

廃熱駆動型
臭化リチウム/水系吸収式ヒートポンプの
性能評価と高性能化に関する研究

2017 年 3 月

丸毛 謙次

目次

第1章 序論	1
1.1 研究の背景	1
1.2 低温排熱利用の現状	1
1.3 吸着式蒸気回生システムおよび吸収式ヒートポンプの概要	2
1.4 吸収液に関する既往の研究	4
1.5 本研究の概要	5
第2章 AHP の空気単独加温の特性	8
2.1 実験および測定方法	8
2.1.1 装置概要	8
2.1.2 実験方法	9
2.2 吸収器の熱伝達率の既往の計算方法	9
2.3 結果と考察	12
2.3.1 吸収器での高温空気加温特性	12
2.3.2 吸収器の熱通過率	12
2.3.3 吸収器の吸収液側の対流熱伝達率	13
2.3.4 システム性能評価	13
2.3.5 蒸発器への吸収液混入の影響	14
2.3.6 蒸発器への混入のメカニズム	15
2.3.7 吸収器の蒸気導入部の隙間の影響	15
2.3.8 装置の自動運転の検証	15
2.4 本章のまとめ	16
記号	32
第3章 AHP の空気加温および低圧蒸気同時生成の特性評価	35
3.1 実験および測定方法	35
3.1.1 装置概要	35
3.1.2 実験方法	36
3.2 蒸発器2の熱伝達率の既往の計算方法	36

3.3	特性評価	37
3.4	本章のまとめ	39
	記号	48
第4章	スパイラル管を用いる AHP の熱・物質移動特性	50
4.1	実験および実験方法	50
4.1.1	実験装置	50
4.1.2	実験条件	51
4.1.3	実験方法	51
4.2	温度測定位置	52
4.2.1	条件による温度分布の違い	52
4.2.2	温度測定位置	52
4.3	算出方法	54
4.3.1	時間における蒸気吸収量の違い	54
4.3.2	実測値以外の各種値算出方法	54
4.3.3	熱伝達・物質移動係数の算出	56
4.4	結果考察	60
4.4.1	液膜熱伝達係数とレイノルズ数の関係	60
4.4.2	物質移動係数とレイノルズ数の関係	60
4.4.3	溶液濃度変化とレイノルズ数の関係	61
4.4.4	無次元整理	61
4.5	本章のまとめ	63
	記号	80
第5章	過飽和微細結晶スラリーによる AHP の性能向上効果	82
5.1	実験方法	83
5.1.1	結晶スラリー物性測定	83
5.1.2	液膜伝熱実験方法	84
5.2	理論解析	85
5.3	結果及び考察	89
5.3.1	微細結晶粒度分布	89

5.3.2	結晶スラリー粘度	89
5.3.3	液膜の総括熱伝達係数	89
5.3.4	伝熱試験と解析モデルの比較	90
5.3.5	結晶スラリーによる性能向上効果	91
5.4	本章のまとめ	92
	記号	99
第6章 LiBr 微細結晶スラリーの調整と水蒸気吸収特性		101
6.1	実験	101
6.1.1	スラリー調整	101
6.1.2	粒度分布の測定	101
6.1.3	水蒸気吸収のバッチ試験	101
6.2	結果と考察	103
6.2.1	粒度分布	103
6.2.2	蒸気吸収性能	104
6.2.2.1	吸収器の過渡的な温度	104
6.2.2.2	吸収速度の決定方法	105
6.2.2.3	スラリーの吸収性能	107
6.3	本章のまとめ	109
	記号	117
第7章 結論		118
参考文献		122
図表一覧		125

第 1 章 序論

1.1 研究の背景

我が国では、1970 年代の石油危機による急激な石油価格の高騰を契機として、工場における主に熱交換器を用いた廃熱回収によるエネルギー消費の削減が行われてきた。1990 年代では原油価格の下落と円高とバブル崩壊後の業績悪化から、省エネの機運が乏しくなった。2000 年代後半から始まった石油価格の高騰により、一次エネルギー価格が上昇したことで工場の省エネが促進している。省エネルギー政策の動向 2016 年以降の展開（資源エネルギー庁 2016 年 2 月）の産業部門のエネルギー消費状況（全体の状況）によると、製造業のエネルギー消費は 1973 年度に比べて 2012 年度は 43%改善しているが、1980 年代後半から改善が停滞しているおり、一層の改善が求められている。業種別にエネルギー消費の構成をみると、素材系産業である鉄鋼、化学、窯業土石（セメント）および紙パルプが製造業全体のエネルギー消費の 8 割弱を占めている。全国の工場等における既存炉や自家発電プラントなどには、使われず捨てられてしまっている大量の未利用廃熱が賦存しており、(財)省エネルギーセンターが実施した工場群の排熱実態調査によると、全国の工場等から発生する未利用の排熱は年間でおおよそ 113 万 TJ に達している。

また、2011 年 3 月 11 日に起こった東日本大震災での原発事故を受けて火力発電にシフトしたことで 1 次エネルギーの消費が増え、地球温暖化、石油資源の枯渇問題などの地球環境に関する諸問題の解決として産業部門でも更なる対策を求められている。

以上のことから、今以上の省エネルギーのためにこのような低レベルエネルギーの回収が不可欠となっている。

1.2 低温排熱利用の現状

産業部門では 100℃以下の低温排熱が大量に存在するが、そのような低温排熱の利用はあまり進んでいないのが現状である。低温排熱の冷温生成はこれまでも検討されてきたが製

造業では蒸気需要も多い．例えば石油化学部門では石油の蒸留に蒸気をしようするなど 140℃以上の蒸気利用量が極めて大きく，また 100℃以下の温排水が未利用エネルギーとして大量に存在している．製鉄部門では CO₂ 分離技術であるアミン法において，アミン再生時に 140℃程度の熱源が必要となるがその熱源を新たに探す必要がある．

このような点に関してヒートポンプは従来未利用である排熱を回収し，一次エネルギー消費量を減らすための技術として期待される．吸収ヒートポンプは代表的な熱駆動型冷凍機として知られており，既に実用化・商品化に至っている．このような吸収式ヒートポンプを 80～90℃の低温排熱を回収し，冷凍モードや 100℃以上の熱を作る昇温モードとして効率よく駆動するよう，さらなる高性能技術を開発させることは，省エネルギー効果の向上さらには CCS を図る上での一次エネルギー消費量を減らすといった上で重要な課題となる．以上のことから 100℃以下の未利用排熱から 140℃以上の蒸気生成ヒートポンプの需要は極めて高いと考えられる．

1.3 吸着式蒸気回生システムおよび吸収式ヒートポンプの概要

既往の研究において昇温モードにおける吸収式ヒートポンプは解析的に評価されている⁽¹⁾⁽²⁾．また，最近では 90℃レベルの排熱を利用し代替ボイラー開発として吸収式ヒートポンプを開発する実験も行われている⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾．

本研究室では九州大学，株式会社 Thyssen Krupp Otto，岡山県立大学，高砂熱工業株式会社，森松工業株式会社らと共同で省エネルギー革新技術開発事業における＜未利用温排熱から高温水蒸気を生成する吸着式蒸気回生システムの研究開発＞において，ベンチスケールにおいて 80℃程度の低レベルの温排水を熱源とし，150℃以上の蒸気を発生させるヒートポンプシステムの研究を行っている⁽⁶⁾⁽⁷⁾⁽⁸⁾．

このシステムは図 1-1 のように除湿機，LiBr/水系吸収式ヒートポンプ，ゼオライト/水系吸着式ヒートポンプから構成されている．システムは温排水を熱源としており，吸着式

ヒートポンプにおいて、80℃レベルの温排水をゼオライトに吸着させ、その反応熱を利用して150℃の高温蒸気を連続的に生成している。また吸着剤のゼオライトは80℃以下の温排熱源温度でも平衡論的にゼオライトの再生は可能であるが、乾燥・脱着速度が極めて遅く、著しい再生時間を要して連続的な蒸気生成が不可能となるため120℃以上の乾燥熱風によって再生され再利用される。この乾燥用の熱風は除湿機から送られる乾燥空気を昇温モードで駆動した吸収式ヒートポンプにより約80℃の温水から120℃の熱風を生成する空気再生システムの開発を担っている。空気再生システムの開発試験として、80℃レベルの温排水から、蒸気回生システムの吸着材の再生に必要な120℃以上の乾燥空気を生成し、また吸着材の予熱に利用可能な100-115℃レベルの蒸気を同時生成するハイブリッドプロセスの開発を目標とする。本研究開発では、80℃の熱源から120℃以上へのヒートアップを図るために、LiBr/水系吸収式ヒートポンプ（AHP）方式を採用した。平衡論的には120℃以上に昇温することができることを示した。しかし、熱源の温排熱をはじめとする吸収液以外の熱媒体は顕熱変化を利用する熱交換のため、熱交換に伴い熱媒体温度が変化して、AHPの各ユニットを等温操作することができない。さらに、本ヒートアップの目標温度は平衡温度に近いサイクル操作のため、熱交換の平均温度差を十分確保することが困難であるなど、伝熱速度論的には目標達成のために大きな技術的課題発生が想定される。ただし、AHPは冷凍用ヒートポンプとしてすでに実用化されているものの、排熱の昇温モードで駆動するヒートアップ用としての実用化例は、蒸気生成が試みられている程度でまだ極めて限定的である。これに対して、本研究開発では吸収器で乾燥空気との直接熱交換により高温空気を生成する簡易装置の開発に加えて、熱回収型蒸気を同時に生成するハイブリッドプロセスという新たな装置開発を実施する。

1.4 吸収液に関する既往の研究

吸収式ヒートポンプは、吸収液と作動流体のいくつかの組み合わせが提案されているが、アンモニア・水系または臭化リチウム・水系が一般によく用いられている⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾。アンモニア・水系吸収式ヒートポンプは、比較的低温廃熱の利用に向いているが、その高性能化は水とアンモニアを分離する再生器部分の蒸留性能に大きく依存している。一方、現時点で実用化されている後者の臭化リチウム・水系吸収式ヒートポンプの熱源には、100 °C レベル以下の低温廃熱を利用するタイプはまだ少なく、ほとんどは燃料の燃焼による高温ガスが再生器熱源に利用されている。このようなレベルの低温廃熱利用型臭化リチウム・水系吸収式ヒートポンプの利用拡大を図る上で、再生器の熱交換性能と吸収液の吸湿性アップが要求される。

吸収液性能に関しては、水蒸気吸収に伴い吸収液が希釈され平衡蒸気圧が高くなり、吸湿性が低下することが、吸収器性能低減の要因となる。このため、臭化リチウム・水系吸収液に第 3 成分を添加剤として混合させることにより、吸湿性増大や蒸気吸収に伴う希釈熱低減を図る研究が行われている⁽¹¹⁾⁽¹²⁾⁽¹³⁾⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾。

これらに対して Itaya et al. (2010) は、吸収液に吸着剤微粒子を分散したスラリーを吸収液に利用する方式を提案されている⁽¹⁶⁾。吸収液に吸着剤を分散した場合、溶質である LiBr が吸着剤に吸脱着する効果により、蒸気吸収に伴う溶液濃度低減に伴う吸湿性能低下を抑制できることを報告されている。著者らは、このような方式を検討する過程で、吸収液が過飽和に達すると吸着剤が結晶核のような作用で、微細な LiBr 結晶が析出することを見出した。この過飽和微細結晶スラリーを利用すると、吸収過程においてこの結晶の溶解で吸着剤の吸脱着効果以上の希釈低減効果が得られると考えられる。

過飽和溶液には、結晶核がなければ結晶生成しない準安定領域の存在が知られている。これは溶解度曲線以上かつ過溶解度曲線以下の領域にある。これまで、低過飽和溶液の結晶生成方法がいくつか提案されている。例えば、通常では核発生しない低過飽和溶液に、種結晶を添加して結晶成長させる方法⁽¹⁷⁾、超音波やレーザーを照射することにより結晶核を誘発する研究⁽¹⁸⁾⁽¹⁹⁾⁽²⁰⁾などが見受けられ、適切な条件で操作することで、低過飽和溶液からも結晶核が発生することが報告されている。

一方、吸収液中に吸着剤を分散した場合には、細孔内に臭化リチウムが微細な結晶状態で

吸着されると考えられ、これが結晶核となり液相が準安定領域でも吸着剤周りに結晶成長が生じると考えられる。実際に吸着剤を添加しない場合には、高過飽和状態に達して初めて急速に結晶成長するため、大きな結晶が生成する。吸着剤粒子有無による LiBr 過飽和結晶を図 1-2 に示す。

1.5 本研究の概要

本研究では、空気再生システムの開発を実機に適用することを念頭におき、ベンチスケール実験装置とラボ試験装置による実験と解析の両面より検討して、その特性を明らかにすることを目的としており、本論文は7章より構成されている。

第1章では、本章でもある序論であり、研究の背景、関連する従来の研究の動向および本研究の概要について述べている。

第2章では、まず AHP の空気単独加温の特性を調べるため、低圧蒸気の生成をおこなわず吸収器の伝熱特性の評価とシステム特性の評価を中心に検討する。

第3章では、AHP の空気および低圧蒸気同時生成時の特性を調べるため、蒸発器2および吸収器の伝熱特性とシステム特性を中心に検討する。

第4章では、AHP の空気再生システムはスパイラル状の伝熱管が多管で配置されており単管においての特性を確認することが難しい。また吸収器内のこのような熱・物質移動のメカニズムや液膜と空気の間における総括熱伝達係数を求めるための温度差を明確に定義することは十分に解明されていない。そこで、ベンチスケール吸収式ヒートポンプの性能把握を改善するための基礎研究として、伝熱管である銅製スパイラル単管の伝熱試験を行い伝熱管の熱・物質移動特性を把握する研究を行い、また平滑管での伝熱実験も行いスパイラル管との比較を行う。

第5章では、LiBr-H₂O 系吸収液に吸着剤微粒子を分散させることにより生成する微細な過飽和結晶スラリーの特性を明らかにするために、まず微細結晶の粒度分布および結晶スラリーの粘度等の物性計測を行う。また、このようなスラリーを吸収式ヒートポンプに応

用するうえで、重要な要因となる伝熱性能について液膜伝熱実験を行うとともに、LiBr 結晶の溶解効果による吸収液濃度変化の抑制ならびに水蒸気吸収性能低下抑制効果を、熱・物質移動モデル解析に基づき基礎的観点から定量的評価を行う。

第 6 章では、吸収器のラボ試験装置によって LiBr 微細結晶スラリーの粒度分布及び臭化リチウム/水 AHP における蒸気吸収性能向上のためのスラリーの有効性を検討する。

第 7 章にて本論文の結論を示す。

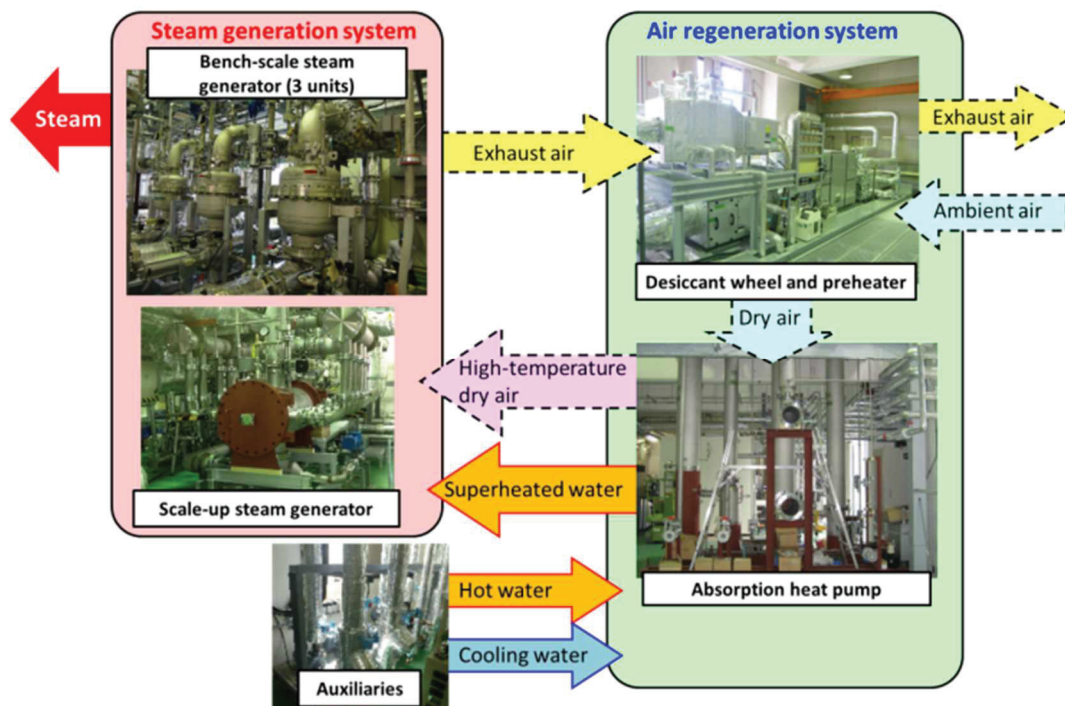


Fig. 1-1 Schematic of system flow of bench-scale experiment ⁽⁶⁾



(a) Fine particle slurry of LiBr



(b) LiBr crystal lump grown

Fig. 1-2 Pictures of supersaturated crystal

第2章 AHPの空気単独加温の特性評価

廃熱水（80℃）を回収し、水-ゼオライト系吸着ヒートポンプ⁽⁶⁾を用いて 150℃以上の蒸気を発生させる新しい蒸気発生システムが提案されている。システムの性能はベンチスケールシステム⁽⁸⁾で評価されている。このシステムは、水蒸気発生段階において水をゼオライトに直接接触させ、高温の圧縮蒸気を生成する。また、このシステムは、再生工程における効率的な加熱によって脱着時間を短縮するために、高温な空気によってゼオライト床を直接乾燥させる。しかし、水で飽和したゼオライトを十分に再生するためには、120℃以上の乾燥空気が必要である。

本章では、AHPの空気単独加温の特性を調べるため、低圧蒸気の生成をおこなわず吸収器の伝熱特性の評価とシステム特性の評価を中心に検討する。

2.1 実験および測定方法

2.1.1 装置概要

空気単独加温の実験装置のフローシートを図 2-1、実験装置の外観写真を図 2-2 に示す。AHP システムの主要な構成は、蒸発器、吸収器、再生器、凝縮器の各ユニットと、溶液熱交換器、溶液ポンプおよび送水ポンプから成っている。再生器内で濃縮された溶液は、溶液ポンプによって溶液熱交換器にて熱交換した後、吸収器に流入する。吸収器では、垂直管内の内壁に沿って流下した濃縮溶液は、蒸発器にて生成した水蒸気の吸収による希釈熱と凝縮熱により流下される間に昇温される。空気は吸収器の伝熱管の管外側を向流で流通し、高温になった吸収液と空気の熱交換によって加温される。水蒸気の吸収によって希釈された吸収液は、まだ高温の熱を回収するために溶液熱交換器を經由して再生器に流入する。再生器では、吸収液は、伝熱管の内壁面を液膜で流下し、伝熱管外側から 80℃レベルの温水によって加熱され、水蒸気の蒸発によって流下する間に濃縮する。蒸発した水蒸

気は凝縮器へ移動し、内部に供給された冷却水によって伝熱管の外表面上にて凝縮する。凝縮器内の水はポンプにて蒸発器へと移送される。AHP システムの伝熱管仕様および伝熱管の写真を、それぞれ表 2-1、図 2-3 に示す。AHP システムの各ユニット熱交換部分の有効高さは、ユニットにより 4350～5500 mm である。各機器の上部構造を図 2-4 に示す。吸収式ヒートポンプ（AHP）の主要な関係式を表 2-2 に示す。

2.1.2 実験方法

実験は、AHP の運転を連続的に行ない、各装置の入口および出口の流体温度と入口の流量を所定の間隔でデータロガーに記録しつつ測定し、定常状態を十分に達成したことを確認した。吸収液の LiBr 濃度は、吸収器の入口および出口でサンプリングして、赤外線湿度計(島津製作所 MOC-120H)で計測した。吸収液のサンプリングは、溶液移送配管からの抜き取り部分を図 2-5 に示すように、バルブを 2 個取り付け、バルブ間を真空ポンプで減圧とし、吸収液移送管近傍のバルブを一旦開き、バルブ間の配管内に吸収液が流入後、吸収液移送管近傍のバルブを閉めることで、真空リークを防ぎ溶液を抜き取る。

2.2 吸収器の熱伝達率の既往の計算方法

吸収器の伝熱速度を試算するための対流熱伝達率などの各パラメータは、一般の工業用多管式熱交換器設計で慣例的に採用されている方法によった。以下にその概略を示す。

空気へ伝達される伝熱速度 \dot{Q}_A は、熱通過率（総括伝熱係数） U_A 、対数平均温度差 ΔT_A により次の式で表される。

$$\begin{aligned}\dot{Q}_A &= C_{PA} G_{AA} (T_{AA2} - T_{AA1}) \\ &= U_A A_A \Delta T_A\end{aligned}\tag{2-1}$$

ここで、伝熱面積 $A_A = \pi D_{A1} L_A N_A$ であり、 \dot{Q}_A と ΔT_A は表 2-3 で定義した。

管束を流れる空気の Re 数は次式で与えられる。

$$Re_a = D_{A0} G_c / \mu_a\tag{2-2}$$

ここで、 D_{Ao} は伝熱管外径、 G_c は管束を流れる最大質量速度、 μ_a は空気の粘度である。

一方、 U_A は管内の吸収液の熱伝達係数 h_s と管外の空気の対流熱伝達率 h_A と伝熱管の熱伝導率 K との関係より次式で与えられる。

$$\frac{1}{U_A} = \frac{1}{h_A} + \frac{t_A}{\kappa} \frac{D_{Ao}}{D_m} + \frac{1}{h_s} \frac{D_{Ao}}{D_{Ai}} \quad (2-3)$$

ここで、 t_A は伝熱管の厚み、 D_{Ao} は伝熱管外径、 D_{Ai} は伝熱管内径、 D_m は伝熱管の対数平均径である。

伝熱管群を流通する管外壁-空気間の対流熱伝達率 h_A は、Bell の方法⁽²¹⁾により推算することができる。

$$h_A = F_{fh} j_h (C_o G_c) (Pr)^{-2/3} (\mu_{Ao} / \mu_w)^{0.14} (\phi_{\xi_h}^{\xi} / X) F_g \quad (2-4)$$

ここで、 F_{fh} は管の種類による係数で、ここで用いた伝熱管はスパイラル管であるが平滑管で近似して、 $F_{fh}=1.0$ とした。伝熱因子 j_h は Re_a 数の関数として、以下の式で表される。

$$j_h = 0.35 Re_a^{-0.39} \quad (Re=600 \sim 10000) \quad (2-5)$$

胴と管束との間を通る流れによる補正係数 ξ_h は以下の式で与えられる。

$$\xi_h = \exp[-1.25 F_{BP} (1 - \sqrt[3]{2N_s / N_c})] \quad (2-6)$$

ここで、 F_{BP} は熱交換器の中心線に最も近い管列における、管束と胴内径との間隙の流路面積 S_d と直交流路面積 S_c との比、 N_s はバイパス防止板の数、 N_c は直交流れの範囲における縮流部の数である。

式(2-3)中の邪魔板切欠部を通る流れによる補正係数 ϕ は、以下の式で表される。

$$\phi = 1.0 - r + 0.524 r^{0.32} (S_c / S_b)^{0.03} \quad (2-7)$$

ここで、 S_b は邪魔板切欠部の流路面積である。また、邪魔板切欠部での伝熱面積に対する比 r は、次式で表される。

$$r = 2 n_{wl} / N_t \quad (2-8)$$

ここで、 n_{wl} は邪魔板切欠部に存在する管本数、 N_t は伝熱管の全本数である。

空気の粘度 μ_{A0} と管壁温度における空気の粘度 μ_w がほぼ等しいとすると、次式のようになる。

$$(\mu_{A0} / \mu_w)^{0.14} = 1.0 \quad (2-9)$$

管列数による補正係数 X は、 Re の値により、以下のように与えることができる。ここで、 N_c' は熱交換器の胴側を流体が流れる流路の縮流の全有効数である。

$$Re=100\sim 2000 : X = 1.0 \quad (2-10)$$

$Re>2000$: 表 2-4

邪魔板と胴内壁との間隙流れおよび邪魔板の管穴と伝熱管外との間隙流れによる補正係数 F_g は、以下の式で表される。

$$F_g = 1 - \frac{\alpha(S_{TB} + 2S_{SB})}{S_L} \quad (2-11)$$

ここで、 S_{TB} は邪魔板の管穴と伝熱管外との間隙面積、 S_{SB} は邪魔板と胴内壁との間の間隙面積、 S_L は間隙面積の総計である。 α は S_L/S_C の関数として、次式より求められる係数である。

$$0.1 < \frac{S_L}{S_C} < 0.8 : \alpha = 0.10 + 0.45 \frac{S_L}{S_C} \quad (2-12)$$

$$\frac{S_L}{S_C} < 0.1 : \alpha = 0.442 \left(\frac{S_L}{S_C} \right)^{1/2} \quad (2-13)$$

吸収液の熱伝達係数 h_s は、嚴らの相関式⁽²²⁾で求めることができる。嚴らは垂直円管内を流下するLiBr水溶液による吸収について、流入状態が過冷却の場合で膜 Re 数が35～130の層流の範囲で次の相関式を用いて整理している。

$$\begin{aligned} Nu &= 0.934 Re^{-0.25} (T_1/T_{A1})^{-1.3} \\ &= h_s \frac{L_s}{k_s} = h_s \left(\frac{\mu_s^2}{k_s^3 \rho_s^2 g} \right)^{1/3} \end{aligned} \quad (2-14)$$

ただし、 T_1 は平均濃度における飽和の吸収液温度とする。膜 Re 数は、次式で求める。

$$Re = 4\Gamma_s/\mu_s \quad (2-15)$$

ここで、各パラメータで用いる物性値は溶液入口出口の温度、濃度の平均値から計算し、文献⁽²³⁾⁽²⁴⁾⁽²⁵⁾を参考とした。

2.3 結果と考察

2.3.1 吸収器での高温空気加熱特性

温水の温度 80 °C，質量流量 9.9 kg/s，冷却水の温度 15 °C，質量流量 7.2 kg/s としたときの AHP システムの各温度と空気の質量流量の経時変化を図 2-6 に示す。空気の質量流量は 0.253 kg/s を基準として，運転中に 0.08-0.5 kg/s の範囲で変化させた。空気流量がステップ的に変化してから，約 20～30 分程度で出口空気温度が安定的に定常状態に達した。図 2-6 の(a)点での各機器の入口，出口の計測値を表 2-2 に示す。

また本試験の空気流量範囲では，出口空気温度は 120 °C以上となり，流量が低下するとやや温度が上昇する傾向が見受けられた。空気の出口温度は、蒸発器の入口の温水温度に強く影響され，温水温度を 80 °Cから 85 °Cにあげると空気温度は 124 °Cから 131 °Cに上昇することが確認された。図 2-7 に溶液サイクルを記した Dühring 線図を示す。空気の出口温度は，空気入口の温度と 0.08-0.5 kg/s の範囲の空気の質量流量の影響をほとんど受けていない。このことは，平衡蒸気圧の上昇と吸収液濃度の上昇のためと考えられる。

2.3.2 吸収器の熱通過率

図 2-8 に，吸収器の熱通過率への空気のレイノルズ数の影響を示す。図 2-6 の吸収器内伝熱速度を評価するために，(a)～(d)点におけるデータに基づき試算した伝熱管を通しての吸収液-空気間熱通過率と，伝熱管表面-空気間の対流熱伝達率と，2.2 節で概説した既往の推算法から求めた結果との比較を示したものである。熱通過率は， Re_a あるいは空気流速の増加に伴い増加する。このことは，吸収器での冷媒水溶液と空気間の対流熱伝達が，管外壁面の対流熱伝達によって支配されていることを意味する。また，これらの熱伝達率は空気側レイノルズ (Re) 数の関数として表すことができ， Re 数の対数にほぼ比例している。しかし

この比例関係の勾配は、推算値に比べて実験値のほうが大きくなる傾向にあった。これは、本試験で用いた伝熱管がスパイラル管であるのに対し、推算値は平滑管に対する相関関係から求めており、空気流量が増すに従いスパイラル管の伝熱促進効果が顕著になり、空気側の伝熱性能がアップしたためと考えられる。ただし、伝熱機構を厳密に解明し高精度の伝熱評価を可能にする解析手法を確立するためには、今後さらに詳細な検討が必要であるものの、本空気流量範囲では試験結果と推算値の誤差が 30%以内であることから、前述の伝熱速度推算法により経験的にある程度の精度で吸収器の伝熱性能を概算することができ、設計手法として採用しうると考えられる。

2.3.3 吸収器の吸収液側の対流熱伝達率

図 2-9 は、空気質量流量 0.253 kg/s にて一定として、吸収液の流量を変化させ、式 (2-14) および(2-15)によって求めた伝熱管内壁面-吸収液膜間の対流熱伝達率と式(2-1)によって求めた熱通過率を示す。空気側の対流熱伝達率が一定であると仮定すると、熱通過率は吸収液側の膜 Re 数に対して増加傾向にある。一方、吸収液の対流熱伝達率は、吸収液側の膜 Re 数に対する依存性が極めて小さく、1300 W/(m² K) 程度であった。これは、吸収液の液膜が伝熱管内壁面全体に均一に形成されず偏流が生じているためと考えられ、伝熱面積を有効に利用できていないことが想定される。

2.3.4 システム性能評価

AHP システムのエネルギー効率比 (EER) と成績係数 (COP) を表 2-2 の関係式を使って算出する。図 2-6 の(a)~(d)点における EER と COP に対するレイノルズ数の影響を図 2-10 に示す。溶液の移送に使用したポンプの消費電力に基づく EER は、 Re_a の増加に伴い増加し、 Re_a が 3,000 以上で 20 を越える。 COP は熱効率に相当し、総投入エネルギーに基づいている。 COP は、 Re_a が 5,000 以上で 0.3 ぐらいまで高くなった。

温水温度を 85 °C から 87 °C に変化させたときの各温度の経時変化を図 2-11 に示す。熱源の温水温度の影響について先述したように、温水温度が 85 °C から 87 °C に上昇するだけでも空気出口温度が大きく昇温し、130.8 °C に達した。温水温度 87 °C としたときの定常状態における各ユニットの出入口の計測値、交換熱量、成績係数を表 2-5 に示す。吸収器入口

での吸収液濃度は、吸収液濃度が高くサンプリング配管内で LiBr が結晶固化し、採取できなくなるといふトラブルが生じたため、ここでは実測値である吸収器出口での吸収液濃度を基準として、表 2-2 における物質収支が $\dot{M}_{gR} = \dot{M}_{gE}$ となるように推算した。各ユニット出入口の状態から熱収支及び物質収支について検討したところ、再生器における吸収液の熱交換量と温水の熱交換量に若干の差異が認められるものの、それ以外のユニットではおおむね一致していた。再生器での熱交換量の差異は、出入口間での温水の温度差と吸収液濃度が小さいことから、これらの計測精度上の誤差が生じたことが主な原因と考えられる。この結果に基づき、成績係数 COP の試算を行った。熱源からの回収エネルギー基準の COP または熱効率は 0.29 であったが、本来廃棄されていた排熱回収の観点から所用動力として投入したエネルギー基準の EER は 27.7 もの高い値が得られた。

2.3.5 蒸発器への吸収液混入の影響

凝縮水への吸収液の混入は、ヒートポンプ性能の低下に繋がる。そこで、凝縮器内純水への吸収液混入の有無を調べるために、蒸発器側から水をサンプリングし水分計（島津製作所 MOC-120H）で LiBr 濃度を測定したところ、蒸発器内への吸収液の混入が認められた。このような吸収液混入が、蒸発器から吸収器へ移動する水蒸気温度に与える影響を検討するために、蒸発器の吸収液濃度に対して発生蒸気温度をプロットした結果を図 2-12 に示す。図中には吸収液濃度と沸点上昇度の関係も併示した。ただし、沸点上昇度 Δt_B は、佐古らの相関式⁽⁶⁾から次式で求めた。

$$\Delta t_B = (B_0 + B_1 m + B_2 m^2 + B_3 m^3) / \left\{ \log P - (A_0 + A_1 m + A_2 m^2 + A_3 m^3) \right\} - B_0 / (\log P - A_0) \quad (2-16)$$

ここで、各パラメータは文献⁽²³⁾⁽²⁴⁾⁽²⁵⁾によった。蒸発器と吸収器の蒸発温度の測定点は、図 2-13 に示す。蒸発器への吸収液濃度が高くなるに従い、発生蒸気温度 TG06, TG07 が低下することがわかった。今後の課題として、蒸気吸収による吸収液温度を高くしてヒートアップ温度の高温化を図るためには、凝縮器や蒸発器には吸収液の混入を極力抑制する必要がある。

2.3.6 蒸発器への混入のメカニズム

再生器で発生した水蒸気は凝縮器に流入し、凝縮され水となる。再生器のフラッシュ室に取り付けたワイヤメッシュデミスタの分離効率について検討を行った⁽²⁷⁾。分離効率 E_0 は、式(2-17)で表される。分離効率の検討条件を表 2-6、デミスター仕様を表 2-7、デミスター設置状況を図 2-14 に示す。ワイヤメッシュデミスタの分離効率が低いことから、吸収液のミストが凝縮器内に混入した後、蒸発器内に混入したと考えられる。今後の対策としては、デミスターの厚みを厚くすることで解決が可能である。

$$\begin{aligned} E_0 &= 1 - (1 - K_3 E_M)^N \\ &= 0.482 \end{aligned} \quad (2-17)$$

2.3.7 吸収器の蒸気導入板の隙間の影響

吸収器上部の蒸気導入板の構造を図 2-15 に示す。吸収器の蒸気導入板の隙間の影響を表 2-8 に示す。蒸気導入板と伝熱管との隙間を (b) のように 3 mm～4 mm と広くした場合には、吸収器下部の吸収液温度が高いにもかかわらず、空気出口の温度の低下が顕著である。これは、隙間を広げることで、すべての伝熱管に均一に吸収液が流下せず、伝熱面積を有効に活用されずに吸収器下部に吸収液が高温のまま流下したためであると考えられる。以上のことから、吸収器の性能向上のためには、吸収液を全伝熱管に均一に流下させる吸収器上部の蒸気導入板が重要となる。

2.3.8 装置の自動運転の検証

タイマー部分を手動で自由に設定できるようにするために、図 2-16 のようなシーケンスを考え、手動運転においてタイマーの設定時間を検討した。温排水ポンプ運転後、温度が定常に至るまでの時間から、タイマーを 20 分に決定した。また、装置起動時は、吸収液が結晶化しない濃度であるため、吸収液の濃縮操作が必要となる。溶液移送ポンプ 11-11、溶液移送ポンプ 11-12 運転後の溶液の濃縮に要する時間から、タイマーを 5 分に決定した。運行データの一例を図 2-17 に示す。空気出口温度の経時変化から、定常操作に至るまでに装置起動から約 1 時間要することが分かる。また、定常運転時にも安定した自動運転が可能であることが確認できた。

2.4 本章のまとめ

空気再生システムの開発を目的として、ベンチスケール試験装置を製作し、空気加熱特性評価を行った。得られた主な知見は以下のとおりである。

1. 空気風量 $1200 \text{ Nm}^3/\text{h}$, 冷却水温度 15.7°C にて、温水温度を 85°C から 87°C に上げることで空気出口温度が大きく上昇することを確認し、 130.8°C まで昇温させることができた。
2. 上記の条件における熱源からの回収エネルギー基準の *COP* または熱効率は 0.29 であったが、本来廃棄されていた排熱回収の観点から所用動力として投入したエネルギー基準の *EER* は 27.7 もの高い値が得られた。
3. 吸収器の空気側熱伝達係数は、Bell の方法を用いて、推算が可能である。スパイラル管の伝熱管により、空気側の伝熱性能の向上が図れた。
4. 蒸発器への吸収液の混入メカニズムが、再生器⇒凝縮器の蒸気中に吸収液のミストの同伴によって凝縮器に混入し、凝縮器⇒蒸発器へ冷媒移送によって起こっていることを明らかにした。システム性能向上のために、吸収液ミスト対策が必要であることがわかった。
5. シーケンスにより、装置を起動時、定常状態時にも安定して自動運転が可能であることが確認できた。

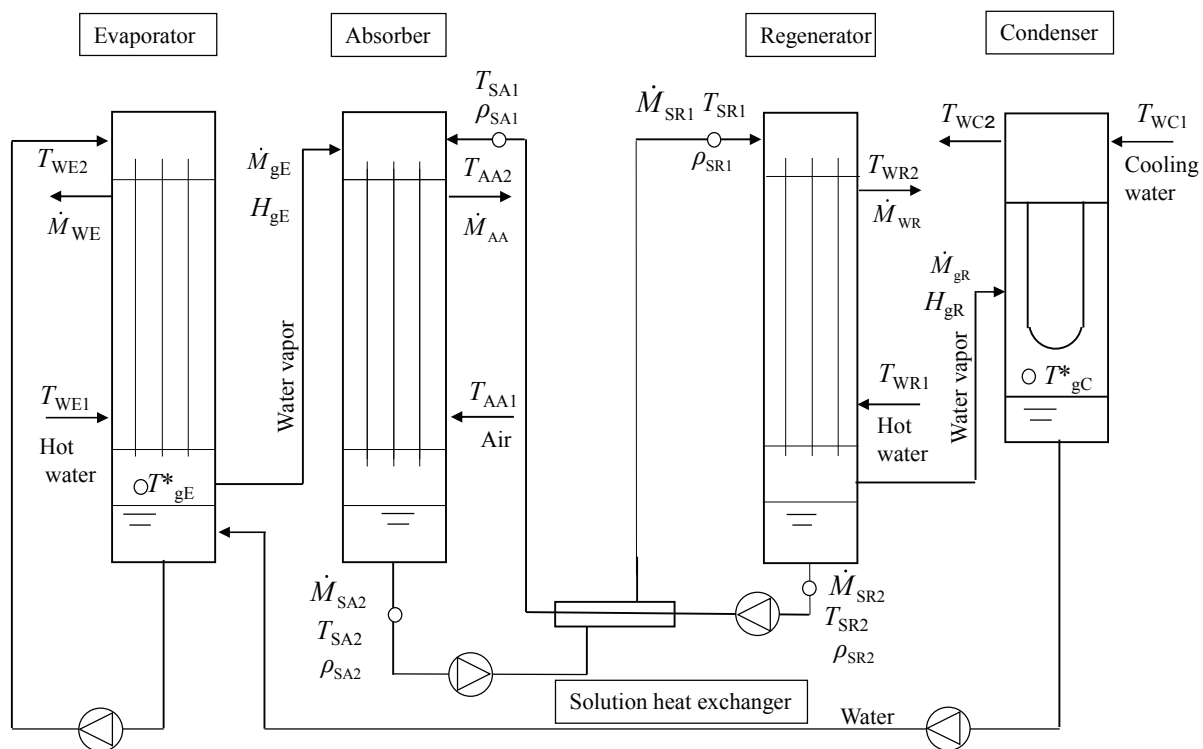


Fig. 2-1 Cycle flow of experimental apparatus

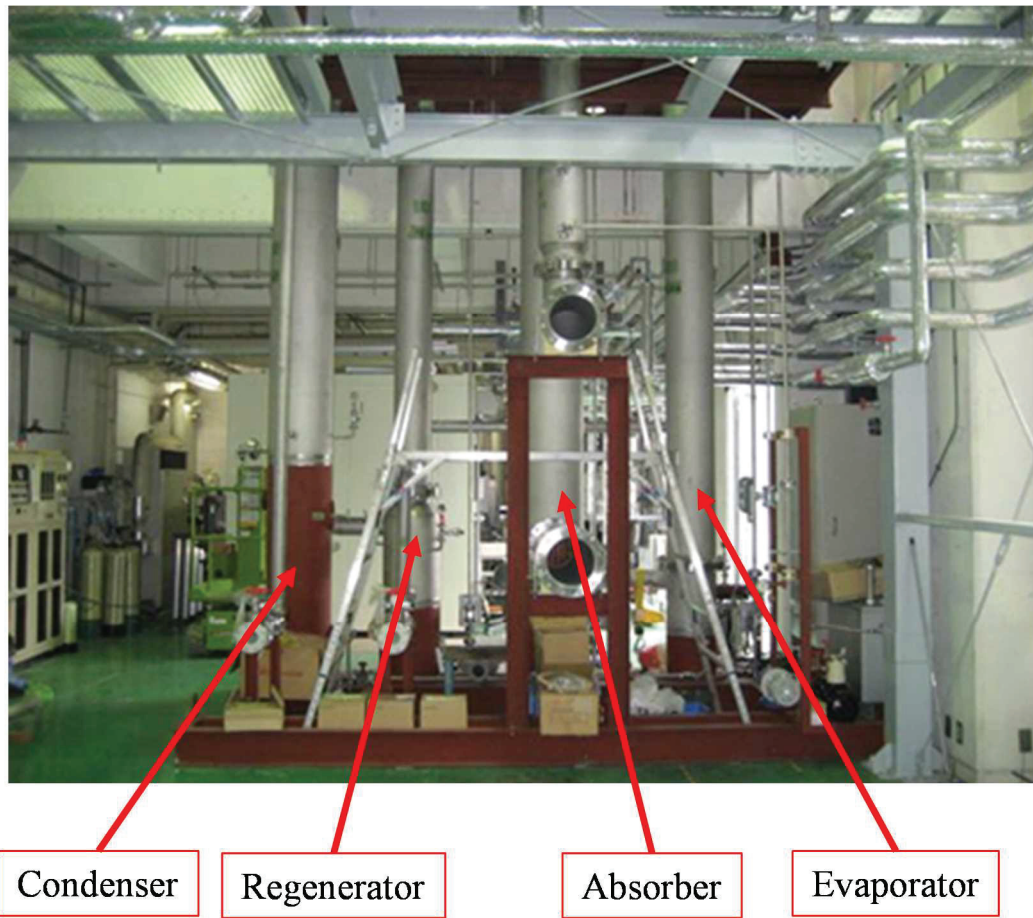
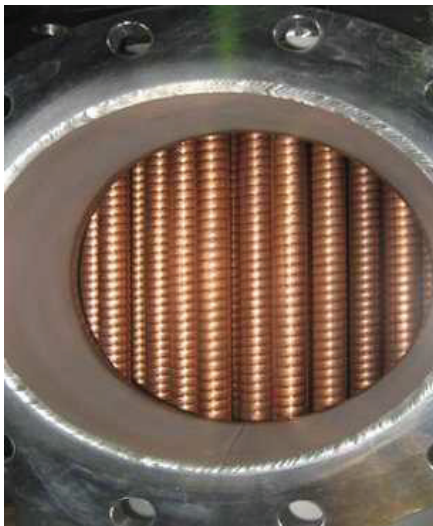


Fig. 2-2 Experimental apparatus



(a) Spiral tubes



(b) Bare tubes

Fig. 2-3 Heat transfer tubes of equipment

Table 2.1 Dimensions and shape of tubes in equipment

Element	Evaporator	Absorber	Regenerator	Condenser
Material	copper	Copper	copper	copper
The number of the tubes	74	46	42	91
Length [mm]	4848	4940	4352	5500
Inner diameter [mm]	23	23	23	16.6
Effective heat transfer area [m ²]	25.9	16.4	13.2	26.8
Shape	Vertical spiral tubes	Vertical spiral tubes	Vertical spiral tubes	U-shaped bare tubes

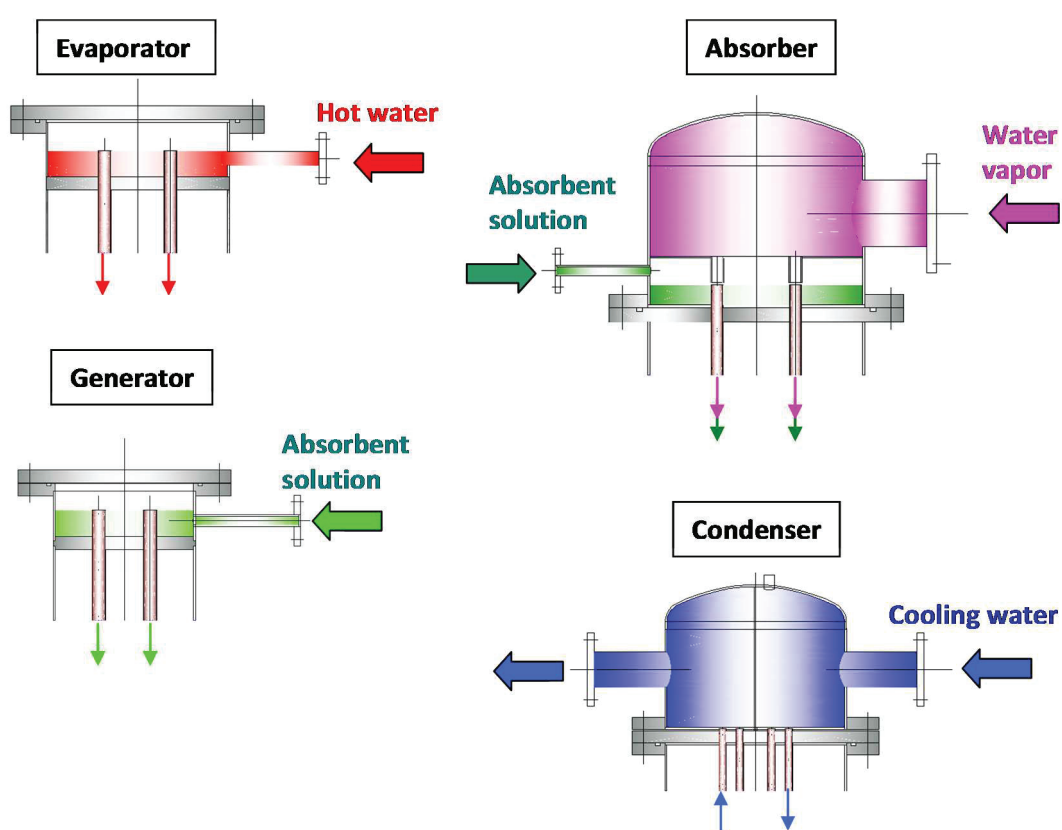


Fig.2-4 Structure of upper of equipment

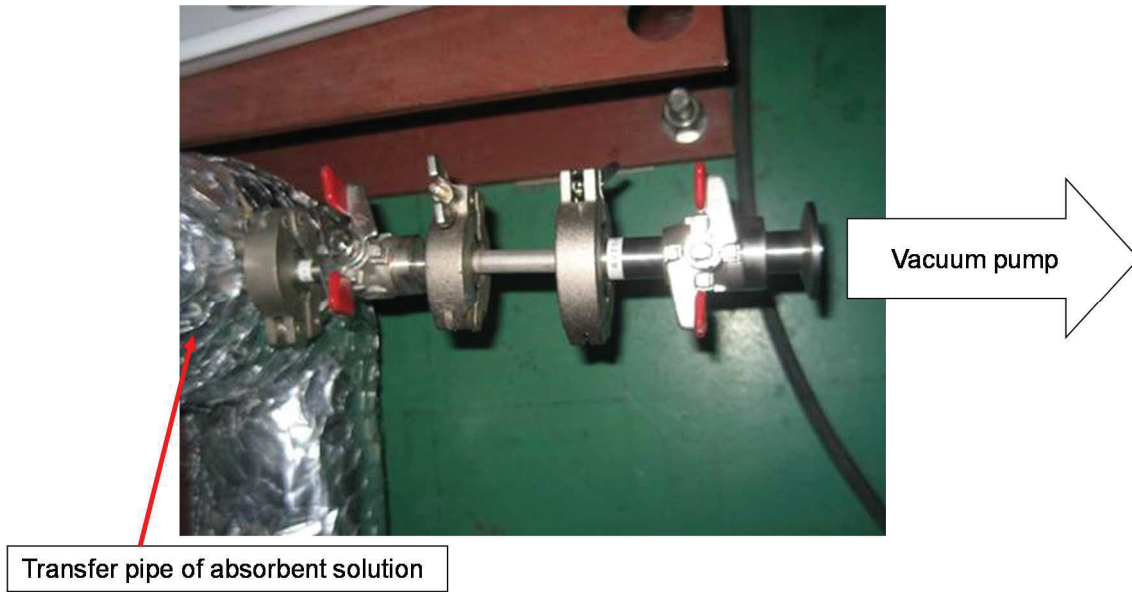


Fig.2-5 Extraction method of absorbent solution from solution transfer pipe

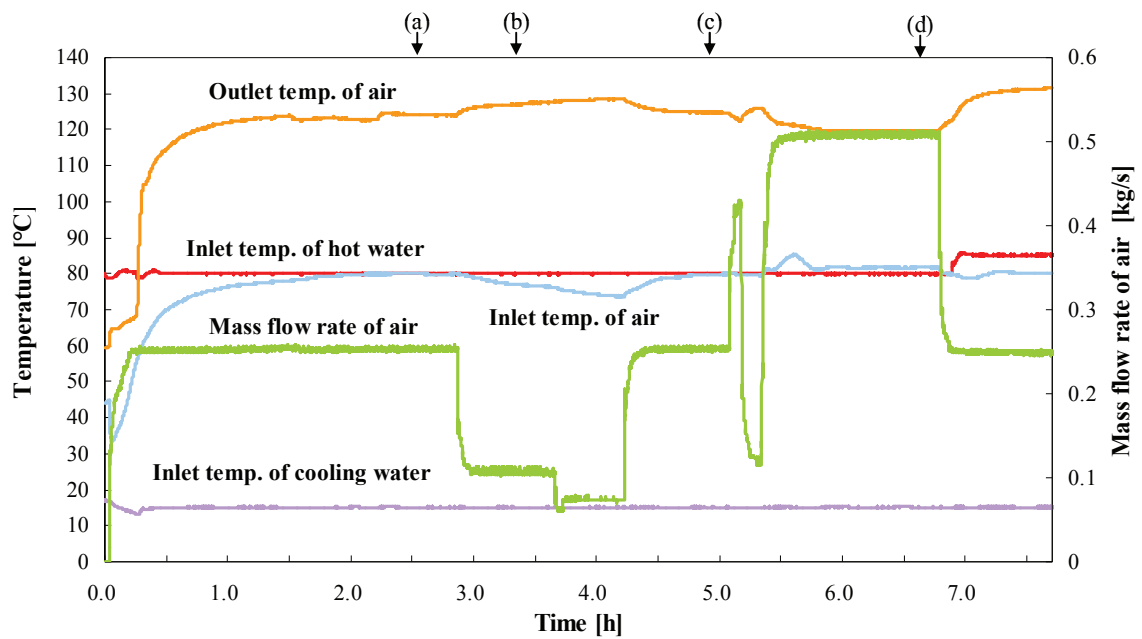


Fig.2-6 Changes of temperatures in AHP system with time

Hot water mass flow rate: 9.9 kg/s

Cooling water mass flow rate: 7.2 kg/s

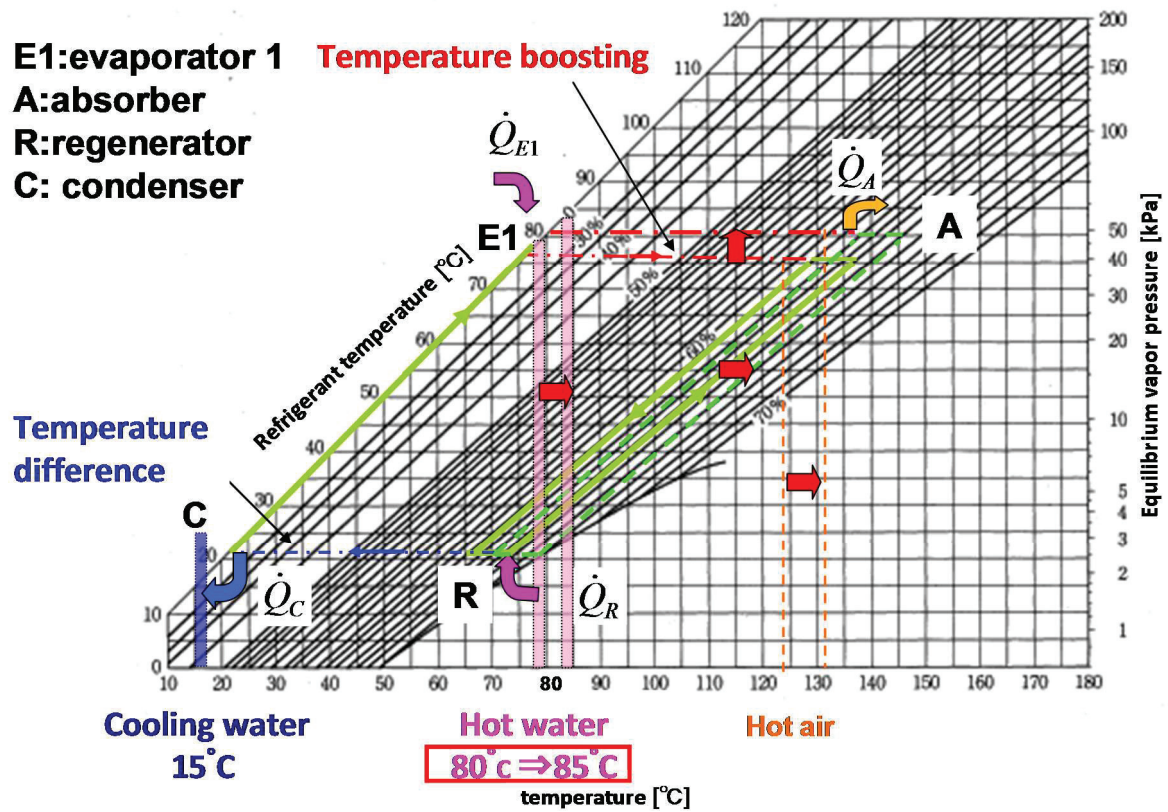


Fig.2-7 Dühring plot for cycle solution

Table 2-2 Measurement value at the inlet and outlet of each device in Fig.2-6 (a)

Evaporator				Absorber					
Hot water		Water vapor		Air		Absorbent solution		Absorbent solution	
T_{WE1} [°C]	79.7	H_{gE} [kJ/kg]	2628.8	T_{AA1} [°C]	80	\dot{M}_{SA1} [kg/s]	0.362	\dot{M}_{SA2} [kg/s]	0.378
T_{WE2} [°C]	78.7	\dot{M}_{gE} [kg/s]	0.0163	T_{AA2} [°C]	124.2	T_{SA1} [°C]	80.7	T_{SA2} [°C]	133.3
\dot{M}_{WE} [kg/s]	9.9	T_{gE}^* [°C]	75.7	\dot{M}_{AA} [kg/s]	0.253	ρ_{SA1} [wt%]	66.2	ρ_{SA2} [wt%]	63.6
Condenser				Regenerator					
Cooling water		Water vapor		Absorbent solution		Absorbent solution		Hot water	
T_{WC1} [°C]	15	H_{gR} [kJ/kg]	2634.8	\dot{M}_{SR1} [kg/s]	0.378	\dot{M}_{SR2} [kg/s]	0.362	T_{WR1} [°C]	80.1
T_{WC2} [°C]	16.6	\dot{M}_{gR} [kg/s]	0.0163	T_{SR1} [°C]	130	T_{SR2} [°C]	78	T_{WR2} [°C]	79.9
\dot{M}_{WC} [kg/s]	7.2	T_{gC}^* [°C]	15.8	ρ_{SR1} [wt%]	63.6	ρ_{SR2} [wt%]	66.2	\dot{M}_{WR} [kg/s]	9.9

Table 2-3 Equations for heat transfer rate, mass balance and effective temperature difference

Heat transfer rate	
Evaporator	$\dot{Q}_E = C_{pw} \dot{M}_{WE} (T_{WE1} - T_{WE2}) \quad \dot{Q}_{E1} = \dot{M}_{gE} (H_{gE} - H_{gC})$
Absorber	$\dot{Q}_A = C_{pA} \dot{M}_{AA} (T_{AA2} - T_{AA1}) \quad \dot{Q}_A = \dot{M}_{gE} (H_{gE} - H_{SA2}) - \dot{M}_{SA1} (H_{SA1} - H_{SA2})$
Regenerator	$\dot{Q}_R = C_{pw} \dot{M}_{WR} (T_{WR1} - T_{WR2}) \quad \dot{Q}_R = \dot{M}_{gR} (H_{gR} - H_{SR1}) + \dot{M}_{SR2} (H_{SR2} - H_{SR1})$
Condenser	$\dot{Q}_C = C_{pw} \dot{M}_{WC} (T_{WC2} - T_{WC1}) \quad \dot{Q}_C = \dot{M}_{gR} (H_{gR} - H_{gC})$
Heat pump	$COP = \dot{Q}_A / (\dot{Q}_E + \dot{Q}_R)$
	$EER = \dot{Q}_A / w$
	w: Input power for pump
Mass balance	
Flow rate	$\dot{M}_{gE} = \dot{M}_{SA2} - \dot{M}_{SA1} \quad \dot{M}_{gR} = \dot{M}_{gE} \quad \dot{M}_{SR2} = \dot{M}_{SA1} \quad \dot{M}_{SR1} = \dot{M}_{SA2}$
Concentration	$\rho_{SA2} = \rho_{SR1} \quad \rho_{SA1} = \rho_{SR2} \quad \dot{M}_{SR2} \cdot \rho_{SR2} = \dot{M}_{SR1} \cdot \rho_{SR1}$
Effective temperature difference	
Evaporator	$\Delta T_E = (T_{WE1} - T_{WE2}) / \ln \{ (T_{WE1} - T_{gE}^*) / (T_{WE2} - T_{gE}^*) \}$
Absorber	$\Delta T_A = \{ (T_{SA1} - T_{AA2}) - (T_{SA2} - T_{AA1}) \} / \ln \{ (T_{SA1} - T_{AA2}) / (T_{SA2} - T_{AA1}) \}$
Regenerator	$\Delta T_R = \{ (T_{WR1} - T_{SR2}) - (T_{WR2} - T_{SR1}) \} / \ln \{ (T_{WR1} - T_{SR2}) / (T_{WR2} - T_{SR1}) \}$
Condenser	$\Delta T_C = (T_{WC2} - T_{WC1}) / \ln \{ (T_{gC}^* - T_{WC1}) / (T_{gC}^* - T_{WC2}) \}$

Table 2-4 Relationship between N_c' and X ($Re > 2000$)

N_c'	1	2	3	4	5	6	7	8
X	0.68	0.70	0.77	0.83	0.86	0.88	0.90	0.91
N_c'	9	10	12	15	18	25	35	72
X	0.92	0.93	0.94	0.95	0.96	0.97	0.98	0.99

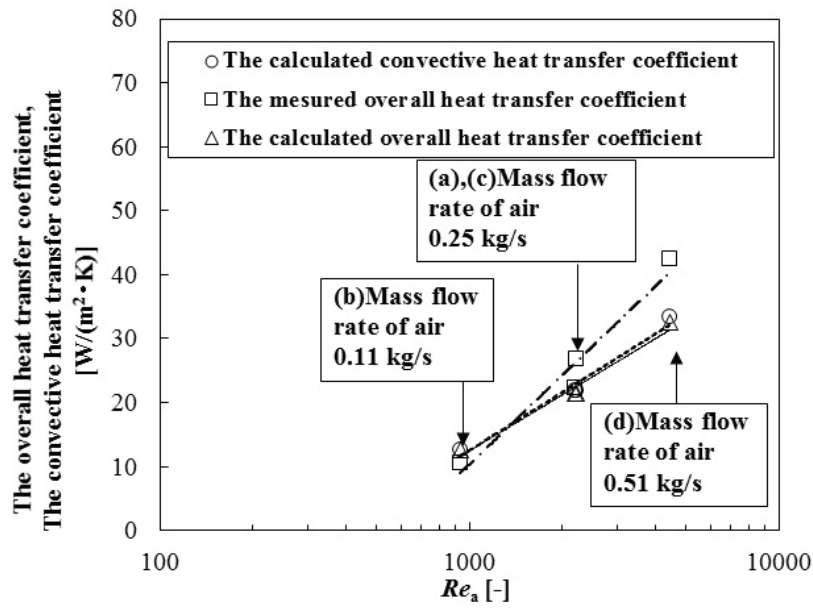


Fig. 2-8 Effect of Reynolds number of air on overall heat transfer coefficient in absorber

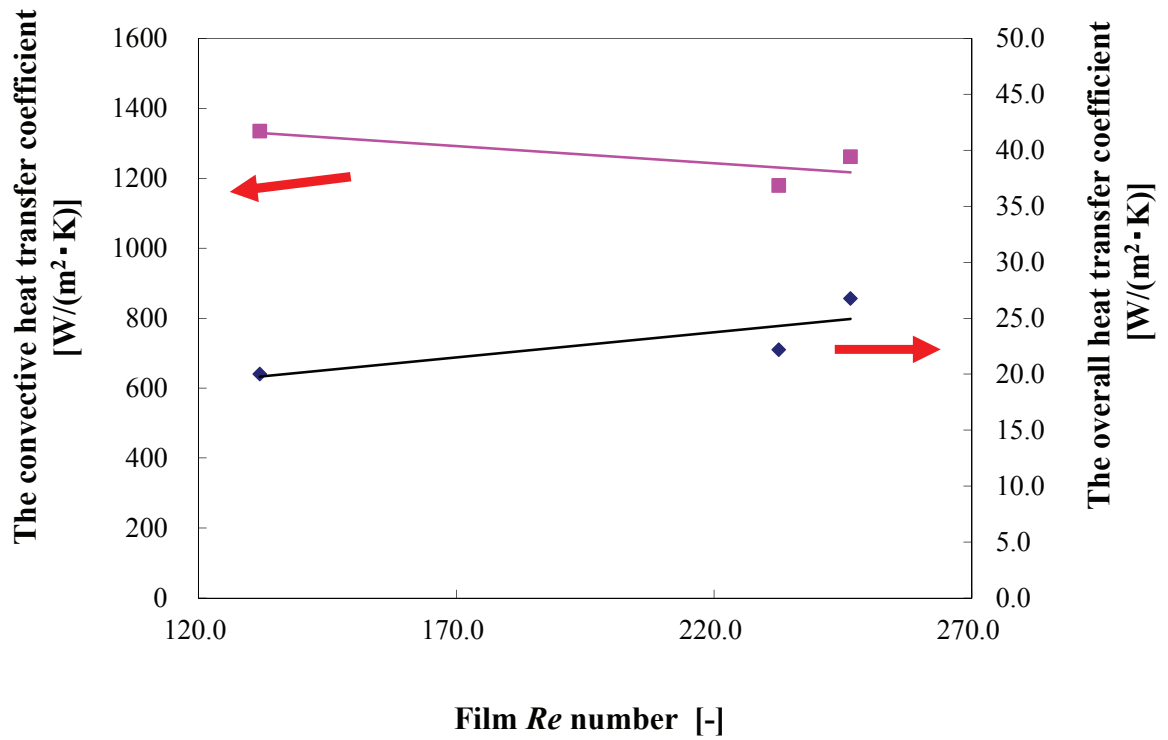


Fig. 2-9 Effect of film Reynolds number of absorbent solution on overall heat transfer coefficient and convective heat transfer coefficient in absorber

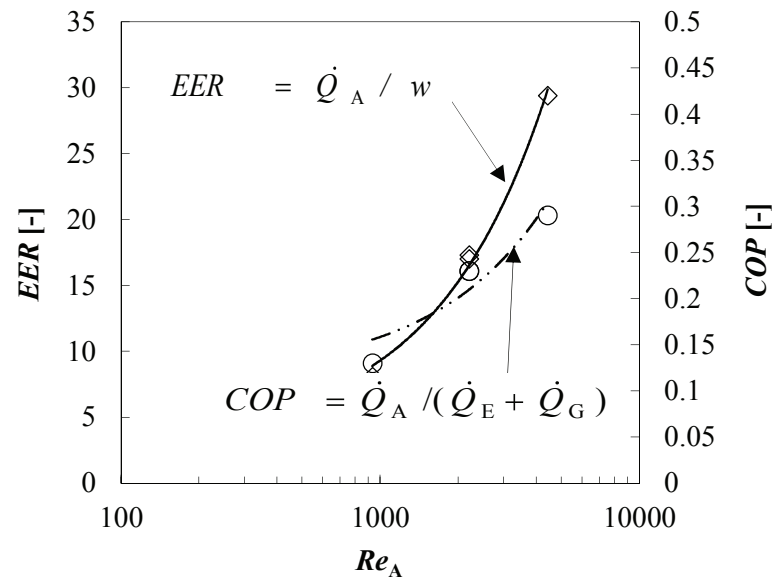


Fig. 2-10 Effect of Reynolds number on EER and COP

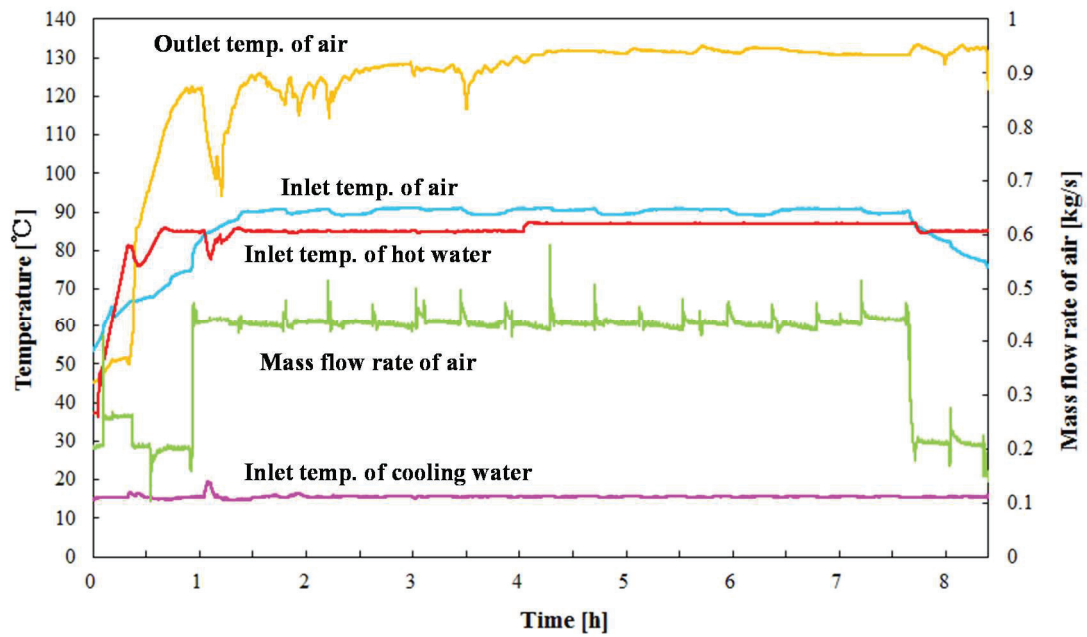


Fig.2-11 Changes of temperatures in AHP system with time

Hot water mass flow rate: 10.3 kg/s

Cooling water mass flow rate: 6.7 kg/s

Table 2-5 Measurement value at the inlet and outlet of each device,

COP and *EER* in AHP system

Evaporator				Absorber			
Hot water		Water vapor		Air		Absorbent solution	
T_{WE1} [°C]	86.6	H_{gE} [kJ/kg]	2645	T_{AA1} [°C]	89.7	\dot{M}_{SA1} [kg/s]	0.360
T_{WE2} [°C]	85.5	\dot{M}_{gE} [kg/s]	0.019	T_{AA2} [°C]	130.8	T_{SA1} [°C]	139.7
\dot{M}_{WE} [kg/s]	10.3	T_{gE}^* [°C]	81.2	\dot{M}_{AA} [kg/s]	0.44	ρ_{SA1} [wt%]	63.9
\dot{Q}_E [kJ/s]	50.0	\dot{Q}_E [kJ/s]	49.7	\dot{Q}_A [kJ/s]	18.4	ρ_{SA2} [wt%]	66.8
				\dot{Q}_A [kJ/s]		18.0	

Regenerator				Condenser			
Absorbent solution		Absorbent solution		Hot water		Cooling water	
\dot{M}_{SR1} [kg/s]	0.341	\dot{M}_{SR2} [kg/s]	0.361	T_{WR1} [°C]	87.0	T_{WC1} [°C]	15.7
T_{SR1} [°C]	84.9	T_{SR2} [°C]	136.7	T_{WR2} [°C]	86.7	T_{WC2} [°C]	17.5
ρ_{SR1} [wt%]	66.8	ρ_{SR2} [wt%]	63.9	\dot{M}_{WR} [kg/s]	10.3	\dot{M}_{WC} [kg/s]	6.7
\dot{Q}_R [kJ/s]	18.3	\dot{Q}_R [kJ/s]	12.9	\dot{Q}_C [kJ/s]	49.8	\dot{Q}_C [kJ/s]	49.7

Heat pump	$COP = \dot{Q}_A / (\dot{Q}_E + \dot{Q}_R)$ = 0.29
	$EER = \dot{Q}_A / w$ = 27.7 w: Input power for pump = 0.665 (kW)

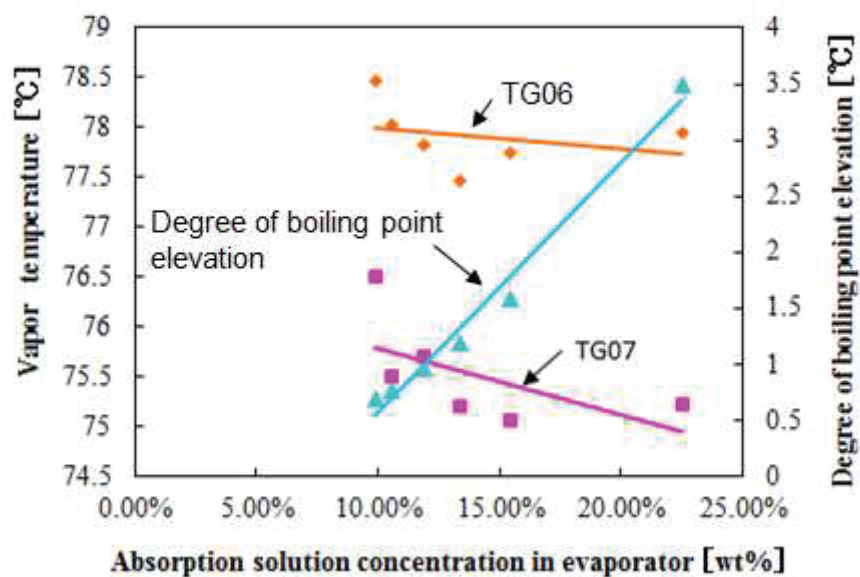


Fig.2-12 Relationship of absorption solution concentration in evaporator, vapor temperature, degree of boiling point elevation

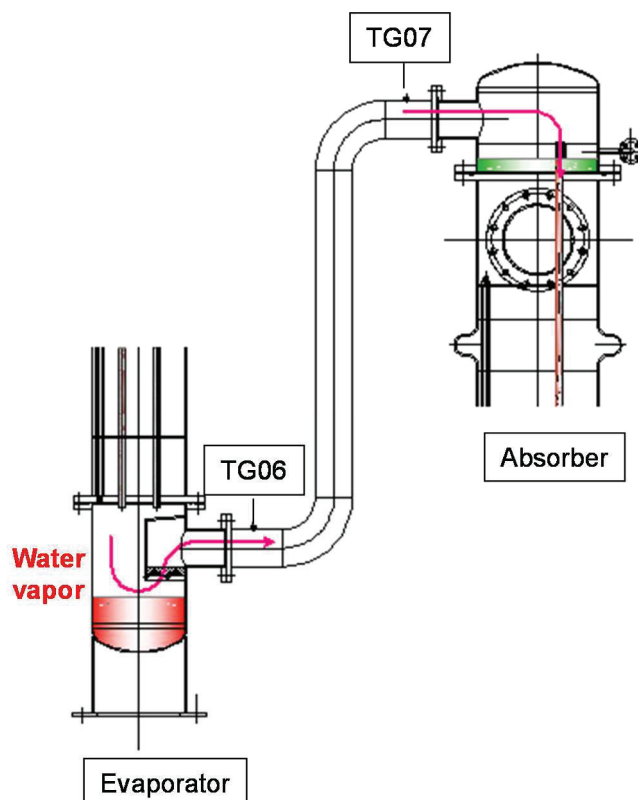


Fig.2-13 Measurement points of water vapor temperature of evaporator and absorber

Table 2-6 Study conditions of separation efficiency

Vapor flow rate	Vapor density	Absorption solution concentration	Absorption solution temperature	Density of mist	Mist diameter d_p
[kg/s]	[kg/m ³]	[wt%]	[°C]	[kg/m ³]	[m]
0.0121	0.242	62.5	75	1736.5	0.000005

Table 2-7 Specification of demister

Style	Material	Diameter of wire [m]	Area of passing portion of demister A [m ²]	Thickness [mm]	Number of layers of wire mesh N [-]	Volume fraction of wire in one layer K_3 [-]
H-style	SUS304	0.00025	0.0187	30	6	0.17

**Fig.2-14** Demister mounting situation

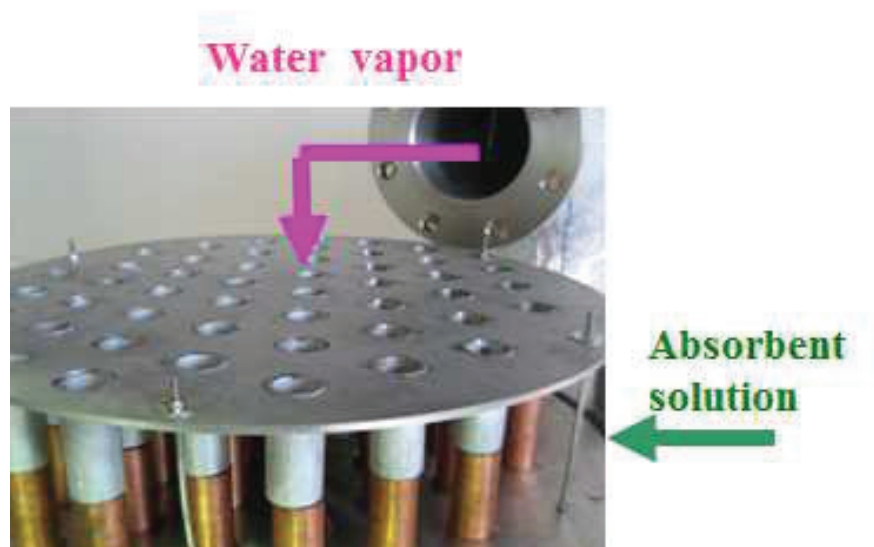
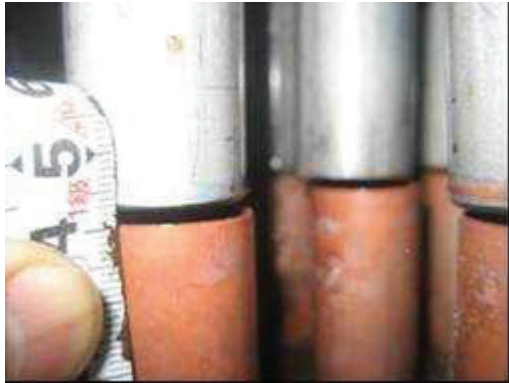

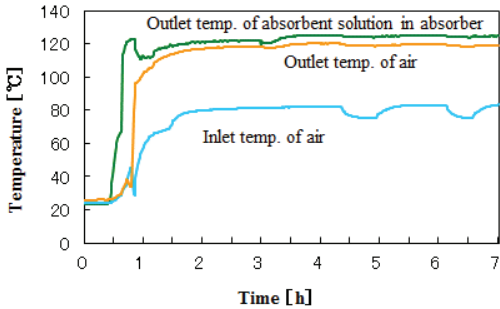
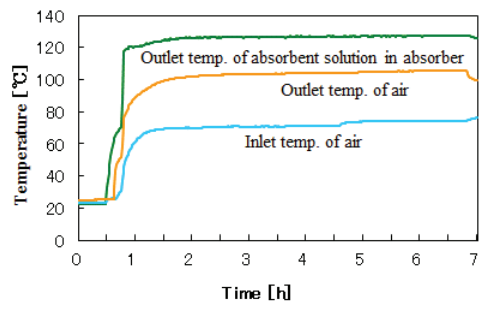
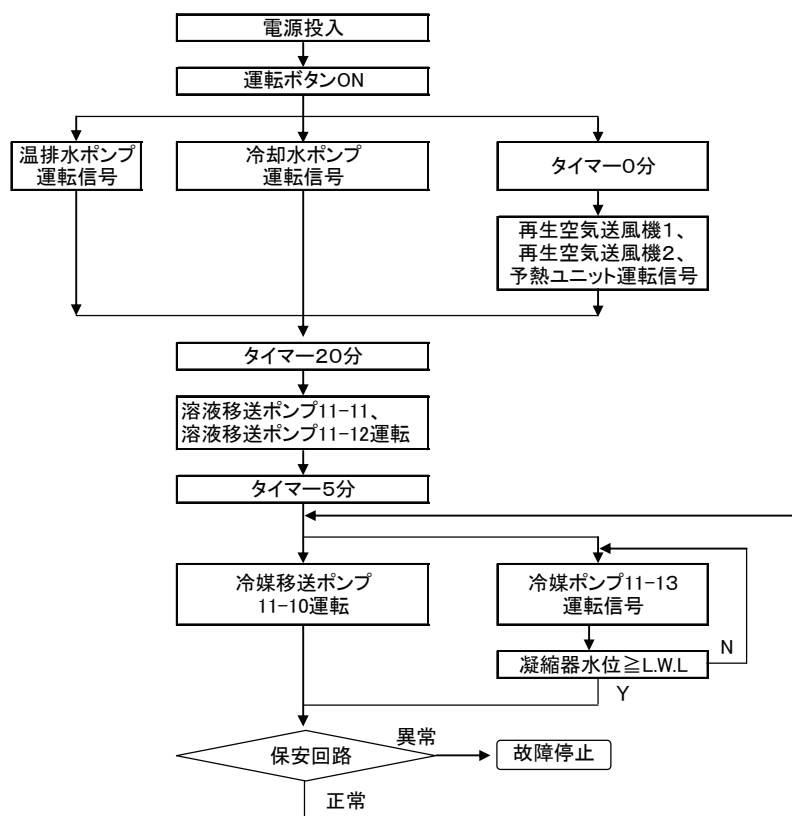


Fig.2-15 Structure of vapor introduction plate in the upper part of absorber

Table 2-8 Effect of clearance of vapor introduction plate and heat transfer tube

<p>(a) clearance of vapor introduction plate and heat transfer tube About 0.5-2 mm</p>	<p>(b) clearance of vapor introduction plate and heat transfer tube About 3-4 mm</p>
	
 <p>Air mass flow rate: 0.377 kg/s Hot water temp.:80 °C Hot water mass flow rate: 10.4 kg/s Cooling water temp.:14.9 °C Cooling water mass flow rate: 10.4 kg/s</p>	 <p>Air mass flow rate: 0.377 kg/s Hot water temp.:80.1 °C Hot water mass flow rate: 10.4 kg/s Cooling water temp.:15.2 °C Cooling water mass flow rate: 8.4 kg/s</p>



保安装置

エラーコード	保安装置種類
ER01	吸収器高温(150℃設定)
ER02	再生器高温(150℃設定)
ER03	冷媒移送ポンプ11-10過電流
ER04	溶液移送ポンプ11-11過電流
ER05	溶液移送ポンプ11-12過電流
ER06	冷媒移送ポンプ11-13過電流

Fig.2-16 Start-up flow chart

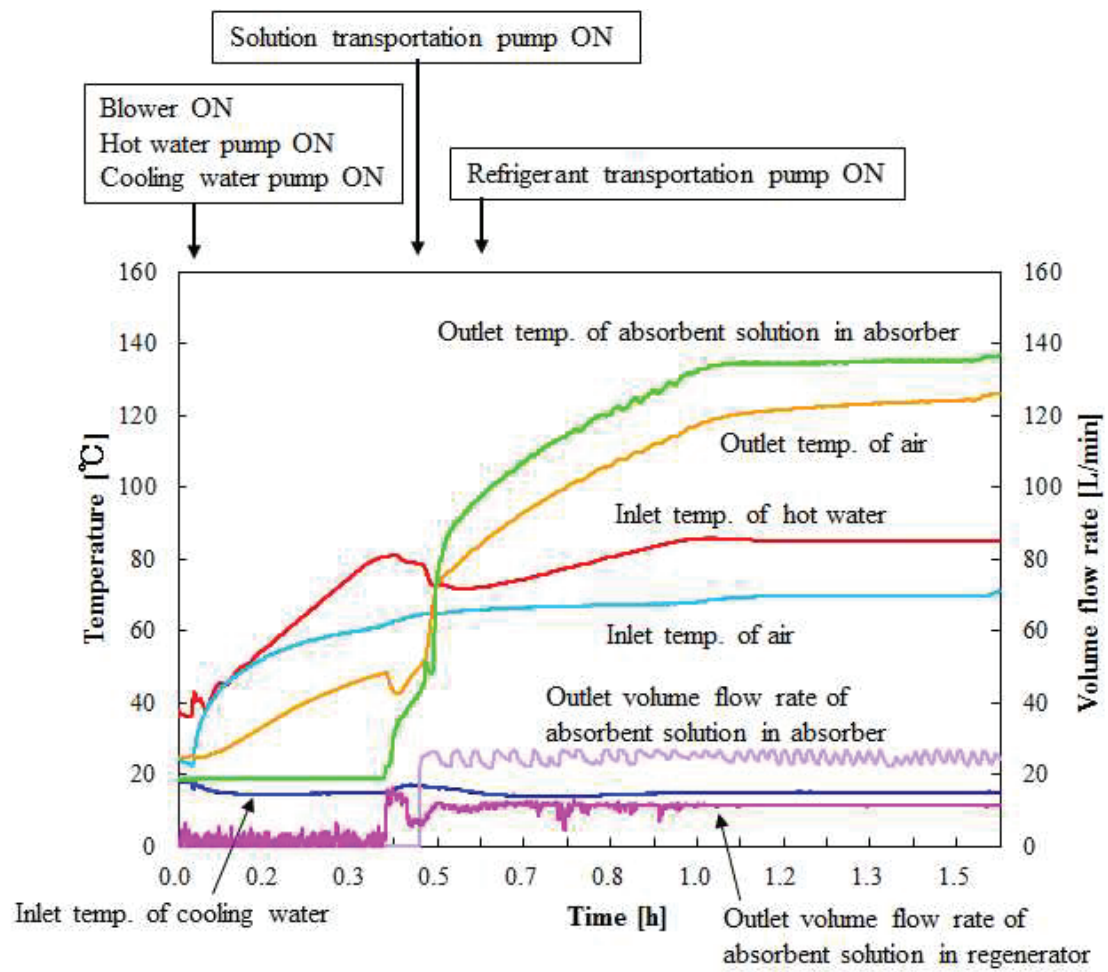


Fig.2-17 Operation data of Start-up

記号

A	=	heat transfer surface area	[m ²]
COP	=	coefficient of performance	[-]
C_p	=	specific heat	[J/(kg·K)]
D_o	=	outside diameter of tube	[m]
EER	=	energy efficiency ratio	[-]
F_{fh}	=	correction factor for types of tubes	[-]
F_g	=	correction factor of the flow through the baffle-to-tubehole gaps in the baffles and through the annular gap between the shell and the baffle edge	[-]
G_c	=	mass flux of air	[kg/(m ² ·s)]
g	=	gravity	[m/s ²]
H	=	specific enthalpy	[J/kg]
h	=	heat transfer coefficient	[W/m ² ·K]
j_h	=	heat transfer factor at the appropriate Reynolds number	[-]
k	=	thermal conductivity	[W/m·K]
\dot{M}	=	mass flow rate	[kg/s]
N_b	=	number of baffles	[-]
N_c	=	number of tube rows crossed between baffle tips in one baffle section	[-]
N_c'	=	total number of tube rows crossed by the flow in the entire heat changer	[-]
N_s	=	number of sealing strips	[-]
N_t	=	number of tubes	[-]
N_w	=	number of tube rows in window zone	[-]
n_w	=	number of tubes in window zone	[-]
\dot{Q}	=	heat transfer rate	[W]
Re	=	Reynolds number	[-]
r	=	ratio of the baffle cut to the total heat transfer area	[-]

S_b	=	window flow area	[m ²]
S_c	=	cross flow section area	[m ²]
S_d	=	bypass area	[m ²]
S_{SB}	=	shell-to-baffle leakage area	[m ²]
S_{TB}	=	tube-to-bafflehole leakage area	[m ²]
T	=	temperature	[K]
U_A	=	overall heat transfer coefficient	[W/m ² ·K]
w	=	input power for pumps	[W]
ΔT	=	temperature difference	[K]
X	=	correction factor of the number of tube rows	[-]
ΔT	=	temperature difference	[K]

Special characters

α	=	correction factor for the heat transfer coefficient	[-]
ϕ	=	baffle cut correction factor	[-]
ρ	=	concentration of LiBr in solution	[wt%]
μ_a	=	viscosity in bulk temperature	[Pa·s]
μ_w	=	viscosity in tube wall temperature	[Pa·s]
ξ_h	=	bundle bypass correction factor	[-]

Subscripts

1	=	inlet of fluid
2	=	outlet of fluid
A	=	absorber
a	=	air
C	=	condenser
E1	=	evaporator 1
E2	=	evaporator 2

g	=	gas phase (steam)
p	=	input pump power base
R	=	regenerator
S	=	absorption solution
W	=	water

第3章 AHPの空気加温および低圧蒸気同時生成の特性評価

本章では、第2章で実施したベンチスケール試験装置に低圧蒸気発生装置を追加し、AHPの空気および低圧蒸気同時生成時の特性を調べるため、蒸発器2および吸収器の伝熱特性とシステム特性を中心に検討する。

3.1 実験および測定方法

3.1.1 装置概要

空気加温および低圧蒸気の同時生成の実験装置のフローシートを図 3-1 に示す。本装置の主要な構成は、第2章の試験装置に蒸発器2を追加している。再生器内で濃縮された溶液は、溶液ポンプによって溶液熱交換器にて熱交換した後、吸収器に流入する。吸収器では、垂直管内の内壁に沿って流下した濃溶液は、蒸発器1にて生成した水蒸気の吸収による希釈熱により流下される間に加温する。空気は吸収器の伝熱管の外面向流で流通し、高温になった吸収液と空気の熱交換によって加熱される。水蒸気の吸収によって希釈された吸収液は、溶液熱交換器および蒸発器2を経由して再生器に流入する。蒸発器2では、まだ高温の吸収液を高温流体として伝熱管内を流通し、管外面上を流下した純水の液膜から水蒸気が生成する。再生器では、吸収液は伝熱管の内面を液膜状に流下させ、伝熱管外面の80℃の温水によって加熱しつつ、蒸発濃縮する。蒸発した水蒸気は凝縮器へ移動し、内部に供給された冷却水によって伝熱管の表面上にて凝縮する。凝縮器内の水は蒸発器1にポンプにて移送する。吸収器から再生器に移送される高温の吸収液顕熱を低圧蒸気として熱回収した場合のシステム性能評価を行う。低圧蒸気発生用の蒸発器2は、大気圧を超えるが、膨張タンクからのヘッド圧と内容積を考慮して、労働安全衛生法の圧力容器に該当しないように操作条件を配慮した。発生した低圧蒸気は、凝縮用熱交換器にて蒸気を凝縮させ、凝縮水の量を天秤で計測する。各機器の上部構造を図 3-2 に示す。吸収式ヒートポンプ(AHP)の主要な関係式を表 3-1 に示す。AHPシステムの伝熱管仕様を、表 3-2 に示す。

3.1.2 実験方法

実験は、AHPの運転を連続的に行ない、各装置の入口および出口の流体温度と入口の流量を所定の間隔でデータロガーに記録しつつ測定し、定常状態を十分に達成したことを確認した。LiBr濃度は、吸収液を吸収器入口および出口で第3章と同様の方法にてサンプリングして求めた。発生した低圧蒸気は、凝縮用熱交換器にて蒸気を凝縮させ、凝縮水量を1分おきに天秤で計測する。低圧蒸気発生用試験装置部分の詳細を図 3-3 に示す。

3.2 蒸発器2の熱伝達率の既往の計算方法

蒸発器2で蒸気生成に必要な伝熱速度 \dot{Q}_{E2} は、熱通過率（総括伝熱係数） U_{E2} 、対数平均温度差 ΔT_{E2} により次の式で表される。

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{E2} &= G_{SE21}H_{SE21} - G_{SG1}H_{SG1} \\ &= U_{E2}A_{E2}T_{E2}\end{aligned}\tag{3-1}$$

ここで、 $A_{E2} = \pi d_{E2i} L_{E2} N_{E2}$ であり、 \dot{Q}_{E2} と ΔT_{E2} は表 3-1 で定義した。一方、熱通過率 U_{E2} は管内壁-吸収液膜間の熱伝達係数 h_{S2} 、管外表面-水膜間の熱伝達係数 h_{E2} 、伝熱管の熱伝導率 κ から、次式で与えられる。

$$\frac{1}{U_{E2}} = \frac{1}{h_{E2}} + \frac{t_{E2}}{\kappa} \frac{d_{E2o}}{d_m} + \frac{1}{h_{S2}} \frac{d_{E2o}}{d_{E2i}}\tag{3-2}$$

ここで、 t_{E2} は伝熱管の厚み、 d_{E2o} は伝熱管外径、 d_{E2i} は伝熱管内径、 d_m は伝熱管の対数平均径である。

管内吸収液の熱伝達係数 h_{S2} は、Hausenの方法⁽²⁸⁾に倣って求める。

適用範囲 $2320 < Re < 1000000$, $Pr = 0.6 \sim 500$, $L_{E2}/d_{E2i} = 1$ 以上

$$h_{S2} = 0.116 [Re^{2/3} - 125] (Pr)^{1/3} (1 + d_{E2i}/L_{E2})^{2/3} (\mu_{E2i}/\mu_w)^{0.14} k_{E2}/d_{E2i}\tag{3-3}$$

$$Re = \frac{4\Gamma}{\mu_{E2i}}\tag{3-4}$$

$$Pr = \frac{C_{E2i} \mu_{E2i}}{k_{E2i}}\tag{3-5}$$

管外の蒸気の熱伝達係数 h_{w2} は、Wilke の方法⁽²⁹⁾に倣って求める。

助走区間での平均熱伝達係数

$$h_{w2} = 0.092\mu_{w2} C_{w2} Re/4L_{E2} + \frac{1.88k_{E2} g^{1/3} / Pr^{1/3}}{(3/4)^{1/3} (\mu_{w2} / \rho_{w2})^{2/3} Re^{1/3}} \quad (3-6)$$

流れの発達した区間での平均熱伝達係数

$$Re > 3200$$

$$h_{w2} = 0.0066 \left(\frac{k_{E2}}{\delta} \right) \left(\frac{Re}{4} \right)^{14/15} Pr^{0.344} \quad (3-7)$$

$$Re = \frac{4\Gamma}{\mu_{E2i}} \quad (3-8)$$

$$Pr = \frac{C_{E2i} \mu_{E2i}}{k_{E2i}} \quad (3-9)$$

$$\delta = 0.302 \left(\frac{3\mu_{E2i}^2}{g\rho_{E2}} \right) \left(\frac{Re}{4} \right)^{8/15} \quad (Re > 1600) \quad (3-10)$$

3.3 特性評価

吸収器において空気を質量流量 0.253 kg/s で加熱しつつ、蒸発器 2 で水蒸気生成するハイブリッド運転した場合の吸収器、蒸発器 2 における温度の経時変化を図 3-4 に示す。図 3-5 に溶液サイクルを記した Dühring 線図を示す。80 °C の空気が 125 °C まで加熱されると同時に、蒸発器 2 では 101.6 °C の飽和蒸気生成時には 0.0047 kg/s、113.9 °C の飽和蒸気生成時には 0.0025 kg/s の水蒸気生成が得られた。図 3-6 は、(a) 低圧蒸気発生なし、(b) 113.9 °C 低圧蒸気発生、(c) 101.6 °C 低圧蒸気発生時のそれぞれの場合における吸収器の熱収支を示したものである。ここで、入口は流入する蒸気と吸収液の熱量、出口は空気の加温熱量と流出する吸収液の熱量を表す。(a)、(b)、(c)ともほぼ同様の熱量であることから、低圧蒸気生成時においても吸収器における空気の加温性能の低下は認められないことがわかる。図 3-7 に(a)～(c)の条件での再生器の熱収支を示す。ここで、入口は温水の投入熱量と流入する吸収液の熱量、出口は発生した蒸気の熱量と流出する吸収液の熱量を表す。(a)では発生した蒸気の熱量は大部分が吸収液の顕熱であり、(b)、(c)となるにしたがって、

徐々に投入する温水の熱量が増大していくことがわかる。また、発生した蒸気の熱量がほとんど同じであることから、再生器の性能低下も見られないことがわかる。図 3-8 に AHP システムの EER と COP に与える低圧蒸気発生温度の影響を示す。ここで、成績係数 EER は流体移送用ポンプの消費電力に対する発生した熱量の比率、成績係数 COP は投入した温水の熱量に対する発生した熱量の比率、破線は低圧蒸気を発生しない場合の EER , COP を示す。低圧蒸気生成時の EER , COP ともに、蒸気生成がない場合に比べて高く、前者の EER は 20 を大きく上回る高い性能が得られた。このような事実から、熱回収の最適化を図ることにより、さらにシステム性能が向上する余地を有しているものと期待される。

図 3-9 は、吸収器で空気質量流量を 0.253 kg/s として空気加熱しつつ、蒸発器 2 で低圧蒸気を発生させたとき、蒸発器 2 内の伝熱管を通しての総括伝熱係数に与える蒸気温度の影響を示したものである。図中には比較のために、式(3-3)～(3-6)、式(3-7)～(3-10)および式(3-1)から、それぞれ推算される伝熱管内壁-吸収液間対流熱伝達率、管外側熱伝達率および熱通過率を図示している。推算された管内側熱伝達率は管外側に比べて極めて低く、熱通過率に近い値となった。また、熱通過率の試験結果と推算結果はほぼ一致し、蒸発器 2 の伝熱性能を概算することができ、設計手法として採用しうると考えられる。

3.4 本章のまとめ

空気再生システムの開発を目的として、ベンチスケール試験装置を製作し、空気加熱および低圧蒸気同時生成時の特性評価試験を行った。得られた主な知見は以下のとおりである。

1. 吸収器で空気を加熱後、吸収器から再生器へ移送する高温の吸収液の熱回収によって低圧蒸気を発生しても空気の加温性能の低下が見られず、このような熱回収のためのハイブリッド方式を採用することにより、*COP*の向上が図れることがわかった。
2. 再生器の熱収支計算によって、大部分が吸収液の自己熱で再生していることがわかった。
3. 低圧蒸気発生のための蒸発器2の伝熱計算手法を明らかにした。

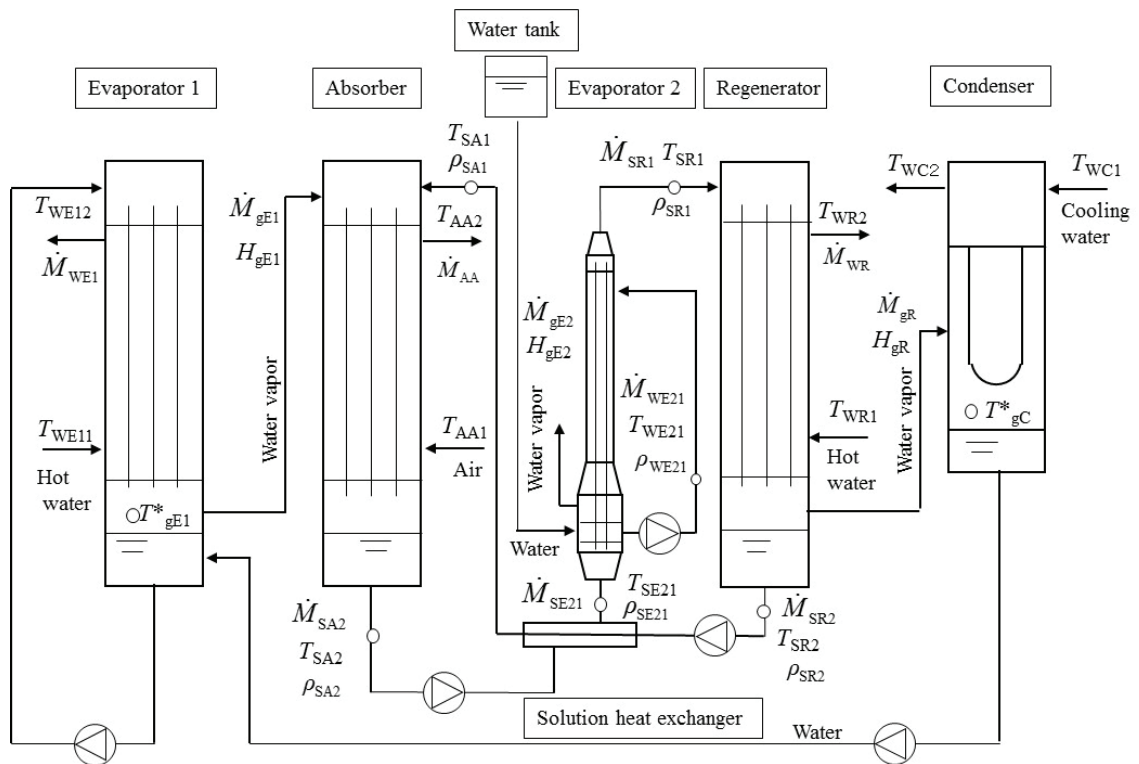


Fig.3-1 Cycle flow of experimental apparatus

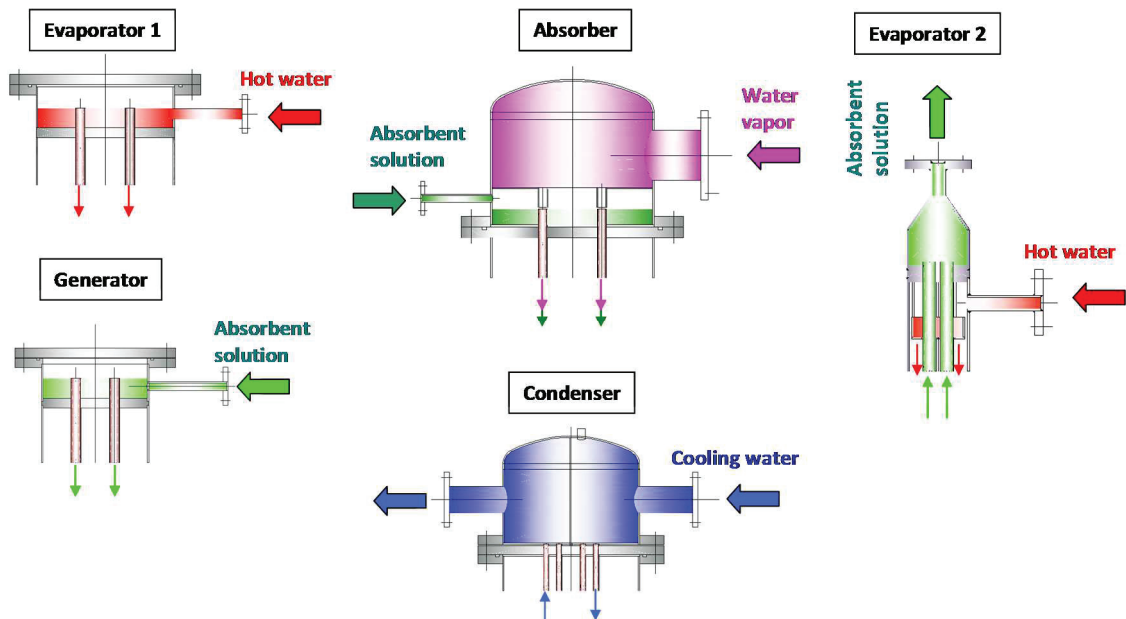


Fig.3-2 Structure of upper of equipment

Table 3-1 Equations for heat transfer rate, mass balance and effective temperature difference

Heat transfer rate	
Evaporator 1	$\dot{Q}_{E1} = C_{PW} \dot{M}_{WE1} (T_{WE11} - T_{WE12}) \quad \dot{Q}_{E1} = \dot{M}_{gE1} (H_{gE1} - H_{gC})$
Absorber	$\dot{Q}_A = C_{PA} \dot{M}_{AA} (T_{AA2} - T_{AA1}) \quad \dot{Q}_A = \dot{M}_{gE1} (H_{gE1} - H_{SA2}) - \dot{M}_{SA1} (H_{SA1} - H_{SA2})$
Regenerator	$\dot{Q}_R = C_{PW} \dot{M}_{WR} (T_{WR1} - T_{WR2}) \quad \dot{Q}_R = \dot{M}_{gR} (H_{gR} - H_{SR1}) + \dot{M}_{SR2} (H_{SR2} - H_{SR1})$
Condenser	$\dot{Q}_C = C_{PW} \dot{M}_{WC} (T_{WC2} - T_{WC12}) \quad \dot{Q}_C = \dot{M}_{gR} (H_{gR} - H_{gC})$
Evaporator 2	$\dot{Q}_{E2} = \dot{M}_{gE2} (H_{gE2} - H_{WE2}) \quad \dot{Q}_{E2} = \dot{M}_{SE21} H_{SE21} - \dot{M}_{SR1} H_{SR1}$
Heat pump	$COP = (\dot{Q}_A + \dot{Q}_{E2}) / (\dot{Q}_{E1} + \dot{Q}_R)$
	$EER = (\dot{Q}_A + \dot{Q}_{E2}) / w$
	w: Input power for pump
Mass balance	
Flow rate	$\dot{M}_{gE1} = \dot{M}_{SA2} - \dot{M}_{SA1} \quad \dot{M}_{gR} = \dot{M}_{gE1} \quad \dot{M}_{SR2} = \dot{M}_{SA1} \quad \dot{M}_{SR1} = \dot{M}_{SA2} = \dot{M}_{SE21}$
Concentration	$\rho_{SA2} = \rho_{SG1} = \rho_{SE21} \quad \rho_{SA1} = \rho_{SG2} \quad \dot{M}_{SG2} \cdot \rho_{SG2} = \dot{M}_{SG1} \cdot \rho_{SG1}$
Effective temperature difference	
Evaporator 1	$\Delta T_{E1} = (T_{WE11} - T_{WE12}) / \ln \left\{ (T_{WE11} - T_{gE1}^*) / (T_{WE12} - T_{gE1}^*) \right\}$
Absorber	$\Delta T_A = \{ (T_{SA1} - T_{AA2}) - (T_{SA2} - T_{AA1}) \} / \ln \{ (T_{SA1} - T_{AA2}) / (T_{SA2} - T_{AA1}) \}$
Regenerator	$\Delta T_R = \{ (T_{WR1} - T_{SR2}) - (T_{WR2} - T_{SR1}) \} / \ln \{ (T_{WR1} - T_{SR2}) / (T_{WR2} - T_{SR1}) \}$
Condenser	$\Delta T_C = (T_{WC2} - T_{WC1}) / \ln \left\{ (T_{gC}^* - T_{WC1}) / (T_{gC}^* - T_{WC2}) \right\}$
Evaporator 2	$\Delta T_{E2} = (T_{SE21} - T_{SR1}) / \ln \left\{ (T_{SE21} - T_{gE2}) / (T_{SR1} - T_{gE2}) \right\}$

Table 3-2 Dimensions and shape of tubes in equipment

Element	Evaporator 1	Absorber	Regenerator	Condenser	Evaporator 2
Material	copper	copper	copper	copper	copper
The number of the tubes	74	46	42	91	4
Length [mm]	4848	4940	4352	5500	3200
Inner diameter [mm]	23	23	23	16.6	16.6
Effective heat transfer area [m ²]	25.9	16.4	13.2	26.8	0.67

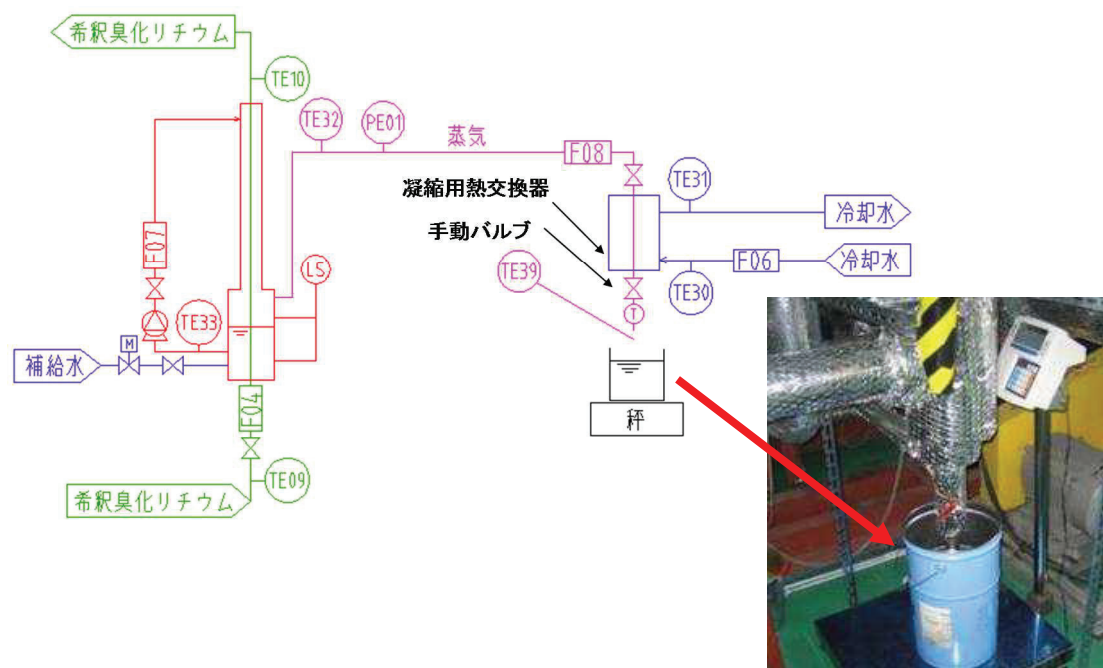


Fig.3-3 Experimental apparatus for low-pressure steam generation

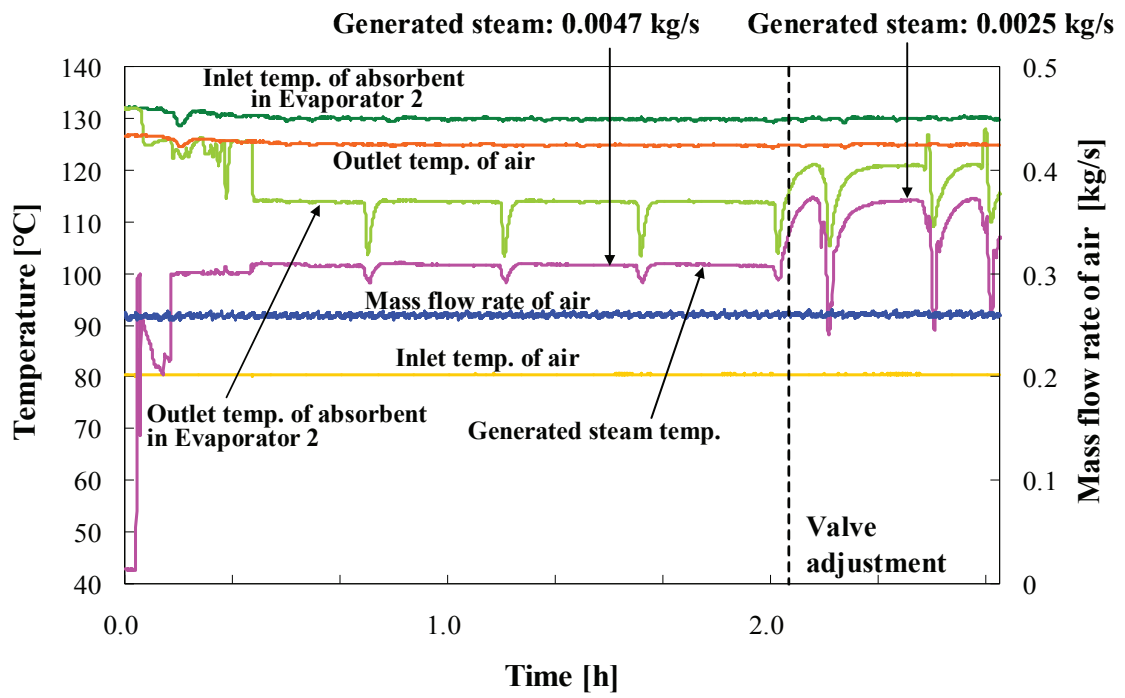


Fig.3-4 Changes of temperature in AHP system with time

Inlet hot water temp.: 80°C

Hot water mass flow rate: 9.9 kg/s

Inlet cooling water temp.: 15°C

Cooling water mass flow rate: 7.2 kg/s

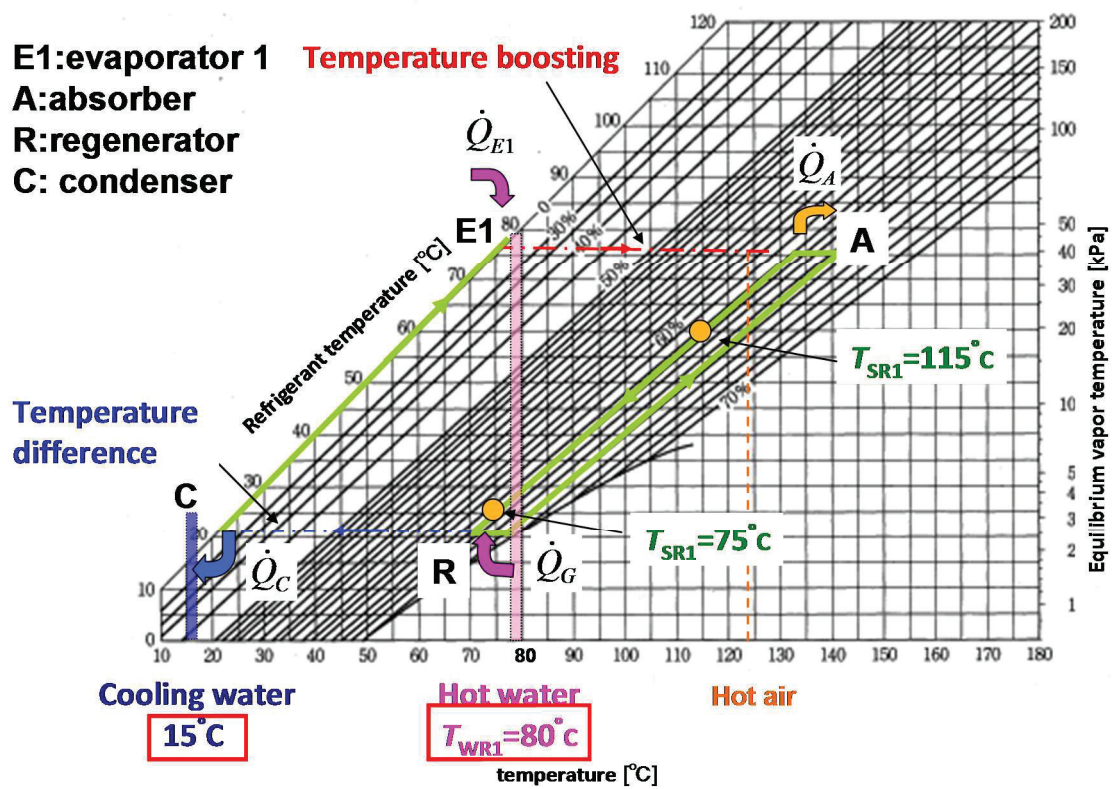


Fig.3-5 Düehring plot for cycle solution

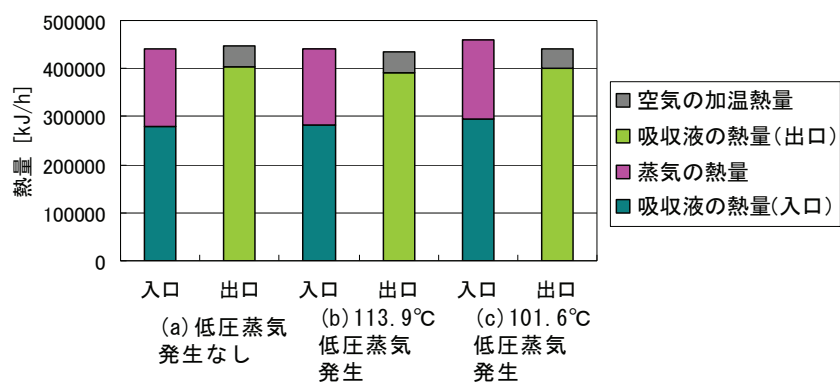


Fig.3-6 Effect of low-pressure steam temperature for heat balance in absorber

Mass flow rate of air: about 0.25 kg/s Temp.of air : 80 °C -124°C

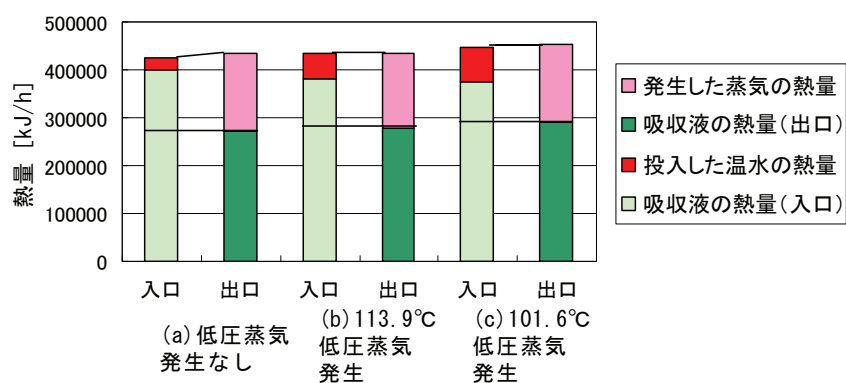


Fig.3-7 Effect of low-pressure steam temperature for heat balance in regenerator

Mass flow rate of air: about 0.25 kg/s Temp.of air : 80 °C -124°C

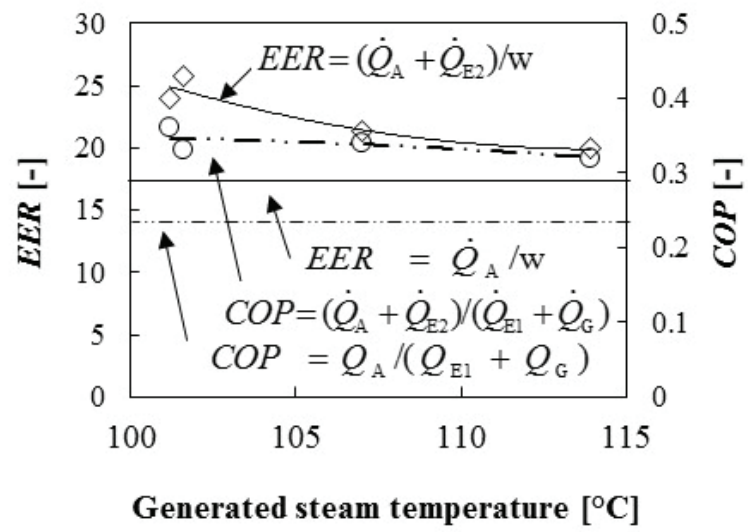


Fig. 3-8 Effect of generated steam temperature on *EER* and *COP* (air flow rate: 0.25 kg/s)

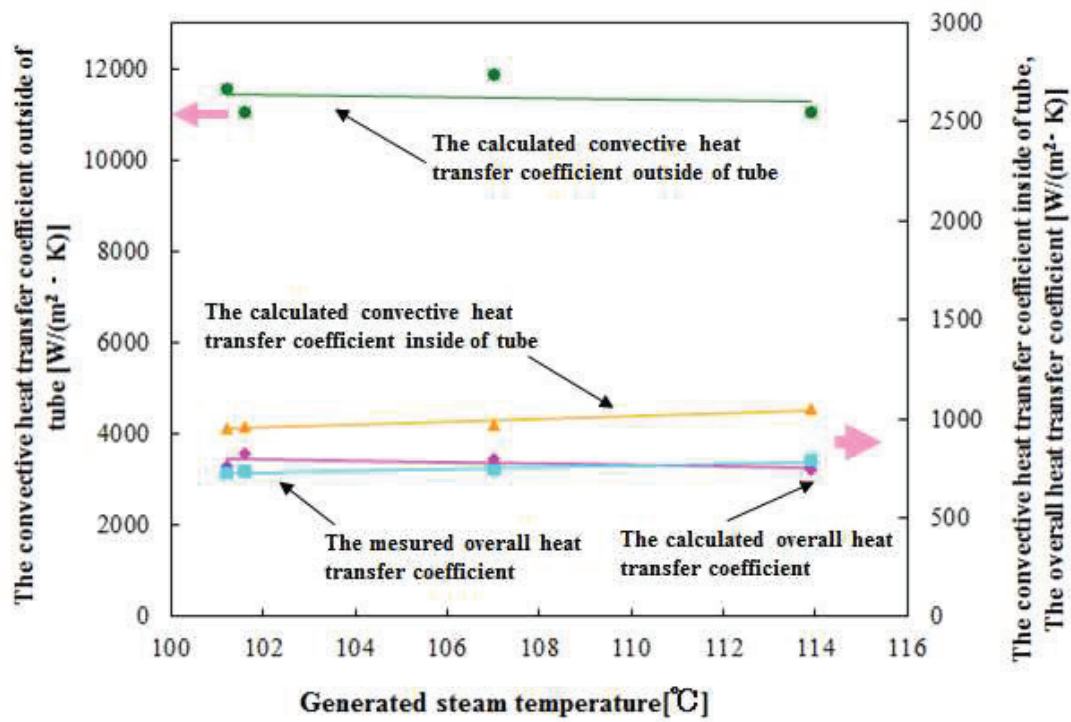


Fig. 3-9 Effect of generated steam temperature on overall heat transfer coefficient in evaporator 2

記号

本章に使用する記号をまとめる。

A	=	heat transfer surface area	[m ²]
COP	=	coefficient of performance	[-]
C_p	=	specific heat	[J/(kg·K)]
D_o	=	outside diameter of tube	[m]
EER	=	energy efficiency ratio	[-]
G_c	=	mass flux of air	[kg/(m ² ·s)]
g	=	gravity	[m/s ²]
H	=	specific enthalpy	[J/kg]
h	=	heat transfer coefficient	[W/m ² ·K]
k	=	thermal conductivity	[W/m·K]
Γ	=	mass flow rate of falling liquid per perimeter	[kg/m·s]
\dot{M}	=	mass flow rate	[kg/s]
\dot{Q}	=	heat transfer rate	[W]
Re	=	Reynolds number	[-]
T	=	temperature	[K]
U_A	=	overall heat transfer coefficient	[W/m ² ·K]
w	=	input power for pumps	[W]
ΔT	=	temperature difference	[K]
ΔT	=	temperature difference	[K]

Special characters

α	=	correction factor for the heat transfer coefficient	[-]
ρ	=	concentration of LiBr in solution	[wt%]
μ_a	=	viscosity in bulk temperature	[Pa·s]
μ_w	=	viscosity in tube wall temperature	[Pa·s]

Subscripts

1	=	inlet of fluid
2	=	outlet of fluid
A	=	absorber
a	=	air
C	=	condenser
E1	=	evaporator 1
E2	=	evaporator 2
g	=	gas phase (steam)
p	=	input pump power base
R	=	regenerator
S	=	absorption solution
W	=	water

第4章 スパイラル管を用いる AHP の熱・物質移動特性

熱交換は伝熱管壁を通して吸収液と管外空気との間で行われる。しかしながら吸収式ヒートポンプにおける吸収液と空気の温度分布は従来の向流型熱交換器とは違ってくる。吸収液が蒸気を吸収し昇温しながら流下するため吸収液の最高温度は伝熱管の入口ではなく、入口より流下した場所で確認される。これは入口と出口の温度を利用した従来の対数平均温度差では温度差を定義できないことを意味する。

今後スケールアップ等の装置設計上、伝熱管を通しての伝熱特性や伝熱管内の熱・物質移動特性を明らかにしておく必要があるが、吸収器内は伝熱管が多管で配置されており単管においての特性を確認することが難しい。また吸収器内のこのような熱・物質移動のメカニズムや液膜と空気の間における総括熱伝達係数を求めるための温度差を明確に定義することは十分に解明されていない。そこで本章では、ベンチスケール吸収式ヒートポンプの性能把握を改善するための基礎研究として、伝熱管である銅製スパイラル単管の伝熱試験を行い伝熱管の熱・物質移動特性を把握する研究を行い、また平滑管での伝熱実験も行いスパイラル管との比較を行う。

4.1 実験装置および実験方法

4.1.1 実験装置

図 4-1(a)と図 4-1(b) に実験装置全体写真と概略図を示す。伝熱管は内径 23mm、外径 25mm、長さ 1.6m の銅製スパイラル管と平滑管で、垂直に設置してある。図 4-2 は伝熱管、吸収液温度の測定位置を表しており、図中の①～④は順に入口吸収液温度、出口吸収液温度、伝熱管入口表面温度、伝熱管出口表面温度の測定位置を示す。図 4-3 に実験で用いた吸収器の上部構造の概略図を示す。LiBr 水溶液は上部リザーバーから供給して伝熱管内面に沿って液膜状に流下させる。伝熱管上部は図 4-4 に示す蒸発器とも接続されており、所定温度

に加温した水蒸気は上部から流入して伝熱管内面の液膜へ吸収される。その後吸収液は図 4-5 に示す下部リザーバーに溜まり、実験終了後はサンプルロよりサンプルを採取し濃度を測定する。

4.1.2 実験条件

流量：0.1～0.7 kg/min

吸収液濃度：56～58%

蒸気温度：20 °C，60 °C

伝熱管：銅製スパイラル管，平滑管

4.1.3 実験方法

1. 真空ポンプで装置内を飽和蒸気圧以下まで減圧する
2. 蒸発器と上部リザーバー，下部リザーバーの間のバルブを閉じる
3. 蒸発器で蒸気を作る
4. 蒸発器と上部リザーバーの間のバルブを開け吸収器に蒸気を流す
5. 蒸気を流すと同時に溶液タンクからポンプで吸収液を送る
6. 伝熱管内を液膜が蒸気を吸収しながら流下する
7. 実験終了後，下部リザーバーに溜まっている吸収液の濃度を測定

※吸収液は実験前にも測定

8. 各部温度データより熱伝達係数を試算

またサンプリング方法は図 4-5 の番号,記号を基に下記に示す。

1. ①のバルブを開け真空ポンプで減圧する
2. ①のバルブを閉め②のバルブを開ける

3. Aに溶液が入る
4. ②のバルブを閉める
5. ①のバルブを開け溶液を採取する

4.2 温度測定位置

4.2.1 条件による温度分布の違い

各種値を算出するにあたり,一章に示したように対数平均温度差の問題がある. 図 4-6(a) に蒸気温度 60 °Cにおける伝熱管上部温度分布の概略図を, また図 4-6(b) に蒸気温度 20 °C における伝熱管上部温度分布の概略図を示す. 図中の①は上部リザーバー内の吸収液温度, ②は伝熱管流入直後の温度,③は伝熱管上部表面温度を示す. 本研究では入口出口の液膜温度, 伝熱管表面温度を基に熱伝達係数を試算している. このとき伝熱管表面温度は図 4-6(a), 図 4.6(b)の③に示すような伝熱管表面に設置した熱電対によって測定されている. しかし伝熱管の液膜流入口における液膜温度, つまり図の①に示す上部リザーバー内の吸収液温度を入口液膜温度とすると入口液膜温度よりも入口表面温度が高い温度となる. そのため液膜と管外空気との間の対数平均温度差よりも管表面と管外空気との間の対数平均温度差が大きく試算されてしまい, 液膜対流熱伝達係数が負値となる場合がある. そこで, 実際に実験中の伝熱管表面をサーモグラフィで撮影し温度分布を見てみた.

4.2.2 温度測定位置

図 4-7(a), 図 4-7(b), 図 4-7(c) にスパイラル管を用いて蒸気温度 60 °Cで実験を行った際の伝熱管温度分布図を示す. また図 4-8(a), 図 4-8(b), 図 34-8(c) に平滑管を用いて蒸気温度 60°Cで実験を行った際の伝熱管の温度分布を示す. 蒸気を吸収し,昇温しながら流下していくため,最高温度は伝熱管流入部より少し流下した場所(液膜流入口より 15cm 下方)にて観測される. そのため蒸気温度 60 °Cの実験においては図 4-6(a) および図 4-6(b) の④に示すよ

うに伝熱管内部にも熱電対を設置し、この最高温度を入口液膜温度として対数平均温度差を定義した。図 4-6(b) にスパイラル管、平滑管それぞれを用いて蒸気温度 20℃で実験をした際の伝熱管温度分布概略図を、図 4-9(a), 図 4-9(b), 図 4-9(c) および図 4-10(a), 図 4-10(b), 図 4-10(c), に伝熱管の温度分布を示す。蒸気温度が 20℃の場合,蒸気温度が 60 ℃の場合に比べ吸収反応速度が緩やかになるため、蒸気温度 60 ℃のように伝熱管入口側で吸収の大部分が行われるのではなく、流下していく際にも吸収反応が続いていると考えられる。そのため入口側が最も低温となり出口側が最も高温となっている。また図 4-10(d) に伝熱管上部（液膜流入口より 5~15 cm）を接写した温度分布図を示す。上部リザーバー内の吸収液より温度は高いが,蒸気温度 60 ℃で入口温度として採用した位置と入口での温度差はほとんど見られない。そのため蒸気温度によらず同じ位置で温度を測定し液膜と管壁との対数平均温度差を定義した。

以上より、入口出口の温度差は伝熱管入口出口での温度ではなく吸収液の最高,最低温度をとり定義することとした。また伝熱管の表面積は入口表面温度を測定した位置から出口表面温度を測定した位置までの長さを基準に計算した。

4.3 算出方法

4.3.1 時間における蒸気吸収量の違い

図 4-11 にスパイラル管を用いた蒸気温度 60 °C の実験における各部温度/装置間差圧の経時変化例を示す。また図 4-12 に各測定位置の概略図を示す。グラフに示すように実験開始直後は温度が安定せず、液膜の蒸気吸収量にばらつきが生じる。そのため実験前後のサンプル濃度を用いて吸収量を算出すると熱伝達係数や物質移動係数の値が実際の定常状態における値と大きく違ってくる可能性がある。そのため本研究では図 4-13 のフローチャートに示す計算方法を用いて非定常状態、定常状態における各種値を以下のように決定した。図 4-13 に示す h_a は管外自然対流熱伝達率を示す。また X_2 は実験終了時に下部リザーバーに溜まっている溶液の濃度を計算によって算出した値であり、 X_e は実際に実験終了時に下部リザーバーに溜まっている溶液のサンプルを採取し測定した濃度を示す。

4.3.2 実測値以外の各種値算出方法

まず図 4-14 に示す伝熱モデル概略図を参照に微小時間 $t_i \rightarrow t_{i+dt}$ におけるエネルギーバランスを考える。

管外の自然対流熱伝達率が一定と仮定すると式(4-1)より伝熱管を通しての熱量 Q_i が求められる。

$$h_a = Q_i / (A \Delta T_{lni}) \quad (4-1)$$

また対数平均温度差は以下のように定義される。

$$\Delta T_{lni} = [(T_{s1i} - T_{ai}) - (T_{s2i} - T_{ai})] / \ln [(T_{s1i} - T_{ai}) / (T_{s2i} - T_{ai})] \quad (4-2)$$

ただし A は伝熱管外側の表面積であり、 T_{s1} 、 T_{s2} 、 T_{ai} は実測値でそれぞれ入口表面温度、出口表面温度、管外大気温度を示す。また Q_i は式(4-3) から求められる。

$$dQ_i = Q_i dt = (G_{1i} q_{f1i} - G_{2i} q_{f2i}) dt + dm_i L_{ei} \quad (4-3)$$

$$G_{2i} - G_{1i} = m_i \quad (4-4)$$

G_{1i} と L_{ei} は実測値でありそれぞれ入口側の吸収液量と溶液が吸収する蒸気の潜熱を示している。また G_{2i} と m_i は出口側の吸収液量と蒸気吸収量を示す。このとき入口と出口の吸収液エンタルピー q_{f1i} と q_{f2i} は以下の式(4-5), (4-6) に示すように吸収液の濃度と温度から求められる。

$$q_{f1i} = f(X_1, T_{f1i}) \quad (4-5)$$

$$q_{f2i} = f(X_{2i}, T_{f2i}) \quad (4-6)$$

ただし X_1, T_{f1}, T_{f2} は実測値でそれぞれ入口吸収液濃度, 入口吸収液温度, 出口吸収液温度を示す。また X_{2i} は出口吸収液濃度を示し以下のように求められる。

$$X_{2i} = (X_1 G_{1i} / G_{1i} + m_i) \quad (4-7)$$

ここで式(4-1) の Q_i に式(4-3) の Q_i が一致するよう蒸気吸収量 m_i を決定することで X_{2i} が算出される。

また式(4-8)に示すように吸収量を実験時間にわたって積分する。また式(4-9) および式(4-10) を用いて実験終了時に下部リザーバーに溜まっている溶液の濃度 X_2 を算出する。

$$M = \sum_i m_i dt \quad (4-8)$$

$$\sum_i G_{1i}dt + M = \sum_i G_{2i}dt \quad (4-9)$$

$$X_2 = (X_1 G_1 / G_2) \quad (4-10)$$

その後式(4-11) に示すように実際に実験終了時に下部リザーバーに溜まっている溶液のサンプルを採取し測定した濃度である X_e と式(4-10) で求められた X_2 が一致するまで式(4-1) から式(4-10) を繰り返し計算し h_a を決定することで実測できていない値を算出した。

$$X_2 = X_e \quad (4-11)$$

4.3.3 熱伝達・物質移動係数の算出

図 4-15 に示す伝熱モデル概略図を参照に、式 (4-12) に示す微小時間 $t_i \rightarrow t_{i+dt}$ における熱通過率を考える。

$$U_i = Q_i / (A \Delta T_{ln2i}) \quad (4-12)$$

また対数平均温度差は以下のように定義される。

$$\Delta T_{ln2i} = [(T_{f1i} - T_{ai}) - (T_{f2i} - T_{ai})] / \ln [(T_{f1i} - T_{ai}) / (T_{f2i} - T_{ai})] \quad (4-13)$$

定常状態の時間を $m \rightarrow n$ と考えるとその間の平均の熱通過率は式(4-14)のように求められる。

$$U = \sum^n U_i dt / (m+n+1) \quad (4-14)$$

式(4-13) および式(3-1) より求められた熱通過率 U および管外自然対流熱伝達率 h_a を用いて平均の液膜熱伝達率を式(4-15) のように求めた.

$$1/h_f = [(1/U) - (1/h_a)](A'/A) \quad (4-15)$$

ただし A は伝熱管外側表面積, A' は伝熱管内側表面積である. またスパイラル管において伝熱面積は平滑管相当で近似しており, 伝熱管壁の熱抵抗は非常に小さいため無視している.

図 4-15 に示す熱・物質移動における吸収器内モデル概略図を参照に 4.2.2 項で求めた蒸気吸収量を基に物質移動係数を求めていく. まず液膜界面の蒸気圧は吸収液濃度と温度に対する飽和蒸気圧に等しいと仮定した場合, 蒸気吸収量は式 (4-16) のように示すことができる.

$$m_i = \beta_{gi} \cdot A' \cdot \Delta P_{lni} \quad (4-16)$$

ただし β_{gi} , ΔP_{lni} はそれぞれガス側物質移動係数, 対数平均圧力差を示す.

ここでガス側物質移動係数は水蒸気の飽和圧力と入口と出口それぞれの液膜界面蒸気圧力差の対数平均を推進力として, 次式のように決定した.

$$\Delta P_{lni} = [(P_{vi} - P_{fli}) - (P_{vi} - P_{f2i})] / \ln \left[(P_{vi} - P_{fli}) / (P_{vi} - P_{f2i}) \right] \quad (4-17)$$

ただし P_{vi} , P_{fli} , P_{f2i} はそれぞれ水蒸気の飽和圧力, 入口液膜界面蒸気圧, 出口液膜界面蒸気

圧を示す．定常状態の時間を $m \rightarrow n$ と考えるとその間の平均のガス側物質移動係数は式(4-18)のように求められる．

$$\beta_g = \sum_{i=m}^n \beta_{gi} dt / (m+n+1) \quad (4-18)$$

また,流下液膜における気液界面は器内圧力と平衡と考えた場合, 蒸気吸収量は式 (4-19) のように示すことができる．

$$m_i = \beta_{ci} \cdot \rho_f \cdot A' \cdot \Delta \xi_{lni} \quad (4-19)$$

ただし β_{ci} , ρ_f , $\Delta \xi_{lni}$ は液側物質移動係数, 液膜の密度, 対数平均濃度差を示す．

ここで液側物質移動係数は入口と出口の気液界面の平衡濃度と流下液膜の平均濃度との対数平均濃度差を推進力として次式のように決定した．

$$\Delta \xi_{lni} = [(\xi_{fi} - \xi_i) - (\xi_{2i} - \xi_i)] / \ln [(\xi_{fi} - \xi_i) / (\xi_{2i} - \xi_i)] \quad (4-20)$$

ただし ξ_{fi} , ξ_{2i} , ξ_i は液膜の H_2O 質量濃度であり, それぞれ入口液膜平衡濃度, 出口液膜平衡濃度, 流下液膜の平均濃度を示す．定常状態の時間を $m \rightarrow n$ と考えるとその間の平均の液側物質移動係数は式(4-21)のように求められる．

$$\beta_c = \sum_{i=m}^n \beta_{ci} dt / (m+n+1) \quad (4-21)$$

またレイノルズ数は式(4-22) に示す単位濡れぶち当たりの吸収液流量を用いて式(4-23) のように求めることができる.

$$\Gamma = G_1 / 2\pi r \quad (4-22)$$

$$Re = 4\Gamma / \mu \quad (4-23)$$

ただし r と μ はそれぞれ伝熱管の内側半径と液膜粘度を示す. また物性値は文献⁽²³⁾を参考とした.

4.4 結果考察

4.4.1 液膜熱伝達係数とレイノルズ数の関係

図 4-16 に蒸気温度 20℃における結果を、図 4-17 に蒸気温度 60℃における結果を示す。どちらの蒸気温度でも平滑管においてレイノルズ数が増加すると液膜対流熱伝達率は減少していくが、スパイラル管ではレイノルズ数とともに増加していく傾向が見られた。流量が増加すると液膜が厚くなり液膜の熱伝達係数は小さくなることが考えられる。しかし既往の研究^{11,12)}では層流域において流量の増加に伴い液膜が厚くなり対流熱伝達率は減少し、乱流域では液膜の乱れによって上昇することが確認されている。このことから層流域においてスパイラル管の結果が乱流域の傾向が見られたのはスパイラル管による乱流促進効果によって液膜が乱されたからだと考えられる。

3.4.2 物質移動係数とレイノルズ数の関係

図 4-18 と図 4-19 にそれぞれ蒸気温度 20℃および 60℃におけるガス側物質移動係数とレイノルズ数との関係を、また図 4-20 と図 4-21 にそれぞれ蒸気温度 20℃および 60℃における液側物質移動係数とレイノルズ数との関係を示す。

スパイラル管においてどちらの蒸気温度でもレイノルズ数の増加とともにガス側物質移動係数、液側物質移動係数どちらも増加していった。これはスパイラル管によって液膜が乱されるため吸収促進が行われたと考えられる。また平滑管ではレイノルズ数の増加に対し 20℃では増加傾向を 60℃では減少傾向を示した。蒸気温度が高い場合、流入直後から液膜は急激に蒸気吸収を行うため液膜表面の溶液濃度は大きく下がり飽和圧力が大きく上がる。スパイラル管のように液膜が乱されれば蒸気吸収はその後も続くが、平滑管のように液膜が乱れず流下すると蒸気と液膜の圧力差が小さくなり吸収反応が鈍くなると考えられる。その状態で流量が増加することにより単位流量当たりの蒸気吸収量が小さくなることで物質移動係数が減少していると考えられる。

4. 4. 3 溶液濃度変化とレイノルズ数の関係

図 4-22 と図 4-23 にそれぞれ蒸気温度 20℃および 60℃におけるレイノルズ数と溶液濃度の関係を示す。蒸気温度や伝熱管の形状によらずレイノルズ数の増加に伴い溶液の濃度差は減少傾向にある。流量が高くなるほど濃度差が小さくなるのは単位液量当たりの吸収量が小さくなるからだと考えられる。また、どちらの蒸気温度においてもレイノルズ数が低い場合は平滑管とスパイラル管による違いはあまり見られなかったが、レイノルズ数が高い場合スパイラル管の方が平滑管よりも濃度差が大きい結果となった。これは平滑管では垂直に流下する液膜がスパイラル管の場合螺旋状に流れていくことで、平滑管に比べ溶液が伝熱管内に留まっている時間が長くなることで蒸気を吸収する時間が長くなるためだと考えられる。またスパイラル管では液膜が乱されることによって吸収が促進されることも一因であると考えられる。

4. 4. 4 無次元整理

4.4.1 項で示した液膜熱伝達係数を式(4-24) に示すヌセルト数で無次元化した。このとき代表長さ L_f は凝縮数の代表長さを取り、式(4-25)のように求めた。

$$Nu = h_f L_f / k \quad (4-24)$$

$$L_f = (\mu^2 / \rho_f^2 g)^{1/3} \quad (4-25)$$

図 4-24 にスパイラル管を用いた実験のヌセルト数とレイノルズ数の関係を示す。

蒸気温度の違いによってレイノルズ数に対するヌセルト数の関係において傾きに違いがでてしまっている。そのため溶液の粘度の影響を考慮するためにプラントル数の関係性も考えた。プラントル数を以下のように定義する。

$$Pr = \mu C_p / k \quad (4-26)$$

ここで μ , C_p , k は液膜の粘度, 比熱, 熱伝導係数で, 文献⁽²³⁾を参考にして算出した. ヌセルト数とプラントル数の関係を見てみると $Nu \propto Pr^{0.27}$ であったため, 図 4-24 の縦軸に $Pr^{0.27}$ を考慮し横軸に液膜のレイノルズ数を取って整理した. 図 4-25 にヌセルト数とプラントル数, レイノルズ数の関係を示す. 液膜の粘度を考慮した結果ヌセルト数とレイノルズ数に相関性が見られた.

また本実験よりスパイラル管において蒸気吸収を伴いながら流下する際の液膜と伝熱管壁との間における熱伝達に関して以下の実験式を得た.

$$Nu = 0.0044 Re^{0.79} Pr^{0.27} \quad (4-27)$$

4.5 本章のまとめ

これまで LiBr/水系吸収式ヒートポンプにより 80℃レベルの温廃熱から 120℃以上の高温空気を生成するシステムを開発してきた。このヒートポンプでは、空気は吸収器内の伝熱管の間を流れながら直接加熱され吸収液は伝熱管内側を液膜状に流れている。その際液膜の温度は蒸発器から送られる蒸気を吸収することで上昇し、液膜と空気の熱交換は伝熱管を通して行われる。しかし吸収器内のこのような熱・物質移動のメカニズムや液膜と空気の間における総括熱伝達係数を求めるための温度差を定義する必要があるが、その方法論は明確にされていない。そこで本研究では流量 0.1～0.7kg/min, 吸収液濃度 56～58%の範囲において、蒸気温度 20℃と 60℃の 2 条件で、伝熱管は銅製スパイラル単管と平滑管を用いて伝熱試験を行い伝熱管の熱・物質移動特性を研究および比較を行った。

1) 液膜熱伝達係数

- ・スパイラル管において流量の増加に伴い液膜熱伝達係数も増加していった。
- ・平滑管において流量の増加に伴い液膜熱伝達係数は減少していった。
- ・平滑管に比べスパイラル管のほうが高い伝熱性能を示した。

2) 物質移動係数

- ・スパイラル管において流量の増加に伴い物質移動係数も増加していった。
- ・平滑管において蒸気温度が低い場合は流量と共に増加していくが、蒸気温度が高い場合流量の増加とは反対に減少していった。

3) 溶液濃度変化

- ・スパイラル管、平滑管どちらも流量の増加に伴い溶液濃度変化は小さくなった。
- ・流量が小さい場合スパイラル管と平滑管で濃度差の違いはあまり見られなかったが流量が大きい場合スパイラル管のほうが平滑管よりも濃度差が大きかった。

4) 無次元数整理

- ・ 本実験結果よりスパイラル管を用いた場合の熱伝達係数,流量,粘度の関係として以下に示すような無次元実験式を算出した.

$$Nu=0.0044Re^{0.79}Pr^{0.27}$$



Fig.4-1(a) Experimental apparatus

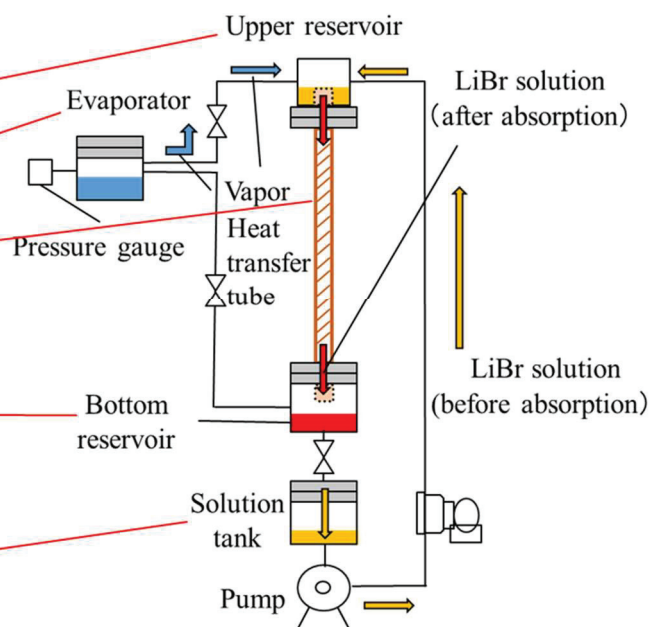


Fig.4-1(b) Schematic diagram of experimental apparatus

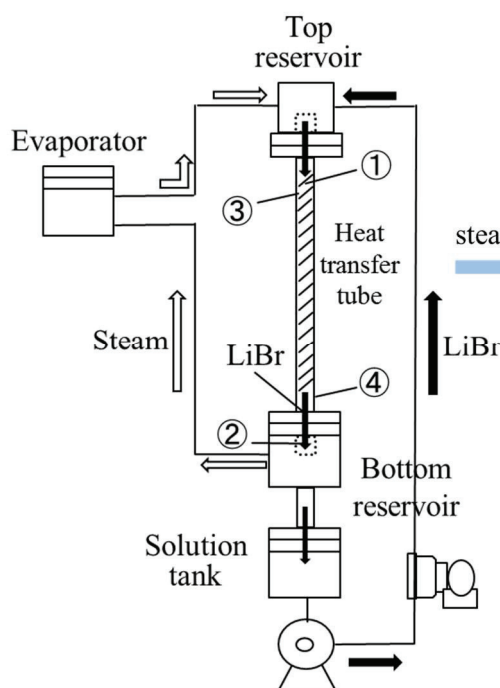


Fig.4-2 Thermocouple installation position

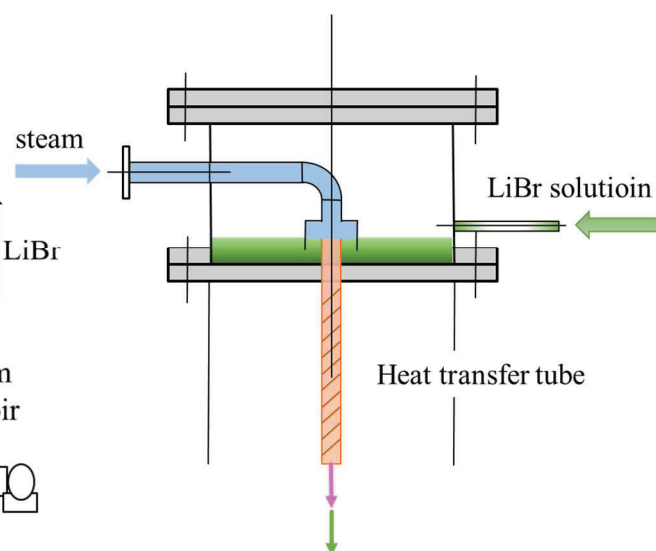


Fig.4-3 Structure of upper of equipment

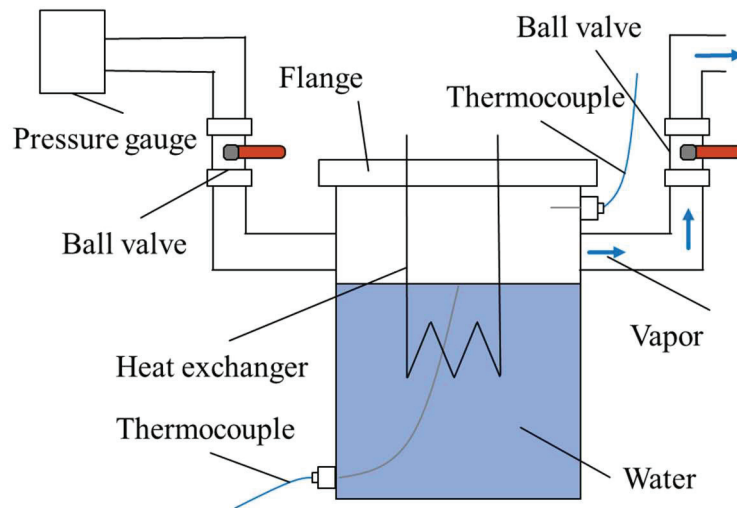


Fig.4-4 Schematic diagram of structure of evaporator

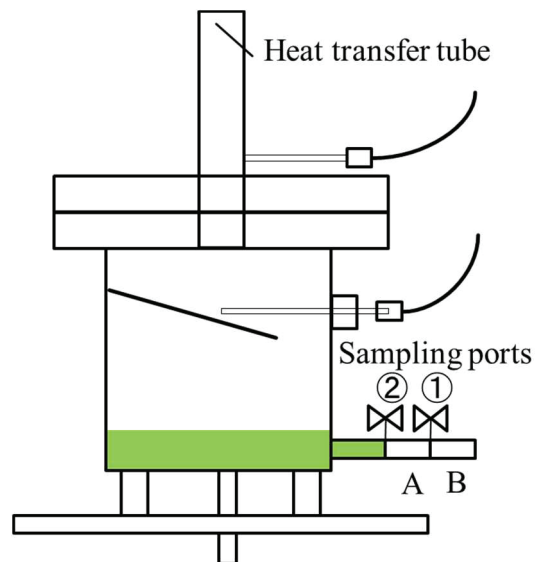


Fig.4-5 Schematic diagram of lower reservoir

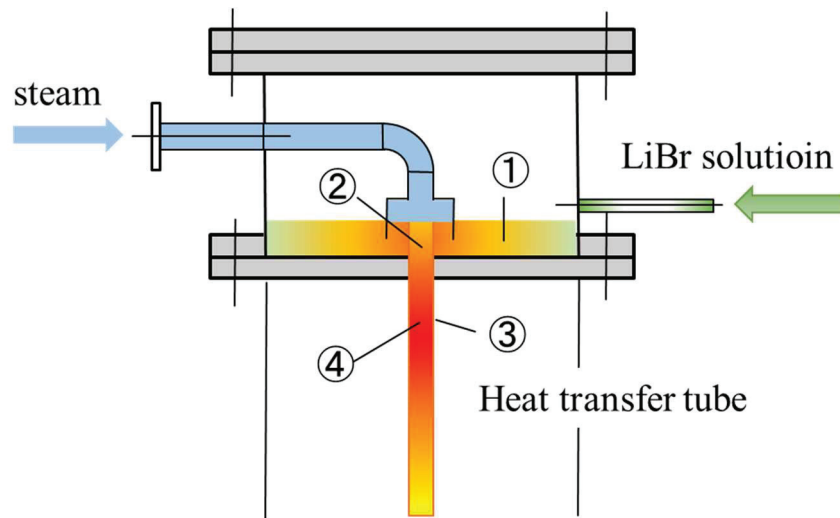


Fig.4-6(a) Schematic diagram of liquid film temperature distribution on inlet of heat transfer tube
(vapor temp. 60°C)

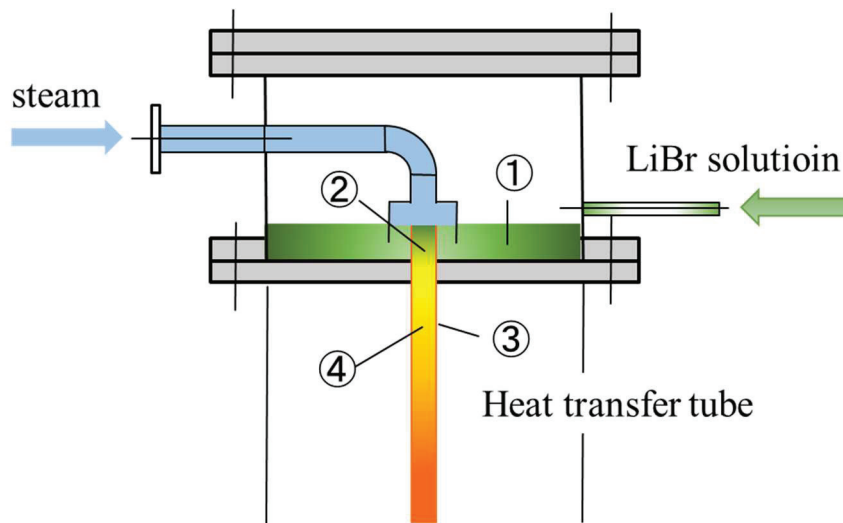


Fig.4-6(b) Schematic diagram of liquid film temperature distribution on inlet of heat transfer tube
(vapor temp. 20°C)

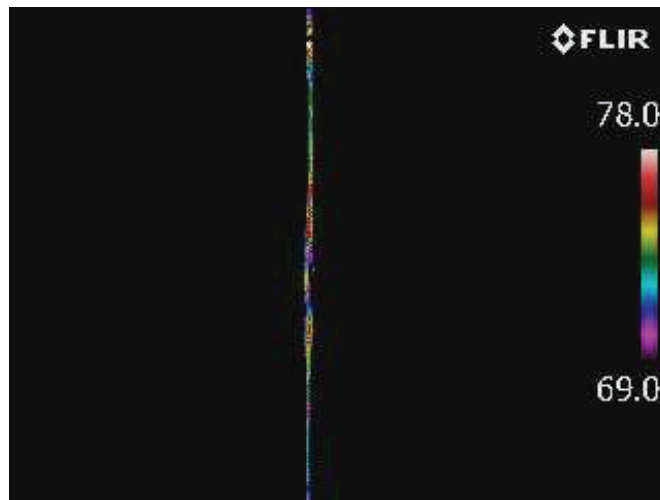


Fig.4-7(a) Temperature distribution map in whole spiral tube (vapor temp. 60°C)

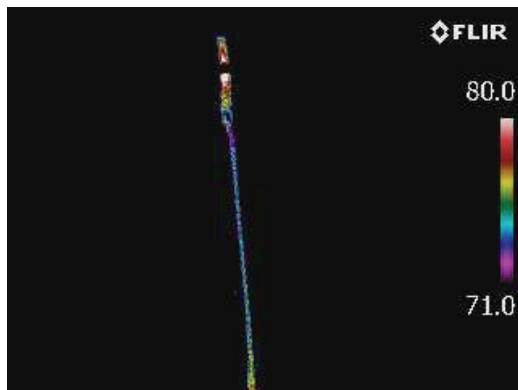


Fig.4-7(b) (left) Temperature distribution map on upper of spiral tube (vapor temp. 60°C)

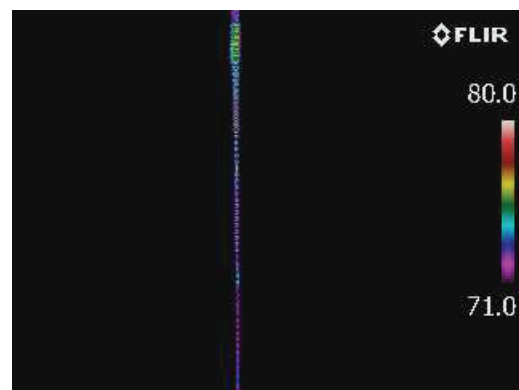


Fig.4-7(c) (right) Temperature distribution map of lower part of spiral tube (vapor temp. 60°C)

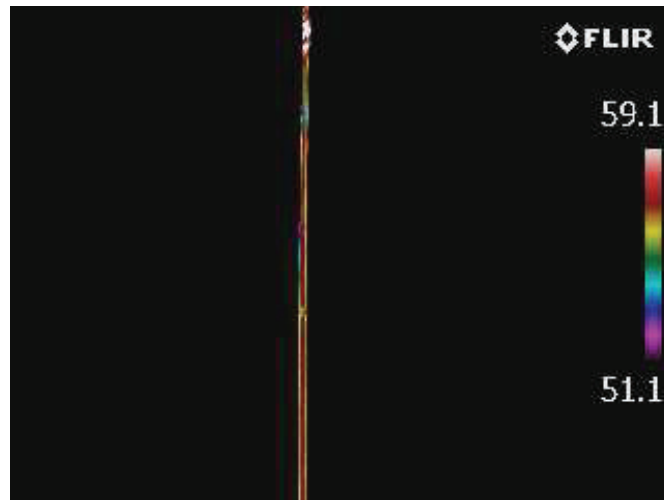


Fig.4-8(a) Temperature distribution map in whole smooth tube (vapor temp. 60°C)

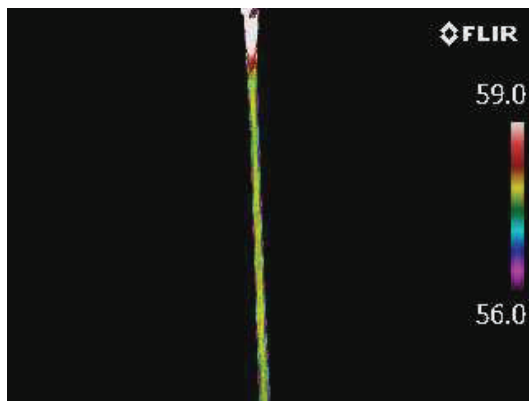


Fig.4-8(b) (left) Temperature distribution map on upper of smooth tube (vapor temp. 60°C)

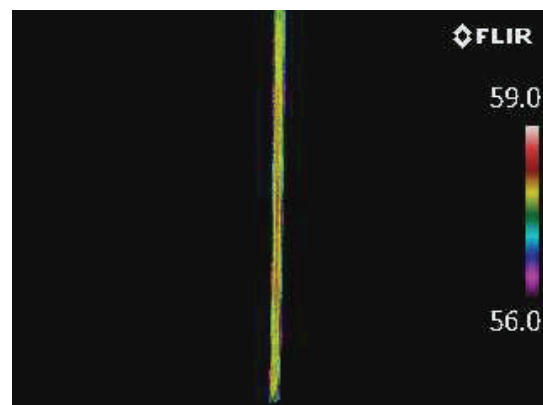


Fig.4-8(c) (right) Temperature distribution map of lower part of smooth tube (vapor temp. 60°C)

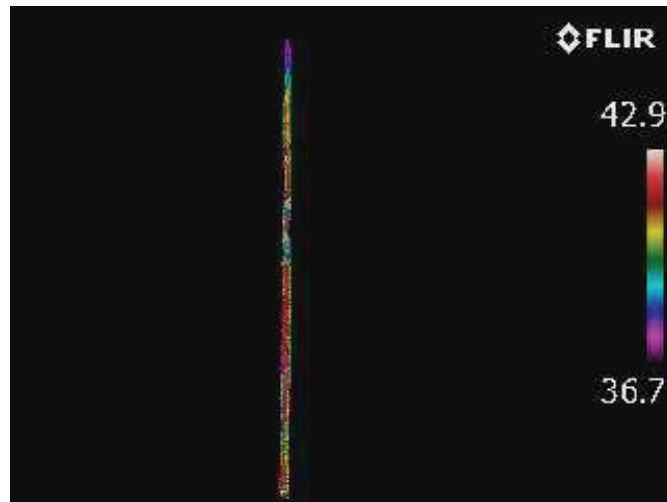


Fig.4-9(a) Temperature distribution map in whole spiral tube (vapor temp. 20°C)

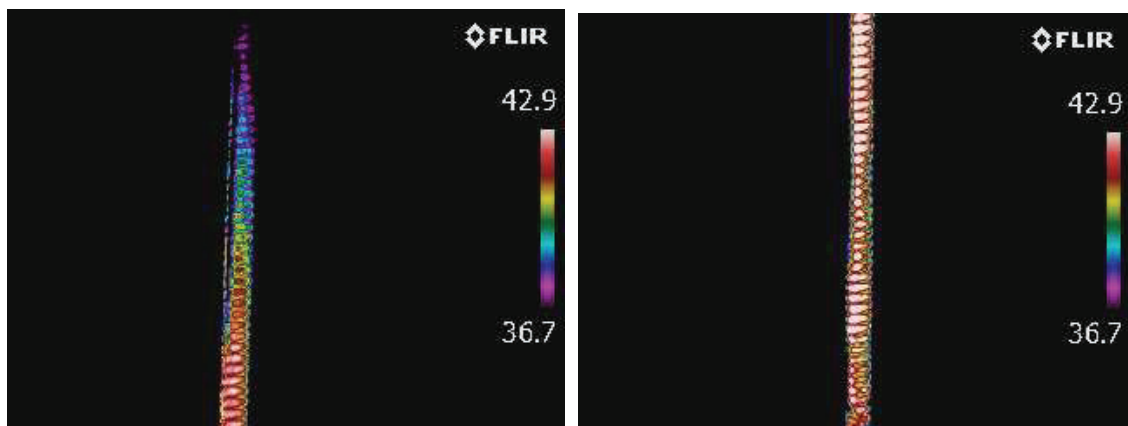


Fig.4-9(b) (left) Temperature distribution map on upper of spiral tube (vapor temp. 20°C))

Fig.4-9(c) (right) Temperature distribution map of lower part of spiral tube (vapor temp. 20°C)

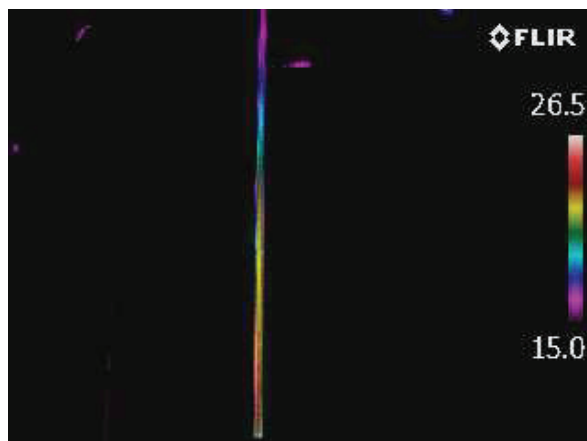


Fig.4-10(a) Temperature distribution map in whole smooth tube (vapor temp. 20°C)

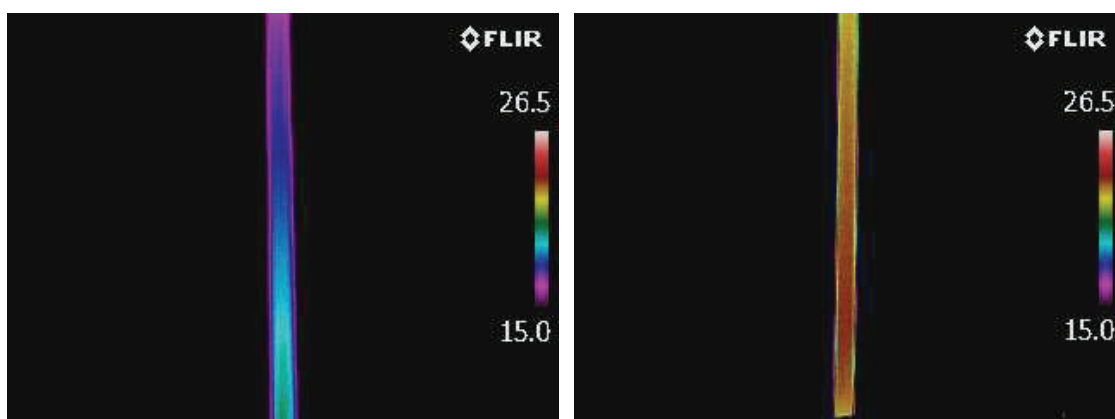


Fig.4-10(b) (left) Temperature distribution map on upper of smooth tube (vapor temp. 20°C)

Fig.4-10(c) (right) Temperature distribution map of lower part of smooth tube (vapor temp. 20°C)

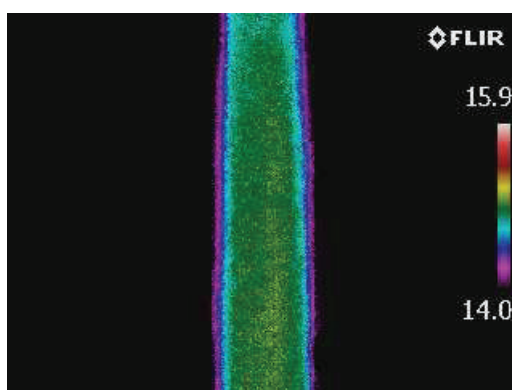


Fig.4-10(d) Temperature distribution map on upper part expansion of smooth tube (vapor temp. 20°C)

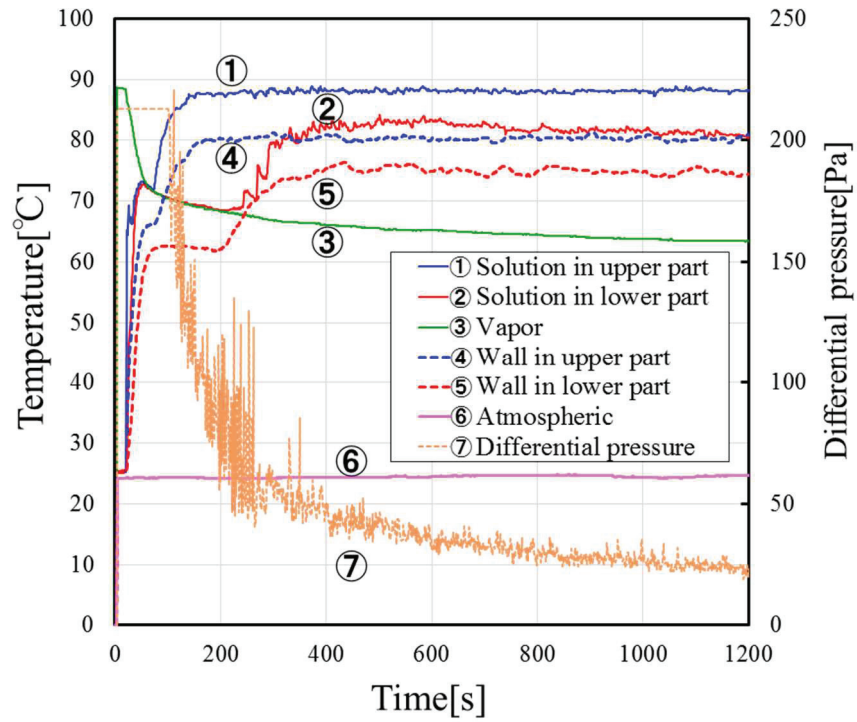


Fig.4-11 Changes of each part temperature and differential pressure with time (example)

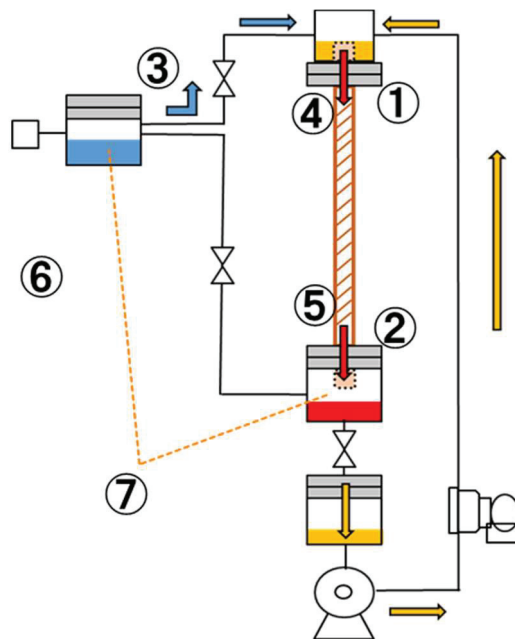


Fig.4-12 Measurement point of temperature and differential pressure

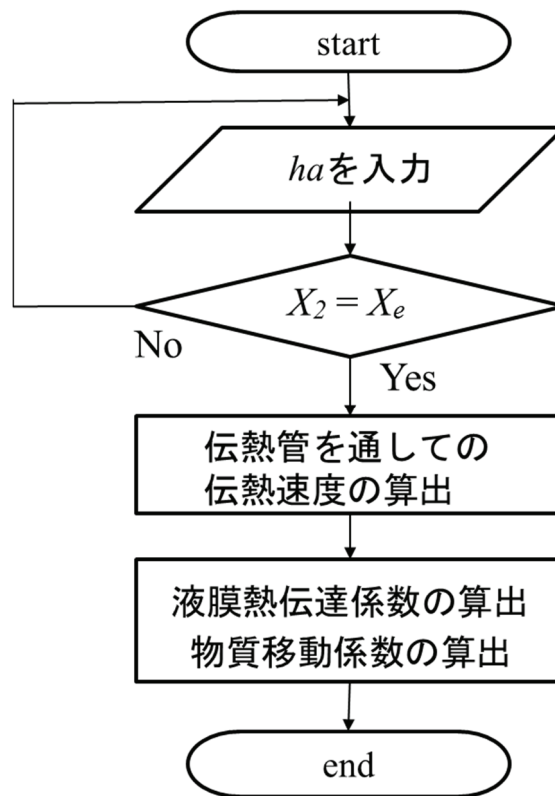


Fig.4-13 Flow chart of the calculation algorithm

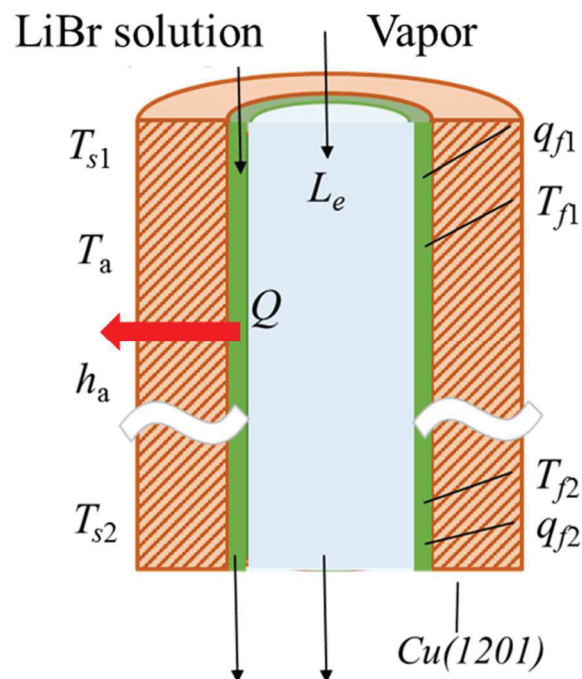


Fig.4-14 Schematic diagram of heat transfer model on steam absorption in absorber

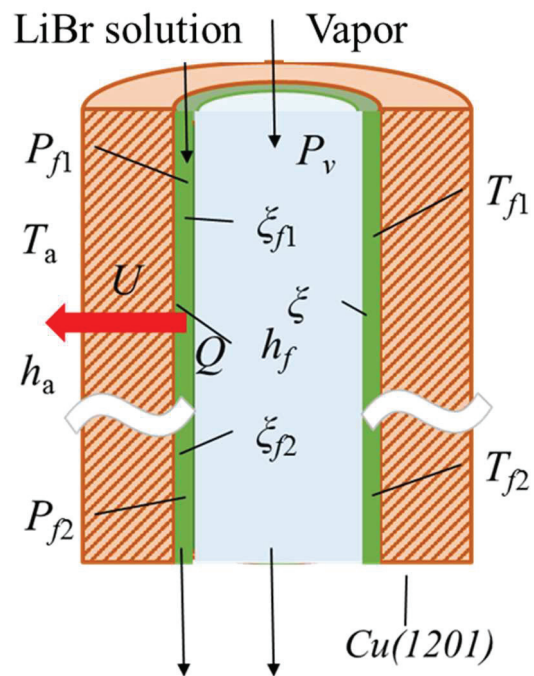


Fig.4-15 Schematic diagram of heat and mass transfer model in absorber

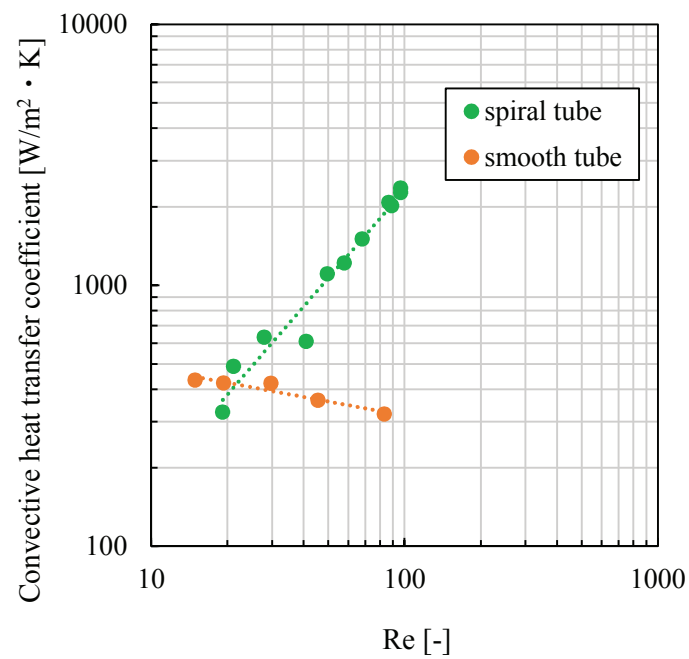


Fig.4-16 Relationship of solution film convective heat transfer coefficient and Reynolds number
(vapor temp. 20°C)

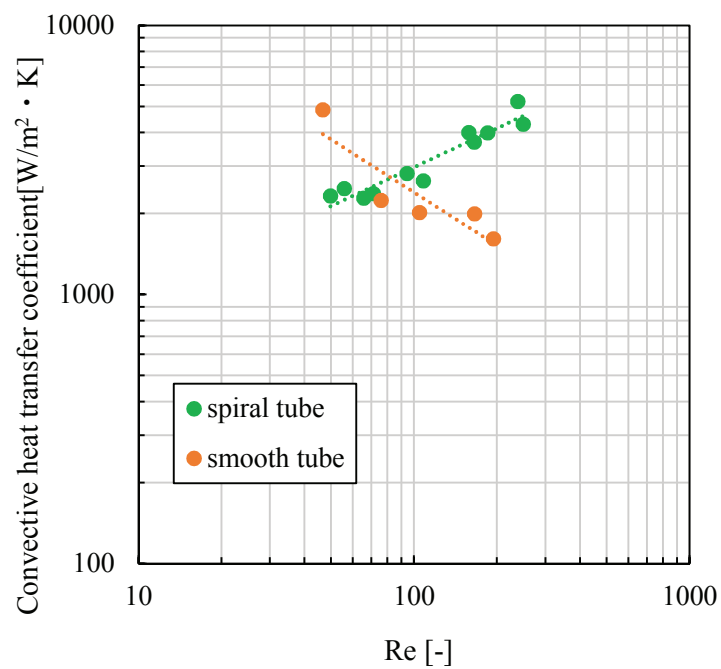


Fig.4-17 Relationship of solution film convective heat transfer coefficient and Reynolds number
(vapor temp. 60°C)

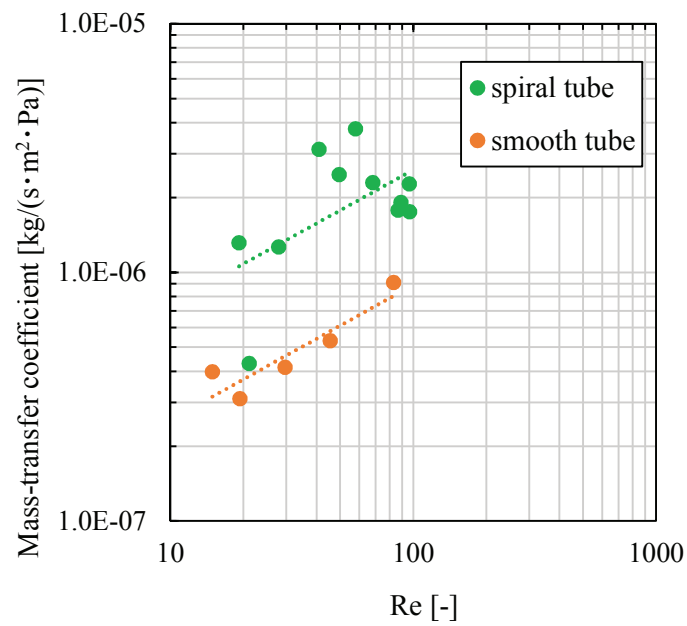


Fig.4-18 Relationship of gas-side mass transfer coefficient and Reynolds number
(vapor temp. 20°C)

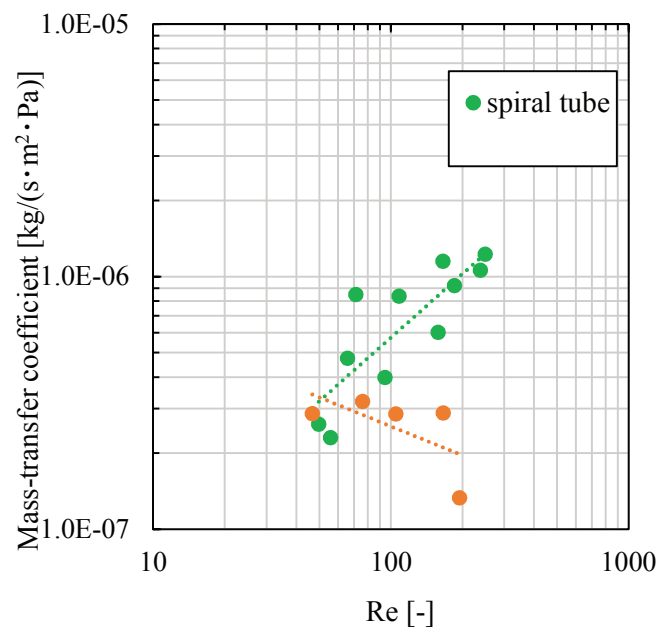


Fig.4-19 Relationship of gas-side mass transfer coefficient and Reynolds number
(vapor temp. 60°C)

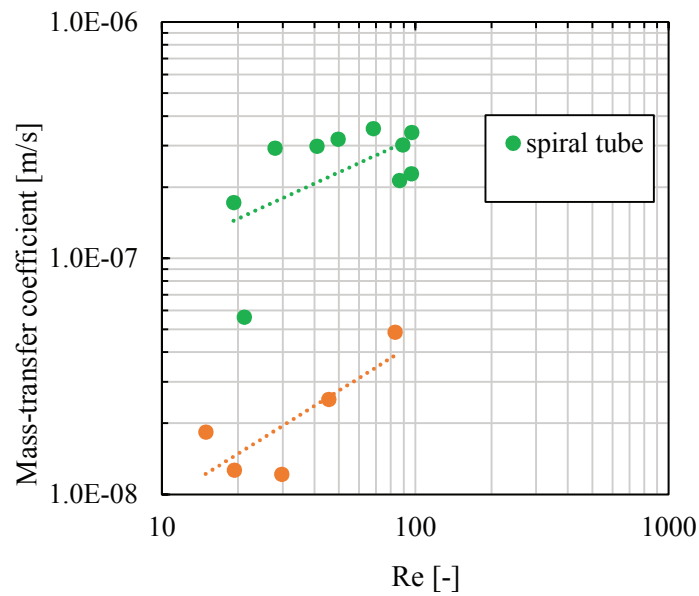


Fig.4-20 Relationship of solution-side mass transfer coefficient and Reynolds number
(vapor temp. 20°C)

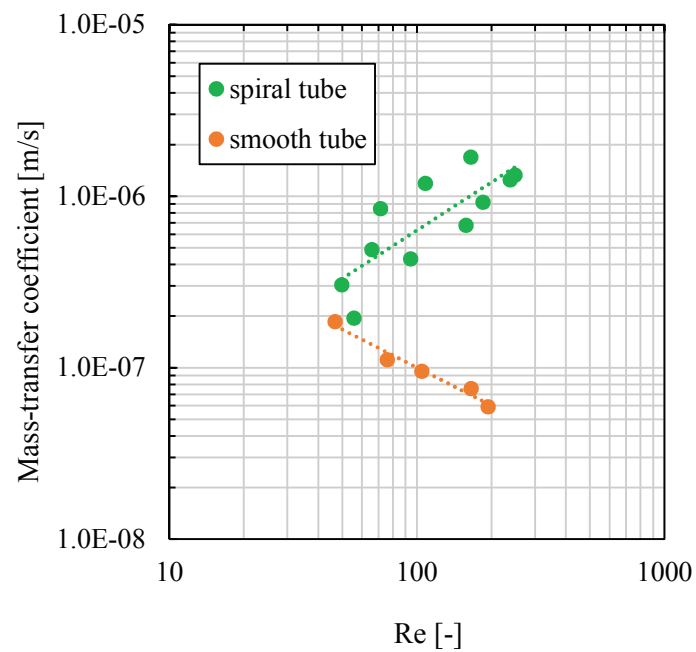


Fig.4-21 Relationship of solution-side mass transfer coefficient and Reynolds number
(vapor temp. 60°C)

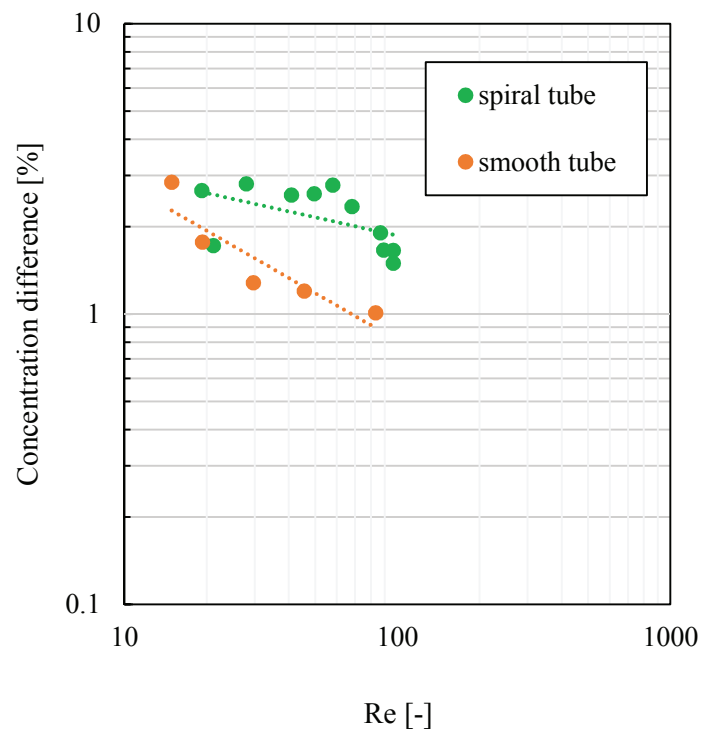


Fig.4-22 Relationship of concentration difference and Reynolds number (vapor temp. 20°C)

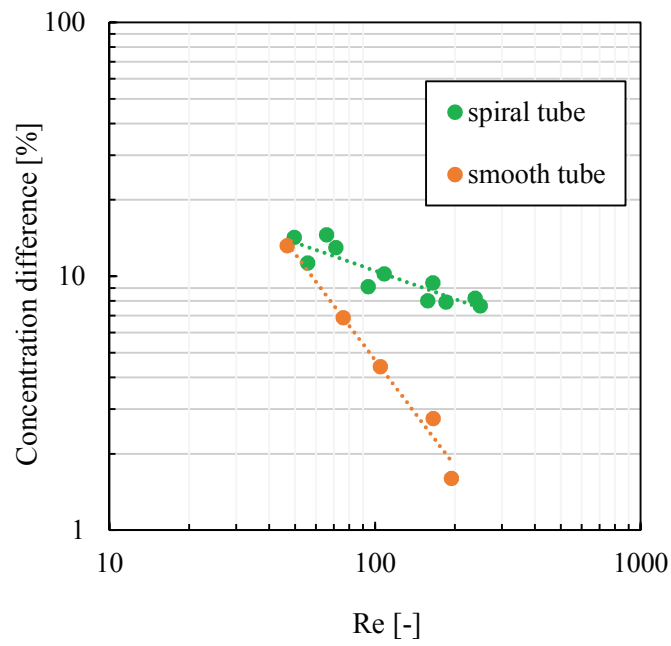


Fig.4-23 Relationship of concentration difference and Reynolds number (vapor temp. 60°C)

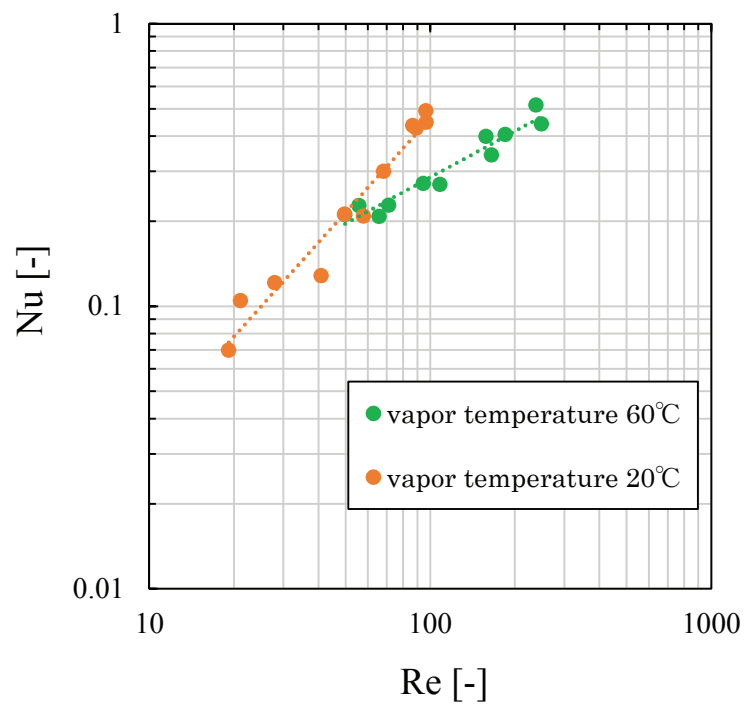


Fig.4-24 Relationship of Nusselt number and Reynolds number (Spiral tube)

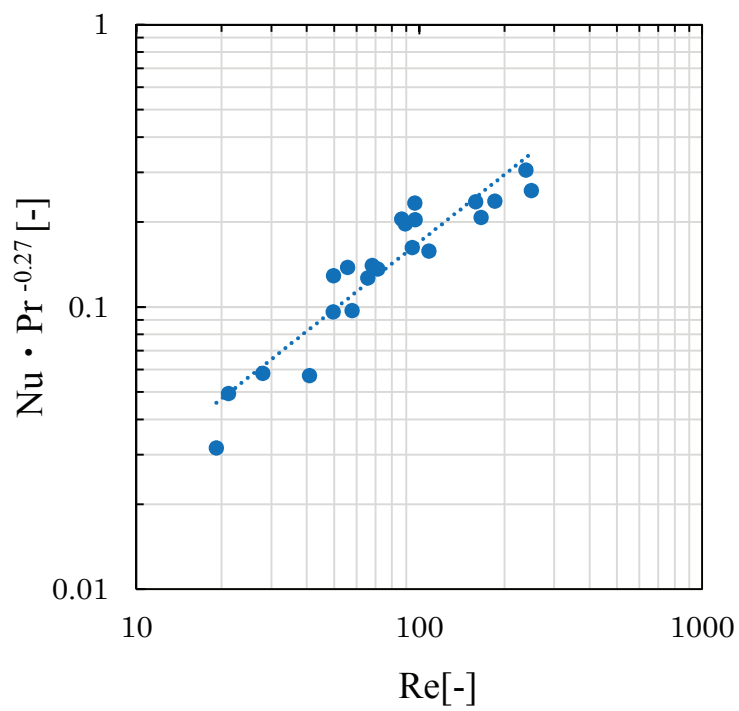


Fig.4-25 Relationship of Nusselt number, Prandtl number and Reynolds number (Spiral tube)

記号

A = equivalent heat transfer area of the tube outside wall to a smooth tube	[m ²]
A' = equivalent heat transfer area of the tube inside wall to a smooth tube	[m ²]
g = gravitational acceleration	[m/s ²]
G = mass flow rate	[kg/s]
Γ = mass flow rate of falling liquid per perimeter	[kg/m·s]
m = Vapor absorption amount	[kg]
h_a = convection heat transfer coefficient on the outside of tube	[W/m ² ·K]
h_f = solution film convective heat transfer coefficient	[W/m ² ·K]
U = overall heat transfer coefficient	[W/m ² ·K]
k = thermal conductivity of solution	[W/m·K]
β_g = gas-side mass transfer coefficient	[kg/s·m ² ·Pa]
β_c = solution-side mass transfer coefficient	[m/s]
l = length of the heat transfer tube	[m]
L_f = characteristic length	[m]
Q = enthalpy through the heat exchanger tubes	[J]
q_f = enthalpy of solution	[J/kg]
r = inner radius of the heat transfer tube	[m]
T_f = solution temperature	[K]
T_s = wall temperature	[K]
T_a = atmospheric temperature	[K]
P = pressure	[Pa]
μ = viscosity of solution	[Pa·s]
ρ_f = solution density	[kg/m ³]
X = solution concentration	[LiBr wt %]

X_e =measured solution concentration at the end of the experiment	[LiBr wt %]
ξ_j =solution concentration	[H ₂ O wt %]
$\bar{\xi}$ = average solution concentration	[H ₂ O wt %]
C_p =specific heat of LiBr solution	[J/kg · K]

無次元数

Nu = Nusselt number	[-]
Re = Reynolds number	[-]
Pr = Prandtl number	[-]

添字

1=upper part
2=lower part
i =minute time

第5章 過飽和微細結晶スラリーによる AHP の性能向上効果

大幅な炭酸ガス排出削減を図る上で、幅広い分野で未利用であった低レベルエネルギー回収が不可欠となっている。吸収式ヒートポンプは、熱駆動型の冷凍機としてすでに多くの実用化が図られ、商用器として市販に至っている。このような吸収式ヒートポンプをできるだけ低温廃熱でも効率よく駆動するように、さらなる高性能技術を開発することは、短期的に省エネルギー効果を向上させるためにも重要課題である。

吸収式ヒートポンプは、吸収液と作動流体のいくつかの組み合わせが提案されているが、アンモニア・水系または臭化リチウム・水系が一般によく用いられている⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾。アンモニア・水系吸収式ヒートポンプは、比較的低温廃熱の利用に向いているが、その高性能化は水とアンモニアを分離する再生器部分の蒸留性能に大きく依存している。一方、現時点で実用化されている後者の臭化リチウム・水系吸収式ヒートポンプの熱源には、100 °C レベル以下の低温廃熱を利用するタイプはまだ少なく、ほとんどは燃料の燃焼による高温ガスが再生器熱源に利用されている。このようなレベルの低温廃熱利用型臭化リチウム・水系吸収式ヒートポンプの利用拡大を図る上で、再生器の熱交換性能と吸収液の吸湿性アップが要求される。

吸収液性能に関しては、水蒸気吸収に伴い吸収液が希釈され平衡蒸気圧が高くなり、吸湿性が低下することが、吸収器性能低減の要因となる。このため、臭化リチウム・水系吸収液に第3成分を添加剤として混合させることにより、吸湿性増大や蒸気吸収に伴う希釈熱低減を図る研究が行われている⁽¹¹⁾⁽¹²⁾⁽¹³⁾⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾。

これらに対して Itaya et al. (2010) は、吸収液に吸着剤微粒子を分散したスラリーを吸収液に利用する方式を提案した⁽¹⁶⁾。吸収液に吸着剤を分散した場合、溶質である LiBr が吸着剤に吸脱着する効果により、蒸気吸収に伴う溶液濃度低減に伴う吸湿性能低下を抑制できることを報告した。著者らは、このような方式を検討する過程で、吸収液が過飽和に達すると吸着剤が結晶核のような作用で、微細な LiBr 結晶が析出することを見出した。この過飽和微細結晶スラリーを利用すると、吸収過程においてこの結晶の溶解で吸着剤の吸脱着効果以上の希釈低減効果が得られると考えられる。

過飽和溶液には、結晶核がなければ結晶生成しない準安定領域の存在が知られている。これは溶解度曲線以上かつ過溶解度曲線以下の領域にある。これまで、低過飽和溶液の結晶生成方法がいくつか提案されている。例えば、通常では核発生しない低過飽和溶液に、種結晶を添加して結晶成長させる方法⁽¹⁷⁾、超音波やレーザーを照射することにより結晶核を誘発する研究⁽¹⁸⁾⁽¹⁹⁾⁽²⁰⁾などが見受けられ、適切な条件で操作することで、低過飽和溶液からも結晶核が発生することが報告されている。

一方、吸収液中に吸着剤を分散した場合には、細孔内に臭化リチウムが微細な結晶状態で吸着されると考えられ、これが結晶核となり液相が準安定領域でも吸着剤周りに結晶成長が生じると考えられる。実際に吸着剤を添加しない場合には、高過飽和状態に達して初めて急速に結晶成長するため、大きな結晶が生成する。吸着剤粒子有無による LiBr 過飽和結晶を図 5-1 に示す。

本章では、LiBr-H₂O 系吸収液に吸着剤微粒子を分散させることにより生成する微細な過飽和結晶スラリーの特性を明らかにするために、まず微細結晶の粒度分布および結晶スラリーの粘度等の物性計測を行う。また、このようなスラリーを吸収式ヒートポンプに応用するうえで、重要な要因となる伝熱性能について液膜伝熱実験を行うとともに、LiBr 結晶の溶解効果による吸収液濃度変化の抑制ならびに水蒸気吸収性能低下抑制効果を、熱・物質移動モデル解析に基づき基礎的観点から定量的評価を行う。

5.1 実験方法

5.1.1 結晶スラリー物性測定

通常の吸収液である吸着剤を分散させていない LiBr 溶液が過飽和状態になると 1 つの大きな固まりとなるように結晶が析出するため、流路の閉塞に伴うトラブルが発生すると考えられる。しかし、吸着剤微粒子を分散させることで吸着剤が結晶核となり多数の微細な結晶が析出しスラリー状態になる。そこで、流路の流れに影響を与えられとされる結晶スラリーの結晶粒度分布及び粘度の測定を行った。

5.1.1.1 微細結晶粒度分布測定 測定装置として、レーザー回折/散乱式粒度分布測定装置（堀場、LA-920 型）を使用した。吸着剤には東ソー製ゼオライト HSZ-320-NAA を使用した。結晶スラリーは高温状態（80 °C）で LiBr 濃度 63.4 wt%（溶液基準）の LiBr 溶液に

ゼオライト 5.56 wt%を分散させ、温度を 25 °C まで下げることで作成した。この結晶スラリー中の微細結晶とゼオライト粒子の粒度分布を粒度分布測定装置のバッチ式セルで測定した。また、測定中の温度も 25.0 °C とした。なお、図 5-1 は上記と同条件で調製したスラリーと結晶成長状態を示している。

5.1.1.2 結晶スラリー粘度測定 測定装置として、回転粘度計を使用した。結晶スラリーの粒度分布測定と同条件（LiBr 濃度 63.4 %、ゼオライト分散濃度 5.56 %）でスラリーを調製した。この結晶スラリーの温度を 20, 35, 50 °C と変化させることで結晶スラリー中の固体結晶量を変え、粘度測定を行った。

5.1.2 液膜伝熱実験方法

吸収式ヒートポンプの性能評価を行う上で、吸収液と熱媒体間の熱伝達係数を明らかにしておく必要がある。本研究では、再生器として操作した場合を想定し、単一プレート表面を流下する吸着剤分散吸収液と熱媒体間の総括熱伝達係数を計測し、吸着剤が総括熱伝達係数に与える影響について検討を行った。

図 5-2 に液膜伝熱実験装置概略図を示す。吸収液は上部容器から伝熱実験ダクトの伝熱プレート表面に定量供給され、液膜状態で流下させる。ダクト出口からの吸収液は下部容器に貯められる。吸収液には吸着剤分散 LiBr 溶液を用いた。吸着剤には東ソー製ゼオライト HSZ-320-NAA を使用。一方、熱媒体にはシリコンオイル（信越化学製 KF-96-100CS）を用い、一定の温度に加熱されたオイルをダクト下部側から供給し、吸収液膜の流れ方向とは向流方式とした。また、その間の伝熱プレートには SUS329J4L ステンレス板（長さ 1008 mm, 幅 102 mm, 厚さ 3 mm）を使用し、吸収液側表面には均一液膜の形成を容易にさせるため親水性処理（（株）伸晃によるベラスコート加工）が施されている。系全体を減圧下にし、ダクトを 4.57°傾斜させた液膜流れで伝熱実験を行った。

実験手順は、以下の通りである。

1. 所定の温度に設定されたシリコンオイルを伝熱実験ダクトの熱媒体側に流通させて、熱的に安定するまで待機する。ここでは、恒温槽内シリコンオイル温度を 90 °C で一定とした。

2. 伝熱実験ダクト吸収液膜側，上部容器，下部容器，凝縮器，凝縮水容器を真空ポンプで減圧させる．
3. 吸収液貯蔵用の上部容器からダイヤフラム式定量ポンプで流量を調節しつつ吸収液を試験ダクトに供給し，伝熱面に液膜状に流通させる．
4. 吸収液の出入口温度が安定したら，吸収液出入口温度と LiBr 濃度，シリコンオイル出入口温度を測定する．
5. 吸収液の LiBr 濃度は，液の一部を 200 °C の乾燥機内で乾燥させ，LiBr の質量とものと溶液質量から決定する．

吸収液である LiBr 溶液の流量および吸着剤濃度を変化させ，測定した吸収液の出入口温度と LiBr 濃度，シリコンオイル出入口温度から総括熱伝達係数を算出した．ただし，吸着剤濃度は 2.66, 4.04, 4.99, 9.90 wt%とした．また，吸収液の入口 LiBr 濃度は 54.8～58.0 %で，ここではいずれも過飽和濃度以下とした．これは，温排熱利用のヒートポンプでは吸収液の再生過程の伝熱促進も大きな課題となることと，80 °C 程度の再生温度では LiBr の溶解度が高く，微細結晶のほとんどが溶解することから，過飽和濃度以下の吸着剤分散系吸収液について伝熱特性の計測を行ったためである．

5.2. 理論解析

吸収式ヒートポンプにおける結晶スラリーの性能向上効果，すなわち水蒸気吸収量向上効果について理論解析による検討を行った．図 5-3 は吸収器を例にした場合の解析モデルを図示したもので，熱交換器の伝熱面を挟んで，吸収液が液膜状で，熱媒体が流路全体を流通するとした．再生器では，冷却用熱媒体の代わりに加熱用熱媒体が流通し，水蒸気の吸収に代わり蒸発して熱・物質移動方向が逆（負）方向になる点が異なるだけで，全く同様に表記することができる．また，解析は以下の仮定をおく．

- 1) 吸収器及び再生器は垂直方向に流通する熱交換方式．
- 2) 吸収液は熱交換器伝熱面表面を一樣な厚さの液膜で流下．
- 3) 液膜厚さ方向の流速，温度及び濃度分布は一樣．
- 4) 液膜表面の蒸気圧は液膜の濃度と温度に対する吸収液の飽和蒸気圧．

- 5) 液膜表面での水分の蒸発または吸収速度は、液膜表面の蒸気圧と凝縮器または蒸発器内蒸気圧との差を推進力とする物質移動で与えられる。
- 6) 蒸発器及び凝縮器内蒸気圧はそれぞれの温度における純水の飽和蒸気圧で近似。
- 7) 冷却または加熱のための熱媒体は液膜の流下方向に対して向流または並流で流通。
- 8) 伝熱は熱媒体と液膜間の温度差を推進力とする総括熱伝達で与えられる。
- 9) 吸収液に結晶スラリーを用いる場合、水蒸気吸収に伴い LiBr 結晶が溶解するため吸収液濃度は常に飽和濃度で一定とし、溶解速度も十分速い。
- 10) 吸収液の温度における飽和濃度以上となると結晶が析出し、吸収液濃度は飽和濃度。
- 11) 周囲への放熱量は無視小。
- 12) 吸収液膜及び熱媒体の流れ方向の伝熱は無視小。
- 13) 吸収液中の吸着剤への LiBr 吸着熱は無視小。

仮定 3)ではピストン流れまたは液膜厚さ方向の完全混合流れを仮定し、ここではモデルの簡易化のため運動方程式は考慮していないが、理論的に最大効率を解析するモデルとなる。また、実現象との補正は、仮定 5)の物質移動係数をフィッティングパラメータとすることで対応が可能と考えられる。また、仮定 6)は操作中の吸収液ミストの混入は無視小とし、水蒸気移動抵抗は水蒸气流路が律速とすると蒸発器と凝縮器内はそれぞれの温度における純水の飽和蒸気圧と等しいと仮定できる。

以上の仮定に基づき、それぞれの熱及び物質収支式は、以下の通り与えられる。

LiBr 収支

$$-w_c \frac{d\phi_{ad}}{dA} = \frac{d(wC_{LiBr})}{dA} \quad (5-1)$$

水収支

$$\frac{d\{w(1-C_{LiBr})\}}{dA} = \dot{m} \quad (5-2)$$

エネルギー収支

$$\frac{d(h_s w + c_{pa} w_c T + c_{LiBr} w_c \phi_{ad} T)}{dA} = q_{cond} - q_w \quad (5-3)$$

ここで、 w_c は吸収液中の吸着剤質量流量 [kg-adsorbent/s]、 ϕ_{ad} は吸着剤表面の LiBr 結晶量 [kg-LiBr/kg-adsorbent]、 A は伝熱面積 [m²]、 w は吸収液流量 [kg-solution/s]、 C_{LiBr} は吸収液中の LiBr 濃度 [kg-LiBr/kg-solution]、 \dot{m} は水蒸気吸収速度 [kg-water/(m²·s)]、 h_s は吸収液エンタルピー [J/kg-solution]、 c_{pa} と c_{LiBr} はそれぞれ吸着剤と LiBr の比熱[J/(kg·K)]、 T は温度 [K]、 q_{cond} は相変化に伴う潜熱エンタルピー[W/m²]、 q_w は熱媒体と吸収液間の熱伝達速度 [W/m²]を表す。

熱及び物質速度式は、それぞれ次式で表せる。

熱伝達速度

$$q_w = h_w(T - T_w) \quad (5-4)$$

水蒸気吸収速度

$$\dot{m} = k_m(p_{evap} - p_s) \quad (5-5)$$

ここで、 h_w は総括熱伝達係数 [W/(m²·K)]、 T は吸収液温度 [K]、 T_w は熱媒体温度 [K]、 k_m は圧力差に基づく物質移動係数 [kg/(m²·s·Pa)]、 p_{evap} は蒸発器または凝縮器内蒸気圧 [Pa]、 p_s は吸収液表面の飽和蒸気圧 [Pa]である。

また、 q_{cond} は \dot{m} を用いて、以下のように与えられる。

$$q_{cond} = \dot{m}L_e \quad (5-6)$$

ここで L_e は水の蒸発潜熱 [J/kg]である。

吸収液中の LiBr 濃度は、結晶存在下では以下のように与えられる。

$$C_{LiBr} = C_{LiBr}^* \quad (5-7)$$

ここで C_{LiBr}^* は LiBr 飽和濃度 [kg-LiBr/kg-solution]である。飽和溶解度以下では、吸着剤への LiBr 平衡吸着量と溶液濃度の関係を、次式のように与えた⁽³⁰⁾。

$$q^* = aC_{LiBr} + b \quad (5-8)$$

ここで q^* は LiBr 平衡吸着量 [kg-LiBr/kg-adsorbent], a は吸着平衡パラメーター [kg-solution/kg-adsorbent]である.

基礎式 Eq. (5-1)～(5-3)は, それぞれ吸収器及び再生器ごとに伝熱面積に沿って離散化して数値積分することにより解いた. 吸収液に関する諸物性値は文献値⁽²³⁾⁽²⁴⁾⁽²⁵⁾⁽³⁰⁾を用いた. また, 吸収液のエンタルピー及び飽和水蒸気圧については, 温度と濃度の関数で与えられ, 文献⁽³¹⁾にて与えられている相関関係を用いた. 蒸発器及び凝縮器については, それぞれ所定の温度で一定とした.

5.3 結果及び考察

5.3.1 微細結晶粒度分布

粒度分布の測定結果を図 5-4 に示す。実線は結晶スラリー、点線はゼオライトの粒度分布を表している。ゼオライト粒度は $2\sim 10\ \mu\text{m}$ であるのに対して、結晶スラリーの結晶粒度は $9\sim 200\ \mu\text{m}$ の範囲で分布していた。結晶スラリーは、ゼオライトの粒度範囲にほとんど存在しないことから、ゼオライトが結晶核となりその周りに LiBr 結晶が析出していると考えられる。そこで、ゼオライトのメジアン径 $7.09\ \mu\text{m}$ の単一粒子周りに LiBr が球状に結晶成長したと仮定して、結晶スラリーの粒子径を試算したところ $7.45\ \mu\text{m}$ であった。計測される結晶スラリーのメジアン径が $57.0\ \mu\text{m}$ であったのと比較すると、著しく小さい結果となった。これは結晶構造的に均一な球状には結晶成長していない、またはある程度の複数の結晶粒子が凝集したためと考えられる。しかし、最大粒子径でも $200\ \mu\text{m}$ 以下となることと、数ヶ月静置した場合にもスラリー状態を維持したことから、吸収式ヒートポンプに利用したとしても流路の閉塞などの問題は少ないことが期待される。ただし、この点については今後さらに詳細な検討を要する。

5.3.2 結晶スラリー粘度

結晶スラリーの粘度と結晶濃度との関係を図 5-5 に示す。記号■は飽和溶解度が高く結晶が存在しない温度 $50\ ^\circ\text{C}$ でのゼオライト分散した溶液（LiBr 濃度 63.4 %、ゼオライト分散濃度 5.56 %）の粘度、◆のプロットは温度を 35 と $20\ ^\circ\text{C}$ に低下させることで結晶を析出させてその割合を増加させた場合の粘度を表す。また、一点鎖線はゼオライトを含まない $50\ ^\circ\text{C}$ 、63.4%の LiBr 溶液、破線は $20\ ^\circ\text{C}$ の純水粘度の文献値⁽²³⁾を表す。飽和溶解度以下で吸収液濃度と温度が同一でも、ゼオライト粒子の分散により粘度が約 50%高くなる。また、結晶スラリーでは結晶濃度の増加に伴い粘度も増加する傾向が認められるが、本実験範囲で最も粘度が高くなる $20\ ^\circ\text{C}$ 、 $0.024\ \text{kg-LiBr/kg-solution}$ のスラリーでも吸収液単独の 2.7 倍程度であり、十分な流動性を有することが明らかとなった。

5.3.3 液膜の総括熱伝達係数

測定した吸収液の出入口温度と LiBr 濃度、シリコンオイル出入口温度から伝熱量と平均

温度差を求め、次式より総括熱伝達係数 h_w を算出した。

$$Q = h_w \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (5-9)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{c1} - T_2) - (T_{c2} - T_1)}{\ln\{(T_{c1} - T_2)/(T_{c2} - T_1)\}} \quad (5-10)$$

ここで、 Q は伝熱量 [W]、 ΔT_{lm} は対数平均温度差 [K]を表す。また、Eq. (5-10)の温度は図 5-2 に示す位置の温度に対応する。伝熱量は吸収液の出入口濃度差から求めた蒸発潜熱量およびそれぞれの温度と濃度に対するエンタルピー差から求められる⁽³¹⁾。

図 5-6 は、総括熱伝達係数と流量の関係を示したものである。流量が 30 ml/s 以上では、測定精度上げらつきが大きいものの、おおむね流量が増加するに従い総括熱伝達係数も増加する傾向が見られ、本流量範囲では 100～900 W/(m²·K)の範囲で変化した。また、ばらつきが小さい 30 ml/s 以下の低流量域で比較すると、熱伝達係数に与えるゼオライト分散濃度の影響は、本実験範囲では小さいことが示された。流量が大きい領域では、吸収液出入口間の水蒸気蒸発による濃度変化が小さく、この濃度計測誤差が熱伝達係数に大きく影響を与えるため、ばらつきが大きくなる。

5.3.4 伝熱試験と解析モデルの比較

解析モデルの妥当性を検証するため、液膜伝熱実験により得られた吸収液の温度と濃度について解析結果と比較した。図 5-7 は、吸着剤分散濃度 2.65 %、流量 9.0 ml/s で行った伝熱実験と同一条件で解析した結果と実験結果を示す。ただし、凝縮器温度 280K、物質移動係数 2.0 kg/(m²·s·Pa)、4.0 kg-LiBr/kg-adsorbent とした。また、ここでの解析では熱媒体に水の熱物性値を用いているが、熱容量速度を吸収液に比べて十分大きくなるように設定して、出入口温度差はほぼ同程度に小さくなるようにしたため、実験との比較に問題は生じないと考えられる。図の解析結果は溶液が液膜流下する伝熱面積方向の LiBr 濃度と温度分布を示している。伝熱実験では 0.1 m² の伝熱面積で行ったため、この面積での解析値と実験での測定値を比較すると温度、濃度ともに良好な一致が得られた。

吸着剤分散濃度 2.66 % のとき, その他の流量についても伝熱実験と解析結果を比較した.

図 5-8 は両者の相対誤差を示したものである. ただし, 相対誤差は次式で定義した.

$$R = \frac{A_n - M_e}{A_n} \times 100 \quad (5-11)$$

ここで, R は相対誤差 [%], A_n は解析値, M_e は実験測定値の温度または濃度を表す. 各流量での相対誤差はおおむね 1 % 程度であり, 大きくても 3 % 以内となった. 以上のことから本解析モデルは, 十分妥当な精度と考えられる.

5.3.5 結晶スラリーによる性能向上効果

前節の本解析モデルの妥当性に基づき, 結晶スラリー, 吸着剤分散吸収液, 吸収液単独の 3 つの条件について, 吸収器の性能向上効果を検討した. 本解析条件を表 5-1 に示す. 結晶スラリーは水蒸気吸収しても結晶溶解の効果により濃度が変わらないため一定とし, 吸着剤分散吸収液は吸着剤の脱着効果により水蒸気吸収による濃度低下に合わせて LiBr が脱着するとした.

本解析モデルにより結晶スラリーの性能向上効果について解析した濃度分布・水蒸気吸収量の結果を図 5-8 に示す. 結晶スラリーでは濃度一定と仮定しているため変化はないが, 吸着剤分散吸収液では吸着剤の LiBr 脱着効果によりわずかながら濃度低下を抑制した. また, 水蒸気吸収量は, 吸収液が伝熱面積 1 m^2 流下するまでに吸収液単独で $2.58 \times 10^{-3} \text{ kg-water/s}$ であったが, 吸着剤分散吸収液では $3.13 \times 10^{-3} \text{ kg-water/s}$ の約 20 %, さらに結晶スラリーでは $5.05 \times 10^{-3} \text{ kg-water/s}$ の約 100 % 増加し, 水蒸気吸収能力の著しい向上効果を期待できる結果が得られた.

5.4 本章のまとめ

吸収式ヒートポンプにより低温排熱を回収し冷熱を得る装置の高性能化を目指し、吸収液に過飽和微細結晶スラリーを用いる方式を提案し、以下の結果が得られた。

- 1) LiBr 濃度 63.4 %, 吸着剤分散濃度 5.56 %, 温度 25 °C の過飽和微細結晶スラリーの結晶粒度は 10~200 μm , メジアン径は 57.0 μm であった。
- 2) 過飽和微細結晶スラリーの粘度は、LiBr 濃度 63.4 %, 吸着剤分散濃度 5.56 % の溶液を温度制御することで結晶量を変化させた結果、結晶量が増加するにつれ粘度も増加するものの、本実験範囲で最大粘度は $1.67 \times 10^{-2} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ であり、十分な流動性を有することが明らかにされた。
- 3) 液膜伝熱実験により、吸収液中の吸着剤（ゼオライト HSZ-320NAA）が総括熱伝達係数に与える影響は小さい。また、吸収液流量の増加に従い総括熱伝達係数は増加する。
- 4) 液膜伝熱実験と比較し、本解析モデルは 3 % 以内の精度で妥当性が確認された。
- 5) 解析モデルにより水蒸気吸収能力向上効果について解析した結果、吸収液単独と比較し吸着剤分散吸収液は 20 %, 過飽和微細結晶スラリーは 100 % 増加する向上効果が示された。



(a) Fine particle slurry of LiBr



(b) LiBr crystal lump grown

Fig. 5-1 Pictures of supersaturated crystal

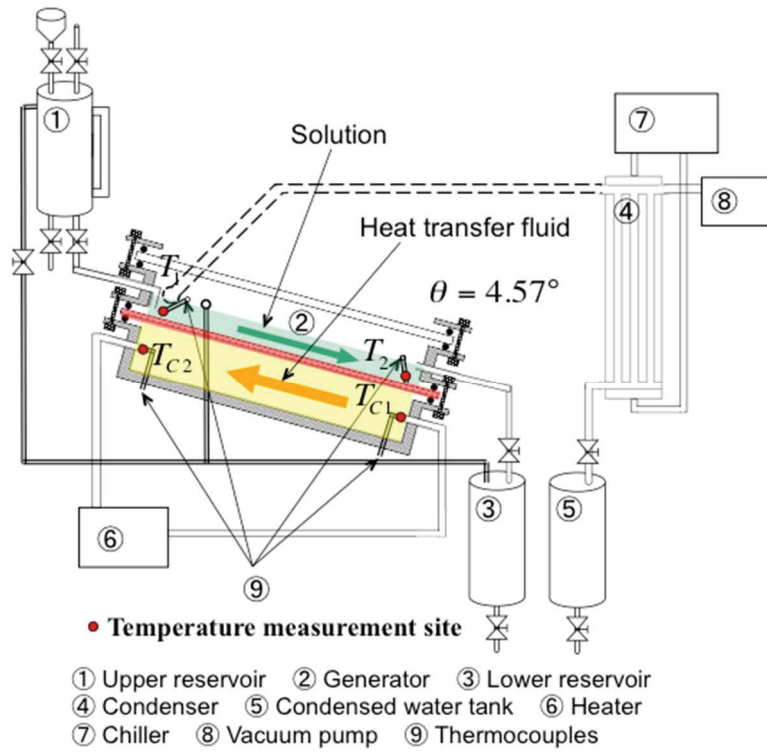


Fig.5-2 Heat-transfer device of liquid film

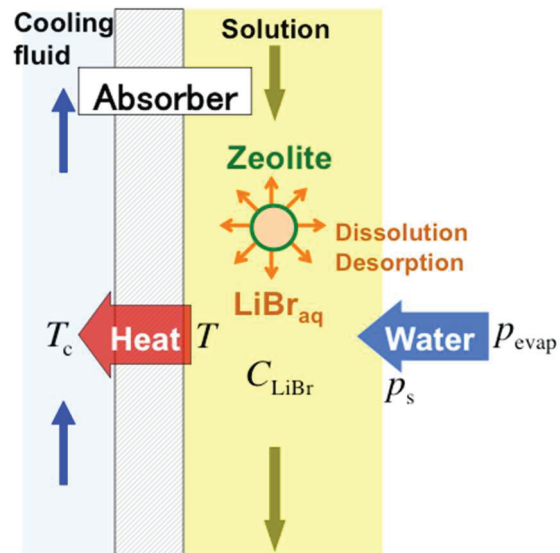


Fig. 5-3 Outline of analysis model in absorber

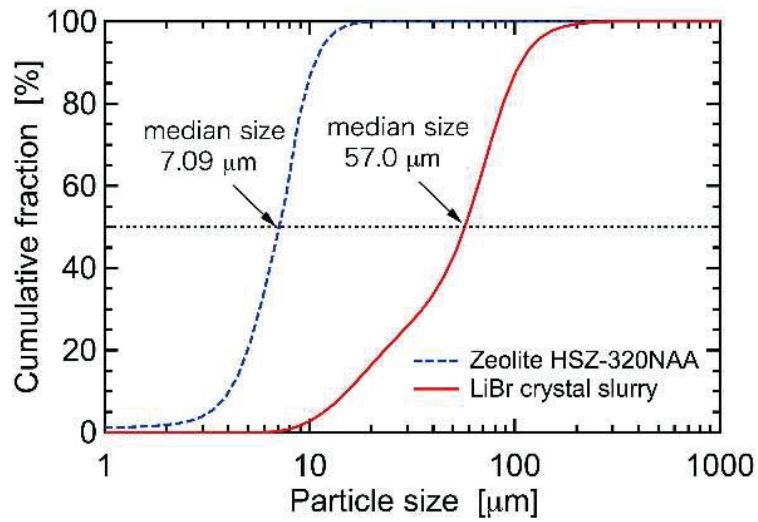


Fig. 5-4 Particle size distribution of supersaturated fine particle crystal

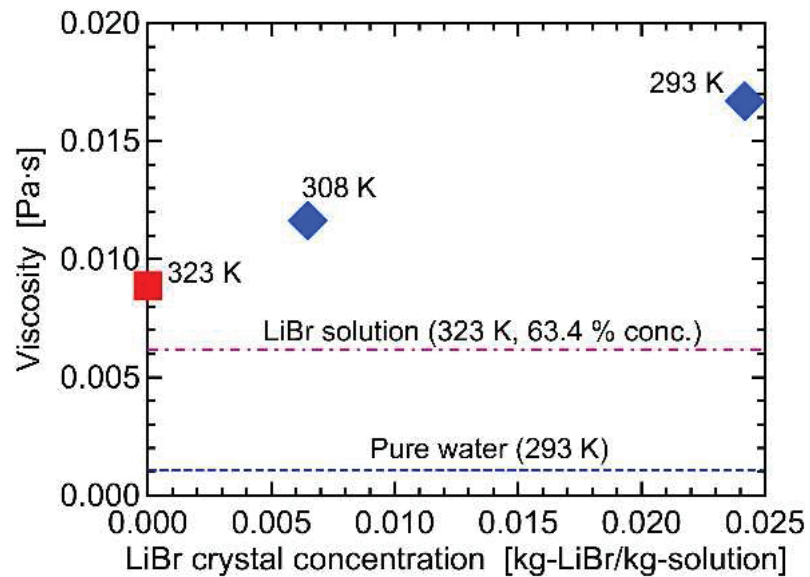


Fig. 5-5 Viscosity of LiBr slurry solution against crystal concentration

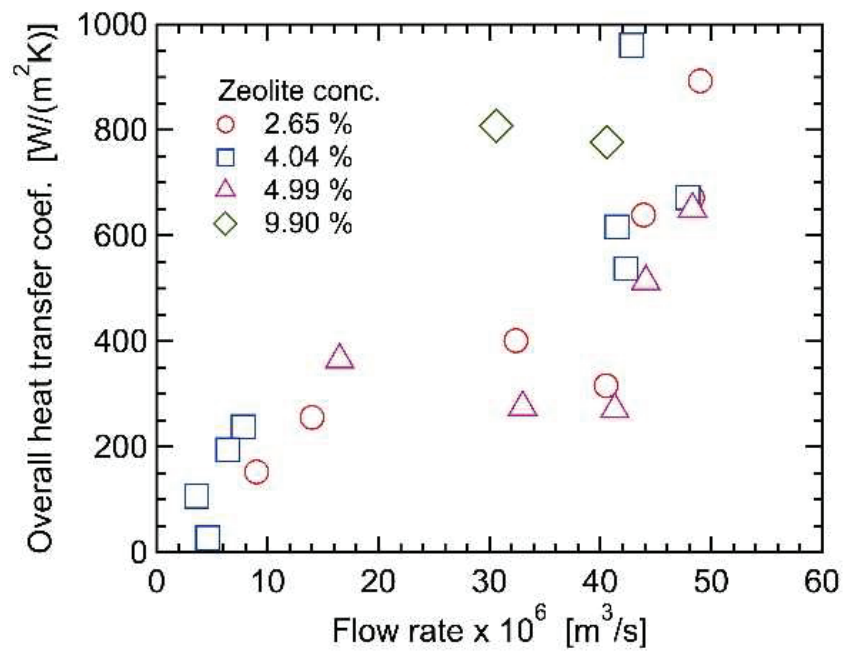


Fig. 5-6 Relation between heat transfer coefficient and flow rate

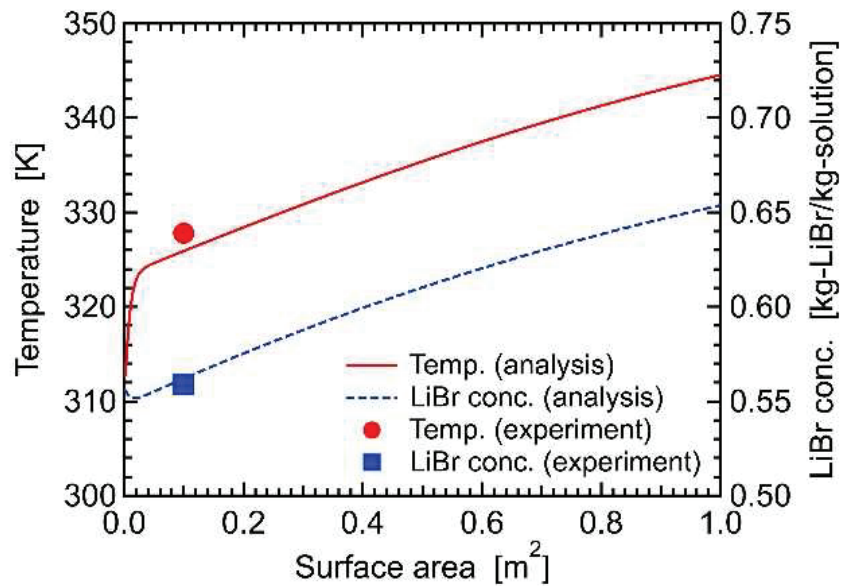


Fig. 5-7 LiBr conc. and temperature profiles

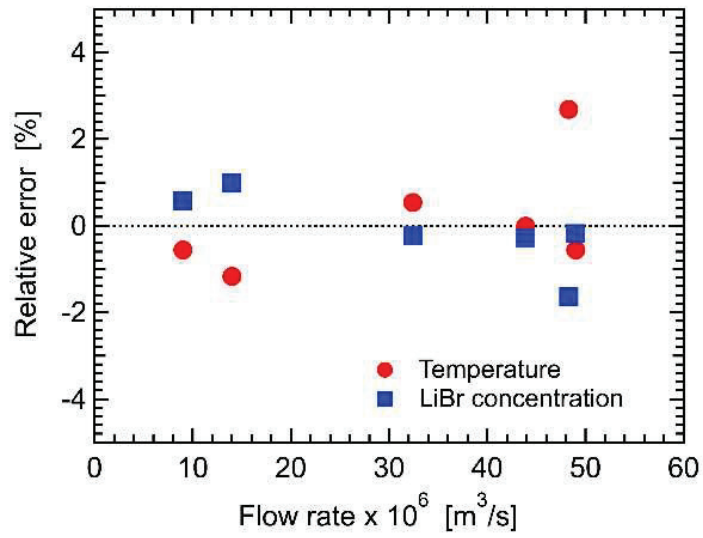


Fig. 5-8 Relative error of the measured value and analysis

Table 5-1 Analysis conditions

Condition	Slurry	Adsorbent suspension	Solution
Flow rate [kg/(m ² ·s)]	0.01	0.01	0.01
Inlet temp. [K]	310	310	310
Inlet conc. [kg/kg-sol.]	0.64	0.64	0.64
Adsorbent conc. [kg/kg-sol.]	0.2	0.2	0.0
Heat transfer fluid flow rate [kg/(m ² ·s)]	0.5	0.5	0.5
Heat transfer fluid temp. [K]	290	290	290
Condenser temp. [K]	280	280	280
Mass transfer coeff. [kg/(m ² ·s·Pa)]	2.0	2.0	2.0
Heat transfer coef. [W/(m ² ·K)]	400	400	400
Equilibrium adsorption parameter [kg/kg-sol.]	4.0	4.0	-
Heat transfer area [m ²]	1.0	1.0	1.0

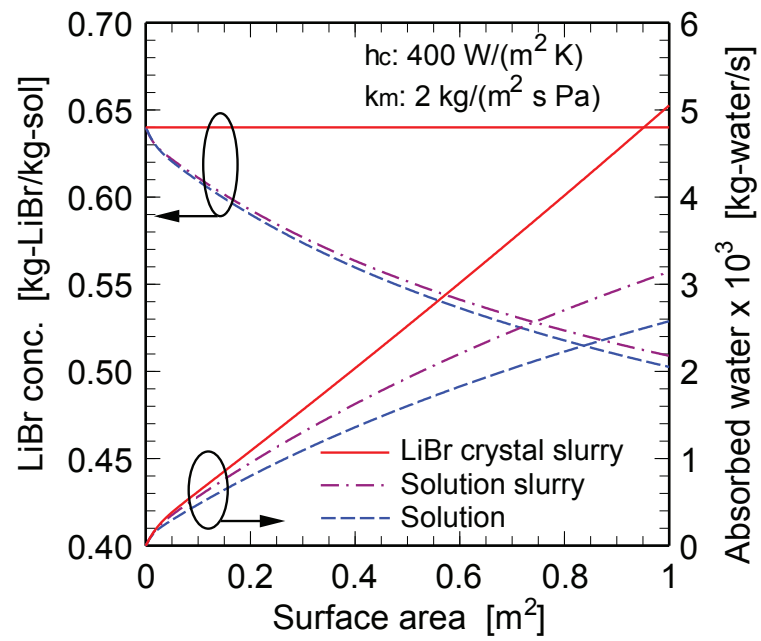


Fig. 5-9 LiBr conc. and water absorption profiles

記号

A	= heat transfer surface area	[m ²]
a	= equilibrium adsorption parameter define by Eq. (5-8)	[kg-solution/kg-adsorbent]
An	= analysis value	
b	= parameter defined by Eq. (5-8)	[kg-LiBr/kg-adsorbent]
C_{LiBr}	= LiBr concentration in solution	[kg-LiBr/kg-solution]
c_{LiBr}	= specific heat of Lithium Bromide	[J/(kg·K)]
c_{pa}	= specific heat of adsorption	[J/(kg·K)]
h_s	= enthalpy of solution	[J/kg-solution]
h_w	= overall heat transfer coefficient	[W/(m ² ·K)]
k_m	= mass transfer coefficient	[kg/(m ² ·s·Pa)]
L_e	= latent heat of water vapor	[J/kg]
\dot{m}	= rate of absorption or evaporation	[kg-water/(m ² ·s)]
Me	= measured value	
p_{evap}	= vapor pressure in evaporator or condenser	[kg/(m ² ·s·Pa)]
p_s	= equilibrium vapor pressure	[kg/(m ² ·s·Pa)]
Q	= amount of heat transfer	[W]
q_{cmd}	= phase change enthalpy per unit heat transfer surface area	[W/m ²]
q_w	= heat transfer rate between heat transfer fluids and solution	[W/m ²]
q^*	= LiBe amout adsorbed in adsorbent	[kg-LiBr/kg-adsorbent]
R	= relative error	[%]
T	= solution temperature	[K]
T_1	= entrance temperature of solution	[K]
T_2	= exit temperature of solution	[K]
T_{c1}	= entrance temperature of heat transfer fluid	[K]
T_{c2}	= exit temperature of heat transfer fluid	[K]
T_w	= heat transfer fluid temperature	[K]
ΔT_{lm}	= log-mean temperature difference	[K]

w = flow rate of solution [kg-solution/s]

w_c = flow rate of adsorbent in solution [kg-adsorbent/s]

ϕ_{ad} = amout of LiBr crystal [kg-LiBr/kg-adsorbent]

第6章 LiBr 微細結晶スラリーの調製と水蒸気吸収特性

本章では、AHPの吸収液としてのLiBr微細結晶スラリーの特性と有効性を評価する。スラリーの結晶サイズを予め測定してスラリー形成の挙動を解明する。AHPの性能に対する吸着剤およびLiBr微細結晶スラリーの効果を、過去のモデル化で得られた結果とラボスケール実験結果との比較検討により検証する。

6.1 実験

6.1.1 スラリー調製

LiBr 微細結晶スラリーを作動媒体に用いた場合の一例として、吸収式ヒートポンプサイクルを圧力-温度の飽和線図上で表すと、**図6-1** のようになる。線図上の記号は右図のシステム各位置での状態に対応する。LiBr 水溶液は、**図6-1** の結晶化線で示すように温度の上昇に伴い溶解度が高くなる。そこで本微細結晶スラリーは、まず常温では溶解度以上のLiBr 試薬（シグマアルドリッチ、純度> 99%）を脱イオン水に加えた水溶液に、所定量のゼオライト（東ソー、HSZ-320-NAA）を分散させる。次いで、60℃に加温して一旦すべてのLiBr を完全に溶解する。このゼオライトを分散したLiBr 水溶液を所定の温度まで冷却し、LiBr 微細結晶をスラリー状に析出させることにより調製した。用いたゼオライトは、メディアン径 $7.09\ \mu\text{m}$ である。

6.1.2 粒径分布の測定

種々の条件で調製した微細結晶スラリー中の微細結晶粒度は、レーザ回折式粒子径分布装置（島津製作所製、SALD-2300）のバッチ式セルで 25 ℃の温度下で測定した。形成される LiBr の結晶の量は、水に入れる LiBr の重量によって変化して、設定温度における飽和濃度により測定した。

6.1.3 水蒸気吸収のバッチ試験

本ラボ試験では、スラリーの蒸気吸収性能をバッチ式で行なった。**図 6-2** に実験装置の概

略図を示す。ガラスで作られている吸収器、蒸発器、冷却器およびリザーバから成る。蒸発器と吸収器は外径 85 mm であり、両方の容器を接続するガラス管は、外径 25mm, 内径 20mm である。実験手順を以下に示す。

1. 蒸発器内の水の温度は、冷却器を通して水を循環させることにより一定に維持する。
なお、冷却器内の冷却水は、チラーから供給する。
2. システム全体は、蒸発器の温度での水蒸気の飽和圧力になるまで真空ポンプにより十分に空気の脱気を行う。
3. 真空ポンプ手前のバルブを閉じ、圧力が維持できているかを確認する。
4. LiBr スラリーを予めリザーバ内に貯蔵し、バルブを開いて吸収器に移す。
5. 吸収器と蒸発器の温度の測定は、スラリーをリザーバから吸収器に注ぎ始めより開始する。
6. スラリーは、実験中の吸収液の温度と濃度のプロファイルを可能な限り均一にするため、磁気スターラーを用いて攪拌する。
7. 装置内の圧力はピラニ真空計(AS ONE, PG-D5A)により計測する。
8. 比較のために、同試験を微粒子の懸濁がない異なる濃度で調製した均一溶液の試料について実施する。

蒸発器から吸収器中のスラリーまたは溶液への水蒸気吸収速度は、吸収器で測定された温度の過渡的挙動からエネルギーバランスによって決定することができる。

6.2 結果と考察

6.2.1 粒度分布

LiBr とゼオライトのいくつかの量で調整したスラリー中の LiBr 結晶粒子の粒径分布を、図 2 に示す。スラリー中に懸濁した臭化リチウム結晶とゼオライトの質量分率を表 6-1 に示す。図 6-3 (a) は、ゼオライトの質量分率を一定として LiBr 結晶の質量分率の影響を示す。図 6-3 (b) のスラリーに懸濁した臭化リチウムの結晶粒子の質量分率をほぼ一定として異なるゼオライトの質量分率の影響を示す。すなわち、No.2 と No.4 では約 2.3×10^{-2} kg-crystal/kg-solution の場合、No.3 と No.6 では 3.0×10^{-2} kg-crystal/kg-solution の場合のゼオライトの質量分率の影響を比較する。結晶粒子のサイズは、2-200 μm の範囲に分布しており、結晶分率あるいはゼオライト分率の一方を固定した場合には、結晶分率の増加あるいはゼオライト質量分率の減少に伴い大きな粒子分布に移行する。その結果として、溶液の過飽和状態の下で核のシードとして作用することにより、結晶がゼオライト粒子（複数可）の周りに成長すると考えられる。これは、粒子径は、溶液中の結晶とゼオライトの相対的な量によって決定することができることを意味する。図 6-4 に、ほぼ一定のゼオライトに対する LiBr の結晶粒子の質量比 (1 kg-LiBr/kg-zeolite) に調製したスラリーの粒子サイズ分布を示す。結晶とゼオライトの分率によらず、ほぼ同様の分布を示す。

図 6-5 に、結晶粒子とゼオライトの異なる質量比（結晶比 = $f_{\text{LiBr}}/f_{\text{zeolite}}$ ）に対する結晶粒子のメジアン径を示す。メジアン径は、結晶比 1.12 までほぼ線形な関係を示す。このことは、LiBr 結晶の成長が凝集することなく、それぞれの粒子周りに起こるとして、結晶とゼオライトの各分率ではなく、比率によって相関できることを意味する。その相関式を式(5-1)に示す。

$$d_p = 44.3 f_{\text{LiBr}} / f_{\text{zeolite}} + 24.0 \quad [\mu\text{m}] \quad (6-1)$$

ここで、 f_{LiBr} と f_{zeolite} はスラリーの単位質量あたりの LiBr 粒子とゼオライトの質量比を表す。

しかし、比率がより大きい 1.48 kg-LiBr/kg-zeolite である No.6 では、相関式からずれが顕著になる。さらに、N0.5 のように比率が 2.2 kg-LiBr/kg-zeolite を超えて上昇する場合には、大きな粒子の形成によって粒度分布の測定ができなかった。その理由は、多くの粒子の凝集は、結晶成長の進行中に発生始まると考えられる。この現象は、スラリーの流動性が失われ、大きな結晶塊が AHP の動作中に溶液の流れを遮断し、望ましくないトラブルを引き起こす可能性がある。よって、少なくとも 1.1 kg-LiBr/kg-zeolite よりも少ない結晶比での操作が妥当と考えられる。

なお、本スラリーは、大気中の自然冷却条件下でゼオライトの一種のみを使用して調製されたことに留意すべきである。結晶サイズ分布は、ここに指定されるようにスラリーが作られた場合に限り再現することができるが、溶液が AHP システムで急速に冷却された場合や、過飽和状態であった場合には、粒度分布をより詳細に評価する必要がある。さらに、本研究では、板谷ら（2010 年）によって試験された数種類の吸着剤の中で、溶液中の LiBr の最適な吸着量を示したゼオライト粉末を使用した⁽¹⁶⁾。そして、ゼオライトに吸着した LiBr は、水蒸気吸収による溶液中の LiBr 濃度の希釈を緩和するために効果的であると板谷ら（2010 年）によって報告されている⁽¹⁶⁾。しかし、粒度分布におけるゼオライトの種類の影響を明らかにする必要があるが、これらの問題は本目的を超えているとして、これらの観点からの議論は今後の課題とする。

6.2.2 蒸気吸収性能

6.2.2.1 吸収器の過渡的な温度

溶液とスラリーの試料における水蒸気吸収性能は、図 6-1 に示されるように、吸収器におけるバッチ式のラボ試験で評価した。吸収速度は、バッチ試験で行われた吸収器における試料の過渡的な温度挙動に影響する。水蒸気を吸収する時の蒸気の凝縮および希釈熱の潜熱放出により、臭化リチウム溶液の温度は上昇する。より速い吸収速度が急速な温度上昇をも

たらず．試験開始から吸収器内の溶液またはスラリーの過渡的な温度の経過変化を図 6-6 に示す．溶液は，LiBr 微粒子を含まないスラリーと比較するために LiBr 結晶粒子がなく，初期温度で飽和状態未満の異なる濃度で調製した．蒸発器内の温度は，全て操作において 15 °C に固定した．表 6-2 に実験条件を示す．各試料の初期濃度に対する飽和温度は，図 6-6 の水平線によって示す．すべての操作において温度は，試料をリザーバから吸収器に注ぎとすぐに上昇し，飽和温度よりも低いピークに達する．上昇速度とピーク温度は，溶液中の高濃度のために大きくなり，調べた試料間のスラリーの中で最大となる．溶液の最高温度は，熱損失しない限り，各試料の飽和温度と理論的に同じであるはずが，ピーク温度は水蒸気吸収による熱発生速度と周囲への熱損失のバランスから決定される熱平衡状態に起因する．熱損失は，温度上昇による溶液の飽和蒸気圧の溶液と濃度の希釈により吸収が低下するため，熱発生速度を超えると順次温度が徐々に低下する．

6.2.2.2 吸収速度の決定方法

スラリーまたは均質溶液中への水蒸気の吸収速度は，前述の実験で得られた過渡的な温度に調整するためにエンタルピーバランスを数値的に解くことによって決定する．吸収速度の決定方法を以下に示す．

溶液あるいはスラリーのエネルギー収支

$$\frac{d[h_s w(1 - f_{\text{LiBr}} - f_{\text{zeolite}}) + wT(c_{\text{LiBr}} f_{\text{LiBr}} + c_{\text{zeolite}} f_{\text{zeolite}})]}{dt} = q_e - q_{\text{loss}} \quad (6-2)$$

ここで， h_s は溶液のエンタルピー， c_{LiBr} と c_{zeolite} はそれぞれ LiBr 結晶とゼオライトの比熱， w はスラリーの量， t は時間， q_e は水蒸気凝縮熱と q_{loss} は大気への熱損失を表す．

溶液中のスラリーとLiBr の物質収支

$$\text{Solution: } \frac{dw}{dt} = \dot{m} \quad (6-3)$$

$$\text{LiBr: } C_s w(1 - f_{\text{LiBr}} - f_{\text{zeolite}}) + w f_{\text{LiBr}} = w'_{\text{LiBr}} \quad (6-4)$$

\dot{m} は 溶液中への蒸気吸収速度, w'_{LiBr} はスラリーに含有するLiBrの総量である.
LiBr 結晶粒子が存在し, f_{LiBr} がゼロより大きい場合, 溶液濃度 C_s はその温度における飽和濃度 C_{sat} と等しい.

$$C_s = C_{\text{sat}} \quad \text{for } f_{\text{LiBr}} > 0 \quad (6-5)$$

スラリーの結晶量 w_{LiBr} と ゼオライトの量 w_{zeolite} を用いて, 比率 f_{LiBr} と f_{zeolite} をEqs. (6-6) ,(6-7)に示す.

$$f_{\text{LiBr}} = w_{\text{LiBr}} / w \quad (6-6)$$

$$f_{\text{zeolite}} = w_{\text{zeolite}} / w \quad (6-7)$$

Eqs. (6-2) と 6-4) にEqs. (6-6) と (6-7)を代入し, 次式を得る.

$$\frac{d[h_s(w - w_{\text{LiBr}} - w_{\text{zeolite}}) + (c_{\text{LiBr}} w_{\text{LiBr}} + c_{\text{zeolite}} w_{\text{zeolite}})T]}{dt} = q_e - q_{\text{loss}} \quad (6-8)$$

$$C_s(w - w_{\text{LiBr}} - w_{\text{zeolite}}) + w_{\text{LiBr}} = w'_{\text{LiBr}} \quad (6-9)$$

w_{zeolite} が一定であり, h_s は温度と濃度の両方の関数であることに着目して, 以下のよう
に与えられる.

$$dh_s = \frac{\partial h_s}{\partial T} dT + \frac{\partial h_s}{\partial C_s} dC_s \quad (6-10)$$

Eq. (6-8) を以下のように書き換える.

$$\begin{aligned}
 & (w - w_{\text{LiBr}} - w_{\text{zeolite}}) \left(\frac{\partial h_s}{\partial T} \frac{dT}{dt} + \frac{\partial h_s}{\partial C_s} \frac{dC_s}{dt} \right) \\
 & + (c_{\text{LiBr}} w_{\text{LiBr}} + c_{\text{zeolite}} w_{\text{zeolite}}) \frac{dT}{dt} + h_s \dot{m} \\
 & + (c_{\text{LiBr}} T - h_s) \frac{dw_{\text{LiBr}}}{dt} = q_e - q_{\text{loss}}
 \end{aligned} \tag{6-11}$$

溶液のエンタルピーは温度および濃度の関数によって決定した⁽²³⁾. 熱損失のための対流熱伝達を仮定すると, 凝縮熱と熱損失は次式によって与えられる.

$$q_e = L_e \dot{m} \tag{6-12}$$

$$q_{\text{loss}} = (UA)(T - T_a) \tag{6-13}$$

ここで, L_e は水蒸気の潜熱, U は総括伝熱係数, A は有効な伝熱面積, T はスラリー温度と T_a は室温を表す. (UA) は吸収器内の温水の温度降下速度から予め推定することができる.

スラリーへの水蒸気吸収速度 \dot{m} , LiBr 結晶量 w_{LiBr} , スラリー量 w および/あるいは溶液濃度 C_{LiBr} の過渡的挙動は, Eqs. (6-3)-(6-5)と実験で測定されたスラリー温度の経時変化を代入したEqs. (6-11)を数值的に解くことにより求める.

6.2.2.3 スラリーの吸収性能

図6-7 に実験で測定された温度から数值的に推算した溶液濃度および蒸気吸収量の経時変化を示す. 濃度変化と水蒸気吸収は, 実験の開始から数分間に大きく起こる. 均一な溶液における濃度は, 蒸気吸収によって希釈されるが, その一方, スラリーでは一番速い吸収であるにもかかわらず, 濃度が一旦上昇することを示す. 蒸気吸収により温度上昇し, スラリー中に飽和したLiBr 結晶微細粒子の溶解によって, 飽和溶解度より高い濃度になると考えられる. 均質溶液では高い濃度のほうが速い蒸気吸収であるが, それよりもスラリーのほうが速い速度で吸収する. 最初の3分間を平均した溶液あるいはスラリーの蒸気吸

収速度を、表6-3 に示す。均質溶液の濃度を0.508 kg-LiBr/kg-solution (Run D)から0.606 kg-LiBr/kg-solution (Run B)まで濃縮したとき、吸収速度が2.7倍に向上する。濃度は、Run Bにおける均質溶液より0.007 kg-LiBr/kg-solution だけ高いにもかかわらず、スラリーへの吸収性能の向上の効果はほぼ2倍である。

蒸発器内の水と吸収器の各試料との飽和水蒸気圧の差 $P_0 - P_{\text{sat}}$ に対する最初の3分間にわたった平均吸収速度を図6-8 に示す。実際に P_0 は15 °C の純水の飽和蒸気圧であるが、 P_{sat} は初期状態から3分間にわたって平均された温度と濃度の飽和蒸気圧である。微細結晶の懸濁がない均質溶液に対しては、吸収速度が圧力差に比例する。この相関により、蒸気の総物質移動抵抗は、蒸発器での蒸発、吸収器への移動、溶液への吸収を通してほぼ一定であることを意味する。しかし、スラリーでは相関から大幅に著しく吸収速度を向上させる。従って、物質移動の向上に寄与するいずれかの相互作用は、吸収器の気相とスラリー相の界面で起こっているはずである。臭化リチウム結晶の溶解は、スラリーの界面での希釈を抑制することがその理由の一つの候補かもしれないが、機構については本研究では解明されていない。この現象の解明については、今後の研究で検討する。これらの結果は、スラリーが間違いなくAHPの性能に影響を与えることを示唆している。上記した圧力は、操作中、蒸発器の飽和圧力で一定であったことに留意すべきである。

6.3 本章のまとめ

ゼオライトの微粉末を溶液中に懸濁させた場合に、LiBr結晶微粒子スラリーは溶液中に過飽和状態で形成した。臭化リチウム/水系AHPへのスラリーの適用は、性能を向上させる手段として提案し、スラリー粒度分布と蒸気吸収性能を明らかにした。

粒度分布は、LiBr結晶の質量分率の増加またはゼオライトの質量分率の減少により大きな直径に移行する傾向がある。メジアン径は、スラリー中に懸濁するゼオライトに対する結晶の質量比と直線的に相関した。メジアン径は、スラリー中に懸濁させたゼオライトと結晶の質量の比に直線的な相関を示した。相関関係からのずれは、1.4 kg-crystal/kg-zeoliteよりも大きな比率で生じ、サイズ測定は著しい結晶成長が発生する2 kg-crystal/kg-zeoliteを越える比率で不可能であった。スラリーは、蒸気吸収のラボ試験で均一な溶液と比較して、最大ピーク温度を示した。スラリーの吸収速度は、蒸気の吸収時の結晶の溶解によるLiBrの希釈の抑制効果により0.6 kg-LiBr/kg-solutionの濃度の均質溶液と比較してほぼ二倍に促進した。

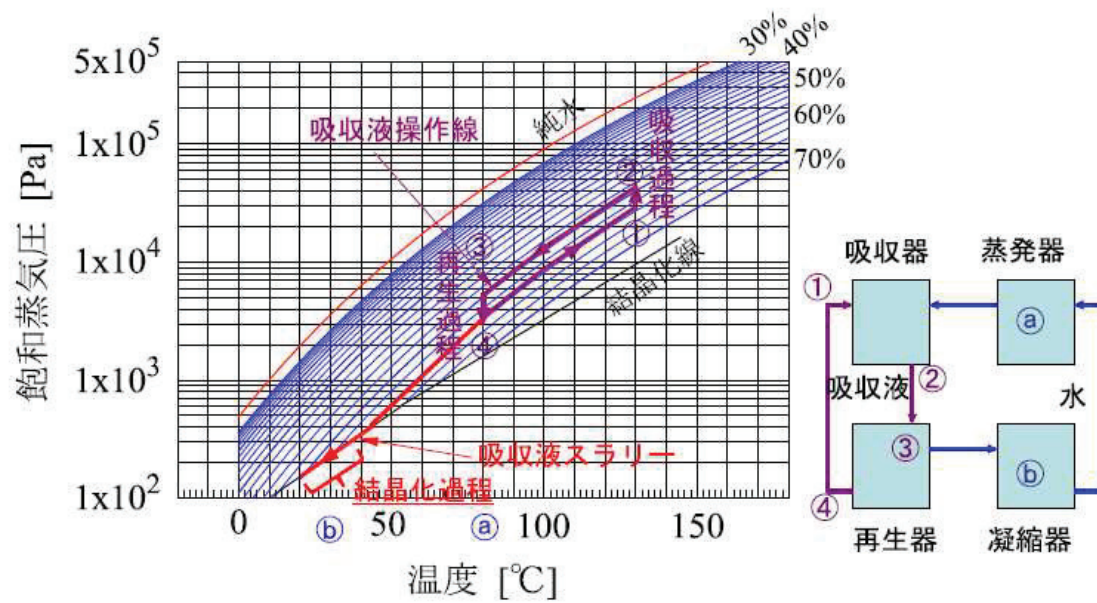


Fig.6-1 Düehring plot for cycle solution in the slurry on heating mode in AHP

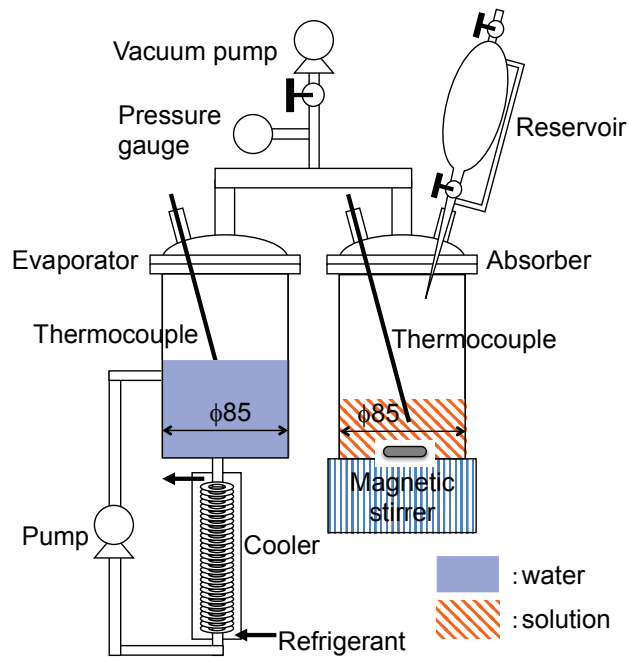
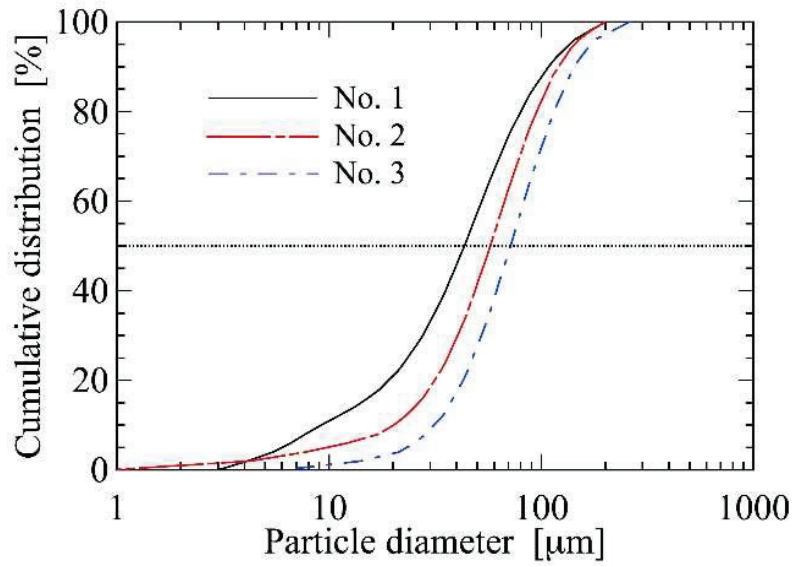
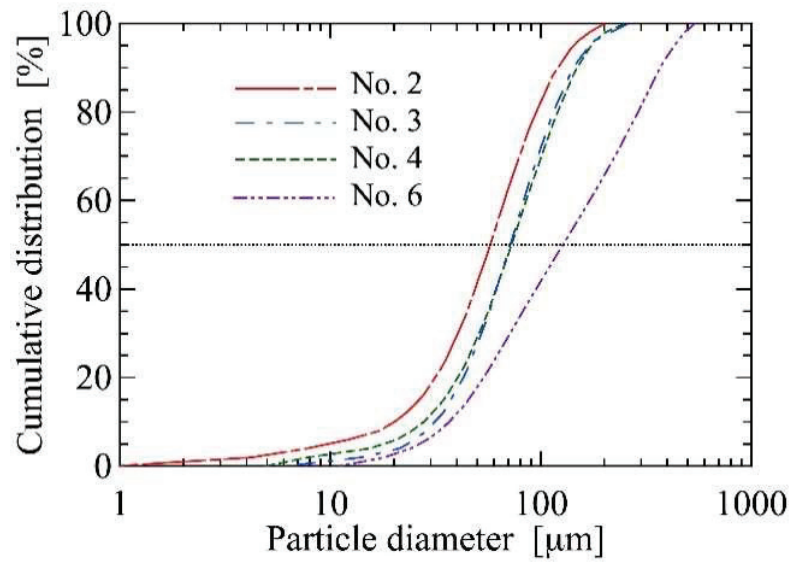


Fig. 6-2 Experimental setup for absorption performance test of slurry



(a) Effect of mass fraction of LiBr crystal.



(b) Effect of mass fraction of zeolite.

Fig. 6-3 Particle size distribution of LiBr crystal in the slurry and zeolite

Table 6-1 Slurry samples prepared.

No.	Mass fraction of LiBr crystal [kg-crystal/ kg-solution]	Mass fraction of zeolite [kg-zeolite/kg-solution]	Ratio of crystal to zeolite [kg-crystal/ kg-zeolite]
1	1.32×10^{-2}	3.00×10^{-2}	0.440
2	2.33×10^{-2}	3.00×10^{-2}	0.775
3	3.02×10^{-2}	3.00×10^{-2}	1.01
4	2.29×10^{-2}	2.04×10^{-2}	1.12
5	2.24×10^{-2}	1.01×10^{-2}	2.22
6	3.02×10^{-2}	2.04×10^{-2}	1.48
7	4.83×10^{-2}	5.04×10^{-2}	0.958
8	1.09×10^{-2}	1.01×10^{-2}	1.07

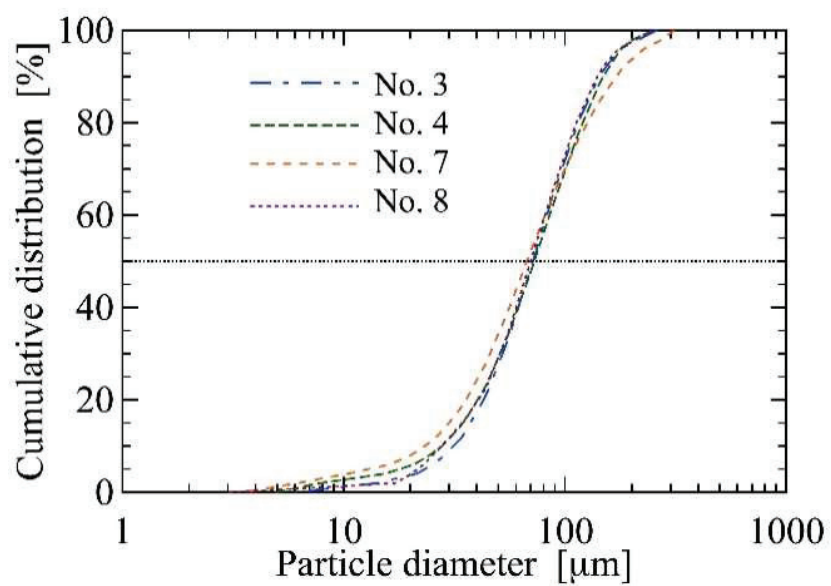


Fig. 6-4 Particle size distributions for a constant ratio of LiBr crystal to zeolite

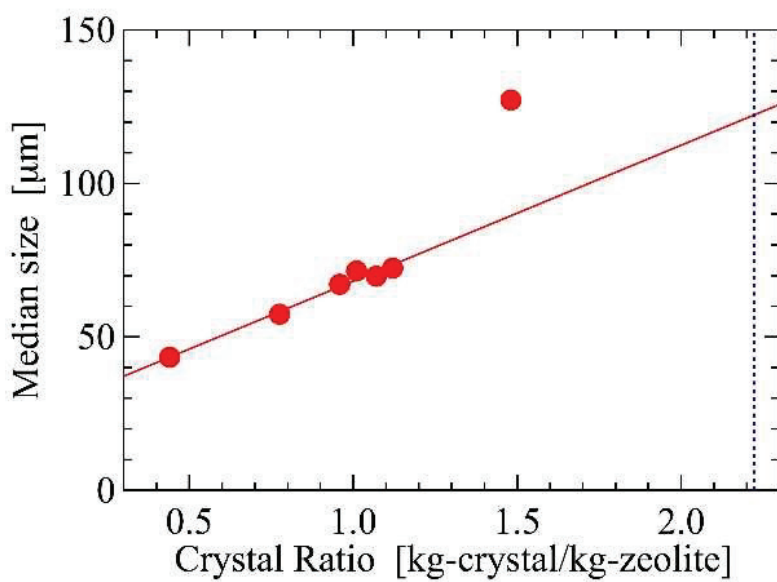


Fig. 6-5 Correlation of median size against the ratio of the crystal and zeolite

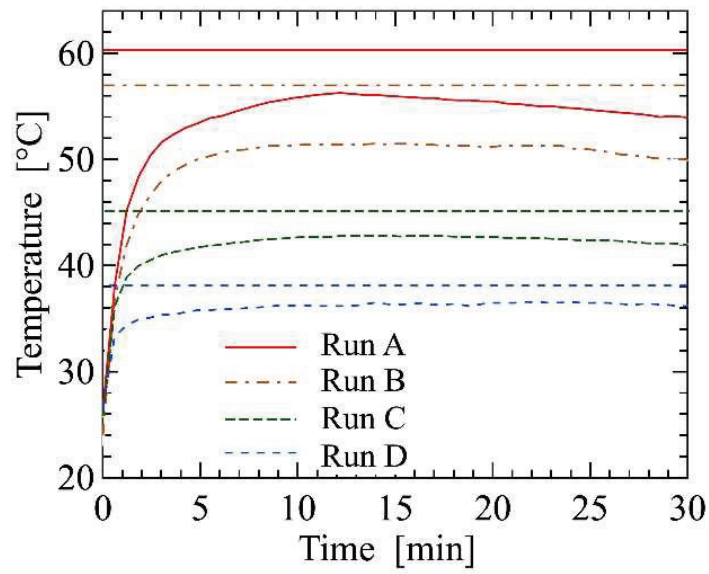
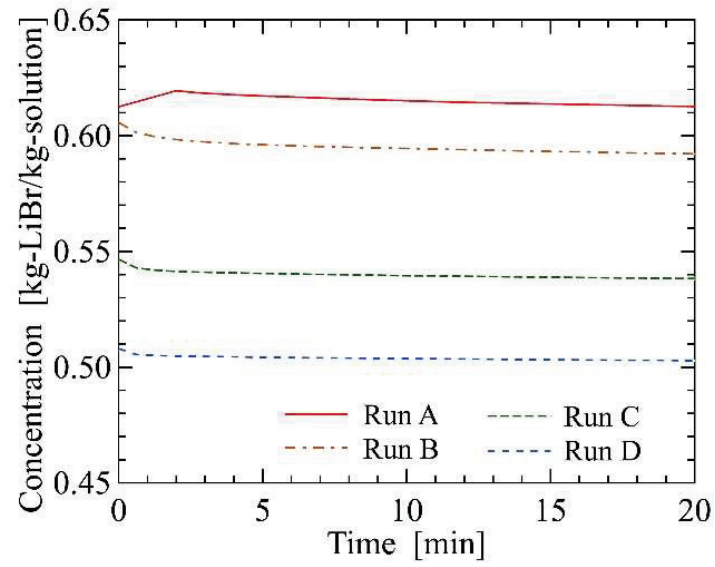


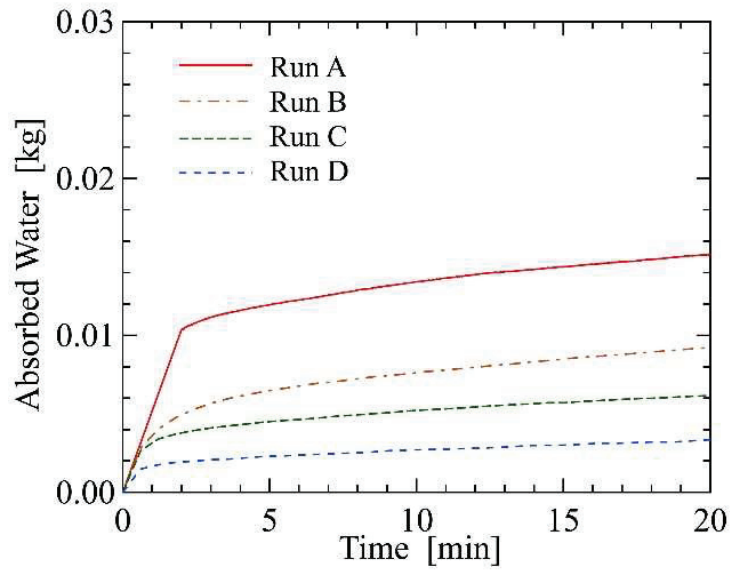
Fig. 6-6 Transient temperature behavior of solution or slurry in absorber

Table 6-2 Experimental conditions for absorption performance examination of the samples

Run	A	B	C	D
LiBr conc. [kg-LiBr/kg-solution]	0.613	0.606	0.547	0.508
Initial solution [g-solution]	418.0	405.1	401.7	402.0
LiBr crystal [g-LiBr]	9.09	0	0	0
Ratio of LiBr to zeolite [kg-LiBr/kg-zeolite]	0.757	0	0	0
Evaporator temp. [°C]	15.0	15.0	15.0	15.0



(a) LiBr concentration of the solutions.



(b) Absorbed water amount.

Fig. 6-7 Vapor absorption performance into the slurry or solutions

Table 6-3 Average absorption rate of vapor for the first 3 minutes				
Run	A	B	C	D
LiBr conc. [kg-LiBr/kg-sol]	0.613	0.606	0.547	0.508
LiBr crystal [g-LiBr]	9.09	0	0	0
Absorption rate [g-water/s]	0.0620	0.0316	0.0229	0.0116

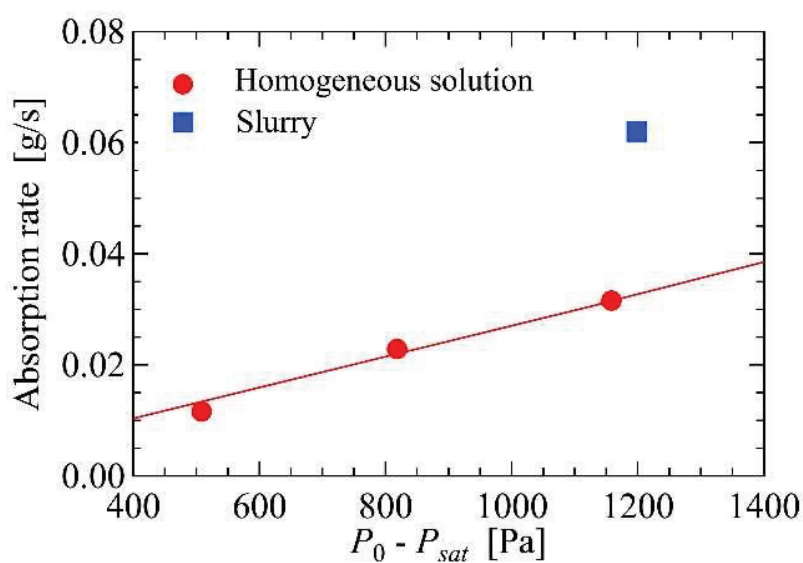


Fig. 6-8 Effect of the slurry and the solutions on average vapor absorption rate during the first 3 minutes

記号

A	= Effective surface area of heat loss	[m ²]
C_s	= Concentration of solution	[kg-LiBr /kg-solution]
C_{sat}	= Saturation concentration	[kg-LiBr /kg-solution]
C_{LiBr}	= LiBr concentration in solution	[kg-LiBr /kg-solution]
$c_{zeolite}$	= Specific heat of zeolite	[J/(kg-zeolite·K)]
c_{LiBr}	= Specific heat of LiBr crystal	[J/(kg-LiBr·K)]
f_{LiBr}	= Mass fraction of LiBr crystal particles to slurry	[kg-LiBr /kg-solution]
$f_{zeolite}$	= Mass fraction of zeolite to slurry	[kg-LiBr /kg-solution]
h_s	= Enthalpy of solution	[J/kg-solution]
L_e	= Latent heat of water vapor	[J/kg-water]
\dot{m}	= Water vapor absorption rate	[kg-water /(m ² ·s)]
P_0	= Saturation vapor pressure of water in evaporator	[Pa]
P_{sat}	= Saturation vapor pressure of slurry or solution in absorber	[Pa]
q_e	= Condensation heat of water vapor	[W]
q_{loss}	= Heat loss to the atmosphere	[W]
T	= Slurry temperature	[K]
T_a	= Room temperature	[K]
t	= Time	[s]
U	= Overall heat transfer coefficient	[W/(m ² ·K)]
w	= Slurry weight	[kg]
w'_{LiBr}	= Total amount of LiBr containing in slurry	[kg]
w_{LiBr}	= Weights of LiBr crystal in the slurry	[kg]
$w_{zeolite}$	= Weights of zeolite in the slurry	[kg]

第7章 結論

本論文では、これまで空気再生システムの開発を実機に適用するため、ベンチスケール装置とラボ試験装置による実験と性能評価ならびに吸収液の高性能化を実験と解析により検討した。

第2章では、ベンチスケール実験装置による AHP の空気単独加温の特性評価を実施し以下の結論を得た。

- 空気風量 $1200 \text{ Nm}^3/\text{h}$ 、冷却水温度 15.7°C にて、温水温度を 85°C から 87°C に上げることで空気出口温度が大きく上昇することを確認し、 130.8°C まで昇温させることができた。上記の条件における熱源からの回収エネルギー基準の *COP* または熱効率は 0.29 であったが、本来廃棄されていた排熱回収の観点から所用動力として投入したエネルギー基準の *EER* は 27.7 もの高い値が得られた。
- 吸収器の空気側熱伝達係数は、Bell の方法を用いて、推算が可能である。スパイラル管の伝熱管により、空気側の伝熱性能の向上が図れた。
- 蒸発器への吸収液の混入メカニズムが、再生器⇒凝縮器の蒸気中に吸収液のミストの同伴によって凝縮器に混入し、凝縮器⇒蒸発器へ冷媒移送によって起こっていることを明らかにした。システム性能向上のために、吸収液ミスト対策が必要であることがわかった。
- シーケンスにより、装置を起動時、定常状態時にも安定して自動運転が可能であることが確認できた。

第3章では、ベンチスケール実験装置による AHP の空気加温および低圧蒸気同時生成の特性評価を実施し、以下の結論を得た。

- 吸収器で空気を加熱後，吸収器から再生器へ移送する高温の吸収液の熱回収によって低圧蒸気を発生しても空気の加温性能の低下が見られず，このような熱回収のためのハイブリッド方式を採用することにより，*COP* の向上が図れることがわかった．
- 再生器の熱収支計算によって，大部分が吸収液の自己熱で再生していることがわかった．
- 低圧蒸気発生のための蒸発器 2 の伝熱計算手法を明らかにした．

第 4 章では，伝熱管である銅製スパイラル単管の伝熱試験を行い，以下の結論を得た．

- 液膜熱伝達係数
 - ・スパイラル管において流量の増加に伴い液膜熱伝達係数も増加していった．
 - ・平滑管において流量の増加に伴い液膜熱伝達係数は減少していった．
 - ・平滑管に比べスパイラル管のほうが高い伝熱性能を示した．
- 物質移動係数
 - ・スパイラル管において流量の増加に伴い物質移動係数も増加していった．
 - ・平滑管において蒸気温度が低い場合は流量と共に増加していくが，蒸気温度が高い場合流量の増加とは反対に減少していった．
- 溶液濃度変化
 - ・スパイラル管，平滑管どちらも流量の増加に伴い溶液濃度変化は小さくなった．
 - ・流量が小さい場合スパイラル管と平滑管で濃度差の違いはあまり見られなかったが流量が大きい場合スパイラル管のほうが平滑管よりも濃度差が大きかった．
- 無次元数整理
 - ・本実験結果よりスパイラル管を用いた場合の熱伝達係数,流量,粘度の関係として以下に示すような無次元実験式を算出した．

- $Nu=0.0044Re^{0.79}Pr^{0.27}$

第5章では、吸収式ヒートポンプにより低温排熱を回収し冷熱を得る装置の高性能化を目指し、吸収液に過飽和微細結晶スラリーを用いる方式を提案し、以下の結果が得られた。

- LiBr 濃度 63.4 %，吸着剤分散濃度 5.56 %，温度 25 °C の過飽和微細結晶スラリーの結晶粒度は 10～200 μm，メジアン径は 57.0 μm であった。
- 過飽和微細結晶スラリーの粘度は、LiBr 濃度 63.4 %，吸着剤分散濃度 5.56 % の溶液を温度制御することで結晶量を変化させた結果、結晶量が増加するにつれ粘度も増加するものの、本実験範囲で最大粘度は 1.67×10^{-2} Pa·s であり、十分な流動性を有することが明らかにされた。
- 液膜伝熱実験により、吸収液中の吸着剤（ゼオライト HSZ-320NAA）が総括熱伝達係数に与える影響は小さい。また、吸収液流量の増加に従い総括熱伝達係数は増加する。
- 液膜伝熱実験と比較し、本解析モデルは 3 % 以内の精度で妥当性が確認された。
- 解析モデルにより水蒸気吸収能力向上効果について解析した結果、吸収液単独と比較し吸着剤分散吸収液は 20 %，過飽和微細結晶スラリーは 100 % 増加する向上効果が示された。

第6章では、ゼオライトの微粉末を溶液中に懸濁させた場合に、LiBr結晶微粒子スラリーは溶液中に過飽和状態で形成した。臭化リチウム/水系AHPへのスラリーの適用は、性能を向上させる手段として提案し、スラリー粒度分布と蒸気吸収性能を明らかにした。

- 粒度分布は、LiBr結晶の質量分率の増加またはゼオライトの質量分率の減少により大きな直径に移行する傾向がある。
- メジアン径は、スラリー中に懸濁するゼオライトに対する結晶の質量比と直線的に相関した。相関関係からのずれは、1.4 kg-crystal/kg-zeolite よりも大きな比率で生じ、サイズ測定は著しい結晶成長が発生する 2 kg-crystal/kg-zeolite を越える比率で不可能であった。
- スラリーは、蒸気吸収のラボ試験で均一な溶液と比較して、最大ピーク温度を示した。
- スラリーの吸収速度は、蒸気の吸収時の結晶の溶解によるLiBrの希釈の抑制効果により 0.6 kg-LiBr/kg-solution の濃度の均質溶液と比較してほぼ二倍に促進した。

以上の結果より，本研究で開発した空気再生システムは実用化しうることを示した．また，LiBr結晶微粒子スラリーの優れた吸収性能を確認できた．

参考文献

- (1) 柏木孝夫, 伊藤伸治, 黒崎晏夫, 加藤俊春; “第2種吸収式ヒートポンプの特性シミュレーション,” 日本機械学会論文集 (B 編), 52(474), pp. 795-800 (1986)
- (2) 井上修行, 入江毅一, 福住幸大; “昇温型吸収ヒートポンプの特性解析,” エバラ時報, No. 210, pp. 12-19 (2006-1)
- (3) 川崎俊祐, W. Y. Wijaya, 渡部弘達, 岡崎健; “昇温型吸収ヒートポンプとメタノール水蒸気改質を組み合わせた廃熱回収システムの提案,” J. Japan Instit. Energy, 90, pp. 1152-1158 (2011)
- (4) 福住幸大, 山田宏幸, 入江智芳, 井上修行; “多段昇温型蒸気生成吸収ヒートポンプの開発,” エバラ時報, No. 241, pp. 3-8 (2013-10)
- (5) J. Fukai, Proposal of Adsorption Heat Pump for Generating Steam from Waste Water at Low Temperatures, Novel Carbon Resource Sciences, Newsletter, vol. 6, pp. 5-8 (2012)
- (6) Y. Kawakami, Y. Abe, K. Ito, K. Marumo, T. Aoyama, M. Tanino, K. Nakaso, T. Nakagawa, Y. Itaya and J. Fukai, AIChE Annual Meeting, San Francisco, CA, USA, November 3-8 (2013)
- (7) K. Nakaso, E. Oktariani, A. Noda, Y. Itaya, T. Nakagawa and J. Fukai, Development of Adsorption Heat Pump System for Regenerating High Temperature Steam -Basic Concept and Estimation of Effective Utilization of Energy-, J. Japan Society of Energy and Resources, 32(5), pp. 316-325 (2011)
- (8) T. Nakagawa, T. Nishi, Y. Notoji, Y. Kawakami, M. Tanino, Y. Abe, K. Ito, K. Marumo, T. Aoyama, Y. Itaya, K. Nakaso and J. Fukai, Development of Absorption Steam Generator without the Fossil Fuels Consumption, Journal of Energy and Power Engineering, 8(4), pp. 589-595 (2014)
- (9) Herold, K. E., R. Radermacher and S. A. Klein; Adsorption Chillers and Heat Pumps, CRC Press (1996)
- (10) Srihirin, P., S. Aphornratana, S. Chungpaibulpatana; “A Review of Absorption Refrigeration Technologies,” Renewable and Sustainable Energy Rev., 5, 343-372 (2001)
- (11) Iyoki, S. and T. Uemura; “Performance Characteristics of the Water-Lithium Bromide-Zinc Chloride-Calcium Bromide Absorption Refrigerating Machine, Absorption Heat Pump and Absorption Heat Transformer,” Rev. Int. Froid (Int. J. Refrig.), 13, 191-196 (1990)
- (12) Kim, K. S. and H. Lee; “Differential Enthalpies of Dilution of the Lithium Bromide 1,3-Propanediol Water and Lithium Bromide Lithium Iodide Lithium Chloride Lithium Nitrate Water System,” J. Chem. Eng. Data, 47, 397-399 (2002)

- (13) De Lucas, A., M. Donate and J. F. Rodriguez; "Vapour Pressures, Dencities, and Viscosities of the (Water Lithium Bromide Potassium Acetate) System and (Water Lithium Bromide Sodium Lactate) System," *J. Chem. Thermodynamics*, **38**, 123–129 (2006)
- (14) Donate, M., L. Rodriguez, A. de Lucas and J. F. Rodriguez; "Thermodynamic Evaluation of New Absorbent Mixtures of Lithium Bromide and Organic Salts for Absorption Refrigeration Machines," *Int. J. Refrig.*, **29**, 30–35 (2006)
- (15) Nakoryakov, V. E., N. I. Grigoryeva, N. S. Bufetov and R. A. Dekhtyar; "Heat and Mass Transfer Intensification at Steam Absorption by Surfactant Additives," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, **51**, 5175–5181 (2008)
- (16) 板谷義紀, 市橋伸久, 小林信介; "吸収液/吸着剤スラリーによる吸収式ヒートポンプ性能向上効果," 化学工学論文集, **36**, 505–511 (2010)
- (17) Beckmann, W; "Seeding the Desired Polymorph: Background, Possibilities, Limitations, and Case Studies," *Organic Process Res. and Dev.*, **4** (5), 372–283 (2000)
- (18) Ruecroft, G., D. Hipkiss, T. Ly, N. Maxted and P. W. Cains; "Sonocrystallization: The Use of Ultrasound for Improved Industrial Crystallization," *Organic Process Res. and Dev.*, **9** (6), 923–932 (2005)
- (19) Miyasaka, E., Y. Kato, M. Hagiwara and I. Hirasawa; "Effect of ultrasonic irradiation on the number of acetylsalicylic acid crystals produced under the supersaturated condition and the ability of controlling the final crystal size via primary nucleation," *J. Cryst. Growth*, **289** (1), 324–330 (2006)
- (20) Adachi, H., K. Takano, Y. Hosokawa, T. Inoue, Y. Mori, H. Matsumura, M. Yoshimura, Y. Tsunaka, M. Morikawa, S. Kanaya, H. Masuhata, Y. Kai and T. Sasaki; "Laser Irradiated Growth of Protein Crystal," *Jpn. J. Appl. Phys.*, **42** (7B), L798–L800 (2003)
- (21) Bell, K. J.; "Exchanger Design: Based on the Delaware Research Report," *Petro / Chem.*, **32**, C26 (1960)
- (22) 嚴基讚, 柏木孝夫; "垂直管内流下液膜式吸収器の熱および物質伝達," 日本機械学会論文集, **59-557**, B(1993-1), 169.
- (23) Florides, G. A., S. A. Kalogirou, S. A. Tassou, and L. C. Wrobel; "Design and Construction of a LiBr-water Absorption Machine," *Energy Convers.Manag.*, **44**, 2483–2508 (2003)
- (24) Herold, K. E., R. Radermacher and S. A. Klein, S; "Adsorption Chillers and Heat Pumps," CRC Press, (1996)
- (25) Sencan, A., K. A. Yakut and S. A. Kalogirou; "Exergy Analysis of Lithium Bromide/Water Absorption Systems," *Renewable Energy*, **30**, 645–657 (2000)
- (26) 佐古猛, 原谷賢治, 小畑健三郎, 白田利勝; "電解質水溶液の物性の相関," 日本海水学会誌, 第 37 卷, 第 3 号, pp.165-170, (1983)

- (27) 尾花英朗：“熱交換器設計ハンドブック,” 工学図書, pp.1161-1165, (2000)
- (28) 尾花英朗：“熱交換器設計ハンドブック,” 工学図書, pp.311, (2000)
- (29) 尾花英朗：“熱交換器設計ハンドブック,” 工学図書, pp.688-690, (2000)
- (30) Sun, D. W.; “Thermodynamic Design Data and Optimum Design Maps for Absorption Refrigeration System,” Appl. Therm. Eng., 17, 211–221 (1997)

圖表一覽

Fig. 1-1	Schematic of system flow of bench-scale experiment
Fig. 1-2	Pictures of supersaturated crystal
Fig. 2-1	Cycle flow of experimental apparatus
Fig. 2-2	Experimental apparatus
Fig. 2-3	Heat transfer tubes of equipment
Fig. 2-4	Structure of upper of equipment
Fig. 2-5	Extraction method of absorbent solution from solution transfer pipe
Fig. 2-6	Changes of temperatures in AHP system with time
Fig. 2-7	Düehring plot for cycle solution
Fig. 2-8	Effect of Reynolds number of air on overall heat transfer coefficient in absorber
Fig. 2-9	Effect of film Reynolds number of absorbent solution on overall heat transfer coefficient and convective heat transfer coefficient in absorber
Fig. 2-10	Effect of Reynolds number on EER and COP
Fig. 2-11	Changes of temperatures in AHP system with time
Fig. 2-12	Relationship of absorption solution concentration in evaporator, vapor temperature, degree of boiling point elevation
Fig. 2-13	Measurement points of water vapor temperature of evaporator and absorber
Fig. 2-14	Demister mounting situation
Fig. 2-15	Structure of vapor introduction plate in the upper part of absorber
Fig. 2-16	Start-up flow chart
Fig. 2-17	Operation data of Start-up
Fig. 3-1	Cycle flow of experimental apparatus
Fig. 3-2	Structure of upper of equipment
Fig. 3-3	Experimental apparatus for low-pressure steam generation
Fig. 3-4	Changes of temperature in AHP system with time
Fig. 3-5	Düehring plot for cycle solution
Fig. 3-6	Effect of low-pressure steam temperature for heat balance in absorber
Fig. 3-7	Effect of low-pressure steam temperature for heat balance in regenerator
Fig. 3-8	Effect of generated steam temperature on <i>EER</i> and <i>COP</i> (air flow rate: 0.25 kg/s)

Fig. 3-9	Effect of generated steam temperature on overall heat transfer coefficient in evaporator 2
Fig.4-1(a)	Experimental apparatus
Fig.4-1(b)	Schematic diagram of experimental apparatus
Fig.4-2	Thermocouple installation position
Fig.4-3	Structure of upper of equipment
Fig.4-4	Schematic diagram of structure of evaporator
Fig.4-5	Schematic diagram of lower reservoir
Fig.4-6(a)	Schematic diagram of liquid film temperature distribution on inlet of heat transfer tube (vapor temp. 60°C)
Fig.4-6(b)	Schematic diagram of liquid film temperature distribution on inlet of heat transfer tube (vapor temp. 20°C)
Fig.4-7(a)	Temperature distribution map in whole spiral tube (vapor temp. 60°C)
Fig.4-7(b)	Temperature distribution map on upper of spiral tube (vapor temp. 60°C)
Fig.4-7(c)	Temperature distribution map of lower part of spiral tube (vapor temp. 60°C)
Fig.4-8(a)	Temperature distribution map in whole smooth tube (vapor temp. 60°C)
Fig.4-8(b)	Temperature distribution map on upper of smooth tube (vapor temp. 60°C)
Fig.4-8(c)	Temperature distribution map of lower part of smooth tube (vapor temp. 60°C)
Fig.4-9(a)	Temperature distribution map in whole spiral tube (vapor temp. 20°C)
Fig.4-9(b)	Temperature distribution map on upper of spiral tube (vapor temp. 20°C)
Fig.4-9(c)	Temperature distribution map of lower part of spiral tube (vapor temp. 20°C)
Fig.4-10(a)	Temperature distribution map in whole smooth tube (vapor temp. 20°C)
Fig.4-10(b)	Temperature distribution map on upper of smooth tube (vapor temp. 20°C)
Fig.4-10(c)	Temperature distribution map of lower part of smooth tube (vapor temp. 20°C)
Fig.4-10(d)	Temperature distribution map on upper part expansion of smooth tube (vapor temp. 20°C)
Fig.4-11	Changes of each part temperature and differential pressure with time (example)
Fig.4-12	Measurement point of temperature and differential pressure
Fig.4-13	Flow chart of the calculation algorithm

Fig.4-14	Schematic diagram of heat transfer model on steam absorption in absorber
Fig.4-15	Schematic diagram of heat and mass transfer model in absorber
Fig.4-16	Relationship of solution film convective heat transfer coefficient and Reynolds number (vapor temp. 20°C)
Fig.4-17	Relationship of solution film convective heat transfer coefficient and Reynolds number (vapor temp. 60°C)
Fig.4-18	Relationship of gas-side mass transfer coefficient and Reynolds number (vapor temp. 20°C)
Fig.4-19	Relationship of gas-side mass transfer coefficient and Reynolds number (vapor temp. 60°C)
Fig.4-20	Relationship of solution-side mass transfer coefficient and Reynolds number (vapor temp. 20°C)
Fig.4-21	Relationship of solution-side mass transfer coefficient and Reynolds number (vapor temp. 60°C)
Fig.4-22	Relationship of concentration difference and Reynolds number (vapor temp. 20°C)
Fig.4-23	Relationship of concentration difference and Reynolds number (vapor temp. 60°C)
Fig.4-24	Relationship of Nusselt number and Reynolds number (Spiral tube)
Fig.4-25	Relationship of Nusselt number, Prandtl number and Reynolds number (Spiral tube)
Fig. 5-1	Pictures of supersaturated crystal
Fig.5-2	Heat-transfer device of liquid film
Fig. 5-3	Outline of analysis model in absorber
Fig. 5-4	Particle size distribution of supersaturated fine particle crystal
Fig. 5-5	Viscosity of LiBr slurry solution against crystal concentration
Fig. 5-6	Relation between heat transfer coefficient and flow rate
Fig. 5-7	LiBr conc. and temperature profiles
Fig. 5-8	Relative error of the measured value and analysis
Fig. 5-9	LiBr conc. and water absorption profiles
Fig.6-1	Düehring plot for cycle solution in the slurry on heating mode in AHP

Fig. 6-2	Experimental setup for absorption performance test of slurry
Fig. 6-3	Particle size distribution of LiBr crystal in the slurry and zeolite
Fig. 6-4	Particle size distributions for a constant ratio of LiBr crystal to zeolite
Fig. 6-5	Correlation of median size against the ratio of the crystal and zeolite
Fig. 6-6	Transient temperature behavior of solution or slurry in absorber
Fig. 6-7	Vapor absorption performance into the slurry or solutions
Fig. 6-8	Effect of the slurry and the solutions on average vapor absorption rate during the first 3 minutes
Table 2.1	Dimensions and shape of tubes in equipment
Table 2-2	Measurement value at the inlet and outlet of each device in Fig.2-6 (a)
Table 2-3	Equations for heat transfer rate, mass balance and effective temperature difference
Table 2-4	Relationship between Nc' and X ($Re > 2000$)
Table 2-5	Measurement value at the inlet and outlet of each device, COP and EER in AHP system
Table 2-6	Study conditions of separation efficiency
Table 2-7	Specification of demister
Table 2-8	Effect of clearance of vapor introduction plate and heat transfer tube
Table 3-1	Equations for heat transfer rate, mass balance and effective temperature difference
Table 3-2	Dimensions and shape of tubes in equipment
Table 5-1	Analysis conditions
Table 6-1	Slurry samples prepared.
Table 6-2	Experimental conditions for absorption performance examination of the samples
Table 6-3	Average absorption rate of vapor for the first 3 minutes

謝辞

本研究を遂行し学位論文をまとめるにあたり、終始懇切丁寧な御指導、御助言を頂きました岐阜大学、板谷義紀教授に深く感謝しております。社会人ドクターとして、仕事と研究の両立ができず、非常に悩んだ時期もありましたが、時に厳しく、時に優しく励ましてくださり、本論文をまとめることが出来ました。研究についてご指導ご鞭撻をいただき、論文の内容について有益なご助言をいただきました小林信介准教授に心より感謝いたします。

本論文をまとめるにあたり、論文の査読およびその審査において適切なるご指示を頂くとともに、貴重なご意見とご助言を頂きました岐阜大学神原信志教授に深く感謝いたします。

また、九州大学大学院 深井潤教授には、論文の査読およびその審査において適切なるご指示を頂くとともに、5年間の共同研究において貴重なご意見とご助言を頂き深く感謝いたします。

また、岡山県立大学 中川二彦教授には、5年間の共同研究において貴重なご意見とご助言を頂き深く感謝いたします。

また、実験にご協力頂いた名古屋大学大学院修了生 市橋伸久君、岐阜大学大学院修了生 永谷貢一君、山田将聡君、その他実験を支援して下さった方々に感謝いたします。

社会人課程での入学をご許可いただいた森松工業の皆様にも大変お世話になりました。入学から在学中の活動において全面的にご支援いただいた旧企画開発室の皆様、研究開発室の皆様、本当に有難うございました。

また同時に本研究はNEDO 省エネ革新技术開発事業, COURSE50 における研究としておこなったものであり、ここに謝意を表します。

最後に、陰ながら支えてくれた祖父母、母親、妻と頑張る元気を分けてくれた3人の子供たち、有難うございました。

