), pp. 13-18.
- 7) Lockhart, R. W. and Martinelli, R. C., Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes, *Chemical Engineering Progress*, 1949, **45**(1), pp. 39-48.
- 8) Jung, D. S. and Radermacher, R., Prediction of Pressure Drop during Horizontal Annular Flow Boiling of Pure and Mixed Refrigerants, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1989, **32**(12), pp. 2435-2446.
- 9) Martinelli, R. C. and Nelson, D. B., Prediction of Pressure Drop during Forced-Circulation Boiling of Water, *Transactions of the ASME*, 1948, **70**, pp. 695-702.
- 10) 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), 1994, **60**(574), pp. 2111-2116.
- 11) 久保田 淳, 内田 麻里, 鹿園 直毅, 水平平滑管と内面溝付管の蒸発圧力損失の予測式, 日本冷凍空調学会論文集, 2001, **18**(4), pp. 393-401.
- 12) 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摩擦損失の予測式の作成, 日本機械学会九州支部第 57 期総会講演会講演論文集, 佐賀 (2005), pp. 117-118.
- 13) Chisholm, D., A Theoretical Basis for the Lockhart – Martinelli Correlation for Two – Phase Flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1967, **10**(12), pp. 1767-1778.

- 14) 三島 嘉一郎, 日引 俊, 細管内空気-水二相流の流動特性に及ぼす管内径の影響, 日本機械学会論文集 (B 編), 1995, **61**(589), pp. 3197-3204.
- 15) 小山 繁, 中下 功一, 桑原 憲, 山本 憲, 純冷媒 HFC134a の扁平微細多孔管内凝縮 (圧力損失・熱伝達係数に関する相関式作成の試み), 第 39 回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 札幌 (2002), F114.
- 16) Sun, L. and Mishima, K., Evaluation Analysis of Prediction Methods for Two-Phase Flow Pressure Drop in Mini-Channels, *International Journal of Multiphase Flow*, 2009, **35**(1), pp. 47-54.
- 17) Xu, Y. and Fang, X., A New Correlation of Two-Phase Frictional Pressure Drop for Condensing Flow in Pipes, *Nuclear Engineering and Design*, 2013, **263**, pp. 87-96.
- 18) Müller -Steinhagen, T. and Heck, K., A Simple Friction Pressure Drop Correlation for Two-Phase Flow in Pipes, *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 1986, **20**(6), pp. 297-308.
- 19) Friedel, L., Improved Friction Pressure Drop Correlation for Horizontal and Vertical Two-Phase Pipe Flow, European Two-Phase Flow Group Meeting, Ispra (1979), pp. 485-492.
- 20) Cicchitti, A., Lombardi, C., Silvestri, M., Soldaini, G., Zavalluilli, R., Two-Phase Cooling Experiments – Pressure Drop, Heat Transfer, and Burnout Measurements, *Energia Nucleare* 7, 1960, pp. 407-425.
- 21) 木戸 長生, 谷口 光徳, 平 輝彦, 上原春男, 水平内面溝付管内の冷媒 HCFC22 の蒸発熱伝達と圧力損失, 日本冷凍協会論文集, 1994, **11**(2), pp. 131-142.
- 22) 原口 英剛, 小川 秀彦, 小山 繁, 藤井 哲, 混合冷媒 HFC134a/HCFC123 の水平管内凝縮の実験, 第 31 回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 札幌 (1994), pp. 742-744.
- 23) Kedzierski, M. A., and Goncalves, J. M., Horizontal Convective Condensation of Alternative Refrigerants within a Micro-Fin Tube, *Journal of Enhanced Heat Transfer*, (1999), **6** (2-4), pp.161-178.
- 24) Pierre, B., Flow Resistance with Boiling Refrigerants – Part 1, *ASHRAE Journal*, 1964, **6**(9), pp.58-65.
- 25) Goto, M., Inoue, N., Ishiwatari, N., Condensation and Evaporation Heat Transfer of R410A inside Internally Grooved Horizontal Tubes, *International Journal of Refrigeration*, 2001, **24**(7), pp. 628-638.
- 26) Filho, E. P. B., Jabardo, J. M. S., Barbieri, P. E. L., Convective Boiling Pressure Drop of Refrigerant R-134a in Horizontal Smooth and Microfin Tubes, *International Journal of Refrigeration*, 2004, **27**(8), pp. 895-903.
- 27) Chamra, L. M., Mago, P. J., Tan, M-O., Kung, C-C., Modeling of Condensation Heat Transfer of Pure Refrigerants in Micro-Fin Tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2005, **48**(7), pp.1293-1302.
- 28) Cavallini, A., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G. A., Rossetto, L. A., A New Computational Procedure for Heat Transfer and Pressure Drop during Refrigerant Condensation inside Enhanced Tubes, *Journal of Enhanced Heat Transfer*, 1999, **6**(6), pp. 441-456.

- 29) 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相関式の提案 –, 日本冷凍空調学会論文集, 2007, **24**(2), pp. 139-148.
- 30) Carnavos, T. C., Heat Transfer Performance of Internally Finned Tubes in Turbulent Flow, *Heat Transfer Engineering*, (1980), **1**(4), pp.32-37.
- 31) 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, 2008, **47**(1), pp. 232-237.
- 32) 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流圧力損失の予測式, 日本冷凍空調学会論文集, 2005, **22**(2), pp. 121-131.
- 33) Chen, J. C., Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow, *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*, 1966, **5**(3), pp. 322-329.
- 34) Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 1985, **12**(1), pp. 3-22.
- 35) Forster, H. K., and Zuber, N., Dynamics of Vapor Bubbles and Boiling Heat Transfer, *AIChE Journal*, 1955, **1**(4), pp. 531-535.
- 36) 高松 洋, 桃木 悟, 藤井 哲, 単一成分冷媒の水平平滑管内沸騰・蒸発熱伝達の整理, 日本機械学会論文集 (B 編), 1992, **58**(550), pp. 1875-1882.
- 37) 森 英夫, 吉田 駿, 柿本 益志, 大石 克己, 冷媒の水平平滑蒸発管内熱伝達係数の予測式の修正, 日本冷凍空調学会論文集, 1999, **16**(2), pp. 177-187.
- 38) 吉田 駿, 森 英夫, 洪 海平, 松永 崇, 冷媒の水平蒸発管内熱伝達係数の予測式, 日本冷凍協会論文集, 1994, **11**(1), pp. 67-78.
- 39) Yu, J., Momoki, S., Koyama, S., Experimental Study of Surface Effect on Flow Boiling Heat Transfer in Horizontal Smooth Tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1999, **42**(10), pp. 1909-1918.
- 40) Choi, T. Y., Kim, Y. J., Kim, M. S., Ro, S. T., Evaporation Heat Transfer of R-32, R-134a, R-32/134a, and R-32/125/134a inside a Horizontal Smooth Tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2000, **43**(19), pp. 3651-3660.
- 41) Sun, L. and Mishima, K., An Evaluation of Prediction Methods for Saturated Flow Boiling Heat Transfer in Mini-Channels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, **52**(23-24), pp. 5323-5329.
- 42) Lazarek, G. M. and Black, S. H., Evaporative Heat Transfer Pressure Drop and Critical Heat Flux in a Small Vertical Tube with R-113, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1982, **25**(7), pp. 945-960.
- 43) 吉田 駿, 森 英夫, 沸騰・蒸発熱伝達, 冷凍, 2000, **75**(874), pp. 3-7.
- 44) 村田 圭治, 二成分混合媒体の強制対流沸騰熱伝達に対する一整理式 (第 2 報, らせん溝付き管), 日本機械学会論文集 (B 編), 1996, **62**(599), pp. 2723-2728.
- 45) 村田 圭治, 橋詰 健一, 二成分混合媒体の強制対流沸騰熱伝達に対する一整理式, 日本機械学会論文集 (B 編), 1995, **61**(589), pp. 3282-3288.

- 46) Thome, J. R., Kattan, N., Favrat, D., Evaporation in Microfin Tubes: A Generalized Prediction Model, 3rd International Engineering Foundation Conference, Irsee (1997).
- 47) Cavallini, A., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G. A., Rossetto, L., Refrigerant Vaporization Inside Enhanced Tubes: A Heat Transfer Model, Proceedings of Heat Transfer in Condensation and Evaporation: Application to Industrial and Environmental Process, Eurotherm Seminar 62, Grenoble (1998), pp. 222-231.
- 48) 森 英夫, 吉田 駿, 小山 繁, 宮良 明男, 桃木 悟, 冷媒の水平ら旋溝付蒸発管内熱伝達係数の予測式, 平成 14 年度日本冷凍空調学会学術講演会講演論文集, 岡山 (2002), pp. 547-550.
- 49) Chamra, L. M. and Mago, P. J., Modeling of Evaporation Heat Transfer of Pure Refrigerants and Refrigerant Mixtures in Microfin Tubes, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2007, **221**(4), pp. 443-447.
- 50) Jung, D. S., McLinden, M., Radermacher, R., Didion, D., Horizontal Flow Boiling Heat Transfer Experiments with a Mixture of R22/R114, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1989, **32**(1), pp. 131-145.
- 51) Jung, D. S., McLinden, M., Radermacher, R., Didion, D., A Study of Flow Boiling Heat Transfer with Refrigerant Mixtures, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1989, **32**(9), pp. 1751-1764.
- 52) 高松 洋, 桃木 悟, 藤井 哲, 混合冷媒 HCFC22/CFC114 の水平平滑管内沸騰・蒸発熱伝達の整理, 日本機械学会論文集 (B 編) , 1992, **58**(551), pp. 2198-2205.
- 53) Stephan, K., "Heat Transfer in Condensation and Boiling", 1992, Springer Berlin Heidelberg, pp. 286-291.
- 54) Thome, J. R., Boiling of New Refrigerants: a State-of-the-Art Review, *International Journal of Refrigeration*, 1996, **19**(7), pp. 435-457.
- 55) 藤井 哲, 本田 博司, 野津 滋, フロン系冷媒の水平管内凝縮一局所熱伝達係数および気液界面摩擦係数に関する半実験式の提案一, 冷凍, (1980), **55**(627), pp. 3-20.
- 56) 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) , 1994, **60** (574), pp. 2117-2124.
- 57) Traviss, D. P., Rohsenow, W. M., Baron, A. B., Forced-convection condensation inside tubes: a heat transfer equation for condenser design, ASHRAE Transactions, Chicago (1973), IL Vol. 79, Pt. 1, pp. 157-165.
- 58) Nusselt, W. Z., The Surface Condensation of Water Vapour, *VDI*, 1916, **60**(27), pp. 541.
- 59) Dobson, M. K. and Chato, J. C., Condensation in Smooth Horizontal Tubes, *Journal of Heat Transfer*, 1998, **120**(1), pp. 193-213.
- 60) Soliman, M., Schuster, J. R., Berenson, P. J., A General Heat Transfer Correlation for Annular Flow Condensation, *Journal of Heat Transfer*, 1968, **90**(2), pp. 267-276.

- 61) Jung, D., Song, K-H., Cho, Y., Kim, S-J., Flow Condensation Heat Transfer Coefficients of Pure Refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, 2003, **26**(1), pp. 4-11.
- 62) Cavallini, A., Del Col, D., Doretti, L., Matkovic, M., Rossetto, L., Zilio, C., Censi, G., Condensation in Horizontal Smooth Tubes: A New Heat Transfer Model for Heat Exchanger Design, *Heat Transfer Engineering*, 2006, **27**(8), pp. 31-38.
- 63) Son, C-H., Lee, H-S, Condensation Heat Transfer Characteristics of R-22, R-134a and R-410A in Small Diameter Tubes, *Heat and Mass Transfer*, 2009, **45**(9), pp. 1153-1166.
- 64) Huang, X., Ding, G., Hu, H., Zhu, Y., Peng, H., Gao, Y., Deng, B., Influence of Oil on Flow Condensation Heat Transfer of R410A inside 4.18 mm and 1.6 mm Inner Diameter Horizontal Smooth Tubes, *International Journal of Refrigeration*, 2010, **33**(1), pp. 158-169.
- 65) Shah, M. M., General Correlation For Heat Transfer During Condensation in Plain Tubes: Further Development and Verification, ASHRAE Transactions, Denver (2013), Vol. 119, Pt. 2, pp. 3-11.
- 66) 兪 堅, 小山 繁, 純冷媒の水平内面螺旋溝付管内凝縮一局所熱伝達係数の整理式作成の試みー, 九州大学機能物質科学研究所報告, 1996, **10**(2), pp. 145-150.
- 67) 鹿園 直毅, 伊藤 正昭, 内田 麻理, 福島 敏彦, 畑田 敏夫, 単一冷媒水平溝付管内凝縮熱伝達率の予測手法, 日本機械学会論文集 (B 編), 1997, **63**(611), pp. 2436-2443.
- 68) 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, 日本機械学会論文集 (B 編), 1998, **64**(617), pp. 196-203.
- 69) 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*, 2009, **32**(1), pp. 162-174.
- 70) Sweeny, K.A. and Chato, J. C., The Heat Transfer and Pressure Drop Behavior of Zeotropic Refrigerant mixture in a Microfinned Tube, *ACRC Technical Report 95*, University of Illinois at Urbana-Champaign.
- 71) Kenney, P. J., Chato, J. C., Dobson, M. K., Wattlelet, J. P., Gaibel, J. A., Ponchner, M., Shimon, R. L., Villaneuva, T. C., Rhines, N. L., Sweeney, K. A., Allen, D. G., Hershberger, T. T., Condensation of Zeotropic Refrigerant R-32/R-125/R-134a (23%/25%/52%) in a Horizontal Tube, *ACRC Technical Report 62*, University of Illinois at Urbana-Champaign.
- 72) Smit, F. J., Thome, J. R., Meyer, J. P., Heat Transfer Coefficients During Condensation of the Zeotropic Refrigerant Mixture HCFC-22/HCFC-142b, *Journal of Heat Transfer*, 2002, **124**(6), pp. 1137-1146.
- 73) Silver, L., Gas Cooling with Aqueous Condensation, *Transactions of Institution of Chemical Engineers*, 1947, **25**, pp. 30-42.
- 74) Bell, K. J. and Ghaly, M. A., An Approximate Generalized Design Method for Multicomponent/Partial Condensers, *American Institute of Chemical Engineers*

- Symposium Series 69*, 1973, pp. 72-79.
- 75) Cavallini, A., Censi, G., Del Col, D., Doretti, L., Longo, G. A., Rossetto, L., Zilio, C., Condensation Inside and Outside Smooth and Enhanced Tubes – A Review of Recent Research, *International Journal of Refrigeration*, 2003, **26**(4), pp. 373-392.
 - 76) Chamra, L. M. and Mago, P. J., Modeling of Condensation Heat Transfer of Refrigerant Mixture in Micro-Fin Tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2006, **49**(11-12), pp. 1915-1921.
 - 77) Tibirićá, C.B. and Ribatski, G., Flow Boiling Heat Transfer of R134a and R245fa in a 2.3 mm Tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2010, **53**(11-12), pp. 2459-2468.
 - 78) Tibirićá, C. B. and Ribatski, G., Two-Phase Frictional Pressure Drop and Flow Boiling Heat Transfer for R245fa in a 2.32-mm Tube, *Heat Transfer Engineering*, 2011, **32**(13-14), pp. 1139-1149.
 - 79) Bortlin, S., Del Col, D., Rossetto, L., Flow Boiling of R245fa in a Single Circular Microchannel, *Heat Transfer Engineering*, 2011, **32**(13-14), pp. 1160-1172.
 - 80) Al-Hajri, E., Shooshtari, A. H., Dessiatoun, S., Ohadi, M. M., Performance Characterization of R134a and R245fa in a High Aspect Ratio Microchannel Condenser, *International Journal of Refrigeration*, 2013, **36** (2), pp. 588-600.
 - 81) Akasaka, R., and Higashi, Y., A Thermodynamic Property Model for the R-134a/245fa Mixture, Proceedings of the 15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue (2014), Paper 1490.
 - 82) 東之弘, 2成分系混合作動流体 R245fa+R134a 系の熱力学性質の測定-第1報: 気液共存曲線および臨界軌跡の測定-, 日本冷凍空調学会論文集, 2016, 15-45_OA.
 - 83) 東之弘, 赤坂 亮, 2成分系混合作動流体 R245fa+R134a 系の熱力学性質の測定-第2報: $P\rho T x$ 性質および臨界圧力の測定-, 日本冷凍空調学会論文集, 2016, 15-46_OA.
 - 84) Lemmon, E. W., Hurber, M. L., McLinden, M.O., NIST Standard Reference Database 23, Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties – REFPROP Ver. 9.1, 2013, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg.
 - 85) Akasaka, R., Zhou, Y., Lemmon, E. W., A Fundamental Equation of State for 1,1,1,3,3-Pentafluoropropane (R245fa), *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 2015, **44** (1), 013104.
 - 86) Smith, S. L., Void Fractions in Two-Phase Flow: A Correlation Based upon Equal Velocity Head Model, Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, London (1969), Vol. 184, Pt. 1, No. 36, pp. 647-664.
 - 87) Koyama, S., Chen, Y. C., Kitano, R., Kuwahara, K., Experimental Study on Void Fraction of Two-Phase Flow inside a Micro-Fin Tube, *The reports of institute of Advanced Material Study, Kyushu University*, 2001, **15** (1), pp.79-85.
 - 88) Wojtan, L., Ursenbacher, T., Thome, J. R., Investigation of Flow Boiling in Horizontal Tubes: Part I – A New Diabatic Two-Phase Flow Pattern Map, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2005, **48**(14), pp. 2955-2969.

- 89) Tandon, T. N., Varma, H. K., Gupta, C. P., A New Flow Regimes Map for Condensation Inside Horizontal Tubes, *Journal of Heat Transfer*, 1982, **104**(4), pp. 763-768.
- 90) Hirose, M., Ichinose, J., Jige, D., Inoue, N., Condensation Heat Transfer and Pressure Drop of Azeotropic Mixture Refrigerant R32/R1270 Inside Horizontal Small-Diameter Tubes, Proceedings of the 24th IIR International Congress of Refrigeration, Yokohama, Japan (2015), Paper ID 702.
- 91) 尾中 洋次, エムディ アノア ホサイン, 宮良 明男, R1234ze(E)および R32 の水平平滑管内の凝縮および蒸発熱伝達と圧力損失, 日本冷凍空調学会論文集, 2011, **28**(4), pp. 445-456.

付録 1 シース熱電対の検定

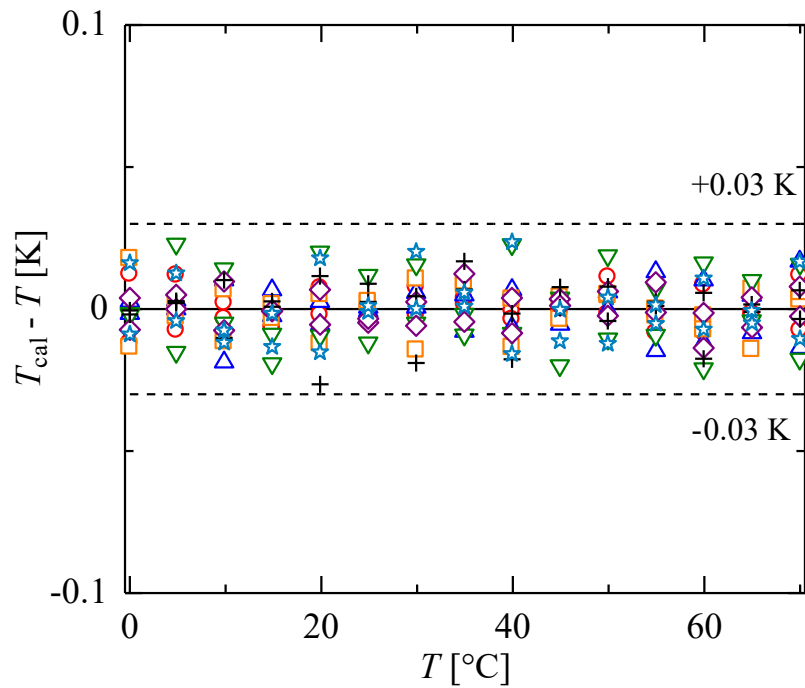
本実験では、実験ループ内のテストセクション出入口、ギヤポンプ、水予熱器および電気予熱器入口の冷媒温度ならびにテストセクションおよび電気予熱器周囲の大気温度の測定に K 型シース熱電対を用いた。K 型シース熱電対の検定は、恒温水槽内に K 型シース熱電対および公的な機関で予め校正された標準温度計のそれぞれの感温部を水槽内の中央に挿入し、0.01 ~ 70 °C の範囲で K 型シース熱電対の熱起電力と標準温度計の抵抗値を測定した。なお、標準温度計には 1 mA の定電流を流しており、測定した標準温度計の電圧降下より抵抗値を求める。また、K 型シース熱電対の冷接点は氷水に挿入され 0 °C に維持されている。水槽内温度 T は標準温度計から求め、それぞれの K 型シース熱電対の起電力値 E との関係を示す 3 次式で近似し、関係式を求める。

$$T_{\text{cal}} = aE^3 + bE^2 + cE + d \quad (\text{付 1-1})$$

ここに、 a , b , c および d は係数であり、それぞれの K 型シース熱電対の値を付表 1.1 に示す。付表中に示す記号は、付図 1.1 に示す検定結果のプロットである。検定結果より、K 型シース熱電対の関係式より求められる温度 T_{cal} は、0.01 ~ 70 °C の範囲の測定温度に対して ± 0.03 K 以内で再現性が得られており、標準偏差は 0.00613 ~ 0.0136 である。

付表 1.1 シース熱電対の検定結果

測定対象	記号	a	b	c	d
ギヤポンプ入口	○	0.04358	-0.5102	25.86	-0.2672
電気予熱器入口	△	0.04616	-0.5209	25.89	-0.1118
水予熱器入口	□	0.04889	-0.5348	25.89	-0.08085
テストセクション入口	▽	0.05148	-0.5395	25.90	-0.07818
テストセクション出口	◇	0.05052	-0.5340	25.84	-0.2175
電気予熱器周囲温度	+	0.04807	-0.5279	25.86	-0.04860
テストセクション周囲温度	☆	0.04279	-0.5002	25.81	-0.08235



付図 1.1 シース熱電対の検定結果

付録 2 白金測温抵抗体の検定

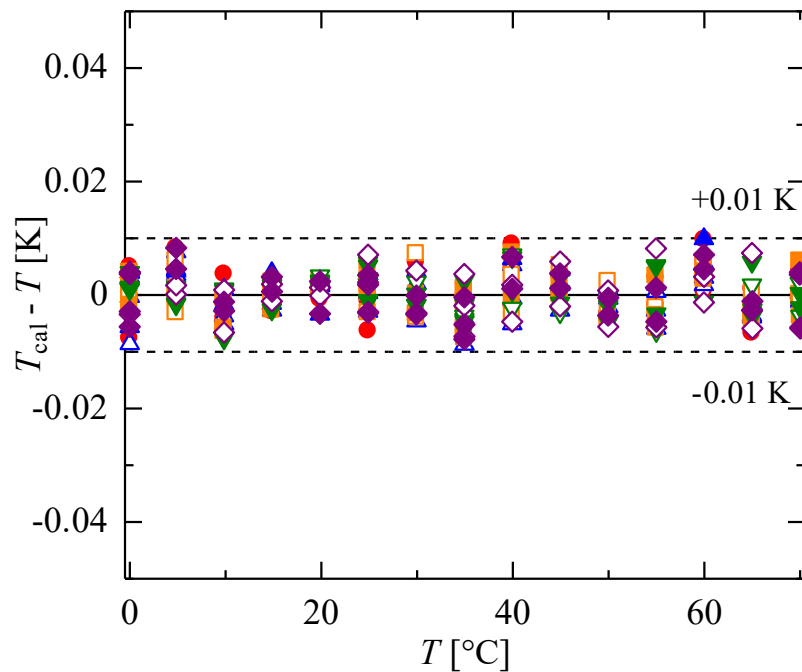
本実験では、テストセクションの各サブセクション出入口における熱源水温度の測定に白金測温抵抗体を用いた。白金測温抵抗体の検定は、恒温水槽内に白金測温抵抗体および公的な機関で予め校正された標準温度計のそれぞれの感温部を水槽内の中央に挿入し、0.01 ~ 70 °C の範囲で白金測温抵抗体および標準温度計の抵抗値を測定した。なお、白金測温抵抗体および標準温度計には 1 mA の定電流を流しており、測定した白金測温抵抗体および標準温度計の電圧降下よりそれぞれの抵抗値を求める。水槽内温度 T は標準温度計から求め、それぞれの白金測温抵抗体の抵抗値 R_t との関係を示す 3 次式で近似し、関係式を求める。

$$T_{\text{cal}} = a R_t^3 + b R_t^2 + c R_t + d \quad (\text{付 2-1})$$

ここに、 a 、 b 、 c および d は係数であり、それぞれの白金測温抵抗体の値を付表 2.1 に示す。付表中に示す記号は、付図 2.1 に示す検定結果のプロットである。検定結果より、白金測温抵抗体の関係式より求められる温度 T_{cal} は、0.01 ~ 70 °C の範囲の測定温度に対して ± 0.01 K 以内で再現性が得られており、標準偏差は 0.00336 ~ 0.00430 である。

付表 2.1 白金測温抵抗体の検定結果

測定対象	記号	a	b	c	d
サブセクション 1 出口	○	3.105×10^{-6}	1.385×10^{-5}	2.461	-249.2
サブセクション 1 入口	●	5.569×10^{-7}	8.396×10^{-4}	2.369	-245.8
サブセクション 2 出口	△	4.962×10^{-7}	8.712×10^{-4}	2.365	-245.6
サブセクション 2 入口	▲	-2.555×10^{-7}	1.114×10^{-4}	2.339	-244.7
サブセクション 3 出口	□	2.342×10^{-6}	2.516×10^{-4}	2.436	-248.3
サブセクション 3 入口	■	1.434×10^{-6}	5.654×10^{-4}	2.400	-246.9
サブセクション 4 出口	▽	9.880×10^{-8}	1.015×10^{-3}	2.350	-245.1
サブセクション 4 入口	▼	1.630×10^{-6}	4.972×10^{-4}	2.408	-247.3
サブセクション 5 出口	◇	8.190×10^{-7}	7.494×10^{-4}	2.381	-246.3
サブセクション 5 入口	◆	9.274×10^{-7}	1.372×10^{-3}	2.307	-243.5



付図 3.1 白金測温抵抗体の検定結果

付録 3 熱電対の検定

本実験では、試験伝熱管（平滑管 ST および 2 種類の溝付管 GT(LF), GT(HF)）の管外壁面温度を、各サブセクションの中央部における管外壁面に、管断面の上下左右に埋め込まれた素線径 0.1 mm の T 型熱電対で測定した。T 型熱電対の検定は、試験伝熱管内を真空にすることにより、管内への熱の移動を最小限にした状態を維持し、20 ~ 60 °C 一定温度の熱源水を流し、定常状態の後に T 型熱電対の熱起電力値と熱源水温度を測定した。各サブセクション中央部の管外壁面温度 T_w は付録 2 で検定された白金測温抵抗体で測定した各サブセクション出入口の熱源水温度の算術平均温度と同温度として検定を行う。管外壁面温度 T_w と T 型熱電対の熱起電力値の関係を以下に示す 3 次式で近似し、関係式を求める。

$$T_{\text{cal}} = aE^3 + bE^2 + cE + d \quad (\text{付 3-1})$$

ここに、 a, b, c および d は係数であり、それぞれの T 型熱電対の値を付表 3.1 ~ 付表 3.3 に示す。

付表 3.1 平滑管 ST の熱電対の検定結果

測定対象		<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>
サブセクション 1	top	8.770×10^{-5}	-0.5806	25.52	0.1159
	side	0.01989	-0.6558	25.60	0.1259
	bottom	0.03381	-0.7302	25.7348	0.08700
サブセクション 2	top	0.006212	-0.6003	25.54	0.1434
	side	0.06136	-0.8379	25.87	0.008753
	bottom	0.01563	-0.6364	25.59	0.1217
サブセクション 3	top	0.02775	-0.6860	25.64	0.1742
	side	0.01768	-0.6655	25.68	-0.03336
	bottom	-0.009625	-0.5385	25.47	0.1447
サブセクション 4	top	0.02193	-0.6592	25.62	0.09296
	side	0.03802	-0.7306	25.71	0.07216
	bottom	0.04789	-0.7647	25.75	0.04052
サブセクション 5	top	-0.003633	-0.5436	25.44	0.1827
	side	-0.02127	-0.4705	25.34	0.2143
	bottom	-7.413×10^{-4}	-0.5667	25.48	0.1533

付表 3.2 溝付管 GT(LF)の熱電対の検定結果

測定対象		<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>
サブセクション 1	top	0.04600	-0.7759	25.79	0.02985
	left	0.03383	-0.7154	25.70	0.07412
	right	0.04506	-0.7744	25.80	0.001492
	bottom	0.04378	-0.7692	25.80	0.02014
サブセクション 2	top	0.03696	-0.7368	25.75	0.03577
	left	0.03787	-0.7404	25.75	0.04642
	right	0.02909	-0.6927	25.68	0.09310
	bottom	0.02635	-0.6816	25.66	0.1051
サブセクション 3	top	0.04063	-0.7395	25.72	0.07647
	left	0.03240	-0.6971	25.66	0.1268
	right	0.03479	-0.7188	25.72	0.04611
	bottom	0.03915	-0.7389	25.74	0.02837
サブセクション 4	top	0.02513	-0.6655	25.62	0.1117
	left	0.03729	-0.7343	25.73	0.02673
	right	0.03512	-0.7230	25.73	0.04536
	bottom	0.03247	-0.7045	25.68	0.1072
サブセクション 5	top	0.03858	-0.7455	25.77	0.03102
	left	0.04394	-0.7734	25.80	0.01959
	right	0.03195	-0.7080	25.70	0.06370
	bottom	0.04304	-0.7714	25.81	0.01311

付表 3.3 溝付管 GT(HF)の熱電対の検定結果

測定対象		<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>
サブセクション 1	top	0.05338	-0.8412	25.96	-0.07966
	left	0.04440	-0.8063	25.92	-0.05615
	right	0.05332	-0.8300	25.91	-0.08872
	bottom	0.04070	-0.7654	25.81	0.02181
サブセクション 2	top				
	left				
	right				
	bottom				
サブセクション 3	top	0.03500	-0.7183	25.70	0.08295
	left	0.04091	-0.7473	25.74	0.07947
	right	0.04189	-0.7555	25.77	0.02759
	bottom	0.03984	-0.7474	25.75	0.02975
サブセクション 4	top	0.05749	-0.8470	25.94	-0.05325
	left	0.04220	-0.7642	25.79	-0.006467
	right	0.05003	-0.8087	25.88	-0.04768
	bottom	0.04551	-0.7763	25.81	0.03878
サブセクション 5	top	0.02876	-0.6906	25.65	0.09574
	left	0.03099	-0.6991	25.67	0.09800
	right	0.03798	-0.7343	25.72	0.05396
	bottom	0.03695	-0.7295	25.72	0.06298

付録 4 テストセクションにおけるヒートバランス実験

本論文における熱伝達実験では，テストセクションにおける熱源水側の熱交換量 Q_s と冷媒側の熱交換量 Q_r のヒートバランスを考慮して実験を行っている。

テストセクションにおけるヒートバランスの検討を行うために，冷媒 R245fa をテストセクション入口から出口までサブクール液の状態となる条件で熱伝達実験を行う。付表 4.1 に実験条件を示す。

付表 4.1 テストセクションにおける単相熱伝達の実験条件

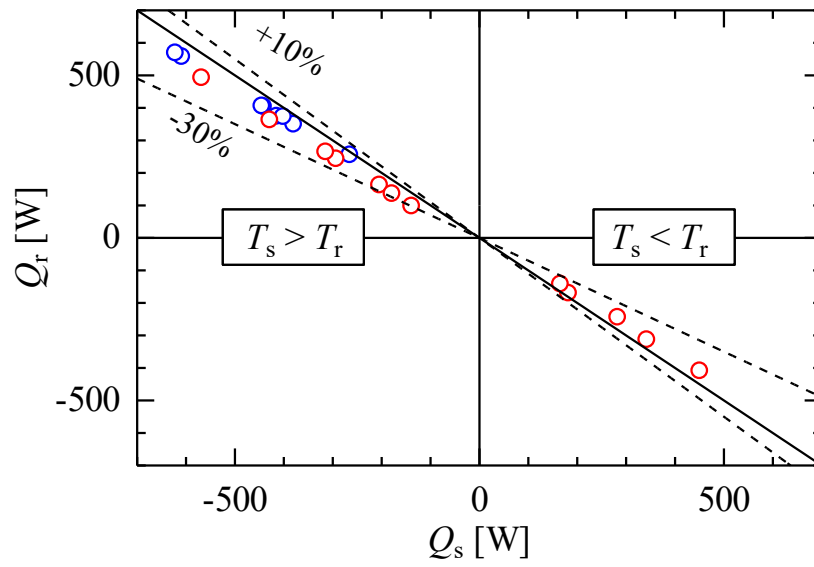
質量速度	G	kg/(m ² s)	50.32 ~ 229.72
テストセクション入口圧力	P_{in}	MPa	0.2977 ~ 0.5023
冷媒入口温度	T_{rin}	°C	10.77 ~ 57.27
熱源水入口温度	T_{sin}	°C	19.51 ~ 54.92
テストセクション周囲大気温度	T_{air}	°C	21.85 ~ 27.27

熱源水側の熱交換量 Q_s および冷媒側の熱交換量 Q_r は，それぞれ次式より求める。

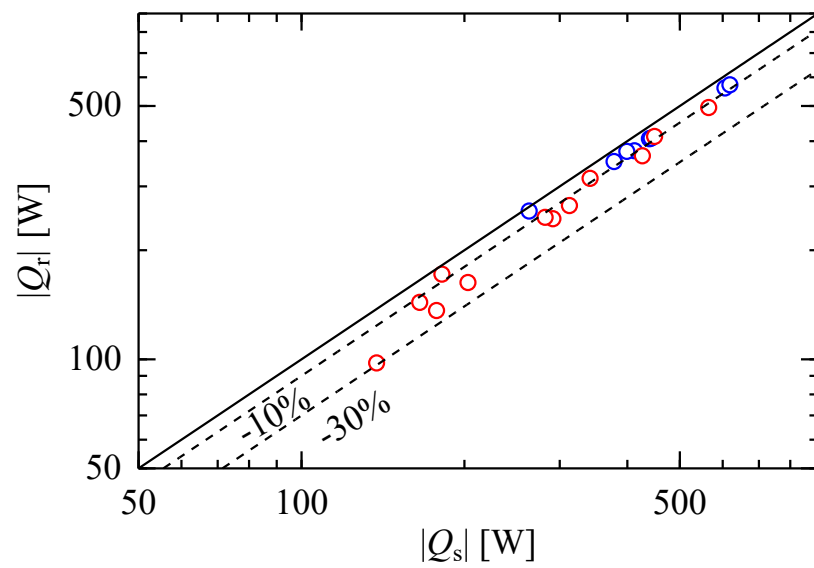
$$Q_s = \sum_{n=1}^5 Q_{TS,n} = \sum_{n=1}^5 [W_s c_{ps} (T_{TS,n,out} - T_{TS,n,in})] \quad (\text{付 4-1})$$

$$Q_r = W_r (h_{TS,out} - h_{TS,in}) \quad (\text{付 4-2})$$

ここに， W_s は熱源水の質量流量， c_{ps} は熱源水の定圧比熱， $T_{TS,n,out}$ および $T_{TS,n,in}$ はそれぞれ各サブセクションの熱源水出口および入口温度である。また， W_r は冷媒の質量流量， $h_{TS,out}$ および $h_{TS,in}$ はそれぞれテストセクション出口および入口における冷媒の比エンタルピであり，テストセクション出入口の測定した冷媒圧力および冷媒温度から REFPROP Ver. 9.1⁸⁴⁾を用いて求める。付図 4.1 および付図 4.2 にテストセクションにおけるヒートバランスの結果を示す。付図 4.1 は熱源水側の熱交換量 Q_s と冷媒側の熱交換量 Q_r とともに吸熱を正 (+)，放熱を負 (-) とした図であり，付図 4.2 は Q_s と Q_r の絶対値を示した図である。



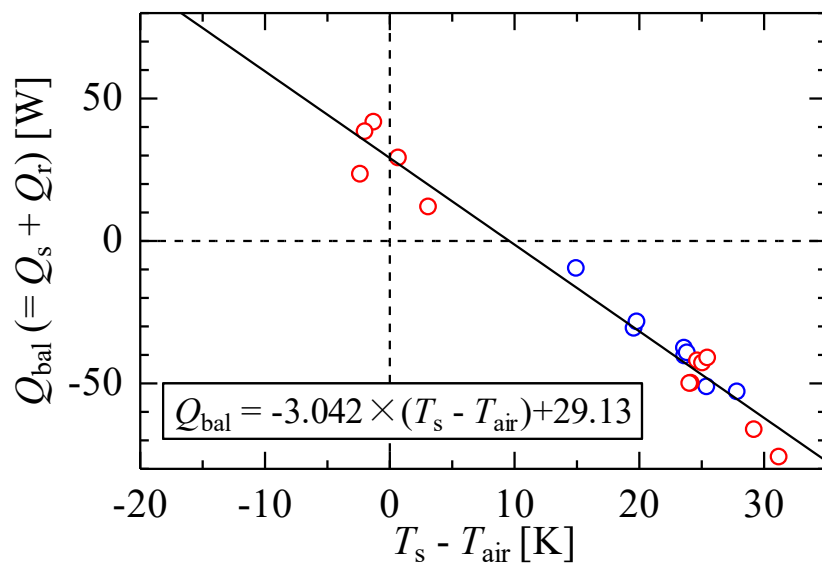
付図 4.1 テストセクションにおけるヒートバランスの結果



付図 4.2 テストセクションにおけるヒートバランスの結果

両図より，いずれの条件においても熱源水側の熱交換量 Q_s は冷媒側の熱交換量 Q_r に比べて大きい．この熱交換量の差をヒートロス・ゲイン Q_{bal} として，熱源水温度とテストセクション周囲の大気温度との差 $(T_s - T_{\text{air}})$ の関係を付図 4.3 に示す．図より， Q_{bal} と $(T_s - T_{\text{air}})$ は図中に示す式のように関係していることから，本実験における熱源水側のヒートロス・ゲインを次式より見積もる．なお，次式より見積もられるヒートロス・ゲインは，5つのサブセクションの総和であるため，蒸発・凝縮実験における各サブセクションの熱交換量の算出時には，有効加熱区間の長さを考慮する．

$$Q_{\text{bal}} = -3.042(T_s - T_{\text{air}}) + 29.13 \quad (\text{付 4-3})$$



付図 4.3 テストセクションにおけるヒートロス・ゲイン

付録5 電気予熱器におけるヒートバランス実験

本論文における熱平衡クオリティの算出は、電気予熱器入口における冷媒の比エンタルピ $h_{\text{EPH,in}}$ を基点として、電気予熱器における比エンタルピの増加量を加算して求めていくため、電気予熱器における熱交換量はヒートバランスを考慮して求める必要がある。まず、電気予熱器の試験ループの温度と電気予熱器周囲の大気温度との温度差によるヒートロス Q_n を見積もる実験を行う。付表 5.1 に実験条件を示す。冷媒 R245fa を電気予熱器入口から出口までサブクール液の状態で流し、電気予熱器入口およびテストセクション入口の比エンタルピ差 ($h_{\text{TS,in}} - h_{\text{EPH,in}}$) からヒートロス Q_n を次式より求める。なお、電気予熱器入口およびテストセクション入口の比エンタルピはそれぞれの冷媒圧力 $P_{\text{EPH,in}}$, $P_{\text{TS,in}}$ および冷媒温度 $T_{\text{EPH,in}}$, $T_{\text{TS,in}}$ から REFPROP Ver. 9.1⁸⁴⁾ を用いて求める。

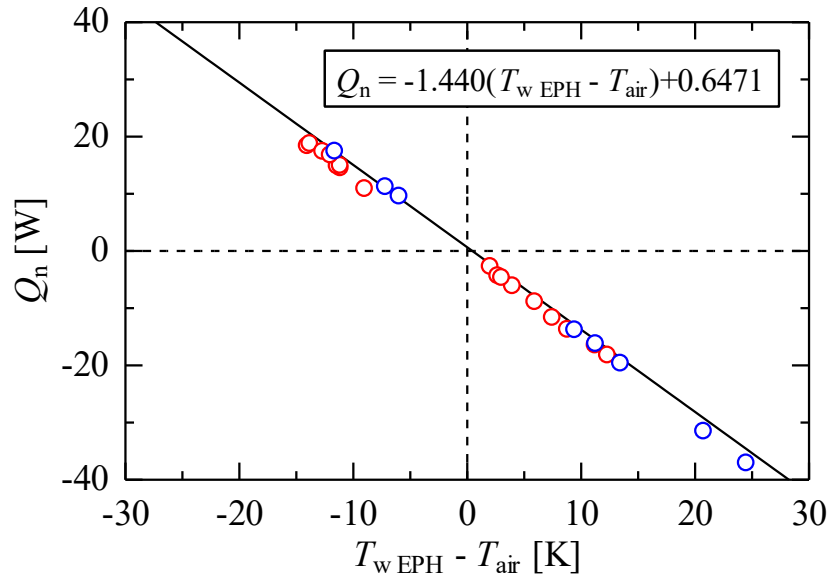
$$Q_n = W_r (h_{\text{TS,in}} - h_{\text{EPH,in}}) \quad (\text{付 5-1})$$

付図 5.1 に電気予熱器におけるヒートロスの結果を示す。図の縦軸は式(付 5-1)より求めたヒートロス Q_n ，横軸は電気予熱器の試験ループの温度と電気予熱器周囲の大気温度との温度差 ($T_{\text{wEPH}} - T_{\text{air}}$) である。図より、電気予熱器における Q_n と ($T_{\text{wEPH}} - T_{\text{air}}$) との関係は以下の式で表される。

$$Q_n = -1.440(T_{\text{wEPH}} - T_{\text{air}}) + 0.6471 \quad (\text{付 5-2})$$

付表 5.1 電気予熱器における单相熱伝達の実験条件

質量速度	G	kg/(m ² s)	50.12 ~ 224.87
電気予熱器入口圧力	P_{in}	MPa	0.3063 ~ 0.5651
電気予熱器冷媒入口温度	T_{rin}	°C	8.45 ~ 53.45
テストセクション入口圧力	P_{in}	MPa	0.2977 ~ 0.5581
テストセクション冷媒入口温度	T_{rin}	°C	10.77 ~ 48.54
電気予熱器周囲大気温度	T_{air}	°C	22.19 ~ 26.81



付図 5.1 電気予熱器におけるヒートロスの結果

本研究で用いた電気予熱器は，銅管に巻きつけたニクロム線のジュール熱によって冷媒を加熱している．電気予熱器における熱交換量のヒートバランスの検討を行うために，付表 5.2 に示す実験条件で，電気予熱器における加熱実験を行う．実験方法は，冷媒 R245fa を電気予熱器入口から出口までサブクール液の状態で流すとともに，ニクロム線に電流を流して電気加熱し，電気加熱量 Q_{EPH} と冷媒の熱交換量 Q_r を比較する．電気加熱量 Q_{EPH} はニクロム線に流れる電流値とニクロム線両端の電圧値から求め，冷媒の熱交換量 Q_r は次式より求める．

$$Q_r = W_r (h_{\text{TS, in}} - h_{\text{EPH, in}}) \quad (\text{付 5-3})$$

付図 5.2 に電気予熱器におけるヒートバランスの結果を示す．図の縦軸は熱損失 $Q_{\text{e loss}}$ ，横軸は電気加熱量 Q_{EPH} を示しており，熱損失 $Q_{\text{e loss}}$ は次式より求める．

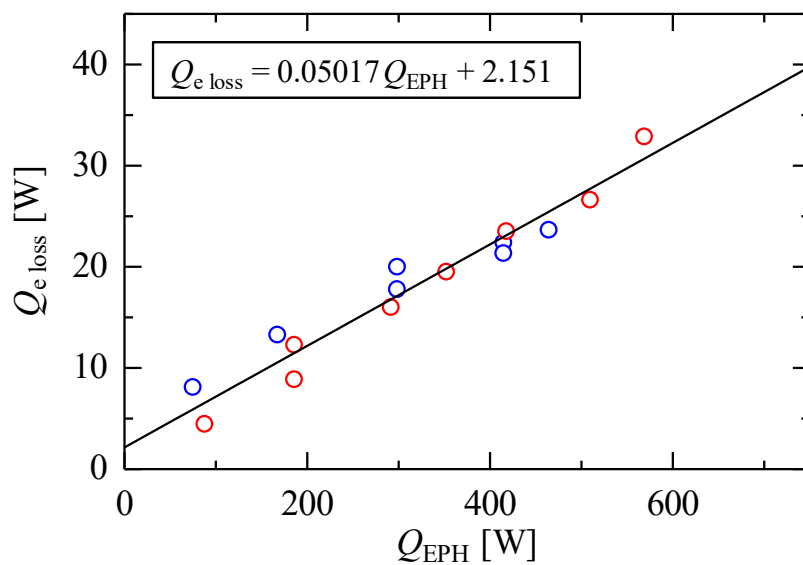
$$Q_{\text{e loss}} = Q_{\text{EPH}} - Q_r + Q_n \quad (\text{付 5-4})$$

図より，電気加熱による熱損失 $Q_{\text{e loss}}$ は電気加熱量 Q_{EPH} の増加とともに増加しており，その関係は次式の一次関数で表される．

$$Q_{\text{e loss}} = 0.05017 Q_{\text{EPH}} + 2.151 \quad (\text{付 5-5})$$

付表 5.2 電気予熱器における加熱実験条件

質量速度	G	kg/(m ² s)	50.18 ~ 249.86
電気予熱器入口圧力	P_{in}	MPa	0.3275 ~ 0.5604
電気予熱器冷媒入口温度	T_{rin}	°C	16.24 ~ 25.06
テストセクション入口圧力	P_{in}	MPa	0.3176 ~ 0.5533
テストセクション冷媒入口温度	T_{rin}	°C	31.87 ~ 61.86
電気予熱器周囲大気温度	T_{air}	°C	23.23 ~ 28.28
電気加熱量	Q_{EPH}	W	75.38 ~ 569.2

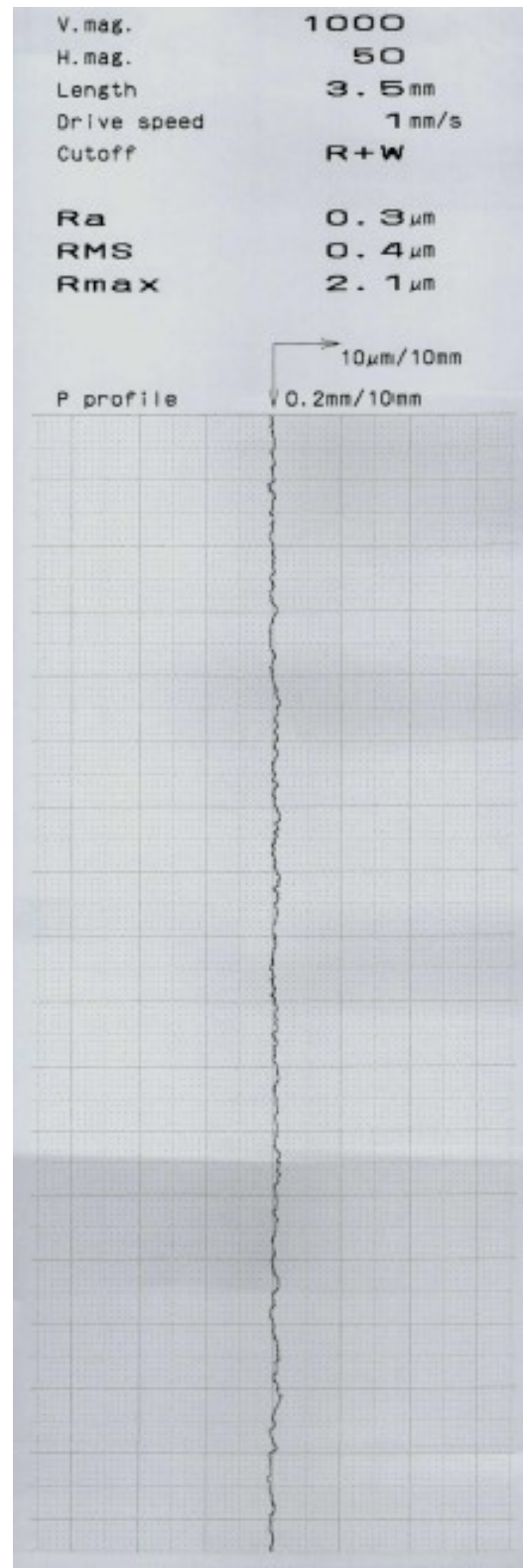
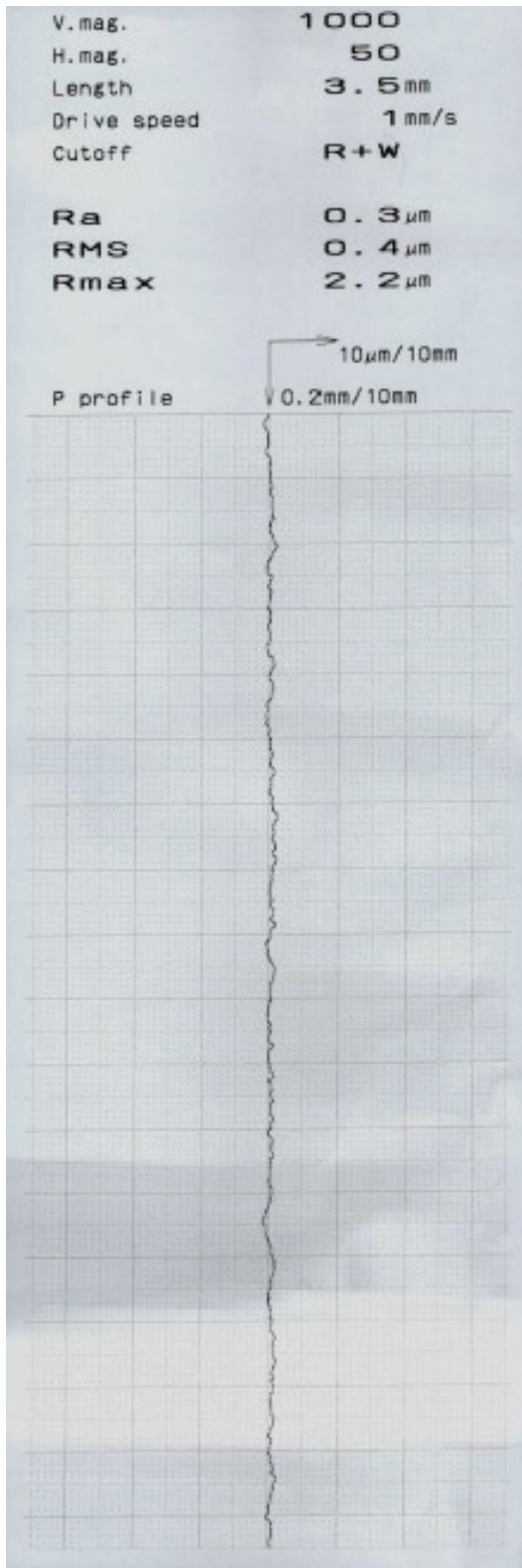


付図 5.2 電気予熱器におけるヒートバランスの結果

付録 6 平滑管内表面粗さの測定

第 3.4.4 項にて，平滑管内における蒸発熱伝達率の実験値と比較した Yu らの式は，核沸騰による熱伝達率に管内表面効果を考慮している．Yu らは管内表面粗さの測定および表面構造を SEM (Scanning Electron Microscope) によって観察しているが，管内表面には様々な大きさや種類の凹部があることから，これらの結果に加えて，平滑管内における蒸発熱伝達率の実験結果から R_c を見積もっている．

表面粗さの測定には走査型表面粗さ測定器のサーフコーダ SE-2300 を用いた．本実験に使用した平滑管内の表面粗さの測定結果を付図 6.1 に示す．図中の R_a は算術平均粗さ， RMS は最小二乗平均粗さ， R_{max} は最大高さである．付図 6.1(a) および (b) は管内表面の測定箇所を変えた 2 箇所の測定結果であり，測定値はほぼ同じ値を示している．本論文における R_c の定義は，本研究の目的が相関式の適用可能性を検証するためのものであるため，蒸発熱伝達率の実験結果から R_c の見積もりは行わず，管内表面粗さの測定結果である $RMS(=0.4\mu\text{m})$ を R_c として，Yu らの相関式による予測値を求めた．



(a)

(b)

付図 6.1 平滑管内表面粗さの測定結果