

# 定温蒸発槽における作動媒体の蒸発挙動予測モデルの開発

中内, 満  
九州大学大学院総合理工学府環境エネルギー工学専攻

<https://hdl.handle.net/2324/3052463>

---

出版情報：九州大学, 2019, 修士, 修士  
バージョン：  
権利関係：



令和元年度

修士論文

定温蒸発槽における作動媒体の蒸発挙動予測モデルの開発

九州大学大学院総合理工学府  
環境エネルギー工学専攻  
熱エネルギー変換システム学研究室

中内 満

指導教員 宮崎 隆彦

提出年月日 令和2年2月3日

## 目次

|                                             |    |
|---------------------------------------------|----|
| 第1章 序論.....                                 | 1  |
| 1.1 研究背景 .....                              | 1  |
| 1.2 ランキンサイクル,オーガニックランキン(ORC)の概要 .....       | 3  |
| 1.2.1 ランキンサイクルの概要 .....                     | 3  |
| 1.2.2 オーガニックランキンサイクル(ORC)の概要 .....          | 5  |
| 1.3 ORC の国内導入事例 .....                       | 6  |
| 1.4 真空式ヒーター概要 .....                         | 8  |
| 1.5 本論文の目的および構成 .....                       | 12 |
| 第2章 実験装置, 実験方法及び実験条件 .....                  | 13 |
| 2.1 実験装置 .....                              | 13 |
| 2.1.1 実験ループ .....                           | 13 |
| 2.1.2 蒸発器 .....                             | 16 |
| 2.2 実験方法 .....                              | 19 |
| 2.3 実験条件 .....                              | 20 |
| 第3章 計算方法 .....                              | 21 |
| 3.1 予熱区間の計算方法 .....                         | 21 |
| 3.2 気液二相区間の計算方法 .....                       | 24 |
| 第4章 R245fa を用いてサイクル実験結果 .....               | 27 |
| 4.1 蒸発槽温度 40℃における作動媒体流量の違いによる作動媒体温度変化 ..... | 27 |
| 4.2 蒸発槽温度 50℃における作動媒体流量の違いによる作動媒体温度変化 ..... | 32 |
| 4.3 蒸発槽温度 60℃における作動媒体流量の違いによる作動媒体温度変化 ..... | 38 |
| 4.4 蒸発槽温度 70℃における作動媒体流量の違いによる作動媒体温度変化 ..... | 44 |
| 第5章 実験結果と計算結果の比較及び他冷媒を用いた場合の伝熱予測 .....      | 49 |
| 5.1 HFC245fa を用いた実験結果と計算結果の比較 .....         | 49 |
| 5.1.1 蒸発槽温度 40℃における実験結果と計算結果の比較 .....       | 49 |
| 5.1.2 蒸発槽温度 50℃における実験結果と計算結果の比較 .....       | 54 |
| 5.1.3 蒸発槽温度 60℃における実験結果と計算結果の比較 .....       | 61 |
| 5.1.4 蒸発槽温度 70℃における実験結果と計算結果の比較 .....       | 68 |
| 5.2 他冷媒を用いた場合の伝熱予測 .....                    | 74 |
| 5.2.1 蒸発槽温度 60℃における伝熱予測 .....               | 74 |
| 5.2.2 蒸発槽温度 70℃における伝熱予測 .....               | 80 |
| 5.2.3 物性値と伝熱特性の関係 .....                     | 84 |
| 第6章 結論 .....                                | 85 |
| 謝辞 .....                                    | 87 |
| 参考文献 .....                                  | 88 |

|         |    |
|---------|----|
| 付録..... | 90 |
|---------|----|

## 記号

本論文中に使用する主な記号と添え字は以下の通りである.

### 記号

|            |            |                      |
|------------|------------|----------------------|
| $c_p$      | 定圧比熱       | [kJ / kg K]          |
| $h$        | 比エンタルピー    | [kJ / kg]            |
| $\dot{m}$  | 質量流量       | [kg / s]             |
| $P$        | 圧力         | [kPa]                |
| $PR$       | 圧力比        | [-]                  |
| $Q$        | 熱量         | [kW]                 |
| $T$        | 温度         | [K]                  |
| $x$        | 乾き度        | [-]                  |
| $\Delta P$ | 圧力差        | [kPa]                |
| $\Delta T$ | 温度差        | [K]                  |
| $k$        | 熱通過率       | [-]                  |
| $L$        | 伝熱管長さ      | [m]                  |
| $R$        | 管径         | [m]                  |
| $\lambda$  | ステンレスの熱伝導率 | [W/m · K]            |
| $d$        | 等価直径       | [m]                  |
| $g$        | 重力加速度      | [m/s <sup>2</sup> ]  |
| $\beta$    | 体膨張係数      | [1/K]                |
| $\nu$      | 動粘性係数      | [m <sup>2</sup> /s]  |
| $\mu$      | 粘性係数       | [Pa · s]             |
| $\rho$     | 密度         | [kg/m <sup>3</sup> ] |
| $h_v$      | 蒸発潜熱       | [J/kg]               |
| $\sigma$   | 表面張力       | [N/m]                |
| $\alpha$   | 熱伝達率       | [W/m · K]            |

### 添え字

|      |      |
|------|------|
| $V$  | 気相   |
| $L$  | 液相   |
| $i$  | 内管   |
| $o$  | 外管   |
| $e$  | 蒸発槽  |
| $WF$ | 作動媒体 |

# 第1章

## 序論

### 1.1 研究背景

エネルギー消費量の増大に伴い、私たちは地球温暖化や化石燃料の枯渇といった環境問題に直面している。これらの問題を解決する手段として、現在多く用いられている石油や石炭のような化石資源に代わる再生可能エネルギーの開発に注目が集まっている。再生可能エネルギーは、化石エネルギーのように枯渇するという恐れが無い、発電時や熱利用時に地球温暖化の原因である二酸化炭素をほとんど排出しないなどといった利点から、化石エネルギーに代わる新しいエネルギー源として期待されている。しかし、再生可能エネルギーは、環境条件により出力の安定性が不完全であることや、初期投資や維持に膨大な費用がかかることから、今後しばらくは主なエネルギー源として化石燃料を使用せざるを得ない状況が続くと考えられる。そこで重要となってくるのが、通常捨てられる未利用エネルギーの有効活用である。未利用エネルギーの中でも、排熱は工業施設や商業施設など様々な場所から生じ、その温度域も幅広く存在する。図 1.1 には産業部門熱需要の利用温度および排熱温度を示す。また、図 1.2 に示すように業種別・温度帯別の未利用熱量を示している。この図から、200℃未満の未利用熱量(排ガス熱量)が 76%あることがわかる。産業部門において、100℃以下の熱は利用不可能な排熱として廃棄されている。100℃前後の排熱回収技術は実用化されているが、80℃未満の排熱を有効利用する事例は報告されておらず、80℃以下の排熱利用は、未だ技術が進んでいないのが現状である。

排熱の利用手段としては、給湯や暖房といった直接的な利用があるが、熱は輸送が行いにくいため、汎用性に欠ける。一方、排熱を熱源として電気へ交換することにより、輸送が容易になる、熱以外の需要にも利用できるなどの点から、熱と比較して汎用性が高くなる。このことから排熱回収発電については様々な研究が行われており、実用化した例も報告されている。その発電のサイクルにはオーガニックランキンサイクル(ORC)が用いられている。ORC とは、フロンガス等の水よりも沸点の低い有機溶媒を作動媒体として用いるため、低温排熱から動力回収に適したサイクルである。しかし現段階では、80℃未満の排熱からは高効率を期待できず、その排熱は廃棄されている。

本研究では、ORC の構成要素の一つである蒸発器に焦点をあて、低温熱利用発電に適していると考えられる新しいタイプの定温型蒸発器設計に向けた、作動媒体の蒸発挙動予測モデルの開発に向けた研究を行った。そして、80℃未満の熱源に関しても、ORC 技術の確立を目的としている。

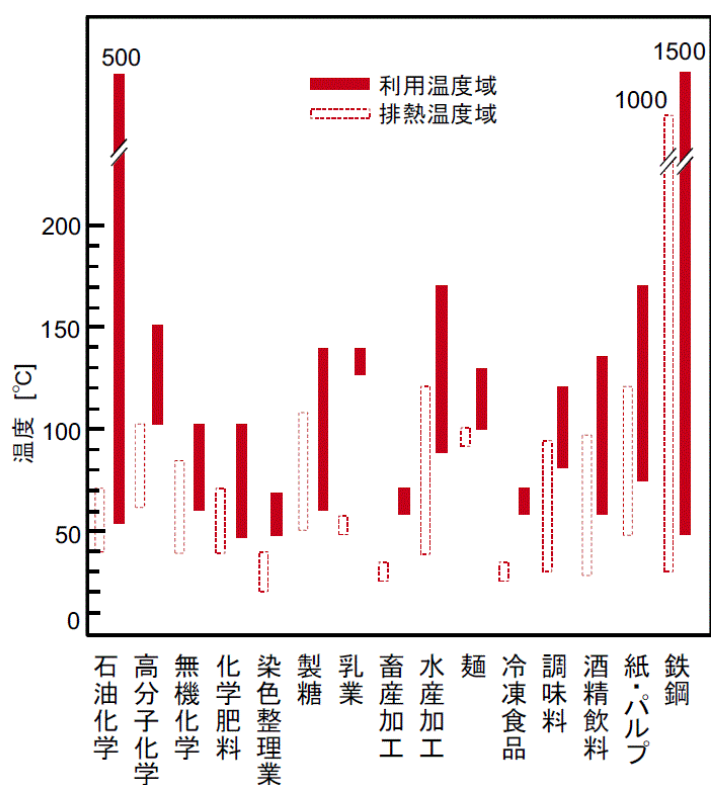


図 1.1 産業部門熱需要の利用温度および排熱温度<sup>[1]</sup>

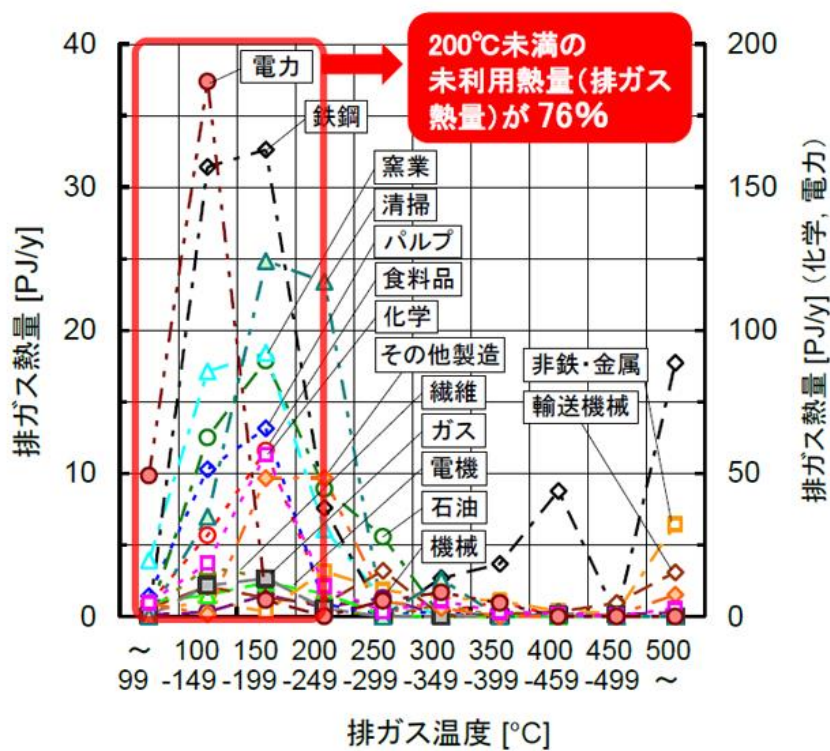


図 1.2 業種別・温度帯別の未利用熱量<sup>[2]</sup>

## 1.2 ランキンサイクル，オーガニックランキンサイクル(ORC)の概要

### 1.2.1 ランキンサイクル

ランキンサイクル<sup>[3]</sup>とは，蒸気原動機の基本サイクルであり，クラウジウスランキンサイクルとも呼ばれ，イギリスの物理学者ウェリアム・ランキンにより確立された．図 1.3 にサイクルのフロー図を示す．サイクルは通常ボイラ，蒸気タービン，復水器，給水ポンプで構成され，作動媒体には水が用いられる．ボイラで高温・高圧の過熱蒸気の状態になり，これが蒸気タービンに入って断熱膨張し，蒸気タービンを回転させる．蒸気タービンを出た低温・低圧の蒸気は復水器に流れ，等圧過程で冷やされ，飽和水の状態になる．この飽和水が給水ポンプによって，断熱圧縮され，昇圧された水が再びボイラに送り込まれるサイクルになっている．表 1.3 にランキンサイクルの熱的過程を示す．ランキンサイクルは作動媒体ポンプで断熱圧縮，ボイラで等圧受熱，タービンで断熱膨張，凝縮器で等圧放熱の熱力学的過程を経る．図 1.4 にランキンサイクルの T-S 線図，図 1.5 に p-h 線図を示す．

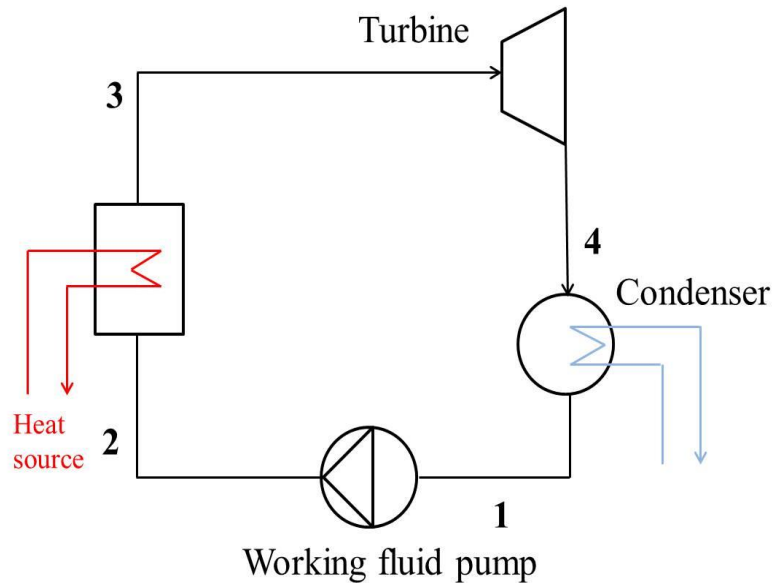


図 1.3 ランキンサイクル概略図

表 1.1 ランキンサイクルの熱力学的過程

|        |       |      |                      |
|--------|-------|------|----------------------|
| 1→2    | 給水ポンプ | 断熱圧縮 | $s_1 = s_2$          |
| 2→3    | ボイラ   | 等圧受熱 | $P_2 = P_3$          |
| 3→4    | タービン  | 断熱膨張 | $s_3 = s_4$          |
| 4→4'→1 | 復水器   | 等圧放熱 | $P_4 = P_{4'} = P_1$ |

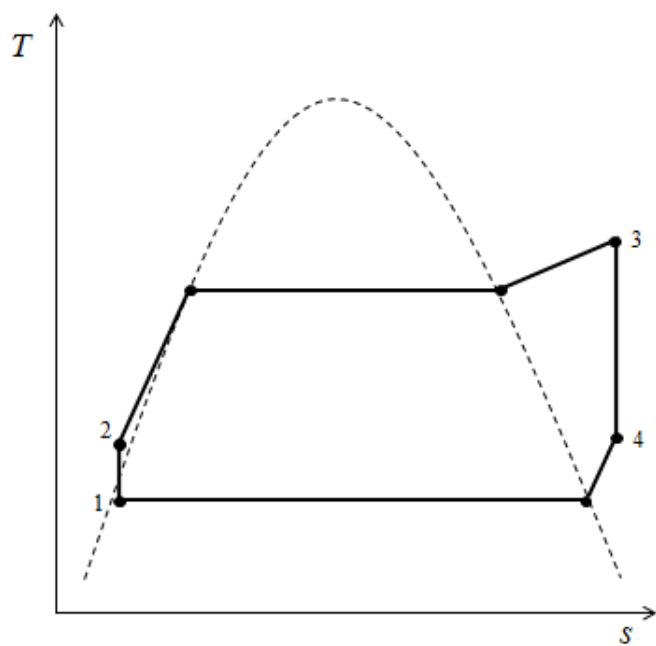


図 1.4 ランキンサイクルの  $T$ - $s$  線図

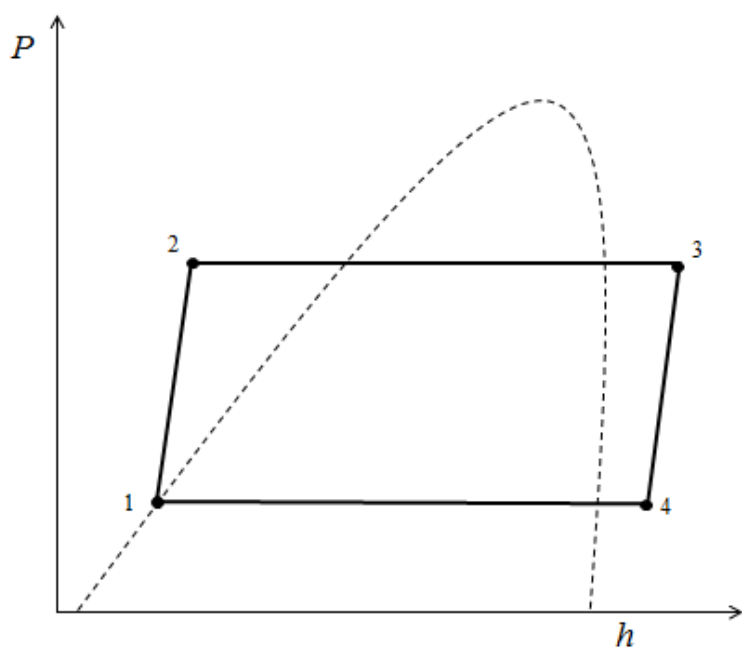


図 1.5 ランキンサイクルの  $P$ - $h$  線図

### 1.2.2 オーガニックランキンサイクル(ORC)

ORCは蒸気タービンと同じくランキンサイクルによる発電サイクルの一種である。サイクルは通常、作動媒体ポンプ、蒸発器、タービン、凝縮器で構成されている。ランキンサイクルと異なる点は、作動媒体として水ではなく、フロンガスなどの低沸点の有機溶媒を用いる点である。低沸点の有機溶媒を用いることで、水の沸点より低い温度の熱源からでも蒸気を発生させることができ、それによってタービンを回し、発電することが可能なサイクルシステムである。ここで用いられる蒸発器の熱源には工場や温泉からの排熱が用いられ、産業的に用いられる熱温度より比較的低い温度の熱を用いている。図 1.6 に温泉からの排水を熱源として用いた温泉発電における ORC のフロー図を示す。現在 100℃前後の排熱を利用した発電技術は活用され始めている。しかし、80℃未満の排熱を利用した発電技術は未確立である。この低温排熱から ORC を用いて発電を行うことができれば、エネルギー問題の解決につながると期待がかかっている。

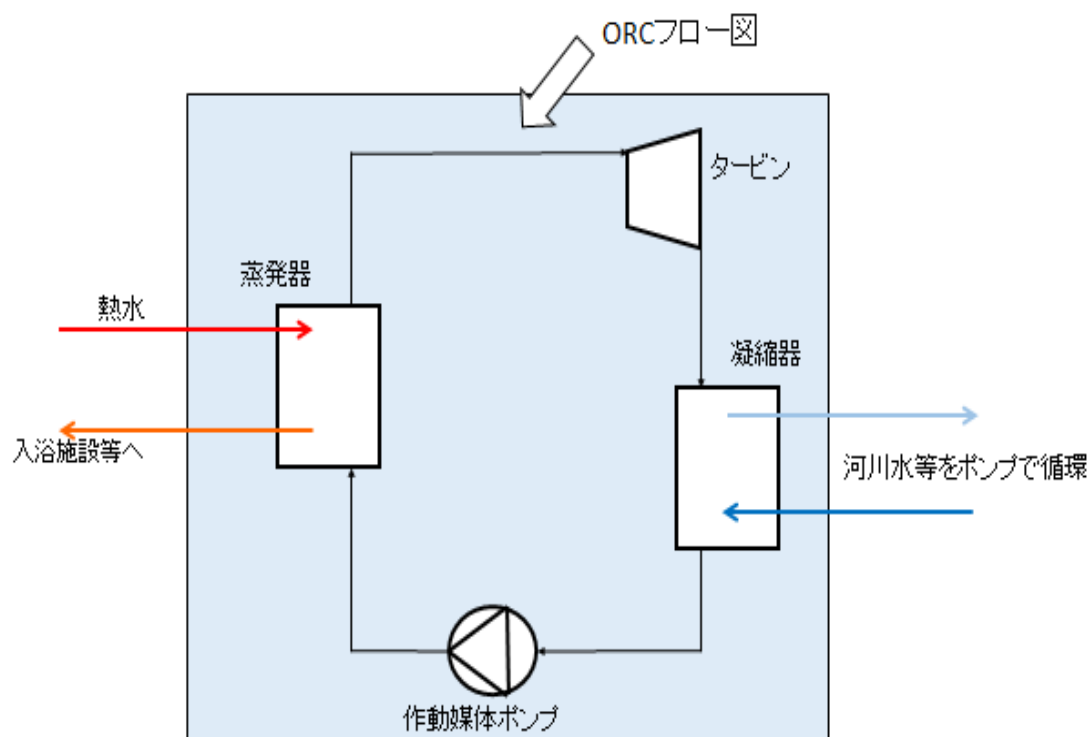


図 1.6 温泉発電における ORC のフロー図

### 1.3 ORC の国内導入事例

作動媒体に低沸点の有機溶媒を用いる ORC の発電方式は、地熱や温泉熱などの低位熱源を対象に、国内でも広く認知されてきた。一般的に ORC とは、熱源からの熱交換により低沸点作動媒体が沸騰蒸発し、蒸気がタービンを回すことで発電を行う密閉型サイクルであるが、図 1.7 に示すように温水排熱側の熱源系統および ORC の 2 つの熱サイクルを利用するバイナリー発電システムが主流である。

実際の事例として、2012 年から大分県別府市に温泉を熱源とした神戸製鋼所のマイクロバイナリー MB-70H(以下マイクロバイナリー)<sup>[4]</sup>が導入されており、本製品は 70~95℃ の温水を使用し、100kW 以下の容量となっている。導入先では、図 1.7 に示すように自噴泉を汽水分離器で取り出した蒸気から温水媒体へ熱交換器を介して熱交換を行い、その温水がマイクロバイナリーに供給される。マイクロバイナリー内部の作動媒体には低沸点かつ不活性ガスである HFC245fa が用いられ、熱交換器により沸騰蒸発し、蒸気がスクリータービンを回し最大で約 70kW の発電を行う。また 2013 年には、九州電力山川発電所に川崎重工のグリーンバイナリータービン KFR-2 (250kW 機)が採用され、実証試験を行った。この機器は代替フロン HFE を ORC の作動媒体とし、熱源温度 80~130℃ の温水および蒸気の地熱または排熱を利用する。

このように実用化へ向けた機器の導入はすでに始まっており、国内のバイナリー発電機システムの現状についてその一部を表 1.2 にまとめる(メーカーHP、カタログおよび小規模地熱発電及び地熱水の多段階利用事業の導入課題調査手引書<sup>[5]</sup>を参照)。

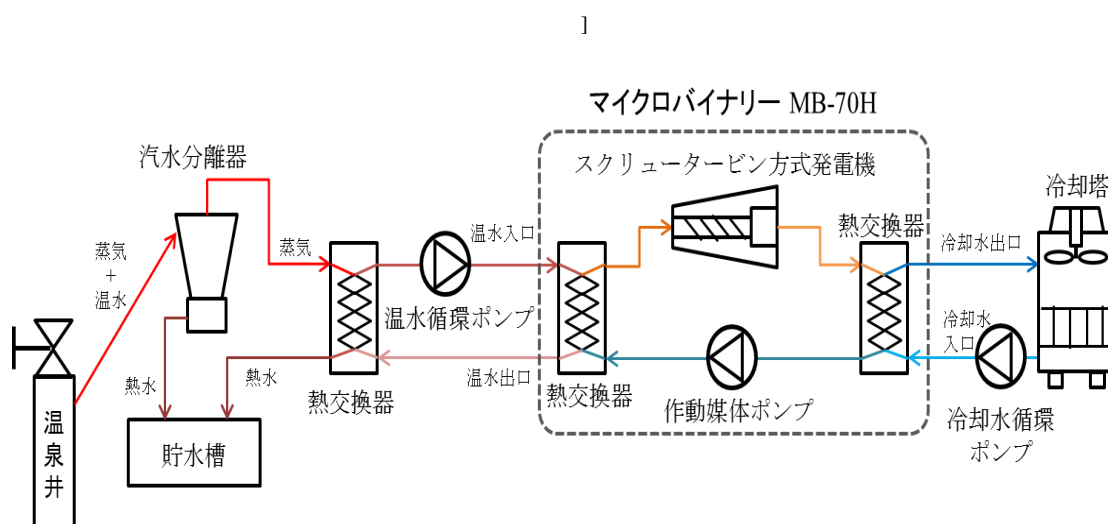


図 1.7 温泉発電バイナリー発電フロー<sup>[4]</sup>

表 1.2 国内のバイナリー発電機の現状<sup>[5]</sup>

|              |         |                                               |                               |                            |
|--------------|---------|-----------------------------------------------|-------------------------------|----------------------------|
| メーカー         |         | 株式会社神戸製鋼所                                     | 川崎重工業株式会社                     | 富士電機株式会社                   |
| 名称           |         | マイクロバイナリー<br>発電システム                           | グリーンバイナリーター<br>ービン            |                            |
| 型式           |         | MB-70H                                        | KFR-2                         | 2000kW バイナリー<br>発電設備       |
| 作動媒体         |         | HFC-245fa<br>(不活性ガス)                          | 代替フロン HFE                     | HFC-245fa<br>(不活性ガス)       |
| 媒体圧力/温度      |         | 0.97MPa                                       | 0.312MPa/80℃                  | 2.17MPa/126℃               |
| 媒体特<br>徴     | 可燃性     | 不燃性                                           | 不燃性                           | 不燃性                        |
|              | 毒性      | 無毒                                            | 無毒                            | 無毒                         |
|              | GWP     | 950                                           | 200 程度                        | 950                        |
| 最大出<br>力[kW] | 送電端     | 60                                            | ~200                          | 1637                       |
|              | 発電端     | 72                                            | 100~250                       | 2000 (設計点出力,<br>外気温 15℃)   |
| 熱源           | 温度[℃]   | 70~95                                         | 80~130                        | 135                        |
|              | 流量[t/h] | 25~75                                         | 55~200                        | 蒸気 15.4t/h<br>+ 熱水 79.4t/h |
| 熱源種類         |         | 温泉水, 排温水<br>排蒸気, 排ガス                          | 地熱(温水・蒸気)<br>排熱(温水・蒸気)        | 地熱蒸気 + 熱水                  |
| 冷却方式         |         | 水冷                                            | 水冷・空冷                         | 空冷                         |
| 冷却水          | 温度[℃]   | 15~30                                         | ~25                           | -                          |
|              | 流量[t/h] | 60~120                                        | 60~120                        | -                          |
| 備考           |         | 長崎県小浜温泉<br>で運転(2013),<br>大分県別府市設置開<br>始(2012) | 九州電力山川地熱<br>発電所 250kW 級(2013) |                            |

## 1.4 真空式ヒーター

真空式ヒーター<sup>[6]</sup>は、二酸化炭素排出抑制と省エネルギー化を背景に、未利用低温廃熱からの熱回収のために共同研究先であるタクマ社によって開発された熱交換器である。小規模な廃熱源や低温の廃熱源に使用でき、真空容器内の熱交換器により、従来の排熱ボイラーでは難しかった  $250^{\circ}\text{C}$  以下の排ガスからの熱回収を可能にした技術である。図 1.8 に真空式ヒーターの原理図を示す。真空式ヒーターの缶体は密閉構造であり、缶内には脱気処理した一定量の熱媒体が封入されており、缶は大気圧に対して常に負圧に保たれている。排ガスから煙管によって吸収された熱は、内部に封入した熱媒水に伝わり、減圧蒸気が発生する。この減圧蒸気は、熱交換器の低温伝熱管表面に接し、熱を奪われて凝縮し水滴となり、再び熱媒水室に重力落下する。熱媒水はこのように蒸気→水滴→熱媒水→蒸気というサイクルを繰り返す。熱媒水は外部へ取り出されないため水位の増減はなく、常に一定に保つため補給する必要がない。減圧蒸気室内の減圧蒸気から作動媒体への熱交換は凝縮熱伝達となるため、熱交換効率がよく、伝熱面積が小さくコンパクトが図れるというメリットもある。作動媒体は、減圧蒸気室中の伝熱管内で減圧蒸気と熱交換を行ったのち、熱媒水室中の新設計の熱交換器（蒸発器）で熱媒水とも熱交換を行い、蒸気となり、タービンへと向かう。

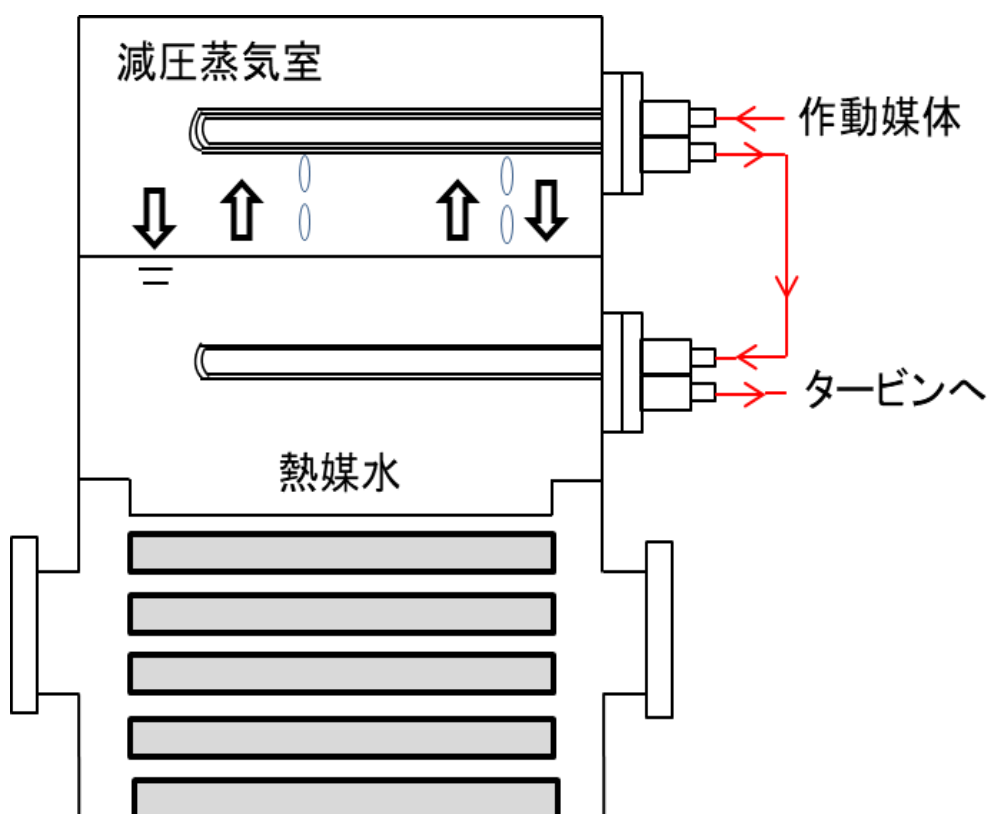


図 1.8 真空式ヒーター原理図

本研究では，図 1.8 に示す真空式ヒーターの熱媒水室の熱交換器に着目する．そこで，以下の図 1.9 のような定温型蒸発器を設計し，真空式ヒーター内の熱媒水室中の熱交換を模擬し，実験的に作動媒体の蒸発挙動を把握した．そして，この真空式ヒーター設計のための，伝熱管内における作動媒体蒸発挙動予測モデルを開発するための研究である．

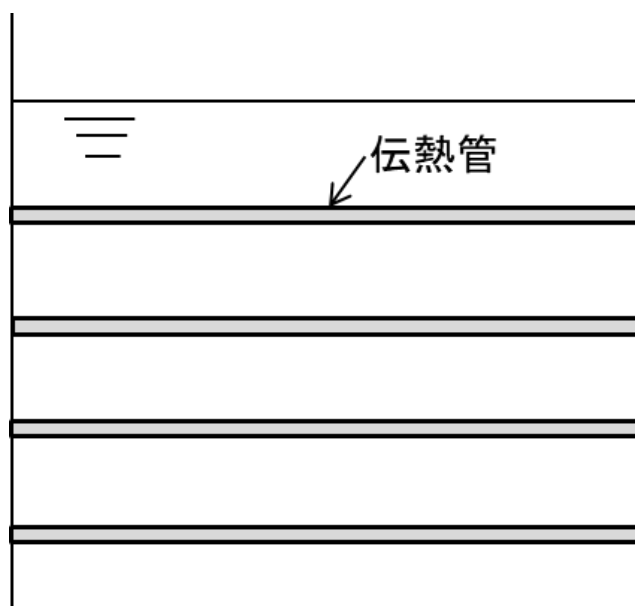


図 1.9 定温蒸発槽

### 1.5 水平平滑管における圧力損失に関する従来の研究

本研究では、従来の水平平滑管における二相流圧力損失予測式を用いて、各クオリティの圧力を算出しているため、本章に従来の圧力損失に関する代表的な研究についてまとめる。水平平滑管内流の圧力損失に関して、これまでに多くの研究が行われている。

相変化を伴う水平管内気液二相流の圧力損失は、次式に示すように運動量の変化による圧力変化と、管内壁面および気液界面での摩擦によって生じる。

$$\left( \frac{\Delta P}{\Delta z} \right)_{TP} = \left( \frac{\Delta P_M}{\Delta z} \right)_{TP} + \left( \frac{\Delta P_F}{\Delta z} \right)_{TP}$$

ここで、 $(\Delta P/\Delta z)_{TP}$ は単位長さ当たりの静圧の降下量（圧力勾配）、 $(\Delta P_M/\Delta z)_{TP}$ は運動量変化による圧力勾配、 $(\Delta P_F/\Delta z)_{TP}$ は二相流の摩擦による圧力勾配である。管内凝縮流および蒸発流の圧力損失を整理するには、これら運動量変化および摩擦による圧力損失を見積もる必要がある。

運動量変化による圧力勾配は、以下の分離流モデルで見積もられることが多い。

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

ここで、 $G$ は冷媒質量速度、 $x$ はクオリティ、 $\xi$ はボイド率である。添字 $z$ および $z+\Delta z$ は冷媒流れ方向の位置を示す。なお、運動量変化による圧力変化は、凝縮流の場合は流れ方向に圧力を上昇させ、蒸発流の場合は流れ方向に圧力を降下させる。

また、二相流の摩擦圧力損失について、Lockhart-Multinelli<sup>[7]</sup>は分離流モデルに基づき、以下のように整理している。

$$\begin{aligned} \left( \frac{\Delta P_F}{\Delta z} \right)_{TP} &= \phi_L^2 \left( \frac{\Delta P_F}{\Delta z} \right)_L \\ \left( \frac{\Delta P_F}{\Delta z} \right)_{TP} &= \phi_V^2 \left( \frac{\Delta P_F}{\Delta z} \right)_V \end{aligned}$$

ここで、 $(\Delta P_F/\Delta z)_L$ および $(\Delta P_F/\Delta z)_V$ はそれぞれ二相流中の液および蒸気が各相の独立した流路を流れた場合の摩擦による圧力勾配である。 $(\Delta P_F/\Delta z)_L$ および $(\Delta P_F/\Delta z)_V$ は以下のように定義される。

$$\left( \frac{\Delta P_F}{\Delta z} \right)_L = 2 f_L \frac{\rho_L u_L^2}{d_{hL}}$$

$$\left( \frac{\Delta P_F}{\Delta z} \right)_V = 2 f_V \frac{\rho_V u_V^2}{d_{hV}}$$

ここで、 $f_L$  および  $f_V$  はそれぞれ液および蒸気ファニングの管摩擦係数、 $d_{hL}$  および  $d_{hV}$  はそれぞれ液および蒸気の流路の水力相当直径である。これらと Lockhart-Multinelli パラメータの間には以下の関係が成り立つ。

$$X^2 = \left( \frac{\Delta P_F}{\Delta z} \right)_L \bigg/ \left( \frac{\Delta P_F}{\Delta z} \right)_V = \frac{\Phi_V^2}{\Phi_L^2}$$

また、気相と液相の両方が乱流の場合の Lockhart-Multinelli パラメータ  $X_{tt}$  は次式で表される。

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

これまでに行われた多くの管内二相流に関する研究において、圧力損失は Lockhart-Multinelli パラメータ  $X$  と二相増倍係数  $\Phi_L$  および  $\Phi_V$  を用いて整理されている。

Jung-Radermacher<sup>[8]</sup>は管内径 9.1mm のステンレス鋼管を用いて R22 及び R114 ならびに R12 及び R152a の純冷媒、混合作動媒体の沸騰環状流における摩擦圧力損失の実験結果から Martinelli-Nelson<sup>[9]</sup>の相関式に換算圧力のパラメータを加えた相関式を提案している。

原口ら<sup>[10]</sup>は、管内径 8.4mm の平滑管内における R22, R134a, R123 を作動媒体として用いた凝縮実験を行い、摩擦圧力損失を Lockhart-Multinelli のパラメータで整理し、質量速度及び物性値の影響を考慮した相関式を提案している。

久保田ら<sup>[11]</sup>は、管内径 6.34 ~ 6.40mm の平滑管内における冷媒 R2407C の蒸発流の圧力損失を行い、実験データを森らの濡れ境界角度の整理式を用いて、波状流域と環状流域を分類し、波状流域に対して重力の影響をフルード数の関数で補正した相関式を提案している。

Xu-Fang<sup>[12]</sup>は、他の研究者によって得られた凝縮流の二相摩擦圧力損失に関する実験データを基に、従来提案されている相関式を評価し、Muller-Heck の式<sup>[13]</sup>、Friedel の式<sup>[14]</sup>、Cicchitti らの式<sup>[15]</sup>とよく一致していることを示し、それらの式に含まれるパラメータを用いた相関式を提案している。

## 1.6 本論文の目的および構成

前節で述べたように、ORC は環境保護の観点から非常に重要な役割を担っている。ORC がさらに普及することが出来れば、地球温暖化対策や省エネルギー化につながることを期待される。本研究では、ORC の構成機器である蒸発器に着目し、新しいタイプの定温蒸発器の導入に向けた実験、計算を行っている。本論文では、課題が残っている、より低温度とされる 80°C 未満の温度域を含む低温熱回収 ORC を研究対象とし、新しいタイプの定温型蒸発器における作動媒体の蒸発挙動を実験的に把握し、定温蒸発器設計に向けた蒸発挙動予測モデルの開発を試みる。

本論文の第 1 章以降の構成は以下のとおりである。

本論文は本章を含め、全 6 章から構成される。以下に本論文の構成を記載する。

第 1 章では、本研究の研究背景、オーガニックランキンサイクルの概要、真空式ヒーター及び従来の二相状態における圧力損失に関する研究についてまとめ、本研究についての目的と概要を述べた。

第 2 章では、実験装置、実験方法及び実験条件の説明を述べる。

第 3 章では、計算方法および計算条件の説明を述べる。

第 4 章では、R245fa を作動媒体として用いたサイクル実験の結果を述べる。

第 5 章では、R245fa を作動媒体として用いた場合の実験結果と計算結果の比較及び他冷媒を作動媒体として用いた場合の伝熱予測の結果を報告する。

第 6 章では、本論文の結論をまとめ、統括する。

## 第 2 章 実験装置，実験方法及び実験条件

### 2.1 実験装置

#### 2.1.1 実験ループ

図 2.1 に実験装置の概略図，図 2.2(a)，(b)に実験装置の写真を示す．実験ループは主に作動媒体ポンプ，蒸発器，減圧弁，凝縮器で構成されている．減圧弁は，タービンの代替である．実験ループは作動媒体ポンプによる強制循環ループとなっており，ループにおける循環流量を測定するため，コリオリ式流量計(Colioris Type Digital Flow Sensor FD-S Series, キーエンス製)を設けている．凝縮器で凝縮した作動媒体は作動媒体ポンプで昇圧され，所定の温度に設定された蒸発器に流入する．その蒸発器で，気液二相状態あるいは蒸気単相状態まで蒸発し，所定の圧力に設定した減圧弁を通り，再び凝縮器へ流入し，液単相状態まで冷却される．また，蒸発器は 4 本のヒーター(油用投げ込み型ヒーター，株式会社八光電機製)により温度を制御され 凝縮器は図 2.2(d)の恒温槽(T4600, ラウダ製)により温度を制御される．凝縮器の過冷がうまく行われているかの確認のため，凝縮器出入り口においての作動媒体の温度を測定している．測定した温度は図 2.2(c) のデータロガー(MX100, YOKOGAWA 製)に記録される．

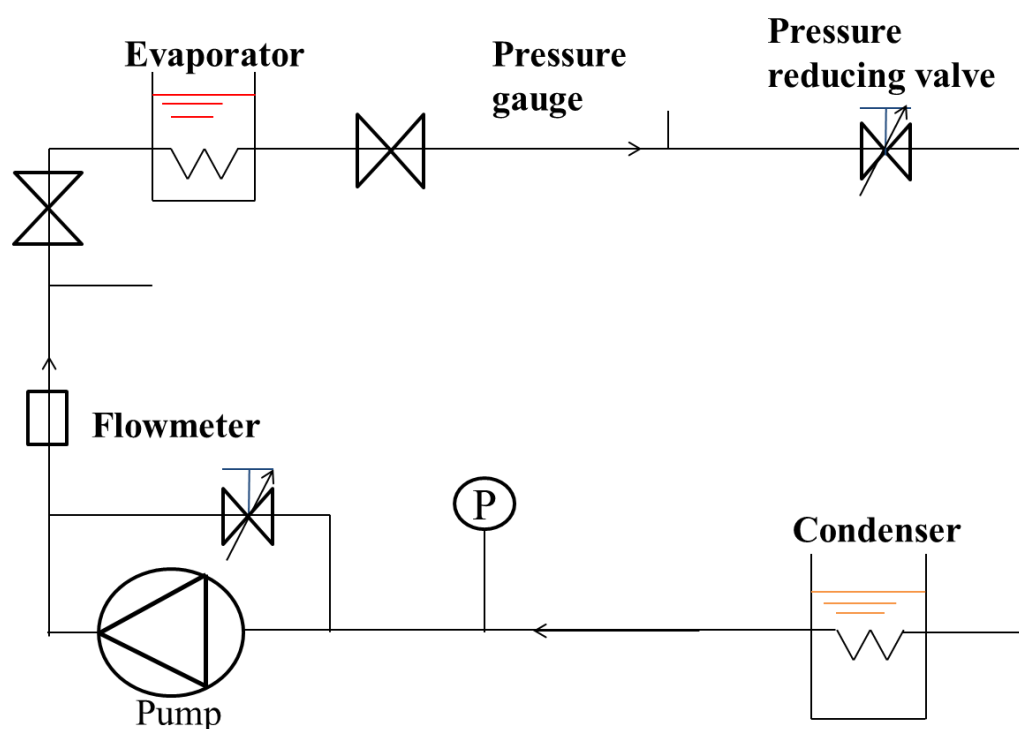


図 2.1 実験装置の概略図

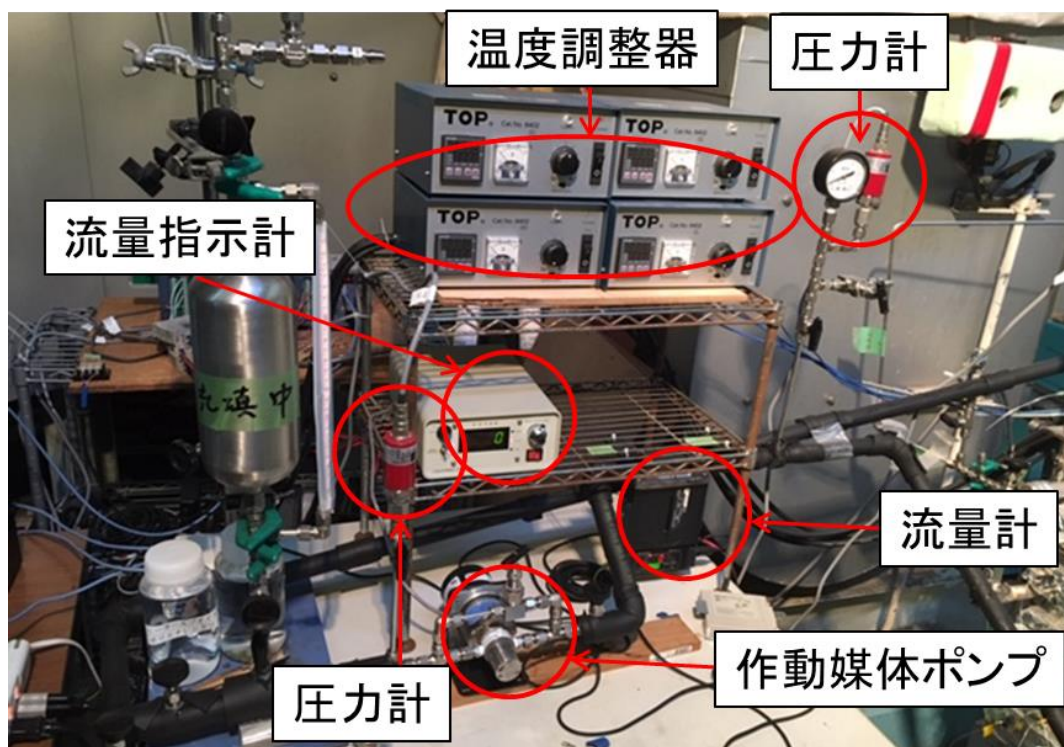


図 2.2(a) 実験装置

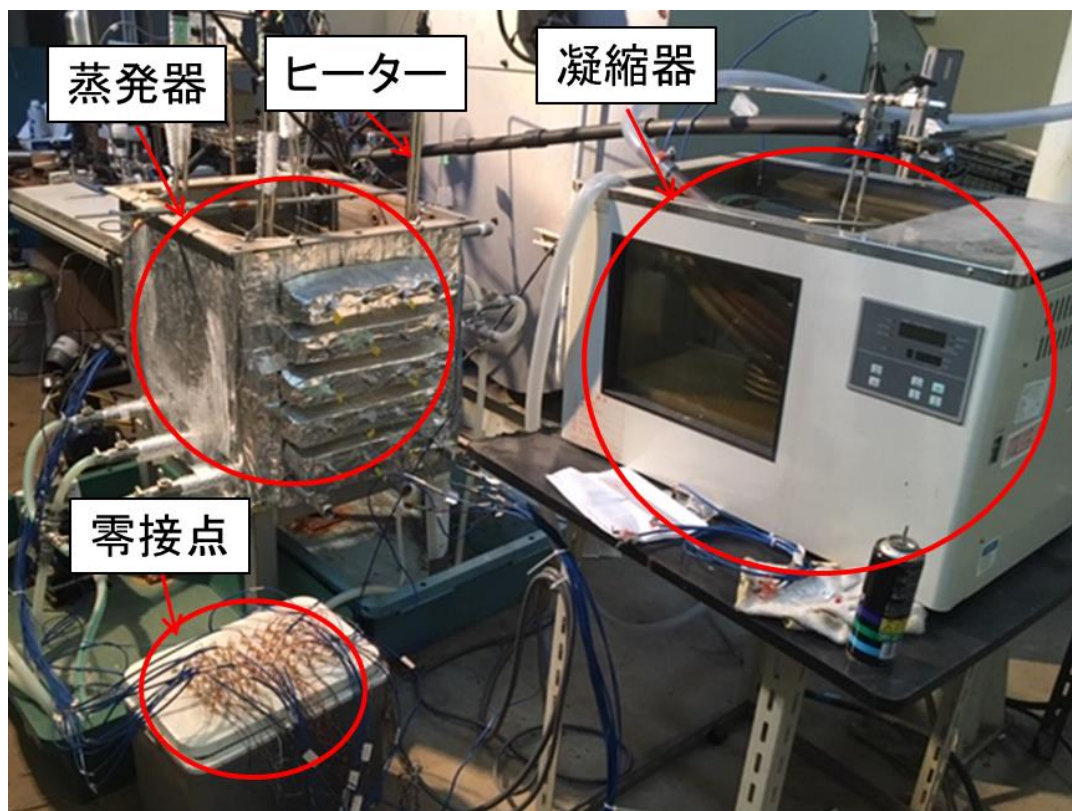


図 2.2(b) 実験装置



図 2.2(c) データロガー



図 2.2(d) 凝縮器恒温槽

### 2.1.2 蒸発器

図 2.3 に蒸発槽の概略図, 図 2.4 蒸発槽の写真を示す. 蒸発器は槽の構造をしており 1 辺 0.5m の立方体構造である. 作動媒体が流れる伝熱管の長さは全長 10m あり, ポンプから吐出された作動媒体は, 液単相状態で図中 A から蒸発器に流入する. その後 0.5m ごとに伝熱管は折り返しており, 下の段から上の段へと流れている. 伝熱管は 1 段に 4 列の構造をしており, 5 段の構造をしている. 図 2.3 では濃い青(奇数段)と薄い青(偶数段)で伝熱管を示している. また温度の計測位置は蒸発器の入口を始点とし, 0.5m ごとに計 21 点, 設けられている. 図中では, 奇数番目の計測点を赤色で, 偶数番目の計測点を緑色の点で示している. この計測点には熱電対(シース径  $\phi 0.5\text{mm}$  K 型熱電対)を設置して, 作動媒体の温度計測を行っている. 図 2.5 に作動媒体が流れる伝熱管の構造を示す. 伝熱管はさや管構造をしており, 中心から熱電対, ステンレス内管(外径  $\phi 3.18\text{mm}$ ×内径  $\phi 1.76\text{mm}$ ), 作動媒体, ステンレス外管(外径  $\phi 6.35\text{mm}$ ×内径  $\phi 4.57\text{mm}$ ), 蒸発器内の温水の順で構成されている. 蒸発器の底部 4 隅には, 投げ込み型ヒーター(油用投げ込み型ヒーター, 株式会社八光電機製)を設置しており, ヒーターに接続した温度調整器(デジタル高精度温度調整器, 株式会社相互理化学硝子製作所製)により蒸発器内の温水の温度を制御している. また, 図 2.6 に熱電対の零接点を示す. クーラーボックス内に氷水を満たし, 冷接点を  $0^{\circ}\text{C}$  に維持することで, 温度計測の精度を高めている. 熱電対は検定試験を行うことで,  $\pm 0.25^{\circ}\text{C}$  の精度が保証されている.

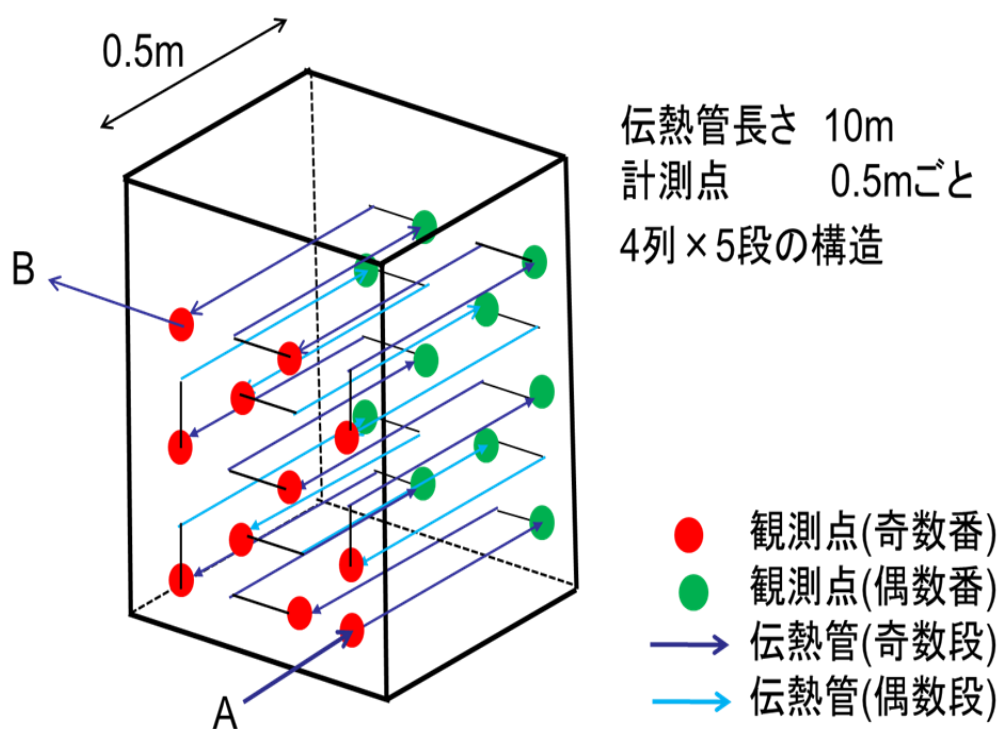


図 2.3 蒸発槽の概略図

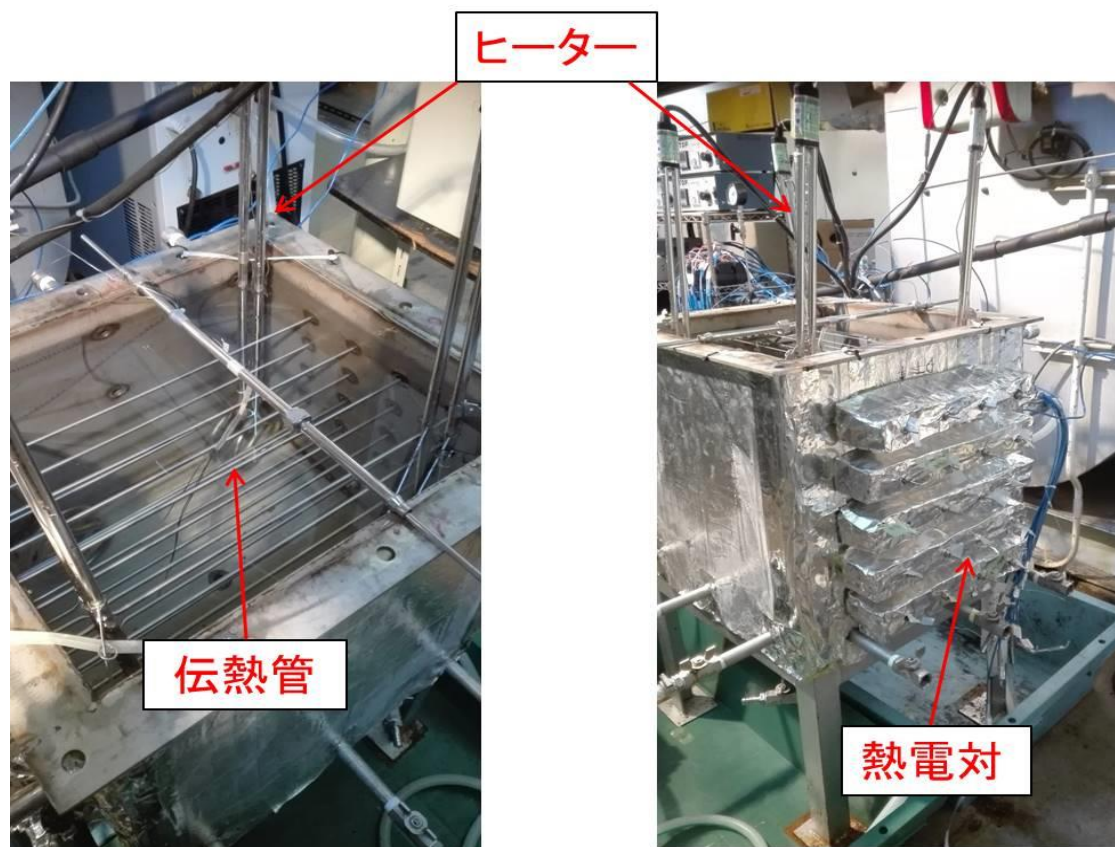


図 2.4 蒸発槽

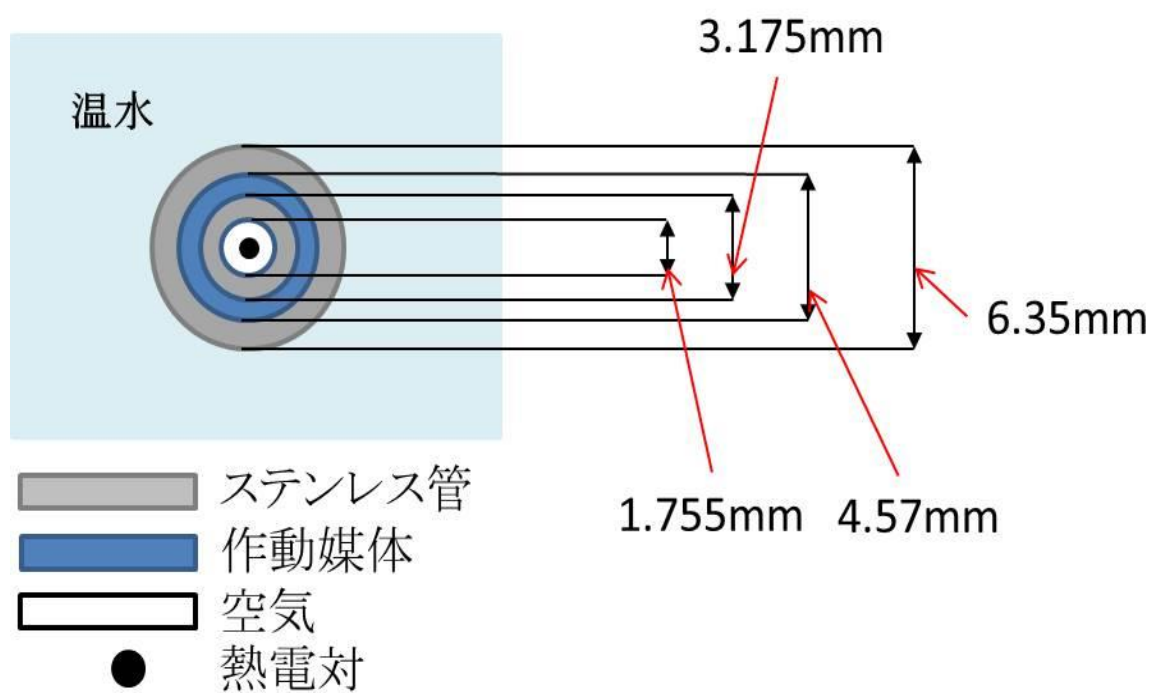


図 2.5 伝熱管内部

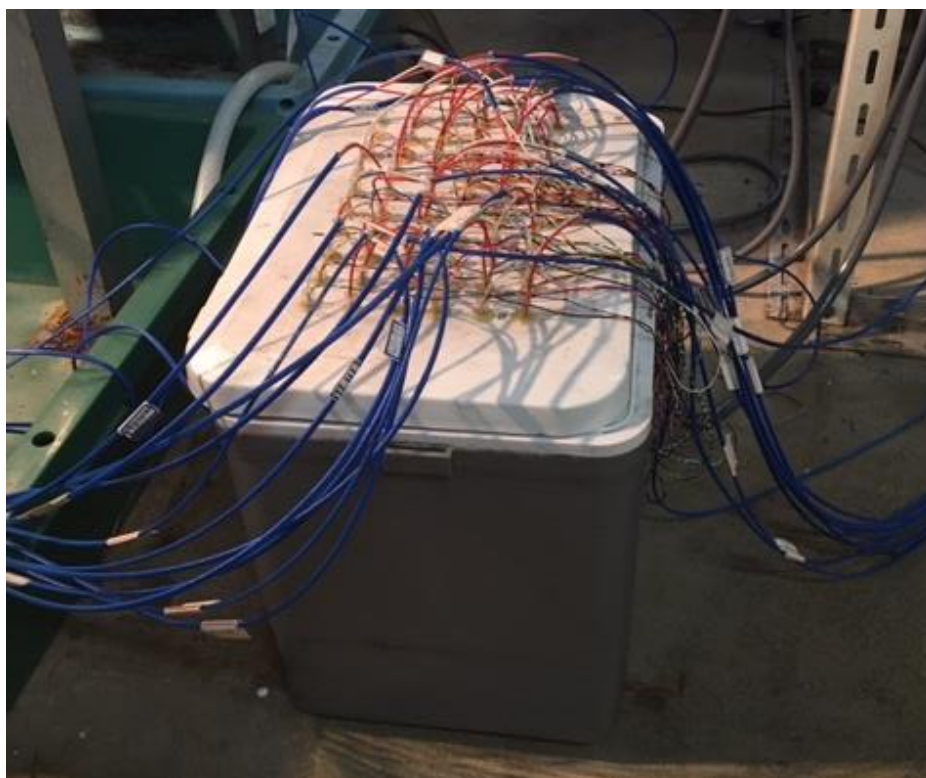


図 2.6 零接点

## 2.2 実験方法

実験手順を以下に示す。この実験では、作動媒体について蒸発器内の各点の温度、凝縮器入口出口温度および作動媒体流量、蒸発器入口圧力、蒸発器出口圧力を 1 条件につき、計 180 秒間平均で測定した。

- ①ヒーターおよび恒温槽を用いて蒸発器内および凝縮器内の水温を調節する。
- ②設定温度に達した後、コリオリ式流量計の指示値を見ながら、作動媒体ポンプの回転数を調整し流量を安定させる。
- ③②の動作に伴い蒸発器入口圧力が変化するので、減圧弁のバルブを調整し、蒸発器入口圧力を所定の圧力に設定する。
- ④蒸発器内の水温、作動媒体流量、蒸発器入口圧力が設定条件の値に安定した後、データロガー上の各点の温度変化を確認し、定常状態となるまで待機する。
- ⑤定常状態に達したら、各点の温度、蒸発器入口・出口圧力および作動媒体流量を 180 秒間平均で計測する。

## 2.3 実験条件

| 蒸発槽温度[°C] | 流量[mL/min] |
|-----------|------------|
| 40        | 15         |
|           | 20         |
|           | 25         |
|           | 30         |
|           | 35         |
| 50        | 25         |
|           | 30         |
|           | 35         |
|           | 40         |
|           | 45         |
|           | 50         |
|           | 55         |
|           | 60         |
| 60        | 70         |
|           | 40         |
|           | 45         |
|           | 50         |
|           | 55         |
|           | 60         |
|           | 70         |
|           | 75         |
|           | 80         |
| 70        | 85         |
|           | 40         |
|           | 50         |
|           | 55         |
|           | 60         |
|           | 70         |
|           | 80         |
|           | 90         |
|           | 95         |

蒸発槽温度を 40,50,60,70°C の 4 条件に設定し，各蒸発槽温度において作動媒体の体積流量を変化させて計測を行っている．本実験では，ポンプにより，流量と圧力を調整しているため，各蒸発槽温度によって，測定できる流量の限界が異なる．

## 第3章

### 計算方法

#### 3.1 予熱区間(液単相)の計算方法

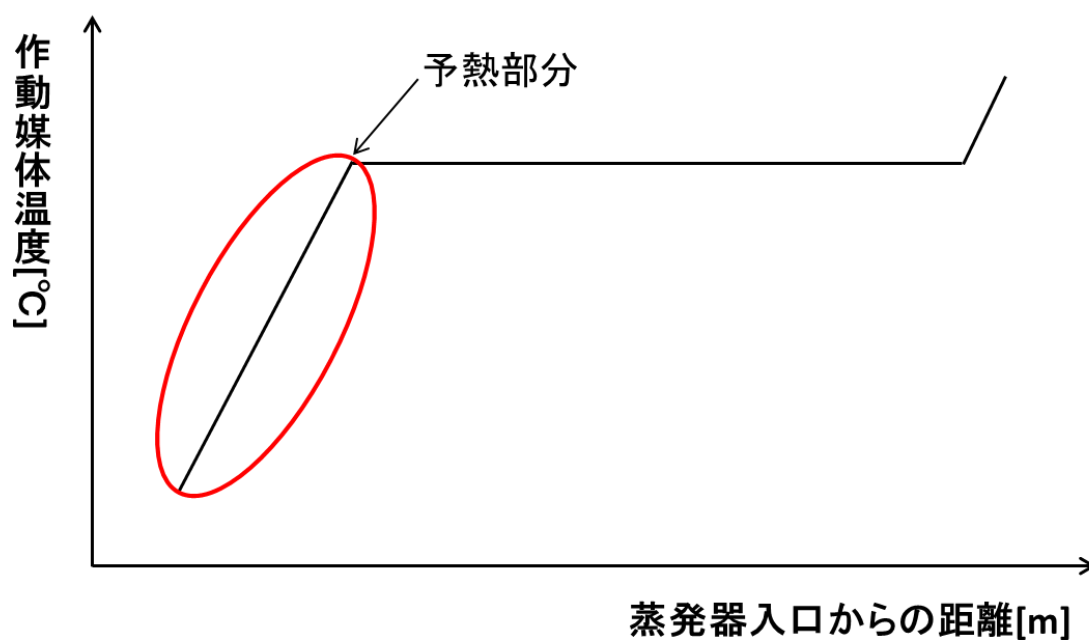


図 3.1 作動媒体温度変化

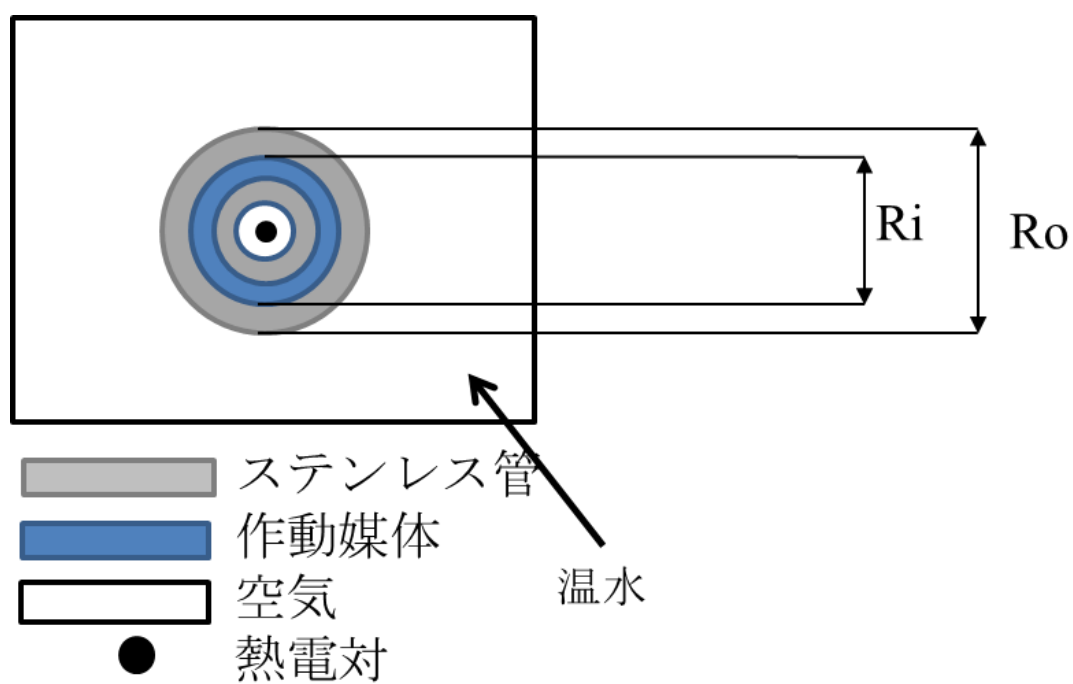


図 3.2 伝熱管内部の様子

図 3.1 に蒸発過程の作動媒体温度変化についての概略図を示す。グラフの縦軸が作動媒体温度であり、横軸が蒸発器入口からの距離を示している。まず、作動媒体が液相状態から飽和温度に達するまで、温度が上昇している予熱過程（図 3.1 の赤色で示す過程）について計算を行った。この予熱過程における、蒸発槽水と作動媒体の熱交換量の以下の式を用いて、必要伝熱管長さ算出することができる。

$$Q = \dot{m}cp(T_{c2} - T_{c1}) = k\Delta TL$$

ここで、 $T_{c1}$  は予熱始まり作動媒体温度[K]、 $T_{c2}$  は作動媒体温度の飽和温度[K]、 $\Delta T$  は対数平均温度差[K]である。作動媒体の物性値は  $T = (T_{c1} + T_{c2})/2$  の値を用いている。熱通過率  $k$  及び対数温度差  $\Delta T$  に関しては、以下の式で計算した。

$$k = \frac{2\pi}{\frac{1}{\frac{\alpha_{WF} R_i}{2} + \frac{\ln\left(\frac{Ro}{Ri}\right)}{\lambda} + \frac{1}{\frac{\alpha_e Ro}{2}}}$$

ここで、 $\alpha_{WF}$  は作動媒体の熱伝達率[W/m<sup>2</sup>・K]、 $\alpha_e$  は蒸発槽水の熱伝達率[W/m<sup>2</sup>・K]、 $R_i$  は伝熱管内径[m]、 $R_o$  は伝熱管外径[m](図 3.2 に伝熱管内部の詳細を示す)である。

$$\Delta T = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

ここで、 $\Delta T_1$  及び  $\Delta T_2$  は以下の式であらわされる。

$$\Delta T_1 = T_e - T_{c1}$$

$$\Delta T_2 = T_e - T_{c2}$$

また、式中の作動媒体熱伝達率  $\alpha_{WF}$ [W/m<sup>2</sup>・k]は、以下に示す強制対流円管内層流流れの予測式<sup>[16][17]</sup>を用いて求めている。

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0688}{0.04 * \left(\frac{\frac{L}{d}}{Re * Pr}\right)^{\frac{1}{3}} + \left(\frac{\frac{L}{d}}{Re * Pr}\right)}$$

また、蒸発槽水の熱伝達率  $\alpha_e$ [W/m<sup>2</sup>・K]は、以下に示す水平円柱周りの自由対流熱伝達率予測式を用いて算出している。

$$Gr = \frac{g\beta(T_e - T_o)D^3}{\nu^2}, \quad Pr = \frac{C_p\mu}{\lambda}$$

上式で求められるグラスホフ数  $Gr$ 、プラントル数  $Pr$  の積が、 $10^{-8} \leq Gr \cdot Pr \leq 5 \cdot 10^6$  の時

$$\frac{2}{Nu} = \ln\left(1 + \frac{2.475}{C1(Gr \cdot Pr)^n}\right)$$

$$Nu = \frac{\alpha_e R_o}{\lambda}$$

ここで、式中係数  $C1, n$  は以下の式であらわされる。

$$C1 = \frac{3}{4} \left( \frac{Pr}{2.4 + 4.9 * Pr^{0.5} * + 5Pr} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$n = \frac{1}{4} + \frac{1}{10 + 5(Gr * Pr)^{0.175}}$$

蒸発槽水の物性値は  $T = \frac{T_e + T_o}{2}$  の値を用いている.

与える条件として, 蒸発槽温度, 作動媒体飽和温度 (あるいは飽和圧力), 管径, 体積流量 (質量流量) を与えている.

### 3.2 気液二相区間の計算方法

図 3.3 に蒸発器伝熱管内部における作動媒体温度変化の様子を示している。横軸が蒸発器入口からの距離，縦軸は作動媒体の温度を示している。作動媒体はまず，液単相状態から飽和温度まで温度が上昇していく。そして，飽和温度に達したのち，蒸発が始まり，気液二相状態においては温度一定となる。そして，蒸発が完了すると再び蒸発槽温度まで温度上昇していく。

気液二相過程においては，熱伝達率がクオリティごとに変化する。そこで，本研究においては，まず，気液二相区間をクオリティごとの微小区間に分割している。今回は，図 3.3 に示すように，クオリティ 0.1 毎の 10 個の微小区間に分割している。そして，以下の式を用いてクオリティごとの比エンタルピー差から，微小区間における微小交換伝熱量  $Q_i$  を算出する。

$$Q_i = \dot{m}(h_i - h_{i-1})$$

さらに，クオリティごとの熱伝達率  $\alpha_i$  を算出し，以下の

$$2\pi RL_i = \frac{Q_i}{\alpha_i \Delta T}$$

から，微小区間における微小伝熱管長さを算出する。ここで，熱伝達率  $\alpha_i$  は，Chen<sup>[18][19]</sup>らが二相状態において，熱伝達率は強制対流蒸発と核沸騰の両方の影響を受けるとし，両者の熱伝達率の和としてあらわされるとして提案した以下の式を用いて算出した。

$$\alpha_i = \alpha_{con} + \alpha_{bo}$$

ただし， $\alpha_{con}$  は強制対流蒸発による項， $\alpha_{bo}$  は核沸騰による項である。

$$\alpha_{con} = F * 0.023 \frac{\lambda}{D} \left[ \frac{G(1-x)}{\eta} \right]^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$\alpha_{bo} = S * 0.00122 \left[ \frac{\lambda_l^{0.79} C p_l^{0.45} \rho_l^{0.49}}{\sigma^{0.5} \eta_l^{0.29} \Delta h \nu^{0.24} \rho_v^{0.24}} \right] \Delta T^{0.24} \Delta P^{0.75}$$

ここで， $\Delta T$  は，伝熱管内壁面温度と作動媒体の温度差である。  $\Delta P$  は， $\Delta T$  に相当する飽和蒸気圧力差である。また，上式のパラメータ  $F$  と  $S$  は実験的に導かれたもので， $F$  は  $1/X_{tt}$  に対して， $S$  は  $[GD(1-x)/\eta]F^{1.25}$  に対して，実験的に導かれた値である。

そして，この微小伝熱管長さ  $L_i$  を 10 個の微小区間に関して，足し合わせることで蒸発に必要な全体の伝熱管長さを算出できる。

$$L = L1 + L2 + \dots + L10$$

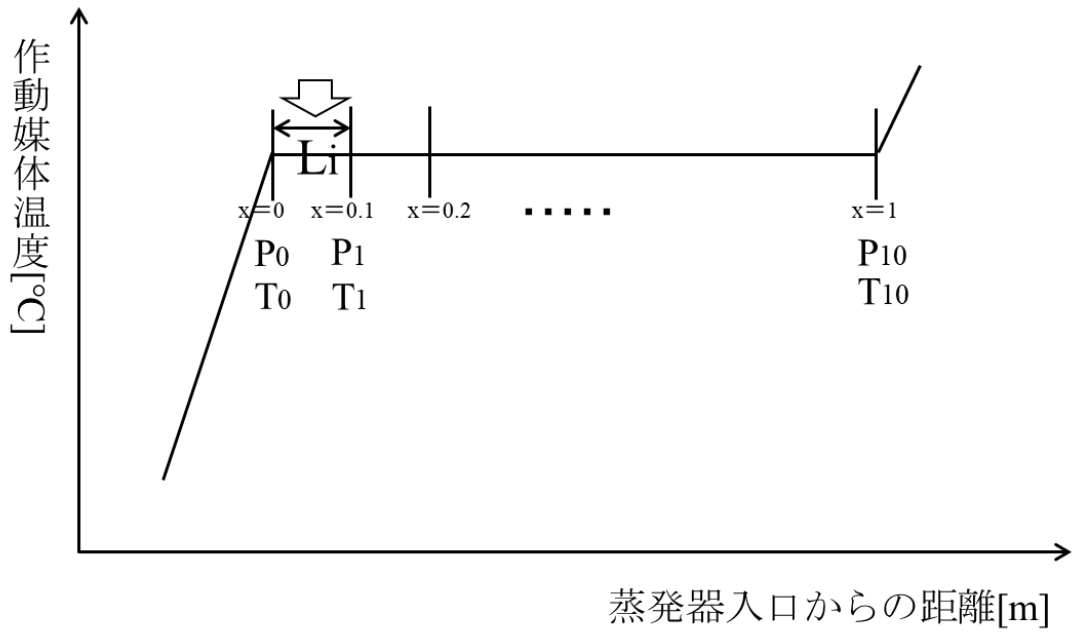


図 3.3 蒸発槽内作動媒体の温度変化

伝熱管内壁面温度  $T_i$  は、蒸発槽内の水と作動媒体の熱交換における熱収支式を用いて算出した。

$$Q = \alpha_e (T_e - T) A$$

$$Q = \frac{2\pi\lambda L}{\ln \frac{R_i}{R_o}} (T_o - T_i)$$

$$Q = \alpha_{WF} (T_i - T_{WF}) A$$

ここで、蒸発槽内の水熱伝達率は、以下の式を用いて算出した。

(i)  $10^{-8} \leq Gr \times Pr \leq 5 \times 10^6$  の時

$$\frac{2}{Nu} = \ln \left[ 1 + \frac{2.475}{C1(Gr * Pr)^n} \right]$$

(ii)  $5 \times 10^6 \leq Gr \times Pr \leq 10^9$  の時

$$Nu = 1.031 * C1(Gr * Pr)^{\frac{1}{4}}$$

ここで、 $Nu = \frac{\alpha D}{\lambda}$

$$Gr = \frac{g\beta(T_e - T_o)R_o^3}{\nu^2}$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{\lambda}$$

$$C1 = \frac{3}{4} \left( \frac{Pr}{2.4 + 4.9 * Pr^{0.5} * + 5Pr} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$n = \frac{1}{4} + \frac{1}{10 + 5(Gr * Pr)^{0.175}}$$

また，圧力損失については，以下の平滑管内圧力損失予測式を用いてクオリティごとの圧力を算出した．そして，この予測式から算出した圧力の飽和温度をクオリティごとの作動媒体温度として計算を行った． $\left(\frac{\Delta P_F}{\Delta z}\right)$ は二相流の摩擦による圧力損失勾配であり，以下の式で求められる．

$$\left(\frac{\Delta P_F}{\Delta z}\right) = \Phi_V^2 \left( \frac{2f_V G^2 x^2}{d \rho_V} \right)$$

$$\Phi_V = 1.1 + 1.3 \left[ \frac{G X_{tt}}{\sqrt{\rho_V (\rho_L - \rho_V) d g}} \right]^{0.35}$$

$$f_V = 0.046 Re_V^{-0.2}$$

$$Re_V = \frac{G x d}{\mu_V}$$

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

## 第4章

### R245fa を用いたサイクル実験結果

本実験は、1つの条件(蒸発器温度、蒸発器圧力、作動媒体流量を調整)において、約180秒間の温度変化を計測し、その各温度計測点のそれぞれの平均値をその点の温度とし、作動媒体温度変化の軌跡を求める。

以下の図において、1番目の計測点から温度が上昇し続けている間の区間が予熱区間であり、液単相状態であると考えられる。次に温度が横ばいになり、なだらかに下がっている間が気液二相状態であると考えられる。その後再び温度が上昇し始めた以降が蒸気単層状態と考えられる。したがって、温度一定となり、徐々に温度低下し、再び温度上昇し始めた点を蒸発終了点としている。

#### 4.1 蒸発槽温度 40℃における作動媒体流量の違いによる作動媒体温度変化

以下の図 4.1.1 から図 4.1.6 は、蒸発槽温度 40℃の条件下において、各作動媒体流量での、作動媒体の温度変化を示す。また、表 4.1 に各条件における蒸発完了に必要な伝熱管長さをまとめている。表 4.1 から作動媒体流量が大きいほど、必要伝熱管長さが大きくなっていることがわかる。また、各条件における作動媒体の温度変化から、流量が大きくなるにつれて、作動媒体の圧力損失による温度低下が大きくなっていることがわかる。

流量 25ml/min 以上の場合には、作動媒体が飽和温度まで温度が徐々に上昇し、飽和温度に達した点から温度一定となっている。しかし、20ml/min 以下の流量においては、作動媒体温度が一度飽和温度を超え、蒸発槽温度に近い温度まで上昇し、その後、飽和温度まで温度が下降したのちに温度一定となっていることがわかる。これは低流量において、突沸現象が生じていることが考えられる。この原因として、本実験で用いている伝熱管は平滑管であり、キャビティなどの沸騰のきっかけがないため、低流速においては突沸現象が見られることが考えられる。25ml/min 以上の流量においては、速度が速いため、突沸現象が起きていない、もしくは、温度が上がり、下降する速度が速く、グラフ上では確認できていない可能性がある。また、流量 20ml/min については、二つの実験結果を乗せているが、流量を 20ml/min に固定し、蒸発器圧力を変化させることで、飽和温度を変化させ、温度差の影響を調べた。流量 20ml/min(2)では、蒸発器圧力をわずかに高く設定し、蒸発槽と作動媒体の温度差を小さく設定している。その結果、流量が同じ条件であるが、20ml/min(2)の結果の方が、伝熱管長さが大きいという結果になった。また、流量が近い場合でも、蒸発槽温度が少し高い、もしくは設定圧力によって圧力がわずかに低い、すなわち飽和温度が低くなることで、温度差が大きくなってしまいうことで、伝熱管長さが短くなることもある。

表 4.1 蒸発槽温度 40℃における実験値まとめ

| 蒸発槽温度[℃] | 流量[ml/min] | 伝熱管長さ[m] |
|----------|------------|----------|
| 40       | 15         | 3.5      |
|          | 20         | 6        |
|          | 20(2)      | 4        |
|          | 25         | 8        |
|          | 30         | 9.5      |
|          | 35         | 9        |

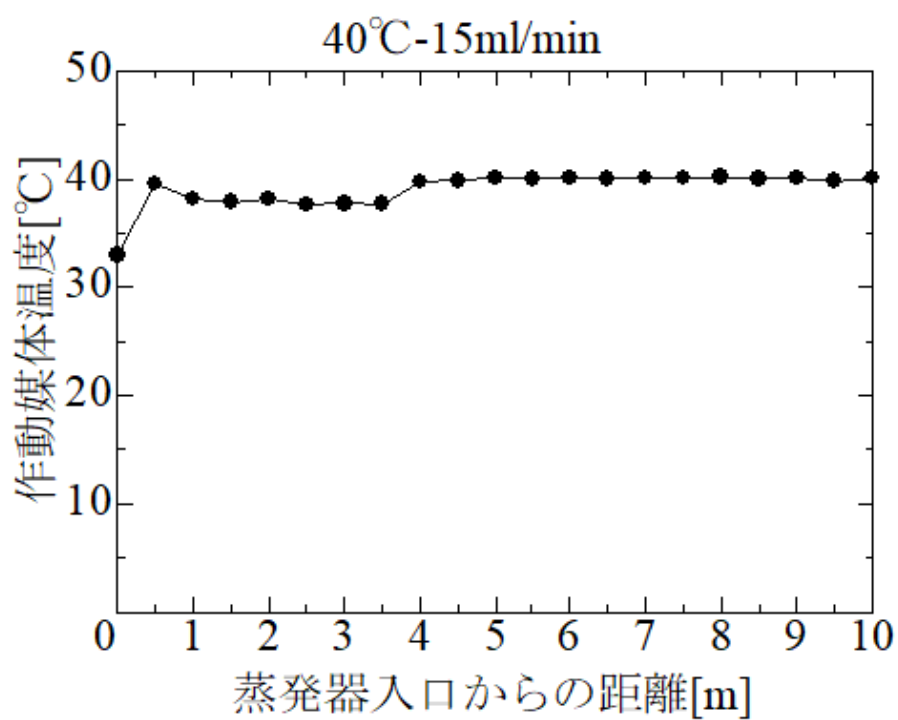


図 4.1.1 蒸発槽温度 40℃,流量 15ml/min 時の作動媒体温度変化

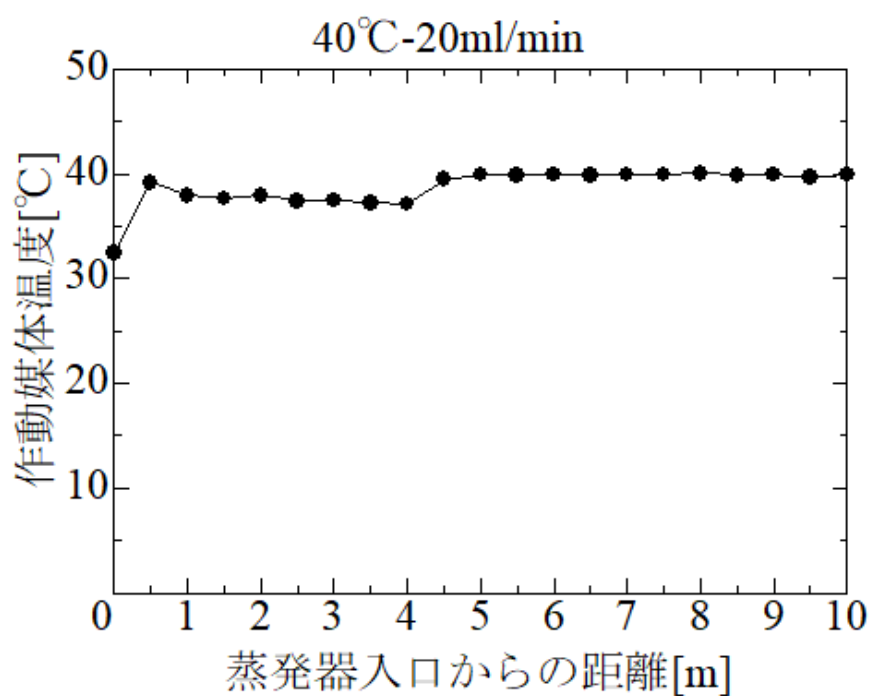


図 4.1.2 蒸発槽温度 40°C,流量 20ml/min 時の作動媒体温度変化

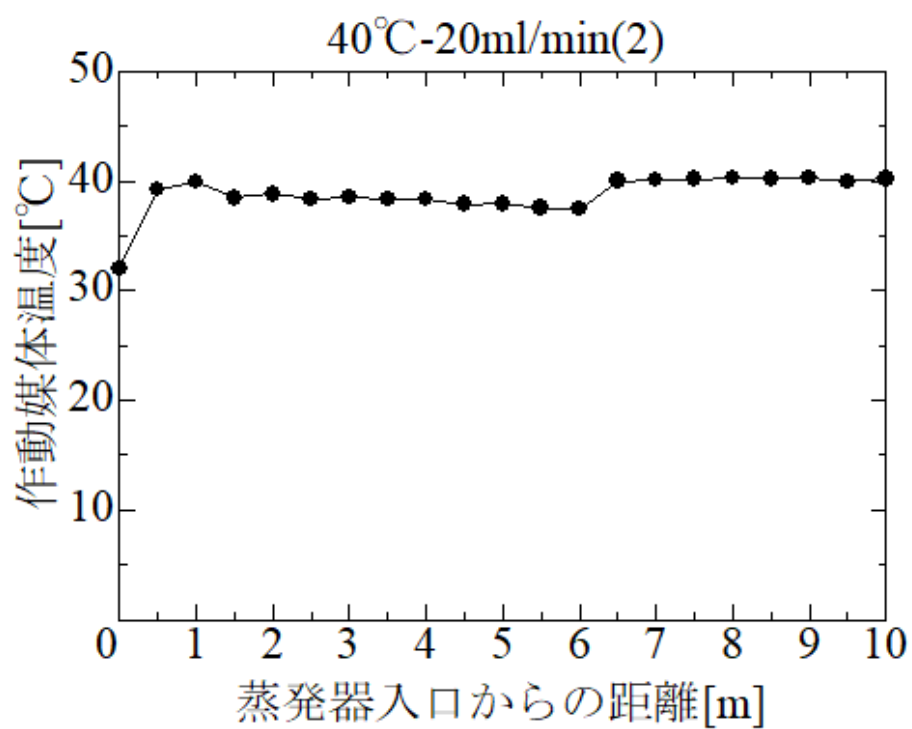


図 4.1.3 蒸発槽温度 40°C,流量 20ml/min 時の作動媒体温度変化

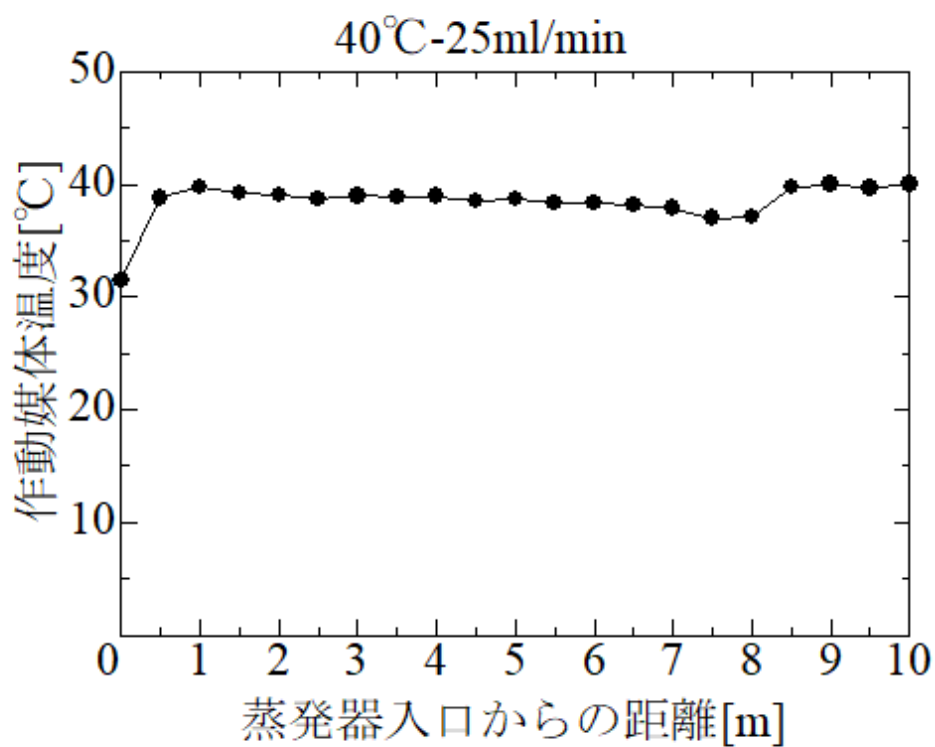


図 4.1.4 蒸発槽温度 40°C,流量 25ml/min 時の作動媒体温度変化

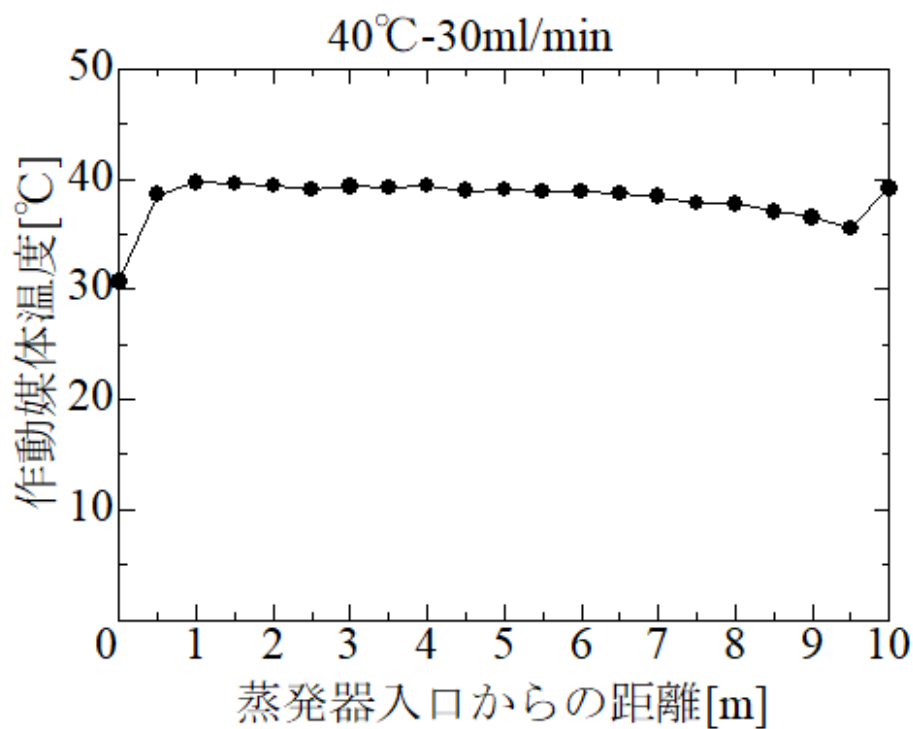


図 4.1.5 蒸発槽温度 40°C,流量 30ml/min 時の作動媒体温度変化

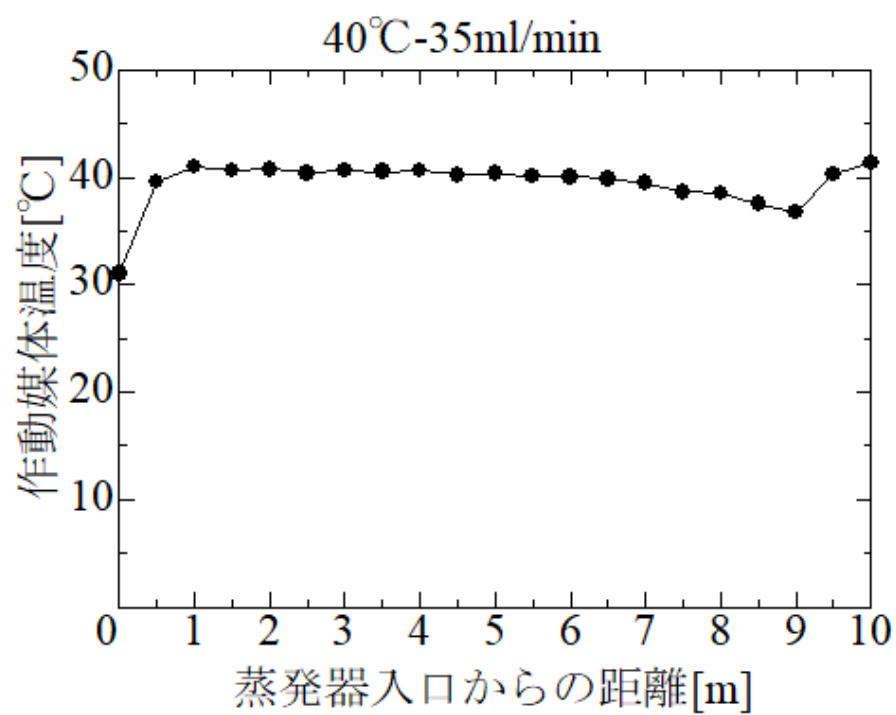


図 4.1.6 蒸発槽温度 40°C,流量 35ml/min 時の作動媒体温度変化

#### 4.2 蒸発槽温度 50℃における作動媒体流量の違いによる作動媒体温度変化

以下の図 4.2.1 から図 4.2.9 は、蒸発槽温度 50℃の条件下において、各作動媒体流量での、作動媒体の温度変化を示す。また、表 4.2 に各流量条件における必要伝熱管長さをまとめている。表 4.2 から作動媒体流量が大きいほど、必要伝熱管長さが大きくなっていることがわかる。また、蒸発槽温度 40℃の場合と同じように、流量 35ml/min については、二つの結果を示している。これは、流量を 20ml/min に固定し、蒸発器圧力を変化させることで、飽和温度を変化させ、温度差の影響を調べた。35ml/min(2)の方が、蒸発器圧力を高く設定している、すなわち飽和温度を高く設定しているため、蒸発槽温度と作動媒体温度差が小さくなっている。その結果、同じ流量ではあるが、35ml/min(2)の結果の方が、必要伝熱管長さが大きくなることが分かった。

また、作動媒体の温度変化から、流量が小さい場合は、温度一定となり飽和温度に達した点がグラフから確認しやすいが、流量が大きくなるにつれて、予熱区間において緩やかに温度が上昇していき、飽和温度達した点をグラフから確認するのが、難しいことが分かった。したがって、気液二相区間（蒸発）が始まった点が、作動媒体の温度変化を計測する実験の高流量においては、把握することが難しいことが分かった。

表 4.2 蒸発槽温度 50℃における実験値まとめ

| 蒸発槽温度[℃] | 流量[ml/min] | 伝熱管長さ[m] |
|----------|------------|----------|
| 50       | 25         | 1.5      |
|          | 30         | 3.5      |
|          | 35         | 6.5      |
|          | 35(2)      | 7        |
|          | 40         | 7.5      |
|          | 40         | 6.5      |
|          | 45         | 7.5      |
|          | 50         | 8        |
|          | 55         | 9        |
|          | 60         | 9        |
|          | 70         | 9.5      |

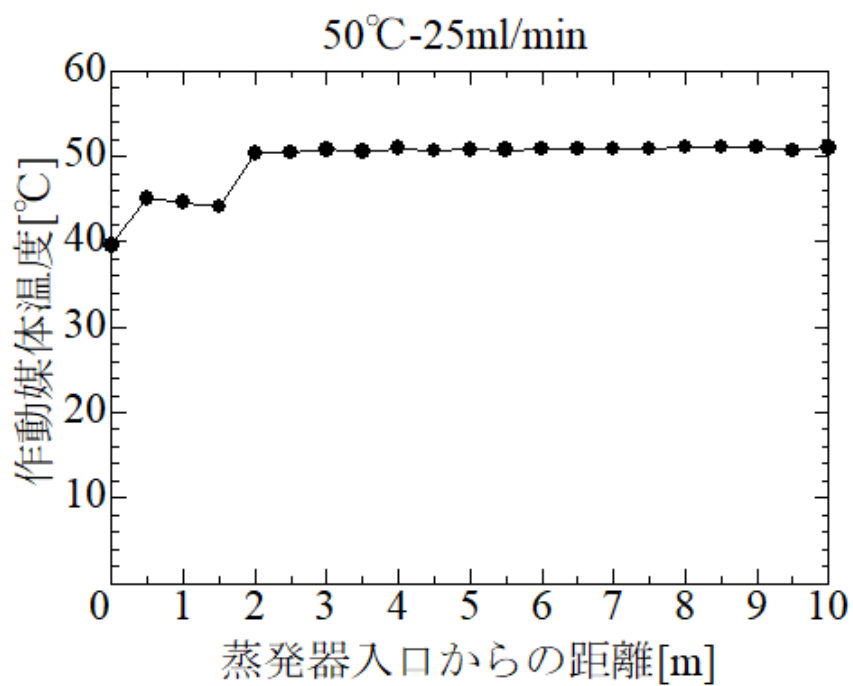


図 4.2.1 蒸発槽温度 50°C,流量 25ml/min 時の作動媒体温度変化

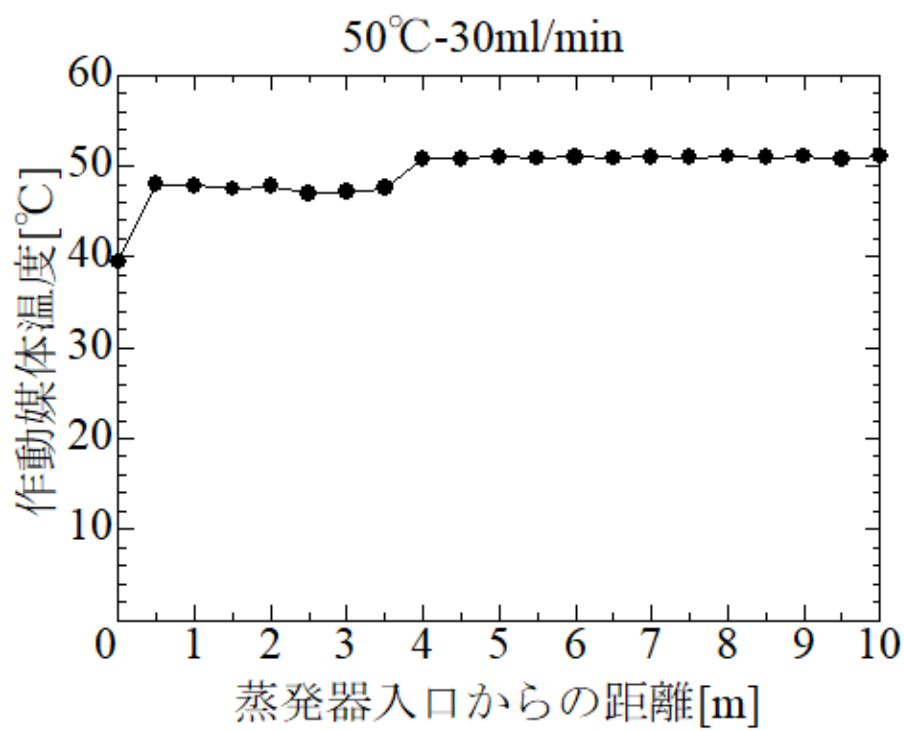


図 4.2.2 蒸発槽温度 50°C,流量 30ml/min 時の作動媒体温度変化

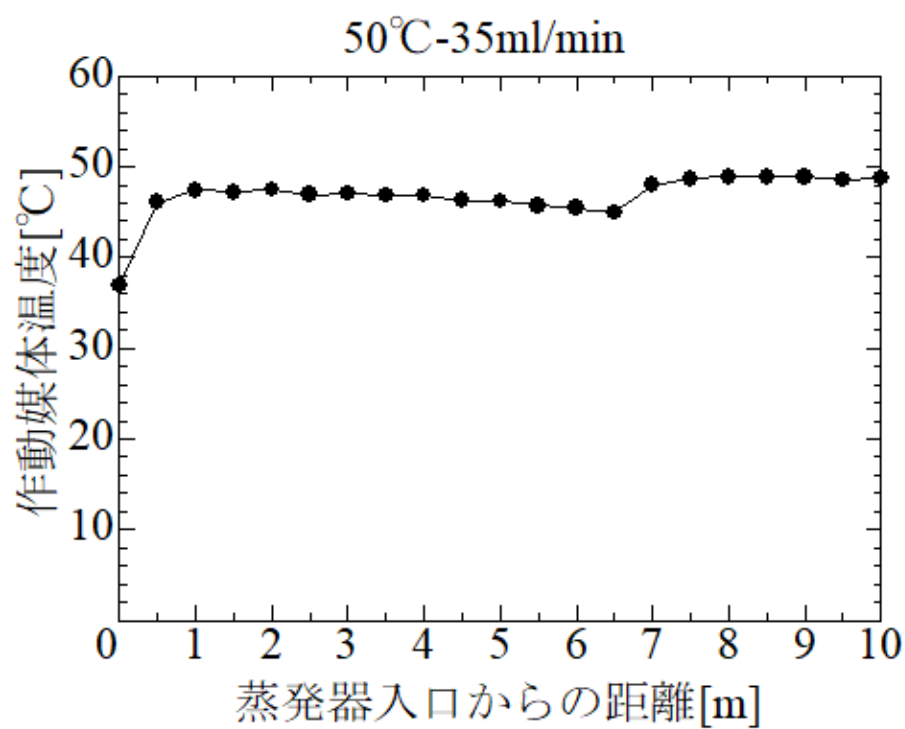


図 4.2.3 蒸発槽温度 50°C,流量 35ml/min 時の作動媒体温度変化

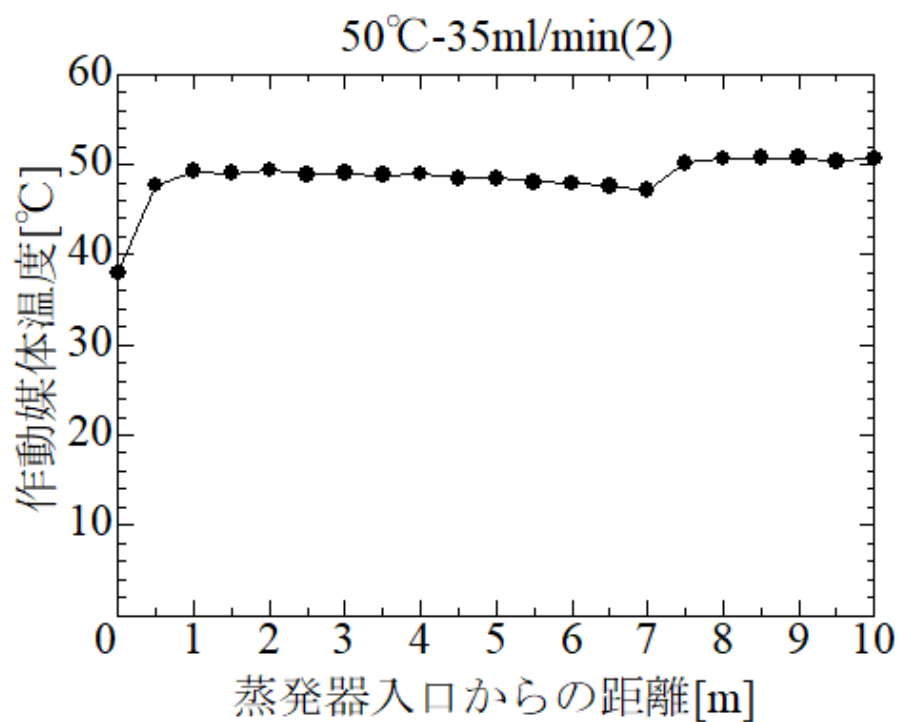


図 4.2.4 蒸発槽温度 50°C,流量 35ml/min 時の作動媒体温度変化

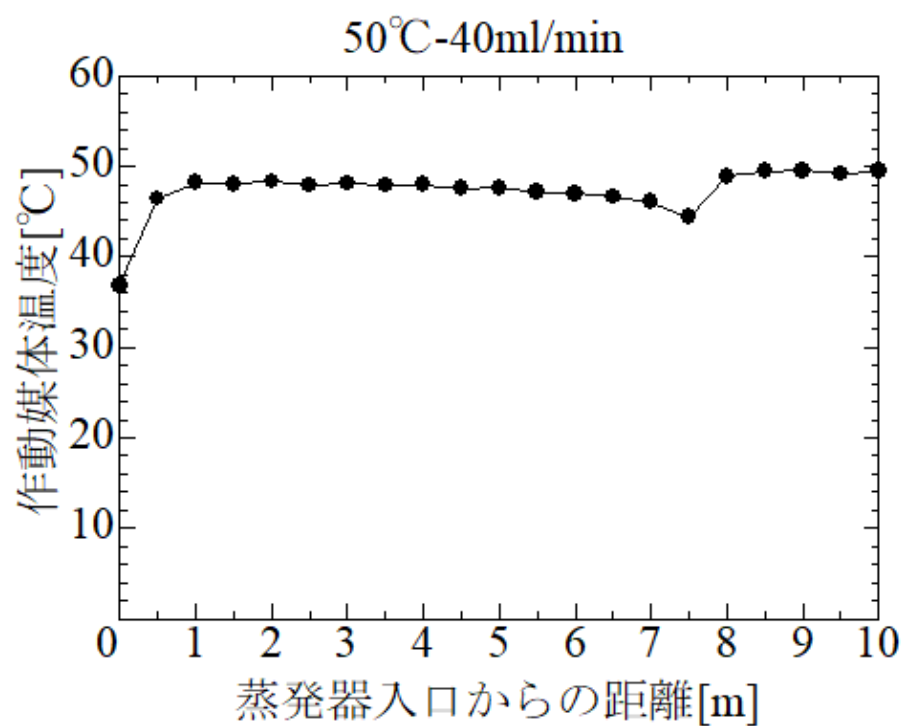


図 4.2.5 蒸発槽温度 50°C,流量 40ml/min 時の作動媒体温度変化

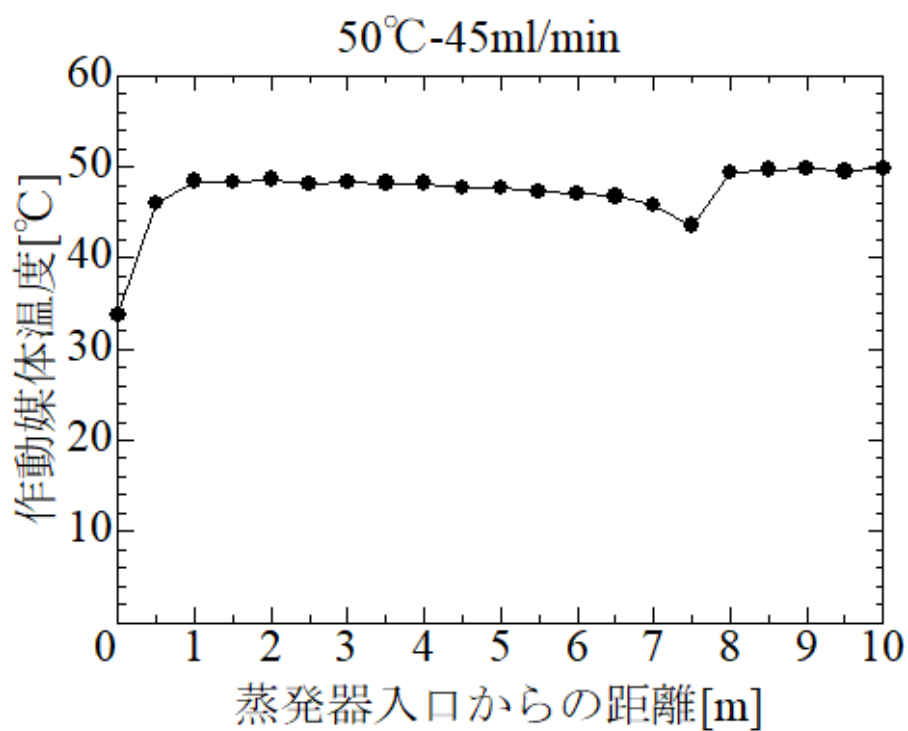


図 4.2.6 蒸発槽温度 50°C,流量 45ml/min 時の作動媒体温度変化

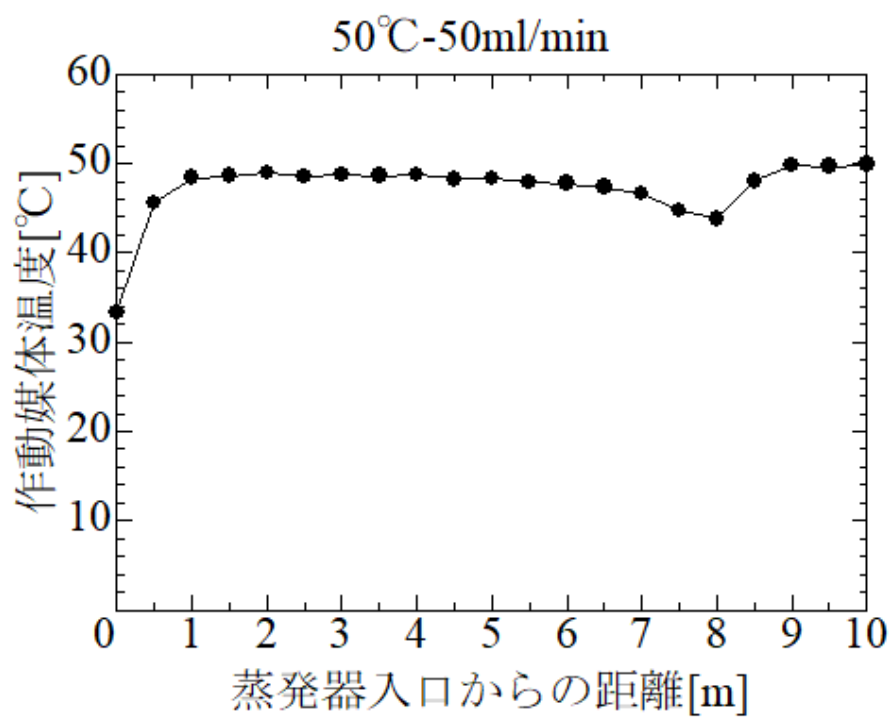


図 4.2.7 蒸発槽温度 50°C,流量 50ml/min 時の作動媒体温度変化

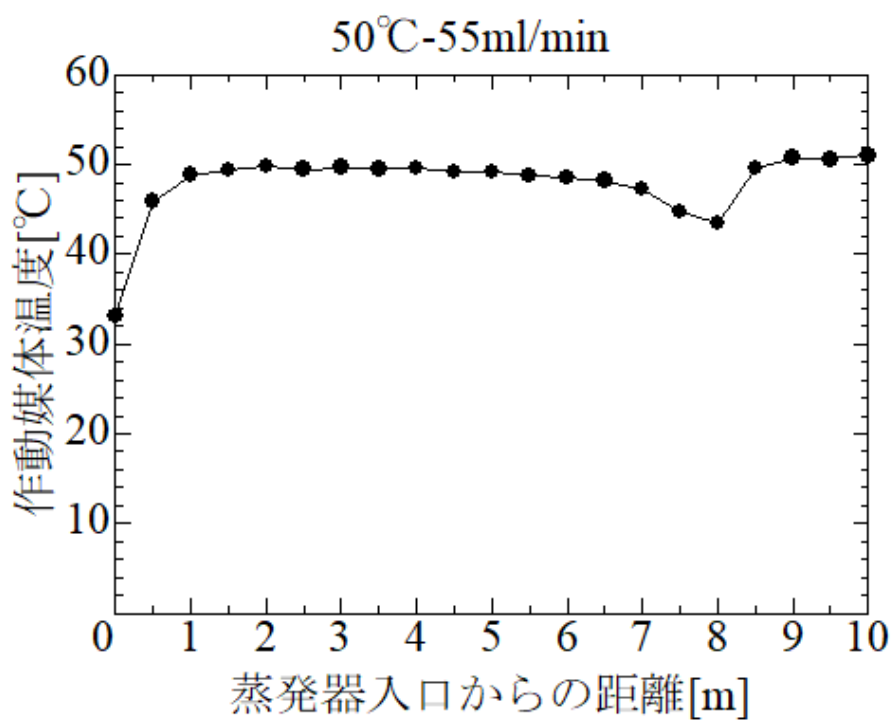


図 4.2.8 蒸発槽温度 50°C,流量 55ml/min 時の作動媒体温度変化

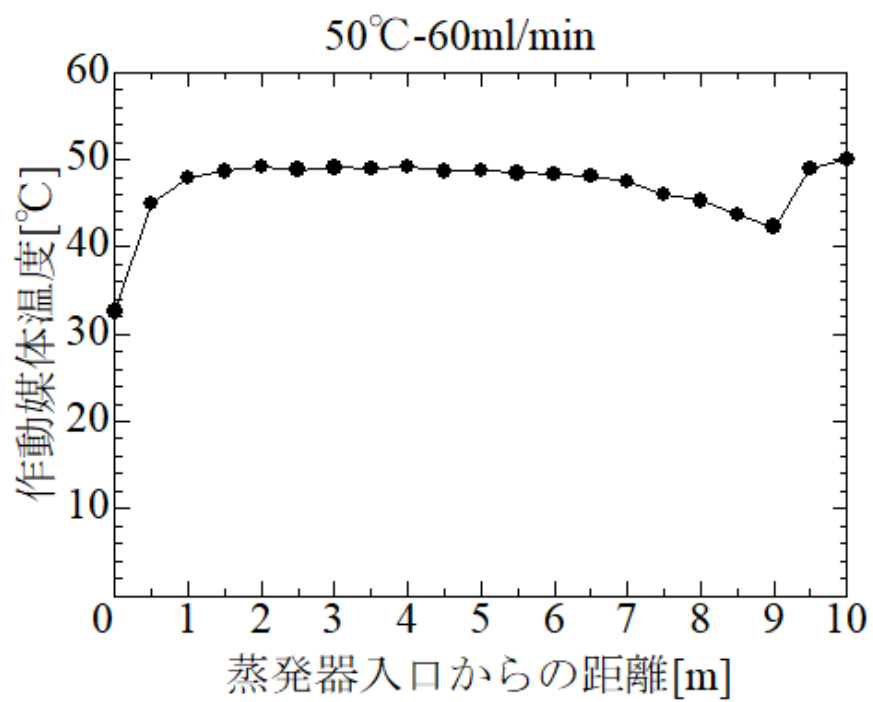


図 4.2.9 蒸発槽温度 50°C,流量 60ml/min 時の作動媒体温度変化

### 4.3 蒸発槽温度 60℃における作動媒体流量の違いによる作動媒体温度変化

以下の図 4.3.1 から図 4.3.10 は、蒸発槽温度 60℃の条件下において、各作動媒体流量での、作動媒体の温度変化を示す。また、表 4.3 に各条件における必要伝熱管長さをまとめている。作動媒体の温度変化から作動媒体流量が大きいほど、必要伝熱管長さが大きくなっていることがわかる。例外として、流量が小さい(45ml/min)場合と、流量が大きい(70ml/min)場合の蒸発に必要な伝熱管長さが同じになっている結果もあるが、これは実験装置の精度には限界があり、毎回同じ蒸発槽温度、蒸発器圧力(飽和温度)、に設定することが難しく、同じ温度差に統一することが出来ていないことが考えられる。また、流量 50ml/min については、二つの結果を示している。これは、流量 50ml/min と設定し、蒸発器の圧力を変化させ、異なる飽和温度に設定している。50ml/min(2)の方が、蒸発器圧力を小さく設定しているため、蒸発槽温度と作動媒体温度差が大きくなっている。その結果、同じ流量ではあるが、50ml/min(2)の条件の方が、大きな伝熱管長さが必要となることが分かった。また、作動媒体の温度変化から、流量が小さい場合は、温度一定となり飽和温度に達した点がわかりやすいが、流量が大きくなるにつれて、予熱区間において緩やかに温度が上昇していき、飽和温度達した点を把握するのが、難しいことが分かった。

表 4.3 蒸発槽温度 60℃における実験値まとめ

| 蒸発槽温度[℃] | 流量[ml/min] | 伝熱管長さ[m] |
|----------|------------|----------|
| 60       | 40         | 6        |
|          | 45         | 8        |
|          | 50         | 7        |
|          | 50(2)      | 5.5      |
|          | 55         | 8.5      |
|          | 60         | 7        |
|          | 70         | 8        |
|          | 75         | 8.5      |
|          | 80         | 8.5      |
|          | 85         | 9        |

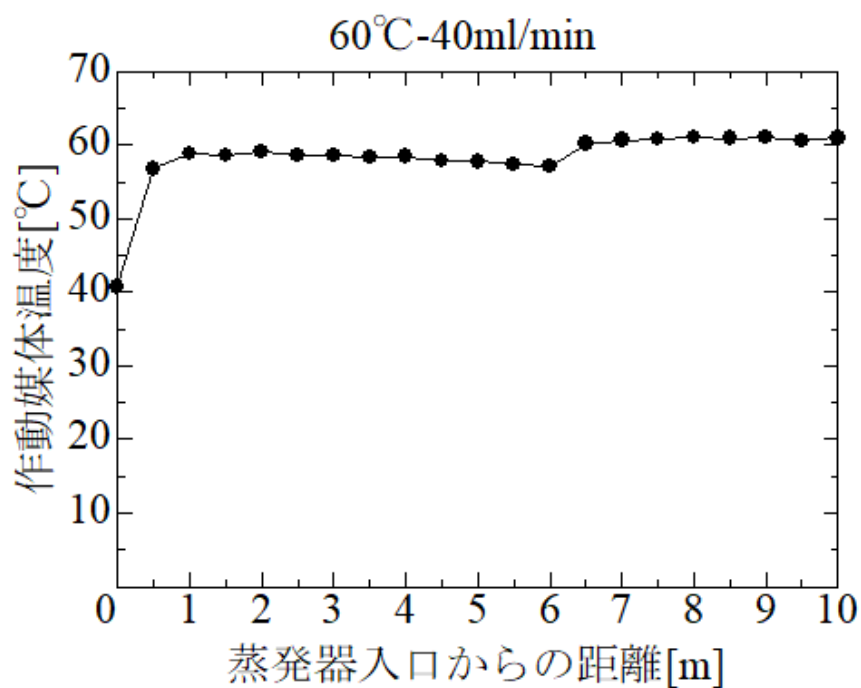


図 4.3.1 蒸発槽温度 60°C,流量 40ml/min 時の作動媒体温度変化

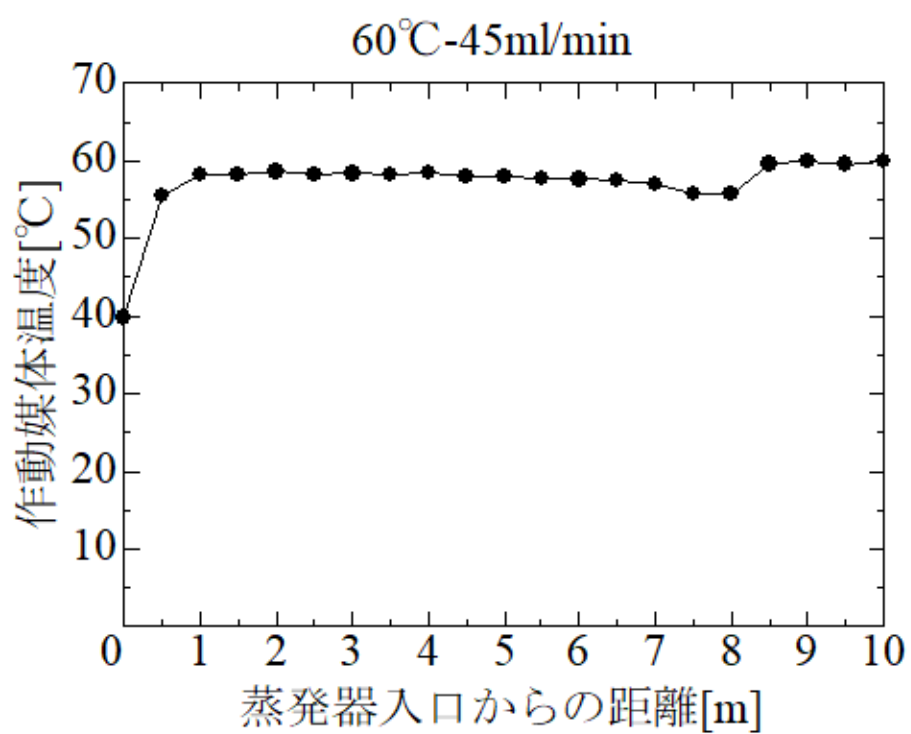


図 4.3.2 蒸発槽温度 60°C,流量 45ml/min 時の作動媒体温度変化

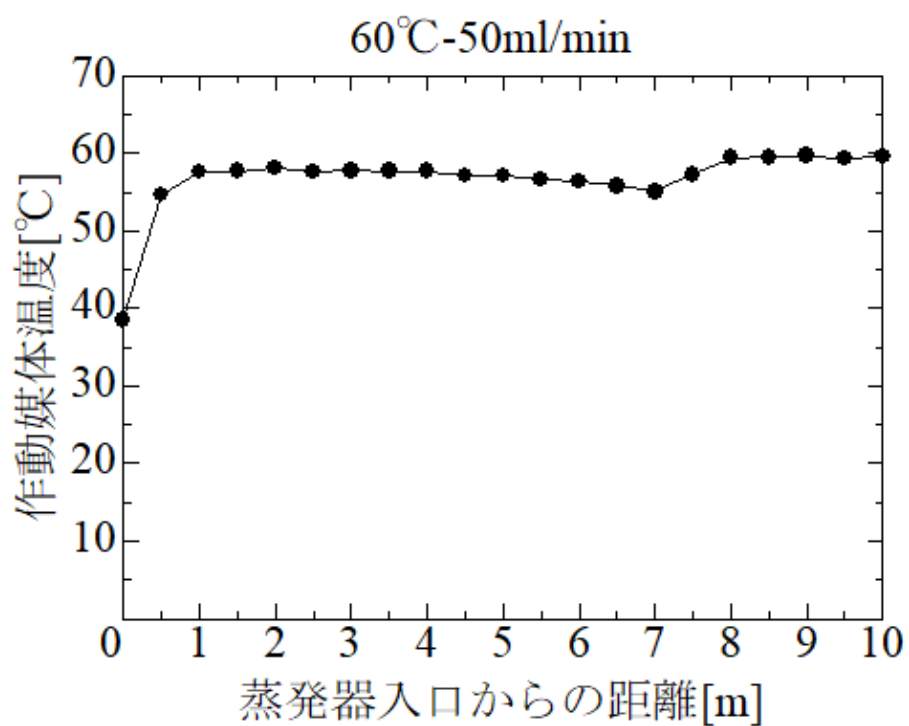


図 4.3.3 蒸発槽温度 60°C,流量 50ml/min 時の作動媒体温度変化

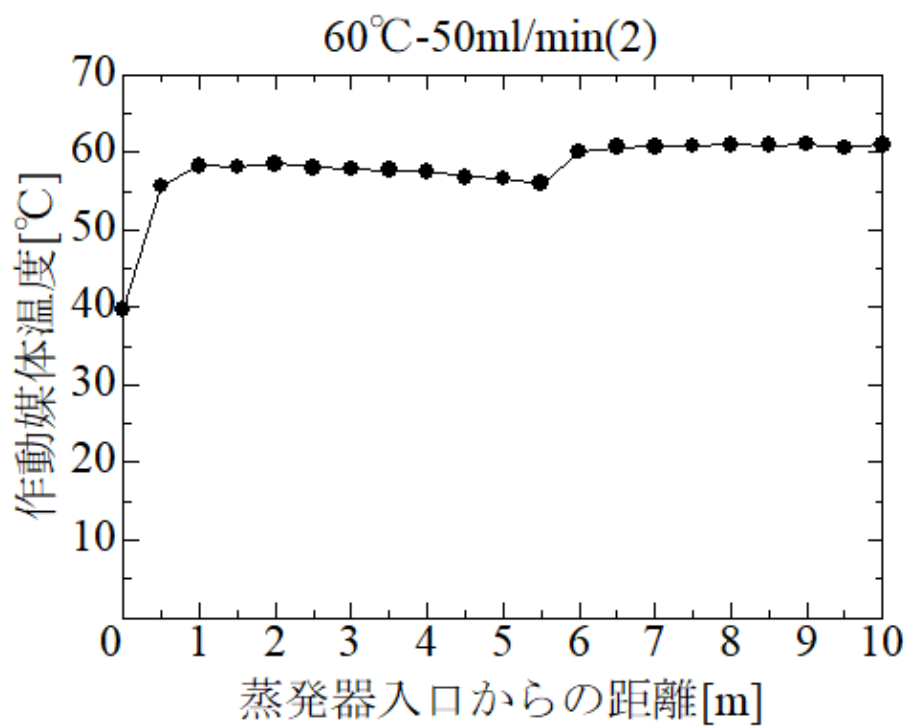


図 4.3.4 蒸発槽温度 60°C,流量 50ml/min 時の作動媒体温度変化

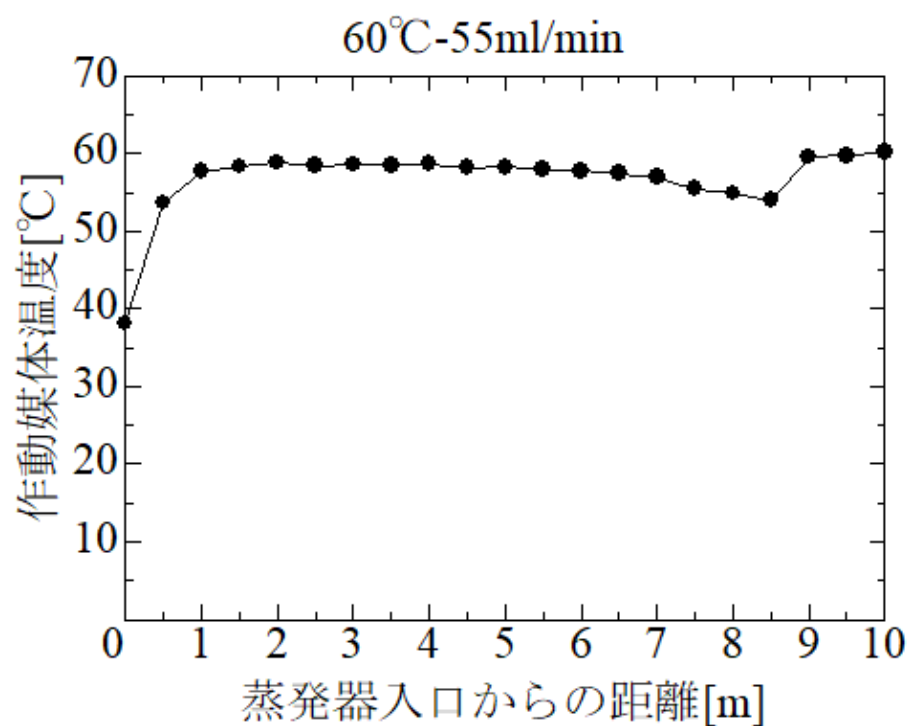


図 4.3.5 蒸発槽温度 60°C,流量 55ml/min 時の作動媒体温度変化

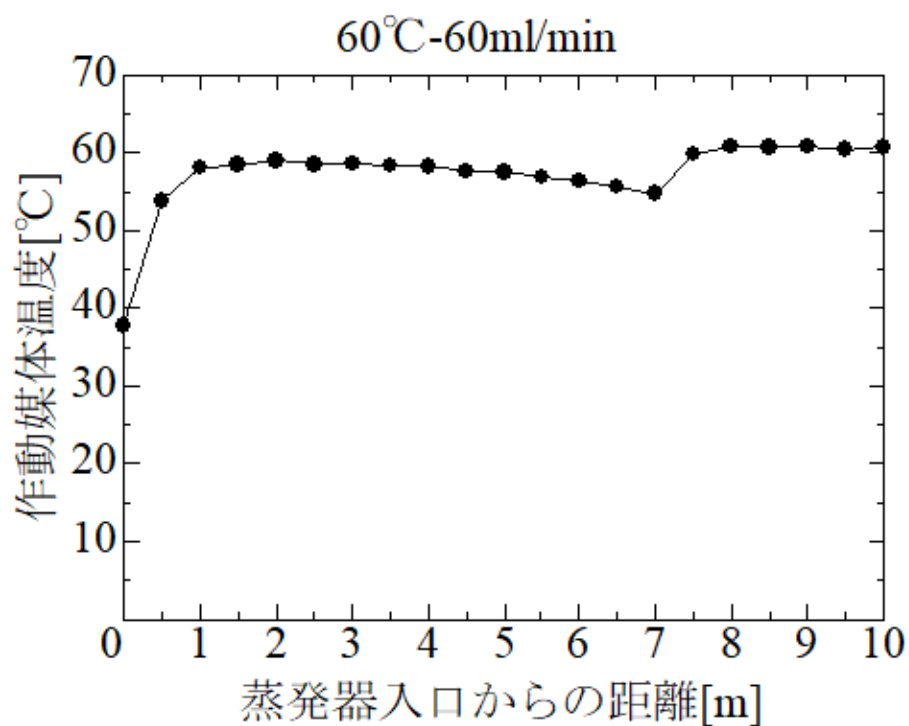


図 4.3.6 蒸発槽温度 60°C,流量 60ml/min 時の作動媒体温度変化

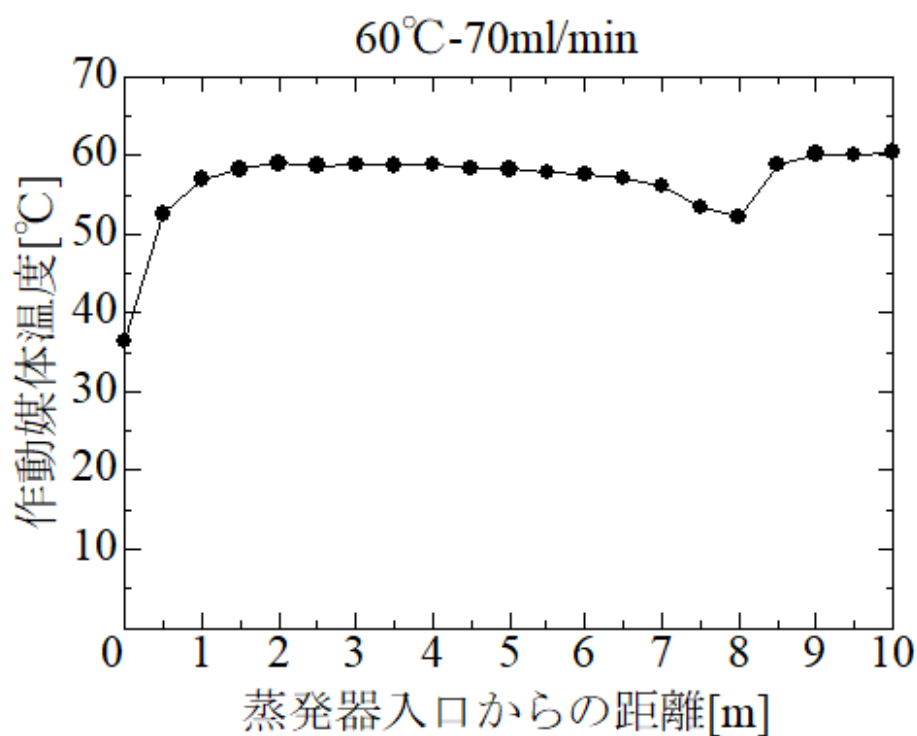


図 4.3.7 蒸発槽温度  $60^{\circ}\text{C}$ , 流量  $70\text{ml/min}$  時の作動媒体温度変化

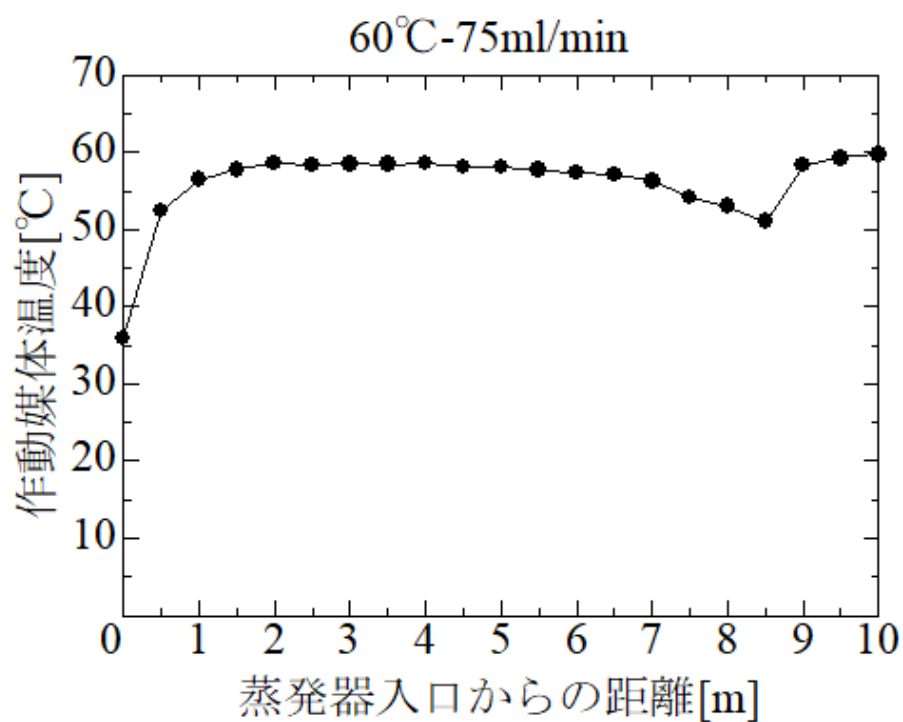


図 4.3.8 蒸発槽温度  $60^{\circ}\text{C}$ , 流量  $75\text{ml/min}$  時の作動媒体温度変化

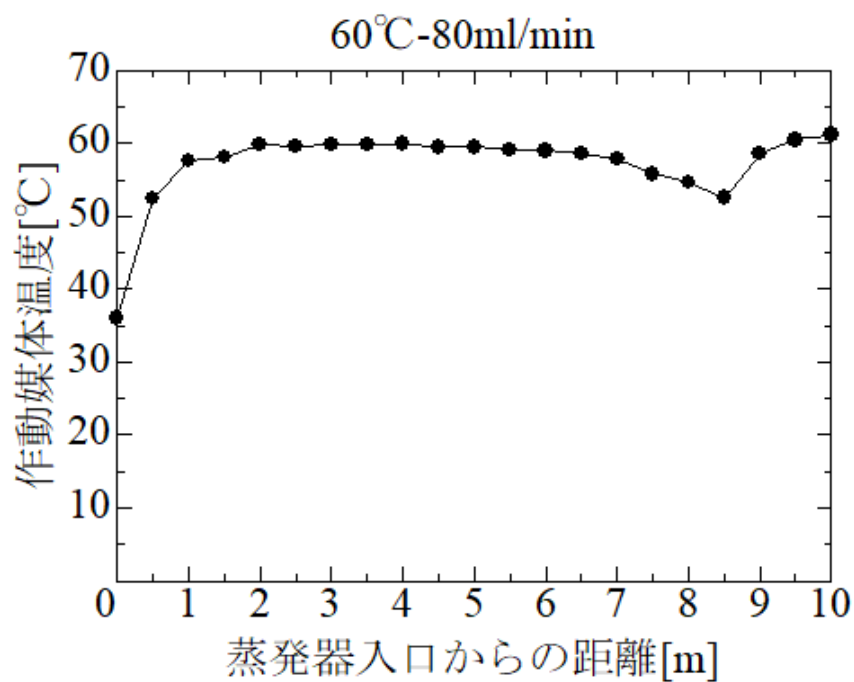


図 4.3.9 蒸発槽温度 60°C,流量 80ml/min 時の作動媒体温度変化

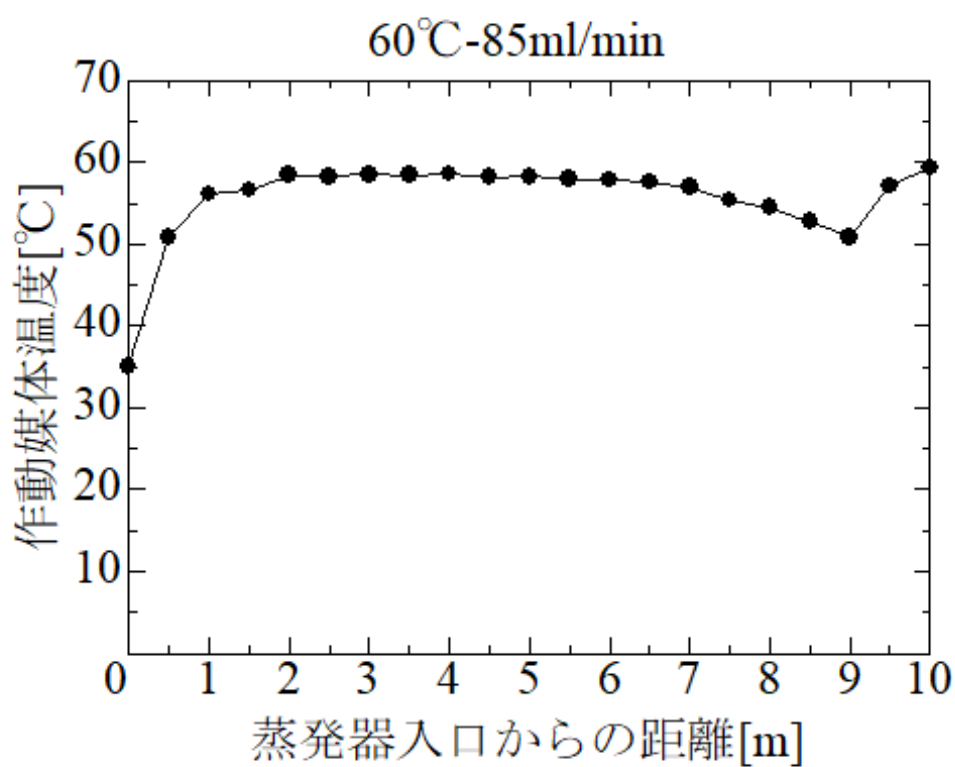


図 4.3.10 蒸発槽温度 60°C,流量 85ml/min 時の作動媒体温度変化

#### 4.4 蒸発槽温度 70℃における作動媒体流量の違いによる作動媒体温度変化

以下の図 4.4.1 から図 4.4.8 は、蒸発槽温度 70℃の条件下において、作動媒体流量が異なる場合の、作動媒体の温度変化を示す。また、表 4.4 に各条件における必要伝熱管長さをまとめている。表 4.4 から作動媒体流量が大きいほど、必要伝熱管長さが大きくなっていることがわかる。例外として、60℃条件同様に、これは実験装置の精度には限界があり、毎回同じ蒸発槽温度、蒸発器圧力(飽和温度)、に設定することが難しく、同じ温度差に統一することが出来ていないため、流量が小さい場合でも、流量が大きい場合よりも蒸発に必要な伝熱管長さが大きくなっている条件もある。特に、蒸発槽温度が 70℃と大きくなってくると、大気温度とも差が大きくなり、蒸発槽温度をすべての条件で同じにすることが難しい。そのため、流量が小さい場合でも、温度差が小さく、必要伝熱管長さが大きくなることがわかる。蒸発槽温度を一定に保つという点においては、実験装置を改善する必要がある。また、70℃においては、40℃の場合と同じように、低流量（本実験においては、50ml/min）未満において、作動媒体温度が一度飽和温度を超え、蒸発槽温度に近いところまで温度上昇し、その後、飽和温度まで温度が下降し、温度一定となっているのがわかる。

表 4.4 蒸発槽温度 70℃における実験値まとめ

| 蒸発槽温度[℃] | 流量[ml/min] | 伝熱管長さ[m] |
|----------|------------|----------|
| 70       | 40         | 3.5      |
|          | 50         | 5        |
|          | 55         | 6.5      |
|          | 60         | 4        |
|          | 70         | 9.5      |
|          | 80         | 8.5      |
|          | 90         | 7.5      |
|          | 95         | 9.5      |

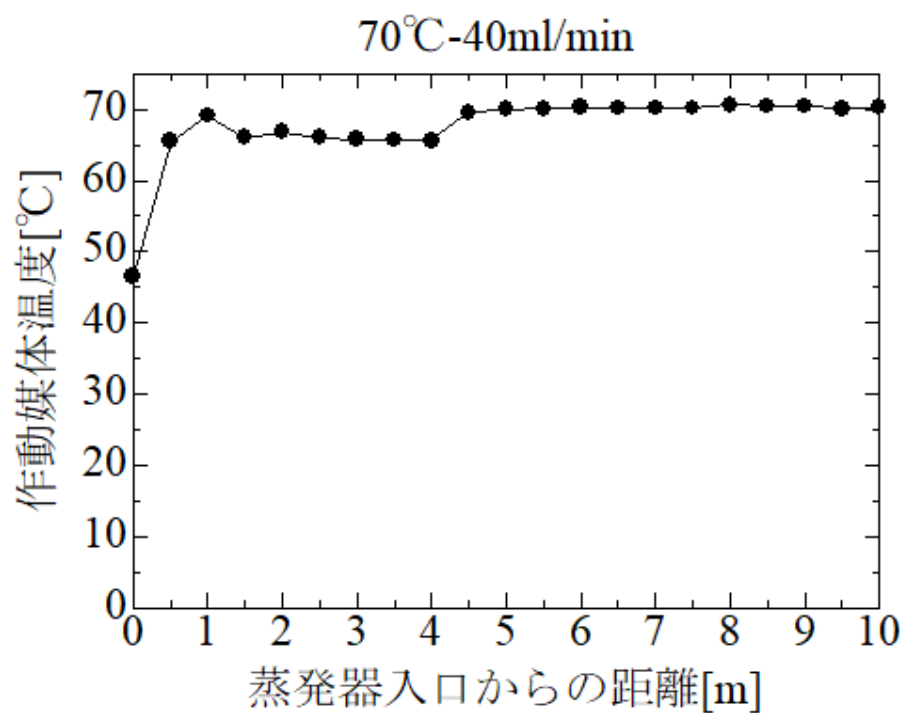


図 4.4.1 蒸発槽温度 70°C,流量 40ml/min 時の作動媒体温度変化

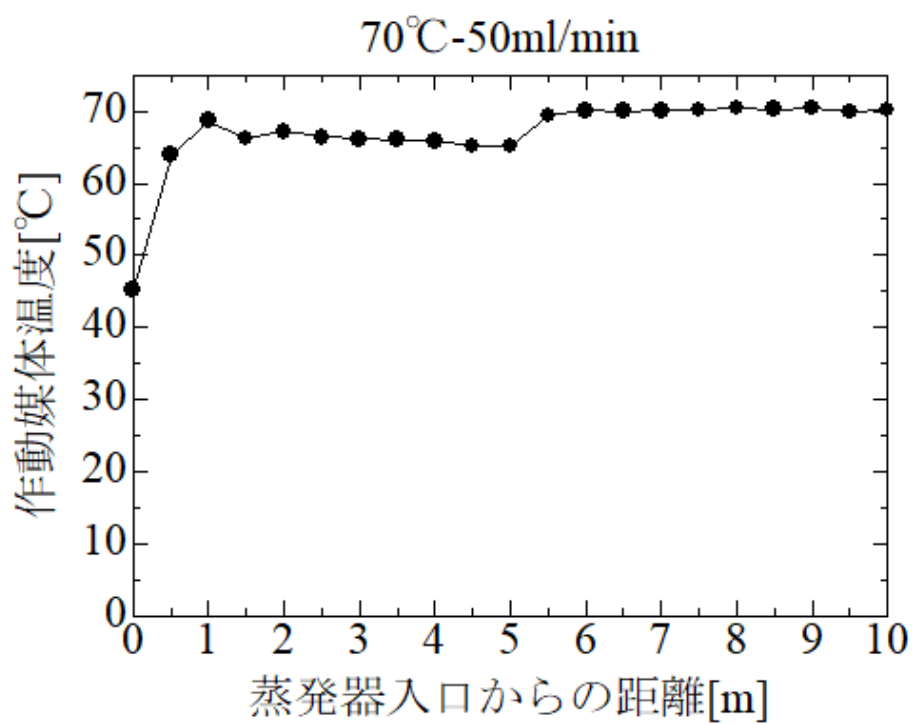


図 4.4.2 蒸発槽温度 70°C,流量 50ml/min 時の作動媒体温度変化

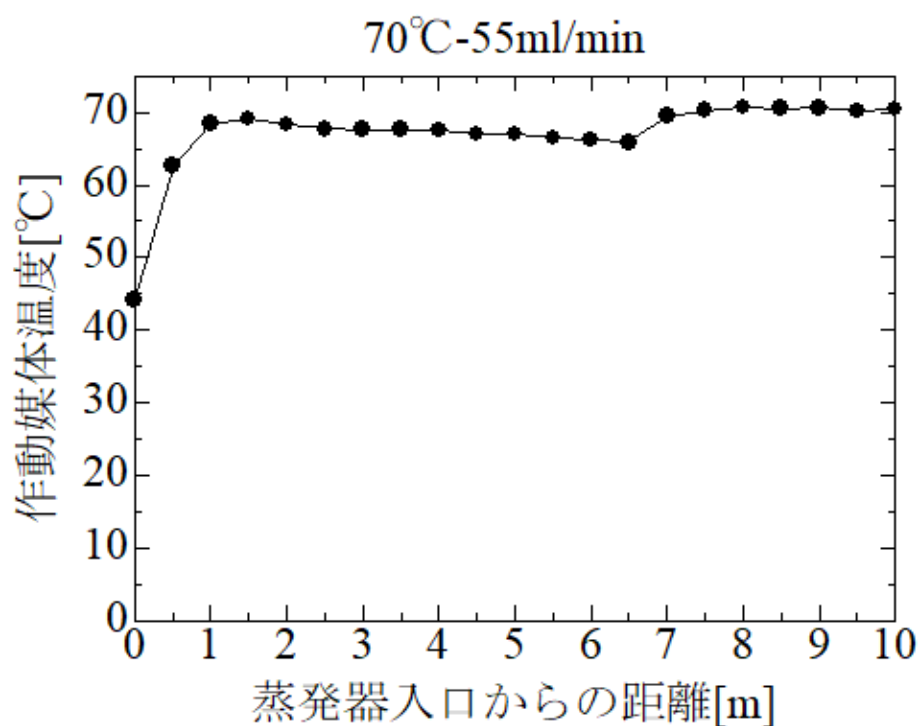


図 4.4.3 蒸発槽温度 70°C,流量 55ml/min 時の作動媒体温度変化

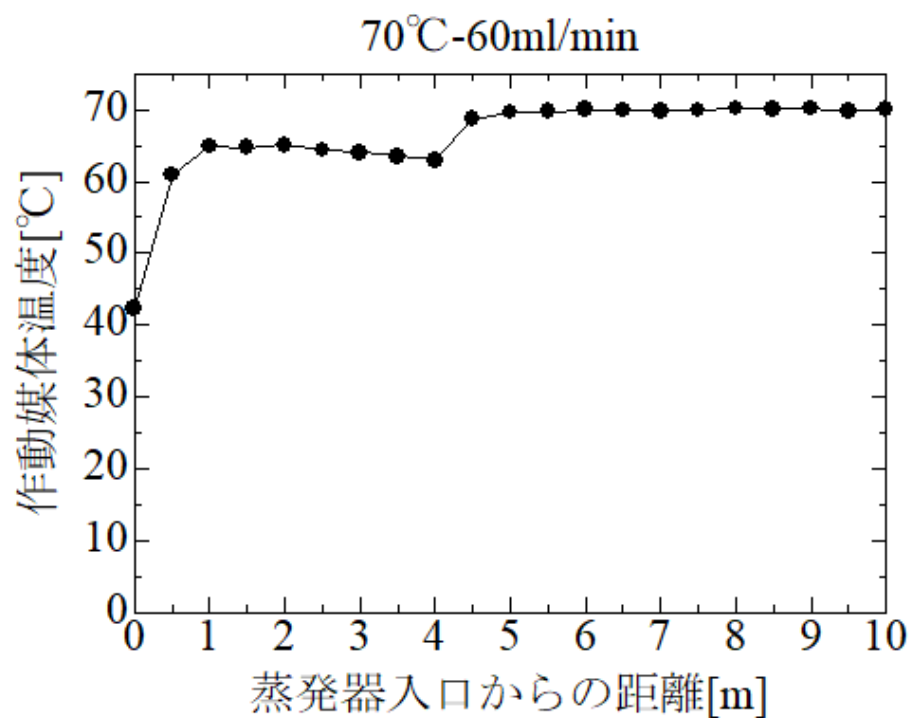


図 4.4.4 蒸発槽温度 70°C,流量 60ml/min 時の作動媒体温度変化

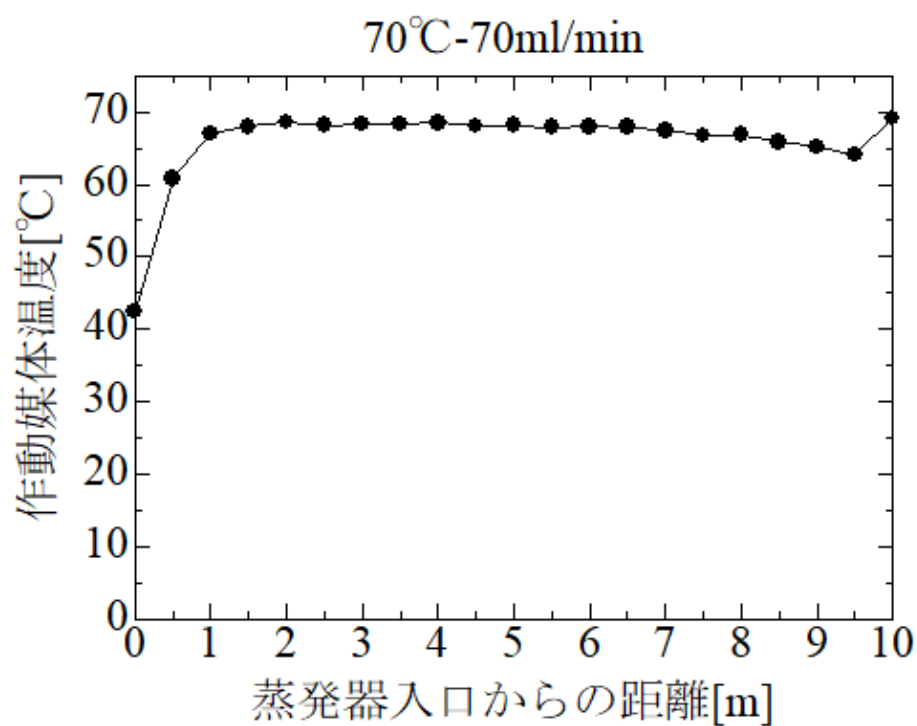


図 4.4.5 蒸発槽温度 70°C,流量 70ml/min 時の作動媒体温度変化

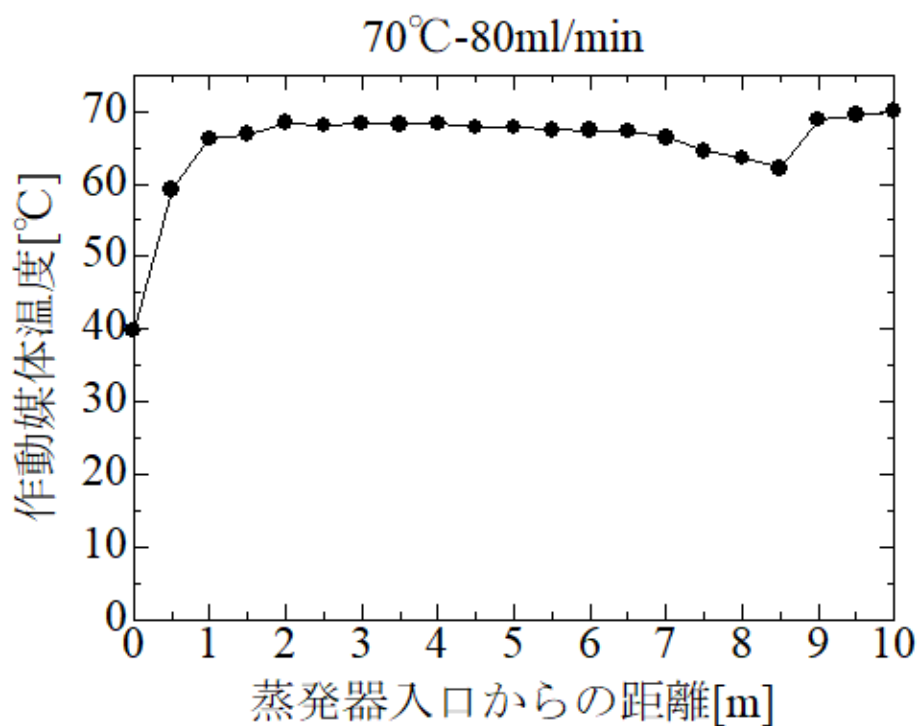


図 4.4.6 蒸発槽温度 70°C,流量 80ml/min 時の作動媒体温度変化

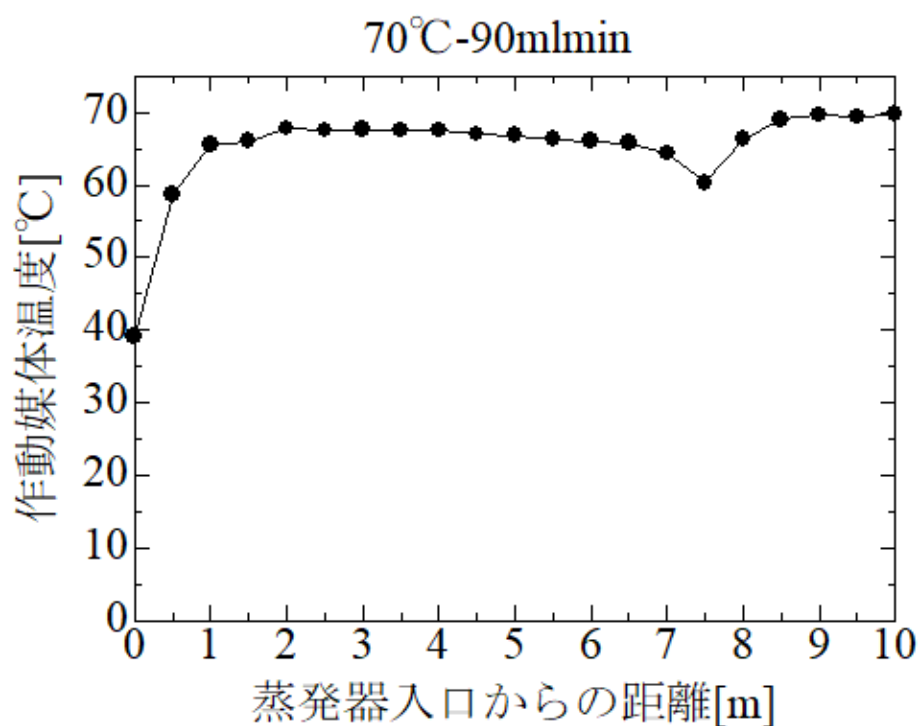


図 4.4.7 蒸発槽温度 70°C,流量 90ml/min 時の作動媒体温度変化

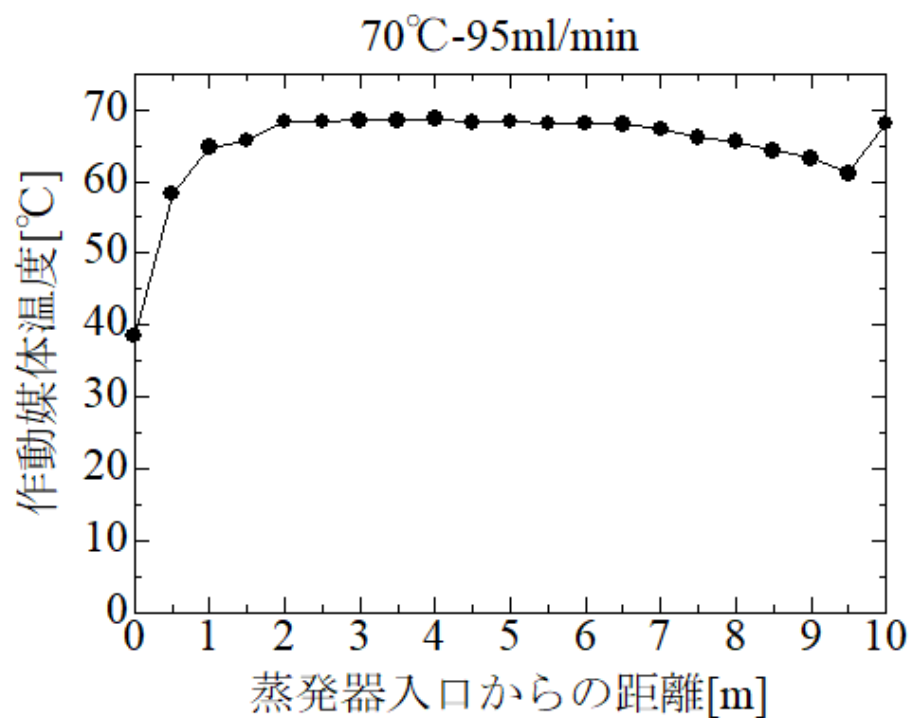


図 4.4.8 蒸発槽温度 70°C,流量 95ml/min 時の作動媒体温度変化

## 第 5 章

### 実験結果と計算結果の比較及び他冷媒を用いた場合の伝熱予測

#### 5.1 HFC245fa を用いた実験結果と計算結果の比較

第 4 章で述べた実験条件と同じ蒸発槽温度，作動媒体流量，飽和温度条件において，作動媒体の温度変化と必要伝熱管長さの予測を行い，実験値との比較を行った．加熱を開始して，温度が飽和温度まで上昇していく予熱区間と，温度が一定になり，徐々に低下し，気単相となり，温度が再び上昇しはじめるまでの二相区間を足し合わせた区間を蒸発に必要な伝熱管長さとし，これらについて実験と計算の結果を比較した．計算における作動媒体の飽和温度は，実験で得られた温度の最大値を用いている．

##### 5.1.1 蒸発槽温度 40℃における実験結果と計算結果の比較

以下の図 5.1.1 から図 5.1.6 は，蒸発槽温度を 40℃と設定し，流量を変化させたときの作動媒体温度変化の実験値と計算値を比較したものである．図中の黒の・が実験値，赤の・が計算値を示している．また，表 5.1.1 は必要伝熱管長さを実験値と計算値をまとめたものである．計算において，作動媒体の飽和温度は実験における作動媒体の最大値を用いて計算を行っている．しかし，第四章でも述べたように低流量においては，一度作動媒体温度が飽和温度を超えたのち，温度が下降し一定になり始める現象が見られるため，計算では温度が一定になり始めた温度(図 5.1.1 では，蒸発器入口からの距離 1m の点の温度)を飽和温度としている．表 5.1 からわかるように，必要伝熱管長さについて，すべての条件において約 10%以内の高い精度の予測が出来ている．また，作動媒体の温度変化についても各クオリティにおいて，かなり高い精度の予測ができています．

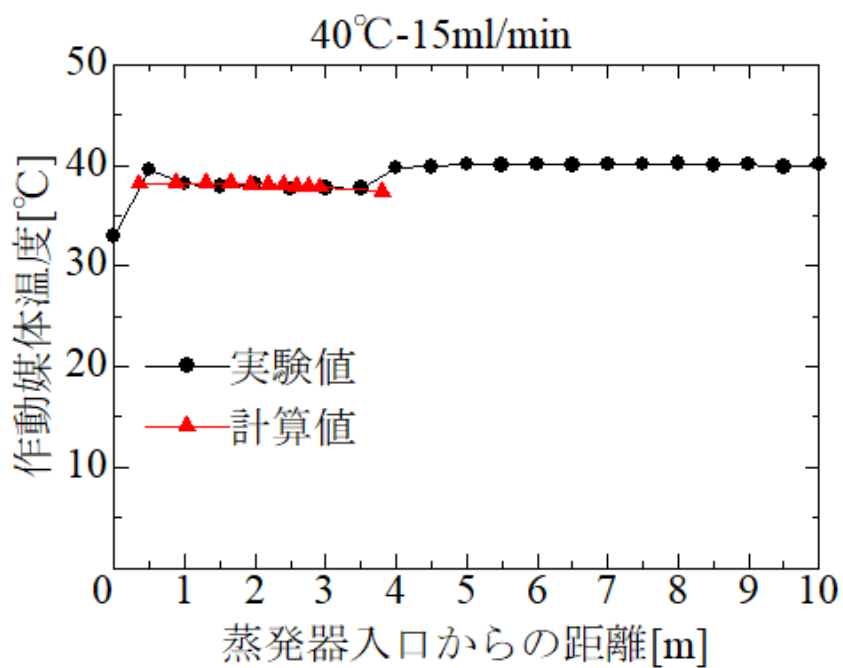


図 5.1.1 蒸発槽温度 40°C,流量 15ml/min 時の温度変化比較

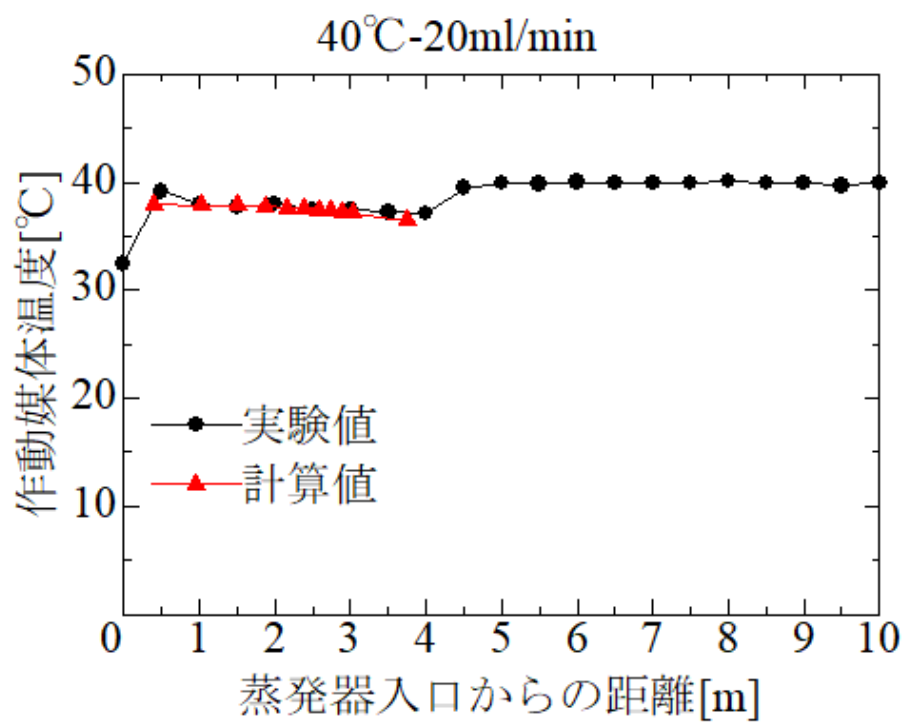


図 5.1.2 蒸発槽温度 40°C,流量 20ml/min 時の温度変化比較

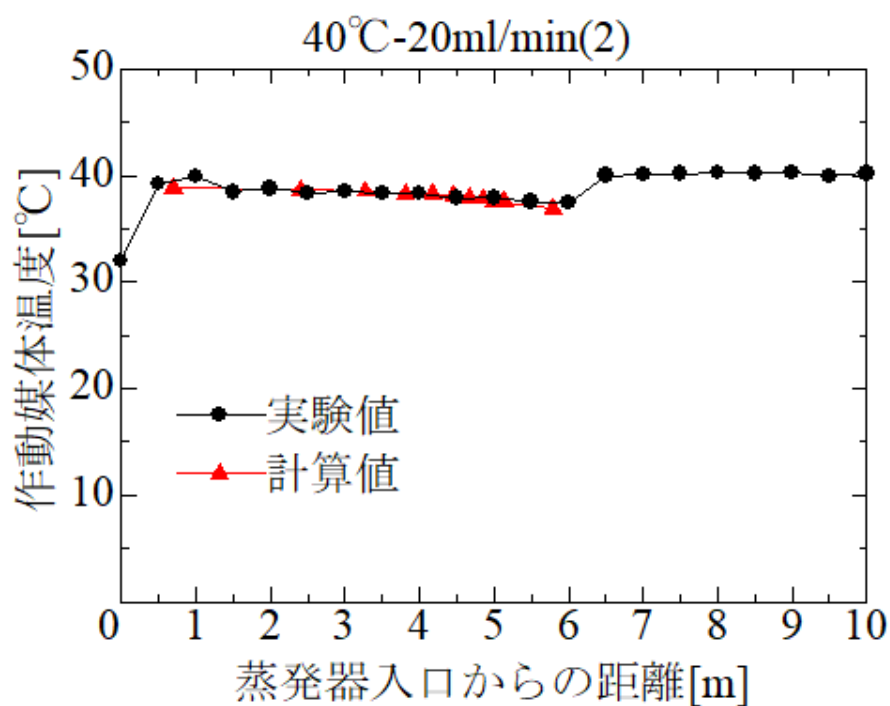


図 5.1.3 蒸発槽温度 40°C,流量 20ml/min 時の温度変化比較

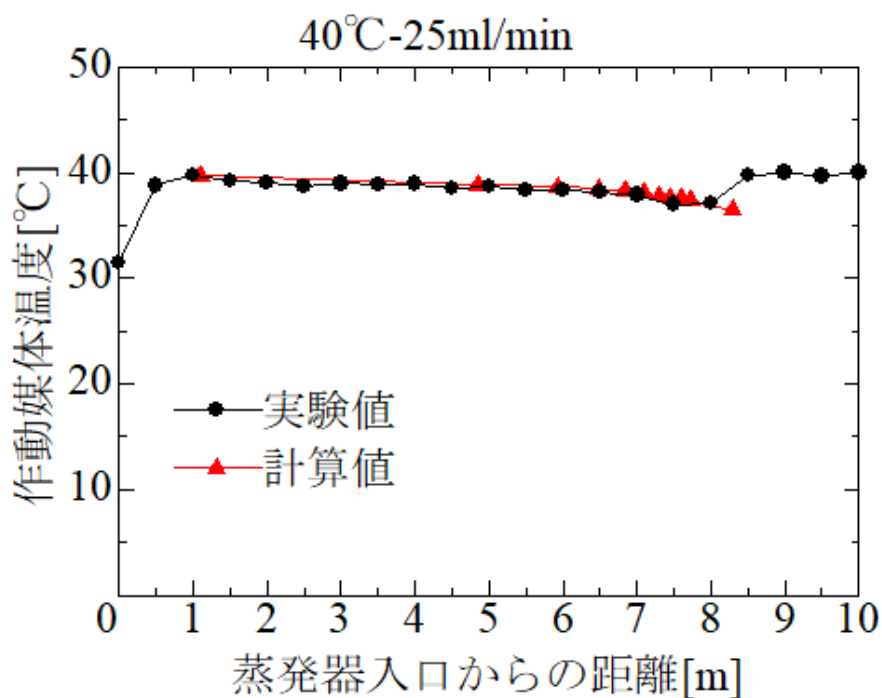


図 5.1.4 蒸発槽温度 40°C,流量 25ml/min 時の温度変化比較

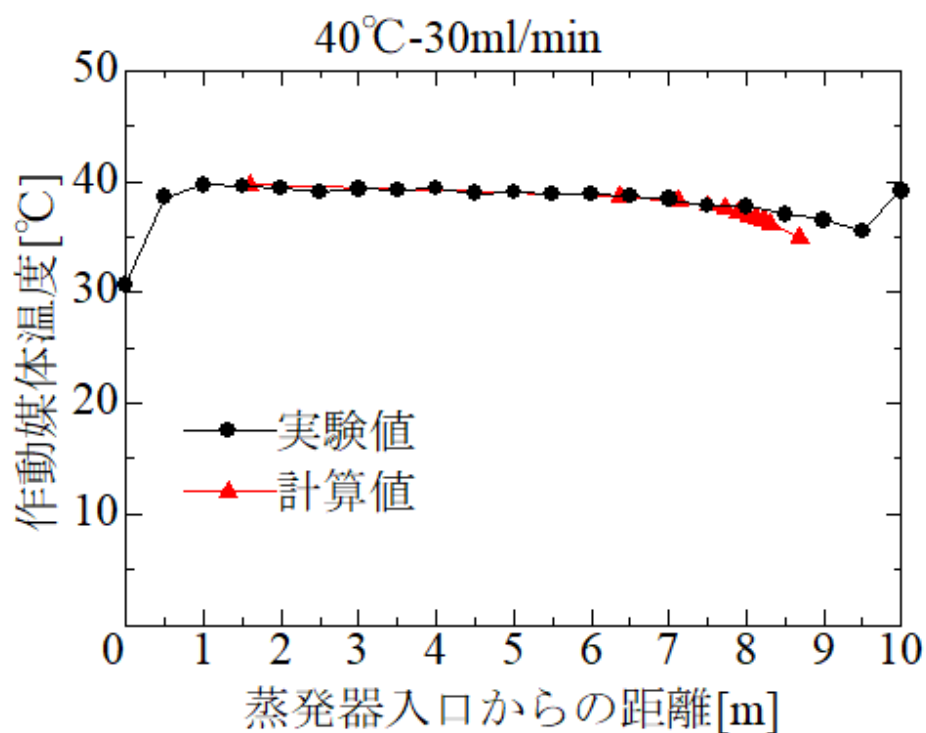


図 5.1.5 蒸発槽温度 40°C,流量 30ml/min 時の温度変化比較

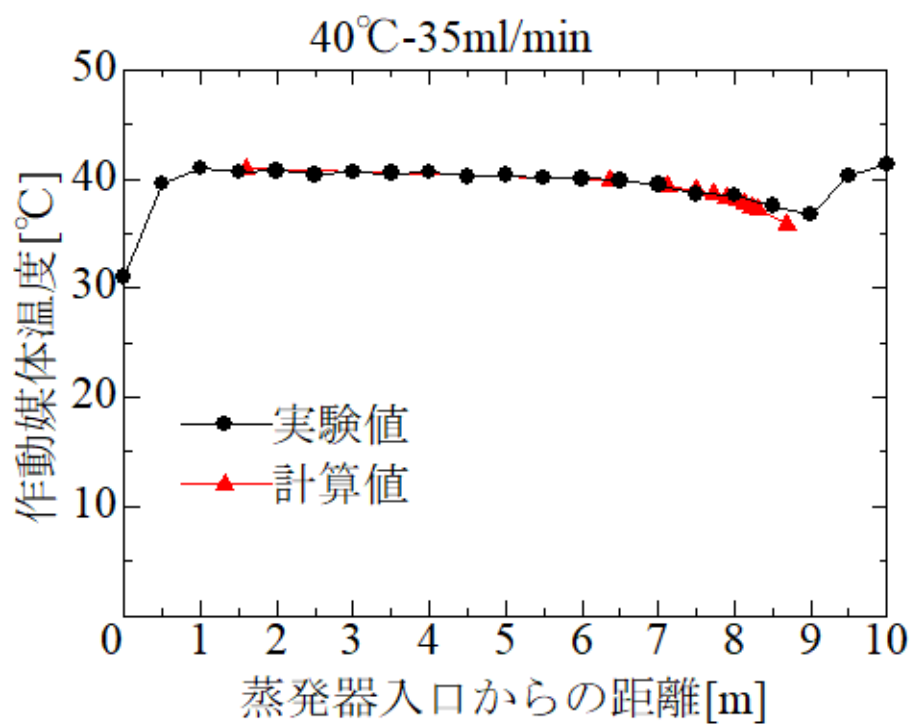


図 5.1.6 蒸発槽温度 40°C,流量 35ml/min 時の温度変化比較

表 5.1.1 蒸発槽温度 40℃における実験値・計算値の比較まとめ

| 蒸発槽温度[℃] | 流量[ml/min] | 伝熱管長さ(実験値)[m] | 伝熱管長さ(計算値)[m] | 差[m] |
|----------|------------|---------------|---------------|------|
| 40℃      | 15         | 3.5           | 3.8           | +0.3 |
|          | 20         | 4             | 3.8           | -0.2 |
|          | 20(2)      | 6             | 5.8           | -0.2 |
|          | 25         | 8             | 8.3           | +0.3 |
|          | 30         | 9.5           | 9.2           | -0.3 |
|          | 35         | 9             | 8.7           | -0.3 |

### 5.1.2 蒸発槽温度 50°Cにおける実験結果と計算結果の比較

以下の図 5.2.1 から図 5.2.9 は、蒸発槽温度を 50°C と設定し、流量を変化させたときの作動媒体温度変化の実験値と計算値を比較したものである。図中の黒の・が実験値、赤の・が計算値を示している。また、表 5.1.2 は必要伝熱管長さを実験値と計算値をまとめたものである。蒸発槽温度 40°C の場合と同様に、流量が小さい(25~55ml/min)場合、必要伝熱管長さについて、約 10% 以内の誤差という、高い精度の予測が出来ている。また、作動媒体の温度変化についても各クオリティにおいて、かなり高い精度の予測ができています。しかし、流量 60ml/min 以上になると、必要伝熱管長さが実験値と予測値では、約 25% の誤差があり、かなり精度が悪化することがわかった。これは圧力損失の予測精度が良くないことも原因として考えられたが、実験での作動媒体の最小温度(乾き度 1 時の温度)と計算結果の最小温度(乾き度 1 時の温度)に、大きな誤差がなく、二相状態(蒸発)始まり位置を調整すると、実験と計算の温度勾配が一致することが確認できた。したがって、今回は、液単相の予熱区間の予測精度に着目して、考察を行った。表 5.1.3 に蒸発槽温度 50°C における液単相の流速条件についてまとめた。設定作動媒体流量が大きくなっていくと、液単相流速が大きくなり、 $Re$  数も大きくなる。そして、円管内流れ、遷移  $Re$  数約 2300 に近づくにつれて、予測精度が急激に悪くなっている。したがって、液単相における作動媒体の流動状態が予測精度に影響を与えていることが分かる。層流・乱流遷移付近の流速条件における、作動媒体の熱伝達率を正確に予測できていないのではないかと考えられる。

液単相が層流と乱流遷移付近の流量条件については、予熱区間の伝熱予測に課題が残った。

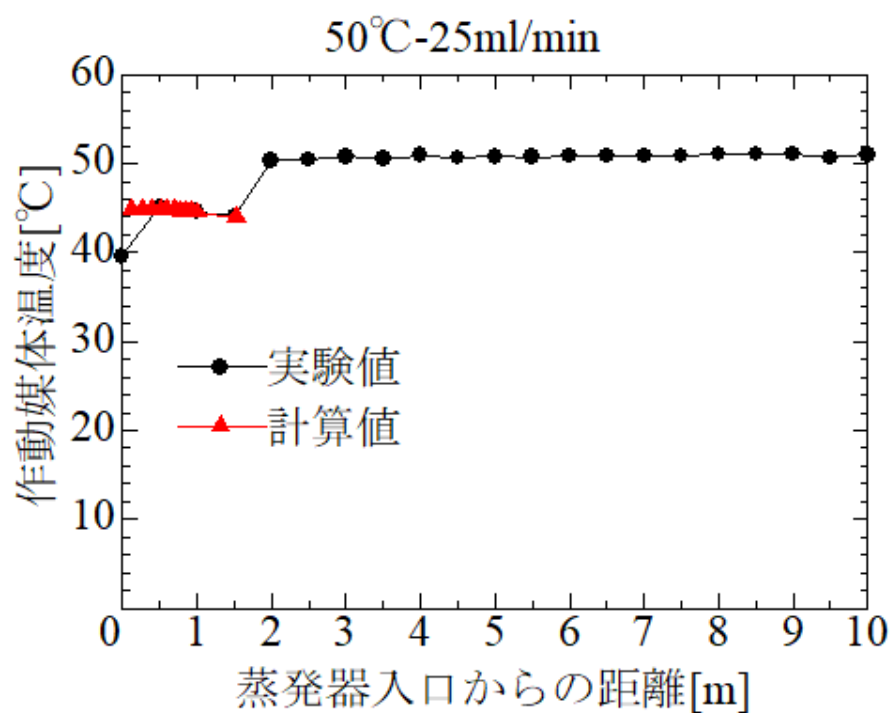


図 5.2.1 蒸発槽温度 50°C,流量 25ml/min 時の温度変化比較

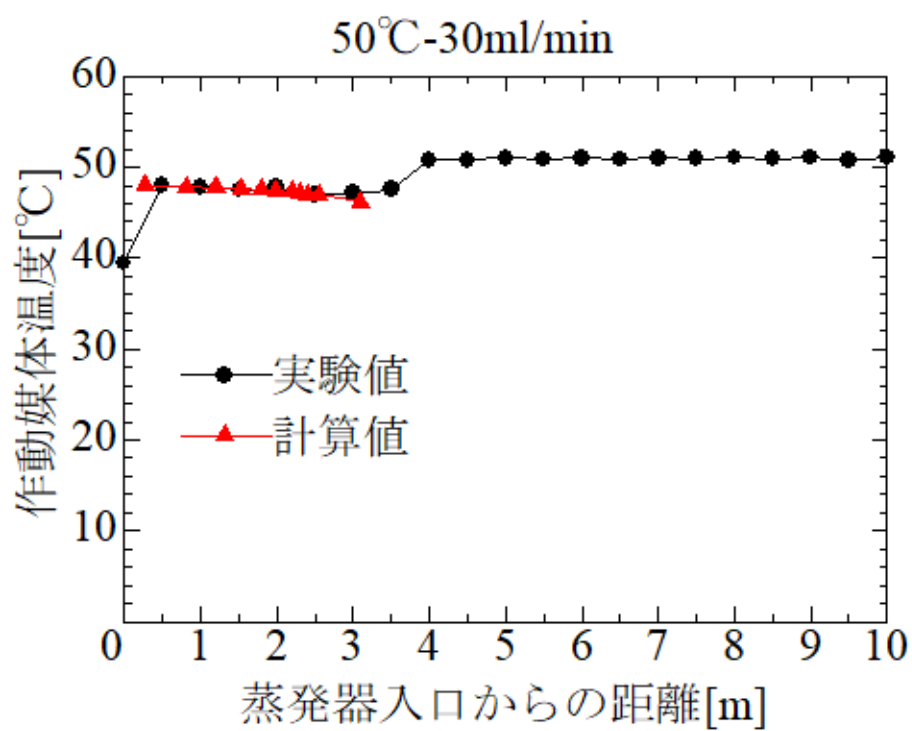


図 5.2.2 蒸発槽温度 50°C,流量 30ml/min 時の温度変化比較

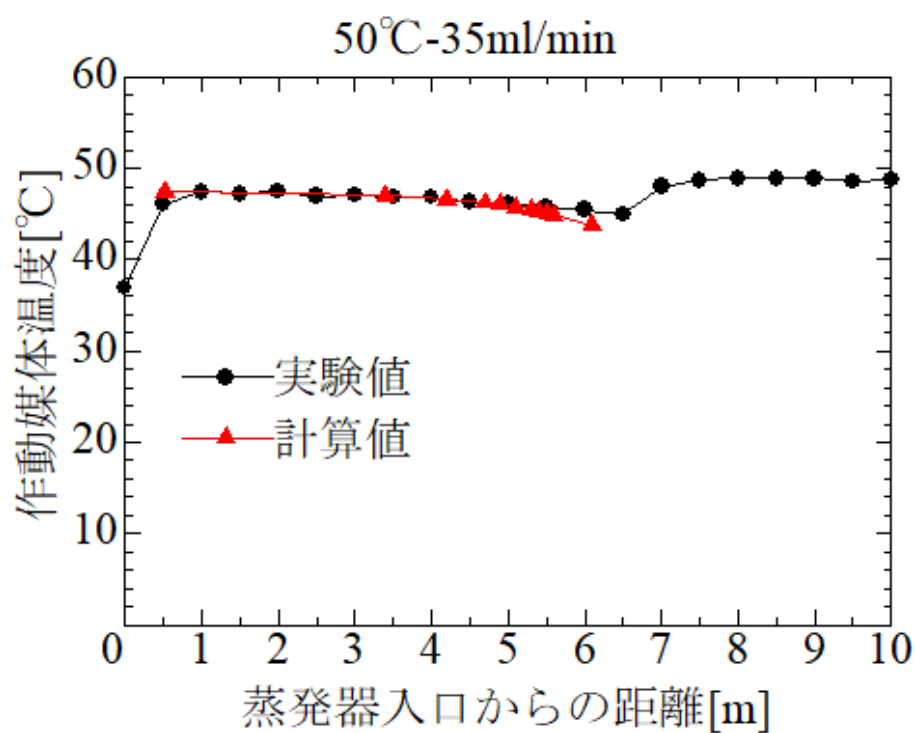


図 5.2.3 蒸発槽温度 50°C,流量 35ml/min 時の温度変化比較

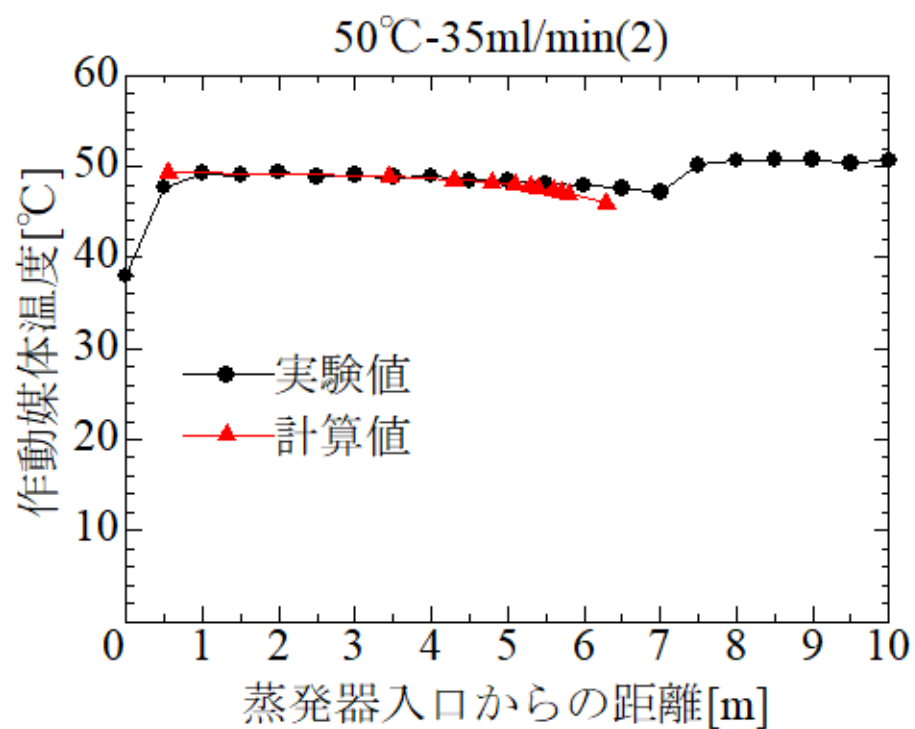


図 5.2.4 蒸発槽温度 50°C,流量 35ml/min 時の温度変化比較

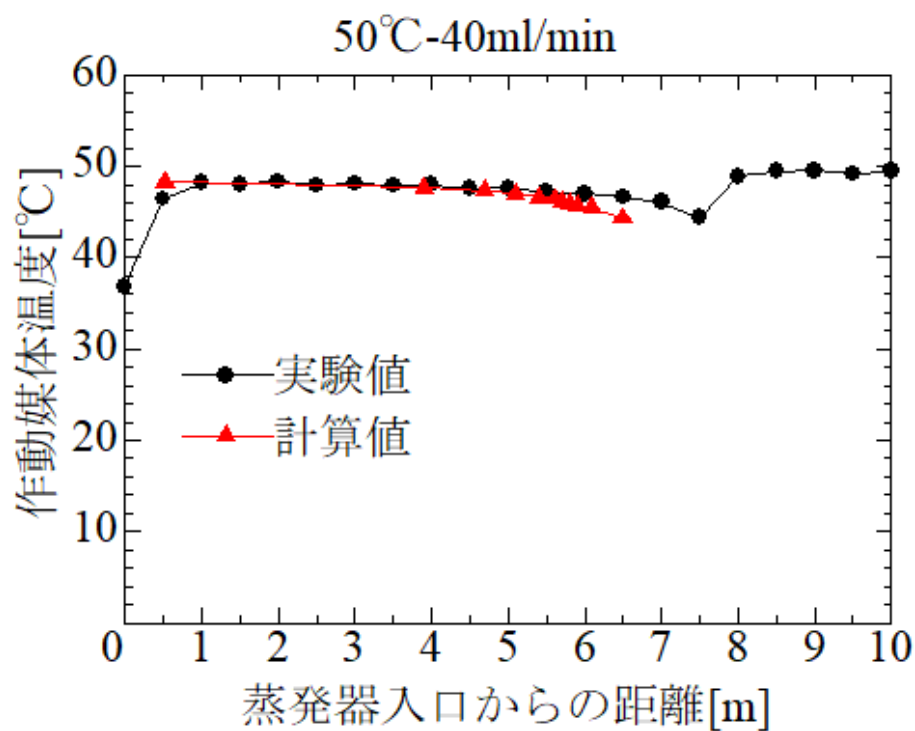


図 5.2.5 蒸発槽温度 50°C,流量 40ml/min 時の温度変化比較

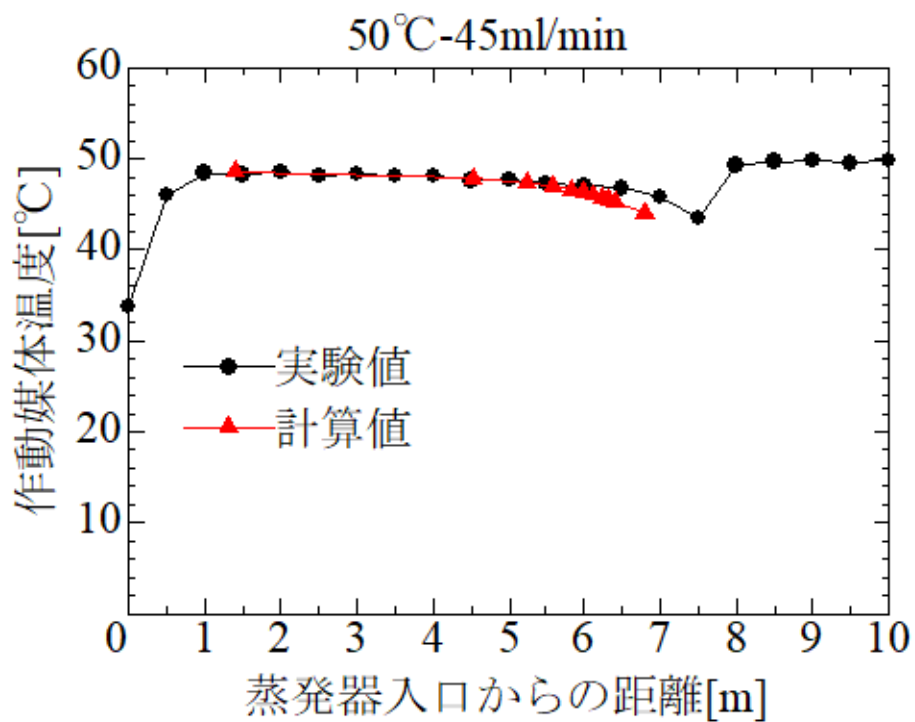


図 5.2.6 蒸発槽温度 50°C,流量 45ml/min 時の温度変化比較

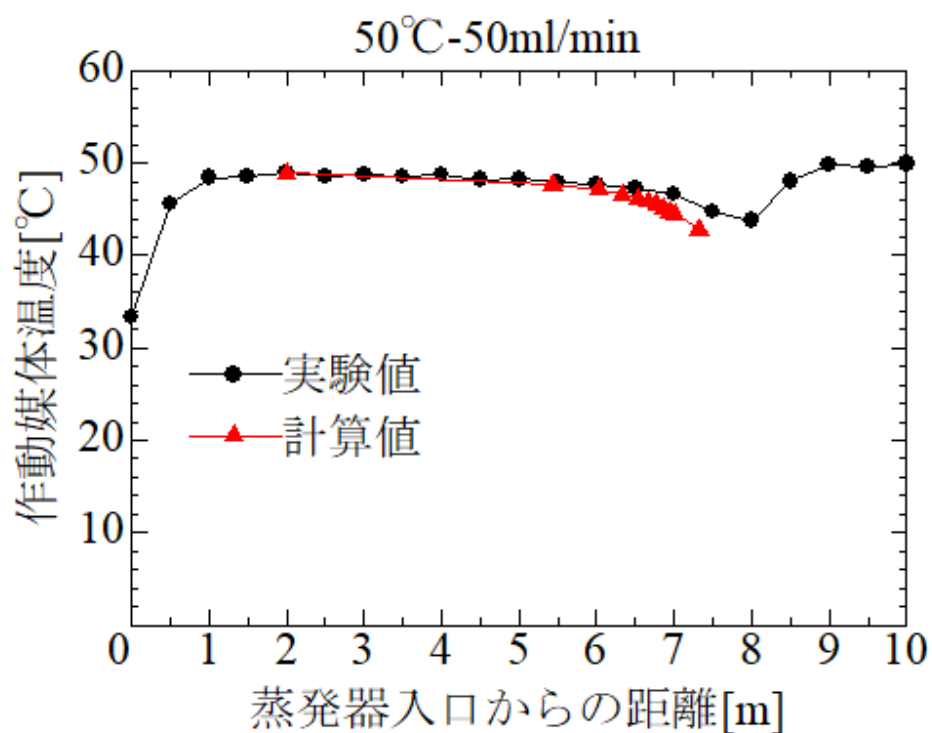


図 5.2.7 蒸発槽温度 50°C,流量 50ml/min 時の温度変化比較

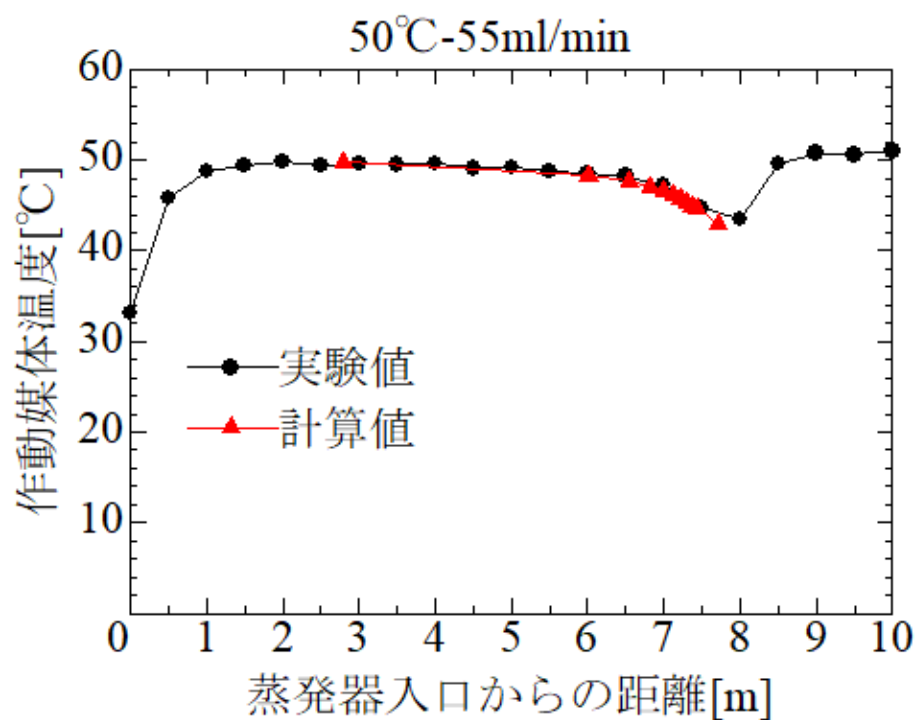


図 5.2.8 蒸発槽温度 50°C,流量 55ml/min 時の温度変化比較

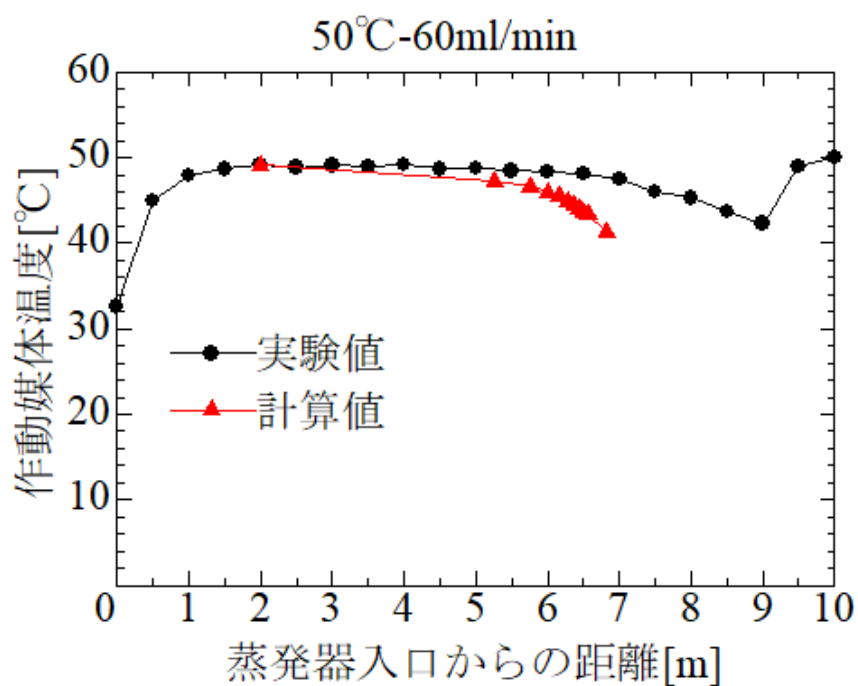


図 5.2.9 蒸発槽温度 50°C, 流量 60ml/min 時の温度変化比較

表 5.1.2 蒸発槽温度 50°Cにおける実験値・計算値の比較まとめ

| 蒸発槽温度[°C] | 流量[ml/min] | 伝熱管長さ(実験値)[m] | 伝熱管長さ(計算値)[m] | 差[m] |
|-----------|------------|---------------|---------------|------|
| 50°C      | 25         | 1.5           | 1.8           | 0.3  |
|           | 30         | 3.5           | 3.5           | 0    |
|           | 35         | 6.5           | 6.7           | 0.2  |
|           | 35(2)      | 7             | 6.9           | 0.1  |
|           | 40         | 7.5           | 7.2           | 0.3  |
|           | 45         | 7.5           | 6.9           | 0.6  |
|           | 50         | 8             | 7.3           | 0.7  |
|           | 55         | 8             | 7.8           | 0.2  |
|           | 60         | 9             | 6.8           | 2.2  |

表 5.1.3 蒸発槽温度 50℃における流速条件まとめ

| 蒸発槽温度[℃] | 流量[ml/min] | 液相流速[m/s] | <i>Re</i> 数 | 液相流動状態 | 差[m] |
|----------|------------|-----------|-------------|--------|------|
| 50℃      | 25         | 0.099     | 830         | 層流     | 0.3  |
|          | 30         | 0.11      | 929         | 層流     | 0    |
|          | 35         | 0.14      | 1198        | 層流     | 0.2  |
|          | 35(2)      | 0.14      | 1202        | 層流     | 0.1  |
|          | 40         | 0.15      | 1279        | 層流     | 0.3  |
|          | 45         | 0.17      | 1419        | 層流     | 0.6  |
|          | 50         | 0.19      | 1667        | 層流     | 0.7  |
|          | 55         | 0.21      | 1839        | 層流     | 0.2  |
|          | 60         | 0.22      | 1915        | 層流     | 2.2  |

### 5.1.3 蒸発槽温度 60°Cにおける実験結果と計算結果の比較

以下の図 5.3.1 から図 5.3.10 は、蒸発槽温度を 60°C と設定し、流量を変化させたときの作動媒体温度変化の実験値と計算値を比較したものである。図中の黒の・が実験値、赤の・が計算値を示している。また、表 5.1.4 は必要伝熱管長さを実験値と計算値をまとめたものである。蒸発槽温度 40°C、50°C の場合と同様に、流量が小さい(40~60ml/min)場合、必要伝熱管長さについて、約 10% 以内の誤差という、かなり高い精度の予測が出来ている。また、作動媒体の温度変化についても各クオリティにおいて、かなり高い精度の予測ができています。しかし、高流量 (70ml/min 以上) になると、必要伝熱管長さが実験値と予測値では、誤差が大きくなっており、予測精度が悪いことがわかった。表 5.1.5 に蒸発槽温度 60°C における液単相の流速条件についてまとめた。設定作動媒体流量が大きくなると、液単相流速が大きくなり、 $Re$  数も大きくなる。そして、層流から乱流へとする流量 70ml/min から予測精度が悪いことが分かった。そして、乱流遷移したのちも流量が大きくなるにしたがって、実験値との誤差も大きくなっている。

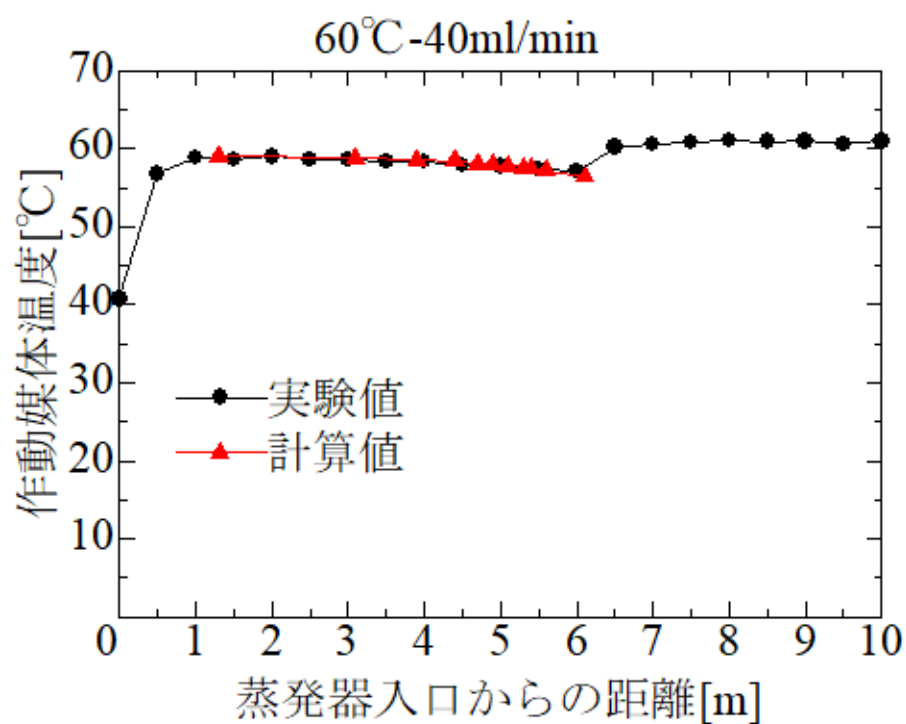


図 5.3.1 蒸発槽温度 60°C,流量 40ml/min 時の温度変化比較

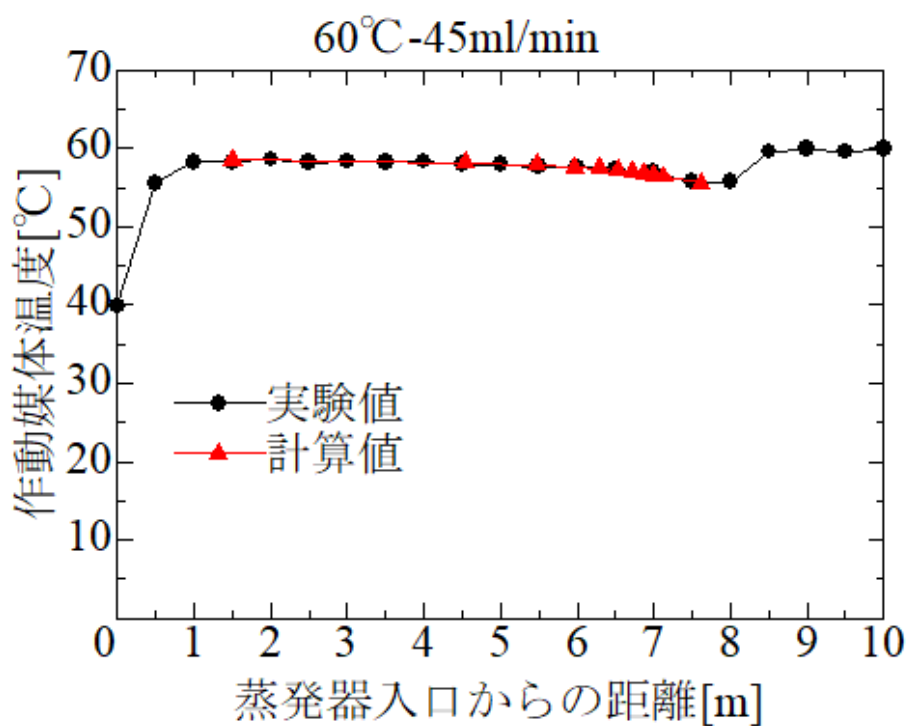


図 5.3.2 蒸発槽温度 60°C,流量 45ml/min 時の温度変化比較

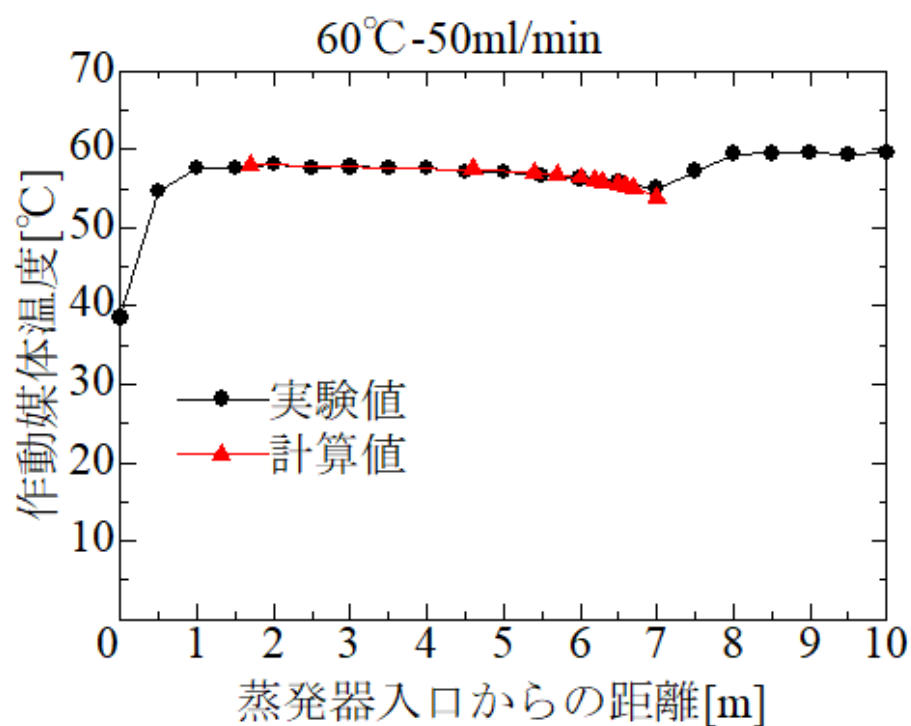


図 5.3.3 蒸発槽温度 60°C,流量 50ml/min 時の温度変化比較

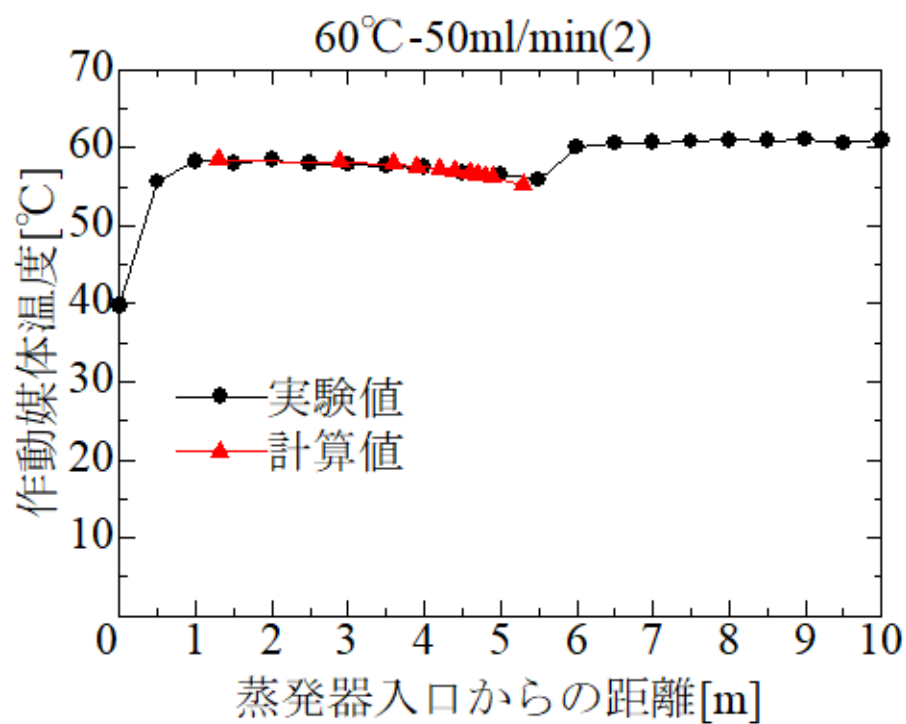


図 5.3.4 蒸発槽温度 60°C,流量 50ml/min 時の温度変化比較

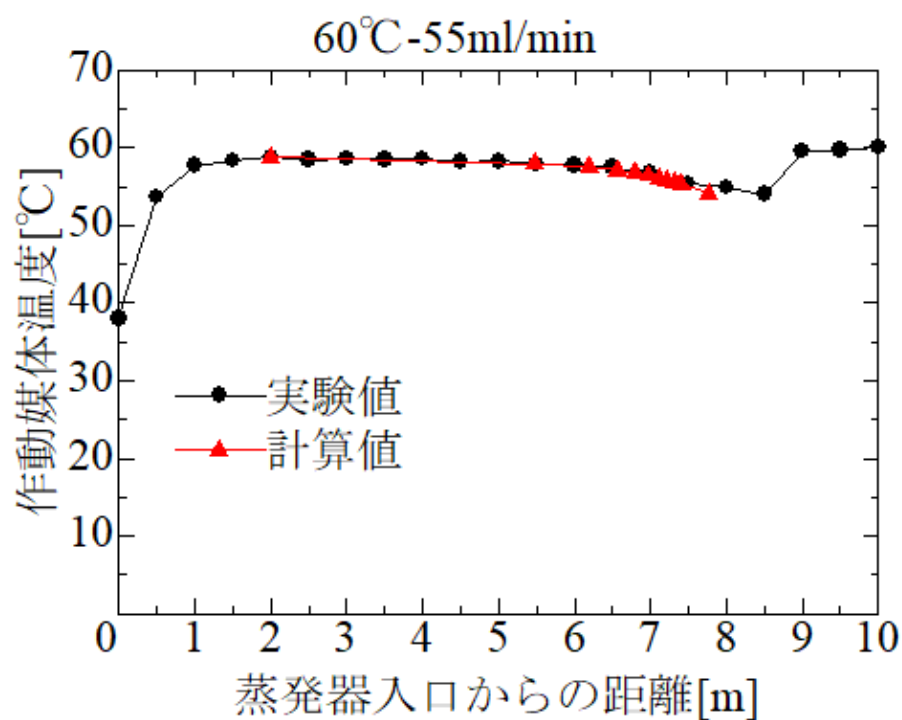


図 5.3.5 蒸発槽温度 60°C,流量 55ml/min 時の温度変化比較

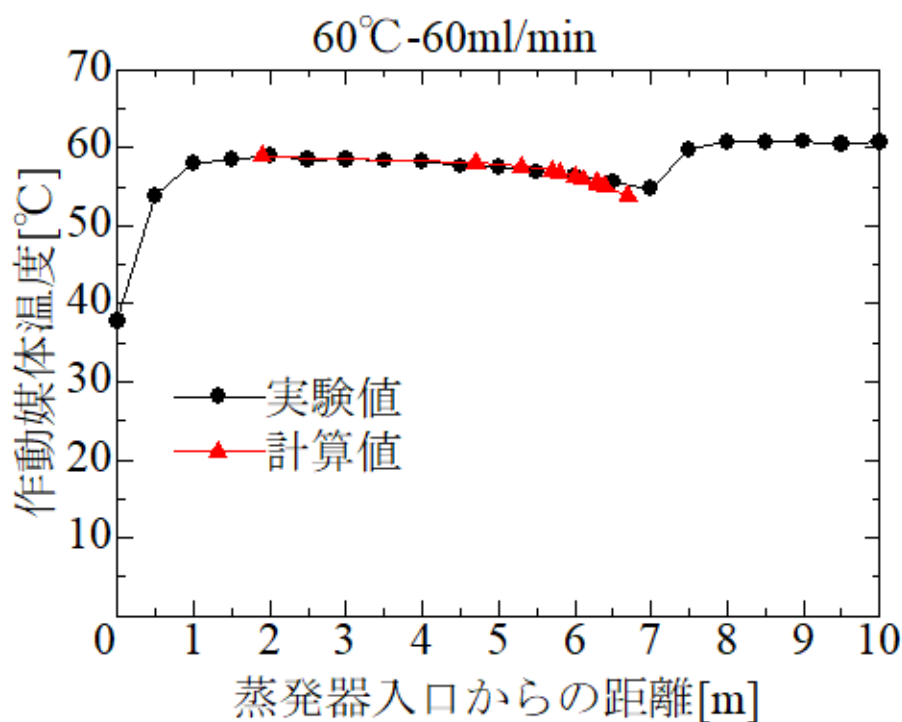


図 5.3.6 蒸発槽温度 60°C,流量 60ml/min 時の温度変化比較

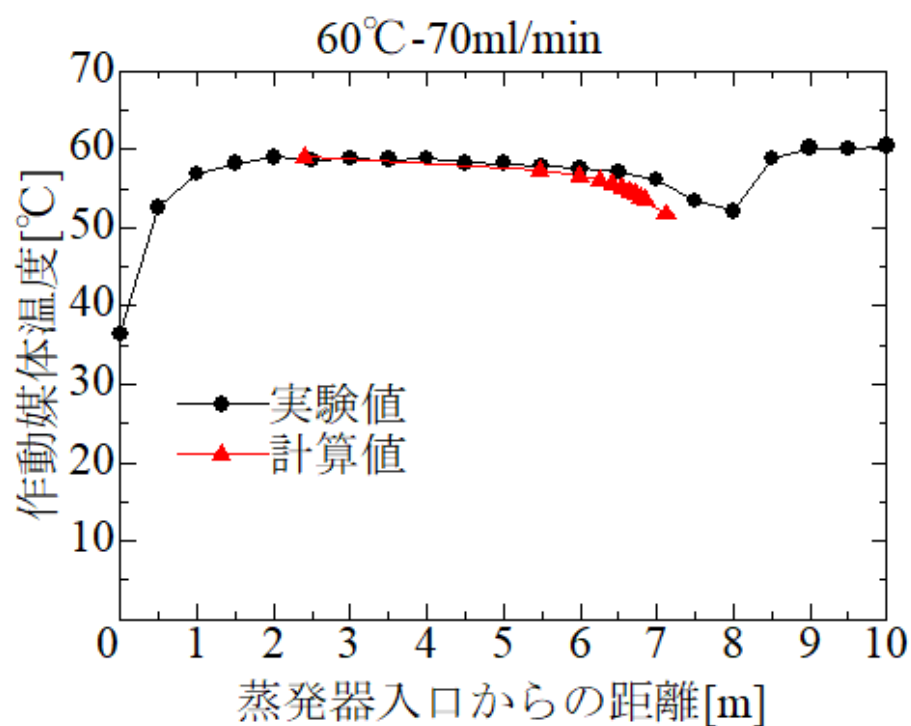


図 5.3.7 蒸発槽温度 60°C,流量 70ml/min 時の温度変化比較

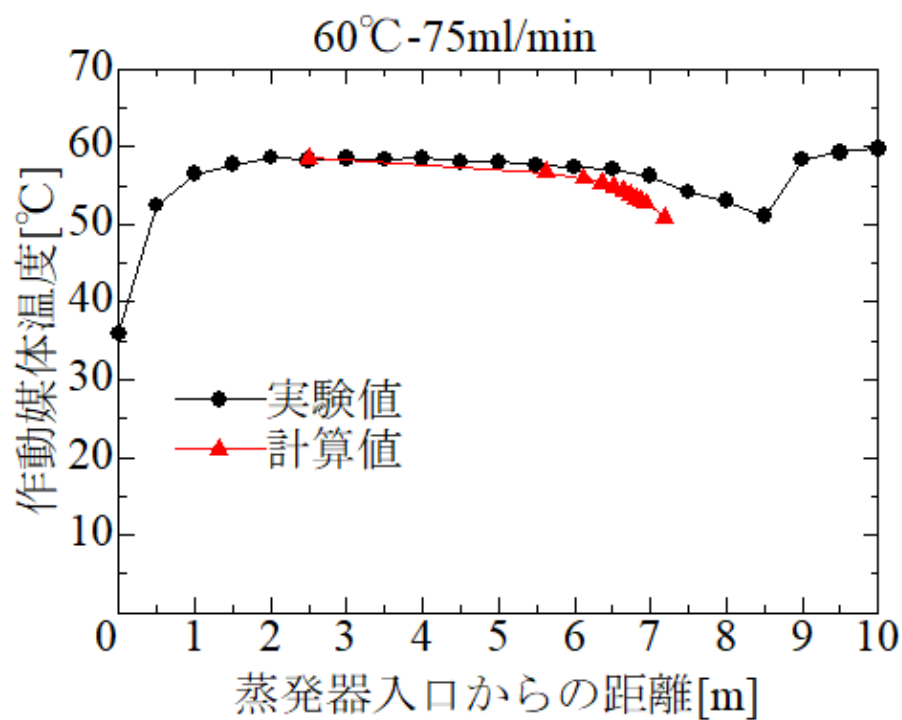


図 5.3.8 蒸発槽温度 60°C,流量 75ml/min 時の温度変化比較

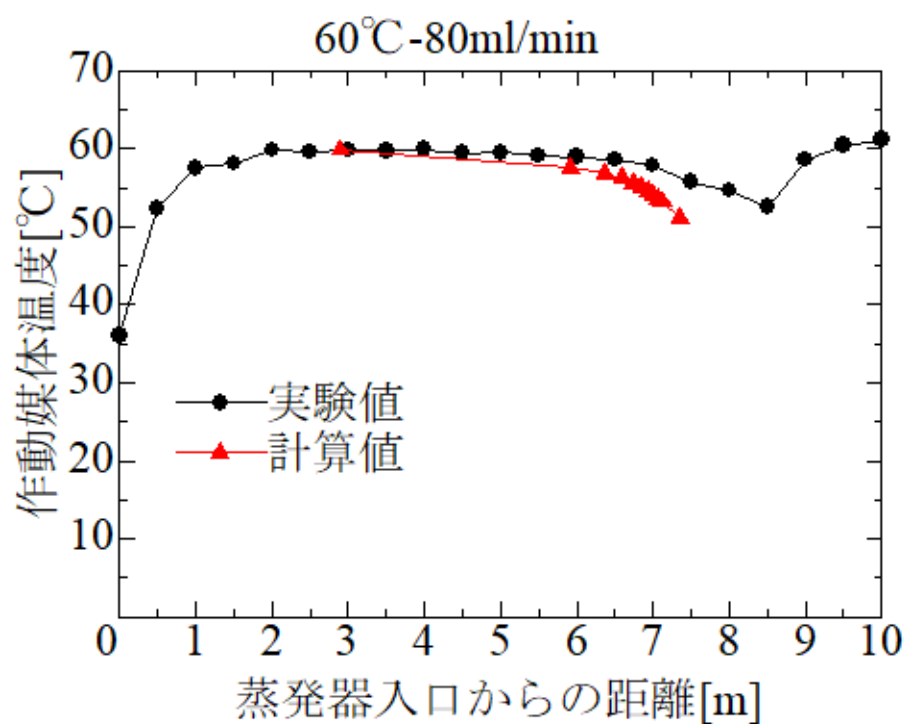


図 5.3.9 蒸発槽温度 60°C,流量 80ml/min 時の温度変化比較

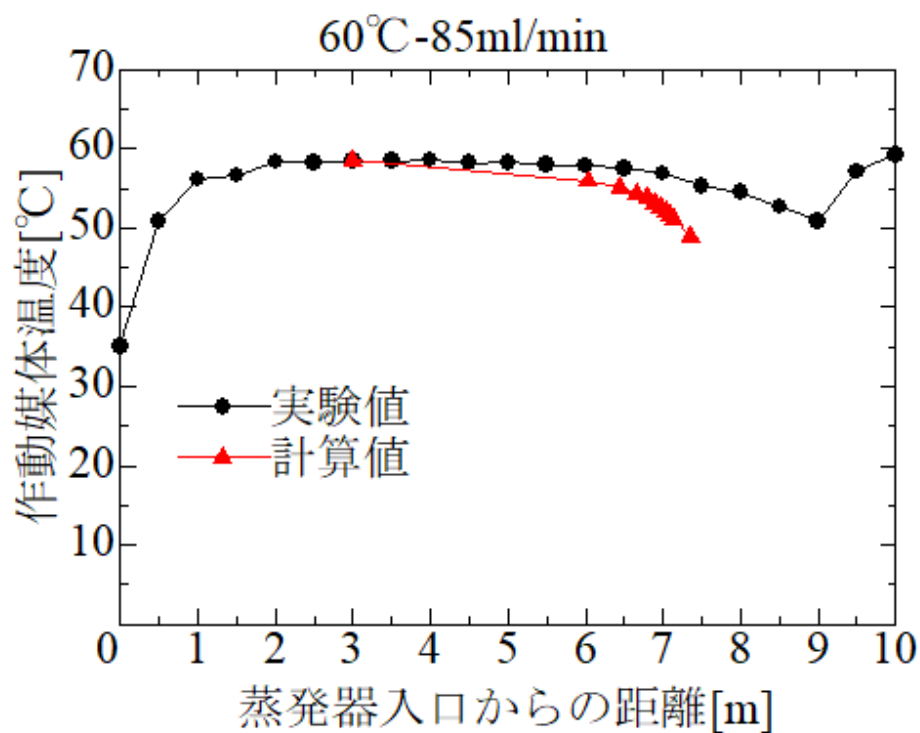


図 5.3.10 蒸発槽温度 60°C,流量 85ml/min 時の温度変化比較

表 5.1.4 蒸発槽温度 60℃における実験値と計算値の比較まとめ

| 蒸発槽温度[℃] | 流量[ml/min] | 伝熱管長さ(実験値)[m] | 伝熱管長さ(計算値)[m] | 差[m] |
|----------|------------|---------------|---------------|------|
| 60℃      | 40         | 6             | 6.1           | 0.1  |
|          | 45         | 8             | 7.7           | 0.3  |
|          | 50         | 7             | 7             | 0    |
|          | 50(2)      | 5.5           | 5.3           | 0.2  |
|          | 55         | 8.5           | 7.8           | 0.7  |
|          | 60         | 7             | 6.7           | 0.3  |
|          | 70         | 8             | 7.1           | 0.9  |
|          | 75         | 8.5           | 7.2           | 1.3  |
|          | 80         | 8.5           | 7.4           | 1.1  |
|          | 85         | 9             | 7.4           | 1.6  |

表 5.1.5 蒸発槽温度 60℃における流速条件まとめ

| 蒸発槽温度[℃] | 流量[ml/min] | 液相流速[m/s] | Re 数 | 液相流動状態 | 差[m] |
|----------|------------|-----------|------|--------|------|
| 60℃      | 40         | 0.16      | 1444 | 層流     | 0.1  |
|          | 45         | 0.16      | 1493 | 層流     | 0.3  |
|          | 50         | 0.20      | 1793 | 層流     | 0    |
|          | 50(2)      | 0.19      | 1671 | 層流     | 0.2  |
|          | 55         | 0.21      | 1938 | 層流     | 0.7  |
|          | 60         | 0.23      | 2119 | 層流     | 0.3  |
|          | 70         | 0.27      | 2480 | 乱流     | 0.9  |
|          | 75         | 0.28      | 2533 | 乱流     | 1.3  |
|          | 80         | 0.31      | 2861 | 乱流     | 1.1  |
|          | 85         | 0.31      | 2841 | 乱流     | 1.6  |

#### 5.1.4 蒸発槽温度 70℃における実験結果と計算結果の比較

以下の図 5.4.1 から図 5.4.8 は、蒸発槽温度を 70℃と設定し、流量を変化させたときの作動媒体温度変化の実験値と計算値を比較したものである。図中の黒の・が実験値、赤の・が計算値を示している。また、表 5.1.6 は必要伝熱管長さを実験値と計算値をまとめたものである。蒸発槽温度 60℃の場合と同様に、流量が小さい(40~70ml/min)場合、必要伝熱管長さについて、約 10%以内の誤差という、高い精度の予測が出来ている。また、作動媒体の温度変化についても各クオリティにおいて、高い精度の予測ができています。しかし、流量 80ml/min 以上になると、必要伝熱管長さが実験値と予測値では、かなり精度が悪化していることがわかる。表 5.1.7 に蒸発槽温度 70℃における液単相の流速条件についてまとめた。設定作動媒体流量が大きくなっていくと、液単相流速が大きくなり、 $Re$  数も大きくなっていく。そして、蒸発槽温度 60℃の結果と同様に、円管内流れ遷移  $Re$  数約 2300 に近づくにつれて、予測精度が急激に悪くなっている。したがって、液単相が層流と乱流遷移付近の流量条件については、予熱区間の伝熱予測に課題が残った。

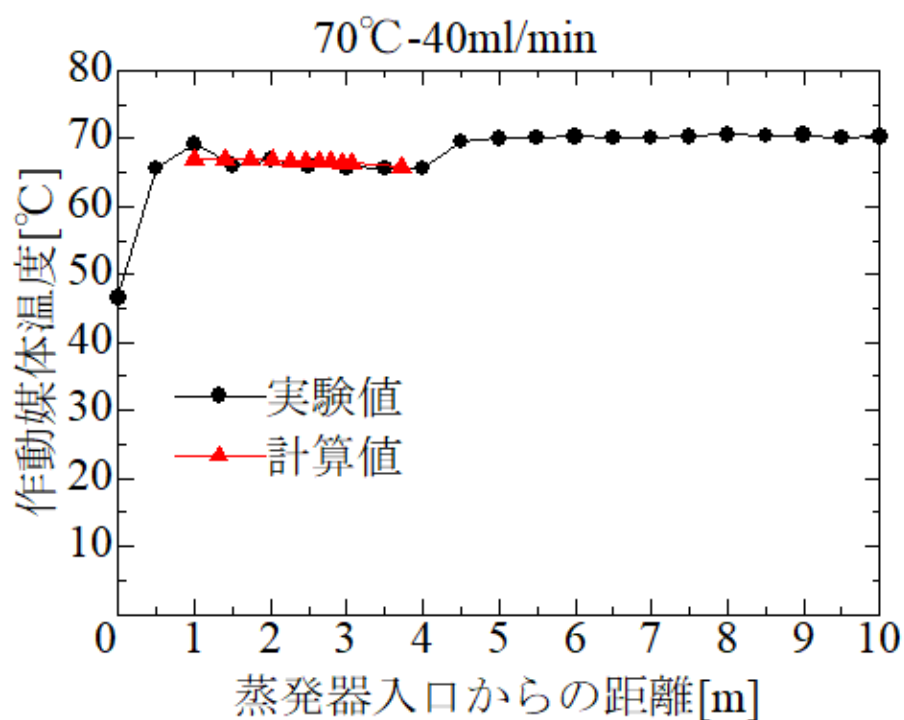


図 5.4.1 蒸発槽温度 70°C,流量 40ml/min 時の温度変化比較

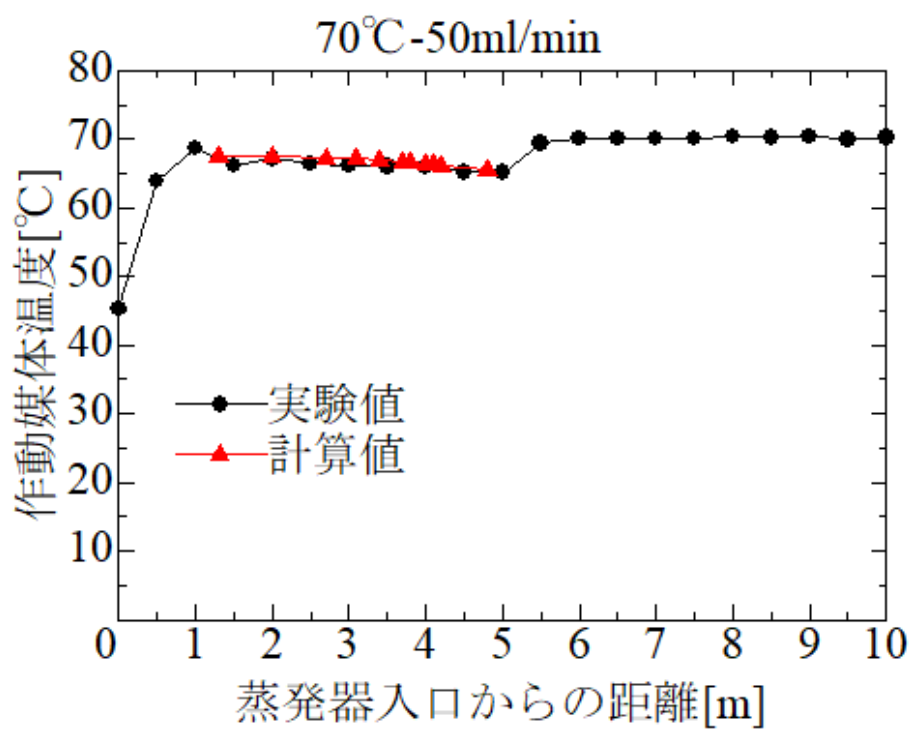


図 5.4.2 蒸発槽温度 70°C,流量 50ml/min 時の温度変化比較

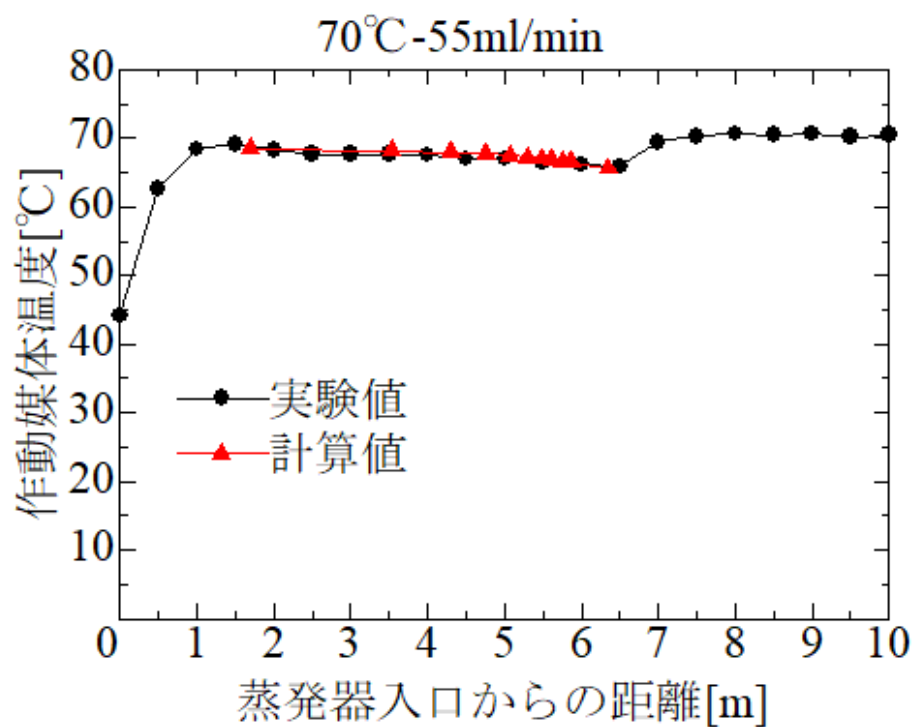


図 5.4.3 蒸発槽温度 70°C,流量 55ml/min 時の温度変化比較

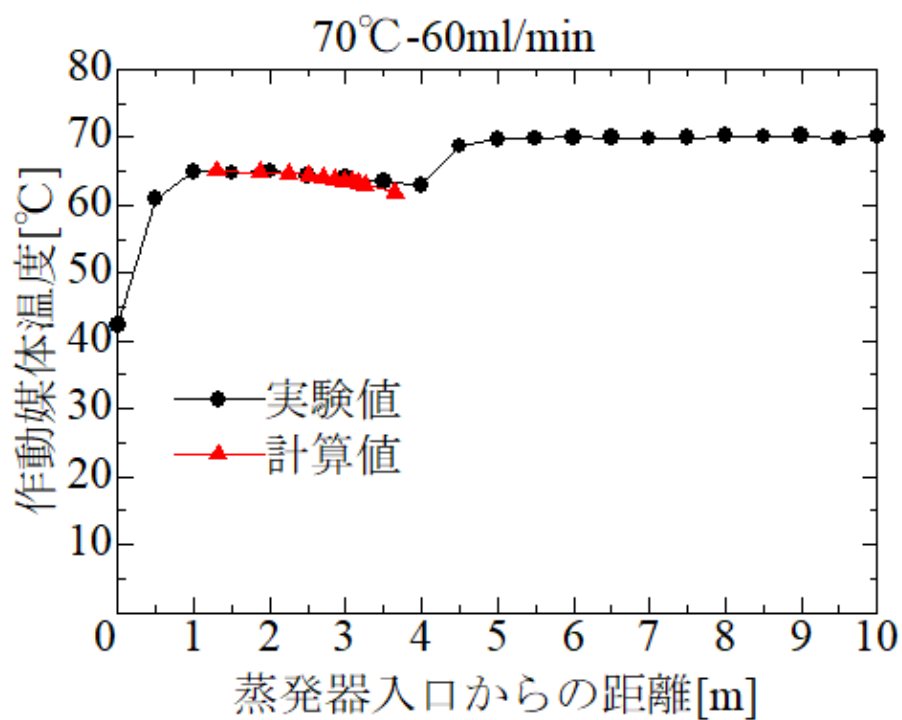


図 5.4.4 蒸発槽温度 70°C,流量 60ml/min 時の温度変化比較

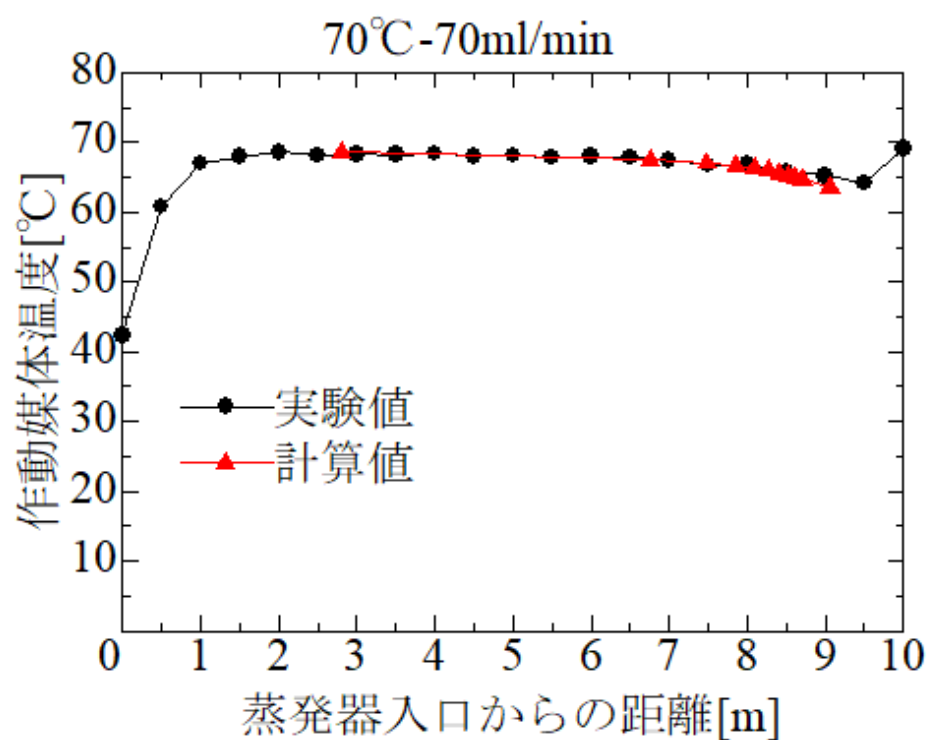


図 5.4.5 蒸発槽温度 70°C,流量 70ml/min 時の温度変化比較

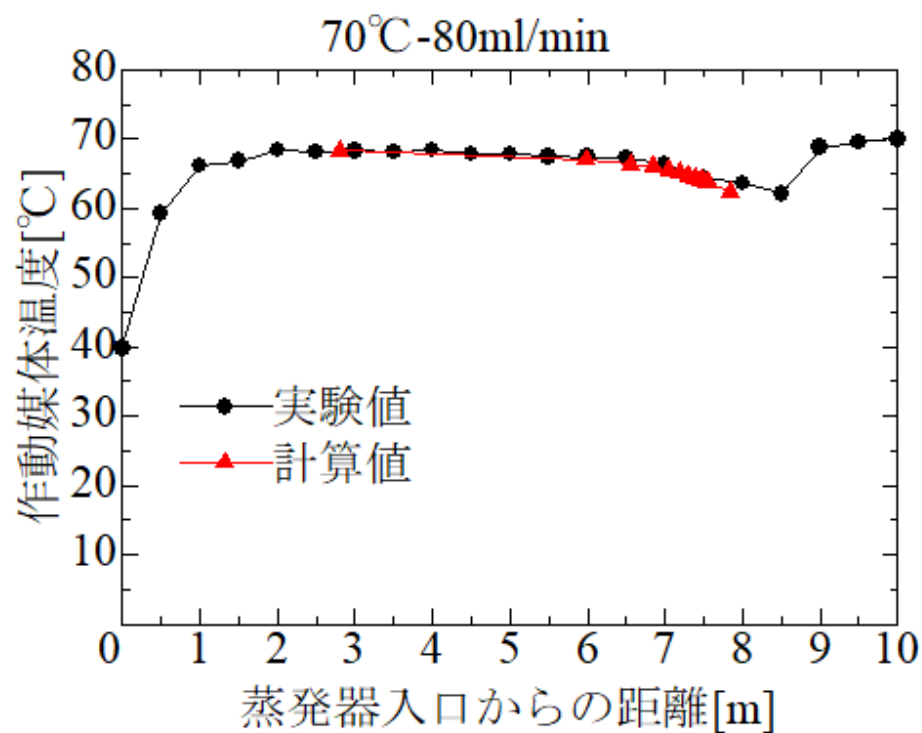


図 5.4.6 蒸発槽温度 70°C,流量 80ml/min 時の温度変化比較

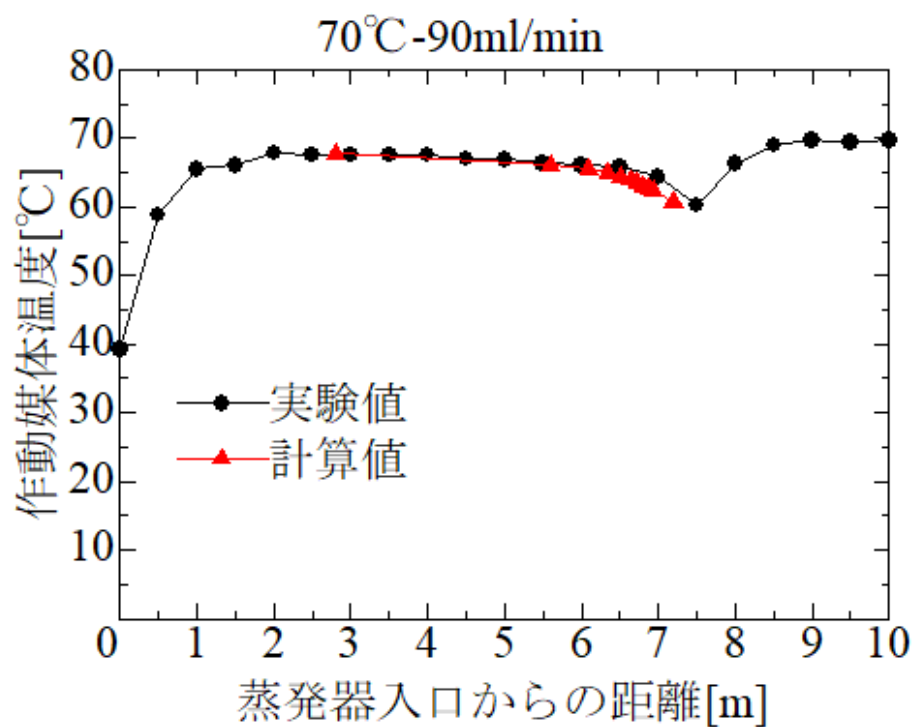


図 5.4.7 蒸発槽温度 70°C,流量 90ml/min 時の温度変化比較

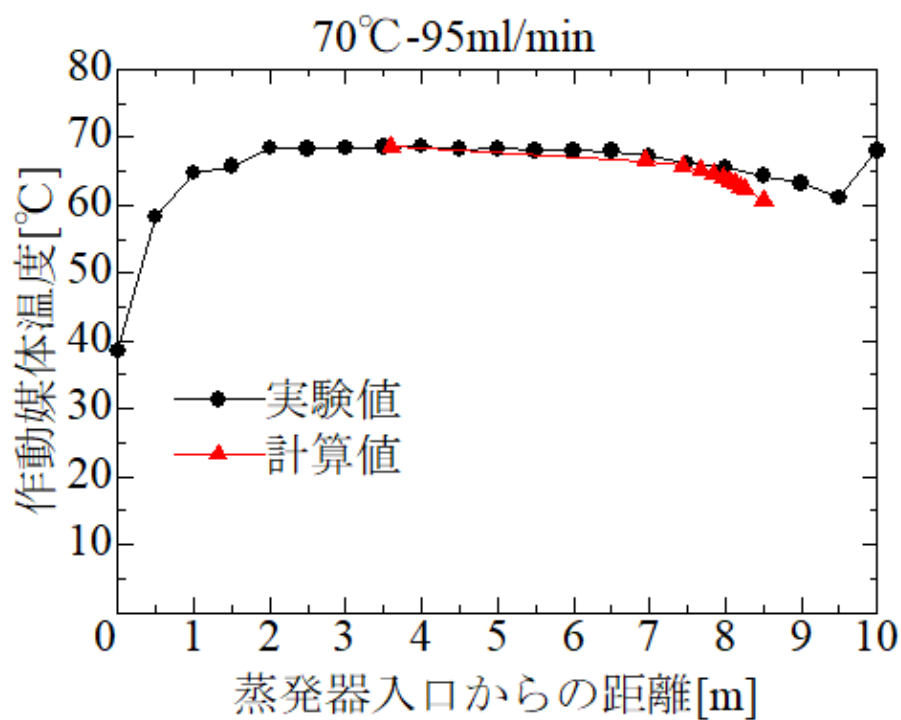


図 5.4.8 蒸発槽温度 70°C,流量 95ml/min 時の温度変化比較

表 5.1.6 蒸発槽温度 70℃における実験値と計算値の比較まとめ

| 蒸発槽温度[℃] | 流量[ml/min] | 伝熱管長さ(実験値)[m] | 伝熱管長さ(計算値)[m] | 差[m] |
|----------|------------|---------------|---------------|------|
| 70℃      | 40         | 3.5           | 3.6           | 0.1  |
|          | 50         | 5             | 4.5           | 0.5  |
|          | 55         | 6.5           | 6.2           | 0.3  |
|          | 60         | 4             | 3.7           | 0.3  |
|          | 70         | 9.5           | 9.1           | 0.4  |
|          | 80         | 8.5           | 7.8           | 0.7  |
|          | 90         | 7.5           | 7.2           | 0.3  |
|          | 95         | 9.5           | 8.5           | 1    |

表 5.1.7 蒸発槽温度 70℃における流速条件まとめ

| 蒸発槽温度[℃] | 流量[ml/min] | 液相流速[m/s] | $Re$ 数 | 流動状態 | 差[m] |
|----------|------------|-----------|--------|------|------|
| 70℃      | 40         | 0.15      | 1431   | 層流   | 0.1  |
|          | 50         | 0.18      | 1755   | 層流   | 0.5  |
|          | 55         | 0.21      | 2035   | 層流   | 0.3  |
|          | 60         | 0.24      | 2229   | 層流   | 0.3  |
|          | 70         | 0.27      | 2560   | 乱流   | 0.4  |
|          | 80         | 0.31      | 2961   | 乱流   | 0.7  |
|          | 90         | 0.34      | 3222   | 乱流   | 0.3  |
|          | 95         | 0.35      | 3392   | 乱流   | 1    |

## 5.2 他冷媒を用いた場合の伝熱予測

本研究では、作動媒体として ORC に主に使用されている R245fa を用いて、実験・予測を行い、それらの比較を行うことで、予測モデルの妥当性について評価した。さらに、その伝熱予測モデルを用いて、作動媒体を R245fa 以外のさまざまなフロン系冷媒を用いた場合の伝熱予測を行った。今回の予測モデルでは、二相状態における作動媒体の圧力損失予測式の適用作動媒体がフロン系冷媒であるため、今回の計算では、フロン系冷媒のみで行った。本章では、R245fa 以外に、R113, R114, R123, R124, R12, R218, R134a, RC318, R141b, R142b, R236ea, R161, R236fa, R365mfc, R1233zd(E), R1234ze(E), R1234ze(Z), R1234yf を作動媒体として計算を行った。表 5.2.2 に本研究で用いた冷媒の基本物性についてまとめている。

### 5.2.1 蒸発槽温度 60°Cにおける伝熱予測

実験条件として、R245fa を作動媒体として用いた場合、非常に高い精度の予測が出来る表 5.2.1 の条件において、他のフロン系冷媒を作動媒体として蒸発予測を行った。作動媒体の温度変化の計算結果を図 5.5.1~図 5.5.6 に、伝熱管長さの予測結果を表 5.2.3 に示す。これらの結果を用いて、異なる作動媒体を用いた場合に必要となる伝熱管面積を予測することが可能である。今回の条件においては、蒸発に要する伝熱管長さは R141b を用いた場合が最小で 4.1m, R218 を用いた場合が 8.5m で最大となった。伝熱面積が小さいほど、蒸発槽設計においてはコンパクトにすることができるというメリットがあるが、今回の予測の結果では、伝熱面積が小さい冷媒は圧力損失による温度勾配がかなり大きく、サイクルの効率が悪化することが懸念される。したがって、この予測モデルとサイクルサイクル計算を合わせることで、作動媒体の選定に役立てることが出来る。

表 5.2.1 計算条件

| 蒸発槽温度[°C] | 流量[ml/min] | 飽和温度[°C] |
|-----------|------------|----------|
| 61.1      | 60         | 59       |

表 5.2.2 作動媒体の候補となる物質の基本物性

| No | 作動媒体       | 化学式                                                             | 大分類       | 小分類  | 分子量<br>[kg/kmol] | 標準沸点<br>[°C] | 臨界温度<br>[°C] | 臨界圧力<br>[MPa] | 飽和圧力*<br>[MPa] | $\Delta h_{\text{EVA}}$<br>[kJ/kg] | 安全性 | ODP   | GWP   |
|----|------------|-----------------------------------------------------------------|-----------|------|------------------|--------------|--------------|---------------|----------------|------------------------------------|-----|-------|-------|
| 1  | R113       | CCl <sub>2</sub> FCClF <sub>2</sub>                             | 1:フロン類(a) | CFC  | 187.4            | 47.6         | 214.1        | 3.39          | 0.04           | 151.3                              | A1  | 0.85  | 5820  |
| 2  | R114       | CClF <sub>2</sub> CClF <sub>2</sub>                             | 1:フロン類(a) | CFC  | 170.9            | 3.6          | 145.7        | 3.26          | 0.21           | 128.1                              | A1  | 0.58  | 8590  |
| 3  | R12        | CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>                                 | 1:フロン類(a) | CFC  | 120.9            | -29.8        | 112.0        | 4.14          | 0.65           | 139.3                              | A1  | 0.82  | 10200 |
| 4  | R123       | CHCl <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>                               | 1:フロン類(a) | HCFC | 152.9            | 27.8         | 183.7        | 3.66          | 0.09           | 171.4                              | B1  | 0.01  | 79    |
| 5  | R124       | CHClFCF <sub>3</sub>                                            | 1:フロン類(a) | HCFC | 136.5            | -12.0        | 122.3        | 3.62          | 0.38           | 146.6                              | A1  | 0.020 | 527   |
| 6  | R141b      | CCl <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>                               | 1:フロン類(a) | HCFC | 116.9            | 32.1         | 204.4        | 4.21          | 0.08           | 226.1                              | -   | 0.12  | 782   |
| 7  | R142b      | CClF <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>                               | 1:フロン類(a) | HCFC | 100.5            | -9.1         | 137.1        | 4.06          | 0.34           | 202.1                              | A2  | 0.06  | 1980  |
| 8  | R218       | CF <sub>3</sub> CF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>                 | 1:フロン類(a) | PFC  | 188.0            | -36.8        | 71.9         | 2.64          | 0.87           | 76.0                               | A1  | 0     | 8900  |
| 9  | RC318      | cyclo-C <sub>4</sub> F <sub>8</sub>                             | 1:フロン類(a) | PFC  | 200.0            | -6.0         | 115.2        | 2.78          | 0.31           | 104.2                              | A1  | 0     | 9540  |
| 10 | R1233zd(E) | CHCl=CH-OF <sub>3</sub>                                         | 2:フロン類(b) | HCFO | 130.5            | 18.3         | 165.6        | 3.57          |                |                                    | A1  |       | 1     |
| 11 | R1234yf    | CF <sub>3</sub> CF=CH <sub>2</sub>                              | 2:フロン類(b) | HFO  | 114.0            | -29.5        | 94.7         | 3.38          | 0.68           | 145.4                              | A2L |       | <1    |
| 12 | R1234ze(E) | CHF=CHCF <sub>3</sub> (trans)                                   | 2:フロン類(b) | HFO  | 114.0            | -19.0        | 109.4        | 3.64          |                |                                    | A2L |       | <1    |
| 13 | R1234ze(Z) | cis-CHF=CHCF <sub>3</sub>                                       | 2:フロン類(b) | HFO  | 114.0            | 9.4          | 150.1        | 3.53          |                |                                    |     |       | <1    |
| 14 | R134a      | CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> F                               | 2:フロン類(b) | HFC  | 102.0            | -26.1        | 101.1        | 4.06          | 0.67           | 177.8                              | A1  | 0     | 1300  |
| 15 | R161       | C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> F                                 | 2:フロン類(b) | HFC  | 48.1             | -37.6        | 102.1        | 5.01          | 0.92           | 339.9                              |     | 0     | 4     |
| 16 | R236ea     | CF <sub>3</sub> CHFCH <sub>2</sub> F                            | 2:フロン類(b) | HFC  | 152.0            | 6.2          | 139.3        | 3.42          | 0.21           | 155.7                              |     | 0     | 1330  |
| 17 | R236fa     | CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>                 | 2:フロン類(b) | HFC  | 152.0            | -1.5         | 124.9        | 3.20          | 0.27           | 145.3                              | A1  | 0     | 8060  |
| 18 | R245ca     | CHF <sub>2</sub> CF <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> F              | 2:フロン類(b) | HFC  | 134.0            | 25.3         | 174.4        | 3.94          | 0.10           | 204.3                              |     | 0     | 716   |
| 19 | R245fa     | CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CHF <sub>2</sub>                | 2:フロン類(b) | HFC  | 134.0            | 15.1         | 154.0        | 3.65          | 0.15           | 190.3                              | B1  |       | 858   |
| 20 | R365mfc    | CF <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CF <sub>2</sub> CH <sub>3</sub> | 2:フロン類(b) | HFC  | 148.1            | 40.2         | 186.9        | 3.27          | 0.06           | 195.3                              |     | 0     | 804   |
| 21 | RE347mcc   | CF <sub>3</sub> CF <sub>2</sub> CF <sub>2</sub> CH <sub>3</sub> | 2:フロン類(b) | HFE  | 200.1            | 34.2         | 164.5        | 2.48          | 0.07           | 137.6                              |     |       | 530   |

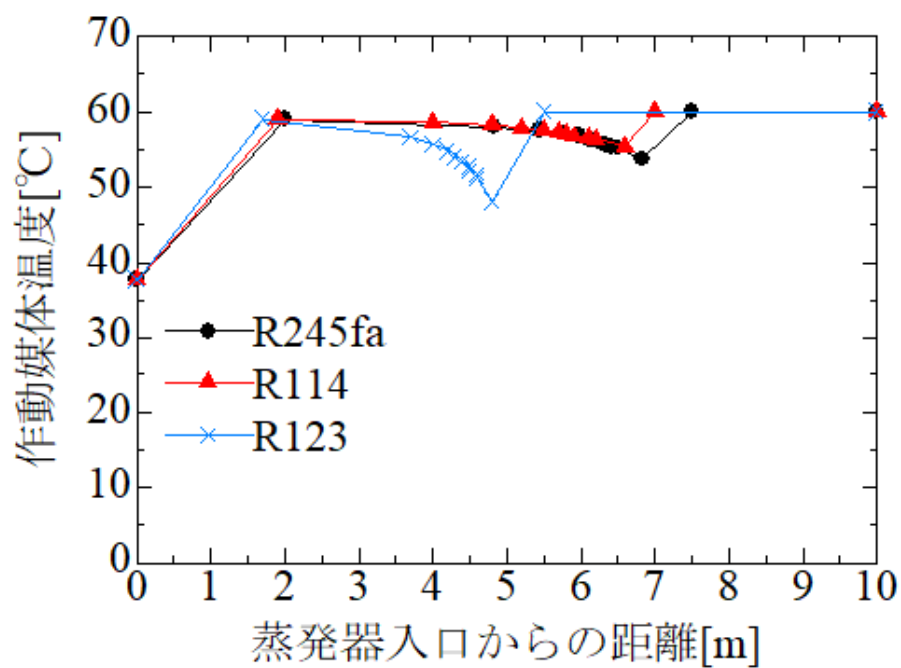


図 5.5.1 R245fa, R114, R123

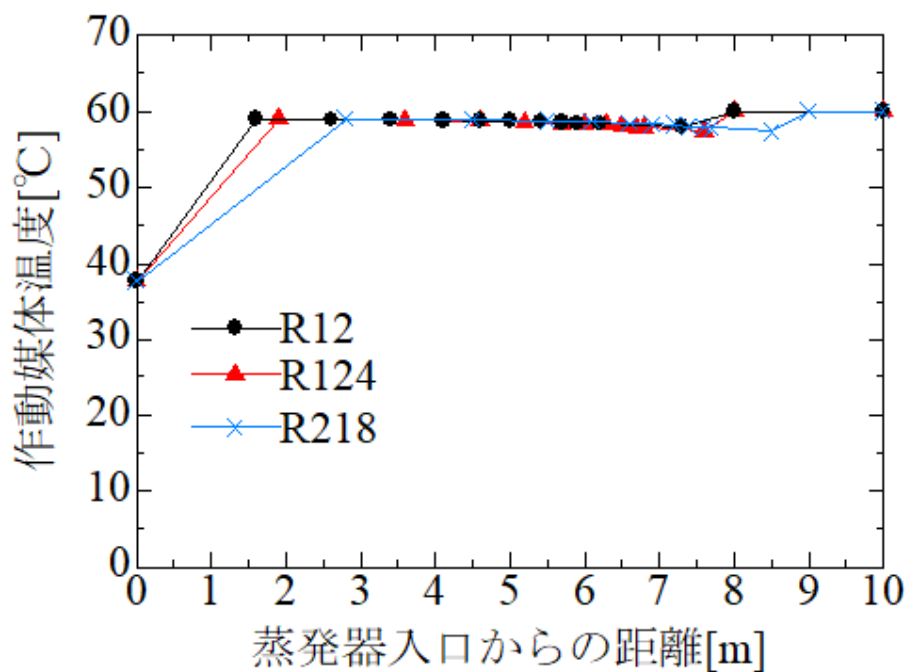


図 5.5.2 R12, R124, R218

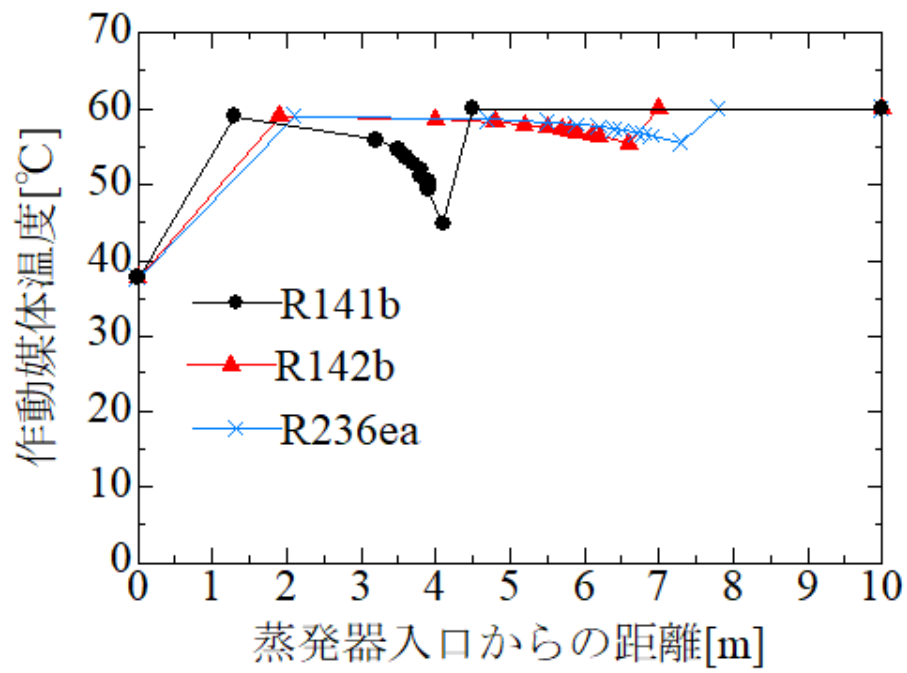


図 5.5.3 R141b, R142b, R236ea

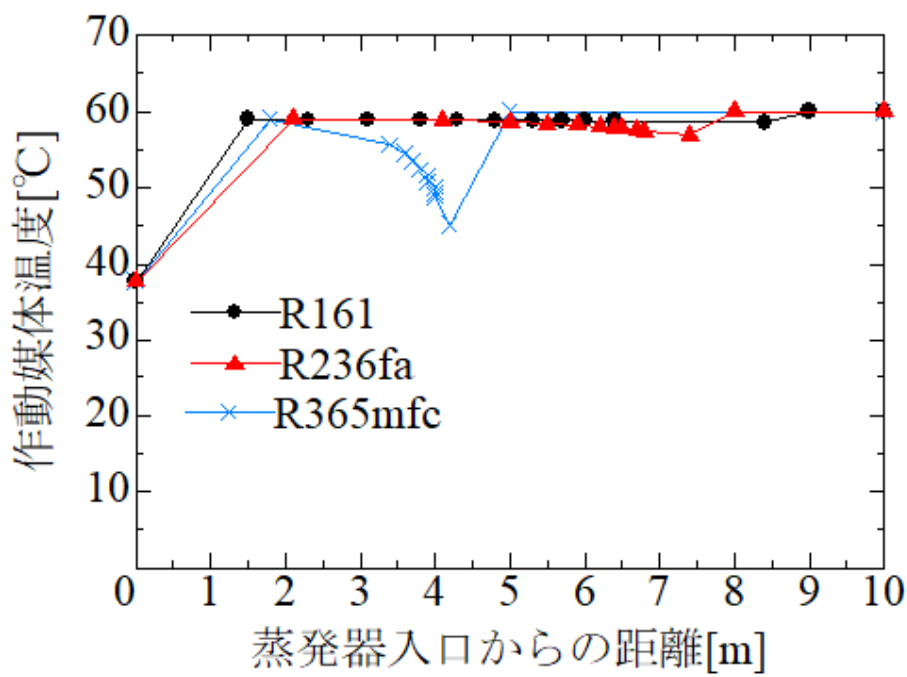


図 5.5.4 R161, R142b, R365mfc

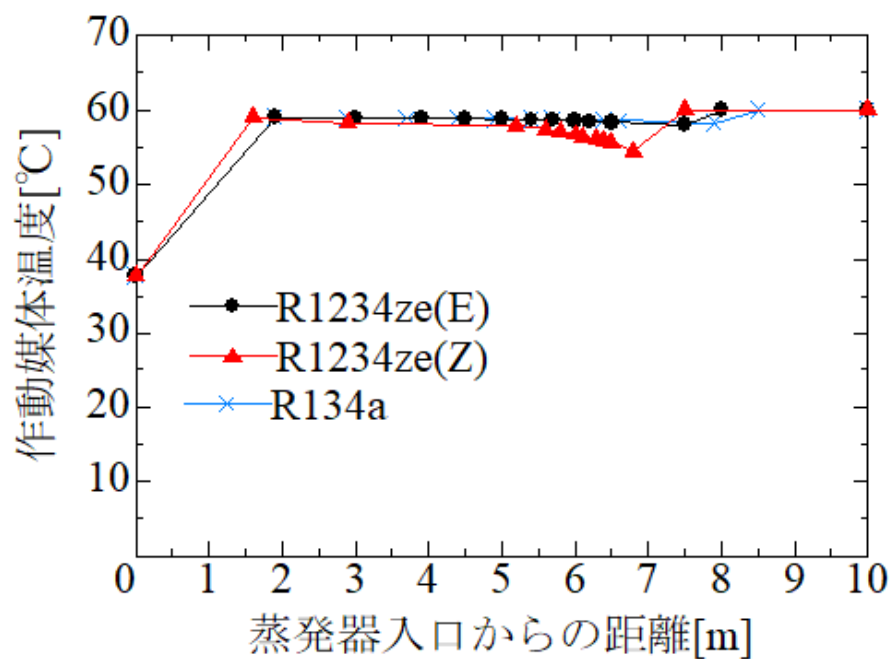


図 5.5.5 R1234ze(E), R1234ze(Z), R134a

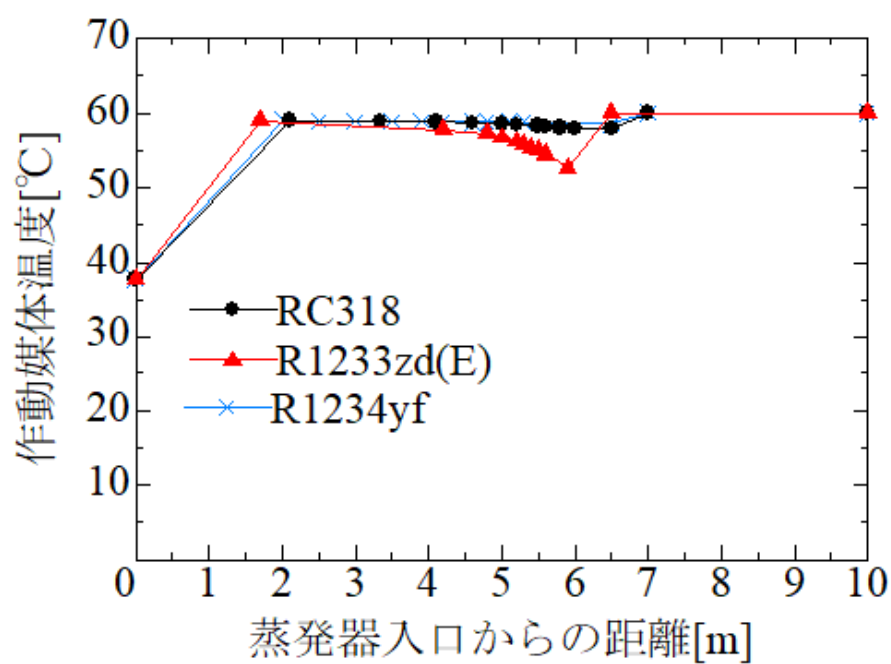


図 5.5.6 RC318, R1233zd(E), R1234yf

表 5.2.3 各冷媒の必要伝熱管長さまとめ

|            |     |
|------------|-----|
| R245fa     | 6.8 |
| R114       | 6.6 |
| R123       | 4.8 |
| R12        | 7.3 |
| R124       | 7.6 |
| R218       | 8.5 |
| R141b      | 4.1 |
| R142b      | 7.7 |
| R236ea     | 7.3 |
| R161       | 8.4 |
| R236fa     | 7.4 |
| R365mfc    | 4.2 |
| R1234ze(E) | 7.5 |
| R1234ze(Z) | 6.8 |
| R134a      | 7.9 |
| RC318      | 6.5 |
| R1233zd(E) | 5.9 |
| R1234yf    | 6.5 |

## 5.2.2 蒸発槽温度 70℃における伝熱予測

実験条件として、R245fa を作動媒体として用いた場合、非常に高い精度の予測が出来ている以下の条件において、他のフロン系冷媒を作動媒体として蒸発予測を行った。作動媒体の温度変化の計算結果を図 5.6.1~図 5.6.5 に、伝熱管長さの予測結果を表 5.2.5 に示す。今回の条件においては、蒸発に要する伝熱管長さは R365mfc を用いた場合が最小で 4.7m, R161 を用いた場合が 11.5m で最大となった。これらの結果を用いて、異なる作動媒体を用いた場合に必要となる伝熱管面積を予測することが可能である。蒸発槽温度 60℃の結果と比較すると、蒸発槽温度、流量条件を変えることで、各冷媒必要伝熱管長さが変化し、最大、最小値となる冷媒が変化することがわかる。したがって、適用する温度条件によって、冷媒を選定することが重要だということがわかった。

表 5.2.4 計算条件

| 蒸発槽温度[℃] | 流量[ml/min] | 飽和温度[℃] |
|----------|------------|---------|
| 70       | 70         | 68.6    |

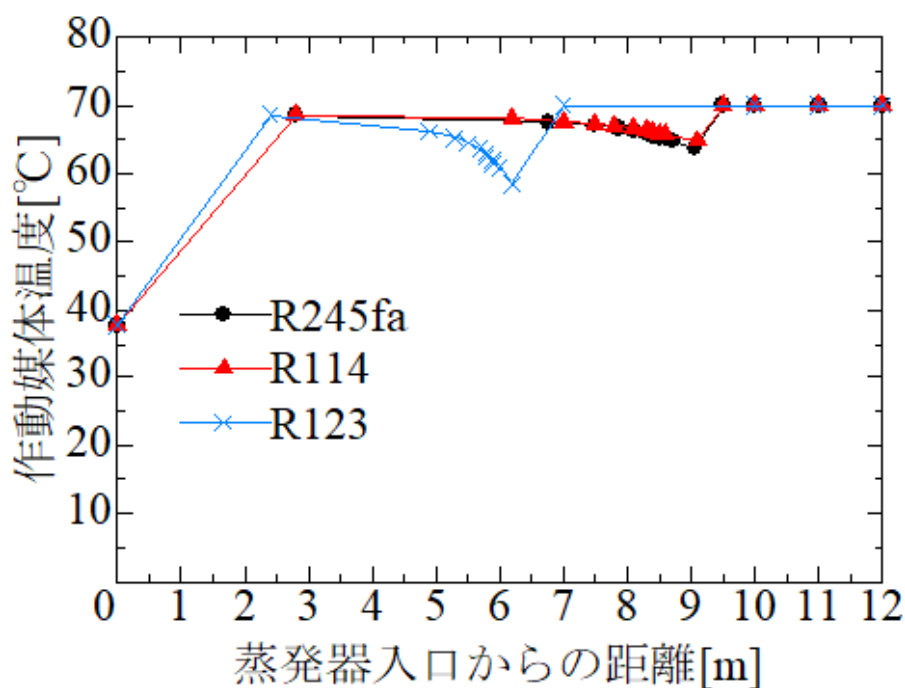


図 5.6.1 R245fa, R114, R123

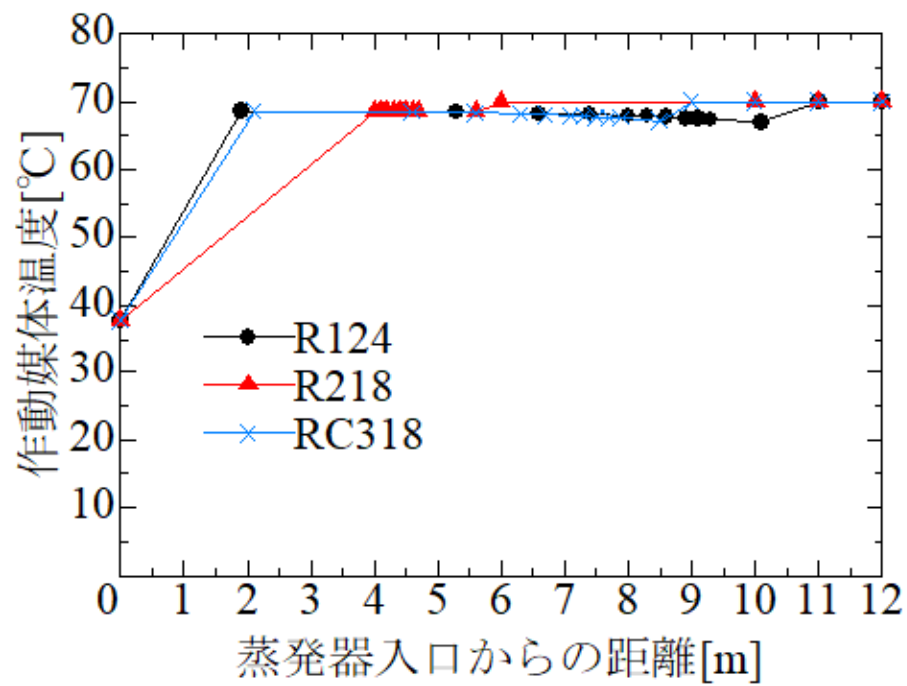


図 5.6.2 R124, R218, RC318

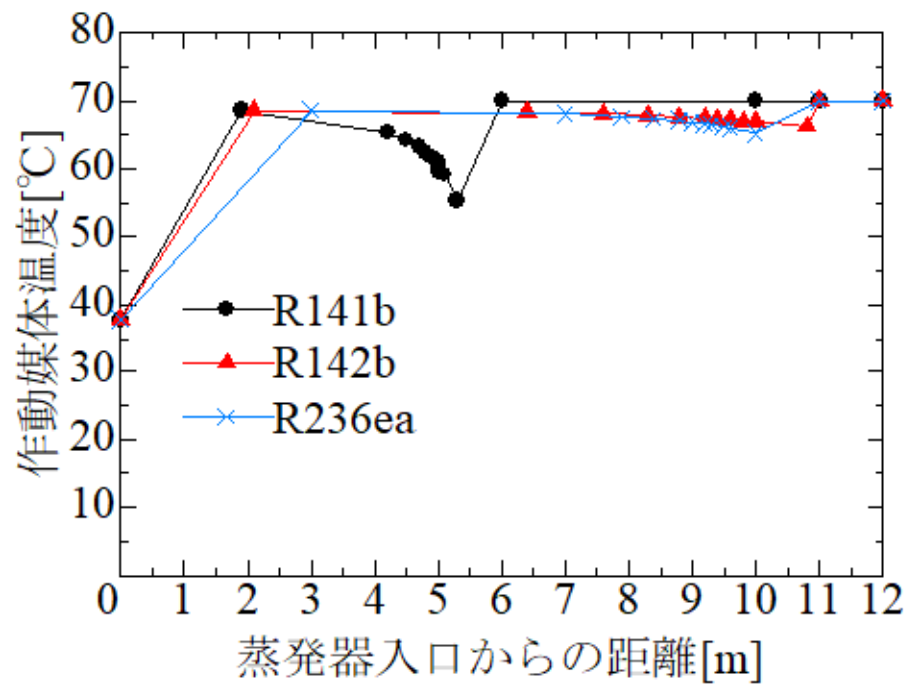


図 5.6.3. R141b, R142b, R236ea

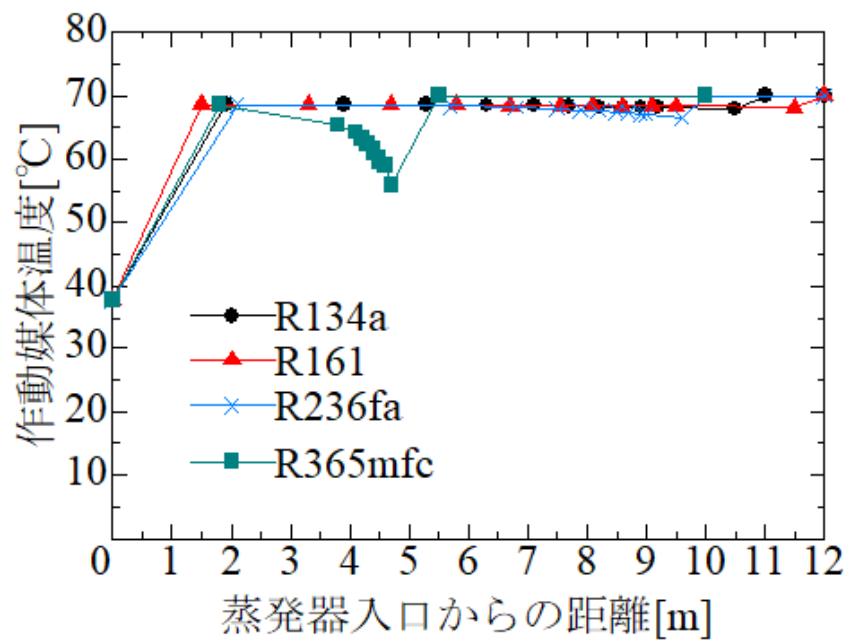


図 5.6.4 R134a, R161, R236fa, R365mfc

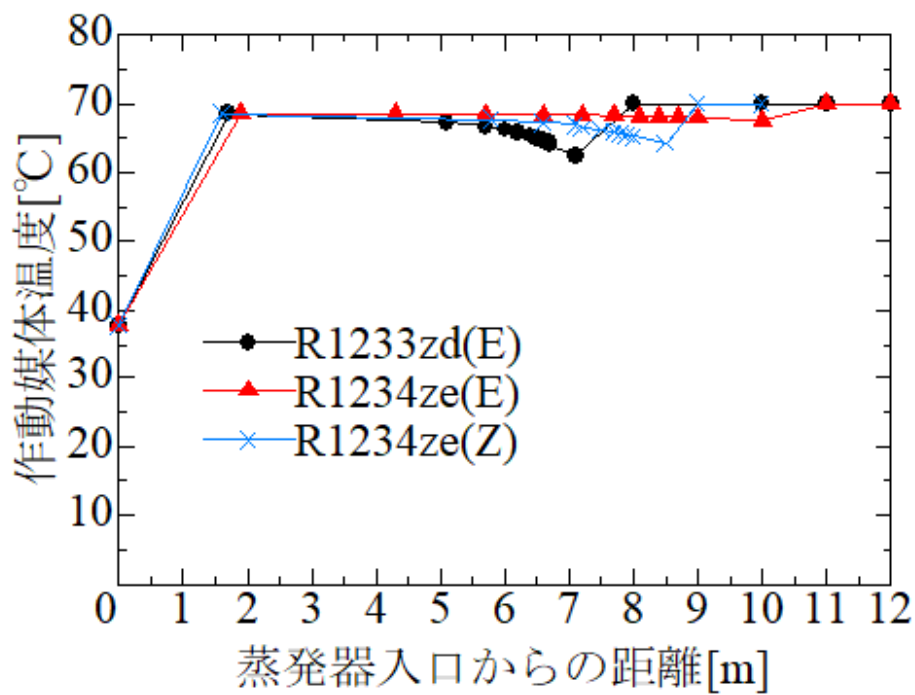


図 5.6.5 R1233zd(E), R1234ze(E), R1234ze(Z)

表 5.2.5 各冷媒の必要伝熱管長さまとめ

|            |      |
|------------|------|
| R245fa     | 9.1  |
| R114       | 9.1  |
| R123       | 6.2  |
| R124       | 10.1 |
| R218       | 5.6  |
| Rc318      | 8.5  |
| R141b      | 5.3  |
| R142b      | 10.8 |
| R236ea     | 10   |
| R134a      | 10.5 |
| R161       | 11.5 |
| R236fa     | 9.6  |
| R365mfc    | 4.7  |
| R1233zd(E) | 7.1  |
| R1234ze(E) | 10   |
| R1234ze(Z) | 8.5  |

### 5.2.3 物性値が伝熱特性に及ぼす影響

温度変化，必要伝熱管面積の予測結果から，標準沸点が必要伝熱管長さに影響を及ぼしていることが明らかになった．本章では，蒸発槽温度 60℃の条件下の結果について考察を行う．表 5.2.6 に冷媒の標準沸点と予測結果についてまとめている．標準沸点が高い作動媒体ほど，二相状態における作動媒体の圧力損失による温度低下が大きく，必要伝熱管長さが短いということが分かった．また，標準沸点が低い作動媒体ほど，二相状態における作動媒体の圧力損失による温度低下が小さく，必要伝熱管長さが大きいことが分かった．蒸発器設計という点においては，伝熱面積が小さいほどコンパクトなサイズになるというメリットがあるが，圧力損失が大きい場合はシステム全体の効率としては，悪化してしまうため，必ずしも標準沸点が高い冷媒を選定すればよいというわけではない．したがって，今回の伝熱挙動予測モデルとサイクル計算の両方の視点から，サイクル性能，伝熱性能の優れた冷媒を選定することが重要である．伝熱面積と圧力損失による温度低下という点だけで考えると，今回の計算を行った条件では，RC318 が圧力損失による温度低下が非常に小さく，伝熱管長さも短いという点で優れた結果となった．

表 5.2.6 物性と予測結果の関係性(蒸発槽温度 60℃の結果)

| 冷媒    | 標準沸点[℃] | 温度低下[℃] | 伝熱管長さ[m] |
|-------|---------|---------|----------|
| R123  | 27.8    | 10.9    | 4.8      |
| R141b | 32.1    | 14.2    | 4.1      |
| R161  | -37.6   | 0.5     | 8.4      |
| R12   | -29.8   | 1       | 7.3      |
| RC318 | -6      | 1       | 6.5      |

## 第6章

### 結論

本論文は 80℃ 以下の熱源を対象とする ORC について、ORC の構成要素の一つである蒸発器に焦点をあて、低温熱利用発電に適していると考えられる新しいタイプの定温型蒸発器設計に向けた、作動媒体の蒸発挙動予測モデルの開発に向け、R245fa を作動媒体とした実験、計算結果の比較について報告した。また、R245fa で妥当性を評価した予測モデルを用いて、他のフロン系冷媒を用いた場合の伝熱予測を行い、伝熱を考慮した作動媒体選定の指針について報告した。以下にその成果を要約する。

第 1 章では、100℃ 程度の熱源を対象とした ORC の詳細について、また近年の実機としての現状を報告するとともに、ORC の新しいタイプの定温蒸発槽に着目した本論文の意義と目的を明らかにした。

第 2 章では、本研究で行ったサイクル実験について、ORC を想定した実験装置、実験方法、及び実験条件についての説明を行った。

第 3 章では、液単相状態、気液二相状態それぞれの計算方法について説明を行った。

第 4 章では、ORC を想定した実験装置のもと、R245fa を作動媒体として用いたサイクル実験を行い、蒸発槽温度、蒸発器圧力、作動媒体流体を所定の値に設定した場合の、蒸発器内での作動媒体の蒸発挙動について報告した。

- (1) 同じ蒸発槽温度、飽和温度条件の場合、作動媒体流量が大きいほど、蒸発に要する伝熱面積が大きくなる。
- (2) 同じ蒸発槽温度、飽和温度条件の場合、作動媒体流量が大きいほど、気液二相状態での圧力損失による作動媒体の温度低下が大きくなる。
- (3) 同じ作動媒体流量条件の場合、飽和圧力が小さいほど（飽和温度が小さい）、蒸発槽と作動媒体の温度差が大きくなり、蒸発に要する伝熱面積が小さくなる。
- (4) 低流量において、作動媒体温度は一度飽和温度を超え、その後飽和温度まで温度が下降し、温度一定となる現象がみられた。
- (5) 低流量の場合、作動媒体温度は、飽和温度まで一気に上昇していき温度一定になり、実験結果のグラフから二相状態始まりの点を決定しやすいが、流量が大きくなっていくと、作動媒体温度が、飽和温度付近で緩やかに上昇していくため、実験では、二相状態始まりの点を特定することが困難であることが分かった。

第5章では、前章で述べた実験条件と同じ蒸発槽温度、飽和圧力、作動媒体流量条件において、作動媒体の温度変化、蒸発に要する伝熱面積予測の計算を行い、実験値と比較した結果について報告した。また、他のフロン系冷媒を作動媒体として用いた場合の温度変化と必要伝熱面積について報告した。

- (1) すべての条件において、高い精度で、圧力損失による温度低下を見積もることができた。
- (2) 予熱区間での作動媒体が層流となる流速条件においては、必要伝熱管長さの予測は約10%以内の誤差範囲に収まる非常に精度の高い予測が出来た。また、各乾き度の作動媒体の温度も高い精度の予測が出来た。
- (3) 予熱区間での作動媒体が乱流遷移付近となる流速条件においては、必要伝熱管長さの予測は、精度が悪く、予測精度に課題が残った。
- (4) R245fa 以外のフロン系冷媒を作動媒体として用いた場合、各冷媒の温度変化、伝熱面積を予測できた。この結果を定温蒸発槽設計に役立てることが出来るとともに、伝熱特性という視点からの冷媒選定に役立てることが出来る。
- (5) 他冷媒との比較によって、標準沸点が高い作動媒体ほど、二相状態における作動媒体の圧力損失による温度低下が大きく、必要伝熱管長さが短いということが分かった。

以上に示したように、本論文では 50℃ 近傍を含む低温熱源温度を対象に、定温蒸発槽内の作動媒体蒸発挙動解析モデルの開発について報告した。本研究の成果が、より低温度の排熱回収技術に用いる蒸発器の開発および作動媒体選定の足がかりとなって貢献されることを期待する。

## 謝辞

大学院に入学し研究を行い、修士論文を書き上げるまでに多くの方々にお世話になりました。お世話になった方々に感謝の言葉を述べさせていただきます。

九州大学大学院総合理工学研究院教授 宮崎 隆彦先生には、本研究の遂行にあたり、最初の基礎から細部に至るまで数多くの的確かつ有益な御指導、御鞭撻を賜りました。また、本論文の取りまとめ方についても多くの御指導、御鞭撻を賜りました。ここに、深く感謝の意を表し心から深く御礼申し上げます。

九州大学大学院総合理工学研究院准教授 kyaw Thu 先生には本研究の遂行にあたり、研究に関して多くのアドバイスを頂き、多大な御協力を頂きました。ここに、深く感謝の意を表し心から深く御礼申し上げます。

九州大学大学院総合理工学研究院 高田 信夫技術専門職員には、本研究の遂行にあたり、多くのご指導とご鞭撻を賜りました。また、高田さんにお力添えにより実験を安全に滞りなく実施することができました。ここに深く感謝の意を表し、心から御礼申し上げます。

研究室秘書の大和 裕里氏には、本研究室における事務関連など、陰ながら様々な便宜を図っていただきました。心から感謝申し上げます。

同研究室の先輩方には、この二年間での研究室生活で公私に渡って親切な御助言及び御激励を頂きました。ここに、心から深く御礼申し上げます。それと同時に、大学院生活を共にした同学年の松井浩平君、仙波昇君、佐久間航太君、西久保友紀君、鳴川智也君、福富百合香さんにも感謝の意を表します。これからのみんなの活躍を期待しています。

最後に、著者の学生生活を最後まで温かく見守り、これ以上なく支えてくれた家族に、心から感謝いたします。

多くの方々のお力添えにより、この論文を完成させることが出来ました。この場をお借りして御礼申し上げます。

## 参考文献

- [1] 独立行政法人科学技術振興機構研究開発戦略センター：中低温熱利用の高度化に関する技術調査報告書, (2013).
- [2] NEDO: 15 業種の工場設備の排熱実態調査報告書, (2019)
- [3] Bruce G. Miller, Clean Coal Engineering Technology(Second Edition),261-308,2017
- [4] 株式会社神戸製鋼所のマイクロバイナリー MB-70H,  
[http://www.kobelco.co.jp/releases/2012/\\_icsFiles/afieldfile/2012/03/27/shiryo.pdf](http://www.kobelco.co.jp/releases/2012/_icsFiles/afieldfile/2012/03/27/shiryo.pdf), (2017 年 1 月 31 日現在)
- [5] 一般財団法人 エンジニアリング協会, 平成 24 年度 小規模地熱発電及び地熱水の多段階利用事業の導入課題調査 手引書, <http://geothermal.jogmec.go.jp/gathering/japan/file/019.pdf>, pp13-21, 2013
- [6] 株式会社タクマ, 未利用熱回収技術の開発, タクマ技報, Vol.26,No.1,2018
- [7] Lockhart, R. W. and Martinelli, R. C., Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes, Chemical Engineering Progress, 1949, 45(1), pp. 39-48.
- [8] Jung, D. S. and Radermacher, R., Prediction of Pressure Drop during Horizontal Annular Flow Boiling of Pure and Mixed Refrigerants, International Journal of Heat and Mass Transfer, 1989, 32(12), pp. 2435-2446.
- [9] Martinelli, R. C. and Nelson, D. B., Prediction of Pressure Drop during Forced-Circulation Boiling of Water, Transactions of the ASME, 1948, 70, pp. 695-702.
- [10] 原口 英剛, 小山 繁, 藤井 哲, 冷媒 HCFC22, HFC134a, HCFC123 の水平平滑管内凝縮 (第 1 報, 局所摩擦圧力降下に関する実験式の提案), 日本機械学会論文集 (B 編), 1994, 60(574), pp. 2111-2116.
- [11] 久保田 淳, 内田 麻里, 鹿園 直毅, 水平平滑管と内面溝付管の蒸発圧力損失の予測式, 日本冷凍空調学会論文集, 2001, 18(4), pp. 393-401.
- [12] Xu, Y. and Fang, X., A New Correlation of Two-Phase Frictional Pressure Drop for Condensing Flow in Pipes, Nuclear Engineering and Design, 2013, 263, pp. 87-96.

- [13] Müller -Steinhagen, T. and Heck, K., A Simple Friction Pressure Drop Correlation for Two-Phase Flow in Pipes, Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 1986, 20(6), pp. 297-308.
- [14] Friedel, L., Improved Friction Pressure Drop Correlation for Horizontal and Vertical Two-Phase Pipe Flow, European Two-Phase Flow Group Meeting, Ispra (1979), pp. 485-492.
- [15] Cicchitti, A., Lombardi, C., Silvestri, M., Solddaini, G., Zavalluilli, R., Two-Phase Cooling Experiments – Pressure Drop, Heat Transfer, and Burnout Measurements, Energia Nucleare 7, 1960, pp. 407-425.
- [16] 日本機械学会, 伝熱工学資料 改訂第4版, pp71
- [17] Fujii, T., Proc. 7<sup>th</sup>. Int. Heat Transf. Cot
- [18] 日本機械学会, 伝熱工学資料 改訂第4版, pp139-141
- [19] Chen, J.C, ASME Paper 63-HT-34

## 付録

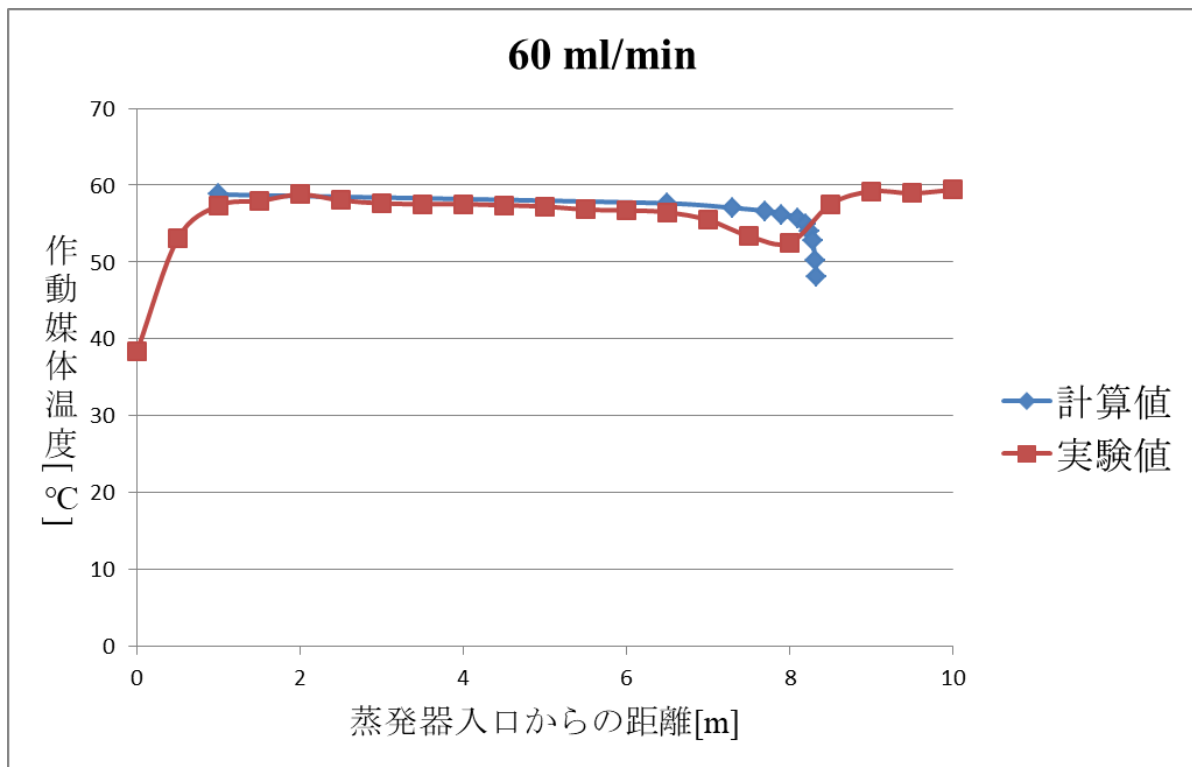
二相状態における圧力損失予測式に，久保田式を用いて，各クオリティごとの圧力を算出した場合の予測結果を以下にします．

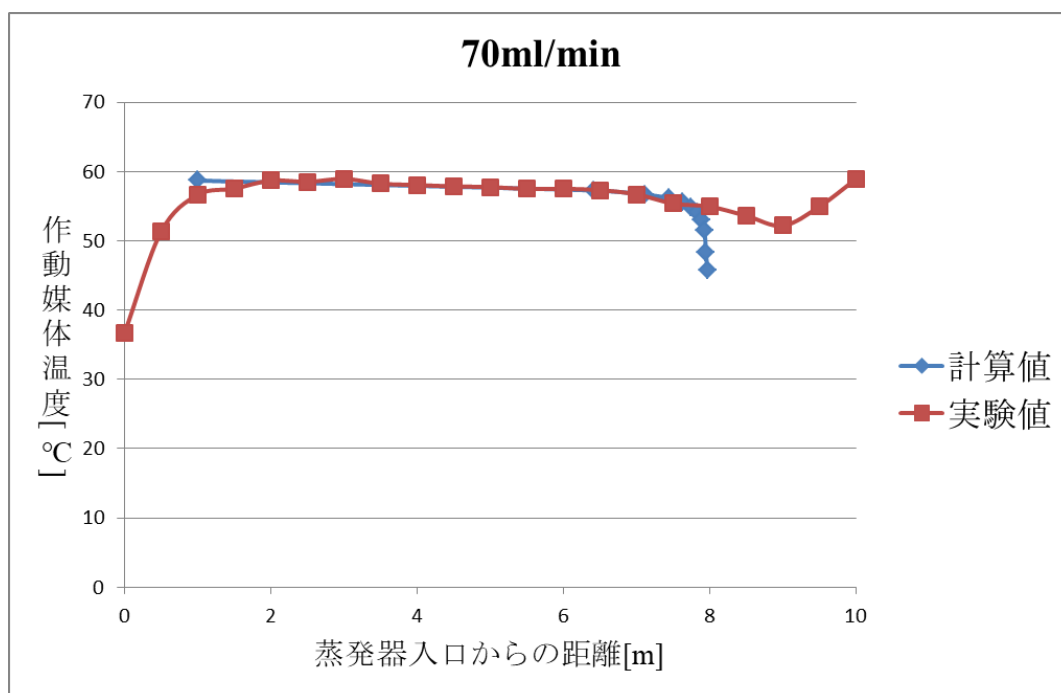
$$\Phi_L = \left( \frac{\frac{\Delta P_f}{\Delta Z}}{\frac{\Delta P_L}{\Delta Z}} \right)^{0.5}$$

$$f_L = \left( \frac{\Delta P_L}{\Delta Z} \right) \left( \frac{D}{2\rho_L V_L^2} \right) = 0.046 Re_L^{-0.2}$$

$$\Phi_L = 1 + \frac{2.19(1 - \exp(-1.39 Fr^{0.711}))}{X t t^{0.838}}$$

$$Fr = \frac{Gx}{(gD\rho_V(\rho_L - \rho_V))^{0.5}}$$





高クオリティでの精度がかなり悪いことがわかる。高クオリティでは、圧力損失を大きく見積もってしまう結果となった。実験条件、作動媒体の種類などのよって、予測式の選定を行う必要がある。