

2023 年度（令和 5 年度）修士論文

垂直ヘッダ型多分岐管における
気液二相冷媒流の分配に関する研究
—加熱条件下における液相分配の均一性向上の試み—

2024 年（令和 6 年）1 月 31 日（水）提出

指導教員

西村 顕 准教授

丸山 直樹 教授（地域イノベーション学専攻）

三重大学大学院 工学研究科 博士前期課程 機械工学専攻

熱エネルギーシステム研究室

森 浩平

目次

| | |
|--|----|
| 第 1 章 緒論 | 1 |
| 1.1 研究背景..... | 2 |
| 1.2 過去の研究..... | 4 |
| 1.3 研究方針..... | 4 |
| 第 2 章 実験装置及び実験方法 | 6 |
| 2.1 気液分配量測定装置の概要..... | 7 |
| 2.2 気液分配率の測定方法 | 9 |
| 2.3 測定器の仕様 | 10 |
| 2.4 多分岐流路の仕様 | 15 |
| 2.4.1 断熱用内管設置流路（先行研究） | 15 |
| 2.4.2 加熱用標準流路..... | 17 |
| 2.4.3 加熱用内管設置流路..... | 19 |
| 2.5 分岐管加熱用ヒーターの詳細 | 22 |
| 2.6 実験条件 | 24 |
| 2.7 実験手順..... | 25 |
| 第 3 章 内管設置流路 断熱条件における実験結果と考察 | 26 |
| 3.1 はじめに..... | 27 |
| 3.2 加熱用標準流路との比較（断熱条件） | 28 |
| 3.3 従来型内管流路との比較（断熱条件） | 34 |
| 3.4 内管の仕様の検討..... | 39 |
| 3.4.1 細孔径の影響 | 42 |
| 3.4.2 細孔一分岐管間距離の影響 | 45 |
| 3.4.3 細孔列数の影響 | 48 |
| 3.4.4 液相分配の均一性評価 | 56 |
| 3.4.5 内管の圧力損失 | 57 |
| 第 4 章 内管設置流路 加熱条件における実験結果と考察 | 59 |
| 4.1 はじめに..... | 60 |
| 4.2 加熱条件下における気液分配率測定実験..... | 62 |
| 4.2.1 冷媒条件 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$ | 65 |
| 4.2.2 冷媒条件 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$ | 70 |
| 4.2.3 冷媒条件 $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$ | 74 |
| 4.2.4 冷媒条件 $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$ | 78 |
| 4.2.5 液相分配の均一性評価 | 82 |
| 4.2.6 分岐管加熱が液相分配に及ぼす影響の推測..... | 83 |
| 4.3 分岐管加熱が液相分配に及ぼす影響の考察 | 84 |

| | | |
|-------|--|-----|
| 4.3.1 | 第 1 分岐管の液相分配減少率 | 84 |
| 4.3.2 | 第 1 分岐管の圧力損失 | 85 |
| 4.3.3 | 第 1 分岐管の液相分配減少率の相関式..... | 88 |
| 4.3.4 | 液冷媒の到達高さ | 90 |
| 4.4 | 有効伝熱面積の評価..... | 94 |
| 4.5 | 不均等加熱条件下における気液分配率測定実験 | 97 |
| 4.5.1 | 冷媒条件 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$ | 98 |
| 4.5.2 | 分岐管圧力損失の分布 | 102 |
| 4.5.3 | 液相分配の均一性評価 | 103 |
| 第 5 章 | 結言 | 104 |
| 謝辞 | | 111 |
| 参考文献 | | 112 |

本論文で使⽤した記号

| | |
|-------------------|---|
| A | ヘッダ断⾯積 [m^2] |
| a | らせん管半径 [m] |
| C_1 | 実験定数 [-] |
| C_p | 冷媒蒸気の定圧比熱 [$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$] |
| D | ヘッダあるいは内管の直径 [m] |
| d | 内管内径 [mm] |
| d_1 | らせん管直径 [m] |
| d_2 | ヘッダ⽔力直径 [m] |
| G | 冷媒質量流束 [$\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$] |
| H_D | 液冷媒到達⾼さ [-] |
| H_{std} | 標準流路における液冷媒の到達⾼さ [-] |
| $H_{l.p.}$ | 内管流路における液冷媒の到達⾼さ [-] |
| h | 湿り蒸気の比エンタルピー [kJ / kg] |
| h' | 飽和液の比エンタルピー [kJ / kg] |
| h'' | 飽和蒸気の比エンタルピー [kJ / kg] |
| h_{lv} | ヘッダ⼊⼝条件における冷媒の潜熱 [kJ/kg] |
| j | 冷媒見かけ速度 [m/s] |
| l | らせん管長さ [m] |
| L | 細孔⼊⼝と分岐管⼊⼝間の距離 [mm] |
| L_b | 分岐管長さ [m] |
| M | 質量流量 [kg / h] |
| M_i | 各分岐管に分配される冷媒質量流量 [kg/h] |
| ΔP_L | らせん管⼊⼝と⼊⼝における差圧 [Pa] |
| $\Delta P_{l.p.}$ | 内管の圧⼒損失 [kPa] |
| $\Delta P_{T.S.}$ | 試験流路部の圧⼒損失 [kPa] |
| ΔP | 分岐管における圧⼒損失 [kPa] |
| ΔP_f | 分岐管における摩擦損失 [kPa] |
| ΔP_a | 分岐管における加速損失 [kPa] |
| Q | 分岐管当たりの熱負荷 [W] |
| R | 相関係数 [-] |
| R_1 | 管中心軸曲率半径 [m] |
| Re | レイノルズ数 [-] |
| S | スリップ⽐ [-] |
| T | 冷媒温度 [K] |

| | |
|--------------------|-----------------------------|
| V | 冷媒速度 [m/s] |
| X | Martinelli パラメータ [-] |
| x | クオリティ [-] |
| α | ボイド率 [-] |
| η_{l1} | 第 1 分岐管における液相分配減少率 [-] |
| $\eta_{\Delta P1}$ | 第 1 分岐管における圧力損失の増大率 [-] |
| λ | 管摩擦係数 [-] |
| μ | 冷媒粘性係数 [Pa・s] |
| ν | 冷媒動粘度 [m ² /s] |
| ρ | 冷媒密度 [kg / m ³] |
| σ_l | 液相分配率の標準偏差 [-] |
| ϕ | 細孔径 [mm] |
| ϕ_l | 液相基準の二相増倍係数 [-] |
| X | Martinelli パラメータ [-] |

添字

| | |
|-------|------|
| ad | 断熱条件 |
| Q | 加熱条件 |
| in | 入口 |
| out | 出口 |
| l | 液相 |
| g | 気相 |
| tp | 気液二相 |

第 1 章 緒論

- 1.1 研究背景
- 1.2 過去の研究
- 1.3 研究方針

1.1 研究背景

近年、多くの産業分野で地球温暖化防止のために、エネルギー問題の解決が緊急の課題となっている。日本の家庭部門のエネルギー消費の動向としては、冷房・暖房のエネルギー消費がここ 50 年ほど約 30%と大きな割合を占めている⁽¹⁾。また、エアコンの成績係数はこの 25 年で 2 倍ほどに達しているため、冷房・暖房のエネルギー消費量はここ 50 年で大きく変動していないものの、冷房・暖房の熱需要はこの 25 年で 2 倍ほどに達している⁽¹⁾。日本の業務部門のエネルギー消費の動向としては、暖房はボイラーからエアコンに置き換わりつつあるためエネルギー消費は減少しているが、冷房のエネルギー消費は増加しつつある⁽²⁾。また、上記のようにエアコンの成績係数はこの 25 年で 2 倍ほどに達しているため、この部門における冷房の熱需要はこの 25 年で 2 倍ほどに増加している。そのため、環境負荷低減を目指し、省エネルギーシステムの開発が急務となっている。

省エネルギーシステムの開発にあたっては、熱交換器の高性能化を図る方法として、従来から熱伝達率の低い空気側の性能向上を主としてフィン等の研究が数多くなされてきたが、空気側の性能向上が進んだ現在、更なる性能向上のために冷媒側の研究が進んでいる⁽³⁾⁽⁴⁾。冷凍空調機器に用いられる熱交換器の場合、冷媒側では気相と液相が同時に流れる気液二相流となるため、一般的にシミュレーションによる挙動解明が難しいとされている。そのため冷媒側の研究はこれまで実験的研究が多くなされてきた⁽³⁾⁽⁴⁾。その中でも近年は流路内にリブなどを設け、その形状や配列によって伝熱を向上させる研究⁽⁵⁾や、冷媒をフロン系冷媒からより環境負荷の小さい自然冷媒の CO₂を使用した研究⁽⁶⁾、より多くの伝熱面積を有する小型扁平管や微細多穴管などの研究が広く行われている⁽⁷⁾。

熱交換器実機では 1980 年代までは扁平管を蛇行状に折り曲げたサーペントイン型熱交換器 (Fig 1-1) ⁽⁸⁾あるいはフィン&チューブ型熱交換器が主流であったが、小型化や高性能化および省冷媒化の要求により、現在ではパレルフロー型熱交換器 (Fig 1-2) の採用が始まりつつある⁽⁹⁾。また、ヘッダの向きは Fig 1-1 に示すように、水平ヘッダと垂直分岐管の構成と、垂直ヘッダと水平分岐管で構成されるパレルフロー型熱交換器に大別される。水平ヘッダと垂直分岐管の構成による熱交換器は、主に車載用途の空調機で多く用いられており、垂直ヘッダと水平分岐管で構成されるパレルフロー型熱交換器は、住宅や業務用途の空調機における適用が増えている⁽¹⁰⁾。

パレルフロー型は冷媒流路が主管（ヘッダ）から多数の分岐管（伝熱管）に分岐した構造となっているが、サーペントイン型では微細多穴管を曲げて作られるため、伝熱管のピッチがパレルフロー型の 2 倍以上になり、空気側のフィンが高くなることで、空気側のフィン効率が下がり、実質的な空気側伝熱面積が小さくなってしまう。そのため、パレルフロー型では従来のサーペントイン型熱交換器の体積の 1/3 以下となり、省冷媒化が可能である。また、パレルフロー型熱交換器は一本の伝熱管が短く、流路を通過する冷媒量が少ないため圧力損失が小さいという特徴もある。今後もパレルフロー型熱交換器はさらなる高性能化・小型化が期待されている。

しかし、このパレルフロー型熱交換器にも問題点が指摘されている。この熱交換器を冷媒蒸発器として用いる場合、冷媒は気液二相状態で熱交換器に流入する。こうした気液二相流においては必ずしも各分岐管への気液分配が一樣ではなく、分岐管による不均一が現れる。気液が各分岐管に不均一に分配された場合、分岐管ごとに流動様式や液膜厚さに違いが生じる。冷媒蒸発器内では蒸発伝熱による寄与が主になるため、液膜が過度に厚ければ熱抵抗となり熱伝達率が悪化し、液膜が薄ければドライアウトの危険が生じるため、エバポレータ開発において試作機製作前から気液の分配を予測することが重要であり、特に液相の均等分配法の提案が急務となっている。したがって主管から分岐管への気液分配特性を解明し、それに基づき、とくに液相分配の均一化手法を開発することは工業的に非常に重要であり、多くの研究が行われているため次節で紹介する。

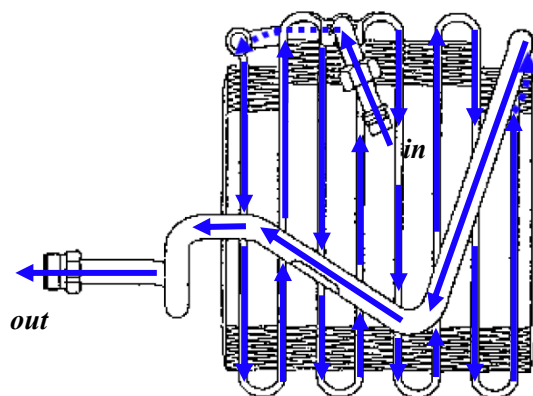


Fig. 1-1 サーペントイン型熱交換器

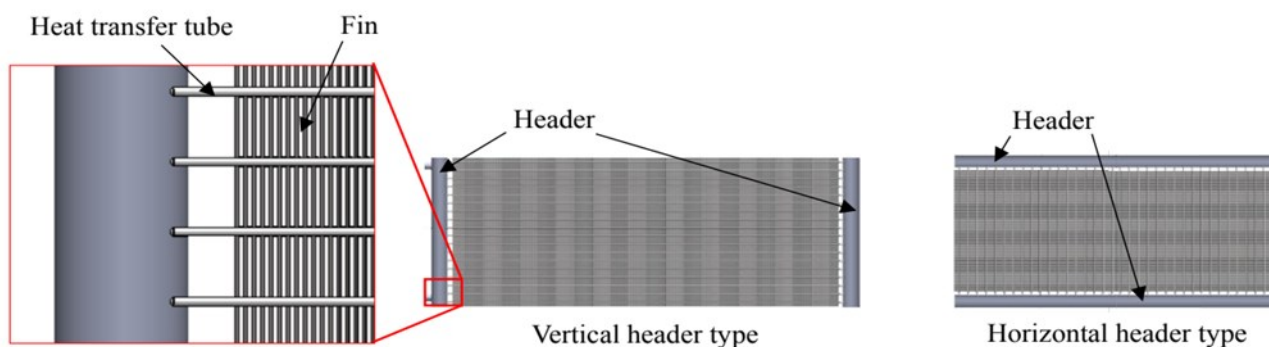


Fig. 1-2 パレルフロー型熱交換器

1.2 過去の研究

分岐部を有する管内の気液二相流については、これまで多くの研究が行われている。まず分岐数が一本のみの T 字型分岐管についての研究を挙げる。1980 - 1990 年代は、ボイラーや原子炉への応用を念頭に置いて、管の代表寸法が数十ミリと比較的大きな円形断面をもつ分岐管について研究が行われている⁽¹¹⁾⁻⁽¹⁵⁾。2000 年代になると、熱交換器の細管化などの重要性から管の代表寸法が数ミリと小さな分岐管の研究が増加した⁽¹⁶⁾⁻⁽²²⁾。

次に主管から複数の分岐管への気液分配を取り扱った研究を挙げる。このような多分岐流路に関する研究は、これまで様々な流路寸法と形状、設置形態で行われてきた⁽²³⁾⁻⁽⁴⁰⁾。近年では流路内の冷媒気液流動状態が分配に影響することから、実際に冷媒を可視化した実験も行われ始めている⁽⁴¹⁾。しかし、これらの可視化実験は主にカーエアコンをターゲットとしたものが多く、分岐管への冷媒分配を行うヘッダは水平に設置される構成である。他方近年では冷暖房を両立するヒートポンプ式空調機への応用が期待されており、主に分岐管への冷媒分配を行うヘッダは垂直に設置される構成であるが、このような設置形態におけるヘッダ内の流動の可視化や各分岐管における冷媒流の分配率を測定した報告例や気液分配の均一化を目指した研究は少なく、いまだ不明な点が多い⁽⁴²⁾⁻⁽⁴⁴⁾。

冷媒蒸発器実機では、分岐管内を流れる冷媒の蒸発によって、各分岐管内の圧力損失が増大するため、断熱条件時と比べると多分岐管内の圧力バランスが変化し、それに伴い気液分配特性も変化する可能性が考えられる。しかし、ほとんどの研究は断熱条件下で行われており、加熱が気液分配特性に及ぼす影響について明らかにする必要がある。また、液相分配の均一化手法を開発した研究自体がまだ少ないが、それらも断熱条件下で行われている⁽⁴⁵⁾⁽⁴⁶⁾。断熱条件下で均一性向上の効果が得られても、加熱条件下で分配特性が変化し、実機において期待された効果が得られない可能性がある。そのため、断熱条件下のみでなく加熱条件下においても気液分配特性を明らかにする必要がある。

1.3 研究方針

本研究では住宅用や業務用エアコンに使用されるパラレルフロー型熱交換器をモデル化した垂直ヘッダ型多分岐管内の気液二相冷媒流において、入口側ヘッダ内の流れの可視化観察と各分岐管への気液分配量の測定を実施した。研究目的は気液二相冷媒流の流動特性の解明と、実機を冷媒蒸発器として用いる際に必要となる液相分配の均一化である。

先行研究においては、入口側ヘッダ内に多孔内管という部品を設置することで、液相分配の均一性が向上することが明らかにされている⁽⁴⁷⁾。この多孔内管による冷媒供給の有効性は断熱条件下で確認されたが、一方で多孔内管を用いない基本的な多分岐管では、分岐管の加熱による液冷媒の蒸発が液相分配特性に影響を及ぼすことも明らかにされている⁽⁴⁸⁾。したがって、冷媒蒸発器における多孔内管の有効性を推測するためには、分岐管加熱条件下に

おける液相分配特性の把握が必要である。また、上記の実験においては全ての分岐管に等しい加熱量を設定する均等加熱条件において実験を行ったが、熱交換器実機では各分岐管への熱負荷が不均等化する条件も生じうる。この場合、分岐管の圧力損失は管内を流れる冷媒のクオリティの影響を受けるため、多分岐管内の圧力分布が熱負荷の分布に依存して変化し、液相分配特性も均等加熱条件時から変化する可能性が考えられる。

そこで本研究では、内管設置流路において断熱条件下および加熱条件下で流れの可視化観察と各分岐管における気液分配量の測定を行った。実験には業務用エアコンユニットを用い、冷媒には R-410A を使用した。流路入口における流入条件は、実機を参考に冷媒飽和温度 10.0～15.0 °C(圧力 1.09～1.26 MPa)とし、クオリティを 0.2～0.6 とした。また、冷媒質量流量については 20～50 kg/h と設定することでクオリティ、冷媒質量流量の変化が冷媒気液二相分配に及ぼす影響について検討した。この熱交換器の適用が考えられているのは比較的能力の大きな業務用空調機であり、こうした空調機では能力の大きさに合わせて冷媒充填量も多くなる。冷媒充填量が多くなると冷媒循環量も大きくなる。仮に業務用空調機に適した蒸発温度(12°Cから 15°C)に対応した飽和圧力が低い冷媒(R-134a では 15°C で 0.5 MPa)を使うと圧縮機に入る気相の比体積が大きくなるため、圧縮機では体積の大きな気体を圧縮することになり、圧縮機のスケールが大きくなるとともに消費電力も上がるため、エアコンの COP が悪化する。そのため、業務用空調機では蒸発器での蒸発温度に対する飽和圧力が高い R-410A が使用され、本実験もそれに倣って R-410A 冷媒を用いて実験を行った。

流路形態を垂直ヘッダ／水平分岐管、分岐管本数を 8 本とし、ヘッダ構造に工夫を施すことで液相冷媒の均一分配を目指し、以下のような実験を実施した。

- ① 断熱条件下で、ヘッダ内に多孔内管と呼ばれる多数の細孔を持つ円管状の細管を設置し、冷媒を内管へ供給しその細孔から分岐管入口へと噴出させる流路において、各分岐管を流れる気液分配量を測定。多孔内管による液相分配の均一性向上効果を確認する。また、内管のパラメータを変更することで最適な仕様について検討する。
- ② 同様の流路形態において分岐管を加熱した状態で各分岐管への気液分配量を測定。分岐管内における冷媒の蒸発が、多孔内管の液相分配の均一性向上効果に及ぼす影響を明らかにする。

第2章 実験装置及び実験方法



- 2.1 気液分配量測定装置の概要
- 2.2 気液分配率の測定方法
- 2.3 測定器の仕様
- 2.4 多分岐流路の仕様
 - 2.4.1 断熱用内管設置流路（先行研究）
 - 2.4.2 加熱用標準流路
 - 2.4.3 加熱用内管設置流路
- 2.5 分岐管加熱用ヒーターの詳細
- 2.6 実験条件
- 2.7 実験手順

2.1 気液分配量測定装置の概要

本実験では、業務用エアコンユニット実機を利用し、冷媒循環装置内にパレルフロー型熱交換器をモデル化した試験流路を挿入し、流れの可視化観察と各分岐管への気液分配量測定を行った。供試流体は実機ユニットに合わせ、R-410Aとした。実験装置の概要を Fig 2-1 に示す。図中水色で示した試験流路部の概略寸法は、幅 610mm、奥行き 100mm、高さ 190mm である。試験流路は実機ユニット内の膨張弁と蒸発器の間に挿入する事で、試験流路内を流れる気液二相流動の可視化観察を行う。冷媒質量流量は凝縮器下流に設置したコリオリ式流量計において測定を行うが、冷媒を完全に液化させるために流量計の上流に過冷却器を設けた。また、試験流路に流入する冷媒クオリティを調整するために、試験流路の上流にはヒーターを設置し、投入電力を調整する事で冷媒クオリティの設定を行う。実験条件は実験装置の各所に設置した測温抵抗体及び圧力センサから算出し、条件の調整のために圧縮機回転数、膨張弁開度、凝縮器回転数、ヒーター投入熱量を制御する。また、分岐管出口 1 本 1 本を独立した構成とし、各分岐管出口に設けた三方弁により冷媒の流出方向を集合管 1 と集合管 2 で切り替えられる構造とした。

分配量の測定を行う場合には、分配量の測定対象となる分岐管 1 本の出口を集合管 2 へ導き、その他 7 本の分岐管出口は集合管 1 へと導く。集合管 1 へと送られた冷媒は、通常の冷凍サイクルを形成する。一方、集合管 2 へと送られた冷媒気液は、下流に設置されたヒーターで過熱蒸気になるまで加熱され、らせん管に流入する。らせん管通過時の圧力損失とヒーターにおける投入電力、及びヒーターの下流に設置された圧力センサと測温抵抗体から冷媒蒸気の比エンタルピーと測定対象の分岐管に分配された気相と液相の質量流量を算出することができる。この一連の操作を各分岐管に対して繰り返し行い、全分岐管における気液の質量流量を算出する。なお、流入側と流出側にヘッドをもつ試験流路で圧力測定を行った結果、出口側ヘッド内の圧力はほぼ一定であることが明らかになった⁽⁴⁹⁾。そこで本実験では分岐管の背圧を均一にするために、集合管 1 と集合管 2 の差圧が 0 になるように集合管 1 とらせん管出口に設けたニードルバルブの開度を調整する。実験を行うにあたり、気液分配量の測定は冷媒流量が定常になったことを確認後、各分岐管について 5 分間の平均値から求めた。

また、分岐管の加熱を行う加熱用流路では、分岐管ごとに取り付けたヒーターそれぞれにトランスを接続し、投入電力を調整することで熱負荷を変化させた。この測定では分岐管出口における気液の質量流量が求まるが、分岐管を加熱した場合、冷媒は分岐管入口に比べてクオリティが増加した状態で流出する。気液分配特性を考える上で重要なのは分岐管に流入する気液の質量流量であるため、本研究では後述のように分岐管出口で測定された気液分配量と各分岐管に設置したヒーターへの入力から、分岐管入口における気液の質量流量を算出した。

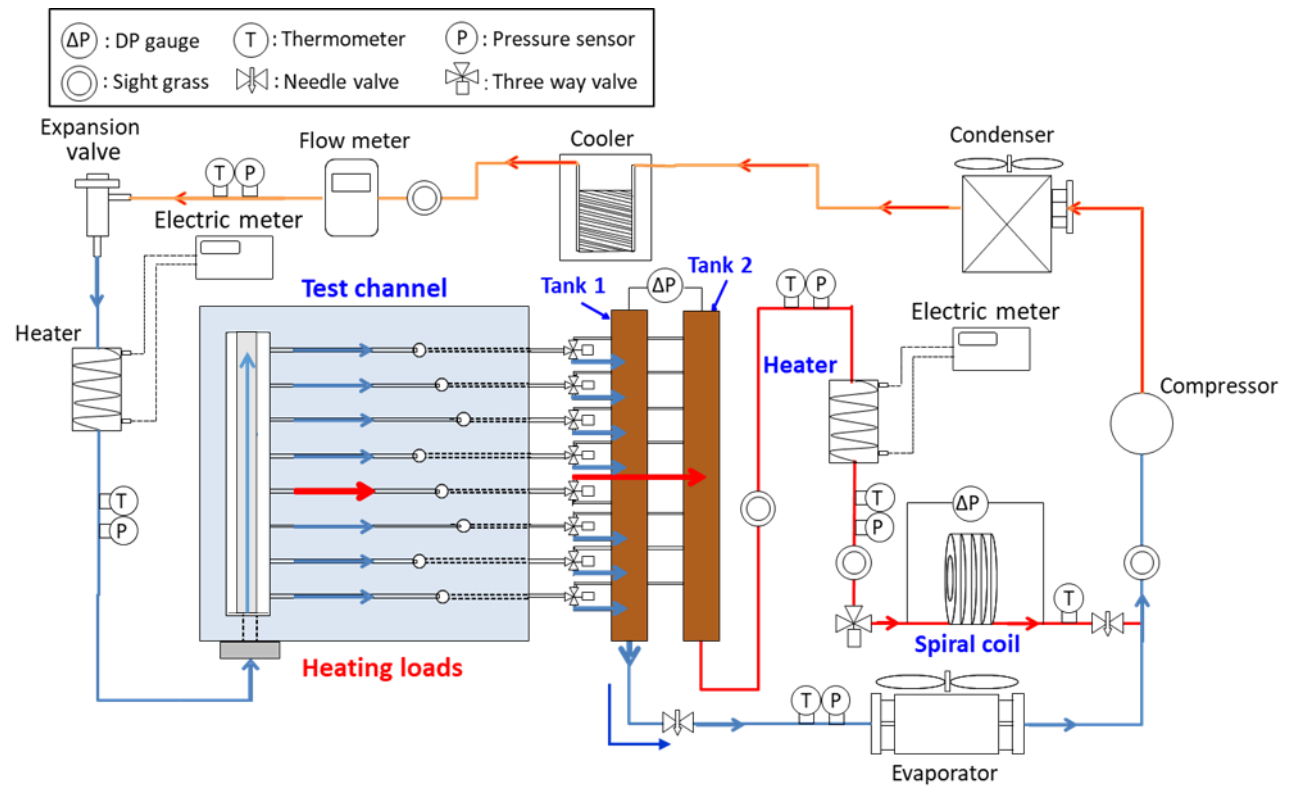


Fig 2-1 実験装置概要（断熱用内管設置流路）

2.2 気液分配率の測定方法

本研究では気液分配率を次のように定義した．気相分配率： M_{gi}/M_g (M_g ：ヘッダ入口における気相質量流量 [kg/h], M_{gi} ：第*i*分岐管における冷媒の気相分配量 [kg/h])，液相分配率： M_{li}/M_l (M_l ：ヘッダ入口における液相質量流量 [kg/h], M_{li} ：第*i*分岐管における冷媒の液相分配量 [kg/h])．分岐管は8本のため $i=1\sim 8$ である． M_g は $i=1\sim 8$ における M_{gi} の合計， M_l は $i=1\sim 8$ における M_{li} の合計である． M_{gi} , M_{li} は各分岐管の冷媒分配量 M_i と各分岐管入口における冷媒のクオリティ x_i より求める．冷媒分配量 M_i とクオリティ x_i の算出方法を以下に示す．

1. 冷媒分配量 M_i 算出方法

- (1) ヒーター加熱後の気相冷媒のらせん管入口と出口における差圧 ΔP_L を測定する．
- (2) 測定した差圧から(2.1)式⁽⁵⁰⁾, (2.2)式, (2.3)式より冷媒蒸気の管内平均速度 V を求める．

$$\lambda \left(\frac{R_1}{a} \right)^{\frac{1}{2}} = 0.029 + 0.265 \left[Re \left(\frac{a}{R_1} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{4}} \quad (2.1)$$

$$\Delta P_L = \lambda \frac{l}{d_1} \frac{\rho V^2}{2} \quad (2.2)$$

$$Re = \frac{V d_1}{\nu} \quad (2.3)$$

λ ：管摩擦係数 [-] a ：らせん管半径 [m] R_1 ：管中心軸曲率半径 [m]
 l ：らせん管長さ [m] d_1 ：らせん管直径 [m] ρ ：密度[kg/m³]
 ν ：冷媒蒸気の動粘度 [m²/s]

- (3) 得られた速度 V [m/s] から質量流量 M [kg/h] に変換する．

2. 分岐管入口冷媒クオリティ x_i 算出方法

- (1) ヒーター出口における冷媒の圧力，温度より過熱蒸気の比エンタルピーを得る．
- (2) ヒーター投入熱量及び冷媒の質量流量より，単位質量の冷媒に加えられた熱量を求める．
- (3) 過熱蒸気の比エンタルピーから単位質量の冷媒に加えられた熱量を差し引くことで，ヒーター入口における冷媒の比エンタルピーを算出する．
- (4) (2.3)式より分岐管入口における冷媒クオリティを算出する．

$$x = \frac{h' - h}{h' - h''} \quad (2.3)$$

h ：分岐管出口における湿り蒸気の比エンタルピー [kJ/kg]
 h' ：ヒーター入口の圧力における飽和液の比エンタルピー [kJ/kg]
 h'' ：ヒーター入口の圧力における飽和蒸気の比エンタルピー [kJ/kg]

2.3 測定器の仕様

冷媒循環量の測定は凝縮器の下流に設置したコリオリ式流量計で行うが、冷媒に気相が混入すると測定誤差が生じる。そこで凝縮器の出口において冷媒を完全に液化させるために凝縮器の下流には過冷却器を設置した。この過冷却器は水槽に貯めた水の中に熱交換器を沈め、水槽の水を冷水チラーと冷水循環ポンプにより冷却・循環させる。また、試験流路に流入する冷媒クオリティの設定は試験流路上流に設置した電気ヒーター (1.2 kW × 2) により行う。ヒーターへの投入電力はクランプオンセンサにより測定した。Table 2-1~19 に実験に用いた測定器、センサーなどの仕様を示す。

Table 2-1 冷媒質量流量測定機器

KEYENCE コリオリ式デジタル流量センサ FD - SS2A

| | |
|----------|--------------------------|
| 定格流量範囲 | 0~2000 ml/min |
| 使用流体温度範囲 | 0~100 °C |
| 使用周囲温度 | 5 MPa以下 (60 °C以上1 MPa以下) |
| 使用圧力範囲 | 0~50 °C |

Table 2-2 高圧側冷媒用圧力センサ

VALCOM 中高圧用小型アンプ内蔵圧力センサ VESV - V - M05 - G3NF - R3M - S3

| | |
|-----------------|----------------------|
| 代表レンジ | 0~3 MPa |
| 許容過負荷 | 150 %R.C |
| 許容温度範囲 (測定媒体温度) | -20~120 °C (結露・氷結不可) |
| 温度補償範囲 (測定媒体温度) | -40~120 °C (結露・氷結不可) |

Table 2-3 低圧側冷媒用圧力センサ

VALCOM 中高圧用小型アンプ内蔵センサ VES - V - M03 - G3NF - R3M - S3

| | |
|--------|--------------------|
| 抵抗値 | PT100 |
| クラス | A級 |
| 規定電流 | 2 mA |
| 常温限界温度 | 200 °C (短時間230 °C) |

Table 2-4 低圧側冷媒用圧力計

YOKOGAWA 差圧伝送器 EJA110J-DMS1G-215DD

| | |
|----------|------------------|
| 測定範囲 | -3.0 kPa～3.0 kPa |
| 使用可能温度範囲 | -40～85 °C |
| 使用可能湿度範囲 | 0～100 % RH |
| 使用圧力 | 2.7 kPa abs 以上 |
| 接液温度 | -40～120 °C |

Table 2-5 高圧側冷媒用圧力計

YOKOGAWA 差圧伝送器 EJA110J-DMS1G-215DD

| | |
|----------|----------------|
| 測定範囲 | 0～3.0 kPa |
| 使用可能温度範囲 | -40～85 °C |
| 使用可能湿度範囲 | 0～100 % RH |
| 使用圧力 | 2.7 kPa abs 以上 |
| 接液温度 | -40～120 °C |

Table 2-6 測温抵抗体

ネツシン フィルム型白金測温抵抗体 NFR - CF3 - 0403 - 30 - 100S - 2 - 10m - A - 3

| | |
|--------|--------------------|
| 抵抗値 | PT100 |
| クラス | A級 |
| 規定電流 | 2 mA |
| 常温限界温度 | 200 °C (短時間230 °C) |

Table 2-7 データロガー

グラフテック midi LOGGER GL820 - um - 801

| | |
|----------|-----------|
| サンプリング間隔 | 1 sec |
| 使用可能温度範囲 | 0～45 °C |
| 使用可能湿度範囲 | 5～85 %R.H |
| 時計精度 | ±0.002 % |

Table 2-8 クオリティ調整/冷媒蒸発ヒーター投入熱量記録用ロガー

HIOKI クランプオンパワーロガー PW3360 - 10

| | |
|--------|---|
| 有効測定範囲 | 90～780 V |
| 基本電圧確度 | $\pm 0.3 \text{ \%rad } \pm 0.1 \text{ \%f.s}$ |
| 基本電力確度 | $\pm 0.3 \text{ \%rgd } \pm 0.1 \text{ \%f.s} + \text{電流センサ確度}$ |
| 使用温度範囲 | -10～50 °C |

Table 2-9 電力センサ

HIOKI クランプオンセンサ 9694

| | |
|--------|---|
| 定格一次電流 | AC 5 A |
| 振幅確度 | $\pm 0.3 \text{ \%rad } \pm 0.02 \text{ \%f.s}$ |
| 位相確度 | $\pm 2^\circ$ |

Table 2-10 分岐管ヒーター温度記録用ロガー

グラフテック midi LOGGER GL840 – UM 901

| | |
|----------|------------------------|
| サンプリング間隔 | 1 sec |
| 時計精度 | $\pm 0.002 \text{ \%}$ |
| 使用温度範囲 | 0～45 °C |
| 測定精度 | $\pm 0.1 \text{ \%}$ |

Table 2-11 分岐管ヒーター電圧測定用テスト

AD – 5529A デジタルマルチメータ

| | |
|--------|---|
| 代表レンジ | 200～600 V |
| 分解能 | 0.1 V |
| 基本電圧確度 | $\pm(0.7 \text{ \%rdg} + 3 \text{ dgts})$ |
| 最大電圧値 | 600 V |

Table 2-12 分岐管ヒーター電力測定用センサ
OMRON CLAMP POWER LOGGER ZN – CTC11

| | |
|---------|-----------------|
| 一次側定格電流 | 200 A |
| 適応周波数 | 50 Hz/60 Hz |
| 使用温度範囲 | 電池駆動時 : 0～50 °C |
| 使用回路電圧 | AC 480 V以下 |

Table 2-13 分岐管ヒーター用トランス
YAMABISHI VOLT – SLIDER s – 130 – 10

| | |
|-------|-----------|
| 出力電圧 | 0～130 V |
| 分解能 | 0.5 V |
| 出力変動率 | 5 %以下(電圧) |
| 最大電流 | 10 A |

Table 2-14 冷水チラー
REI – SEA レイシークーラー LX250ESA 型

| | |
|----------|--------------|
| 冷却能力 | 860 W (60Hz) |
| 温度調節範囲 | 10～35 °C |
| 使用周囲温度範囲 | 5～35 °C |

Table 2-15 水循環ポンプ
ニッパツメック FLOJET プレッシュャーポンプ 4405 – 343

| | |
|------|-------------------------|
| 循環水量 | 12.5 L/min |
| 最大圧力 | 2.4 kgf/cm ² |

Table 2-16 可視化用カメラ
Panasonic DMC – FZ200

| | |
|-------------|---------------------------|
| 有効画素数 | 1210万画素 |
| 最大シャッタースピード | 静止画 : 1/4000 動画 : 1/20000 |
| 撮影速度 | 30～240 fps |

Table 2-17 可視化用ハイスピードカメラ

DITECT HAS - U1

| | |
|-------------|--------------|
| 有効画素数 | 131万画素 |
| 最大シャッタースピード | 1/100000 |
| 撮影速度 | 200～4000 fps |

Table 2-18 ハイスピードカメラ用レンズ

computer MLH - 10X

| | |
|------|------------|
| 光学倍率 | 0.084～0.84 |
| 有効F値 | F5.6～F32C |

Table 2-19 実験装置ベース空調機

東芝キャリア 空気熱源式床置型空調機 ALSA - 4556B

| | |
|---------|------------------------------|
| 室内ユニット | AIL - AP455H |
| 室外ユニット | ROA - AP456HS |
| 加温・冷却能力 | 加温 : 4.0kW 冷却 : 3.6kW |
| 使用温度範囲 | 加温運転 : -15～28℃ 冷却運転 : 15～48℃ |

2.4 多分岐流路の仕様

本研究では各分岐管における気液分配率を測定するため、出口側ヘッダを除き、分岐管出口が1本1本独立した構造となる試験流路を用いた。本研究で得られた結果は先行研究において得られた結果と比較を行うため、ここでは先行研究において用いられた流路についても説明する。

2.4.1 断熱用内管設置流路（先行研究）

先行研究⁽⁴⁷⁾において用いた断熱実験用の内管設置流路（以下、「従来型内管流路」と称す）を Fig 2-2 に示す。また、Fig 2-3~6 にヘッダ詳細、ヘッダ上面図、多孔内管詳細、分岐管詳細を示す。

ヘッダ断面は $20\text{ mm} \times 10\text{ mm}$ の長方形と半径 10 mm の半円を組み合わせた形状であり、高さは 84 mm である。流路はヘッダに水平分岐管が 10 mm 間隔で8本接続された多分岐管であり、ヘッダと流路本体は透明ポリカーボネート製、流路背面パネルはアルミニウム製である。流路は出口同士の干渉を避けるため、それぞれ分岐管を挿入するための溝の長さを変え流出孔をずらした。

分岐管は断面 $1.6\text{ mm} \times 16\text{ mm}$ の扁平チューブに $0.8\text{ mm} \times 0.5\text{ mm}$ の冷媒流路が14個設けられた全長 165 mm のアルミニウム製の扁平多穴管である。分岐管の先端はヘッダ内へ突き出されており、その突き出し量はヘッダ側面と多孔内管との距離の半分である 3 mm とした。

先行研究では入口ヘッダ内に多数の細孔を設けた内管を挿入し、この細孔から冷媒をヘッダ内に噴出させることで液相分配の均一性向上が確認された。内管は外径 8 mm 、内径 $4, 5, 6\text{ mm}$ 、細孔径 $1.5, 2\text{ mm}$ 、細孔数 $8, 16$ 穴を組み合わせ使用し、液相分配の均一性が最も高い内管の仕様は外径 8 mm 、内径 6 mm 、細孔径 $1.5\text{ mm} \times 1$ 列、各細孔を分岐管入口に正対させた条件であった。

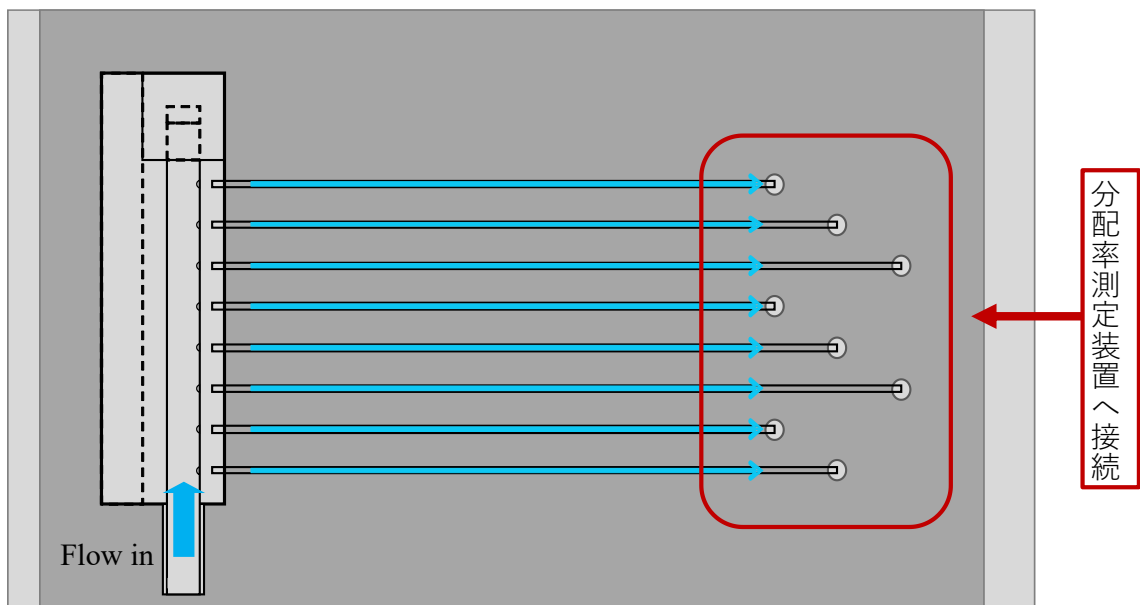


Fig 2-2 断熱用内管設置流路構造

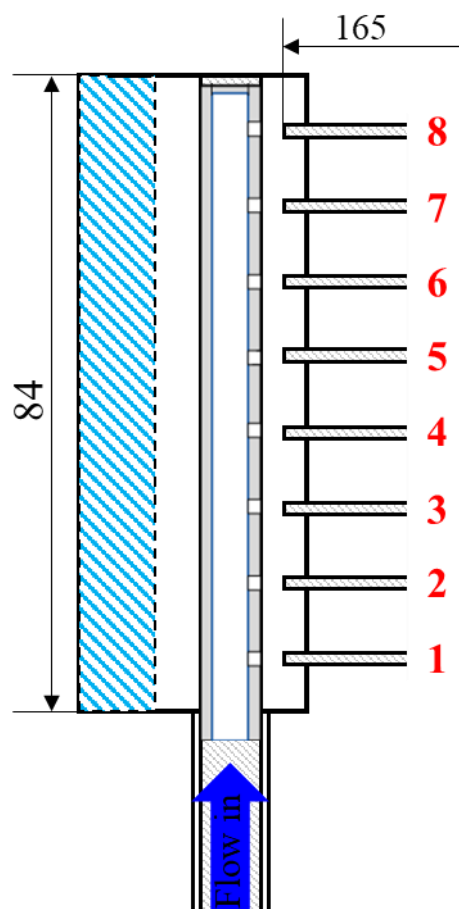


Fig 2-3 ヘッダ詳細

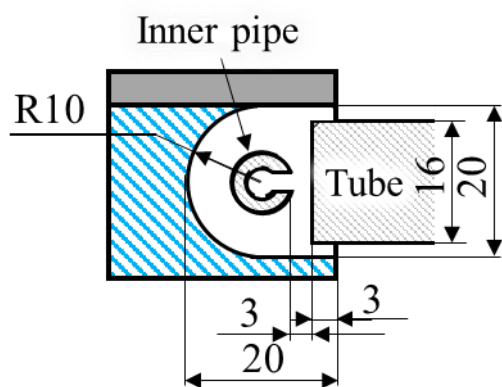
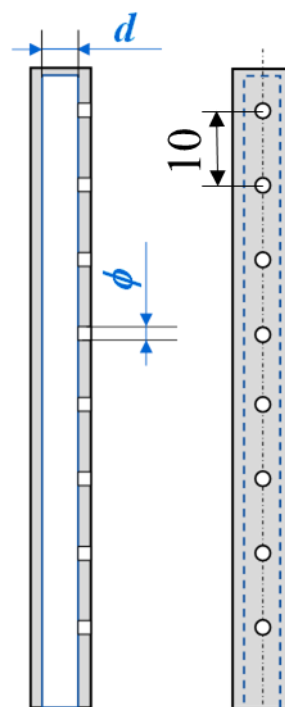


Fig 2-4 ヘッダ上面図



液相分配の均一性の観点からは
最適な仕様
外径8mm
内径 d 6mm
細孔径 ϕ 1.5mm

Fig 2-5 多孔内管詳細

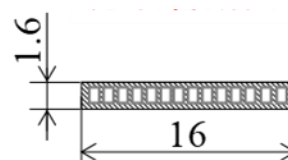


Fig 2-6 分岐管断面の詳細

2.4.2 加熱用標準流路

実機により近い条件で実験を行うために、分岐管の下面にヒーターを取り付け、加熱条件下での気液分配測定を行った。分岐管ヒーターの設置に伴い、断熱系の流路からいくつかの構造を変更した。Fig 2-7~10 に流路の構造とヘッダ詳細、ヘッダ上面図、分岐管の詳細を示す。実際の熱交換器に使用予定である、断面 $1.6\text{ mm} \times 20\text{ mm}$ の扁平チューブに $0.8\text{ mm} \times 0.5\text{ mm}$ の冷媒流路が 17 個設けられたアルミニウム製の扁平多穴管を分岐管に用いたため、流路は直径 22 mm 、高さ 84 mm の円筒状のヘッダとした。また、より実機に近い構造とするため分岐管の長さは 165 mm から 540 mm に変更した。なお、他の流路同様、ヘッダは透明ポリカーボネート製である。

また、分岐管の先端はヘッダ内へ突き出されており、その突き出し量は断熱用の標準流路では 10 mm (ヘッダ直径の半分)であったが、本研究ではヘッダ直径に合わせて 11 mm である。

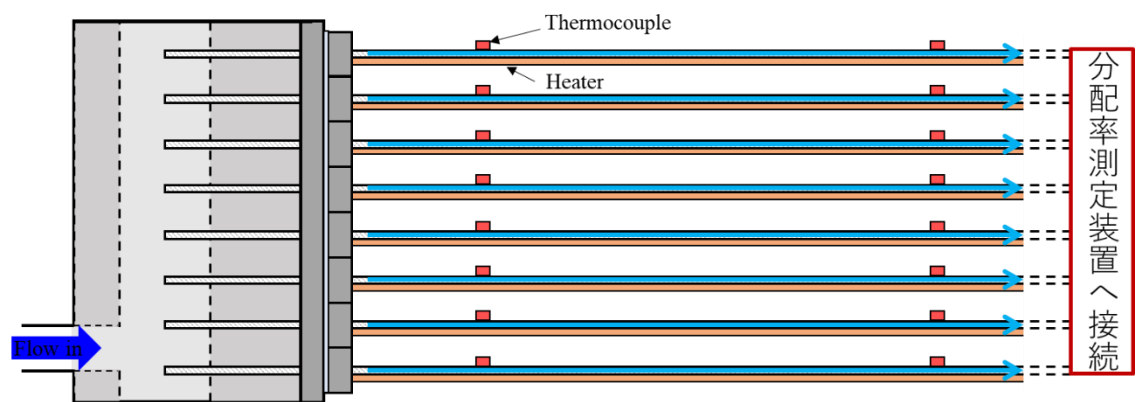


Fig 2-7 加熱用標準流路構造

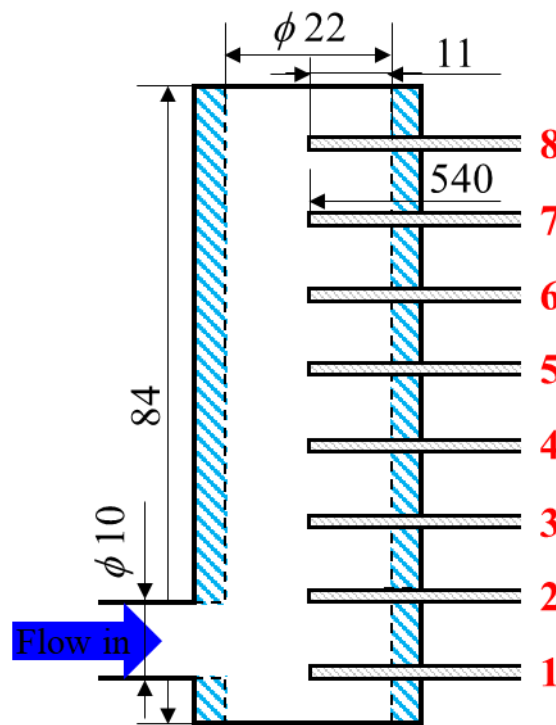


Fig 2-8 ヘッダ詳細

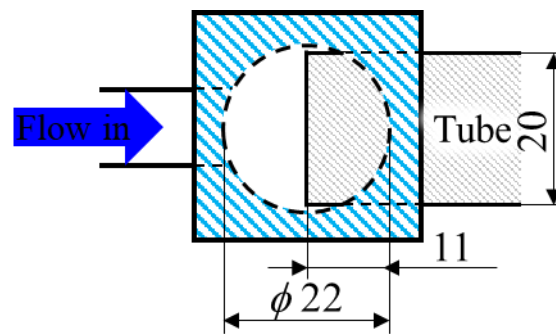


Fig 2-9 ヘッダ上面図

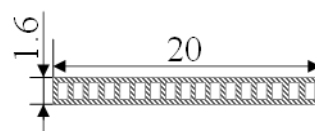


Fig 2-10 分岐管断面の詳細

2.4.3 加熱用内管設置流路

本研究では先行研究に引き続き、内管を設置する。下記のように内管を設置する流路の仕様が異なっているため、断熱用内管設置流路で最も液相分配の均一化が促進された内管の仕様が、加熱用流路においても同様の性能を発揮するとは限らない。そこで断熱条件において内管のパラメータをいくつか変化させて流動観察と気液分配測定実験を行うことで、液相分配の均一性に及ぼす影響について改めて検討した。内管のパラメータについては先行研究において最適であった外径 8mm、内径 6mm、細孔径 1.5mm×1 列を基準として、Table 2-20 のように内管の外径(すなわち細孔出口と分岐管入口との間の距離)、細孔径、細孔列数を変更しつつ試した。

次に加熱条件下において流動観察と気液分配測定実験を行うことで、多孔内管の効果に及ぼす冷媒蒸発の影響を定量的に把握した。Fig 2-11~15 に流路の構造とヘッダ詳細、ヘッダ上面図、内管、分岐管の詳細を示す。ヘッダは内管を挿入するために直径を加熱用標準流路の 22mm から 24mm に増加させた。

分岐管は加熱用標準流路に用いたものと同じであり、全長 540mm で 1.6mm×20mm の扁平断面を持ち、内部に 17 個の微細流路が設けられている。内管の細孔と分岐管の入口との間の距離を従来の研究と同じ 3mm に設定するために、分岐管先端をヘッダ内に 5mm 突き出した。なお、分岐管加熱用のヒーターについても加熱用標準流路と同じものを用いた。

Table 2-1 内管仕様一覧

| 外径 D | 内径 d | 細孔径 ϕ × 列数 |
|--------|--------|-------------------|
| 8 mm | 6 mm | ϕ 1.5mm × 1列 |
| 8 mm | 6 mm | ϕ 1.0mm × 1列 |
| 10 mm | 6 mm | ϕ 1.5mm × 1列 |
| 8 mm | 6 mm | ϕ 1.0mm × 2列 |
| 11 mm | 6 mm | ϕ 1.0mm × 2列 |

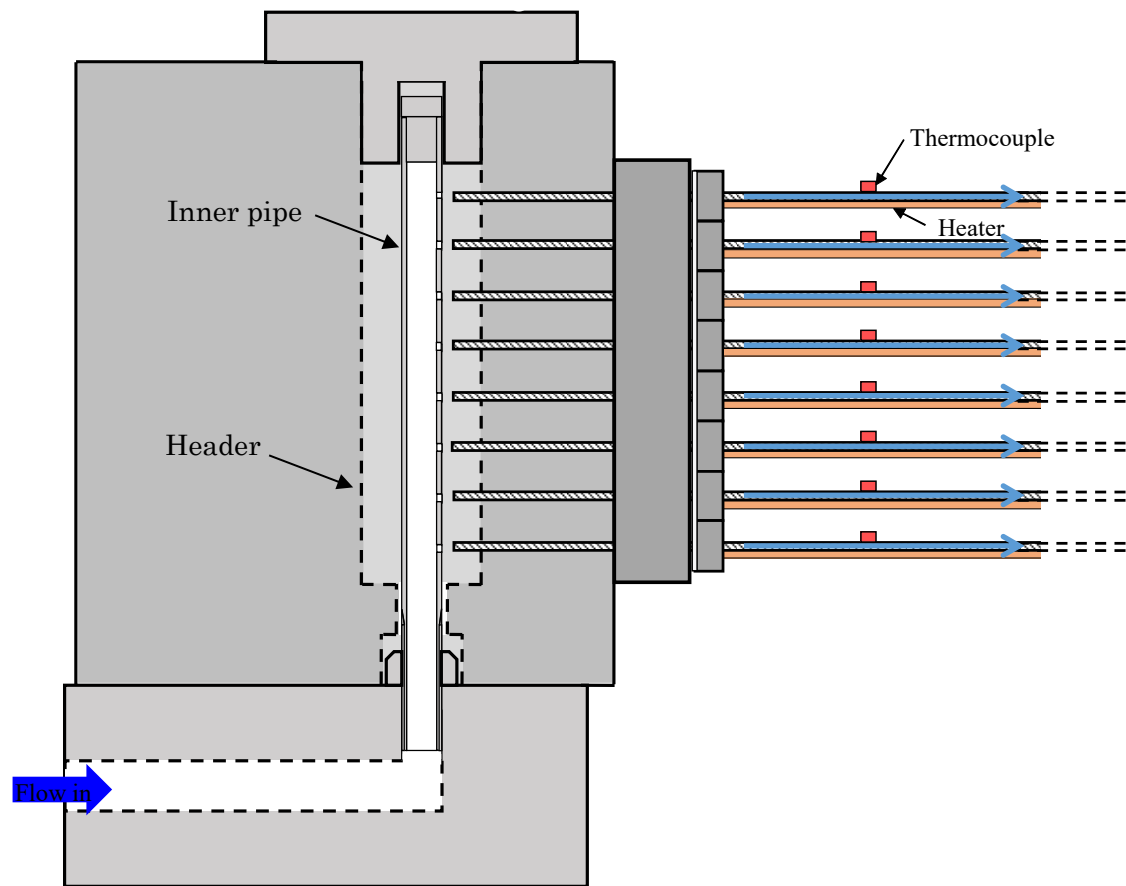


Fig 2-11 加熱用内管設置流路の構造

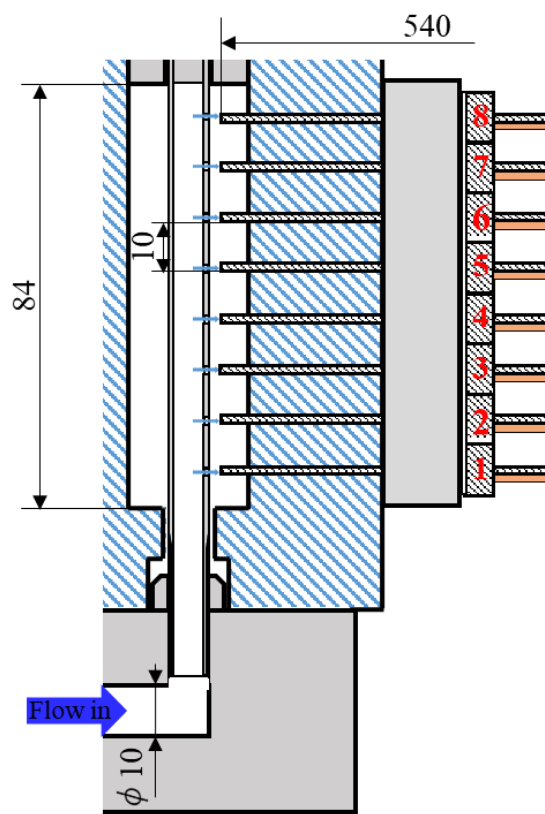


Fig 2-12 ヘッド詳細

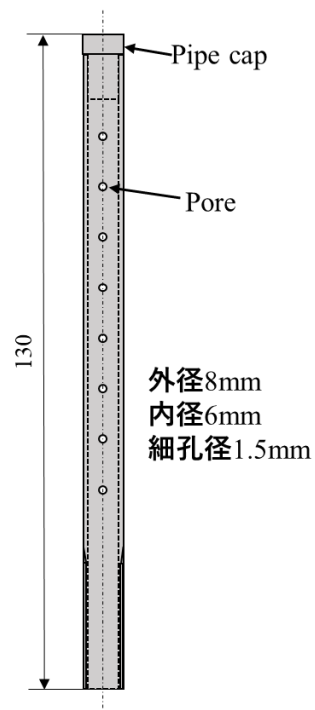


Fig 2-14 多孔内管詳細
(標準内管)

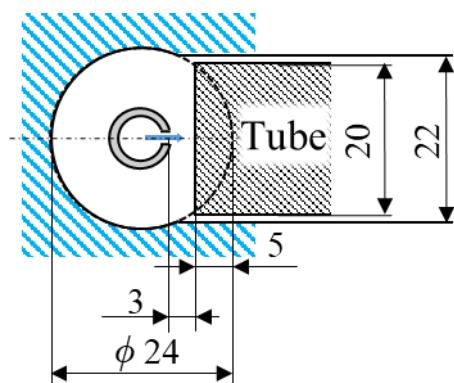


Fig 2-13 ヘッド上面図

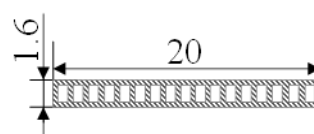


Fig 2-15 分岐管断面の詳細

2.5 分岐管加熱用ヒーターの詳細

Fig 2-16 に分岐管上面図, Fig 2-17 に分岐管下面図, Fig 2-18 にヒーター一部側面拡大図を示す.

ヒーター本体の破損を防ぐため, Fig 2-16 のように分岐管上面には等間隔で4箇所T型熱電対を設置し, 分岐管壁面温度を測定した. 後述のようにこの温度は分岐管内の冷媒温度に一致していた.

Fig 2-17 の赤色で示した部分が10 mm×10 mmの銅板の電極部で, これらは各分岐管の両端に設置し, 表面にリード線をはんだ付けした. ヒーターはこの電極部から, 灰色で示した長さ400 mm, 幅12.7 mm, 厚さ5 μ mのステンレス箔に通電し発熱する. その熱は紺色で示した長さ440 mm, 幅20 mm, 厚さ0.09 mmの銅箔テープによって分岐管の両端までさらに伝熱させ分岐管を加熱する. また, 短絡や電解腐食などを防ぐため, 各材料間には絶縁体である厚さ0.05 mmのカプトンテープを覆うように貼る構造とした. なお, 各分岐管上面と側面およびヒーター表面は断熱材で覆った.

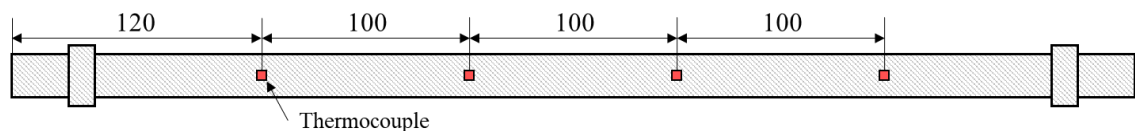


Fig 2-16 分岐管上面図

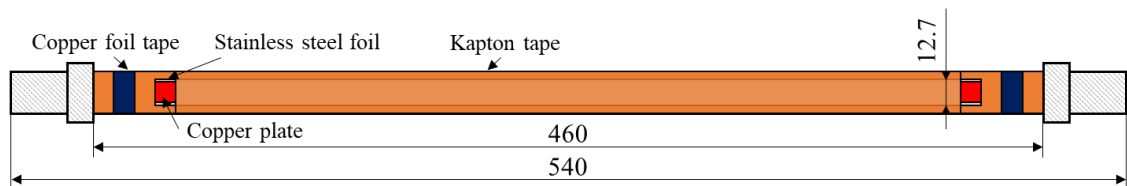


Fig 2-17 分岐管下面図

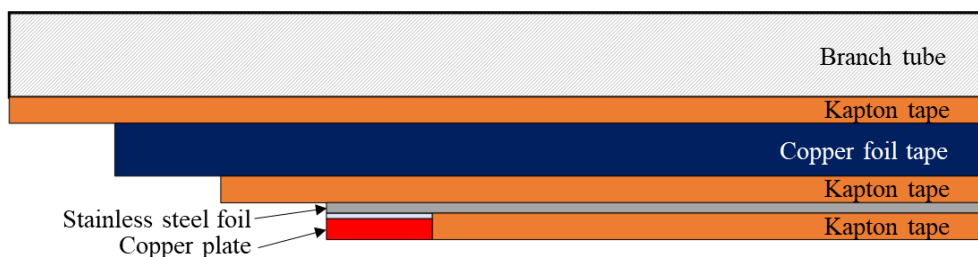


Fig 2-18 ヒーター一部側面拡大図

分岐管加熱用ヒーター投入電力

各分岐管加熱用ヒーターの抵抗値，トランスに加えた電圧値を Table 2-21~26 に示す．以下のように，印加電圧を決定しトランスによって熱負荷を変化させる．また，トランスは各分岐管のヒーターに対して 1 台接続されているため，合計で 8 台のトランスを使用した．

Table 2-21 分岐管加熱用ヒーター抵抗値

| 分岐管番号 [-] | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| 抵抗値 [Ω] | 5.32 | 5.26 | 5.44 | 5.43 | 5.47 | 5.48 | 5.47 | 5.37 |

Table 2-22 熱負荷 20 W の印加電圧

| トランス番号 [-] | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|------------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| 印加電圧 [V] | 10.7 | 10.4 | 10.5 | 10.4 | 10.5 | 10.4 | 10.3 | 10.1 |

Table 2-23 熱負荷 40 W の印加電圧

| トランス番号 [-] | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|------------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| 印加電圧 [V] | 14.6 | 14.5 | 14.9 | 14.8 | 14.6 | 14.7 | 14.7 | 14.5 |

Table 2-24 熱負荷 60 W の印加電圧

| トランス番号 [-] | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|------------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| 印加電圧 [V] | 18.0 | 18.0 | 18.2 | 18.2 | 18.1 | 18.1 | 18.1 | 17.8 |

Table 2-25 熱負荷 80 W の印加電圧

| トランス番号 [-] | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|------------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| 印加電圧 [V] | 20.7 | 20.7 | 20.8 | 20.9 | 20.8 | 21.0 | 21.2 | 20.9 |

Table 2-26 熱負荷 100 W の印加電圧

| トランス番号 [-] | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|------------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| 印加電圧 [V] | 23.2 | 23.3 | 23.6 | 23.4 | 23.6 | 23.4 | 23.6 | 23.5 |

2.6 実験条件

試験流路入口の冷媒質量流量及びクオリティを Table 2-27 に示す．試験流路入口における冷媒飽和温度は実機の条件を参考に 10.0～15.0 °C (圧力 1.09～1.26 MPa) とした．大型の業務用エアコンでは熱交換器のユニットを直列に接続することがある．1 台目のユニットは膨張弁のすぐ下流に置かれるため、冷媒はクオリティが低い状態で熱交換器の入口に流入する．一方 2 台目のユニットは 1 台目のユニットのすぐ下流に接続されるので、2 台目の熱交換器に流入する時点でのクオリティは、1 台目に流入する時点のクオリティより高くなっている．そのためクオリティの条件は 0.2 と 0.6 を設けた．

Table 2-27 実験条件

| Quality x [-] | Mass flow rate M [kg/h] | | |
|-----------------|---------------------------|----|----|
| 0.2 | 20 | 35 | 50 |
| 0.6 | 20 | 35 | 50 |

2.7 実験手順

実験は以下の手順で行った．

準備


1. 実験用空調機を作動させ、冷媒を循環させて暖気運転を 15 分間行う．
2. 分岐管出口の三方弁は全て Fig2-1 の Tank1 側を開く．
3. 暖気運転を十分に行った後、圧縮機回転数、膨張弁開度、凝縮器ファン回転数、ヒーター投入熱量の制御により、目標の冷媒入口条件に近づける．
4. 加熱条件で実験を行う場合は、各分岐管を加熱するため、トランスで投入電力を制御する．
5. 流量計の上流に設置したサイトグラスより、冷媒の状態を確認する．冷媒の過冷却が不十分な場合には過冷却器を作動させ、十分に過冷却を行ってから 3 からの手順を繰り返す．

実験

1. データロガーの値から目標の冷媒入口条件に設定できたことを確認する．また流量計上流に設置したサイトグラスより冷媒の完全な液化を確認する．
2. 分配率測定のため、対象となる分岐管出口の三方弁を順々に切り替えていく．データロガーの記録を開始し、温度、圧力、電圧、電力などの各パラメータの記録をするとともにカメラを作動させて各位置における冷媒流動の撮影を行う．

第3章

内管設置流路 断熱条件における実験結果と考察



- 3.1 はじめに
- 3.2 加熱用標準流路との比較 (断熱条件)
- 3.3 従来型内管流路との比較 (断熱条件)
- 3.4 内管の仕様の検討
 - 3.4.1 細孔径の影響
 - 3.4.2 細孔 - 分岐管間距離の影響
 - 3.4.3 細孔列数の影響
 - 3.4.4 液相分配の均一性評価
 - 3.4.5 内管の圧力損失

3.1 はじめに

本研究では、パラレルフロー型熱交換器をモデル化した多分岐管内の気液二相冷媒流動について、流動特性の解明と気液分配の均一化を目的とし、断熱条件下で流れの可視化観察と気液分配量の測定を行った。実験には業務用エアコンユニットを用い、冷媒はユニットに合わせて R-410A とした。流路姿勢垂直ヘッダ／水平分岐管において実験を実施した。

これまでの冷媒気液二相分配の研究では、内管を設置しない標準的な流路で気液分配特性を求めた結果、蒸発器の性能を支配する液相分配はヘッダ下部の分岐管に偏る一方で、上部の分岐管には分配されにくく、この傾向は高クオリティで著しくなることを見出した。本研究では上部の分岐管への液相分配量を増加させるとともに液相分配の下部への偏りを改善し、より均一な分配を目指すため、これまで内管分流方式を適用してきた^{(47) (51)}。これは気液分配の向上を図るための手法の1つで、流入側ヘッダ内に多数の細孔を設けた内管（多孔内管）を挿入し、冷媒をこの内管を通して供給することで細孔から分岐管入口に噴出させる手法である。この手法ではヘッダサイズと独立して内管径を設定できるため、より高い位置の分岐管にも冷媒を供給できると期待される。先行研究では多孔内管の効果について、ヘッダ内の流動観察に基づく定性的な評価⁽⁵¹⁾に加え、各分岐管への気液分配量測定に基づく定量的な評価⁽⁴⁷⁾も実施してきた。しかし、これらはいずれも断熱系における実験であり、実機の熱交換器においては、加熱により分岐管内で冷媒蒸発が生じることで圧力損失が増大し気液分配率に変化が生じると考えられるため、加熱条件下での気液分配特性の把握も重要になる。しかし、今回の加熱用内管流路は断熱用内管流路と比べ、より実機に近い仕様に変更されておりヘッダ断面積、分岐管の幅と長さが大きく異なっている。そのため、加熱条件に先行して断熱条件において実験を行い、ヘッダ断面寸法や分岐管の幅と長さが異なっても、先行研究と同様に内管設置による効果が得られるか調べた。なお、本研究では冷媒蒸発器への応用を念頭に置き、特に液相分配について着目する。

3.2 加熱用標準流路との比較 (断熱条件)

本節では加熱用内管流路における断熱条件下での流入側ヘッダ内の流動と気液分配率について、内管を設置しない加熱用標準流路における結果と比較し、本実験で用いた多孔内管の有効性について確認する。

Fig 3-1 に本実験に用いた加熱用内管設置流路の流入側ヘッダの詳細を、加熱用標準流路のヘッダと比較して示す。図の左側が標準流路、右側が内管設置流路のヘッダ構造であり、内管と分岐管の仕様も合わせて示した。

多孔内管は先行研究⁽⁴⁷⁾において最も高い効果が得られた外径 8mm、内径 $d = 6\text{mm}$ 、細孔径 $\phi = 1.5\text{mm} \times 1$ 列のものを最初を使用した。なお、先行研究の内管流路は加熱用内管流路と比較するとヘッダ寸法、分岐管長さ、分岐管幅が異なるため、これらの差異が気液分配に及ぼす影響については 3.3 で述べる。

内管の細孔出口と分岐管の入口との間の距離を従来の研究と同じ 3mm に設定するために、加熱用内管設置流路では分岐管先端をヘッダ内に 5mm 突き出した。

実験条件は従来と同様に、ヘッダ入口における冷媒クオリティ $x = 0.2, 0.6$ 、冷媒質量流量 $M = 20, 35, 50 \text{ kg/h}$ と設定した。

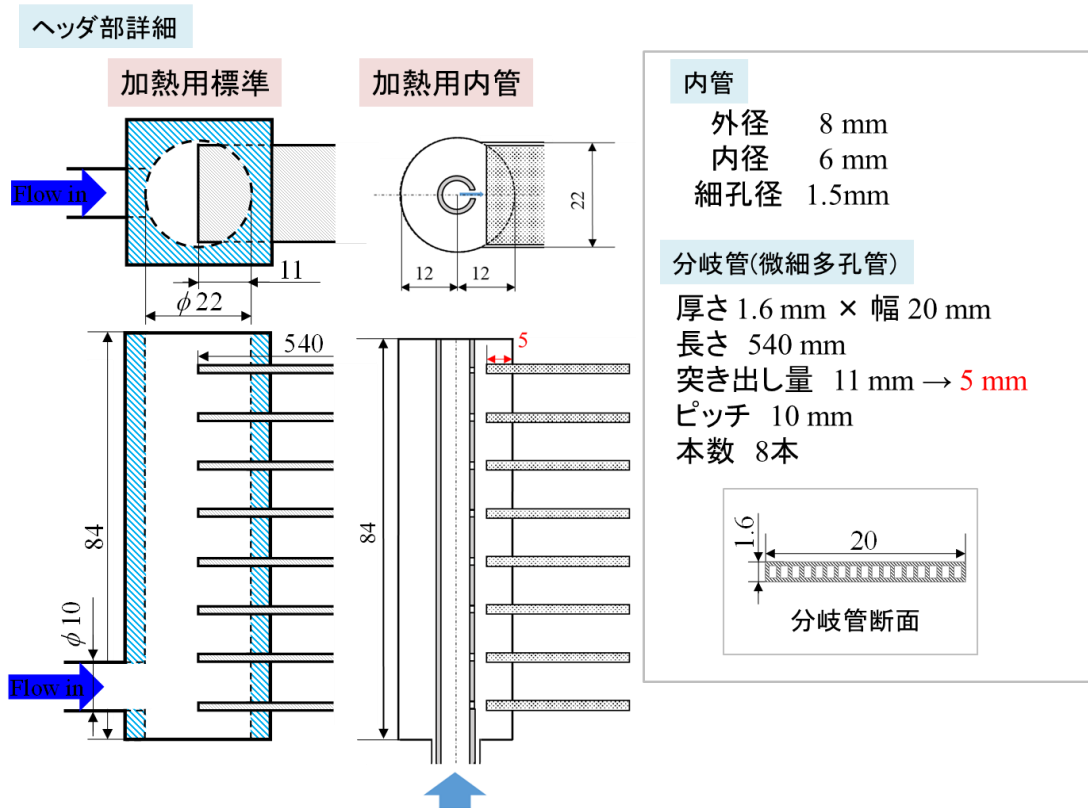


Fig 3-1 加熱用標準流路と加熱用内管流路のヘッダ構造の比較

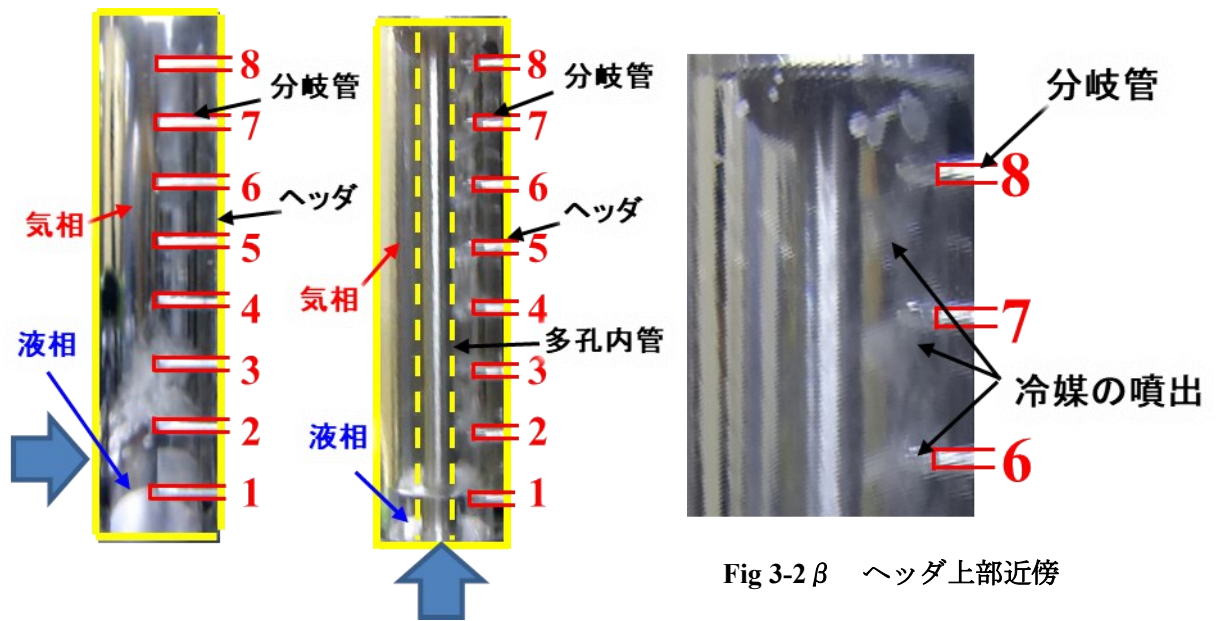
流動の可視化・気液分配率の測定結果

Fig 3-2~7 にヘッダ内流動の可視化結果, Fig 3-8~13 には加熱用標準流路と加熱用内管流路で測定された気液分配率の結果を比較して示す. 可視化結果の黄色の実線がヘッダの輪郭, 黄色の破線が内管の外壁, 赤色の線が分岐管の輪郭, 赤色の数字は分岐管番号, 矢印は冷媒の流入方向と流入位置を示す. Fig 3-8~13 はハッチングが標準流路, 塗り潰しが内管設置流路における結果である.

Fig 3-2~7 の可視化観察においてはこれまでの研究結果と同様に, 多孔内管を用いた場合, 何れの条件においても全ての細孔から液相が噴出する様子が観察された. そのため, 液相は標準流路では到達しなかった上部の分岐管にも分配されている. Fig 3-2 β では, 視差によって多少位置がずれて見えるが, ヘッダ上部近傍の内管からも液冷媒が噴出する様子が確認できる.

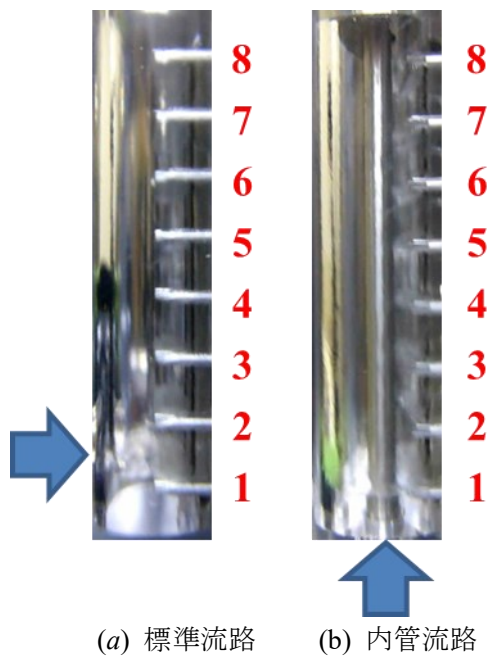
Fig 3-8~13 の液相分配の傾向についてもこれまでの研究結果と同様であり, 内管設置流路においては標準流路に比べて第 1 分岐管への過剰な液相分配が抑制されるとともに, 標準流路では液相が分配されなかった上部の分岐管にも有意な量の液相が分配されており, 液相分配の均一性は全般に高まっていることが分かる. しかし, Fig 3-9,11,13 の高クオリティ条件では, 内管設置流路における第 1 分岐管への液相分配率は 50%程度の値を示しており, この分岐管への過剰な液相分配は十分には解消されていない. また, 高クオリティ条件では内管設置流路における液相分配率は第 3, 4 分岐管で極小値を示し, さらに上部の分岐管で増大する傾向が認められる. この液相分配率の分布傾向は, $x=0.6$ の場合, 多孔内管内の冷媒速度が過大であることを示唆している. 一方, $x=0.2$ ではこのような傾向は顕著には認められず, 多孔内管内の冷媒速度 (すなわち内管の内径) が適切な値に設定されているものと考えられる.

冷媒質量流量 M が液相分配の分布に及ぼす影響については, Fig 3-8~13 をみると標準流路の方が内管流路よりも影響が大きい. これは標準流路では, M の増大に伴って液相の流量も増大し, ヘッダ内を上昇する液相の速度が大きくなることで, 上部の分岐管にも液相が達し, 液相が分配されるようになるためだと考えられる. 一方, 内管流路では管内径がヘッダ径よりも小さいため, いずれの M においても液相は最上部の細孔に達する. そのため, 標準流路に比べて冷媒流量の影響が現れにくいと考えられる.



(a) 標準流路 (b) 内管流路

Fig 3-2 α ヘッダ内流動比較
 $M = 20 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$



(a) 標準流路 (b) 内管流路

Fig 3-3 ヘッダ内流動比較
 $M = 20 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$

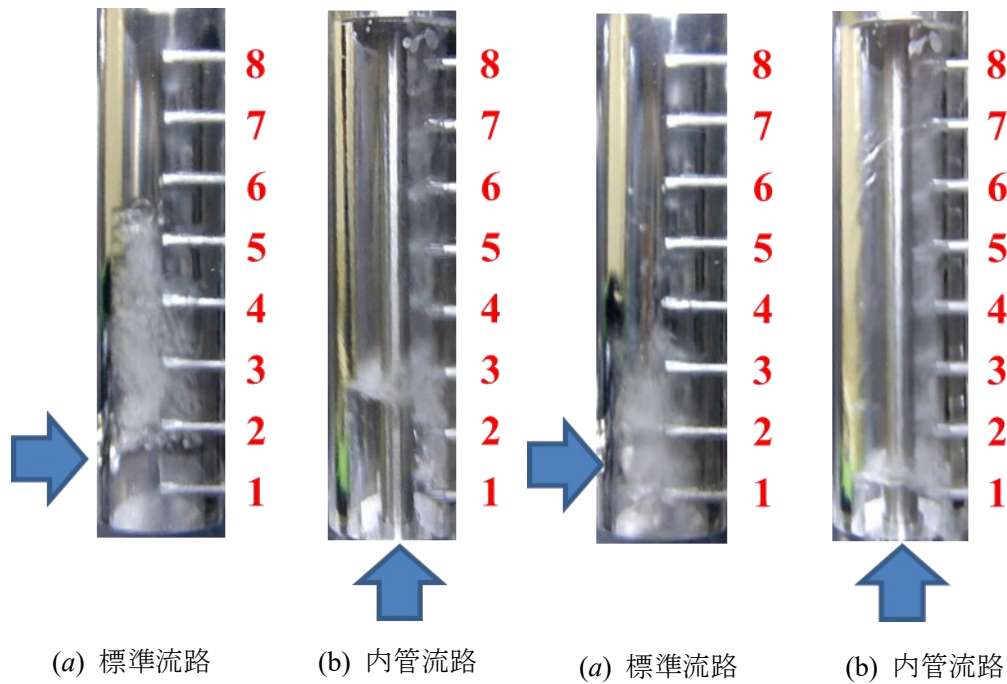


Fig 3-4 ヘッダ内流動比較
 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$

Fig 3-5 ヘッダ内流動比較
 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$

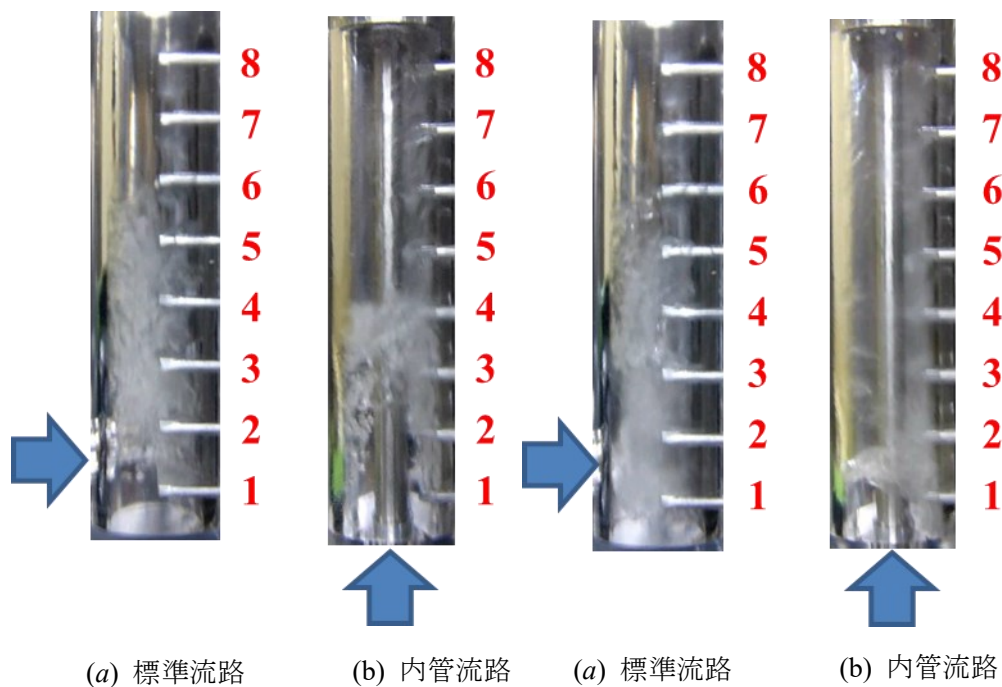


Fig 3-6 ヘッダ内流動比較
 $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$

Fig 3-7 ヘッダ内流動比較
 $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$

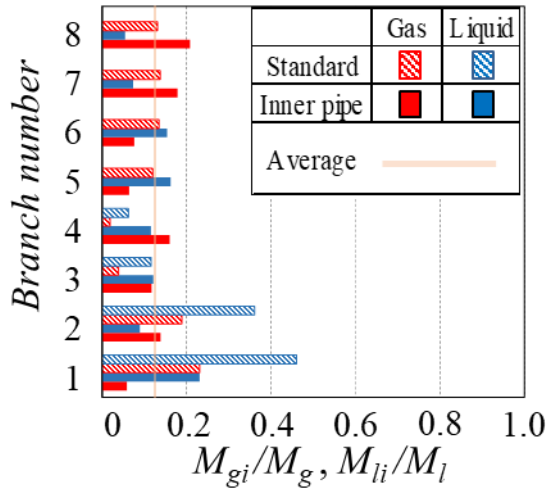


Fig 3-8 気液分配率比較
 $M = 20 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$

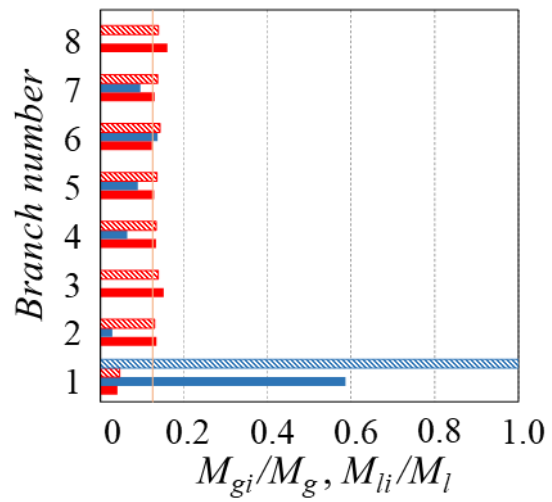


Fig 3-9 気液分配率比較
 $M = 20 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$

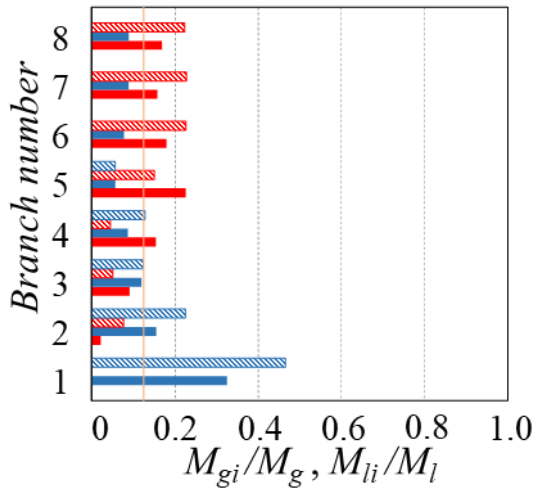


Fig 3-10 気液分配率比較
 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$

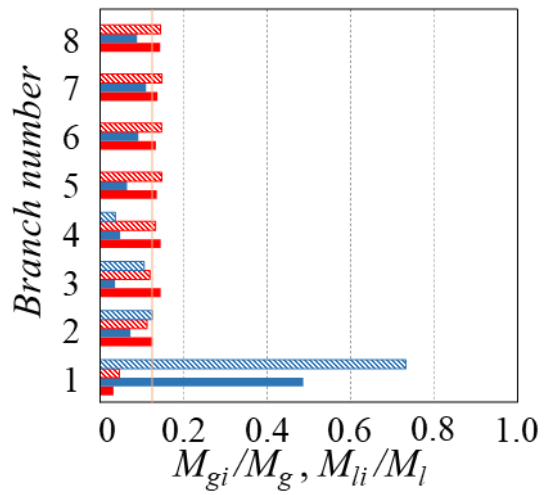


Fig 3-11 気液分配率比較
 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$

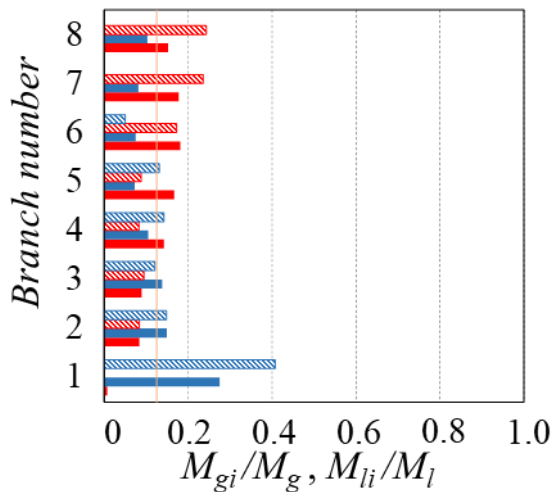


Fig 3-12 気液分配率比較
 $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$

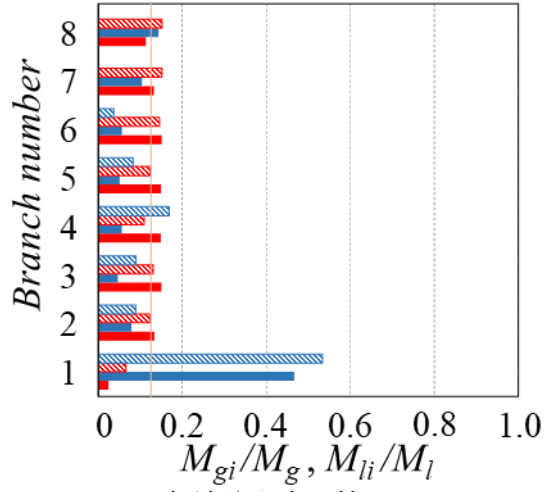


Fig 3-13 気液分配率比較
 $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$

液相分配の均一性評価

液相分配の均一性を定量的に評価するため、液相分配率の標準偏差を算出した。この値が小さいほど、液相分配の均一性が高いと見なすことができる。Fig 3-14 に両流路における液相分配率 M_{li}/M_l ($i=1\sim 8$)の標準偏差 σ_l を比較して示す。

冷媒質量流量 M の増大が σ_l に及ぼす影響は、標準流路のほうが大きいと言える。これは流動の可視化・気液分配率の測定結果でも述べたように、標準流路では、 M の増大に伴って液相の流量も増大し、ヘッダ内を上昇する液相の速度が大きくなることで、上部の分岐管にも液相が分配されるようになるためだと考えられる。

両流路ともにクオリティ x の増大に伴って均一性は悪化している。これはヘッダに流入する液相流量が減少するためだと考えられる。

内管設置流路における σ_l は全条件において標準流路における σ_l よりも低い値を示しており、この結果からも多孔内管を用いた冷媒供給方法が液相分配の均一性向上に有効であることが分かる。しかし、内管設置流路においても $x=0.6$ における σ_l は $x=0.2$ での値に比べて高く、上述のように高クオリティ条件では第1分岐管への過大な液相分配が抑制しきれず、液相分配の均一性が不十分であることがあらためて確認される。

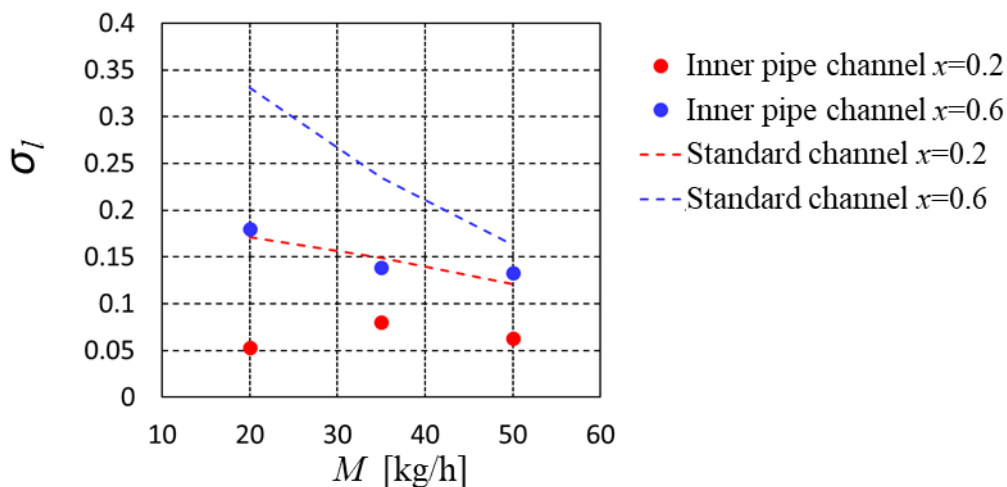


Fig 3-14 液相分配率の標準偏差の比較

3.3 従来型内管流路との比較 (断熱条件)

次に、先行研究⁽⁴⁷⁾で使用した内管設置流路（従来型内管流路）と本研究で使用した加熱用内管流路におけるヘッダ内の流動と気液分配率を比較する。Fig 3-15 に両内管設置流路の流入側ヘッダの構造を比較して示す。本流路は従来型流路に比べてヘッダ断面形状が異なり、断面積も約 20%増加している。また、分岐管も従来型流路では断面 $1.6\text{mm} \times 16\text{mm}$ 、長さ 165mm であったのに対し、本流路では断面 $1.6\text{mm} \times 20\text{mm}$ 、長さ 540mm 、微細流路の数も 14 個から 17 個に増加し、より実機に近い仕様となっている。内管表面と分岐管入口との間の間隙は 3mm で統一されている。このようにベースとなる流路の仕様が異なった条件で、多孔内管による液相分配の均一化効果を比較する。先述のように本研究では内管に設けた細孔と分岐管入口との距離を先行研究の流路と同じ 3mm とするために、多孔内管には外径 8mm のステンレス管を用いた。内管の内径は冷媒の速度とそれに伴う到達高さに支配的な影響を及ぼす。今回のヘッド高さは過去の研究とほぼ等しいため、過去の実験の最適値である内径 6mm に決定した。細孔系は先行研究で最も液相分配の均一性が高かった 1.5mm とした。

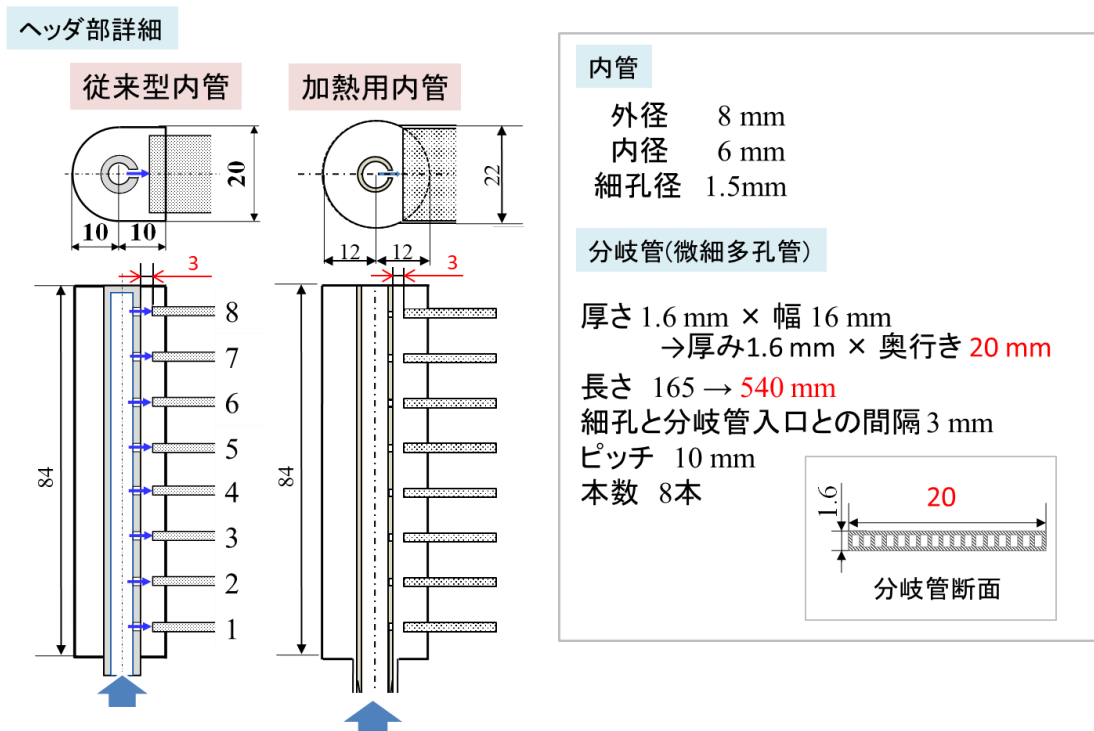


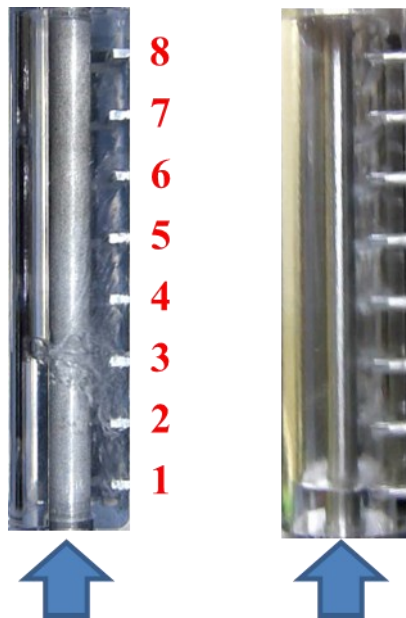
Fig 3-15 従来型内管流路と加熱用内管流路のヘッダ構造の比較

流動の可視化・気液分配率の測定結果

Fig 3-16~21 にヘッダ内流動の可視化結果，Fig 3-22~27 には従来型内管流路と加熱用内管流路で測定された気液分配率の結果を比較して示す．気液分配率はハッチングが加熱用内管流路，塗り潰しが従来型内管流路における結果である．

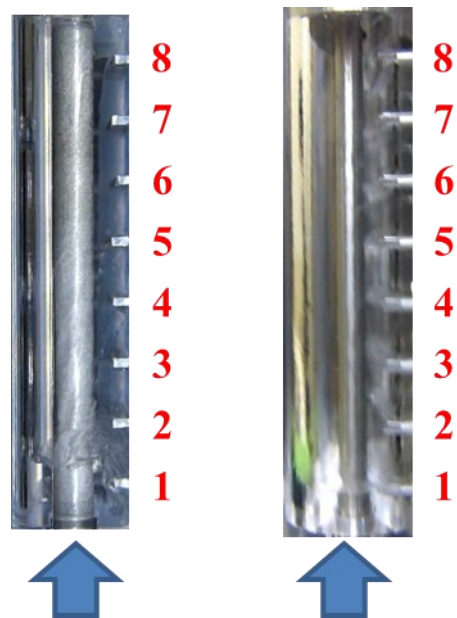
Fig 3-16~21 の両流路における流入側ヘッダ内の流れを比較すると，いずれの流路においても全ての細孔から冷媒の噴出が確認されるとともに，ヘッダ底部には液冷媒の滞留が認められる．この滞留している冷媒の液面高さは加熱用流路の方がやや低く，とくに $x = 0.2$ でその傾向がより顕著である．これは加熱用流路のヘッダ断面積が従来型流路のものより大きくなったことで，同じ体積の液相が滞留しても液位が低くなったためと考えられる．

Fig 3-22~27 の気液分配率も定性的には両流路とも類似な分布傾向を示すが，詳細に比較すると $M = 20 \text{ kg/h}$ ， $x = 0.2$ の条件を除いては加熱用流路の方が第1分岐管における液相分配率が若干高くなり，第2~4分岐管における液相分配率は逆に低くなる傾向が認められる．これは，加熱用流路ではヘッダ下部に滞留する液相の液面位置が下がり，液溜まりから第2~4分岐管に流入する液相の量が減少したためと考えられる．



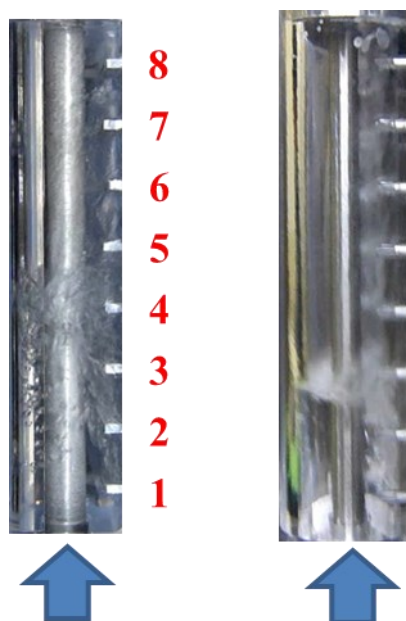
(a) 従来型内管流路 (b) 加熱用内管流路

Fig 3-16 ヘッダ内流動比較
 $M = 20 \text{ kg/h}$ ， $x = 0.2$



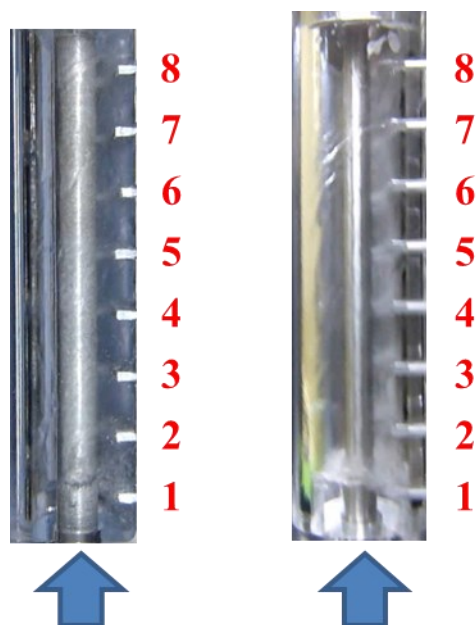
(a) 従来型内管流路 (b) 加熱用内管流路

Fig 3-17 ヘッダ内流動比較
 $M = 20 \text{ kg/h}$ ， $x = 0.6$



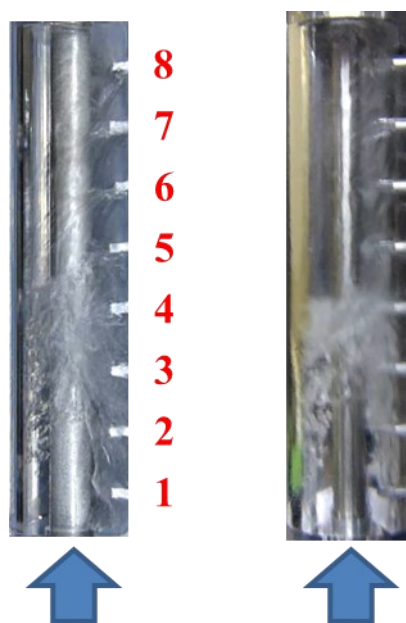
(a) 従来型内管流路 (b) 加熱用内管流路

Fig 3-18 ヘッダ内流動比較
 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$



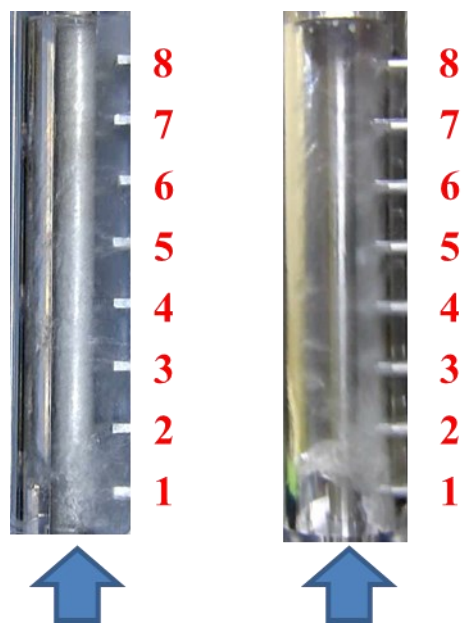
(a) 従来型内管流路 (b) 加熱用内管流路

Fig 3-19 ヘッダ内流動比較
 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$



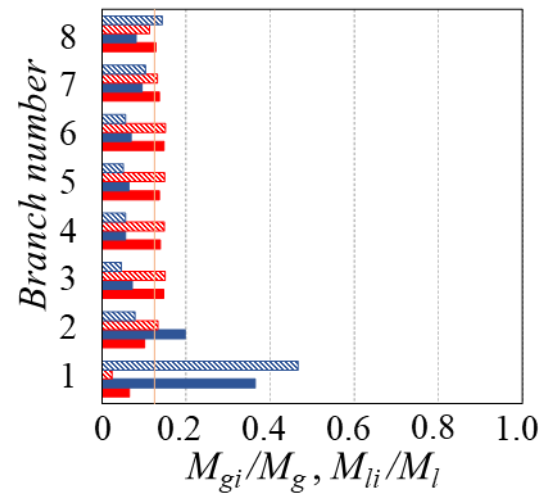
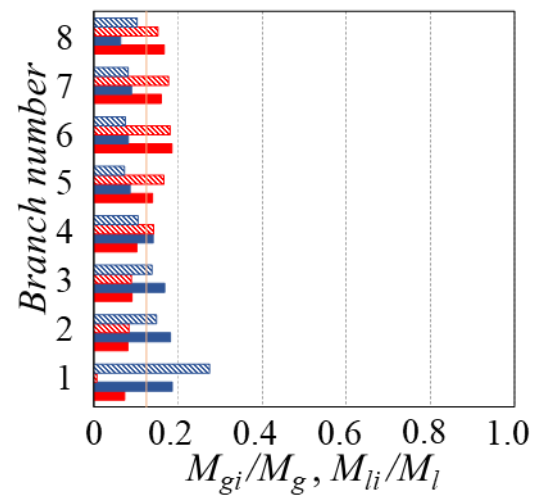
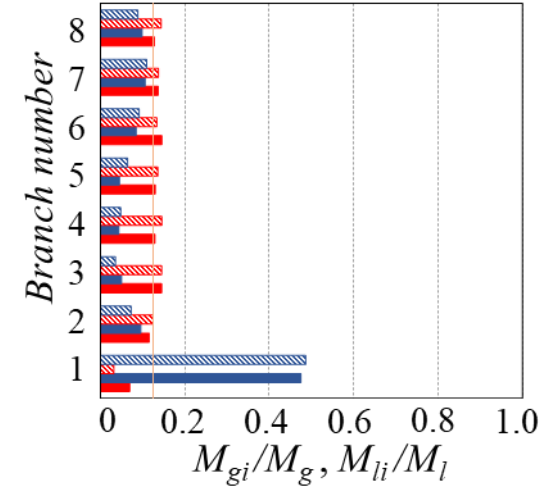
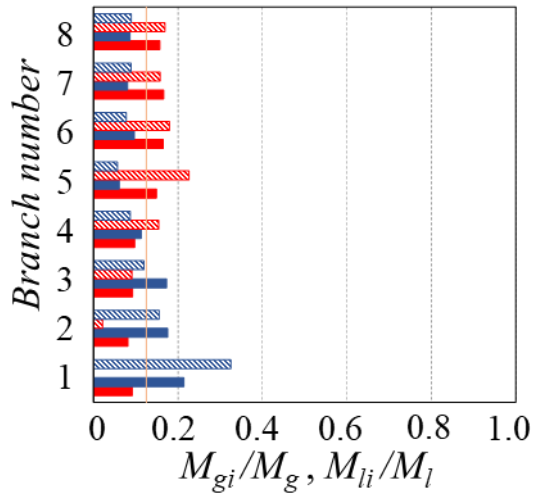
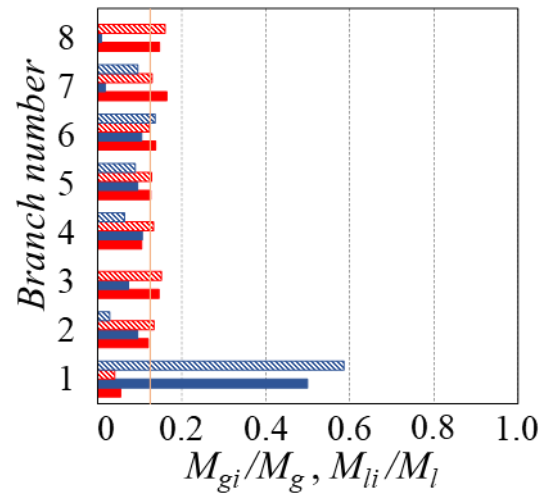
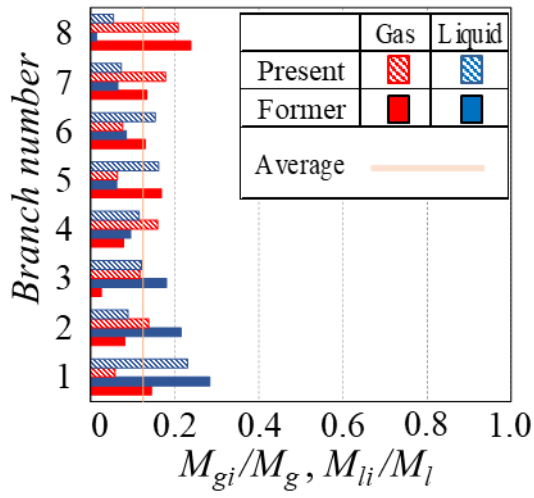
(a) 従来型内管流路 (b) 加熱用内管流路

Fig 3-20 ヘッダ内流動比較
 $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$



(a) 従来型内管流路 (b) 加熱用内管流路

Fig 3-21 ヘッダ内流動比較
 $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$



液相分配の均一性評価

Fig 3-28 に液相分配率の標準偏差 σ_l の冷媒循環量 M に対する変化を示す。加熱用内管流路と従来型内管流路の σ_l は記号、内管を設置しない加熱用標準流路の σ_l は破線で示した。

まずは記号で示した2つの内管流路について比較する。 σ_l の M と x に対する依存性は両流路とも同じであるが、定量的には上述のように加熱用内管流路では従来型内管流路に比べて、ヘッダ内径の増加に伴う液溜まり高さの減少により、第2～第4分岐管での液相分配が減少するため、 σ_l の値は従来型内管流路よりも若干高くなる（すなわち液相分配の均一性が若干悪化する）傾向が認められる。

次に記号で示した2つの内管流路と破線で示した加熱用標準流路（内管なし）を比較する。記号同士、すなわち2つの内管流路の差は、多孔内管の有無による σ_l の差に比べると十分小さく、基本となる流路の仕様が異なっても多孔内管による冷媒供給方法は液相分配の均一性向上に有効である。

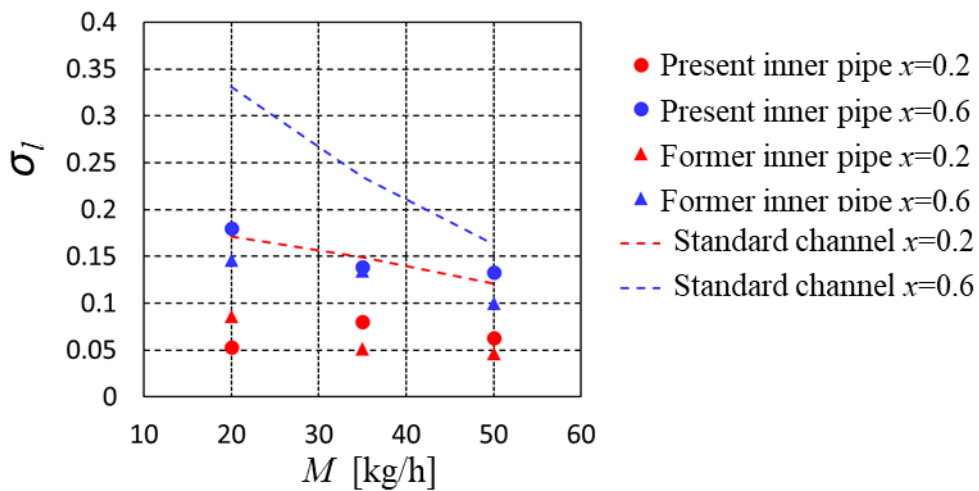


Fig 3-28 液相分配率の標準偏差の比較

3.4 内管の仕様の検討

上述のように多孔内管を用いることで液相分配の均一性は標準流路よりも向上するが、とくに高クオリティの場合に最下部の第1分岐管に液相分配が偏る傾向は解消されないということが改めて確認された。先行研究においては、この分岐管に液相が多く分配される要因として以下の三つを挙げ、仕様の検討を行っていた⁽⁴⁷⁾。

① 各細孔から噴出した液冷媒のうち、分岐管に流入しなかった分がヘッダ内を流下して底部に貯まり第1分岐管に流入する。

② 第1分岐管に対向した細孔から噴出した液冷媒が直接第1分岐管に流入する。

③ ②の流れがヘッダ底部に貯まった液冷媒を巻き込み、一緒に第1分岐管へ流入する。そのため、本研究においてもこれらの改善を主眼において検討を行う。

先行研究において最適な仕様であった外径 $D = 8\text{mm}$ 、内径 $d = 6\text{mm}$ 、細孔径 $\phi 1.5\text{mm}$ 、細孔1列の内管（以下、標準内管と称す）を基準として Case1 から Case4 まで内管の仕様を変化させて検討を行った。仕様の一覧については Table 3-1、各仕様の内管と分岐管の位置関係については Fig3-29~33 に示す。

Case1 では細孔径を 1.5mm から 1.0mm に小径化した内管を用いた。なお、他の仕様は標準内管と同じである。細孔を小径化することで細孔通過時の圧力損失が増加するため冷媒噴出量が大きいと推定される下部の細孔からの噴出量が抑制され、その分上部の細孔からの噴出量が増加することが期待される。先行研究においては細孔径を 2mm から 1.5mm に小径化することで液相分配の均一性が向上することが確認されていたため、さらに小径化を行った。

Case2 では外径を 8mm から 10mm に大径化した内管を用いた。他の仕様は標準内管と同じである。外径を大径化することで内管の細孔出口と分岐管の入口との間の距離 L が 3mm から 2mm へと近づく。距離 L が近づくことで細孔から噴出する液冷媒が分岐管入口に到達しやすくなり、より多くの液冷媒が分岐管に流入することが期待される。

Case3 では細孔を2列に配し、細孔径は 1.0mm とした。内径と外径は標準内管と同じである。2列の細孔の開き角度は 70° である。この角度で噴出した冷媒が分岐管の端から $1/4$ の位置に衝突することで、理想的には一方の細孔で分岐管の $1/2$ の幅をカバーするようになっている。2列にすることで各細孔から噴出した液冷媒が水平方向に広がり、より多くの冷媒流路に流入しやすくなると考えられる。細孔を2列に配す仕様については先行研究においても検討済みであり、液相分配のプロファイルに対して大きな影響はなかった。しかし、先行研究においては細孔径が 1.5mm であり、2列の細孔を持つ内管としては径が過大なために、とくに上部の分岐管において冷媒噴出速度が不十分であったと考えられる。そこで本研究では細孔径を小径化した。細孔径の選定にあたっては細孔の面積の合計を勘案し、標準内管の細孔径 $1.5\text{mm} \times 1$ 列の場合と細孔の面積の合計に近い、細孔径 $1.0\text{mm} \times 2$ 列の形状とした。この仕様では細孔と分岐管入口との距離 L は 4.5mm である。

Case4 では Case3 において細孔出口と分岐管入口の距離 L が 4.5mm となり過大である可能性が考えられたため、これを改善するために外径を 11mm とし、距離 L が標準内管と等しい 3mm となるようにした。

Table 3-1 内管の仕様一覧

| 名称 | 外径 D | 内径 d | 細孔径 $\phi \times$ 列数 | 距離 L |
|-------|--------|--------|--------------------------|--------|
| 標準内管 | 8 mm | 6 mm | ϕ 1.5mm \times 1列 | 3 mm |
| Case1 | 8 mm | 6 mm | ϕ 1.0mm \times 1列 | 3 mm |
| Case2 | 10 mm | 6 mm | ϕ 1.5mm \times 1列 | 2 mm |
| Case3 | 8 mm | 6 mm | ϕ 1.0mm \times 2列 | 4.5 mm |
| Case4 | 11 mm | 6 mm | ϕ 1.0mm \times 2列 | 3 mm |

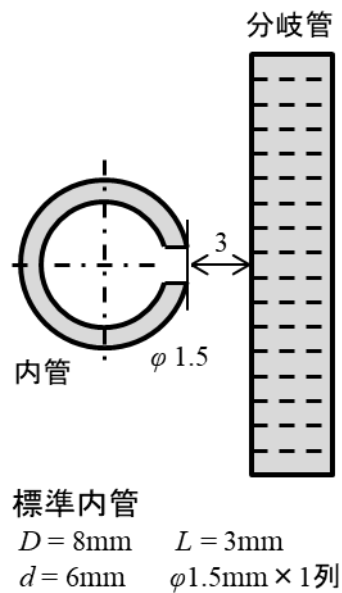


Fig 3-29 標準内管の内管 (断面図)

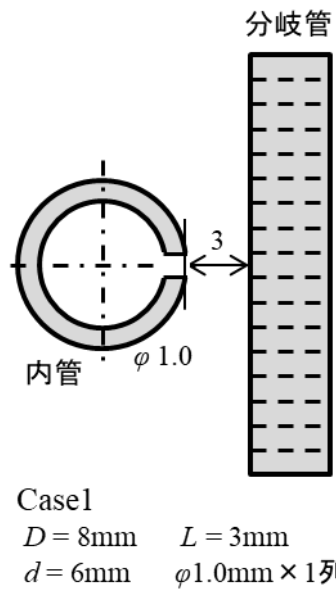


Fig 3-30 Case1 の内管 (断面図)

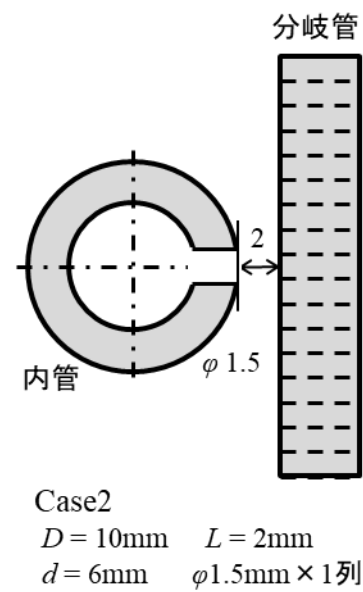


Fig 3-31 Case2 の内管 (断面図)

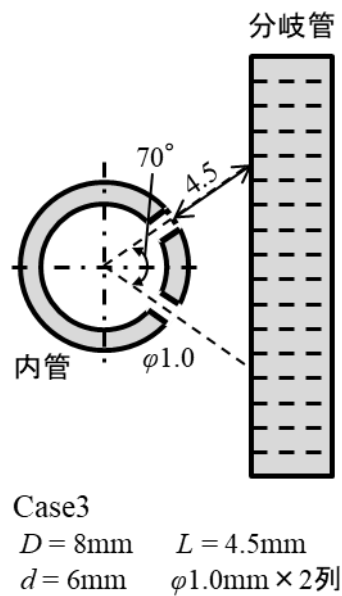


Fig 3-32 Case3 の内管 (断面図)

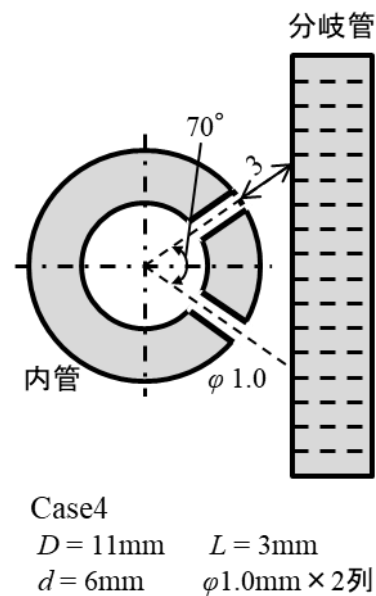


Fig 3-33 Case4 の内管 (断面図)

3.4.1 細孔径の影響

標準内管と Case1 の比較を行い、細孔径の小径化が及ぼす影響について検討する。細孔径を小さくすることで、内管内を流れる液冷媒の量が多い管下部の細孔からの液相流出量を減少させて、第1分岐管への液相分配量を減らすと同時に上方の分岐管への液相分配を増加させることで液相分配の均一性向上を試みた。Fig 3-34~39 に入口ヘッダ内流動可視化結果、Fig 3-40~45 に分配率の測定結果を標準内管と Case1 を比較して示す。

Fig 3-34~39 のヘッダ内の流動状態を観察すると、ヘッダ下部に滞留している液冷媒の液位に差異がみられた。特に Fig 3-34, 36, 38 の $x=0.2$ の条件では、Case1 の方が液位が高い。

Fig 3-40~45 の気液分配率については、全条件で第1分岐管への液相分配率が標準内管に比べて増加する。すなわち液相分配の均一性低下の要因が排除できていない。また、ヘッダ底部の液位の上昇により新たにヘッダ底部の液溜まりに接するようになる分岐管への液相分配も増加する。一方で、液溜まりよりも上部の分岐管、特に第5~7分岐管への液相分配は減少する傾向にあり、これは小径化によって細孔からの冷媒噴出速度が過大となり、分岐管入口に達した液相が管壁に衝突してはじかれてしまい、流入しづらくなったためと考えられる。分岐管に流入できずヘッダ内を流下してヘッダ底部に溜まる液相が増えたために、Case1 の方が液位が上昇したと考えられる。なお、液相流量が少ない $M=20\text{ kg/h}$, $x=0.6$ の条件(Fig 3-41)では、最上部の分岐管における液相分配が標準内管に比べて増加しており、これは細孔の小径化によって下部の細孔からの冷媒流出量が抑えられた結果、上部における冷媒噴出量が増加したためであると考えられる。以上の結果から、細孔径の小径化による恩恵は限定的であり、液相分配の均一性向上のためには細孔径 1.0mm では過小であると考えられる。

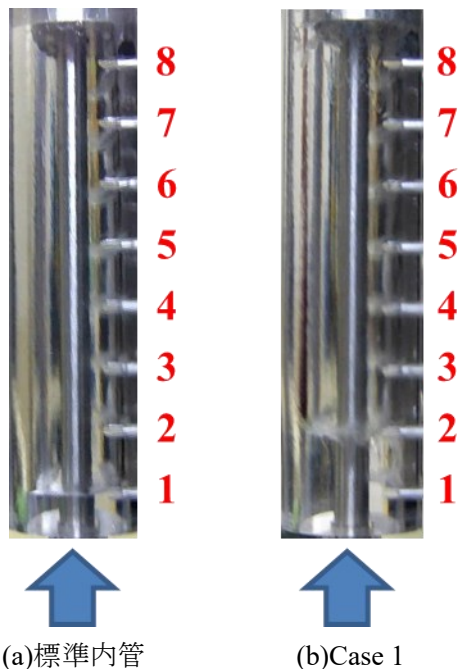


Fig 3-34 ヘッダ内流動比較
 $M = 20\text{ kg/h}$, $x = 0.2$

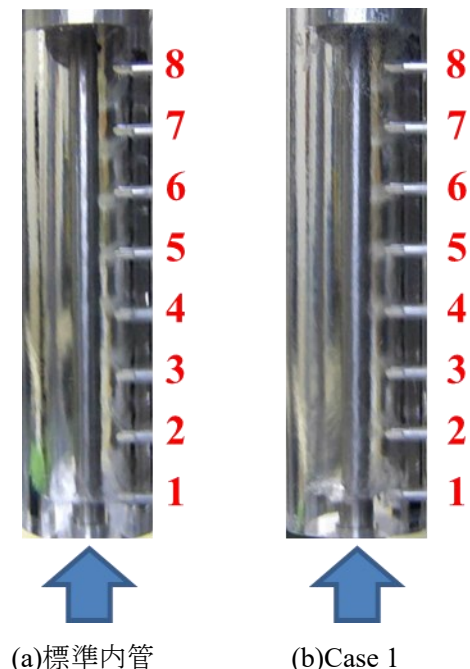
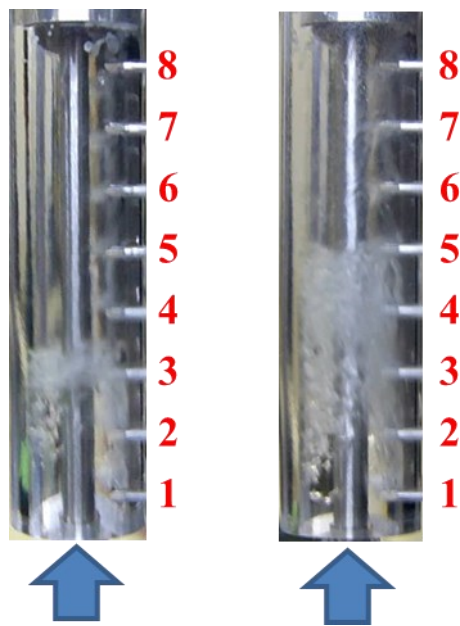


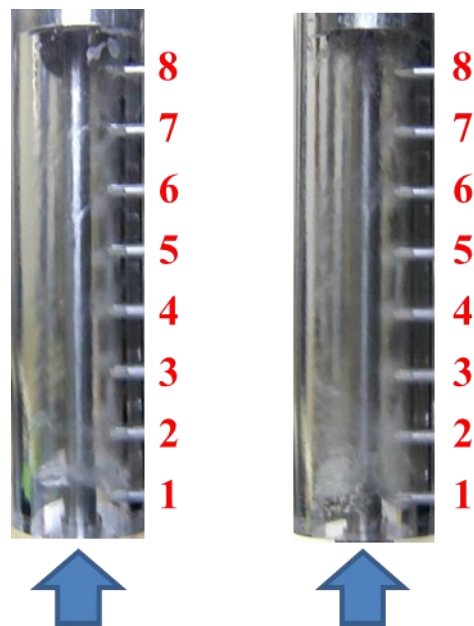
Fig 3-35 ヘッダ内流動比較
 $M = 20\text{ kg/h}$, $x = 0.6$



(a)標準内管

(b)Case 1

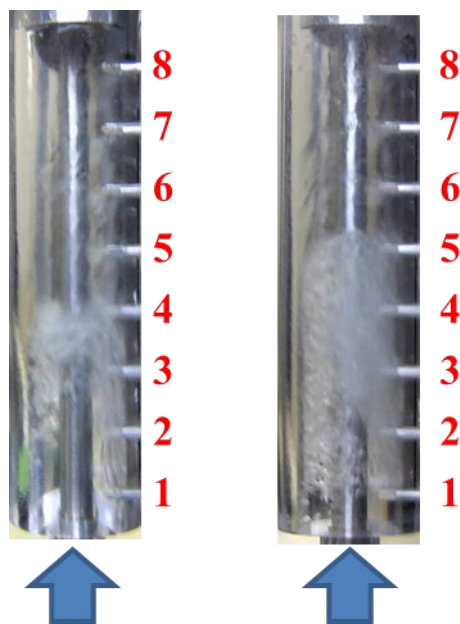
Fig 3-36 ヘッダ内流動比較
 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$



(a)標準内管

(b)Case 1

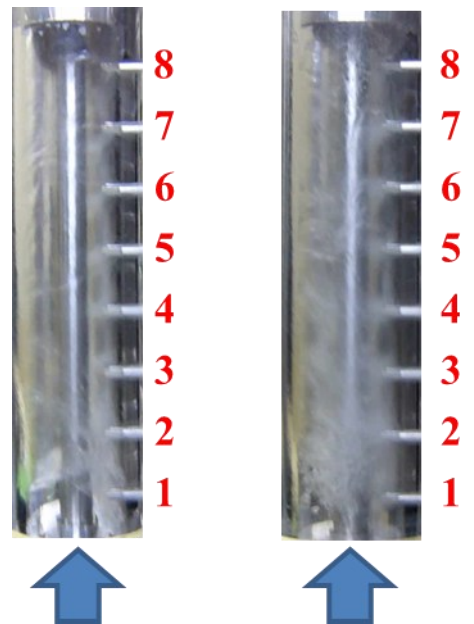
Fig 3-37 ヘッダ内流動比較
 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$



(a)標準内管

(b)Case 1

Fig 3-38 ヘッダ内流動比較
 $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$



(a)標準内管

(b)Case 1

Fig 3-39 ヘッダ内流動比較
 $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$

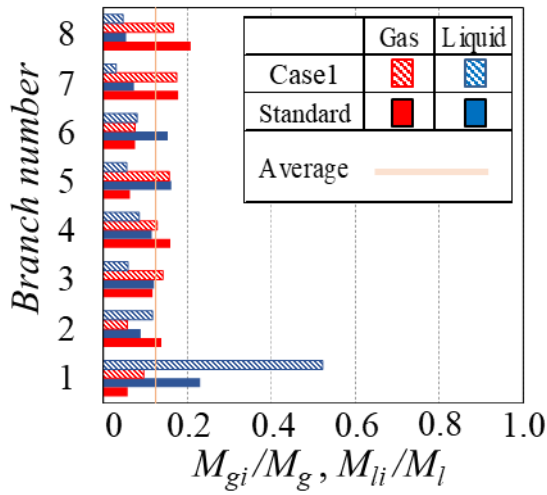


Fig 3-40 気液分配率比較
 $M = 20 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$

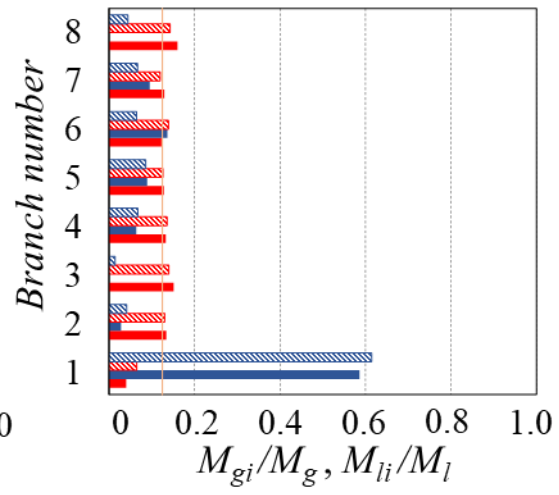


Fig 3-41 気液分配率比較
 $M = 20 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$

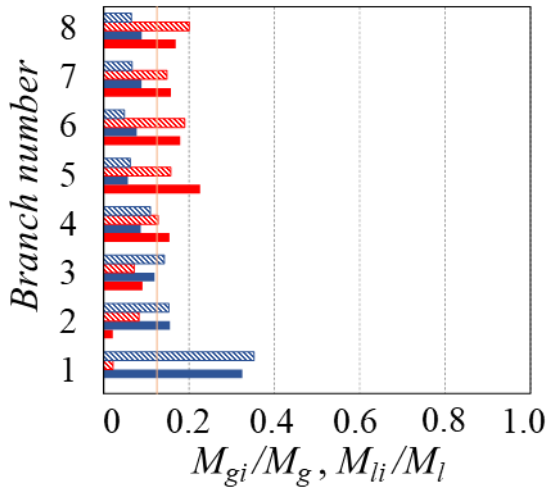


Fig 3-42 気液分配率比較
 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$

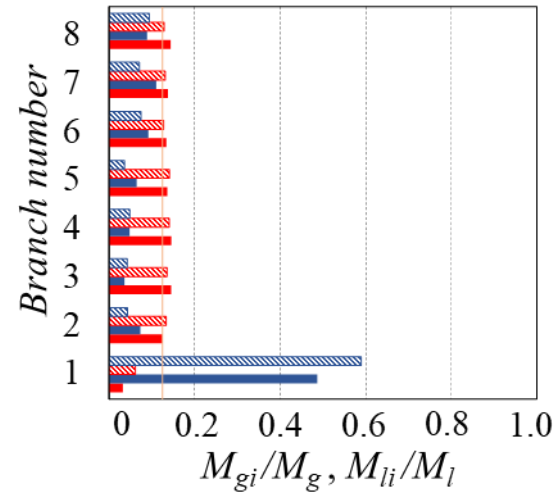


Fig 3-43 気液分配率比較
 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$

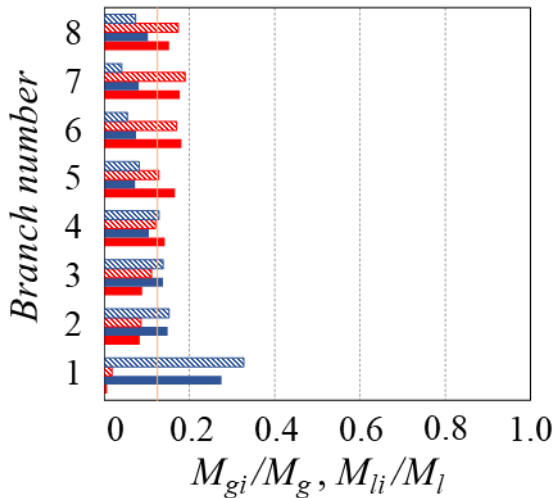


Fig 3-44 気液分配率比較
 $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$

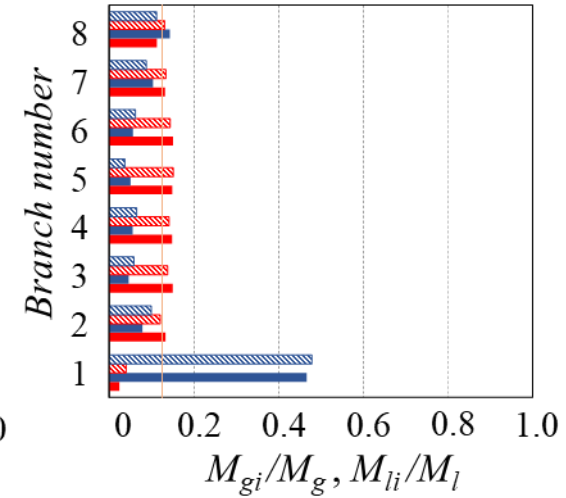


Fig 3-45 気液分配率比較
 $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$

3.4.2 細孔 - 分岐管間距離の影響

次に、標準内管と Case2 の比較を行い、細孔出口と分岐管の入口との間の距離 L が及ぼす影響について検討する。なお、距離 L は標準内管において 3mm であったものが、Case2 においては 2mm となる。 L が小さくなり、細孔から噴出する液冷媒のうち噴出速度が低い液冷媒も分岐管入口に到達しやすくなることで、上部の分岐管により多くの液冷媒が流入することが期待される。Fig 3-46~51 に Case2 における流動可視化結果、Fig 3-52~57 に分配率の測定結果を標準内管と Case2 を比較して示す。

Fig 3-46~51 のヘッダ内の流動状態の観察では、標準内管と顕著な差異は見られない。

Fig 3-52~57 の気液分配率については期待された効果は得られなかった。第 1 分岐管への液相分配率は標準内管に比べて増加している。これは距離 L が近づいたことで内管から直接第 1 分岐管に流入する液相が増え、さらにその流れによって液溜まりの中の液相も第 1 分岐管により多く流入した可能性がある。逆に中域から上部の分岐管では液相分配が減少している。これは L が小さいために、細孔から噴出した冷媒が水平方向に広がらない状態で L が大きな場合よりも高速で分岐管入口に衝突することで、分岐管に流入する液相の量が減少したためであると推定される。

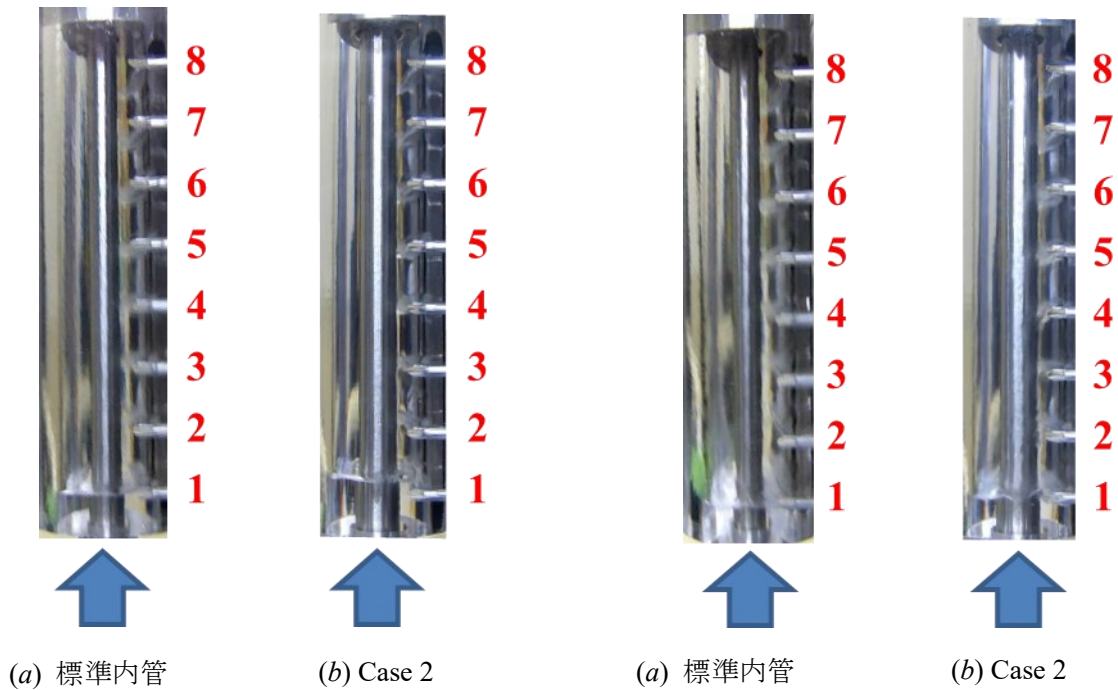
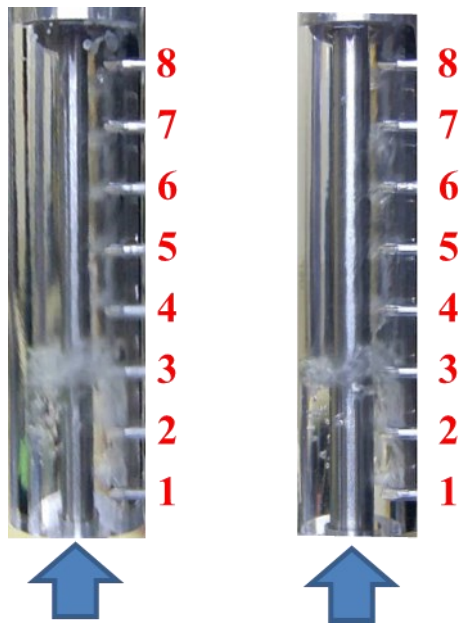


Fig 3-46 ヘッダ内流動比較
 $M = 20 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$

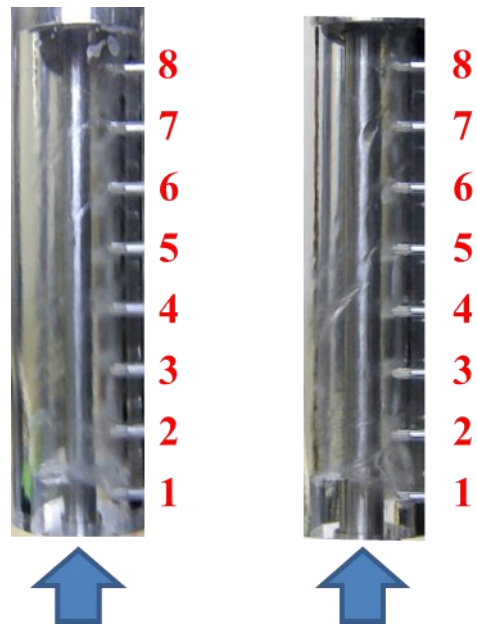
Fig 3-47 ヘッダ内流動比較
 $M = 20 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$



(a) 標準内管

(b) Case 2

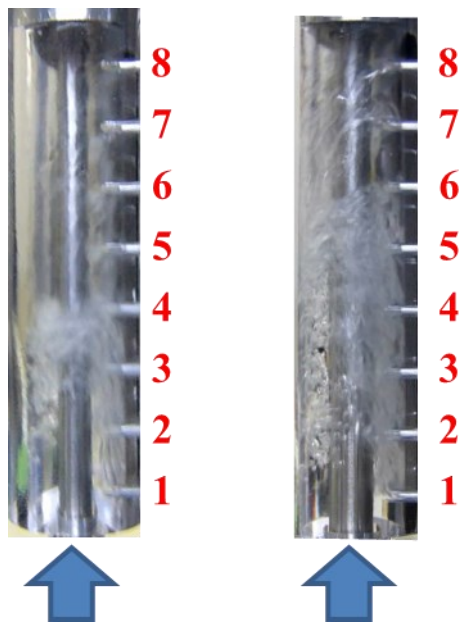
Fig 3-48 ヘッダ内流動比較
 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$



(a) 標準内管

(b) Case 2

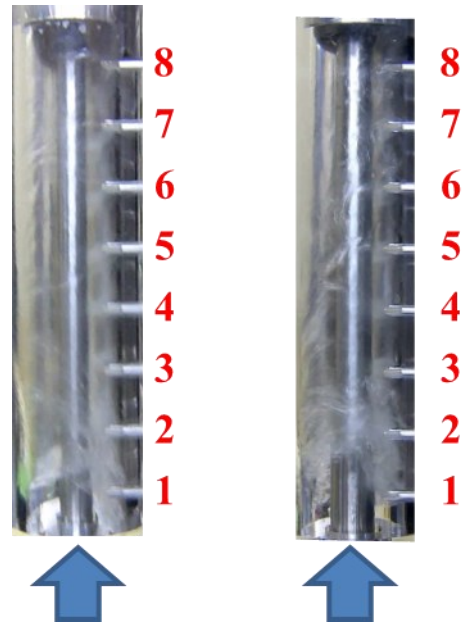
Fig 3-49 ヘッダ内流動比較
 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$



(a) 標準内管

(b) Case 2

Fig 3-50 ヘッダ内流動比較
 $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$



(a) 標準内管

(b) Case 2

Fig 3-51 ヘッダ内流動比較
 $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$

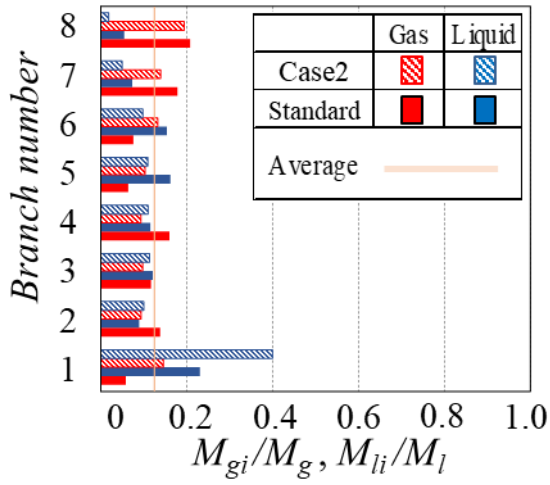


Fig 3-52 気液分配率比較
 $M = 20 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$

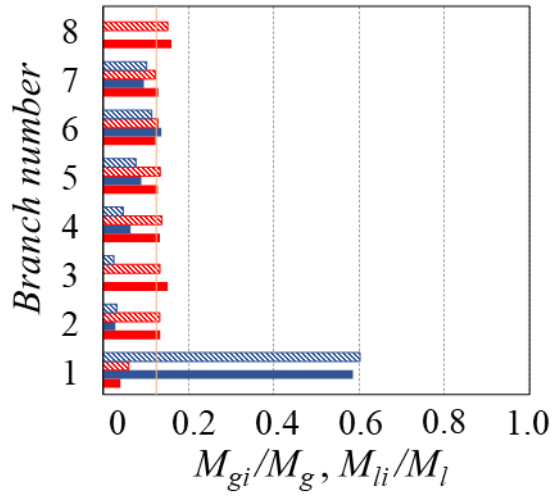


Fig 3-53 気液分配率比較
 $M = 20 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$

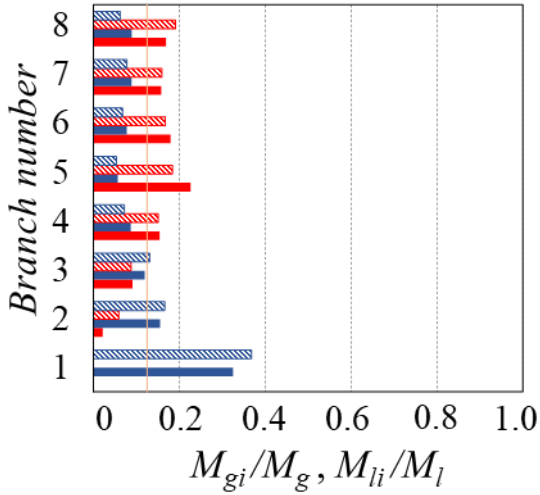


Fig 3-54 気液分配率比較
 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$

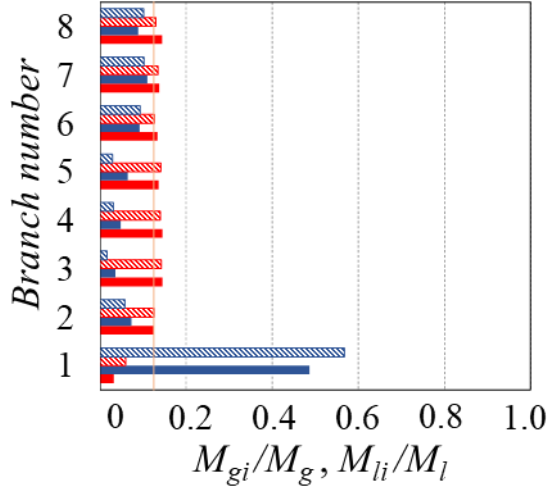


Fig 3-55 気液分配率比較
 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$

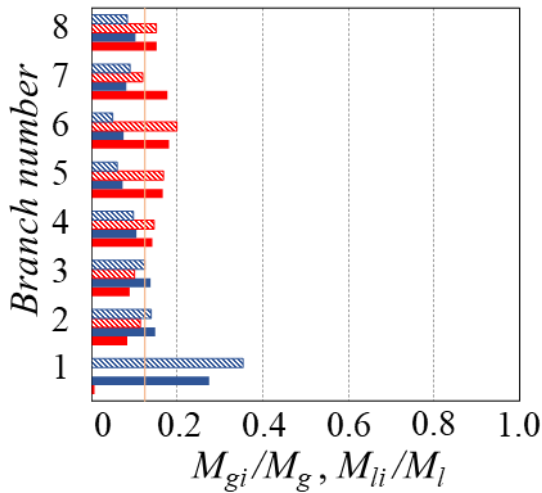


Fig 3-56 気液分配率比較
 $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$

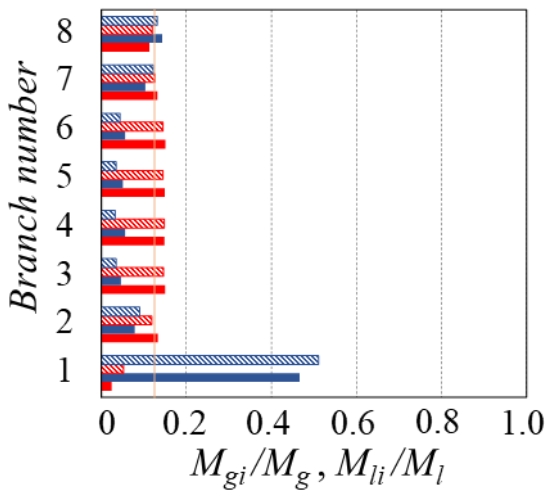


Fig 3-57 気液分配率比較
 $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$

3.4.3 細孔列数の影響

Case3 内管の検討

次に、標準内管と Case3 の比較を行い、細孔列数が及ぼす影響について検討する。Fig 3-58 に Case3 内管の詳細図面を示す。細孔を 2 列にすることで各細孔から噴出した液冷媒が水平方向に広がり、より多くの冷媒流路に流入しやすくなると考えられる。しかし、細孔から分岐管入口までの距離 L が 4.5mm と大きくなっているため、液相が分岐管に到達しづらくなる可能性も考えられる。Fig 3-59~64 に Case3 における流動可視化結果、Fig 3-65~70 に分配率の測定結果を標準内管と Case3 を比較して示す。

Fig 3-59~64 のヘッダ内の流動状態を観察すると、 $x = 0.2$ ではヘッダ下部に滞留している液冷媒の液位に差異がみられ、Fig 3-59 の $M = 20\text{kg/h}$ の条件を除き、Case3 の方が液位が低い。 $x = 0.6$ では液位に差異はみられなかった。

Fig 3-65~70 の気液分配率については、一部の冷媒条件(Fig 3-66, 67, 69)では第 1 分岐管への過大な液相分配が標準内管に比べて抑制されるが、特に低流量条件(Fig 3-65, 66)において上部の分岐管における液相分配が標準内管に比べて減少するため、液相分配の均一性向上は顕著でない。

以上より、細孔を 2 列にすることで一部の冷媒条件においては期待された第 1 分岐管への液相分配を減らすという効果が得られた。しかしこの仕様では $L = 4.5\text{mm}$ であり、これまでの細孔 1 列の内管における最適仕様であった $L = 3\text{mm}$ に比べて大きく、特に冷媒流量が少ない場合に上部の分岐管で液冷媒の噴出速度が不十分で分岐管入口に届かなくなっていると考えられる。そこで次に内管の外径を大きくし、 $L = 3\text{mm}$ とした Case4 内管を試した。

Case3

$D = 8\text{mm}$ $L = 4.5\text{mm}$

$d = 6\text{mm}$ $\phi 1.0\text{mm} \times 2\text{列}$

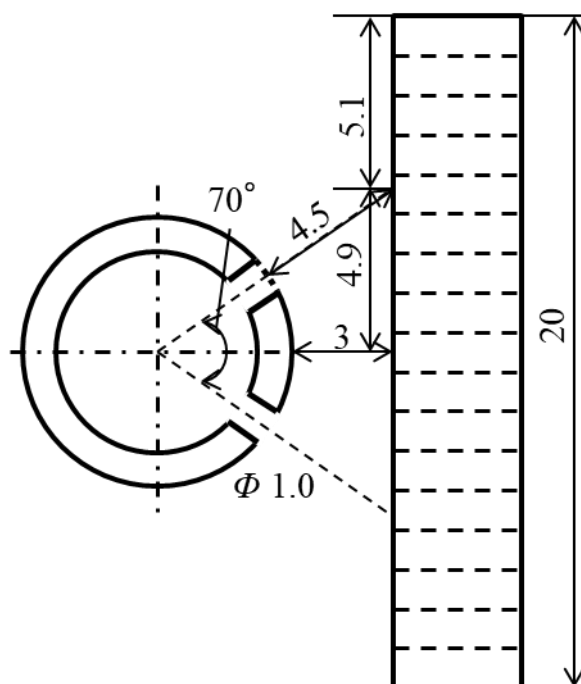
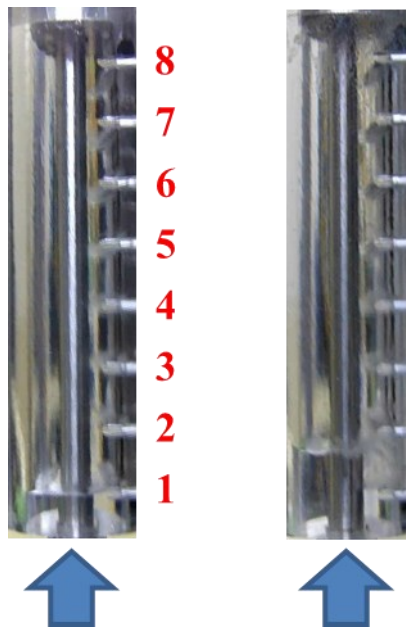
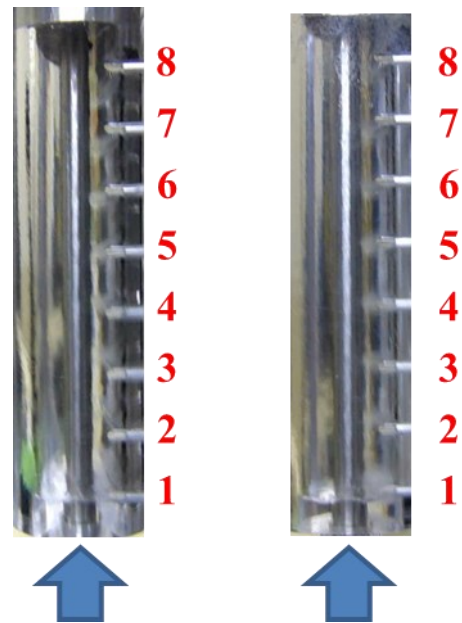


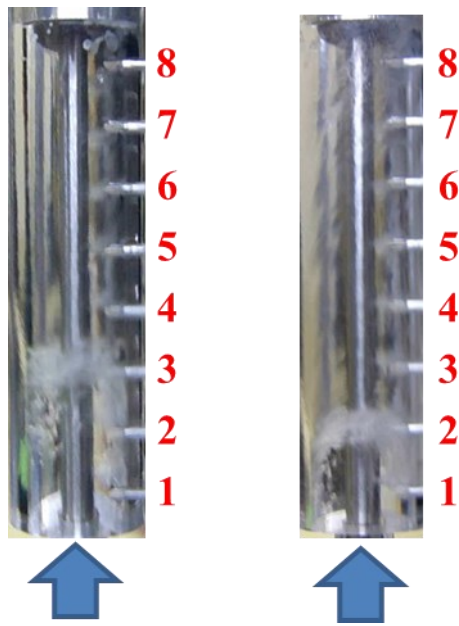
Fig 3-58 Case3 の内管詳細図 (断面図)



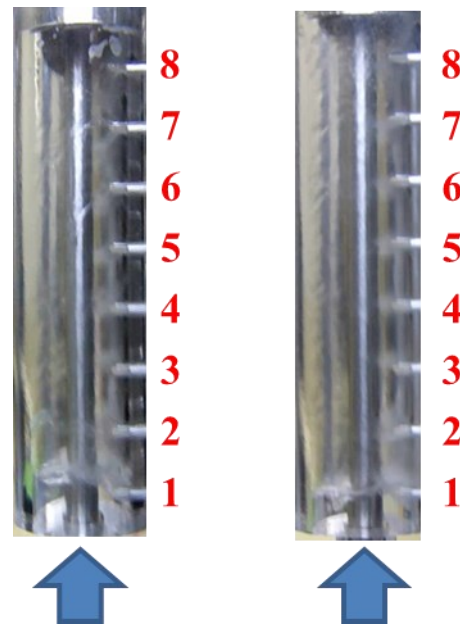
(a) 標準内管 (b) Case 3
Fig 3-59 ヘッダ内流動比較
 $M = 20 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$



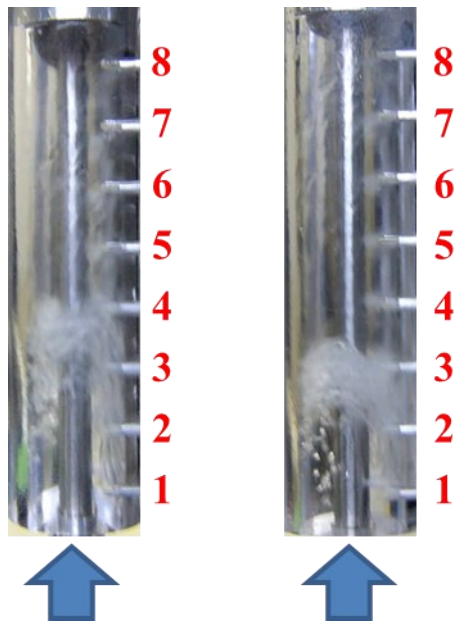
(a) 標準内管 (b) Case 3
Fig 3-60 ヘッダ内流動比較
 $M = 20 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$



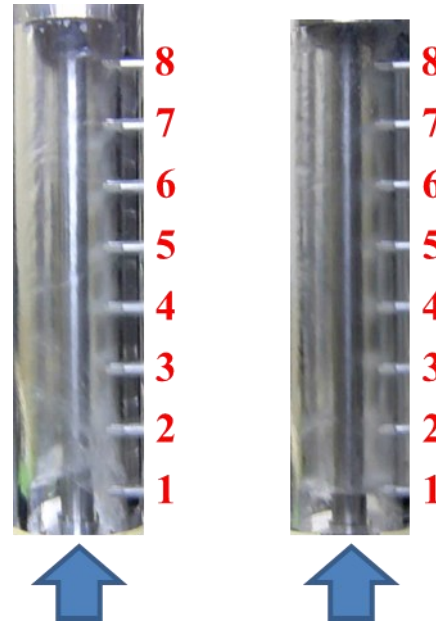
(a) 標準内管 (b) Case 3
Fig 3-61 ヘッダ内流動比較
 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$



(a) 標準内管 (b) Case 3
Fig 3-62 ヘッダ内流動比較
 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$



(a) 標準内管 (b) Case 3
Fig 3-63 ヘッダ内流動比較
 $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$



(a) 標準内管 (b) Case 3
Fig 3-64 ヘッダ内流動比較
 $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$

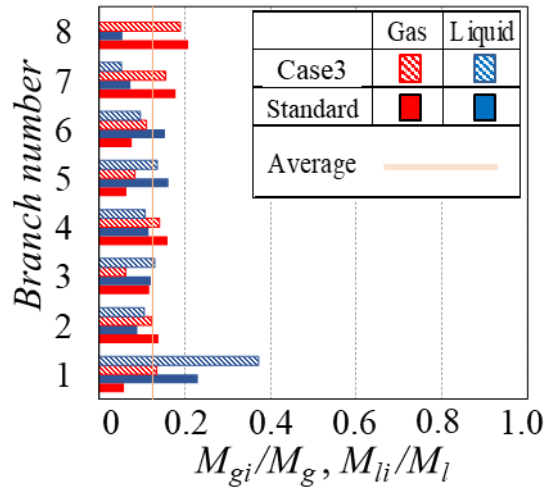


Fig 3-65 気液分配率比較
 $M = 20 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$

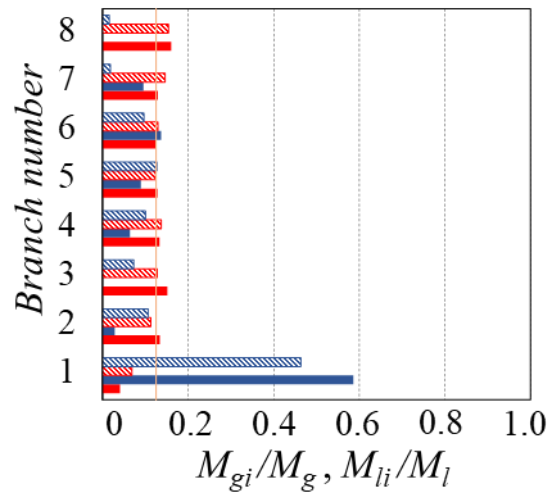


Fig 3-66 気液分配率比較
 $M = 20 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$

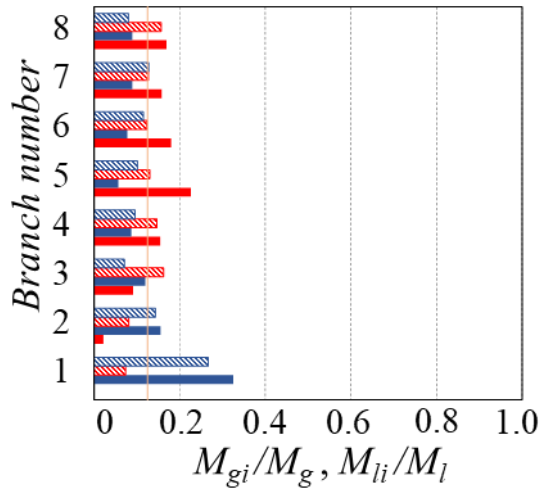


Fig 3-67 気液分配率比較
 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$

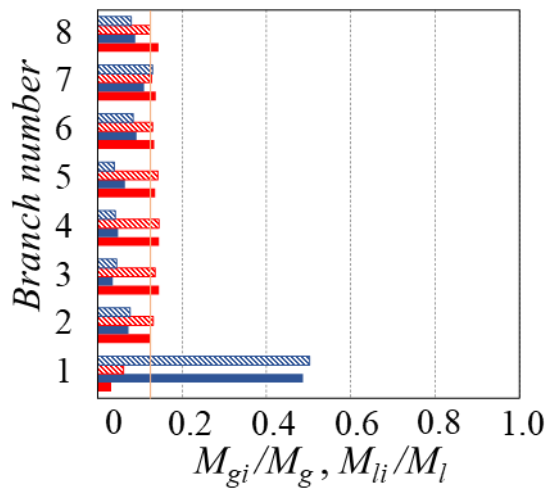


Fig 3-68 気液分配率比較
 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$

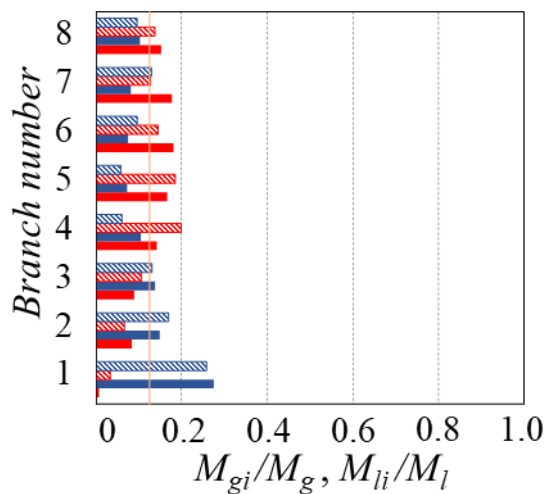


Fig 3-69 気液分配率比較
 $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$

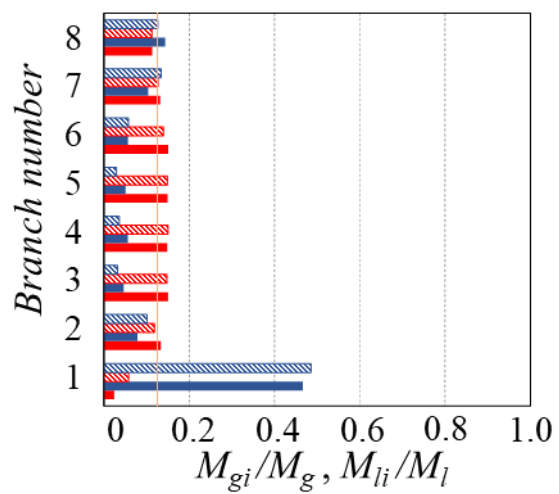


Fig 3-70 気液分配率比較
 $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$

Case4 内管の検討

Case3 に引き続き、2 列の細孔を設けた Case4 内管を試し、標準内管との比較を行う。Fig 3-71 に Case4 内管の詳細図面を示す。前述の通り、Case3 においては距離 L が 4.5mm と過大であったと考えられるため、外径を 11mm とすることで $L=3\text{mm}$ とした。Fig 3-72~77 に Case4 における流動可視化結果、Fig 3-78~83 に分配率の測定結果を標準内管と Case4 を比較して示す。

Fig 3-72~77 のヘッダ内の流動状態を観察すると、Fig 3-72, 74, 76 の $x=0.2$ の条件ではヘッダ下部に滞留している液冷媒の液位に差異がみられ、 $M=20\text{kg/h}$ の条件 (Fig 3-72) を除き、Case4 の方が液位が低く、これは上部の分岐管に流入せずにヘッダ内を流下し、ヘッダ底部に溜まる液相の量が減少したことを示唆している。 $x=0.6$ では液位に差異はみられなかった。

Fig 3-78~83 の気液分配率については、 $M=20\text{kg/h}$, $x=0.2$ の条件 (Fig 3-78) を除き、第 1 分岐管への過大な液相分配が標準内管に比べて抑制され、中間部から上部の分岐管で液相分配が増大し、液相分配の均一性向上が顕著に認められた。これは細孔を 2 列にすることで各細孔から噴出した液冷媒が水平方向に広がり、より多くの冷媒流路に流入したためだと考えられる。

$M=20\text{kg/h}$, $x=0.2$ の条件のみが標準内管よりも上部の分岐管への液相分配が減少し、液相分配の均一性が低下した。その要因について考察する。この冷媒条件は設定した条件のうちで最も気相流量が少ない条件である。また、ヘッダ上部の細孔では内管内を流れる冷媒量の減少に伴い、気相の吹き出し速度が下部の細孔よりも低下していると考えられ、2 列の細孔から吹き出す際に、細孔の工作精度などの僅かな違いにより、どちらかの細孔に偏って気相が噴出している可能性がある。液相は気相に伴われて細孔から噴出するため、気相の噴出が偏ったことで液相の噴出量も偏ったと考えられる。その結果、液相が分岐管の中心軸から幅方向に偏った位置に衝突することになり、標準内管のように中心軸近くに衝突する場合に比べて、液が流入することができる冷媒流路の数が減少し、液相分配が減少したと考えられる。気相の流量が大きい場合は、内管内の圧力も高いため、こうした偏りは起こりにくく、想定したように両側の細孔から液相が噴出し、良好な結果が得られたと推定される。

Case4

$D=11\text{mm}$ $L=3\text{mm}$

$d=6\text{mm}$ $\phi 1.0\text{mm} \times 2\text{列}$

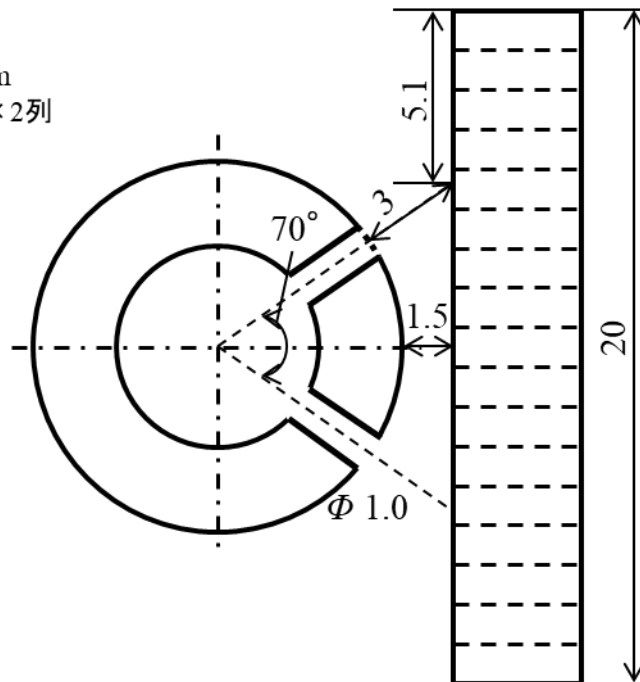
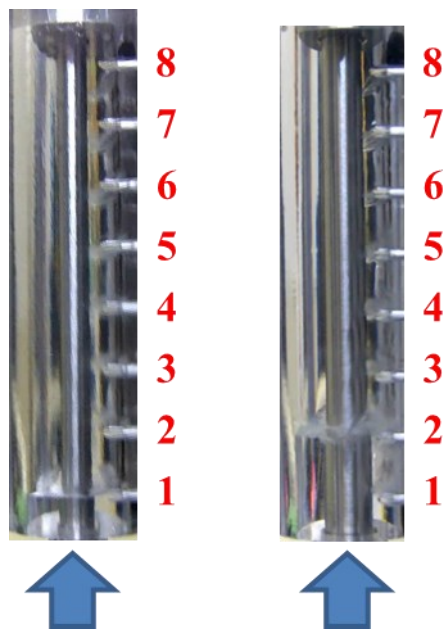


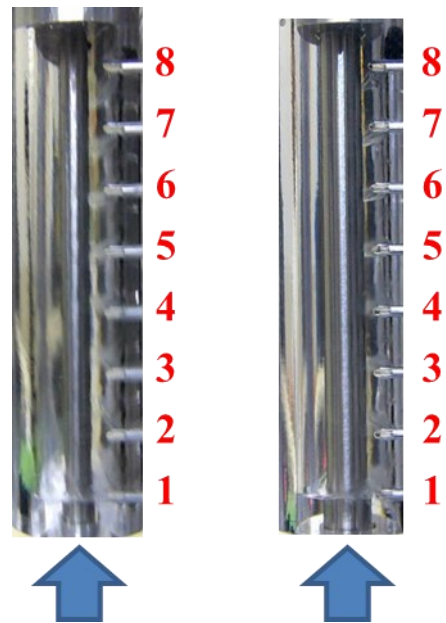
Fig 3-71 Case3 の内管詳細図 (断面図)



(a) 標準内管

(b) Case 4

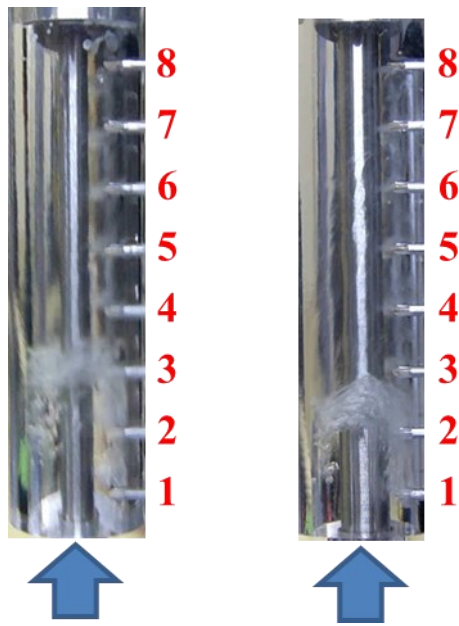
Fig 3-72 ヘッダ内流動比較
 $M = 20 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$



(a) 標準内管

(b) Case 4

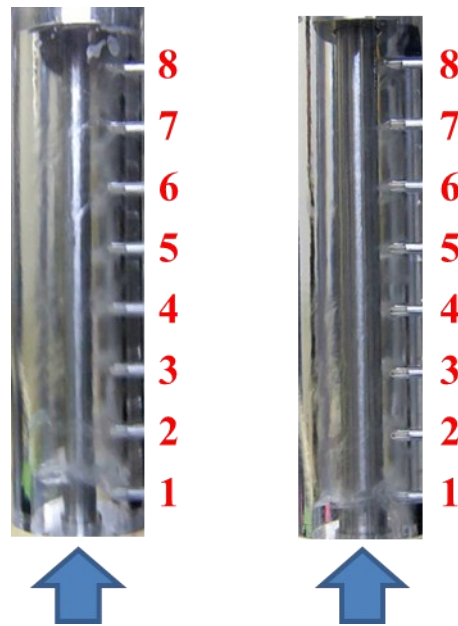
Fig 3-73 ヘッダ内流動比較
 $M = 20 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$



(a) 標準内管

(b) Case 4

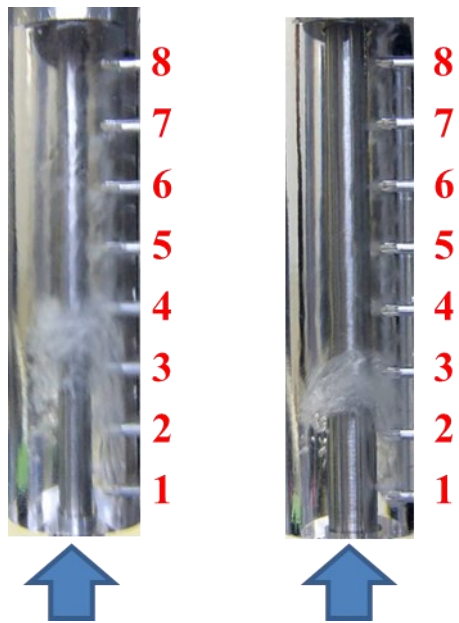
Fig 3-74 ヘッダ内流動比較
 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$



(a) 標準内管

(b) Case 4

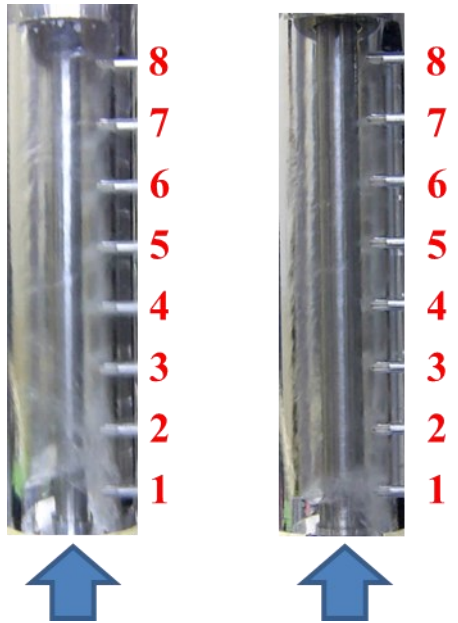
Fig 3-75 ヘッダ内流動比較
 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$



(a) 標準内管

(b) Case 4

Fig 3-76 ヘッダ内流動比較
 $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$



(a) 標準内管

(b) Case 4

Fig 3-77 ヘッダ内流動比較
 $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$

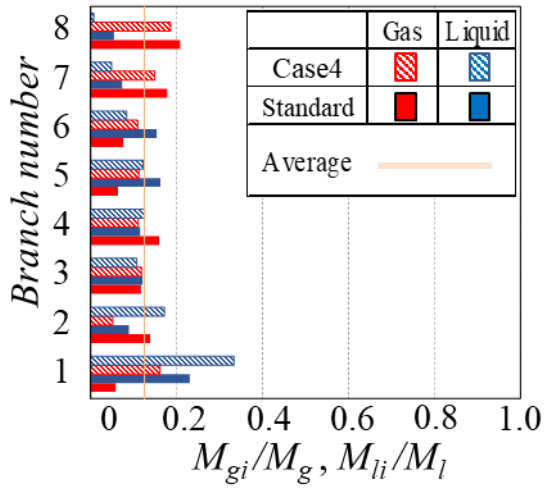


Fig 3-78 気液分配率比較
 $M = 20 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$

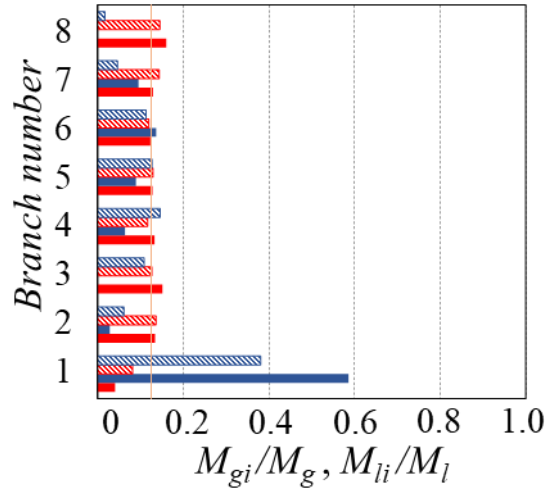


Fig 3-79 気液分配率比較
 $M = 20 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$

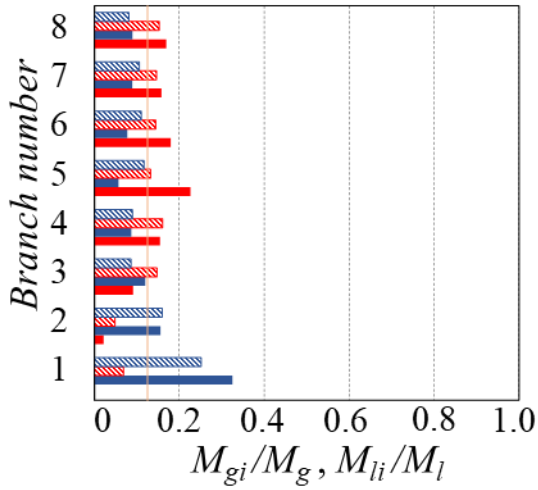


Fig 3-80 気液分配率比較
 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$

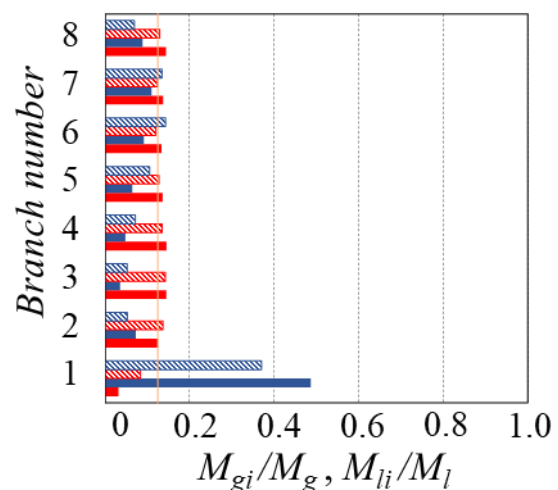


Fig 3-81 気液分配率比較
 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$

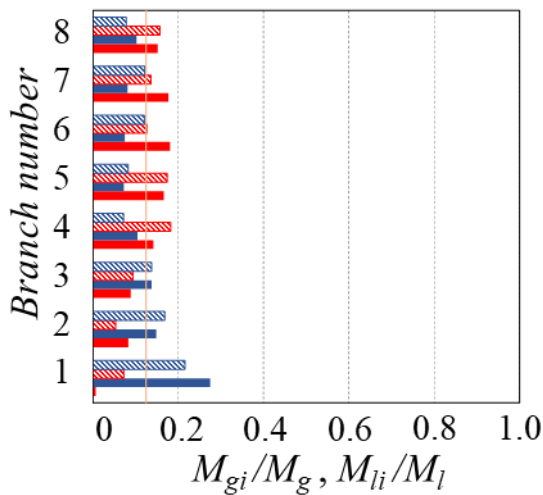


Fig 3-82 気液分配率比較
 $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$

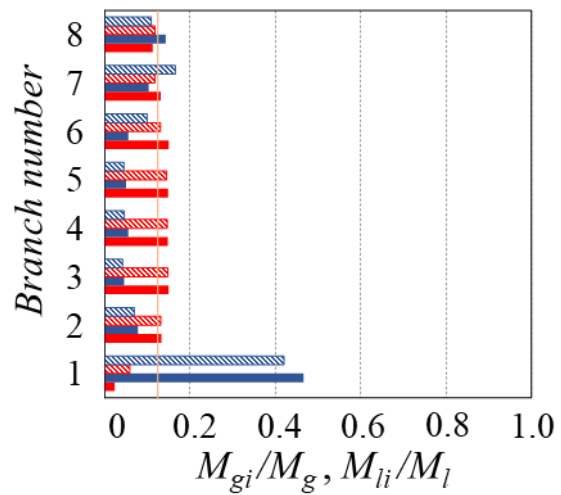


Fig 3-83 気液分配率比較
 $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$

3.4.4 液相分配の均一性評価

先行研究において最適な仕様であった標準内管を基準として Case1 から Case4 まで内管の仕様を変化させて検討を行った。これらの仕様について液相分配率の標準偏差を求め比較した。

Fig 3-84 に標準内管 ($L=3\text{mm}$, $\phi 1.5\text{mm} \times 1$ 列), Case1 ($L=3\text{mm}$, $\phi 1.0\text{mm} \times 1$ 列), Case2 ($L=2\text{mm}$, $\phi 1.5\text{mm} \times 1$ 列) を比較して液相分配率の標準偏差 σ_l を示す。Case1 と Case2 ではいずれの冷媒条件においても標準偏差は標準内管よりも高く、液相分配の均一性は低い。Fig 3-85 に標準内管, Case3 ($L=4.5\text{mm}$, $\phi 1.0\text{mm} \times 2$ 列), Case4 ($L=3\text{mm}$, $\phi 1.0\text{mm} \times 2$ 列) を比較して液相分配率の標準偏差 σ_l を示す。Case3 では一部の冷媒条件においては標準内管よりも低い標準偏差であるが、 $x=0.6$ の条件では標準偏差は低下していない。一方 Case4 では $M=20\text{kg/h}$, $x=0.2$ の条件を除き、標準偏差が低下しており、特に $x=0.6$ の条件で顕著である。すなわち液相分配の均一性向上という観点においては、Case4 (内径 6mm , 外径 11mm , 細孔径 $1.0\text{mm} \times 2$ 列, 細孔-分岐管間距離 3mm) が本研究において検討した多孔内管のなかでは最適な仕様と考えられる。これは細孔を2列にすることで各細孔から噴出した液冷媒が水平方向に広がり、より多くの冷媒流路に流入しやすくなったためだと考えられる。また Case3 内管に比べて内管の外径を大きくすることで内管の細孔出口と分岐管入口の距離が適切になり、最も高い液相分配の均一性を示したと考えられる。

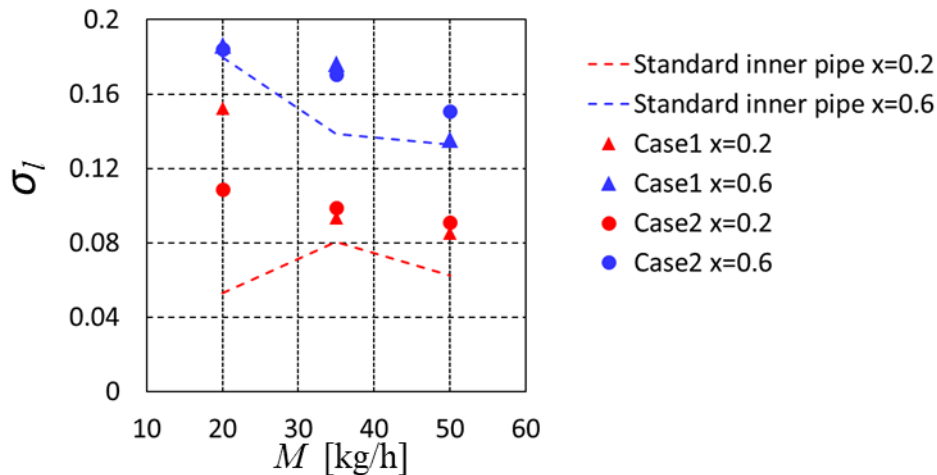


Fig 3-84 液相分配率の標準偏差の比較

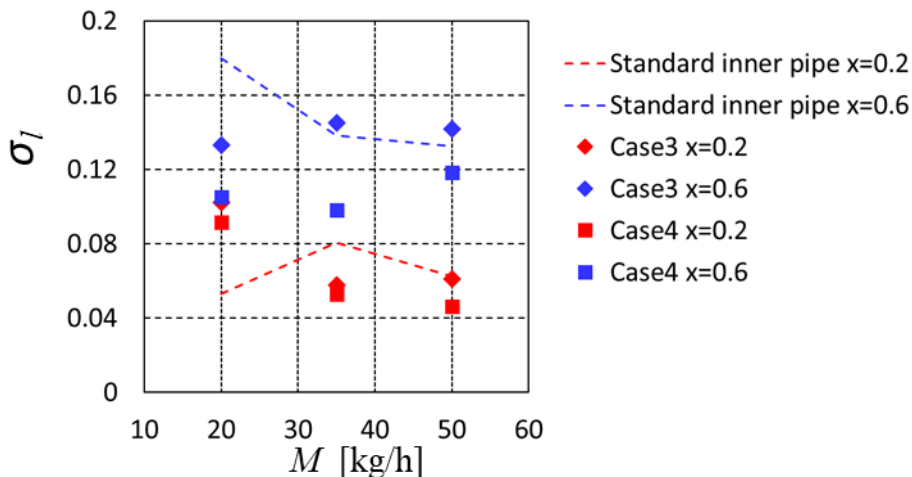


Fig 3-85 液相分配率の標準偏差の比較

3.4.5 内管の圧力損失

これまで様々な仕様の内管について検討してきたが、実機への適応を考えると内管設置による圧力損失の増大が十分小さいことを見積もる必要があるため、本節では内管の圧力損失について検討する。

Fig 3-86 に実験装置の概要図を示す。内管の圧力損失を推定するにあたり、試験流路部の前後にある圧力計（図中赤丸で示す）での測定値 P_1 , P_2 を用いた。

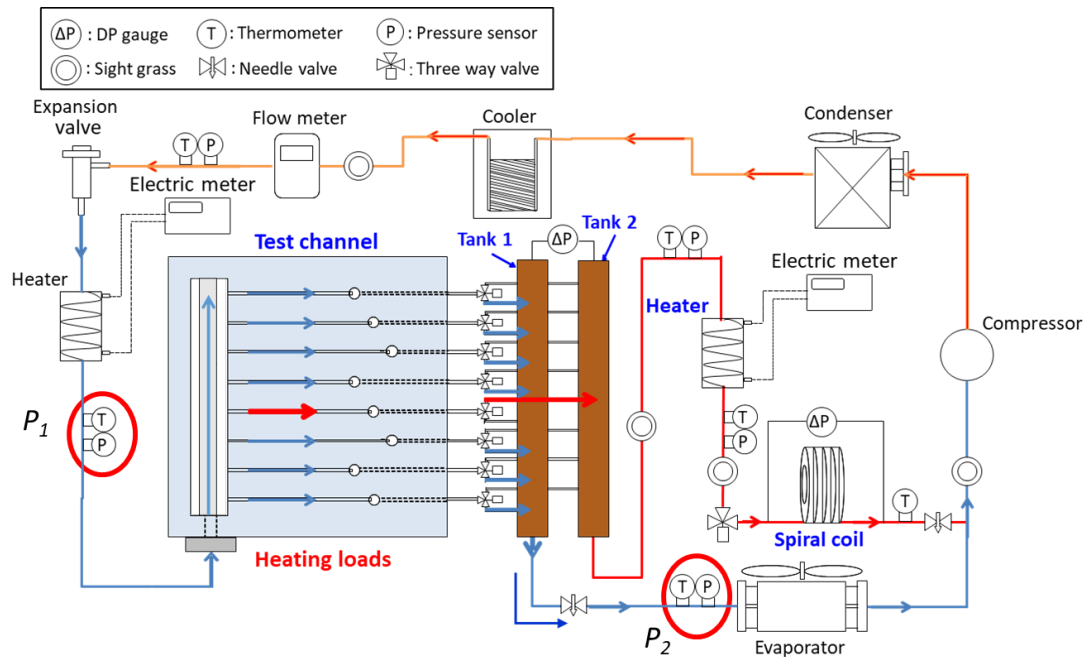


Fig 3-86 実験装置の概要図

内管の圧力損失 $\Delta P_{I.P.}$ の算出方法

- (1) 試験流路部前後の圧力 P_1 , P_2 を測定する。
- (2) 試験流路部の圧力損失 $\Delta P_{T.S.}$ を(3.1)式により算出する。
- (3) $\Delta P_{T.S.}$ は内管だけでなく、その他の配管による圧力損失も含んでいるため、内管流路における $\Delta P_{T.S.}$ （内管）と標準流路における $\Delta P_{T.S.}$ （標準）を算出し、差を計算することで内管の圧力損失 $\Delta P_{I.P.}$ を推定した。なお、内管流路と標準流路では、分岐管とその下流の分配測定装置の配管は同じものを用いているため、その部分で発生する圧力損失は両流路でほぼ等しいとみなすことができる。

$$\Delta P_{T.S.} = P_1 - P_2 \quad (3.1)$$

$$\Delta P_{I.P.} = \Delta P_{T.S.}(\text{内管}) - \Delta P_{T.S.}(\text{標準}) \quad (3.2)$$

内管の圧力損失 $\Delta P_{I.P.}$ の比較

以上の式で推定した内管の圧力損失 $\Delta P_{I.P.}$ について Fig 3-87 に標準内管と Case1~4 の内管の結果を比較して示す。いずれの内管においても、高流量・高クオリティ条件ほど $\Delta P_{I.P.}$ は増大する。破線で示した Case2 の内管では $\Delta P_{I.P.}$ が著しく大きいが、これは細孔径を小径化したためだと考えられる。

Case2 以外の内管における $\Delta P_{I.P.}$ はいずれの内管でも同程度であり、 $\Delta P_{I.P.}$ が最も大きくなる $M=50 \text{ kg/h}$ 、 $x=0.6$ の条件では $\Delta P_{I.P.} = 20 \text{ kPa}$ 程度であるが、これは冷媒の飽和温度換算で約 0.5°C の低下に相当しており、空調機に適用する際には問題ないレベルの圧力損失と考えられる。

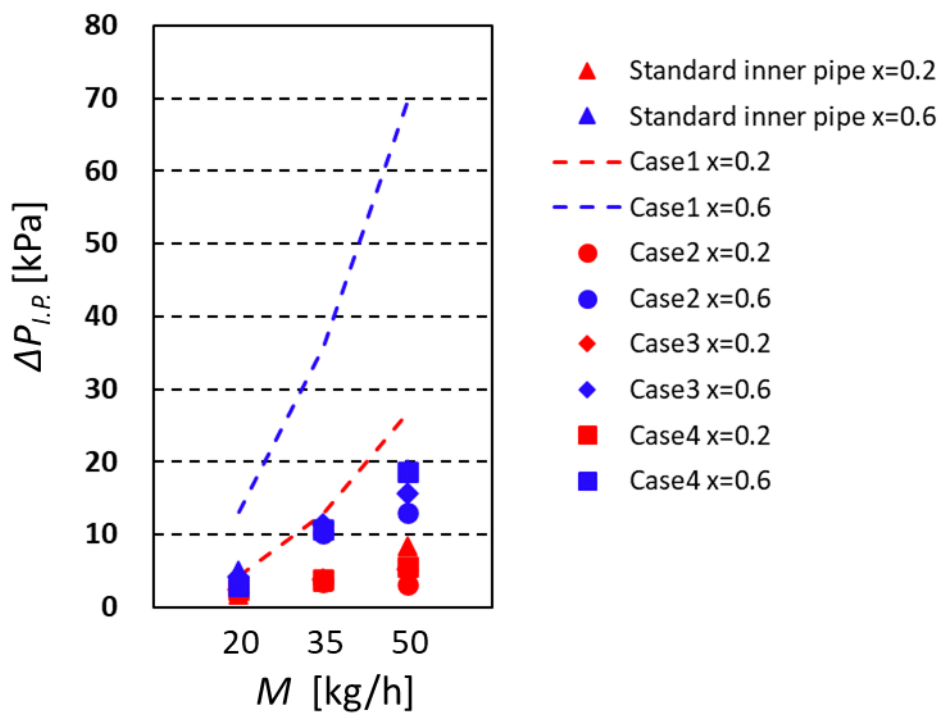


Fig 3-87 内管の圧力損失

第4章

内管設置流路 加熱条件における実験結果と考察

- 4.1 はじめに
- 4.2 加熱条件下における気液分配率測定実験
 - 4.2.1 冷媒条件 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$
 - 4.2.2 冷媒条件 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$
 - 4.2.3 冷媒条件 $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$
 - 4.2.4 冷媒条件 $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$
 - 4.2.5 液相分配の均一性評価
 - 4.2.6 分岐管加熱が液相分配に及ぼす影響の推測
- 4.3 分岐管加熱が液相分配に及ぼす影響の考察
 - 4.3.1 第1分岐管の液相分配減少率
 - 4.3.2 第1分岐管の圧力損失
 - 4.3.3 第1分岐管の液相分配減少率の相関式
 - 4.3.4 液冷媒の到達高さ
- 4.4 有効伝熱面積の評価
- 4.5 不均等加熱条件下における気液分配率測定実験
 - 4.5.1 冷媒条件 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$
 - 4.5.2 分岐管圧力損失の分布
 - 4.5.3 液相分配の均一性評価

4.1 はじめに

熱交換器においては、加熱により分岐管内で冷媒蒸発が生じることで管内の圧力損失が増大し、その結果、熱交換器内の圧力バランスも変化して、気液分配率に変化が生じると考えられるため、加熱条件下での二相冷媒の分配特性把握も重要な要素になる。そこで先行研究では、パラレルフロー型熱交換器をモデル化した多分岐管内の気液二相冷媒流動について、液相分配に及ぼす分岐管への熱負荷の影響を明らかにするため、加熱条件下で流れの可視化観察・気液分配量測定を行っていた。この先行研究では内管が設置されていない標準流路を用いていたため、本研究では内管を設置した流路において実験を行った。そこで本章では断熱条件で得られた内管の効果が、加熱条件下でも発揮されるか確認する。これまでと同様、実験には冷媒循環に業務用エアコンユニットを用い、冷媒はユニットに合わせて R-410A とした。

前章では、加熱用流路にて断熱条件下で実験を行い、先行研究で用いた流路における実験結果との試験流路特性の比較結果について説明した。

本章では、分岐管の片面に貼り付けたヒーターの熱負荷を変化させ、空気の流れと冷媒の間の熱交換を模擬することで冷媒を蒸発させ、分岐管への冷媒気液分配に及ぼす熱負荷 Q [W] の影響を調べた。

加熱条件に用いる内管の選定

前章では、液相分配の均一性と内管の圧力損失という観点から内管の最適な仕様を検討し、細孔が1列の内管では Fig 4-1 に示す標準内管 ($L=3\text{mm}$, $\phi 1.5\text{mm} \times 1$ 列) の内管、細孔が2列の内管では Fig 4-2 に示す Case4 ($L=3\text{mm}$, $\phi 1.0\text{mm} \times 2$ 列) の内管が最適であった。いずれの内管も高い液相分配の均一性を示したため、加熱条件に用いる内管としてどちらが適するのを選定した。加熱条件では加熱量の増大に伴う冷媒温度の上昇により、流路の耐熱温度を超えることがないように加熱量を設定する必要がある。特に冷媒温度が上昇しやすい条件・分岐管として、低循環量条件の上部の分岐管が挙げられる。そこで $M=20\text{kg/h}$ の第8分岐管の液相分配に着目する。3.4.3 にて標準内管と Case4 内管の分配の比較を行ったが、 $M=20\text{kg/h}$, $x=0.6$ ではいずれの内管についても第8分岐管への液相分配量は大きく変わらない。一方、 $M=20\text{kg/h}$, $x=0.2$ では標準仕様の内管の方が第8分岐管に多くの液相が分配されている。したがって、より多くの加熱量条件が設定できると見込まれる標準内管を加熱条件に用いた。

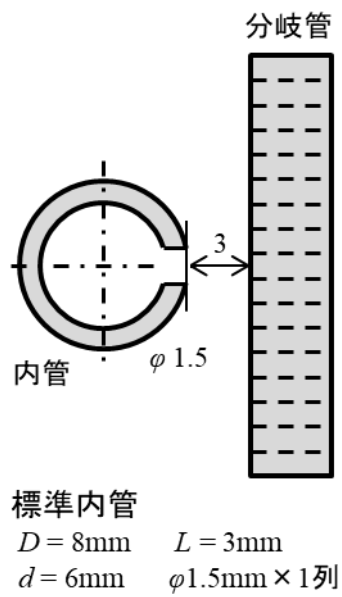


Fig 4-1 標準内管 (断面図)

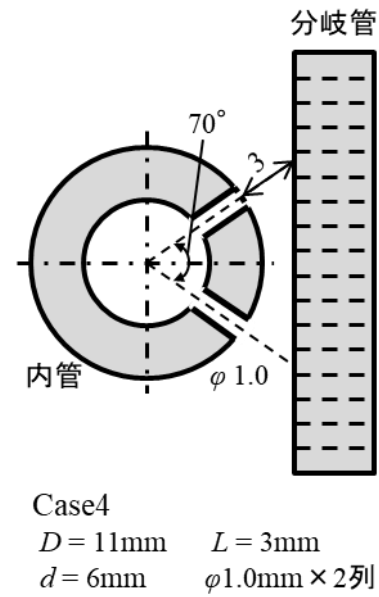


Fig 4-2 Case4 内管 (断面図)

4.2 加熱条件下における気液分配率測定実験

加熱条件下で気液分配率測定実験を行うにあたり、3.2の断熱条件下での実験結果を基に熱負荷を加えることによる冷媒の上昇温度を算出し実験条件を決定した。加熱条件下における各分岐管出口での冷媒温度は、分岐管出入口における冷媒のエネルギー保存式により求めた。

$$h''_{in} \frac{M_{gi}}{M_i} + h'_{in} \frac{M_{li}}{M_i} + \frac{Q}{M_i} = h_{out} \quad (4.1)$$

$h_{out} < h''_{in}$ の場合、分岐管出口で冷媒は湿り蒸気であるため冷媒は飽和温度

$h_{out} > h''_{in}$ の場合、分岐管出口で冷媒は過熱蒸気となるため冷媒温度は飽和温度よりも上昇

$$h_{out} = h''_{in} + C_p(h_{out} - h''_{in}) \quad (4.2)$$

$$T_{out} = \frac{h_{out} - h''_{in}}{c_p} + T_{in} \quad (4.3)$$

h'_{in} , h''_{in} : 分岐管入口における液相と気相の飽和比エンタルピー [kJ/kg]

h_{out} : 分岐管出口における冷媒比エンタルピー [kJ/kg]

M_i : 第 i 分岐管へ分配される冷媒分配量 [kg/s]

M_{li} , M_{gi} : 第 i 分岐管へ分配される液相と気相の分配量 [kg/s]

C_p : 冷媒蒸気の定圧比熱 [J/(kg·K)]

Q : 分岐管ヒーターの投入熱量 [W]

T_{out} : 分岐管出口における冷媒温度 [K]

T_{in} : 分岐管入口における冷媒温度 [K] ($T_{in}=288$ K として算出)

Table 4-1~6 に各熱負荷による冷媒の温度を示す。3.2の断熱条件下での実験における各分岐管への冷媒分配量 M [kg/h]、各分岐管に分配される冷媒のクオリティ x [-]および分岐管1本あたりの加熱量 Q [W]から予測される、実験条件ごとに各分岐管出口におけるクオリティ x_{out} [-]、冷媒温度 T_{out} [°C]をまとめた。試験流路と圧縮機油の耐熱温度が約 140°Cのため、この計算結果に基づいて、実験条件は $x=0.2, 0.6$, $M=20, 35, 50$ kg/h, $Q=0, 60, 100$ W/分岐管とした。ただし $M=20$ kg/h では加熱を行うと、冷媒温度は許容範囲内であっても冷媒循環装置の制御が不安定になった（安全装置が作動し、膨張弁の開放が発生した）ため、実施を取りやめた。

実験条件を整理すると、 $x=0.2, 0.6$, $M=35, 50$ kg/h, $Q=0, 60, 100$ W/分岐管で行った。ただし、制御の安定性の問題から $x=0.6$, $M=35$ kg/h の条件では $Q=0, 60$ W のみの実施に留まった。

Table 4-1 熱負荷による各分岐管出口におけるクオリティと冷媒温度
($M = 20 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$)

| | 断熱条件 | | Q = 20 W | | Q = 40 W | | Q = 60 W | | Q = 80 W | | Q = 100 W | |
|---|-------------|----------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|
| | M [kg/h] | x [-] | xout [-] | Tout [°C] | xout [-] | Tout [°C] | xout [-] | Tout [°C] | xout [-] | Tout [°C] | xout [-] | Tout [°C] |
| 8 | 1.907 | 0.581 | 0.768 | 15 | 0.955 | 15 | 1.142 | 37 | 1.330 | 66 | 1.517 | 96 |
| 7 | 2.023 | 0.469 | 0.646 | 15 | 0.822 | 15 | 0.999 | 15 | 1.175 | 15 | 1.352 | 70 |
| 6 | 2.658 | 0.152 | 0.287 | 15 | 0.421 | 15 | 0.555 | 15 | 0.690 | 15 | 0.824 | 15 |
| 5 | 2.715 | 0.125 | 0.256 | 15 | 0.388 | 15 | 0.519 | 15 | 0.651 | 15 | 0.782 | 15 |
| 4 | 2.541 | 0.334 | 0.475 | 15 | 0.615 | 15 | 0.756 | 15 | 0.896 | 15 | 1.037 | 15 |
| 3 | 2.396 | 0.260 | 0.409 | 15 | 0.558 | 15 | 0.707 | 15 | 0.856 | 15 | 1.005 | 15 |
| 2 | 2.043 | 0.360 | 0.535 | 15 | 0.710 | 15 | 0.885 | 15 | 1.059 | 15 | 1.234 | 52 |
| 1 | 3.691 | 0.084 | 0.181 | 15 | 0.278 | 15 | 0.374 | 15 | 0.471 | 15 | 0.568 | 15 |

Table 4-2 熱負荷による各分岐管出口におけるクオリティと冷媒温度
($M = 20 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$)

| | 断熱条件 | | Q = 20 W | | Q = 40 W | | Q = 60 W | | Q = 80 W | | Q = 100 W | |
|---|-------------|----------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|
| | M [kg/h] | x [-] | xout [-] | Tout [°C] | xout [-] | Tout [°C] | xout [-] | Tout [°C] | xout [-] | Tout [°C] | xout [-] | Tout [°C] |
| 8 | 2.226 | 1.008 | 1.160 | 40 | 1.321 | 65 | 1.481 | 90 | 1.642 | 115 | 1.802 | 140 |
| 7 | 2.387 | 0.759 | 0.908 | 15 | 1.058 | 24 | 1.208 | 47 | 1.357 | 71 | 1.507 | 94 |
| 6 | 2.548 | 0.676 | 0.817 | 15 | 0.957 | 15 | 1.097 | 30 | 1.237 | 52 | 1.377 | 74 |
| 5 | 2.335 | 0.769 | 0.922 | 15 | 1.075 | 27 | 1.228 | 51 | 1.381 | 74 | 1.534 | 98 |
| 4 | 2.248 | 0.828 | 0.987 | 15 | 1.146 | 38 | 1.305 | 63 | 1.464 | 87 | 1.622 | 112 |
| 3 | 2.112 | 1.004 | 1.169 | 41 | 1.338 | 68 | 1.507 | 94 | 1.676 | 121 | 1.845 | 147 |
| 2 | 2.047 | 0.916 | 1.091 | 29 | 1.265 | 56 | 1.439 | 84 | 1.614 | 111 | 1.788 | 138 |
| 1 | 4.101 | 0.138 | 0.225 | 15 | 0.312 | 15 | 0.400 | 15 | 0.487 | 15 | 0.574 | 15 |

Table 4-3 熱負荷による各分岐管出口におけるクオリティと冷媒温度
($M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$)

| | 断熱条件 | | Q = 20 W | | Q = 40 W | | Q = 60 W | | Q = 80 W | | Q = 100 W | |
|---|-------------|----------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|-------------|--------------|
| | M [kg/h] | x [-] | xout [-] | Tout [°C] | xout [-] | Tout [°C] | xout [-] | Tout [°C] | xout [-] | Tout [°C] | xout [-] | Tout [°C] |
| 8 | 3.778 | 0.365 | 0.460 | 15 | 0.554 | 15 | 0.649 | 15 | 0.743 | 15 | 0.838 | 15 |
| 7 | 3.676 | 0.350 | 0.447 | 15 | 0.545 | 15 | 0.642 | 15 | 0.739 | 15 | 0.836 | 15 |
| 6 | 3.550 | 0.413 | 0.514 | 15 | 0.614 | 15 | 0.715 | 15 | 0.815 | 15 | 0.916 | 15 |
| 5 | 3.370 | 0.548 | 0.654 | 15 | 0.760 | 15 | 0.866 | 15 | 0.972 | 15 | 1.077 | 27 |
| 4 | 3.599 | 0.350 | 0.449 | 15 | 0.548 | 15 | 0.648 | 15 | 0.747 | 15 | 0.846 | 15 |
| 3 | 3.954 | 0.188 | 0.278 | 15 | 0.369 | 15 | 0.459 | 15 | 0.549 | 15 | 0.640 | 15 |
| 2 | 4.348 | 0.041 | 0.123 | 15 | 0.205 | 15 | 0.287 | 15 | 0.369 | 15 | 0.451 | 15 |
| 1 | 7.421 | 0.000 | 0.048 | 15 | 0.096 | 15 | 0.144 | 15 | 0.192 | 15 | 0.241 | 15 |

Table 4-4 熱負荷による各分岐管出口におけるクオリティと冷媒温度
($M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$)

| | 断熱条件 | | Q = 20 W | | Q = 40 W | | Q = 60 W | | Q = 80 W | | Q = 100 W | |
|---|-------------|----------|-------------------------|--------------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------------|--------------------------|
| | M [kg/h] | x [-] | x _{out} [-] | T _{out} [°C] | x _{out} [-] | T _{out} [°C] | x _{out} [-] | T _{out} [°C] | x _{out} [-] | T _{out} [°C] | x _{out} [-] | T _{out} [°C] |
| 8 | 4.330 | 0.733 | 0.815 | 15 | 0.898 | 15 | 0.980 | 15 | 1.063 | 25 | 1.145 | 38 |
| 7 | 4.461 | 0.679 | 0.759 | 15 | 0.839 | 15 | 0.919 | 15 | 0.999 | 15 | 1.079 | 27 |
| 6 | 4.140 | 0.711 | 0.797 | 15 | 0.883 | 15 | 0.970 | 15 | 1.056 | 24 | 1.142 | 37 |
| 5 | 3.839 | 0.781 | 0.874 | 15 | 0.967 | 15 | 1.060 | 24 | 1.153 | 39 | 1.246 | 53 |
| 4 | 3.827 | 0.836 | 0.929 | 15 | 1.023 | 19 | 1.116 | 33 | 1.209 | 48 | 1.303 | 62 |
| 3 | 3.666 | 0.872 | 0.970 | 15 | 1.067 | 25 | 1.164 | 41 | 1.262 | 56 | 1.359 | 71 |
| 2 | 3.709 | 0.744 | 0.840 | 15 | 0.936 | 15 | 1.033 | 20 | 1.129 | 35 | 1.225 | 50 |
| 1 | 7.032 | 0.101 | 0.151 | 15 | 0.202 | 15 | 0.253 | 15 | 0.304 | 15 | 0.354 | 15 |

Table 4-5 熱負荷による各分岐管出口におけるクオリティと冷媒温度
($M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$)

| | 断熱条件 | | Q = 20 W | | Q = 40 W | | Q = 60 W | | Q = 80 W | | Q = 100 W | |
|---|-------------|----------|-------------------------|--------------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------------|--------------------------|
| | M [kg/h] | x [-] | x _{out} [-] | T _{out} [°C] | x _{out} [-] | T _{out} [°C] | x _{out} [-] | T _{out} [°C] | x _{out} [-] | T _{out} [°C] | x _{out} [-] | T _{out} [°C] |
| 8 | 5.738 | 0.317 | 0.379 | 15 | 0.441 | 15 | 0.504 | 15 | 0.566 | 15 | 0.628 | 15 |
| 7 | 5.226 | 0.406 | 0.474 | 15 | 0.543 | 15 | 0.611 | 15 | 0.679 | 15 | 0.747 | 15 |
| 6 | 5.024 | 0.431 | 0.502 | 15 | 0.573 | 15 | 0.644 | 15 | 0.715 | 15 | 0.786 | 15 |
| 5 | 4.765 | 0.418 | 0.493 | 15 | 0.568 | 15 | 0.643 | 15 | 0.717 | 15 | 0.792 | 15 |
| 4 | 5.698 | 0.298 | 0.361 | 15 | 0.424 | 15 | 0.486 | 15 | 0.549 | 15 | 0.612 | 15 |
| 3 | 6.328 | 0.169 | 0.225 | 15 | 0.281 | 15 | 0.338 | 15 | 0.394 | 15 | 0.451 | 15 |
| 2 | 6.672 | 0.150 | 0.203 | 15 | 0.257 | 15 | 0.310 | 15 | 0.364 | 15 | 0.417 | 15 |
| 1 | 10.562 | 0.008 | 0.042 | 15 | 0.076 | 15 | 0.109 | 15 | 0.143 | 15 | 0.177 | 15 |

Table 4-6 熱負荷による各分岐管出口におけるクオリティと冷媒温度
($M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$)

| | 断熱条件 | | Q = 20 W | | Q = 40 W | | Q = 60 W | | Q = 80 W | | Q = 100 W | |
|---|-------------|----------|-------------------------|--------------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------------|--------------------------|
| | M [kg/h] | x [-] | x _{out} [-] | T _{out} [°C] | x _{out} [-] | T _{out} [°C] | x _{out} [-] | T _{out} [°C] | x _{out} [-] | T _{out} [°C] | x _{out} [-] | T _{out} [°C] |
| 8 | 6.208 | 0.573 | 0.630 | 15 | 0.688 | 15 | 0.746 | 15 | 0.803 | 15 | 0.861 | 15 |
| 7 | 6.068 | 0.684 | 0.743 | 15 | 0.802 | 15 | 0.861 | 15 | 0.919 | 15 | 0.978 | 15 |
| 6 | 5.789 | 0.821 | 0.883 | 15 | 0.944 | 15 | 1.006 | 16 | 1.068 | 26 | 1.129 | 35 |
| 5 | 5.632 | 0.834 | 0.897 | 15 | 0.960 | 15 | 1.024 | 19 | 1.087 | 29 | 1.151 | 39 |
| 4 | 5.710 | 0.819 | 0.882 | 15 | 0.944 | 15 | 1.007 | 16 | 1.069 | 26 | 1.132 | 36 |
| 3 | 5.584 | 0.847 | 0.911 | 15 | 0.975 | 15 | 1.039 | 21 | 1.103 | 31 | 1.167 | 41 |
| 2 | 5.644 | 0.743 | 0.806 | 15 | 0.869 | 15 | 0.933 | 15 | 0.996 | 15 | 1.059 | 24 |
| 1 | 9.387 | 0.080 | 0.118 | 15 | 0.157 | 15 | 0.195 | 15 | 0.233 | 15 | 0.271 | 15 |

4.2.1 冷媒条件 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$

◆ 分岐管温度の測定結果

この冷媒条件では当初設定した $Q=60\text{W}$ と 100W で実験が可能であった。

Fig 4-3 に分岐管表面に設置した熱電対による分岐管温度の測定結果を示す。熱電対は各分岐管の表面4箇所に設置したため、分岐管ごとに入口側の温度を左、出口側の温度を右に示す。また、飽和温度(式(4.3)の T_{in})を実測値に合わせた各分岐管出口における冷媒温度の予測値も併せて示す。

いずれの熱負荷条件においても、上部を除いた分岐管出口の冷媒温度(オレンジ色の記号)は飽和温度で一定となる。熱電対の測定結果も大部分で飽和温度に一致しており測定値は分岐管内を流れる冷媒の温度を示していると考えられる。

$Q=100\text{W}$ における第5分岐管出口では実測値の方が冷媒温度予測値よりも低くなっており、乖離が見られるが、これは予測値の算出において断熱条件で得られた気液分配量を分岐管の入口条件としているためである。後に紹介する気液分配率の結果では、第5分岐管への液相分配量は加熱により断熱条件時よりも増大しているため、分岐管出口における温度は予測値よりも実測値のほうが低くなったと考えられる。このように、一部の分岐管では実測値と予測値の間に乖離が見られるが、気液分配率の結果と照らし合わせるとこの乖離は妥当な結果であると考えられる。

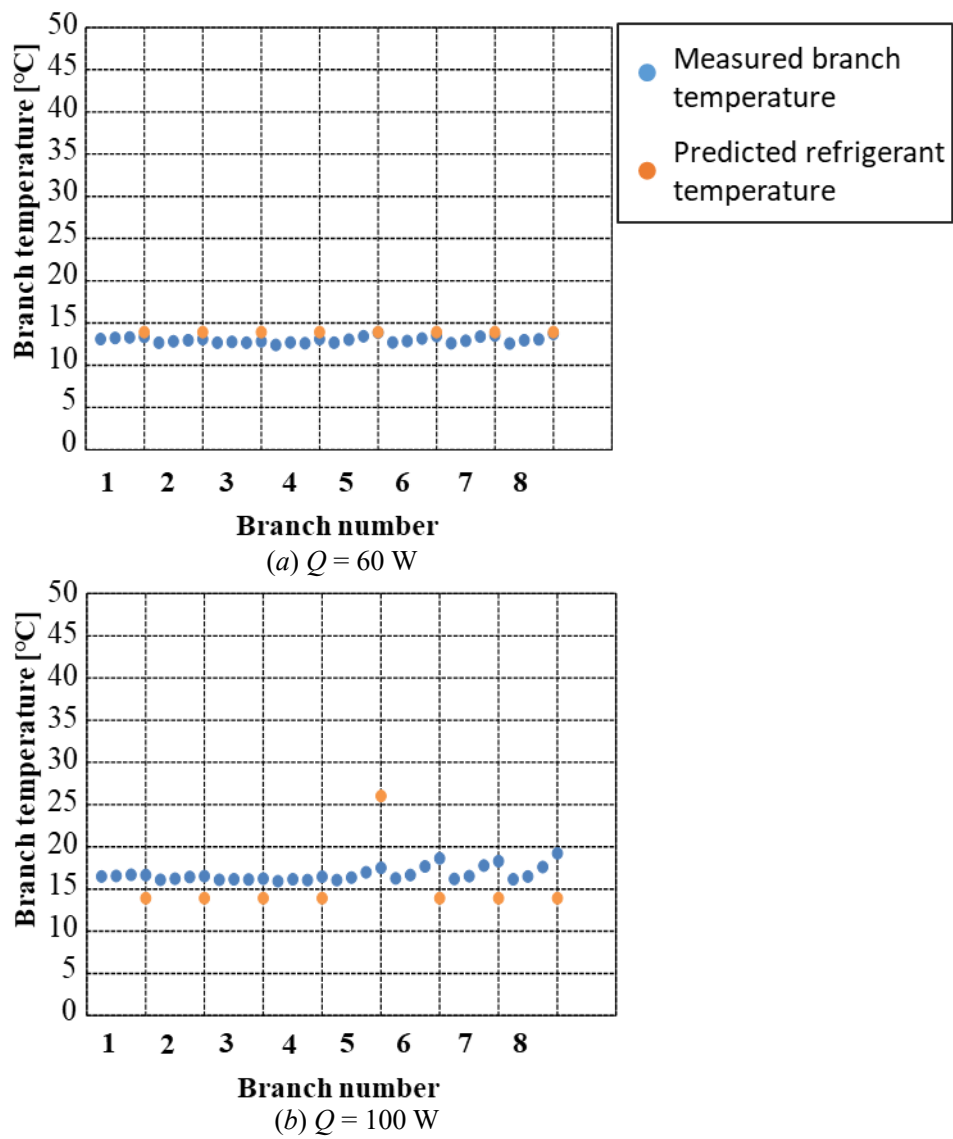


Fig 4-3 分岐管温度測定結果

◆ 気液分配率の測定結果

Fig 4-4 に気液分配率の測定結果を示す．第1分岐管における過大な液相分配は分岐管加熱によって顕著に抑制された．また第3, 4, 5分岐管など中間域の分岐管における液相分配量が加熱により増大した．

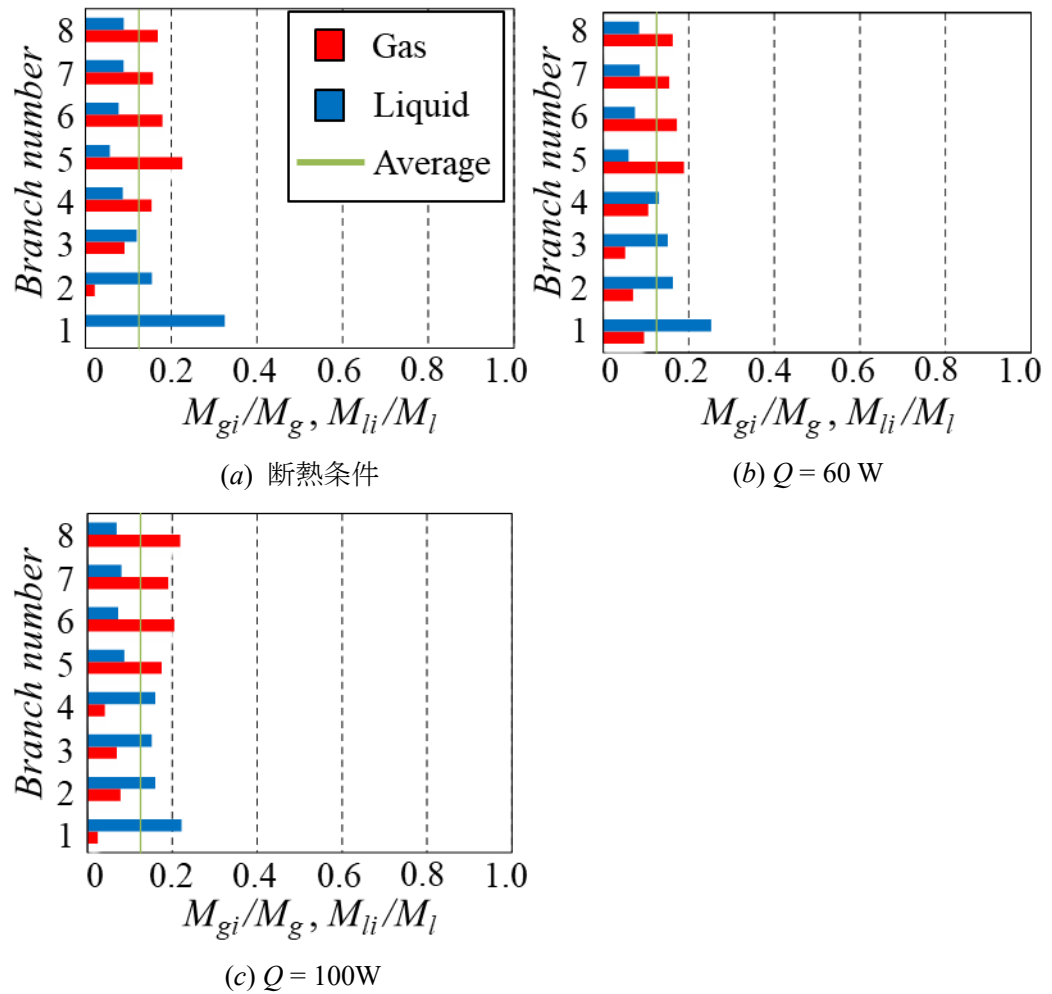


Fig 4-4 気液分配率の測定結果

◆ 加熱用標準流路との比較

● 流動の可視化結果

Fig 4-5 に加熱用標準流路のヘッダ内流動可視化結果を示す．なお標準流路では分岐管の温度限界により、 $Q=80\text{W}$ までの測定に留まっていた．標準流路のヘッダ内における冷媒の流動様式はいずれの冷媒条件、加熱量条件においてもチャーン流である．標準流路では加熱量の増大に伴い、液滴がより上部まで到達するようになることが確認された．Fig 4-6 に加熱用内管流路のヘッダ内流動可視化結果を示す．内管流路では、断熱条件時で第3分岐管高さまで液相が貯まっており、加熱量の増大に伴い、第4分岐管付近まで液面の上端が到達する様子が確認できた．また、これは液相分配が第4分岐管において増大したと整合している．

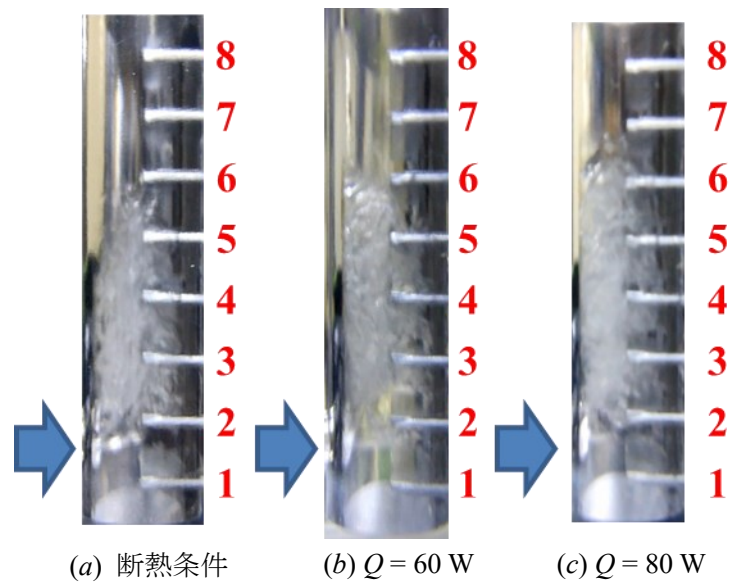


Fig 4-5 ヘッダ内流動比較 (標準流路)

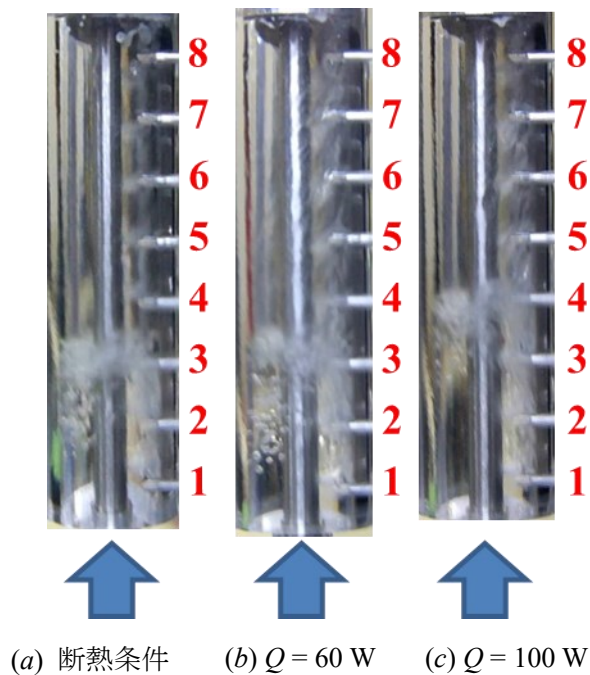


Fig 4-6 ヘッダ内流動比較 (内管流路)

● 液相分配率の比較

Fig 4-7 に加熱用標準流路における各加熱量の液相分配率の結果を示す. Fig 4-8 に加熱用内管流路における各加熱量の液相分配率を示す. いずれの流路においても加熱量の増大に伴い, 第1分岐管への過大な液相分配が抑制された. 標準流路ではより上部の分岐管への液相分配が増大した. 一方, 内管流路では加熱によるヘッダ底部の液位の上昇により新たに液溜まりに接するようになった第4分岐管において顕著な液相分配の増大が認められた.

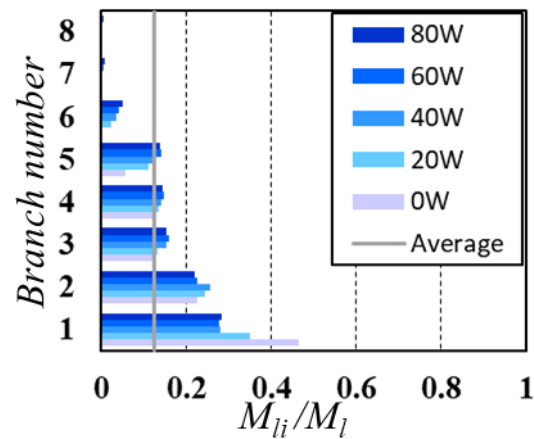


Fig 4-7 各加熱量における液相分配率 (標準流路)

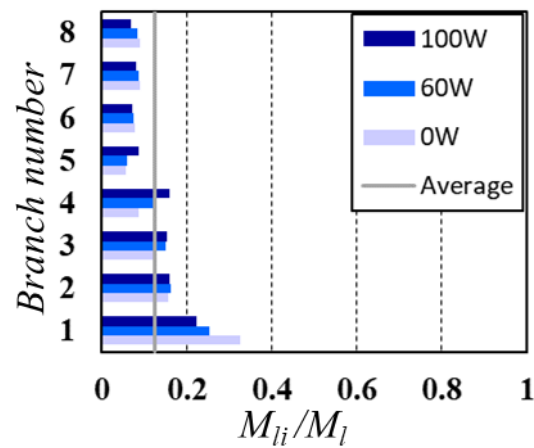


Fig 4-8 各加熱量における液相分配率 (内管流路)

4.2.2 冷媒条件 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$

◆ 分岐管温度の測定結果

この冷媒条件では当初設定した $Q=100\text{W}$ だけでなく $Q=80\text{W}$ においても、冷媒循環装置の制御が不安定になったため、 $Q=60\text{W}$ の測定のみ留まった。

Fig 4-9 に分岐管表面に設置した熱電対による分岐管温度の測定結果を示す。また、飽和温度を実測値に合わせた各分岐管出口における冷媒温度の予測値も併せて示す。

ほとんどの分岐管の温度は飽和温度で一定となる。したがって、熱電対の測定結果が分岐管内を流れる冷媒の温度にほぼ一致すると考えられる。

液相分配量が少ない分岐管の温度は上昇している。第2, 4分岐管では実測値の方が予測値よりも低くなっており、これらの分岐管への液相分配量が断熱条件時よりも増大することを示唆している。

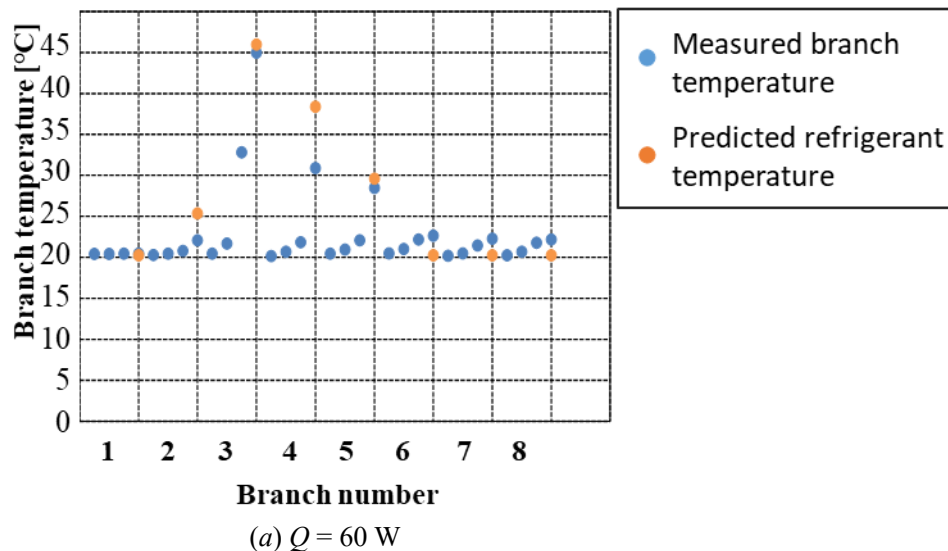


Fig 4-9 分岐管温度測定結果

◆ 気液分配率の測定結果

Fig 4-10 に気液分配率の測定結果を示す．第1分岐管における過大な液相分配は分岐管加熱を行ってもほとんど変化しなかった．最上部の第8分岐管，中間域の第2分岐管における液相分配量が加熱により増大した．

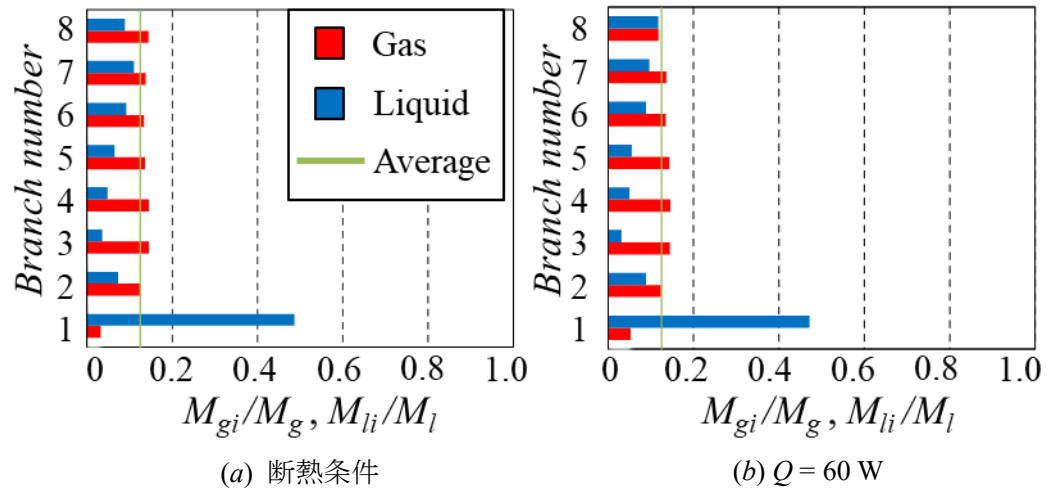


Fig 4-10 気液分配率の測定結果

◆ 加熱用標準流路との比較

● 流動の可視化結果

Fig 4-11 に加熱用標準流路のヘッダ内流動可視化結果を示す。標準流路では加熱量の増大に伴い、液滴がより上部まで到達するようになることが確認された。Fig 4-12 に加熱用内管流路のヘッダ内流動可視化結果を示す。内管流路では、断熱条件では第1分岐管高さまで液相が貯まっており、加熱量の増大に伴い、第2分岐管付近まで液面の上端が到達する様子が確認できる。

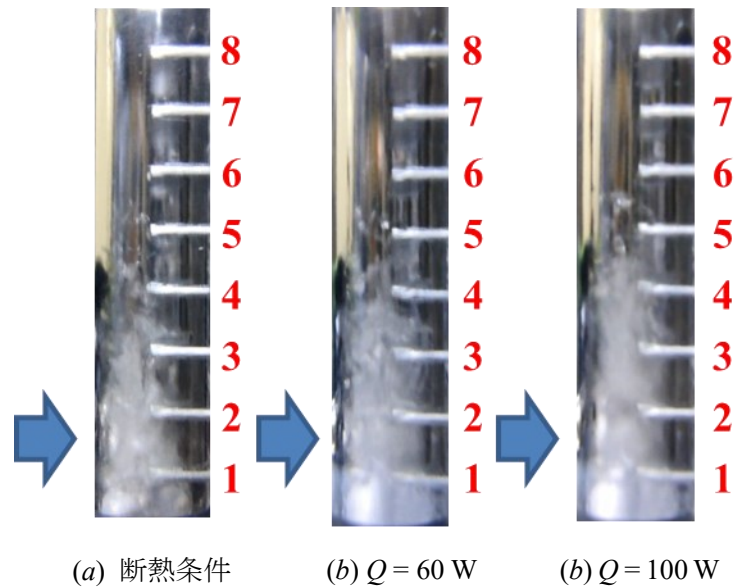


Fig 4-11 ヘッダ内流動比較 (標準流路)

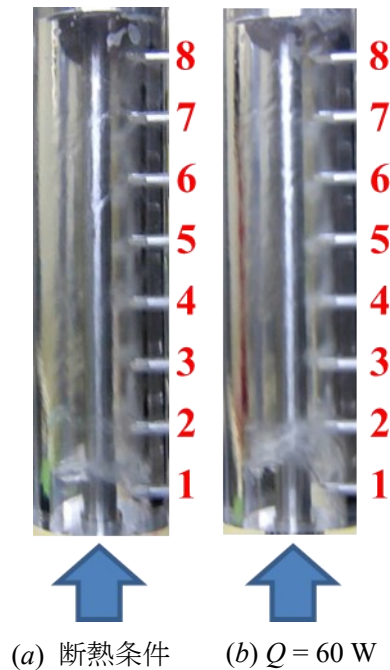


Fig 4-12 ヘッダ内流動比較 (内管流路)

● 液相分配率の比較

Fig 4-13 に加熱用標準流路における各加熱量の気液分配率の結果を示す。Fig 4-14 に加熱用内管流路における各加熱量の気液分配率を示す。標準流路では加熱量の増大に伴い、第1分岐管への過大な液相分配が抑制され、より上部の分岐管へ液相が分配されるようになる。一方、内管流路では加熱を行っても第1分岐管への液相分配は変化せず、上部の分岐管における液相分配の増大も限定的である。また、内管流路では新たに液溜まりに浸されるようになった第2分岐管において液相分配の増大が認められた。

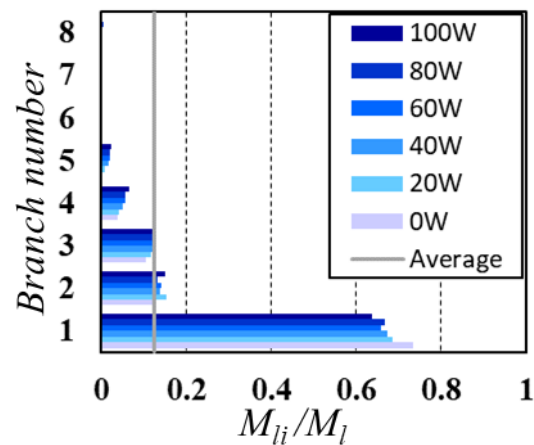


Fig 4-13 各加熱量における液相分配率（標準流路）

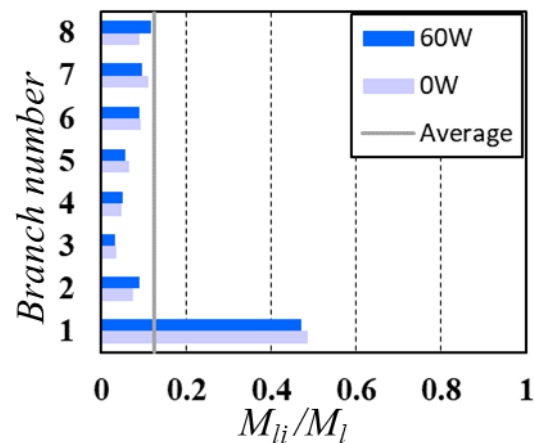


Fig 4-14 各加熱量における液相分配率（内管流路）

4.2.3 冷媒条件 $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$

◆ 分岐管温度の測定結果

この冷媒条件では当初設定した $Q=60\text{W}$ と 100W で実験が可能であった。

Fig 4-15に分岐管表面に設置した熱電対による分岐管温度の測定結果を示す。また、飽和温度を実測値に合わせた各分岐管出口における冷媒温度の予測値も併せて示す。

いずれの熱負荷条件においても、分岐管の温度は飽和温度で一定となる。したがって、ドライアウトは生じていない。

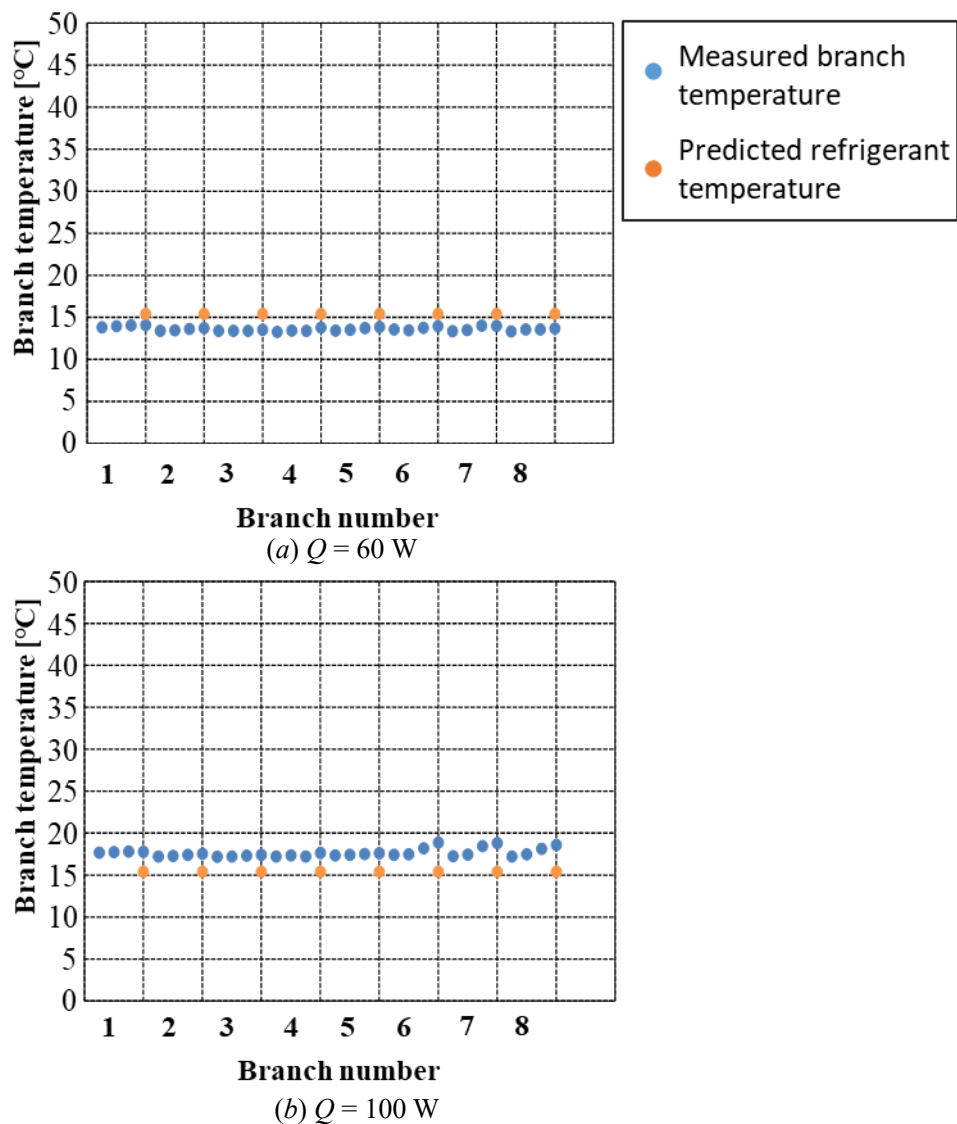


Fig 4-15 分岐管温度測定結果

◆ 気液分配率の測定結果

Fig 4-16 に気液分配率の測定結果を示す．第1分岐管における過大な液相分配は分岐管加熱によって抑制された．また第4, 5分岐管など中間域の分岐管における液相分配量が加熱により増大した．

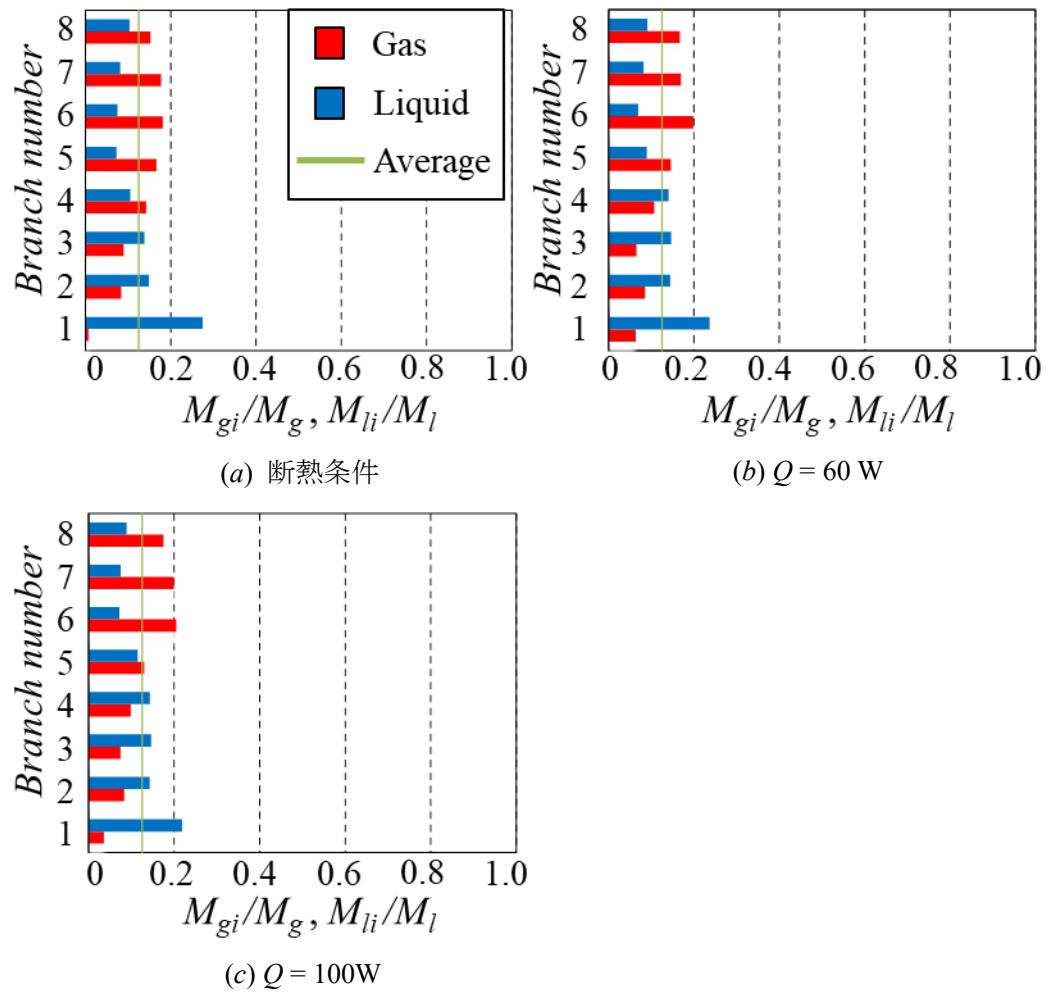


Fig 4-16 気液分配率の測定結果

◆ 加熱用標準流路との比較

● 流動の可視化結果

Fig 4-17 に加熱用標準流路のヘッダ内流動可視化結果を示す．標準流路では加熱量の増大に伴い，液滴がより上部まで到達するようになることが確認された．Fig 4-18 に加熱用内管流路のヘッダ内流動可視化結果を示す．内管流路では，断熱条件時で第4分岐管高さまで液相が貯まっており，加熱量の増大に伴い，第5分岐管付近まで液面の上端が到達する様子が確認できた．また，これは液相分配が第4，5分岐管において増大したとと整合している．

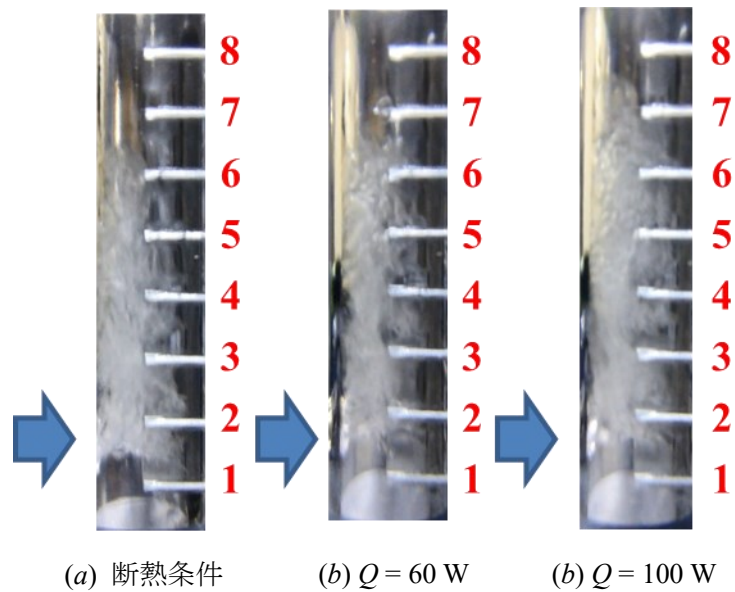


Fig 4-17 ヘッダ内流動比較（標準流路）

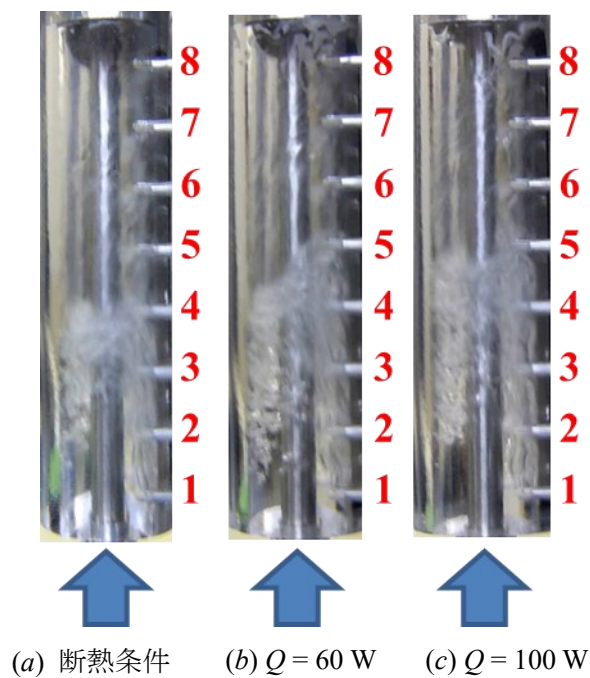


Fig 4-18 ヘッダ内流動比較（内管流路）

● 液相分配率の比較

Fig 4-19 に加熱用標準流路における各加熱量の液相分配率の結果を示す。Fig 4-20 に加熱用内管流路における各加熱量の液相分配率を示す。いずれの流路においても加熱量の増大に伴い、第1分岐管への過大な液相分配が抑制された。標準流路ではより上部の分岐管への液相分配が増大した。一方、内管流路では加熱によるヘッダ底部の液位の上昇により新たに液溜まりに接するようになった第4、5分岐管において液相分配の増大が認められた。

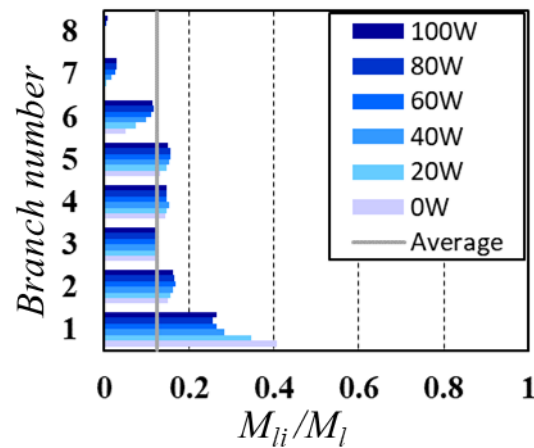


Fig 4-19 各加熱量における液相分配率（標準流路）

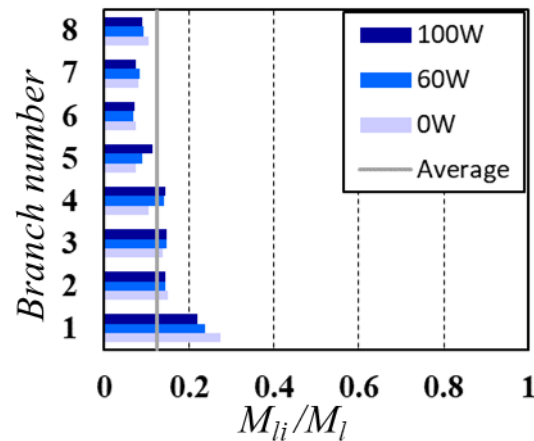


Fig 4-20 各加熱量における液相分配率（内管流路）

4.2.4 冷媒条件 $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$

◆ 分岐管温度の測定結果

この冷媒条件では当初設定した $Q=60\text{W}$ と 100W で実験が可能であった。

Fig 4-21 に分岐管表面に設置した熱電対による分岐管温度の測定結果を示す。また、飽和温度を実測値に合わせた各分岐管出口における冷媒温度の予測値も併せて示す。

いずれの熱負荷条件においても、液相分配量が多い下部と上部の分岐管温度は飽和温度で一定となるが、中間域の分岐管ではドライアウトしている。

$Q = 60\text{W}$ における第 5 分岐管出口, $Q = 100\text{W}$ における第 2 分岐管出口では実測値の方が冷媒温度予測値よりもやや低くなっているが、これはこれらの分岐管への液相分配量が断熱条件時よりも増大することを示唆している。

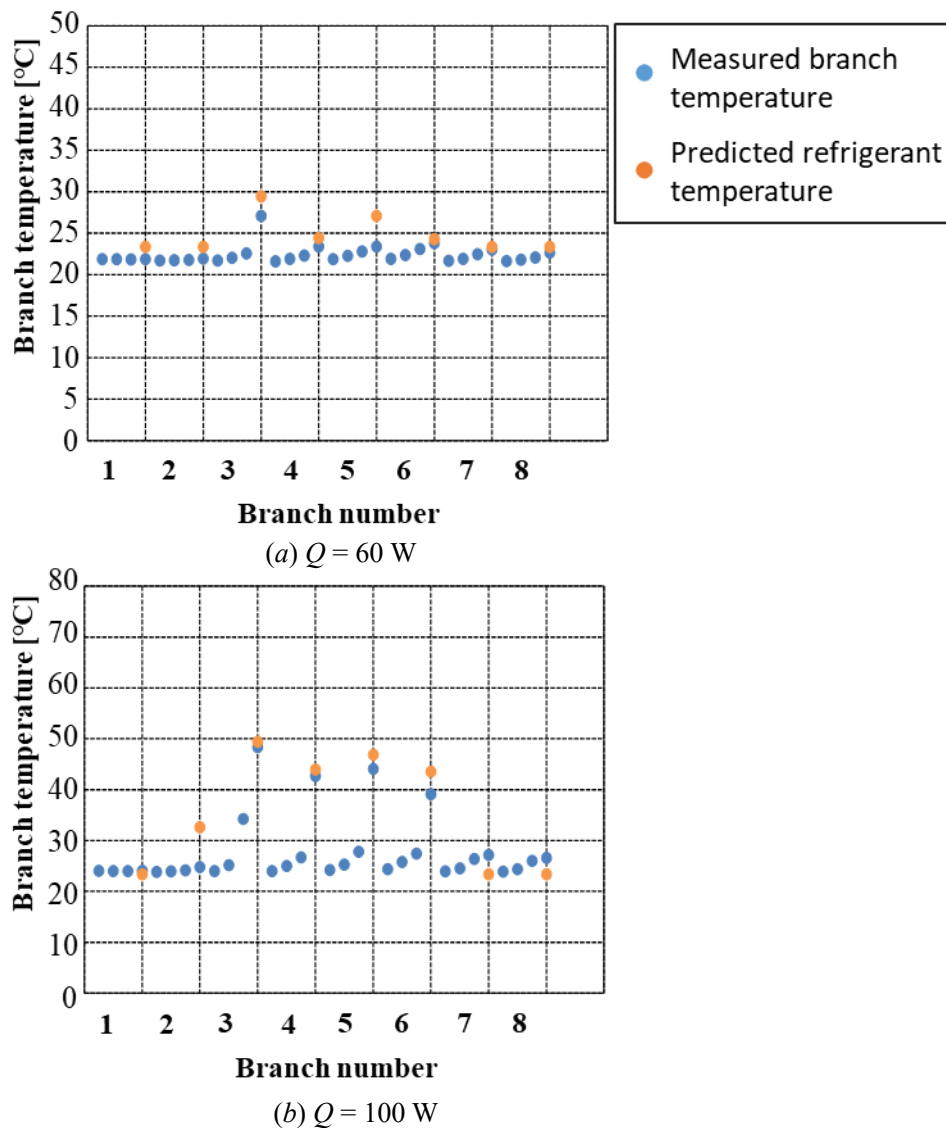


Fig 4-21 分岐管温度測定結果

◆ 気液分配率の測定結果

Fig 4-22 に気液分配率の測定結果を示す．第1分岐管における過大な液相分配は分岐管加熱によって抑制された．また第2分岐管における液相分配量が加熱により増大した．

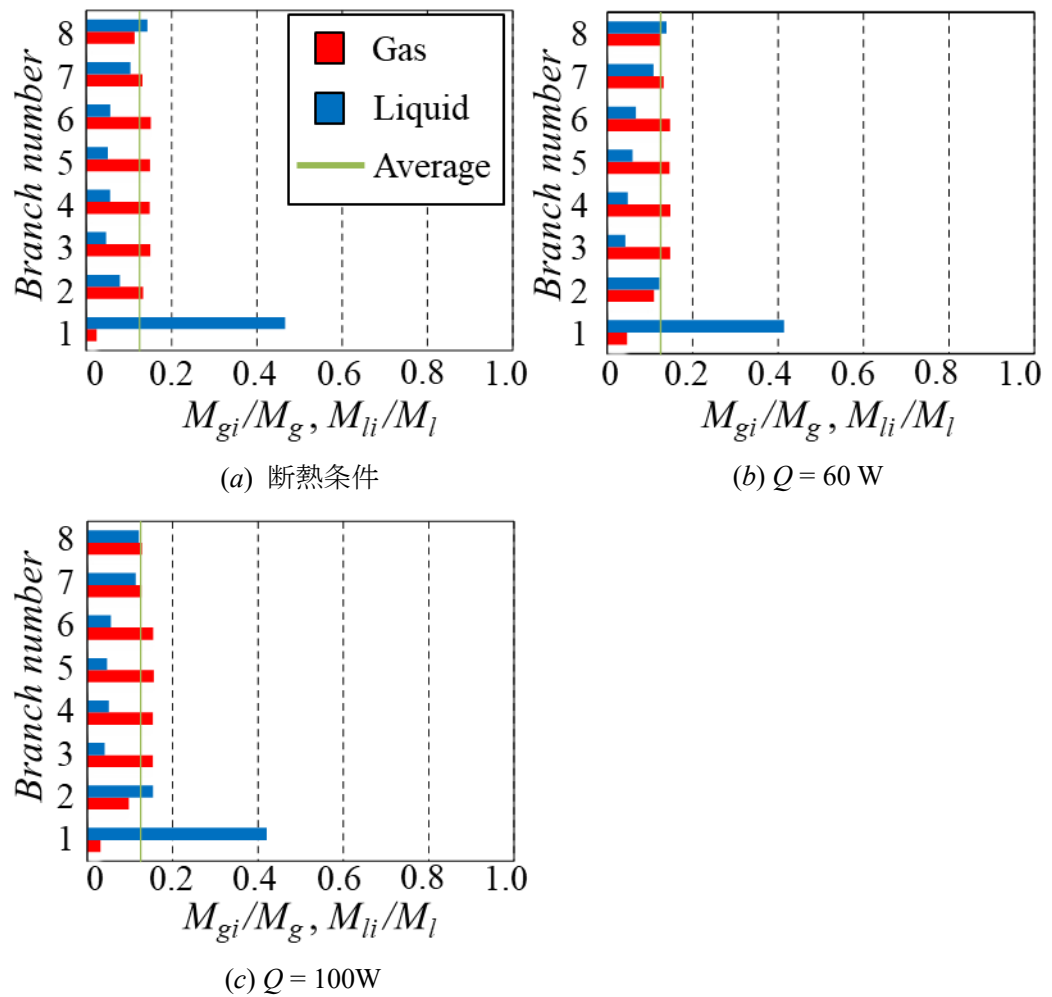


Fig 4-22 気液分配率の測定結果

◆ 加熱用標準流路との比較

● 流動の可視化結果

Fig 4-23 に加熱用標準流路のヘッダ内流動可視化結果を示す. 標準流路では加熱量の増大に伴い, 液滴がより上部まで到達することが確認された. Fig 4-24 に加熱用内管流路のヘッダ内流動可視化結果を示す. 内管流路では, 断熱条件時で第 1 分岐管高さまで液相が貯まっており, 加熱量の増大に伴い, 第 2 分岐管付近まで液面の上端が到達する様子が確認できた.

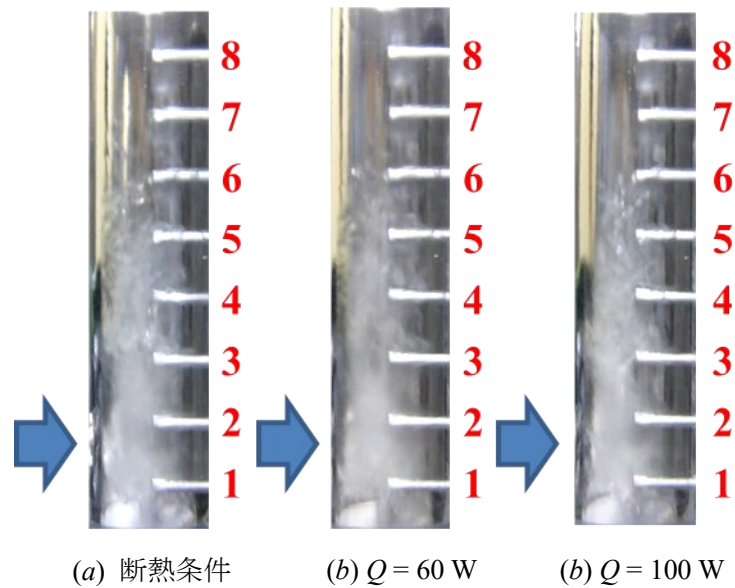


Fig 4-23 ヘッダ内流動比較 (標準流路)

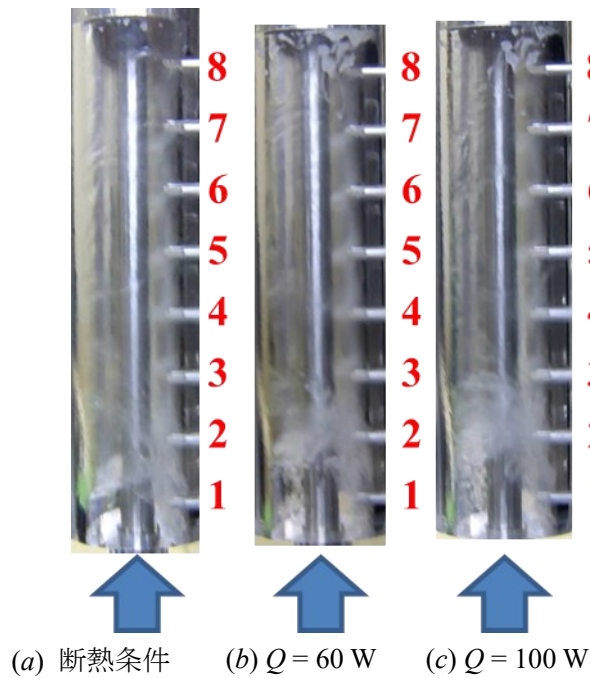


Fig 4-24 ヘッダ内流動比較 (内管流路)

● 液相分配率の比較

Fig 4-25 に加熱用標準流路における各加熱量の液相分配率の結果を示す．
 Fig 4-26 に加熱用内管流路における各加熱量の液相分配率を示す．いずれの流路においても加熱量の増大に伴い，第1分岐管への過大な液相分配が抑制された．標準流路ではより上部の分岐管への液相分配が増大した．一方，内管流路では加熱によるヘッダ底部の液位の上昇により，新たに液溜まりに接するようになった第2分岐管において液相分配の増大が認められた．

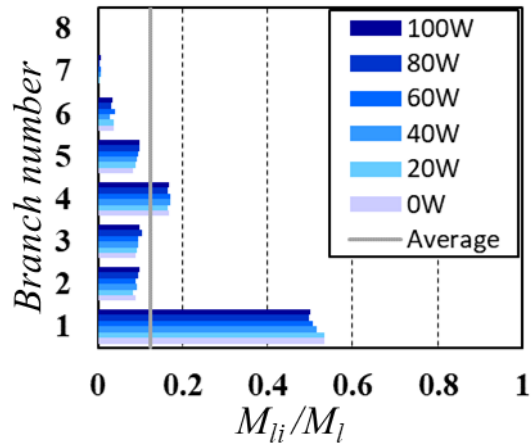


Fig 4-25 各加熱量における液相分配率（標準流路）

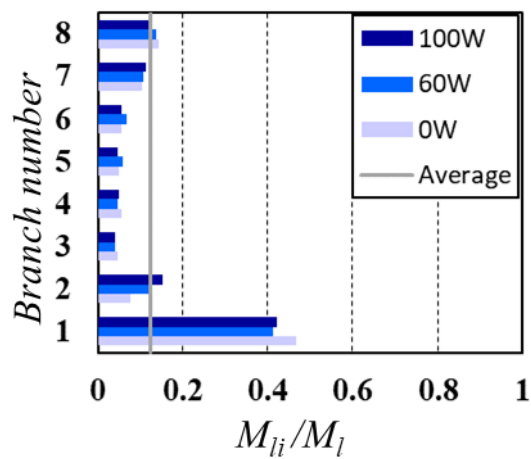


Fig 4-26 各加熱量における液相分配率（内管流路）

4.2.5 液相分配の均一性評価

本節では液相分配率の標準偏差を算出することで液相分配の均一性を定量的に評価する。Fig 4-27 に標準流路と内管流路の各冷媒流量と $x=0.2$ および 0.6 で得られた液相分配率の標準偏差 σ_l の加熱量 Q に対する変化を示す。

標準流路の σ_l はいずれの冷媒条件でも加熱量の増加に伴い減少しており、冷媒循環量が大きくクオリティの低い条件すなわち液相流量の大きな条件ほど σ_l は低くなる傾向が認められる。冷媒循環量の影響は高クオリティ条件の方が大きく現れている。これは液相流量が少ない高クオリティ条件の場合、上部の分岐管に液相が分配されづらく、冷媒循環量が増加すると、上部の分岐管にも僅かではあるが液相が分配されるので、 σ_l への影響が大きいと考えられる。また、加熱量に対する σ_l の変化は低クオリティの方が幾分大きい。

内管設置流路における σ_l は M と x を同一にした場合、標準流路の σ_l よりも小さく、加熱条件下でも多孔内管の利用により液相分配の均一性が向上していることが確認できる。加熱量の増加に伴い σ_l は減少する傾向を示しており、標準流路の場合と同様に内管設置流路においても分岐管の加熱により液相分配の均一性は高まることがあらためて確認できる。また、内管設置流路では σ_l に対するクオリティの影響は標準流路と同程度であるが、冷媒循環量の影響は標準流路に比べるとかなり小さい。これは、標準流路では冷媒循環量の増加に伴い液相の最大到達位置が高くなり σ_l の減少に寄与したが、内管設置流路では内管の効果によって全冷媒循環量で液相は第8分岐管まで到達していたため、加熱量の増加に対する σ_l の減少割合が小さくなったと考えられる。

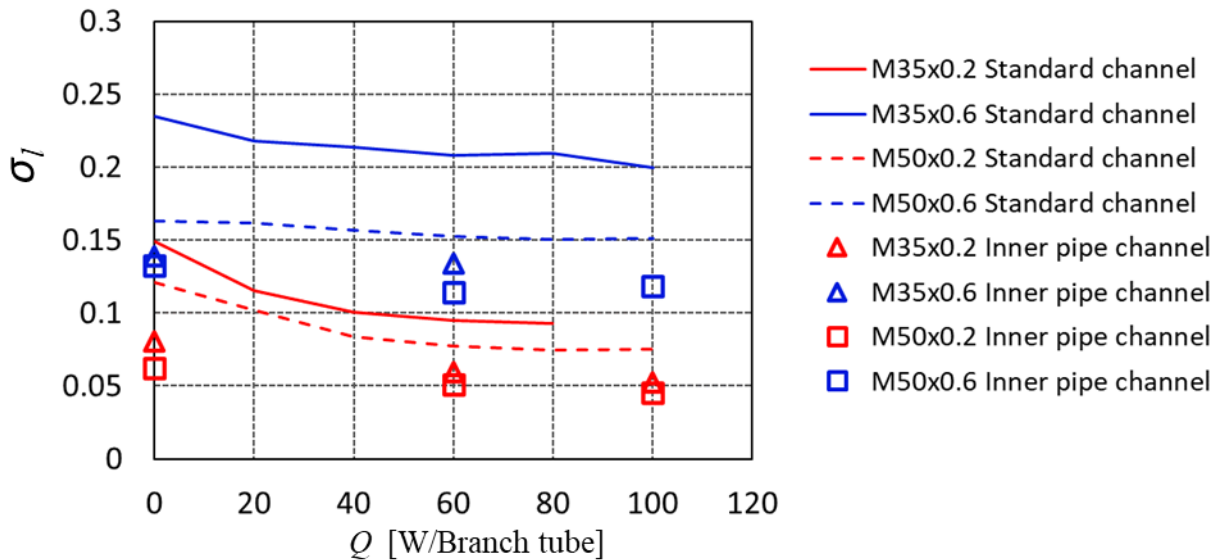


Fig 4-27 液相分配率の標準偏差の比較

4.2.6 分岐管加熱が液相分配に及ぼす影響の推測

本節では内管流路において、分岐管加熱が液相分配に及ぼす影響の推定を行う。先行研究では、標準流路において分岐管加熱が液相分配に作用するメカニズムについて以下のように明らかにしている⁽⁴⁸⁾。

標準流路

標準流路においては、加熱量の増大に伴い、第1分岐管における過大な液相分配が抑制され、より上部の分岐管に液相が分配されるようになることが確認された。第1分岐管における液相分配の減少は管内の液冷媒蒸発に伴う、圧力損失の増大に起因することを明らかにした。また、液相の最大到達位置が分岐管1本分程度上昇することも定量的に明らかにされている。

以上より、分岐管の加熱によって管内の圧力損失が増加し、第1分岐管への過大な液相分配が抑制され、ヘッダ内の冷媒流においてはより多くの液冷媒がヘッダ上部に向かうようになり、液相の上昇速度が増加して、上部の分岐管において液相分配が増大した結果、液相分配の均一性が向上すると明らかにした。

以上の標準流路における加熱の影響の考察と 4.2.1～4.2.4 で示した実験結果より、内管流路において分岐管加熱が液相分配に作用するメカニズムについて以下のように推測する。

内管流路

可視化動画の観察では、いずれの冷媒条件においてもヘッダ底部に液溜まりが形成されていた。これは内管の細孔から噴出した液冷媒のうち、分岐管に流入しなかった分がヘッダ内を流下することで形成されると考えられる。そして、全ての冷媒条件において、加熱量増大に伴い、この液溜まりの上端の位置が上昇することが確認された。この液溜まりの上昇については、第1分岐管における液相分配が加熱によって抑制され、ヘッダ底部に滞留する冷媒が増加するためだと推定される。

次に第1分岐管への液相分配が分岐管加熱によって抑制されるメカニズムについて推定する。可視化動画の観察では、第1分岐管はいずれの条件においても、液溜まりに接している。そのため、標準流路と同様に、この分岐管に分配される液冷媒は主にこの液溜まりから流入しており、分岐管の加熱を行うと、第1分岐管内の圧力損失が増大し、第1分岐管に分配される液相が断熱条件時よりも減少すると考えられる。

以上より、分岐管の加熱によって、第1分岐管への過大な液相分配が抑制されることで、液溜まりの上端の位置が上昇したと推定する。また、液溜まりの上端の位置が上昇することで、新たに液溜まりに接するようになった中間域の分岐管において液相分配の増大が起こっていたため、内管流路では第1分岐管への過大な液相分配の抑制と、中間域の分岐管への液相分配の増大により、液相分配の均一性が向上すると考えられる。

4.3 分岐管加熱が液相分配に及ぼす影響の考察

本節では 4.2.6 で述べた分岐管加熱が液相分配に及ぼす影響の推測に関して、定量的な考察を行う。先行研究では標準流路の加熱条件において、第1分岐管における液相分配の減少が液冷媒の蒸発に伴う分岐管の圧力損失の増大に起因することを明らかにした⁽⁴⁸⁾。そこで内管流路についても同様に第1分岐管における液相分配の減少と圧力損失の増大に着目した。

4.3.1 第1分岐管の液相分配減少率

4.2.1 から 4.2.4 で紹介したように、標準流路、内管流路ともに加熱量の増大に伴って、第1分岐管への液相分配が減少する傾向がみられたため、第1分岐管における液相分配の減少率 η_{l1} を求め、分岐管加熱量 Q に対し整理した結果を Fig 4-28 に示す。ここで η_{l1} は式(4.4)で定義した。

$$\eta_{l1} = \frac{(M_{l1}/M_{lin})Q}{(M_{l1}/M_{lin})_{ad}} \quad (4.4)$$

M_{l1} : 第1分岐管における液相質量流量 [kg/s]

M_{lin} : ヘッド入口における液相質量流量 [kg/s]

添字 Q : 加熱条件 添字 ad : 断熱条件

標準流路の結果を実線と破線、内管流路の結果を記号で示す。赤が $x=0.2$ 、青が $x=0.6$ である。標準流路における η_{l1} は Q の増大に伴い減少するが、高クオリティ条件の方が η_{l1} は大きくなる、すなわち加熱による液相分配の減少率は小さくなる。また、冷媒循環量が η_{l1} に及ぼす影響はクオリティの影響に比べて小さい。

内管流路においても η_{l1} は Q の増大に伴い減少し、高クオリティ条件の方が η_{l1} は大きくなる、すなわち加熱による液相分配の減少率が小さくなる。また、冷媒循環量が η_{l1} に及ぼす影響がクオリティの影響に比べて小さい点も標準流路と同様であるが、 $M=50\text{kg/h}$ ではクオリティの影響が標準流路に比べると小さい。 $x=0.6$ における η_{l1} の値は標準流路と同等であるが、 $x=0.2$ における η_{l1} の値は標準流路よりも大きい、すなわち加熱による液相分配の減少割合は標準流路よりも低くなっている。

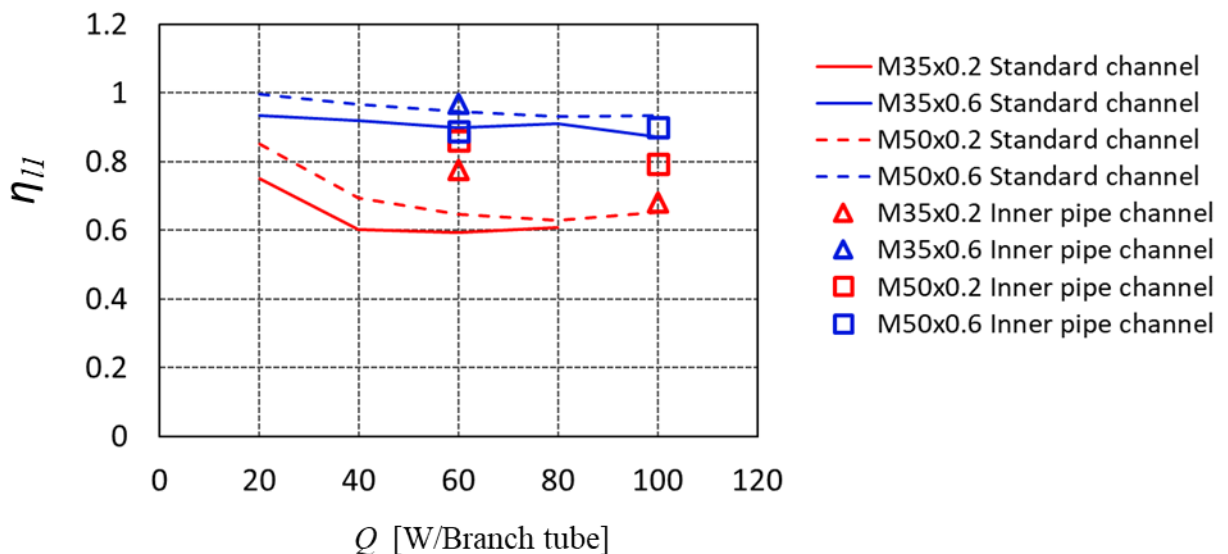


Fig 4-28 第1分岐管における液相分配減少率

4.3.2 第1分岐管の圧力損失

4.2.6 で述べたように標準流路、内管流路ともに分岐管加熱によって第1分岐管内を流れる冷媒が蒸発し、管内の圧力損失が増大することで、第1分岐管への液相分配が抑制されていると推定される。そこでこの分岐管への気液分配量を用いて、加熱によって生じる圧力損失を予測する。分岐管内の冷媒流は水平方向のため、位置損失は考慮する必要がなく、圧力損失は摩擦損失と加速損失の和として算出する。なお、摩擦損失と加速損失の計算には、断熱条件時に測定した気液分配量を入口条件として与えるため、この計算で求めた圧力損失は分岐管への気液分配量が加熱量によって変化しないと仮定した値である。

摩擦損失

第1分岐管における摩擦損失 ΔP_f は Lockhart-Martinelli 相関⁽⁵²⁾に基づき算出し、 C_1 については本研究と類似の微細多孔管をもつ多分岐管において求めた値 $C_1=2$ を適用した⁽⁴⁸⁾。

$$\phi_l^2 = \frac{\Delta P_{tp}/\Delta z}{\Delta P_l/\Delta z} \quad (4.5)$$

$$\text{Chisholm の式: } \phi_l^2 = 1 + \frac{C_1}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (X^2 = \frac{\Delta P_l/\Delta z}{\Delta P_g/\Delta z}) \quad (4.6)$$

$$\Delta P_g = \lambda_g \frac{L_b}{d} \frac{\rho_g}{2} \frac{j_g^2}{2} \quad (4.7)$$

$$\Delta P_l = \lambda_l \frac{L_b}{d} \frac{\rho_l}{2} \frac{j_l^2}{2} \quad (4.8)$$

$$\lambda_l = \frac{57.11}{Re_l} \quad (4.9)$$

$$\lambda_g = 0.046 Re_g^{-0.2} \quad (4.10)$$

$$Re_g = \frac{j_g \cdot d}{\nu_g} \quad (4.11)$$

$$Re_l = \frac{j_l \cdot d}{\nu_l} \quad (4.12)$$

ϕ_l : 液相基準の二相増倍係数 [-] ΔP_{tp} : 気液二相流における圧力損失 [kPa]

ΔP_l : 液相単相における圧力損失 (レイノルズ数から層流を仮定) [kPa]

X : Martinelli パラメータ [-] C_1 : 実験定数 (先行研究より 2 と仮定) [-]

ΔP_g : 気相単相における圧力損失 (乱流を仮定) [kPa]

λ_l : 液相管摩擦係数 [-]

λ_g : 気相管摩擦係数 [-] (Fanning の式を用いる)

L_b : 分岐管長さ [m] d : 分岐管内冷媒流路の水力直径 [m]

$\rho_{g,l}$: 気相, 液相密度 [kg/m³] $\nu_{g,l}$: 気相, 液相動粘度 [m²/s]

$j_{g,l}$: 気相, 液相みかけ速度 [m/s] $Re_{g,l}$: 気相, 液相レイノルズ数 [-]

物性値はヘッダ入口での条件である飽和温度 15℃, 飽和圧力 1.256MPa における値を用いた。分岐管の加熱により管内で液冷媒が蒸気となるため、液相速度 j_l の減少と気相速度 j_g の増加に伴い ΔP_l が減少し ΔP_g が増加する。この変化による影響を Martinelli

パラメータ X に取り込み、20 mm ピッチで ΔP_{tp} を算出し、分岐管全長に渡って積算することで加熱条件下における分岐管摩擦損失 ΔP_f を求めた。

加速損失

加速損失 ΔP_a は式(4.13)を用いて求める。式(4.13)中のボイド率 α は測定できないため、Smith の式⁽⁵³⁾を用いて算出した。

$$\Delta P_a = \int_{in}^{out} \frac{d}{dz} \left[\frac{G^2 x^2}{\rho_g \alpha} + \frac{G^2 (1-x)^2}{\rho_l (1-\alpha)} \right] dz \quad (4.13)$$

$$\text{Smith の式: } S = e + (1 - e) \left[\frac{\frac{\rho_l}{\rho_g} + e \left(\frac{1-x}{x} \right)}{1 + e \left(\frac{1-x}{x} \right)} \right]^{0.5}, \quad e=4 \quad (4.14)$$

$$S = \frac{\rho_l}{\rho_g} \cdot \frac{x}{1-x} \cdot \frac{1-\alpha}{\alpha} \quad (4.15)$$

ΔP_a : 加速損失 [kPa]

ρ_g : 気相の密度 [kg/m³]

α : ボイド率 [-]

S : スリップ比 [-]

x : 冷媒の局所クオリティ [-]

ρ_l : 液相の密度 [kg/m³]

G : 冷媒質量流束 [kg/(s・m²)]

分岐管の加熱により、冷媒の局所クオリティ x が上昇し、加速損失 ΔP_a も増大する。分岐管入口における気液の運動量と分岐管出口における気液の運動量の差を取ることによって ΔP_a を求めた。

第1分岐管における圧力損失 ΔP_1 は摩擦損失 ΔP_f と加速損失 ΔP_a の和によって求められ、各条件で求めた Q に対する ΔP_1 の増大率 $\eta_{\Delta P1}$ の変化をFig 4-29に示す。なお、 $\eta_{\Delta P1}$ は式(4.17)で定義した。

$$\Delta P_1 = \Delta P_{f1} + \Delta P_{a1} \quad (4.16)$$

$$\eta_{\Delta P1} = \frac{(\Delta P_1)_Q}{(\Delta P_1)_{ad}} \quad (4.17)$$

添字 Q : 加熱条件 添字 ad : 断熱条件

標準流路における $\eta_{\Delta P1}$ は Q の増大に伴い増大するが、高クオリティ条件の方が $\eta_{\Delta P1}$ は小さくなる、すなわち加熱による圧力損失の増大率は小さくなる。また、冷媒循環量が $\eta_{\Delta P1}$ に及ぼす影響はクオリティの影響に比べて小さい。

内管流路においても $\eta_{\Delta P1}$ は Q の増大に伴い増大し、高クオリティ条件の方が $\eta_{\Delta P1}$ は小さくなる、すなわち加熱による圧力損失の増大率が小さくなる。また、冷媒循環量が $\eta_{\Delta P1}$ に及ぼす影響がクオリティの影響に比べて小さい点も標準流路と同様であるが、 $M=50\text{kg/h}$ ではクオリティの影響が標準流路に比べると小さい。 $x=0.6$ における $\eta_{\Delta P1}$ の値は標準流路と同等であるが、 $x=0.2$ における $\eta_{\Delta P1}$ の値は標準流路よりも小さい、すなわち加熱による圧力損失の増大率は標準流路よりも低くなっている。以上のように、 Q に対する $\eta_{\Delta P1}$ の変化はFig 4-28で示した第1分岐管における液相分配減少率 η_{l1} の変化と整合しており、以下にそれをまとめる。

標準流路、内管流路ともに Q の増大に伴い、第1分岐管における圧力損失が増大し、第1分岐管への液相分配が減少する。高クオリティ条件のほうがこの程度が小さい、すなわち加熱による影響が小さい。また、冷媒循環量が及ぼす影響はクオリティの影響に比べて小さい。

内管流路においては、 $M=50\text{kg/h}$ 条件で標準流路と比べると η_{l1} 、 $\eta_{\Delta P1}$ ともにクオリティの影響が小さい。 $x=0.6$ 条件における η_{l1} 、 $\eta_{\Delta P1}$ の値は標準流路と同程度であるが、 $x=0.2$ における η_{l1} の値は標準流路よりも大きく、 $\eta_{\Delta P1}$ の値は標準流路よりも小さい、すなわち加熱の影響が標準流路よりも小さい。以上が整合している点である。

したがって、内管流路においても標準流路と同様に液冷媒の蒸発に伴う第1分岐管の圧力損失の増大が当分岐管における液相分配量の減少をもたらしたと推定される。3.2で示したように断熱条件においても内管流路では第1分岐管への液相分配量が標準流路に比べて減少した。そのため、内管流路では液冷媒の蒸発に伴う圧力損失の増加割合が標準流路より低くなり、その結果、液相分配の減少割合も標準流路より小さくなったと考えられる。また、液相分配率の標準偏差 σ_l についても第1分岐管における液相分配減少の影響を受けるため、内管流路では Q に対する σ_l の変化が標準流路よりも小さくなったと推定される。

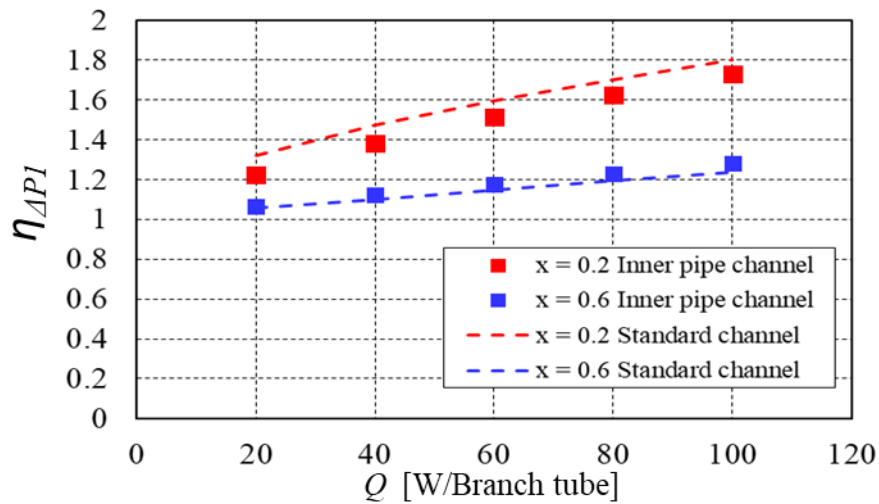
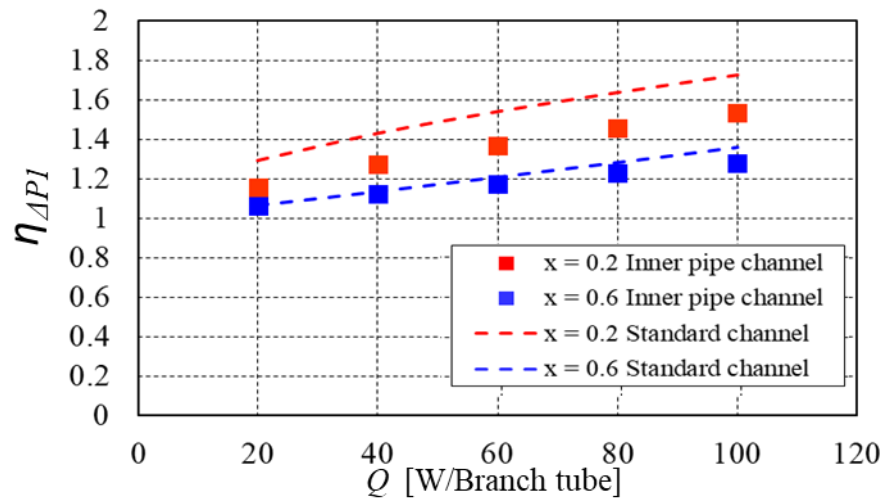

 (a) $M = 35 \text{ kg/h}$

 (b) $M = 50 \text{ kg/h}$

Fig 4-29 第1分岐管圧力損失の増大率

4.3.3 第1分岐管の液相分配減少率の相関式

4.3.2 で述べたように、内管流路においても標準流路と同様に液冷媒の蒸発による圧力損失の増大が第1分岐管への液相分配の減少をもたらしたと考えられる。そこで本研究では両流路における第1分岐管の液相分配減少率 η_{l1} を一つの相関式で整理することを試みた。先行研究⁽⁴⁸⁾では、標準流路における η_{l1} をヘッダ入口における冷媒クオリティ x_{in} 、ヘッダ入口における液相レイノルズ数 Re_{lin} 、分岐管の無次元加熱量 $Q/(M_{lin}h_{lv})$ の累乗の積として整理した。そこで本研究においても両流路における η_{l1} を x_{in} 、 Re_{lin} 、 $Q/(M_{lin}h_{lv})$ の累乗の積として表すこととした。

$$\eta_{l1} = \frac{(M_{l1}/M_l)Q}{(M_{l1}/M_l)_{ad}} \quad (4.4)$$

$$Re_{lin} = \frac{M_{lin}d_2}{\mu_l A} \quad (4.18)$$

M_{l1} : 第1分岐管における液相質量流量 [kg/s] d_2 : ヘッダ水力直径 [m]
 h_{lv} : ヘッダ入口条件における冷媒の潜熱 [kJ/kg] μ_l : 液相粘性係数 [Pa・s]
 M_{lin} : ヘッダ入口における液相質量流量 [kg/s] A : ヘッダ断面積 [m²]
 添字 Q : 加熱条件 添字 ad : 断熱条件

内管流路のヘッダ代表寸法とヘッダ断面積にそれぞれヘッダ内壁と多孔内管外壁で囲まれる環状部分の水力直径と断面積を用いたところ、重回帰分析により次式を得た。

$$\eta_{l1} = 1.672x_{in}^{0.249}Re_{lin}^{-0.096} \cdot \frac{Q}{M_{lin}h_{lv}}^{-0.089} \quad (4.19)$$

重回帰分析には 4.2 に示した内管流路と標準流路のデータ計 26 条件を用い、相関係数 R は 0.875 であった。実験で得られた値より算出した第1分岐管における液相分配の減少率 η_{l1} （実測値 η_{l1} ）を横軸、回帰式により算出した第1分岐管における液相分配の減少率 η_{l1} （計算値 η_{l1} ）を縦軸にとったグラフを Fig 4-30 に示し、実測値と計算値の相関関係を評価する。グラフ中の破線は赤色が誤差±0% (R=1)、青色が誤差±10%の地点を示す。

Fig 4-30 より大部分の条件は誤差±10%の範囲に収まっており、この結果からも標準流路と同様に内管流路においても液冷媒の蒸発に伴う管内の圧力損失の増大が、第1分岐管における液相分配量の低下をもたらしたと推測される。

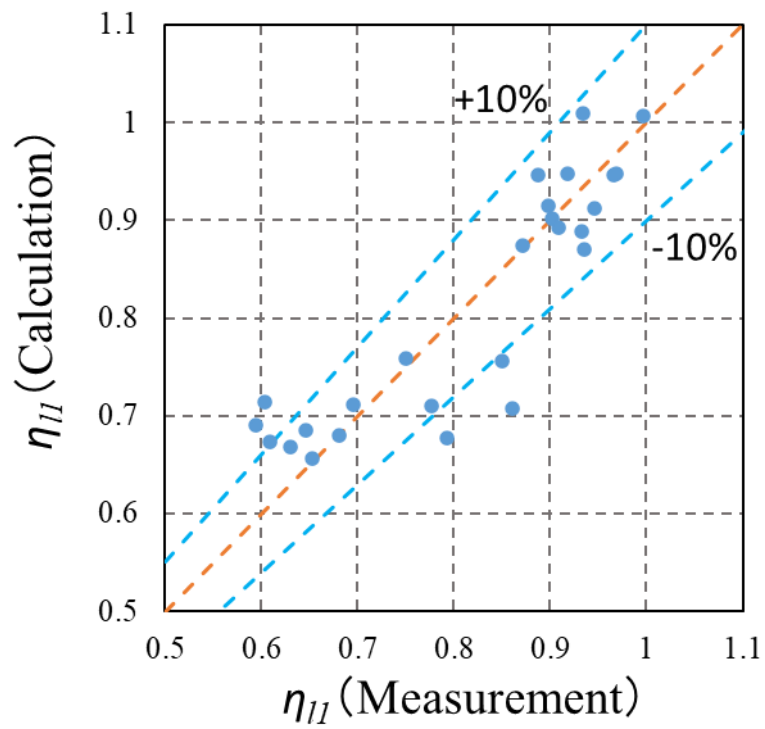


Fig 4-30 第1分岐管における液相分配減少率の相関関係
(実験結果と相関式による計算結果の比較)

4.3.4 液冷媒の到達高さ

4.3.1 から 4.3.3 では標準流路，内管流路ともに，第1分岐管における液相分配の減少が液冷媒の蒸発に伴う分岐管の圧力損失の増大に起因することを明らかにした．本節では標準流路で加熱によって上部の分岐管における液相分配が増大し，内管流路では加熱によって中間域の分岐管における液相分配が増大した点について，入口ヘッダ内の可視化動画観察を基に検討する．

標準流路

標準流路では上部の分岐管における液相分配が増大した．これは加熱量の増大に伴って，ヘッダ内を上昇する液冷媒の到達高さが上昇したためだと推定される．そこで，可視化動画の観察を基に標準流路における液冷媒の到達高さ H_{std} を評価した．評価にあたっては，分岐管の番号(1~8)を高さの基準として評価した．また，可視化動画は約15秒間に渡って撮影されたものを1/4倍速で再生して評価した．Fig 4-31 に一例を示す．液冷媒到達高さ H_{std} は時間変動を伴ったため，常時6本目まで到達し7本目には到達していなければ $H_{std}=6$ とし，常時6本目に到達し間欠的に7本目に到達する場合には $H_{std}=6.5$ とするように，0.5本単位で評価した．

加熱量の増大に伴う H_{std} の変化を冷媒条件ごとに整理し，Fig 4-32 に示す．いずれの冷媒条件においても H_{std} が分岐管1本分程度上昇すると確認された．

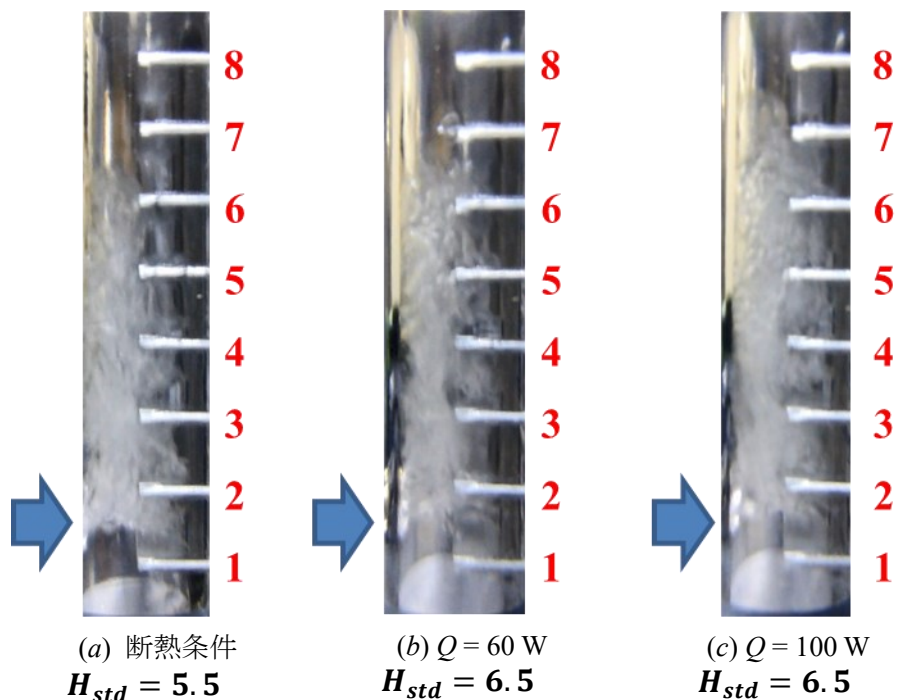


Fig 4-31 標準流路 ヘッダ内可視化動画 ($M=50\text{kg/h}$, $x=0.2$)

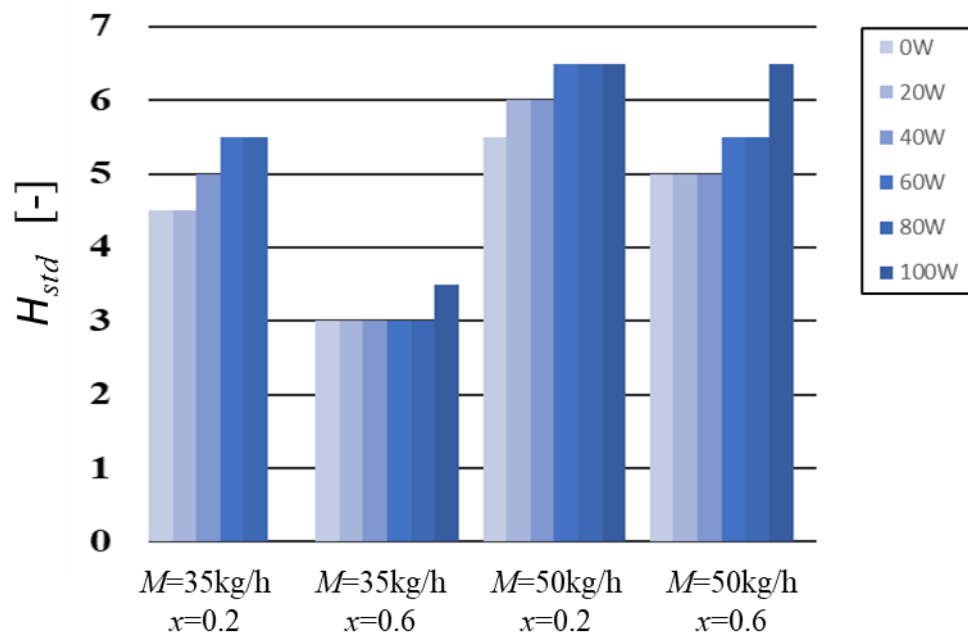


Fig 4-32 標準流路 液冷媒到達高さ

内管流路

内管流路では中間域の分岐管における液相分配が増大した．これは加熱量の増大に伴って，ヘッダ底部の液溜まりの液面の位置が上昇したためだと推定される．そこで，可視化動画の観察を基に内管流路における液冷媒の到達高さ $H_{I.P.}$ を評価した．評価方法は標準流路と同様である．Fig 4-33 に一例を示す．

加熱量の増大に伴う $H_{I.P.}$ の変化を冷媒条件ごとに整理し，Fig 4-34 に示す．いずれの冷媒条件においても $H_{I.P.}$ が分岐管 1 本分程度上昇すると確認された．Fig 4-35 に内管設置流路における各加熱量の液相分配率 ($M=50\text{kg/h}$, $x=0.2$) を改めて示す．入口が新たに液溜まりに接するようになった第 5 分岐管で液相分配が増加していることが改めて確認できる．

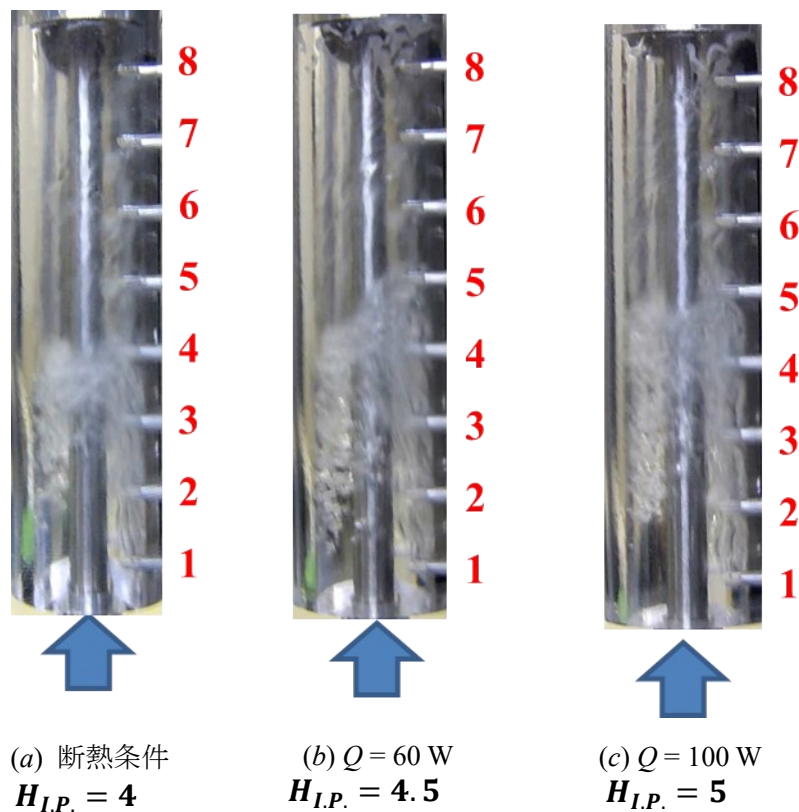


Fig 4-33 内管流路 ヘッダ内可視化動画 ($M=50\text{kg/h}$, $x=0.2$)

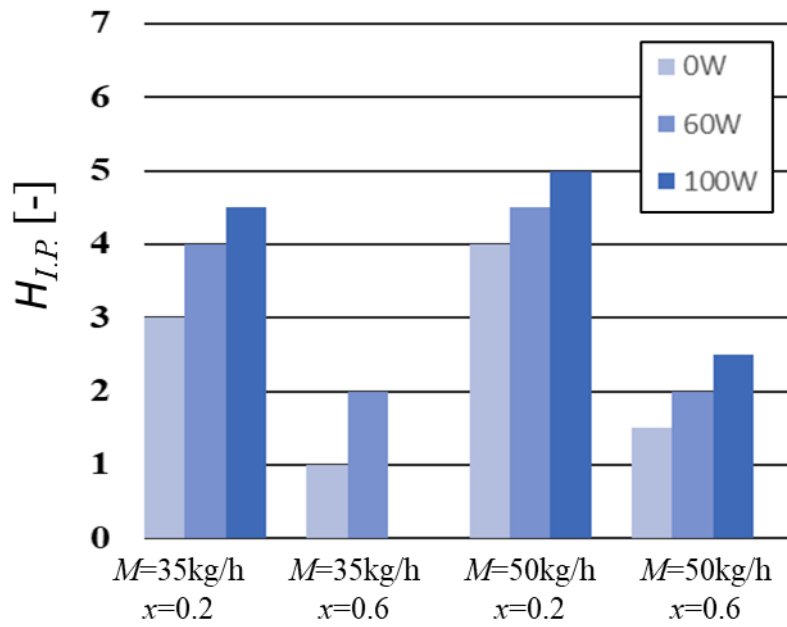


Fig 4-34 内管流路 液冷媒到達高さ

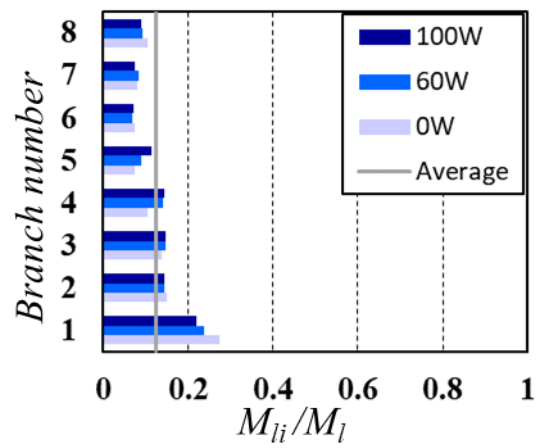


Fig 4-35 各加熱量における液相分配率 (内管流路)
 $M=50\text{kg/h}$, $x=0.2$

4.4 有効伝熱面積の評価

本研究では液相分配の均一性向上を目標とし、内管の設置は加熱条件下においても液相分配の均一性向上に有効であると確認した。一方、冷媒蒸発器実機では冷媒がドライアウトする領域において熱伝達率が著しく低下するため、内管の導入による液相分配の均一性向上だけでなく、ドライアウト領域の減少、すなわち有効伝熱面積の増加についても関心がある。そこで本節では、分岐管のドライアウト領域を推定し、標準流路と内管流路で比較する。

分岐管に流入する液相の流量と分岐管の加熱量に基づいて分岐管内の局所冷媒クオリティの上昇を 20 mm ピッチで、ヒーター長 400mm に渡って算出し、ドライアウトの発生位置を推定した。各区分における冷媒クオリティの上昇は式(4.20)を用いて算出した。各区分に投入される加熱量は分岐管 1 本あたりの加熱量 Q を区分数 j で除したものが投入されるとして計算した。

$$h'(1 - x_{in}) + h''x_{in} + Q/(j \cdot m) = h'(1 - x_{out}) + h''x_{out} \quad (4.20)$$

h', h'' : 液相と気相の飽和比エンタルピー [kJ/kg]

m : 分岐管に分配された冷媒分配量 [kg/s]

Q : 分岐管ヒーターの投入熱量 [W]

j : 区分数[-] (区分長さが 20mm, ヒーター長が 400mm, 区分数 $j=20$ である)

x_{in} : 区間入口における冷媒クオリティ [-]

x_{out} : 区間出口における冷媒クオリティ [-]

計算の入口条件としては、各加熱条件で測定した分配量の実測値を用いた。Fig 4-36~39 に結果を示す。図の左側が分岐管入口側であり、算出したドライアウト位置より上流側に存在する気液二相領域を青色で示す。ドライアウト位置以降のドライアウト領域を赤色で示す。気液二相領域が冷媒蒸発器における有効伝熱部となる。Fig 4-40 には、二相領域すなわち有効伝熱部の割合を示す。これは Fig 4-36~39 に示した結果における、8 本の分岐管それぞれの二相領域長さの合計をヒーター全長 400mm×分岐管 8 本分の長さで除して求めた。

いずれの条件においても内管を導入することでドライアウト領域が減少し、有効伝熱部の割合が上昇している。ドライアウト領域の分布については、上部の分岐管におけるドライアウト領域は内管を設置することで減少しており、内管設置による（上部の分岐管にも液相が分配されるようになる）効果がよく現れている。一方で、高クオリティ条件の中間域の分岐管では内管を設置することでドライアウト領域が現れる箇所も認められ、これは内管内の冷媒速度の増加により、中間域の分岐管で液相分配が減少する傾向があるためである。これを解消することが内管流路の今後の課題であると言える。

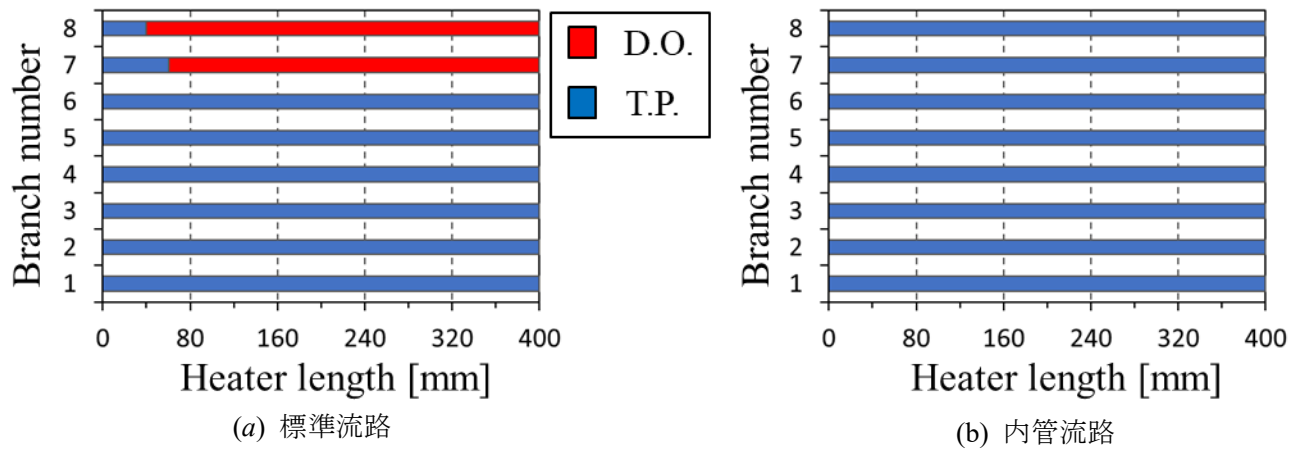


Fig 4-36 有効伝熱部評価 ($M=35\text{kg/h}$, $x=0.2$, $Q=60\text{W}$)

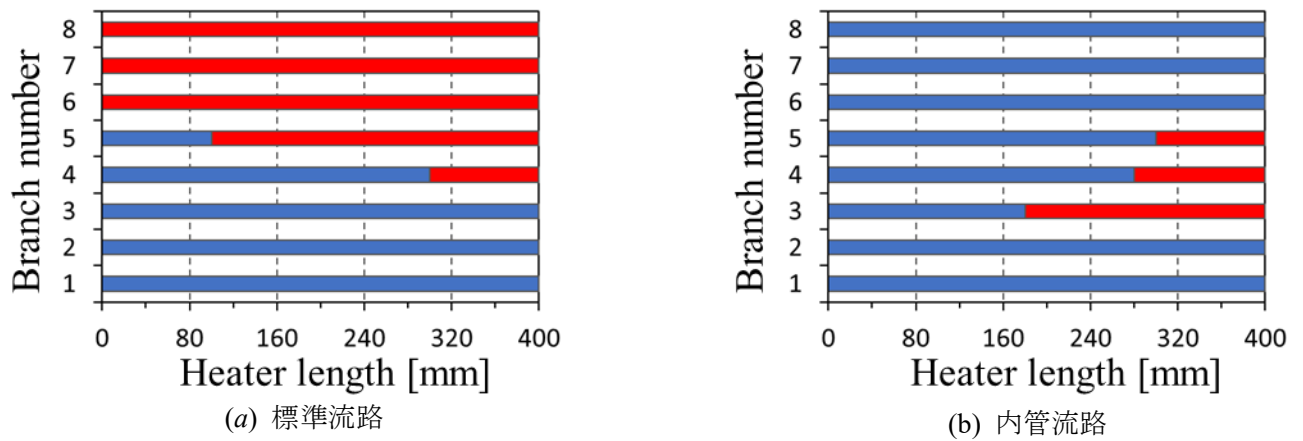


Fig 4-37 有効伝熱部評価 ($M=35\text{kg/h}$, $x=0.6$, $Q=60\text{W}$)

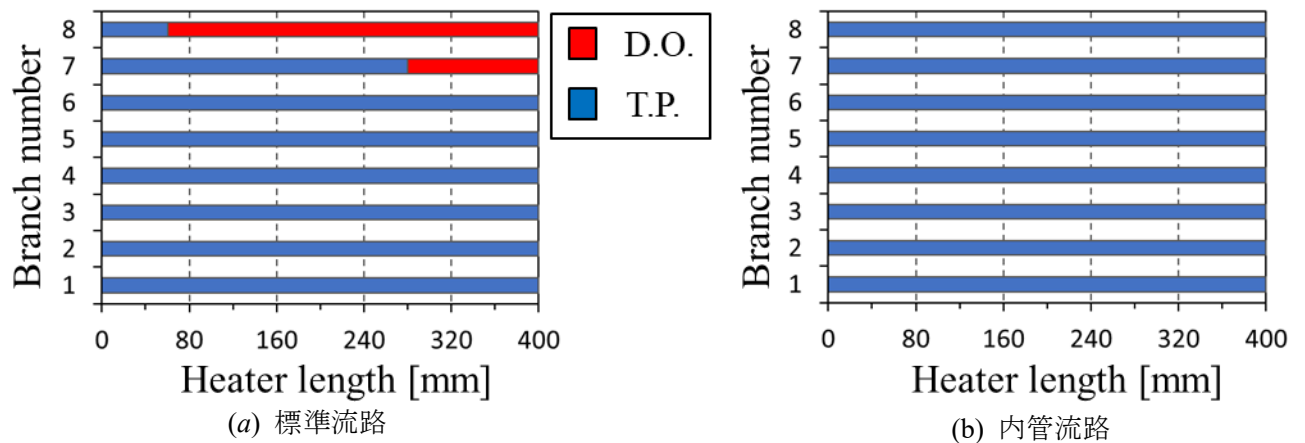


Fig 4-38 有効伝熱部評価 ($M=50\text{kg/h}$, $x=0.2$, $Q=100\text{W}$)

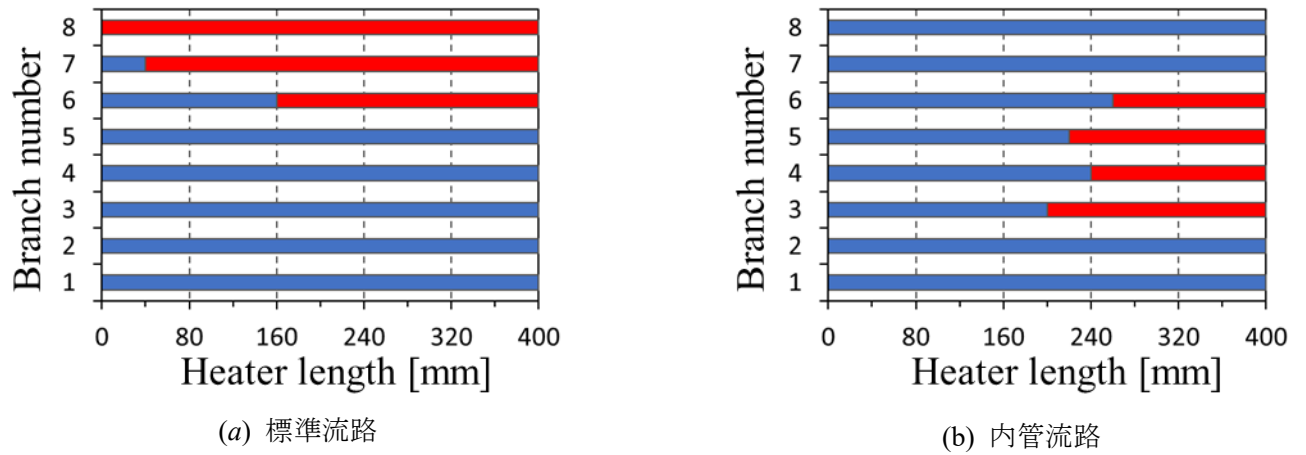


Fig 4-39 有効伝熱部評価 ($M=50\text{kg/h}$, $x=0.6$, $Q=100\text{W}$)

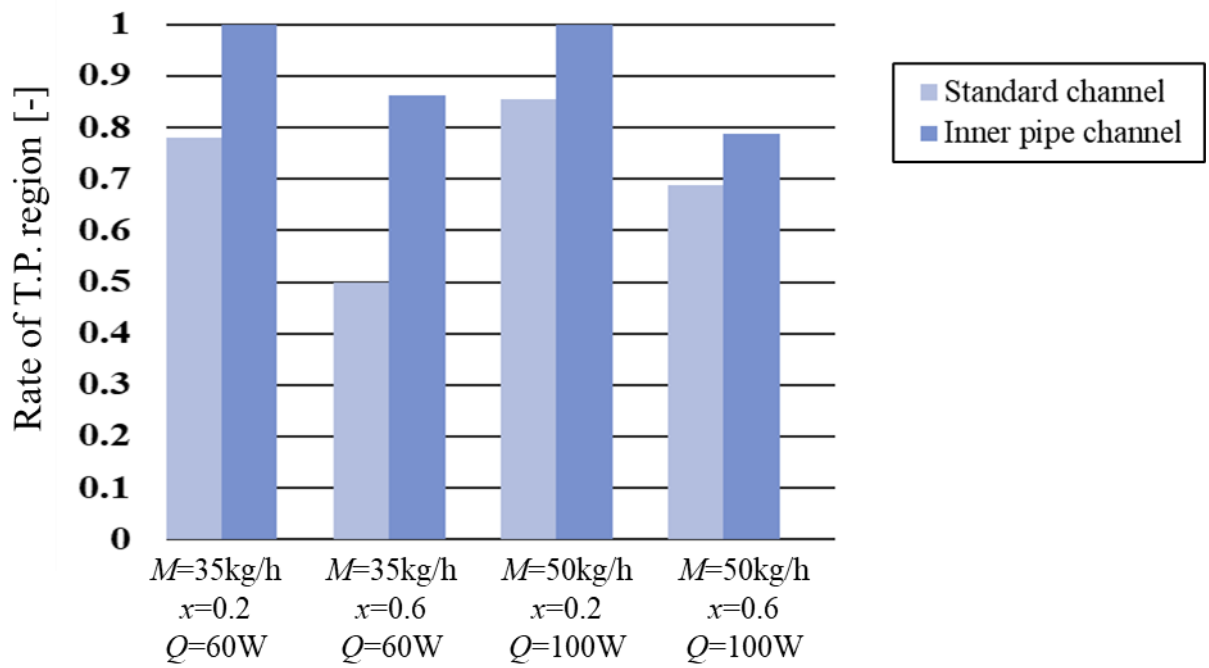


Fig 4-40 有効伝熱部（二相領域）割合

4.5 不均等加熱条件下における気液分配率測定実験

本研究ではこれまで全ての分岐管に等しい熱負荷を設定する均等加熱条件を行ってきた。一方、実機の伝熱面における熱負荷は必ずしも均等ではない。また、4.3 で述べたように分岐管の加熱に伴う、管内の圧力損失の増大が液相分配に影響を及ぼしていると考えられる。そこで本節では分岐管ごとに異なる加熱量を投入する不均等加熱条件を実施することで、空気側の条件が冷媒側の気液分配に及ぼす影響についてより詳細に検討する。

不均等加熱条件の実施は、均等加熱時において液相分配に及ぼす加熱の影響が最も大きかった冷媒条件 $M=35\text{kg/h}$, $x=0.2$ で実施した。不均等加熱条件は8本分の総投入熱量が60Wの均等加熱時と等しい480Wとなるように設定した。加熱量の分布は2条件設け、1つは下部の分岐管から上部の分岐管に向けて加熱量を小さくする条件である。この加熱量の分布条件では、加熱量が多い第1分岐管などの下部の分岐管における液相分配が抑制されることで、液相分配の均一性向上が期待される。もう1つの条件は、この加熱量の分布を反転させた条件で、この条件では液相分配の均一性が悪化すると想定される。投入熱量の分布条件の詳細はTable 4-7にまとめる。

Table 4-7 不均等加熱条件 ($M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$)

| | 不均等加熱条件① (1本目100W) | 不均等加熱条件② (1本目20W) |
|-------|-----------------------------|-----------------------------|
| 第8分岐管 | $\underline{Q}=20\text{W}$ | $\underline{Q}=100\text{W}$ |
| 第7分岐管 | $\underline{Q}=20\text{W}$ | $\underline{Q}=100\text{W}$ |
| 第6分岐管 | $\underline{Q}=20\text{W}$ | $\underline{Q}=80\text{W}$ |
| 第5分岐管 | $\underline{Q}=60\text{W}$ | $\underline{Q}=80\text{W}$ |
| 第4分岐管 | $\underline{Q}=80\text{W}$ | $\underline{Q}=60\text{W}$ |
| 第3分岐管 | $\underline{Q}=80\text{W}$ | $\underline{Q}=20\text{W}$ |
| 第2分岐管 | $\underline{Q}=100\text{W}$ | $\underline{Q}=20\text{W}$ |
| 第1分岐管 | $\underline{Q}=100\text{W}$ | $\underline{Q}=20\text{W}$ |
| 合計 | 480W | 480W |

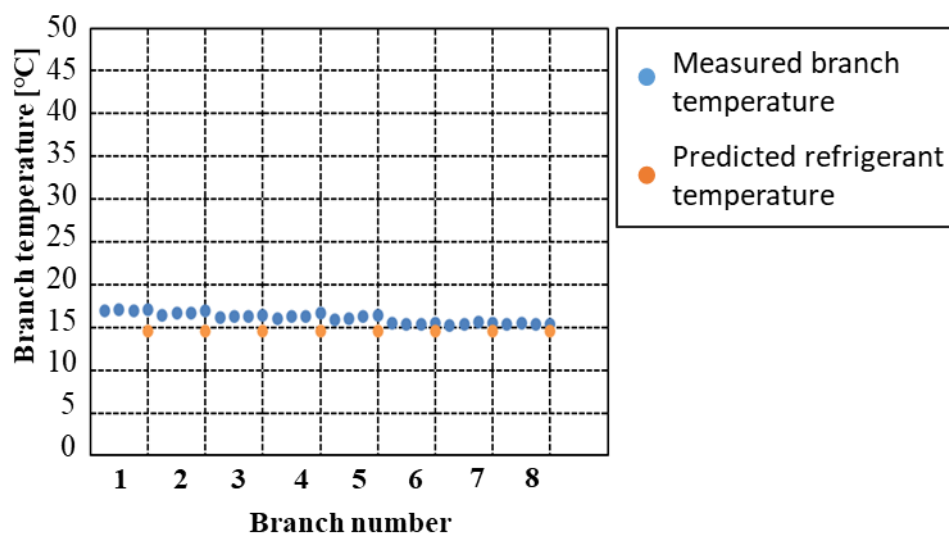
4.5.1 冷媒条件 $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$

◆ 分岐管温度の測定結果

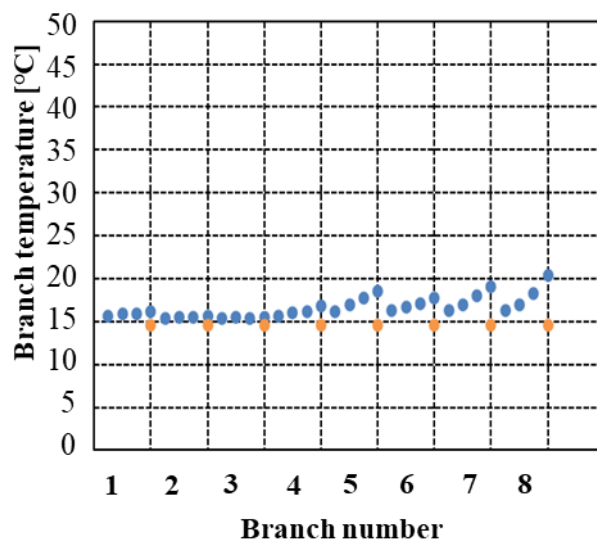
Fig 4-41 に分岐管表面に設置した熱電対による分岐管温度の測定結果を示す. 飽和温度(式(4.3)の T_{in})を実測値に合わせた各分岐管出口における冷媒温度の予測値も併せて示す.

ほとんどの分岐管の温度は飽和温度で一定となる. したがって, 熱電対の測定結果が分岐管内を流れる冷媒の温度にほぼ一致すると考えられる.

不均等加熱条件②の第7,8分岐管では実測値の方が予測値よりも高くなっており, これらの分岐管への液相分配量が断熱条件時よりも減少することを示唆している.



(a) 不均等① (1 本目 100W)



(b) 不均等② (1 本目 20W)

Fig 4-41 分岐管温度測定結果

◆ 気液分配率の測定結果

Fig 4-42 に気液分配率の測定結果を示す。下部の分岐管に大きな加熱量を設定した不均等加熱条件①では、第1分岐管における過大な液相分配が加熱によって顕著に抑制された。また第4, 5分岐管など中間域の分岐管における液相分配量が加熱により増大した。一方、上部の分岐管に大きな加熱量を設定した不均等加熱条件②では、 $Q=60\text{W}$ 均等加熱に比べて第1分岐管への液相分配は大きく、断熱条件時に近い液相分配の分布が得られた。

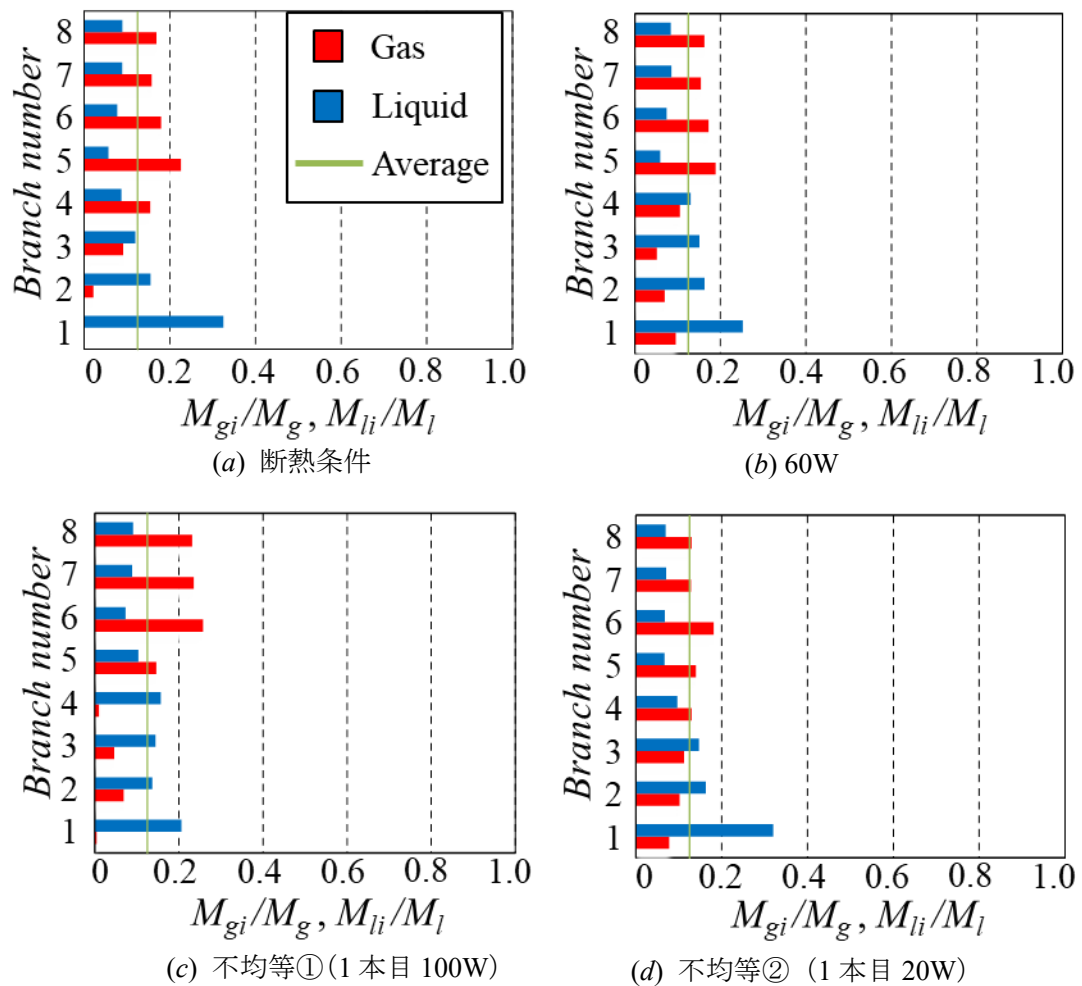


Fig 4-42 気液分配率の測定結果

◆ 流動の可視化結果

Fig 4-43 にヘッダ内流動可視化結果を示す．下部の分岐管に大きな加熱量を設定した不均等加熱条件①では，ヘッダ底部に滞留する液冷媒の液面が第 5 分岐管付近まで到達する様子が確認でき，これはこの条件における液相分配が第 4, 5 分岐管において増大したものと整合している．また，不均等加熱条件と総投入熱量が等しい 60W 均等加熱条件と比べると不均等加熱条件①の方が液面の高さが分岐管 1 本分程度高く，100W 均等加熱条件と同程度であった．一方，上部の分岐管に大きな加熱量を設定した不均等加熱条件②では，ヘッダ底部に溜まる液相の高さは断熱条件時と同程度であった．

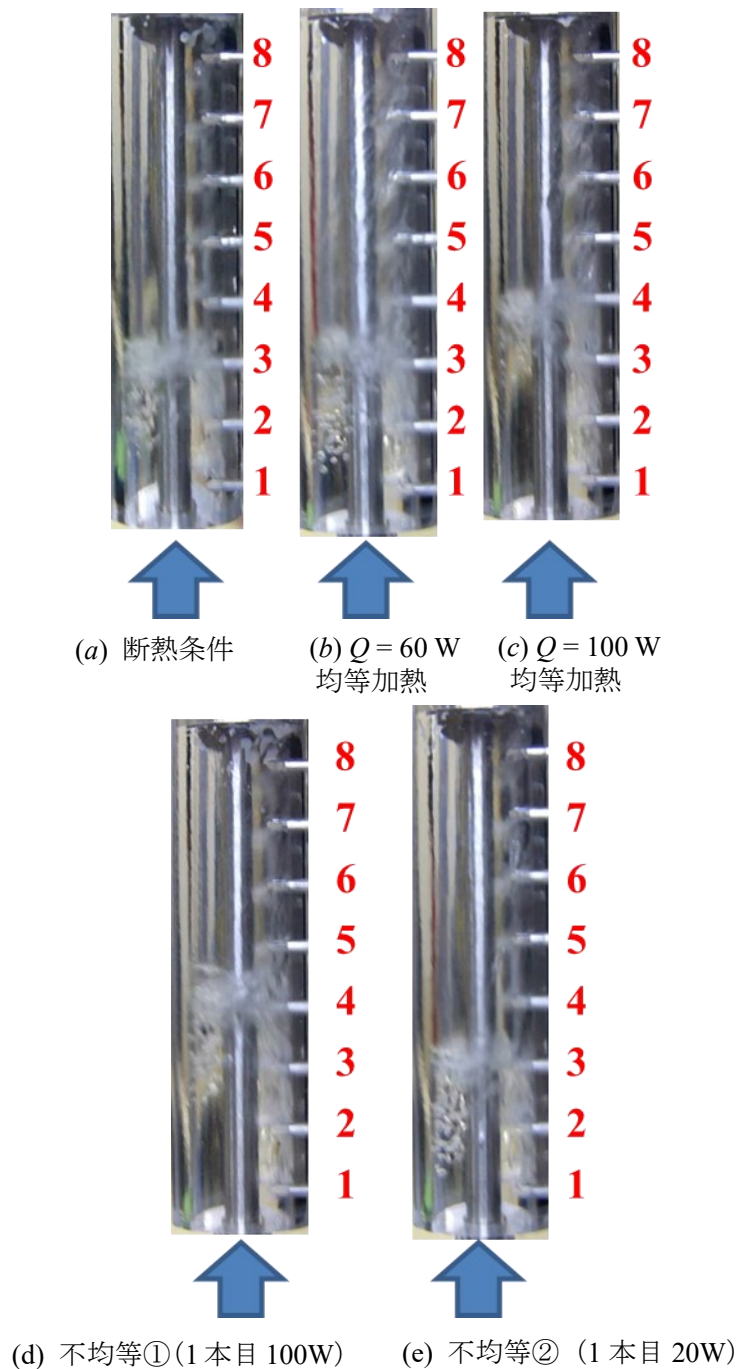


Fig 4-43 ヘッダ内流動比較 ($M=35\text{kg/h}$, $x=0.2$)

◆ 液相分配率の比較

Fig 4-44 に各加熱条件で得られた液相分配率を比較して示す。下部の分岐管に大きな加熱量を設定する不均等加熱条件①では、総投入熱量が等しい 60W 均等加熱条件と比較すると、第 1 分岐管への液相分配が減少しており、期待された効果が得られた。また、第 4, 5 分岐管への液相分配は 60W 均等加熱時よりも増大しており、これは先に述べたように液面の高さが 60W 均等加熱時よりも分岐管 1 本分程度高い位置まで上昇したことに起因すると推定される。一方、上部の分岐管に大きな加熱量を設定した不均等加熱条件②では、断熱条件時に近い液相分配の分布が得られ、第 1 分岐管における液相分配の減少は殆ど認められない。

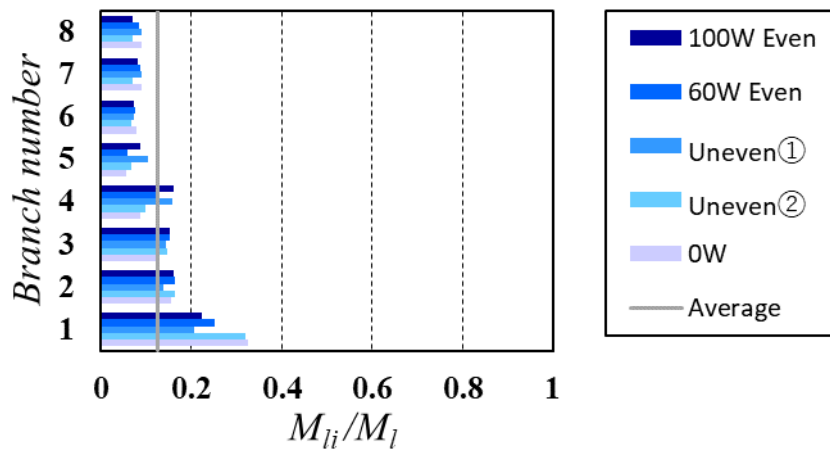


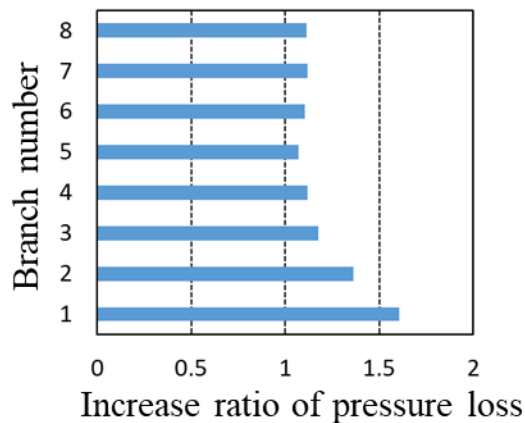
Fig 4-44 各加熱量条件における液相分配率 ($M=35\text{kg/h}$, $x=0.2$)

4.5.2 分岐管圧力損失の分布

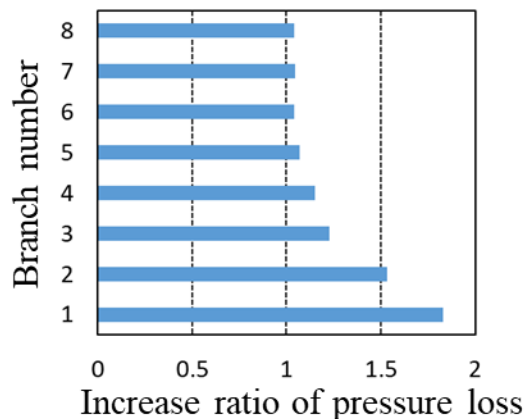
4.5.1 で述べたような不均等加熱時の液相分配特性が生じた理由について検討するために、各加熱条件において分岐管の圧力損失を予測した。算出方法は4.3.2と同様であり、各分岐管に流入する気液の量には断熱条件時の結果を用い、加熱条件でも断熱条件時と同じ量の気液が分配されると仮定した場合の圧力損失の増大率を求めた。Fig 4-45 に断熱条件における分岐管圧力損失と加熱条件における分岐管圧力損失の比、すなわち加熱時の分岐管圧力損失増大率を示す。総投入熱量が等しい条件である不均等加熱条件①、②と60W 均等加熱条件を比較する。

下部の分岐管に大きな加熱量を設定した不均等加熱条件①における圧力損失は、60W 均等加熱時に比べて、上部の分岐管で減少、下部の分岐管で増大することで、下部の分岐管における液相分配が抑制され、上部の分岐管における液相分配が増大したと考えられる。一方、上部の分岐管に大きな加熱量を設定した不均等加熱条件②における圧力損失は、60W 均等加熱時に比べて、上部の分岐管で増大、下部の分岐管で減少することで、下部の分岐管への液相分配が増大したと考えられる。

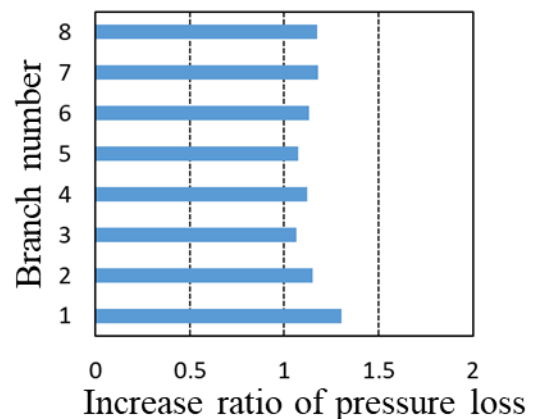
以上より、不均等加熱条件においても、加熱による分岐管内の圧力損失の増大と液相分配の減少との間に4.3節で述べたような相関があることがわかる。



(a) $Q = 60\text{ W}$
均等加熱



(b) 不均等① (1本目 100W)



(c) 不均等② (1本目 20W)

Fig 4-45 分岐管圧力損失増大率 ($M=35\text{kg/h}$, $x=0.2$)

4.5.3 液相分配の均一性評価

Fig 4-46 に各加熱条件における液相分配率の標準偏差 σ_l を示す。 σ_l は下部の分岐管に大きな加熱量を設定した不均等加熱条件①で最小となっており、過大な液相分配が起こっていた下部の分岐管に多くの熱負荷をかける加熱量分布にすることで、均等加熱時よりも高い液相分配の均一性が得られた。また、下部の分岐管に小さな加熱量を設定した不均等加熱条件②における σ_l は、断熱条件時の σ_l とほぼ一致している。この結果から、断熱条件で得られた液相分配の均一性は、最も不利な熱負荷分布を与えられた場合の内管設置流路における液相分配の均一性を見積もる上で目安になるものと考えられる。

エアコンの冷媒蒸発器にこの熱交換器を適用する場合、分岐管への熱負荷は空気流に対する対流熱伝達で与えられる。風速分布を下部の分岐管ほど高速の空気流が当たるようにすることで、熱交換性能の向上が期待できる。

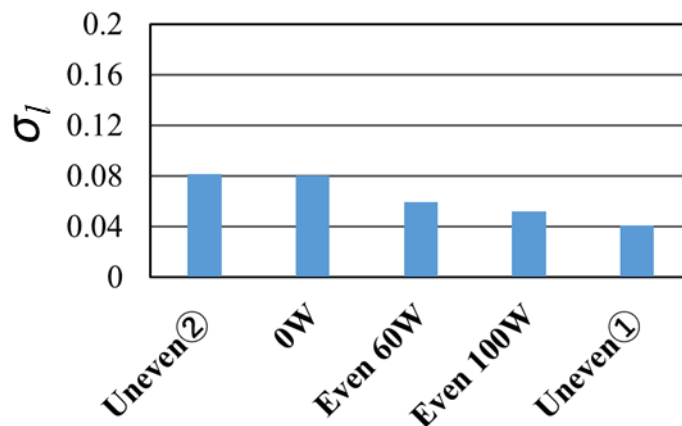


Fig 4-46 液相分配率の標準偏差 ($M=35\text{kg/h}$, $x=0.2$)

第 5 章 結言



結言

本研究では、住宅用や業務用エアコンに使用されるパラレルフロー型熱交換器を模擬した垂直ヘッダ型多分岐管内の気液二相冷媒流において、流れの可視化観察と各分岐管への気液分配量の測定を実施した。とくに、実機を冷媒蒸発器として用いる際に必要となる液相分配の均一性向上を目指して、先行研究でも有効性が見られた多孔管を流入側ヘッダ内に設置し、管に設けた細孔から冷媒を供給する手法を試した。試験流路は内径 24mm、高さ 84mm の円筒型ヘッダに厚さ 1.6mm、幅 20mm、長さ 540mm のアルミ製微細多孔管を 10mm 間隔で 8 本接続した多分岐管であり、先行研究よりも蒸発器実機に近い仕様に変更した。そこで、まず断熱系において細孔径や細孔列数、分岐管入口と細孔間の距離を変化させた多孔内管を用いて気液分配率を測定し、液相分配の均一性向上に対する多孔内管の効果を確認するとともに最適な仕様について検討した。次に、顕著な効果が見られた多孔内管を流入側ヘッダ内に設置した多分岐管において、冷媒蒸発器における熱交換を模擬するために各分岐管をヒーターで加熱し冷媒を蒸発させた状態で流れの可視化観察と気液分配率の測定を行った。

実験には業務用エアコンユニットを用い、冷媒は R-410A とした。実験条件はエアコン実機の運転条件を勘案し、断熱条件においてはヘッダ入口のクオリティ x を 0.2~0.6、冷媒循環量 M を 20~50 kg/h、加熱条件においてはヘッダ入口のクオリティ x を 0.2~0.6、冷媒循環量 M を 35~50 kg/h と設定した。

断熱条件における結果

先行研究と同じ仕様の多孔内管（内径 6mm、細孔径 1.5mm×1 列、細孔出口と分岐管入口間の距離 3mm、標準内管）を挿入して気液分配率を測定したところ、先行研究と同様の液相分配の均一性向上が認められた。すなわちベースとなる試験流路の仕様が異なっているとしても、多孔内管による冷媒供給方法は液相分配の均一性向上に有効であった。次に、多孔内管の仕様による液相分配への影響を評価するため、標準内管を基に細孔径、細孔の列数、細孔出口と分岐管入口間の距離をパラメータにとり液相分配率を比較した。以下に検討した内管の仕様を示す。

- 標準内管（内径 6mm、細孔径 1.5mm×1 列、細孔と分岐管入口間の距離 3mm）
- Case1（内径 6mm、細孔径 1.0mm×1 列、細孔と分岐管入口間の距離 3mm）
- Case2（内径 6mm、細孔径 1.5mm×1 列、細孔と分岐管入口間の距離 2mm）
- Case3（内径 6mm、細孔径 1.0mm×2 列、細孔と分岐管入口間の距離 4.5mm）
- Case4（内径 6mm、細孔径 1.0mm×2 列、細孔と分岐管入口間の距離 3mm）

細孔径の影響（標準内管、Case1 内管）

標準内管と Case1 の比較を行い、細孔径の小径化が及ぼす影響について検討した。細孔径を小さくすることで、内管内を流れる液冷媒の量が多い管下部の細孔からの液相流

出量を減少させて、第1分岐管への液相分配量を減らすと同時に上方の分岐管への液相分配を増加させることで液相分配の均一性向上を試みたが、期待されたような効果は得られなかった。全冷媒条件で第1分岐管への液相分配率が標準内管に比べて増加した。また、上部の分岐管への液相分配は減少する傾向にあり、これは小径化によって細孔からの冷媒噴出速度が過大となり、分岐管入口に達した液相が管壁に衝突してはじかれてしまい、流入しづらくなったためと考えられる。したがって、液相分配の均一性向上のためには細孔径 1.0mm では過小であると考えられる。

細孔 - 分岐管間距離の影響 (標準内管, Case2 内管)

標準内管と Case2 の比較を行い、細孔出口と分岐管の入口との間の距離が及ぼす影響について検討した。この距離は標準内管に比べて Case2 の方が小さくなるようにした。距離が近くなることで、噴出する液冷媒のうち噴出速度が低い液滴も分岐管入口に到達しやすくなり、上部の分岐管により多くの液冷媒が流入することが期待されたが、そのような効果は得られなかった。第1分岐管への液相分配率は標準内管に比べて増加した。これは距離が近づいたことで内管から直接第1分岐管に流入する液相が増え、さらにその流れによって液溜まりの中の液相も第1分岐管により多く流入した可能性がある。また、中域から上部の分岐管では液相分配が減少した。これは距離が小さいために、細孔から噴出した冷媒が水平方向に広がらない状態で距離が大きな場合よりも高速で分岐管入口に衝突することで、分岐管に流入する液相の量が減少したためであると推定される。

細孔列数の影響 (標準内管, Case3)

標準内管と Case3 の比較を行い、細孔列数が及ぼす影響について検討した。細孔を2列にすることで各細孔から噴出した液冷媒が水平方向に広がり、より多くの冷媒流路に流入しやすくなることが期待された。一部の冷媒条件では第1分岐管への過大な液相分配が標準内管に比べて抑制されたが、特に低流量条件においては上部の分岐管における液相分配が標準内管に比べて減少し、液相分配の均一性向上は顕著でなかった。この仕様では細孔出口と分岐管入口との間の距離は 4.5mm であり、これまでの細孔1列の内管における最適仕様であった距離 3mm に比べて大きかったため、特に冷媒流量が少ない場合に上部の分岐管で液冷媒の噴出速度が不十分で分岐管入口に届かなくなっていることが考えられた。そこで次に内管の外径を大きくし、距離を 3mm にした Case4 内管を試した。

細孔列数の影響 2 (標準内管, Case4)

内管の細孔出口と分岐管入口との間の距離を Case3 よりも小さくした Case4 内管と標準内管を比較した。ほとんどの冷媒条件において第1分岐管への過大な液相分配が標準

内管に比べて抑制され、中間部から上部の分岐管で液相分配が増大し、液相分配の均一性向上が顕著に認められた。

液相分配率の標準偏差によって液相分配の均一性を評価した。細孔が1列の内管では、標準内管が最も高い均一性を示した。細孔が2列の内管では、Case4内管が最も高い均一性を示した。実機への適応を考えると内管設置による圧力損失の増大が十分小さいことを見積もる必要があるため、内管の圧力損失を算出した。細孔を小径化したCase1内管では大きく圧力損失が増大したものの、それ以外の内管では実機に適用する際には問題がないレベルの圧力損失であった。

加熱条件における結果

冷媒蒸発器実機においては、加熱により分岐管内で冷媒蒸発が生じることで管内の圧力損失が増大し、その結果、蒸発器内の圧力バランスも変化して、気液分配率に変化が生じると考えられるため、加熱条件下での二相冷媒の分配特性把握も重要な要素になる。そこで先行研究では、パラレルフロー型熱交換器をモデル化した多分岐管内の気液二相冷媒流動について、液相分配に及ぼす分岐管への熱負荷の影響を明らかにするため、加熱条件下で流れの可視化観察・気液分配量測定を行っていた。この先行研究では内管が設置されていない標準流路を用いていたため、本研究では内管を設置した流路において実験を行った。実験は、各分岐管に等しい熱量を加える均等加熱条件と、加熱量を分岐管毎に変化させる不均等加熱条件で実施し、加熱量の変化が液相分配特性に及ぼす影響を検討した。

【均等加熱条件】

以下に均等加熱条件を示す。

- $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$, $Q = 0, 60, 100 \text{ W/分岐管}$
- $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$, $Q = 0, 60 \text{ W/分岐管}$
- $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$, $Q = 0, 60, 100 \text{ W/分岐管}$
- $M = 50 \text{ kg/h}$, $x = 0.6$, $Q = 0, 60, 100 \text{ W/分岐管}$

流動の可視化結果・気液分配率 測定結果

標準流路においては、加熱量の増加に伴い最下部の分岐管への過剰な液相分配が減少し、液相の到達高さが上昇することでヘッダ上部への液相分配が増大する傾向であった。内管流路においては、加熱量の増加に伴い最下部の分岐管への過剰な液相分配が減少し、ヘッダ底部に滞留する液冷媒の液位が上昇することで新たに液冷媒に接するようになる分岐管への液相分配量が増加する傾向にあった。これらの傾向は低クオリティ条件でより顕著に現れた。

液相分配の均一性評価

液相分配率の標準偏差によって液相分配の均一性を評価した。標準流路の結果と同様に内管流路においても、加熱量の増大に伴って液相分配の均一性が向上した。また、加熱条件下においても、内管流路は標準流路に比べて液相分配の均一性が高いことが確認された。

分岐管加熱が液相分配に及ぼす影響の考察

加熱による第1分岐管への液相分配の減少率を算出することで標準流路、内管流路ともに加熱量の増大に伴って第1分岐管への液相分配が減少することが確認された。

加熱による第1分岐管の圧力損失の増大率を予測することで標準流路、内管流路ともに加熱量の増大に伴って第1分岐管における圧力損失が増大することが確認された。また、標準流路、内管流路ともに第1分岐管の液相分配減少率と圧力損失の増大率の加熱量に対する変化に整合性が確認された。そのため、標準流路、内管流路ともに加熱量増大に伴う第1分岐管への過大な液相分配の抑制は、第1分岐管内の圧力損失増大によるものだと考えられる。

次に、両流路における第1分岐管の液相分配減少率 η_{l1} を一つの相関式で整理した。標準流路において η_{l1} を整理した先行研究と同様に、 η_{l1} をヘッダ入口における冷媒クオリティ x_{in} 、ヘッダ入口における液相レイノルズ数 Re_{lin} 、分岐管の無次元加熱量 $Q/(M_{lin}h_v)$ の累乗の積で整理した。整理式による計算値と実験による実測値を比較すると、ほぼ±10%の誤差範囲に収まることから、精度よく整理できたと言える。この結果からも標準流路と同様に内管流路においても液冷媒の蒸発に伴う管内の圧力損失の増大が、第1分岐管における液相分配量の低下をもたらしたと考えられる。

入口ヘッダ内の可視化動画を基に検討した液冷媒の到達高さについては、標準流路、内管流路ともに加熱量増大に伴って液冷媒の到達高さが分岐管1本分程度上昇することが確認された。標準流路においては、加熱量の増大に伴い第1分岐管における液相分配が減少し、その分だけヘッダ内を上向きに流動する液冷媒が増加する。そして、液冷媒の上向き速度が増加し、液冷媒の到達高さが上昇することで上部の分岐管における液相分配が増大したと推定された。内管流路においては、加熱量の増大に伴い第1分岐管における液相分配が減少し、ヘッダ底部に滞留する液冷媒が増加した。そして、液溜まりの高さが上昇することで、新たに液冷媒に接するようになった中間域の分岐管において液相分配が増大したと推定された。

有効伝熱面積の評価

これまでに内管の設置は加熱条件下においても液相分配の均一性向上に有効であると確認された。一方、冷媒蒸発器実機では冷媒がドライアウトする領域において熱伝達率が著しく低下するため、内管の導入による液相分配の均一性向上だけでなく、ドライア

ウト領域の減少，すなわち有効伝熱面積の増加についても関心があるため，分岐管のドライアウト領域を推定し，標準流路と内管流路で比較した。

いずれの条件においても内管を導入することでドライアウト領域が減少し，有効伝熱部の割合が上昇した。ドライアウト領域の分布については，上部の分岐管におけるドライアウト領域は内管を設置することで減少しており，内管設置による（上部の分岐管にも液相が分配されるようになる）効果がよく現れた結果と言える。一方で，高クオリティ条件の中間域の分岐管では内管を設置することでドライアウト領域が現れる箇所も認められた。これは内管内の冷媒速度の増加により，中間域の分岐管で液相分配が減少する傾向によるものであり，これを解消することが内管流路の今後の課題であると言える。

【不均等加熱条件】

以下に不均等加熱条件を示す。

➤ $M = 35 \text{ kg/h}$, $x = 0.2$

加熱量分布条件①：下部の分岐管に大きい加熱量を設定

加熱量分布条件②：下部の分岐管に小さな加熱量を設定

均等加熱条件の結果では，第1分岐管における加熱量を増大させることで，過大な液相分配が抑制され，液相分配の均一性が向上した。そこで，不均等加熱条件では下部の分岐管に大きい加熱量を設定し，上部の分岐管に向かって加熱量を小さくする加熱量分布条件①を設定し，均等加熱時よりも液相分配の均一性を向上させることを目指した。また，下部の分岐管から上部の分岐管に向かって加熱量を大きくする加熱量分布条件②も試した。

流動の可視化結果・気液分配率 測定結果

下部の分岐管に大きな加熱量を設定する不均等加熱条件①では，総投入熱量が等しい60W 均等加熱条件と比較すると，第1分岐管への液相分配が減少しており，期待された効果が得られた。また，第4，5分岐管への液相分配は60W 均等加熱時よりも増大しており，これは可視化結果において観察された，ヘッダ底部の液溜まりの高さが60W 均等加熱時よりも分岐管1本分程度高い位置まで上昇したことに起因すると推定された。一方，上部の分岐管に大きな加熱量を設定した不均等加熱条件②では，断熱条件時に近い液相分配の分布が得られ，第1分岐管における液相分配の減少は殆ど認められなかった。

分岐管圧力損失の分布

分岐管における液冷媒の蒸発に伴う，管内圧力損失の増大によって，流路内の圧力バランスが変化し液相分配にも影響を及ぼしたと考えられた。そこで各加熱条件において分岐管の圧力損失を予測した。下部の分岐管に大きな加熱量を設定した不均等加熱条件

①における圧力損失は、60W 均等加熱時に比べて、上部の分岐管で減少、下部の分岐管で増大することで、下部の分岐管における液相分配が抑制され、上部の分岐管における液相分配が増大したと考えられる。一方、上部の分岐管に大きな加熱量を設定した不均等加熱条件②における圧力損失は、60W 均等加熱時に比べて、上部の分岐管で増大、下部の分岐管で減少することで、下部の分岐管への液相分配が増大したと考えられる。以上より、不均等加熱条件においても、加熱による分岐管内の圧力損失の増大と液相分配の減少との間に相関があるといえる。

液相分配の均一性評価

液相分配率の標準偏差によって液相分配の均一性を評価した。下部の分岐管に大きな加熱量を設定した不均等加熱条件①で液相分配の均一性は最も高くなっており、過大な液相分配が起こっていた下部の分岐管に多くの熱負荷をかける加熱量分布にすることで、均等加熱時よりも高い液相分配の均一性が得られた。また、下部の分岐管に小さな加熱量を設定した不均等加熱条件②における液相分配の均一性は断熱条件時と同程度である。この結果から、断熱条件で得られた液相分配の均一性は、最も不利な熱負荷分布を与えられた場合の内管設置流路における液相分配の均一性を見積もる上で目安になるものと考えられる。

以上より、空気側の条件を工夫することで熱交換性能の向上が期待できるといえる。

謝辞

本研究を進めるにあたり，終始懇切丁寧な御指導，御鞭撻を賜りました廣田真史教授，丸山直樹教授，西村顕准教授に深く感謝致します．

貴重なお時間を割いてご尽力頂き，様々な相談に御親切に対応して頂いた東芝キャリア株式会社の皆様に深い感謝と御礼を申し上げます．

本研究において様々な問題に共に取り組み，貴重な時間を共にした澤原風花氏，池田明大氏に心より感謝の意を表します．

また，この研究室において生活するにあたり，研究だけでなくあらゆる面で私を支えてくださいました熱エネルギーシステム研究室の皆様に深い感謝と御礼を申し上げます．

そして最後に，私の三重大大学での学生生活を支えてくださいました両親，親族の皆様，ならびに全ての友人に心より感謝の意を表します．

令和6年2月5日

三重大大学大学院 工学研究科 博士前期課程 機械工学専攻
熱エネルギーシステム研究室

森 浩平

参考文献

- (1) 資源エネルギー庁, エネルギー白書 2023, 2, 81-82
- (2) 資源エネルギー庁, エネルギー白書 2023, 2, 80
- (3) 宮良明男, 小山繁, 冷凍空調機用熱交換器に係わる技術課題の調査 —熱交換器技術委員会活動報告—, 冷凍, 第 88 巻, 第 1025 号 (2013.3), pp.75~81.
- (4) 廣田真史, 熱交換器研究の現状と今後, 冷凍, 第 95 巻, 第 1108 号(2020.3), pp.3~6.
- (5) 外山智章, 深田紗代, 片平史郎, 水田貴彦:2019 年度冷空講論, A134, 東京(2019.9).
- (6) 山本憲, 沖ノ谷剛, 大原敏夫, CO₂ 給湯器用熱交換器の開発, 日本伝熱学会論文集, 42 巻 174 号, 47-50, (2003)
- (7) 勝田正文, 佐藤遼, 山下暁, 黒岩透, HFO-1234yf 冷媒による扁平管内凝縮伝熱特性-内壁突起と潤滑油の伝熱への影響-, 日本冷凍空調学会論文集, 第 31 巻, 第 3 号(2014), pp.257~264
- (8) 大原敏夫, 山本道泰, 神谷定行, カーエアコン用熱交換器の最新技術, デンソーテクニカルレビュー, Vol.4, NO.2, (1999)
- (9) 早瀬岳, マイクロチャンネル熱交換器に関する開発動向と今後の展開, 日本冷凍空調学会 2016 年度年次大会講演論文集, A151 (2016.9)
- (10) 廣川智己, 井上智嗣, 吉岡俊, 織谷好男, 藤野宏和, 上吹き室外機向けマイクロチャンネル熱交換器の開発, 日本冷凍空調学会 2018 年度年次大会講演論文集, A123 (2018.9)
- (11) Nematollah Saba and Richard T. Lahey, Jr. , The analysis of phase separation phenomena in branching conducts , *Int. J. Multiphase Flow* , 10 , 1-20 , (1984)
- (12) J. Reimann and W. Seeger , Two-phase flow in a T-junction with a horizontal inlet , Part 2 : Pressure differences , *Int. J. Multiphase Flow* , 12 , 587-608 , (1986)
- (13) Sun Tack Hwang , Richard T.Lahey , Jr , A Study on single- and two-phase pressure drop in branching conduits , *Experimental Thermal and Fluid Science* , 1 , 111-125 , (1988)
- (14) J.R.Buell , H.M.Soliman and G.E.Sims , Two-phase pressure drop and phase distribution at a horizontal Tee junction , *Int. J. Multiphase Flow* , 20 , 819-836 , (1994)
- (15) 藤井照重, 中澤武, 浅野等, 竹中信幸, 山田浩之, T-ジャンクションによる気液二相流の相分離特性(地上実験結果と微小重力場への適用), 日本機械学会論文集(B編), 62 巻 594 号, 447-453, (1996)
- (16) V. R. Penmatcha , P. J.Ashton and O. Shoham , Two-phase stratified flow Splitting at a T-junction with an inclined branch arm , *Int. J. Multiphase Flow* , 6 , 1105-1122 , (1996)
- (17) 藤田勇, 大宮司啓文, 酒井均, 飛原英治, T 字管における気液二相流の分配に関する研究, 日本冷凍空調学会論文集, 17, 37-45, (2000)
- (18) J.K. Lee, S.Y. Lee, Dividing two-phase annular flow within a small vertical rectangular

- channel with a horizontal branch, *Proceedings of the Third International Conference on Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries*, 361–368, (2001)
- (19) 浅野等, 藤井照重, 竹中信幸, 迫田健吾, Y 字分岐管による気液二相流の相分離特性に関する研究, 日本機械学会論文集 (B 編), 67 巻 654 号, 350-355, (2001)
 - (20) 渡辺学, 勝田正文, 垂直な本管を持つ多連分岐蒸発管における冷媒二相流の流量分配特性 (第 3 報: 流量分配予測計算モデル), 日本冷凍空調学会論文集, 20, 21-28, (2003)
 - (21) Jun Kyoung Lee, Sang Yong Lee, Distribution of two-phase annular flow at header-channel junctions, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 28, 217-222, (2004)
 - (22) Lee, S. Y., Proc. 13th Int. Heat Transfer Conf., KN-08, in CD-ROM (2004)
 - (23) Sivert Vist, Jostein Pettersen, Two-phase flow distribution in compact heat exchanger manifolds, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 28, 209-215, (2004)
 - (24) E. Wren, G. Baker, B. J. Azzopardi, R. Jones, Slug flow in small diameter pipes and T-junctions, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 29, 893-899, (2005)
 - (25) G. Das, P. K. Das, B. J. Azzopardi, The split of stratified gas-liquid flow at a small diameter T-junction, *Int. J. Multiphase Flow*, 31, 514-528, (2005)
 - (26) 野村大輔, 渡辺学, 板倉大輔, 勝田正文, 垂直 T 分岐管での気液二相流の流量分配について 冷媒 R410A と空気-水の比較, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, A201, (2006)
 - (27) E. S. Cho, I. H. Lee, M. S. Kim, Design of the two-phase microchannel heat sinks considering the mass flow distribution, *International Heat Transfer Conference*, MIC-20, (2006)
 - (28) Sang Young Lee, Flow distribution behavior in condensers and evaporators, *International Heat Transfer Conference*, KN-08, (2006)
 - (29) A. M. F. El-Shaboury, H. M. Soliman, G. E. Slims, Two-phase flow in a horizontal equal-sided impacting tee junction, *Int. J. Multiphase Flow*, 33, 411-431, (2007)
 - (30) A. Marchitto, F. Devia, M. Fossa, G. Guglielmini, C. Schenone, Experiments on two-phase flow distribution inside parallel channels of compact heat exchangers, *Int. J. Multiphase Flow*, 34, 128-144, (2008)
 - (31) 渡辺学, 勝田正文, 永田勝也, 板倉茂樹, 飯島等, 垂直な本管を持つ多連分岐蒸発管における冷媒二相流の流量分配特性 (第 1 報: 均等枝管加熱の場合), 日本冷凍協会論文集, 13, 277-284, (1996)
 - (32) 渡辺学, 勝田正文, 永田勝也, 板倉茂樹, 飯島等, 垂直な本管を持つ多連分岐蒸発管における冷媒二相流の流量分配特性 (第 2 報: 不均等枝管加熱の場合), 日本冷凍協会論文集, 13, 285-291, (1996)
 - (33) 小山繁, 桑原憲, Agung Tri Wijayanta, 神崎正広, 生田四郎, ヘッダ型蒸発器内の冷媒分配特性に関する実験, 日本伝熱シンポジウム講演論文集, A122, (2006)

- (34) 馬場則昌, 中村友彦, 畔柳功, 神谷定行, 大原敏夫, RS エバポレータの開発, デンソーテクニカルレビュー, 10, No.1, (2005)
- (35) 植田辰洋, 気液二相流 一流れと熱伝導一, 養賢堂, (1981)
- (36) T.Nakamura, I.Kuroyanagi, S.Kamiyama and T.Ohara, SAE paper, (2003). 2003-01-0527.
- (37) A.T.Wijayanta, T.Miyazaki and S.Koyama : Exp.Thermal Fluid Sci., 76(2016), pp.264-274.
- (38) A.Marchitto, M.Fossa and G.Guglielmimi, Exp.Thermal Fluid Sci., 59(2013), pp.116-130.
- (39) N.-H.Kim, E.-J.Lee and H.-W.Byun, Applied Thermal Eng., 59, (2013), pp.116-130.
- (40) Hirota, M., Gas-liquid Refrigerant Flow Distributions in Multi-pass Channels, Refrigeration, 2017, 92(1080), pp. 672-675.
- (41) Kim, N.H. et al., *JSRAE Annual Conf*, (2007), 361.
- (42) 井上智嗣, 廣川智己, 吉岡俊, 藤野宏和, 織谷好男, 空調用マイクロチャネル熱交換器の冷媒分流技術開発, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, A134, (2017)
- (43) 早瀬岳, Yonghwa CHOI, Youngmin KIM, マイクロチャネル熱交換器の多列化に関する検討, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, A133, (2017)
- (44) Mark Anthony REDO, Niccolo GIANNETTI, Jongsoo JEONG, Koji ENOKI, Ikuhide OTA, Seiichi YAMAGUCHI, Kiyoshi SAITO and Hyunyoung Kim, Two-phase Flow Distribution at Wider Flow Range within the Vertical Header of Microchannel Heat Exchanger, 日本冷凍空調学会講演論文集, A224, (2017)
- (45) Zou, Y. and Hrnjak, P., Experiment and visualization on R134a upward flow in the vertical header of microchannel heat exchanger and its effect on distribution, Int. J. Heat Mass Transfer, 2013, 62, pp. 124-134.
- (46) Zou, Y. and Hrnjak, P. S., Refrigerant distribution in the vertical header of the microchannel heat exchanger e Measurement and visualization of R410A flow, Int. J. Refrigeration, 2013, 36, pp. 2196-2208.
- (47) A.Onodera, et al., *Trans. JSRAE*, Vol. 39, No. 2, (2022), pp. 137-144.
- (48) A.Onodera, et al., *Trans. JSRAE*, 2023, 40(2), pp. 47-55.
- (49) A.Onodera, et al., *Trans. JSRAE*, Vol. 37, No. 2, (2020), pp. 207-214.
- (50) 日本機械学会, 機械工学便覧 基礎編 A5 流体工学, 丸善, 東京, (1999), 78-79.
- (51) A.Ekawa, et al., *Proc. JSME Thermal Engineering Conference*, JSME, (2018), 0085.
- (52) Chisholm, D., A theoretical basis for the Lockhart- Martinelli correlation for two-phase flow, Int. J. Heat Mass Transfer, 1967, 10, pp. 1767-1778.
- (53) Smith, S.L., Void Fractions in Two-Phase Flow : A Correlation Based upon an Equal Velocity Head Model, Proc. the Institution of Mechanical Engineers, 1969, Vol.184, pp. 647-664.