吸収冷温水機の動特性解析*

(第1報, 蒸発器と吸収器の動特性モデル)

藤居 達郎^{*1}, 西口 章^{*1}, 福島 敏彦^{*1}
大内 富久^{*1}, 功刀 能文^{*1}, 相沢 道彦^{*2}

Analysis of Dynamic Behavior of an Absorption Chiller Heater

(1st Report, Simulation Model of Dynamic Characteristics of Evaporator and Absorber)

Tatsuo FUJII, Akira NISHIGUCHI, Toshihiko FUKUSHIMA,
Tomihisa OHUCHI, Yoshifumi KUNUGI and Michihiko AIZAWA

A mathematical model for evaporator and absorber, which are components of a double-effect, water/lithium-bromide absorption chiller heater, is developed. The purposes of this model are to describe the dynamic behavior of the machine, and to investigate optimum control method and internal configuration of the machine. In order to satisfy these demands, the model is constructed, based on the internal configuration of the machine which is currently manufactured. The evaporator and the absorber of the machine take the form of a shell and tube heat exchanger. There is a sprinkler inside the evaporator and the absorber, and thus there is falling film. Therefore, both these two components feature the following elements: vapor, liquid refrigerant or solution, heat-transfer tubes, and circulating water. Each of these parameters is classified according to its flow direction. A lumped approximation is adopted for these elements, and the heat capacity of heat-transfer tubes is taken into account. A time lag of the system given by the circulating water in the tubes can be estimated with this model.

Key Words: Absorption Refrigeration, Numerical Analysis, Dynamics, Evaporator, Absorber, Falling Film

1. 結 言

ビル用空気調和システムの熱源機として広く用いられている吸収冷温水機は、実用上多様な条件下で運転される。ほとんどの場合運転条件は設計点とは異なり、種々の原因によって変化し、冷温水機のサイクルの動作状態に影響を与える。特に、ビル空調の分野では近年各部屋やフロアごとの自由な空調コントロールが可能な、個別分散方式の要求が高まってきており、この方式に対応した制御方法と内部構造を持つ吸収冷温水機の開発が課題となっている。本研究の目的は、これらを検討するためのツールとして吸収冷温水機の動特性を秒単位で解析できる計算モデルを開発することである。

吸収冷凍サイクルの動特性解析については、この問題の先駆けとなった小笠原¹⁾の研究があり、制御方法の検討ツールを目的として、分単位の動特性を解析可能な単効用サイクルのモデルが示された。このモデルは、冷

温水機の各構成要素を熱・物質移動部と作動流体の滞留部とに分割して集中定数系としたものである。これに対し、八橋²⁾は、各構成要素内で反復収束計算を行い、要素間を連結してサイクルを構成するモデルを提案した。また、Ohmori³⁾は装置の持つ熱容量を考慮することにより解析精度が向上することを示した。

ところが、これらのモデルは、実機において冷水と冷却水がそれぞれ蒸発器と吸収器を通過するのに数秒～十数秒を要しているのに対し、蒸発器内の冷水と吸収器内の冷却水をそれぞれ1要素としているので、流れに伴う応答の遅れを評価することができない。本研究では、冷房負荷の急変動、冷水と冷却水の流量制御に対するサイクルの応答を秒単位で解析することを目的としているので、これらの遅れは無視できない。

また、2重効用サイクルの解析では、佐野⁴⁾により吸収器内の冷却水と流下液膜を流れ方向に要素分割し、各要素において伝熱量と物質移動量を独立に評価するモデルが示され、サイクルの動特性の検討が行われている。ところが、このモデルでは動特性への影響因子である伝

* 平成5年4月27日 第27回空気調和・冷凍連合講演会において講演、原稿受付 平成5年6月28日。

^{*1} 正員、(株)日立製作所機械研究所 (〒300 土浦市神立町502)。

^{*2} 正員、(株)日立製作所土浦工場 (〒300 土浦市神立町603)。

熱管の熱容量を無視しており、また蒸発器については前述のモデルと同様に扱っている。

そこで、本研究では、冷房負荷の変動による影響を直接受ける蒸発器について、冷水の流れに伴う遅れ、伝熱管の熱容量による遅れ、さらに冷水、伝熱管、流下液膜の流れ方向の温度分布を考慮してモデリングを行った。吸収器についても、これらの点および吸収液膜の流れ方向の濃度分布を考慮した。今回の報告では、蒸発器と吸収器のモデルの内容、本モデルを用いた静特性と動特性の解析例について述べる。

主な記号

- A : 表面積 m^2
 D : 伝熱管径 m
 G : 物質移動量 kg/s
 C : 熱容量 kJ/K
 M : 質量 kg
 N : 管群の列数
 Q : 伝熱量 kW
 U : 流速 m/s
 ΔT : 流下液膜の表面・内部間の温度差 K
 V : 体積 m^3
 W : 流量 kg/s
 c : 比熱 $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
 h : 比エンタルピー kJ/kg
 l : 1パス当たりの伝熱管長 m
 Δp : 圧力損失 Pa
 t : 時間 s
 u : 比内部エネルギー kJ/kg
 α : 熱伝達率 $\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
 β : 物質移動係数 m^2/s
 ζ : 損失係数
 λ : 熱伝導率 $\text{kW}/(\text{m} \cdot \text{K})$
 ξ : 溶液濃度 $\%$
 $\Delta \xi$: 流下液膜の表面・内部間の濃度差 $\%$
 ρ : 密度 kg/m^3
 δ : 相当液膜厚さ m

添字

A : 吸収器	E : 蒸発器
a : 吸収	b : 容器の底部
e : 蒸発	f : 流下液膜
i : 入口, 内側	j : 要素番号
o : 出口, 外側	p : 伝熱管
r : 液冷媒	s : 飽和状態

spr : 散布液

v : 冷媒蒸気

w : 冷水, 冷却水

2. 蒸発器と吸収器の動特性モデル

2.1 検討対象としたサイクル 本研究では、図1に示すような二重効用吸収冷温水機についてモデル化を行う。なお対象とした冷温水機は、バーナー等の高温熱源で駆動され、作動流体としてLiBr/水系を使用している。

図1. 吸収冷温水機サイクル

2.2 基礎方程式の集中定数系化 吸収冷温水機各構成要素内は相変化を伴う流れの場であり、これを記述する基礎方程式は連続方程式、運動方程式およびエネルギー方程式であるが、本解析では、次の仮定により運動方程式は用いない。

仮定(1) 管路における流速変化の時間遅れは内部エネルギー変化の時間遅れに比べて無視できる。

熱交換器内における流体の持つ状態量は、空間内で連続的に変化しているが、これを記述する偏微分方程式を直接解くことは非常に困難である。そこで本研究では、熱交換器内の流体および伝熱管を流れ方向に要素分割し、複数の集中定数系とすることにより集結近似⁵⁾する。この集中定数系化により、基礎方程式は複数の時間に関する常微分方程式に帰着する。福島ら⁶⁾は、蒸気圧縮式冷凍サイクルの解析の中で、基礎方程式の常微分方程式への変形について論じている。今回の解析ではこの方法を用いたが、この中で次の仮定を用いた。

仮定(2) サイクル内の流体の持つ運動エネルギーと位置エネルギーは、内部エネルギーに比べて無視できる。

また、吸収器内の溶液についてはLiBrの連続方程式を用いて濃度変化を評価する。以上により、今回の解析で

は以下の基礎方程式を用いる。

エネルギー方程式：

$$\frac{d}{dt}(\rho V u) = G_i h_i - G_o h + Q_i - Q_o \quad (1)$$

連続方程式：

$$\frac{d}{dt}(\rho V) = G_i - G_o \quad (2)$$

LiBrの連続方程式：

$$\frac{d}{dt}(\rho V \xi) = G_i \xi_i - G_o \xi \quad (3)$$

2.3 蒸発器と吸収器のモデル化 今回モデル化の対象とした蒸発器と吸収器は散布式の構造になっている。蒸発器では、凝縮器から流入する液冷媒が散布され、伝熱管の表面で蒸発し、管内を流れる冷水が冷やされる。蒸発した冷媒蒸気は、吸収器で散布されているLiBr水溶液に吸収される。吸収器では、再生器で濃縮された溶液が散布され、管内を流れる冷却水によって冷却されて冷媒蒸気を蒸発器から吸収する。従って溶液は流下方向に濃度分布を持ち、吸収性能が変化している。

そこで、本モデルでは蒸発器・吸収器内の冷水、冷却水、伝熱管、流下液膜をそれぞれ8分割して集中定数系化する。これらの要素に関してはモデルを簡略化するために次の仮定を用いて連続方程式を用いず、エネルギー方程式のみを適用する。

仮定(3) 蒸発器と吸収器内の伝熱管群上に保持されている液冷媒、溶液の体積は流下方向に一樣であり、時間的にも一定である。

ただし吸収器の流下液膜にはエネルギー方程式に加えてLiBrの連続方程式を適用して濃度変化を計算する。仮定(3)より、蒸発および吸収による流下液膜の流量変化は流下方向の速度変化として考慮する。

また、モデル化にあたっては、動特性に影響を与える各要素の熱容量について検討を加えた。表1は、定格運転時の蒸発器について、容器内の各要素の熱容量を比較したものである。表から、冷媒液、冷水、容器、伝熱管は全体に対して無視できない熱容量を持っていることがわかる。これらに対して冷媒蒸気の熱容量は全体に対して十分小さく、無視できることがわかる。そこで、本研究ではモデル化に際し次の仮定を用いる。

仮定(4) 冷媒蒸気の内部エネルギー変化の時間遅れは無視できる。

表1. 蒸発器構成要素の熱容量の比較

Element	C (kJ/K)	Ratio(%)
Liquid Ref.	618.200	63.5
Chilled Water	186.2	19.1
Shell	96.0	9.9
Tubes	64.3	6.6
Falling Film	8.5	0.9
Vaper Ref.	0.005	0.0005

容器については全体を蒸発器と吸収器に分割し、それぞれを1個の集中定数系として扱い、底部に滞留する液冷媒、溶液との熱交換を考慮する。なお、流下液膜の熱容量は全体に対して約1%であるが、本研究では詳細な解析を目的としているので、これを考慮する。

その他、今回の蒸発器と吸収器のモデル化で用いた共通の仮定を以下に挙げる。

仮定(5) サイクル内の液体は非圧縮性流体であり、内部エネルギー変化はエンタルピー変化に等しく、密度の時間変化は無視できる。

仮定(6) 蒸発器内の冷媒蒸気、低部に滞留している液冷媒、吸収器内の冷媒蒸気、低部に滞留している溶液の温度、圧力、濃度分布は、それぞれ空間的に一樣である。

2.4 蒸発器モデル 蒸発器の系統図を図2に示す。各要素に関する基礎方程式は以下になる。

底部の液冷媒のエネルギー方程式：

$$\frac{d}{dt}(\rho_{rE} V_{rE} u_{rE}) = G_{rEi} h_{rEi} + G_{rEbi} h_{rEbi} - G_{Espr} h_{rE} + Q_{rEb} \quad (4)$$

底部の液冷媒の連続方程式：

$$\frac{d}{dt}(\rho_{rE} V_{rE}) = G_{rEi} + G_{rEbi} - G_{Espr} \quad (5)$$

ここで、式(4)、(5)の右辺第2項は、伝熱管群上で蒸発しきれずに容器内低部に流下する液冷媒を表している。同じく右辺第3項については次の仮定を用いた。

仮定(7) 冷媒散布用ポンプの吐出量は一定である。

式(4)の右辺第4項は容器から漏洩する熱量である。

流下液膜のエネルギー方程式：

$$\frac{d}{dt}(\rho_{fEj} V_{fEj} u_{fEj}) = G_{fEji} h_{fEji} - G_{fEje} h_{fEje} - G_{fEjo} h_{fEj} + Q_{pEj} \quad (j=0 \sim 7) \quad (6)$$

図2. 蒸発器の系統図

ここで、左側の流下液膜の体積については、液膜厚さを傾斜平板上の発達した層流における液膜厚さ⁷⁾の傾斜角度 $5 \sim 90^\circ$ での平均値として求めた。また右辺第2項の冷媒蒸発量の評価については次の仮定を用いた。

仮定(8) 蒸発器の流下液膜の表面は冷媒蒸気の飽和温度に等しく、蒸発量は液膜内部から表面への熱移動に支配される。

式(6)で扱う内部エネルギーは、流下液膜1区間の平均値であり、実際は液膜の厚さ方向に温度分布が存在する。冷媒蒸発量はこの分布を直線近似して次式より求める。

$$G_{fEj} = A_{fEj} \frac{\lambda_{fEj}}{\delta_{fEj}} \frac{\Delta T_{fEj}}{h_{vs} - h_{rs}} \quad (j=0 \sim 7) \quad (7)$$

ただし、上式において相当液膜厚さは、別途実験との比較により定めた。式(6)の右辺第4項の伝熱量については、管外熱伝達率に功刀ら⁸⁾による次式を用いる。

$$\alpha_{pEo} = 3.0 \sqrt{\frac{W_{Espr}}{2 N I D_o}} \quad (8)$$

冷媒蒸気のエネルギー方程式：

$$\frac{d}{dt}(\rho_{vE} V_{vE} u_{vE}) = G_{Ee} h_{vEs} - G_{EA} h_{vE} \quad (9)$$

冷媒蒸気の連続方程式：

$$\frac{d}{dt}(\rho_{vE} V_{vE}) = G_{Ee} - G_{EA} \quad (10)$$

式(9)、(10)において、冷媒蒸発量は、式(7)で求めた流

下液膜からの蒸発量の総和である。

伝熱管のエネルギー方程式：

$$M_{pEj} c_p \frac{dT_{pEj}}{dt} = Q_{wEj} - Q_{pEj} \quad (j=0 \sim 7) \quad (11)$$

ここで右辺第1項の伝熱量の計算には、管内熱伝達率にDittus-Boelterの式を用いた。

冷水のエネルギー方程式：

$$\rho_{wEj} V_{wEj} c_{wE} \frac{dT_{wEj}}{dt} = c_{wE} G_{wE} (T_{wEji} - T_{wEj}) - Q_{wEj} \quad (j=0 \sim 7) \quad (12)$$

2.5 吸収器モデル 吸収器の系統図を図3に示す。

各要素に関する基礎方程式は以下ようになる。

図3. 吸収器の系統図

溶液(底部に滞留しているもの)のエネルギー方程式：

$$\frac{d}{dt}(\rho_{sA} V_{sA} u_{sA}) = G_{sAbi} h_{sAbi} - G_{sAbo} h_{sAb} - Q_{sAb} \quad (13)$$

上式において、右辺第3項は容器へ漏洩する熱量である。

溶液の連続方程式：

$$\frac{d}{dt}(\rho_{sA} V_{sA}) = G_{sAbi} - G_{sAbo} \quad (14)$$

溶液のLiBrの連続方程式：

$$(\rho_{sA} V_{sA} \xi_{sA}) = G_{sAbi} \xi_{sAbi} - G_{sAbo} \xi_{sAb} \quad (15)$$

流下液膜のエネルギー方程式：

$$\frac{d}{dt}(\rho_{fAj} V_{sAj} u_{sAj}) = G_{fAji} h_{fAji} + G_{fAja} h_{vA} - G_{fAjo} h_{fAj} - Q_{pAj} \quad (j=0 \sim 7) \quad (16)$$

ここで、左辺の流下液膜の体積は蒸発器の場合と同様にして求め、右辺第2項の冷媒吸収量については、松田ら⁹⁾により、吸収器の流下液膜中の物質移動は液膜内部における冷媒の一方向的拡散であるとしたモデルの妥当性が確認されていることから、次の仮定および式(17)⁹⁾を用いた。

仮定(9) 吸収器の流下液膜の表面は冷媒蒸気と平衡状態にある。

$$G_{fAja} = A_{fAj} \frac{\beta_A}{\delta_{fA}} \rho_{fAj} \Delta \xi_{fAj} \left(1 - \frac{\xi_{fAj}}{100}\right) \quad (j=0 \sim 7) \quad (17)$$

ここで、物質移動係数 β_A については、別途実験データとの比較により定めた。流下液膜の表面濃度の計算に必要な容器内圧力は、蒸発器と吸収器の間に設置されているエリミネータを流動抵抗を持つ冷媒蒸気の通路として扱い、次式による圧力損失から求める。

$$\Delta p_{EA} = \zeta \frac{\rho_{vE} U_{vEA}^2}{2} \quad (18)$$

また式(16)の右辺第4項の伝熱量については、功刀ら¹⁰⁾による熱通過率からDittus-Boelterの式による管内熱伝達率を差し引いて求めた管外熱伝達率を使用して計算した。

流下液膜のLiBrの連続方程式：

$$\frac{d}{dt}(\rho_{fAj} V_{fAj} \xi_{fAj}) = G_{fAji} \xi_{fAji} - G_{fAjo} \xi_{fAj} \quad (j=0 \sim 7) \quad (19)$$

冷媒蒸気のエネルギー方程式：

$$\frac{d}{dt}(\rho_{vA} V_{vA} u_{vA}) = G_{EA} h_{vE} - G_{AA} h_{vA} \quad (20)$$

冷媒蒸気の連続方程式：

$$\frac{d}{dt}(\rho_{vA} V_{vA}) = G_{EA} - G_{AA} \quad (21)$$

伝熱管のエネルギー方程式：

$$M_{pAj} c_p \frac{dT_{pAj}}{dt} = Q_{pAj} - Q_{wAj} \quad (j=0 \sim 7) \quad (22)$$

ただし、管内熱伝達率にはDittus-Boelterの式を用いた。

冷却水のエネルギー方程式：

$$\rho_{wAj} V_{wAj} c_w \frac{dT_{wAj}}{dt} = c_w G_{wA} (T_{wAji} - T_{wAj}) + Q_{wAj} \quad (j=0 \sim 7) \quad (23)$$

3. 本モデルによる解析例

本解析では、前節で示した時間に関する常微分方程式群を、初期値問題としてRunge-Kutta-Gill法を用いて解く。この方法により、同じモデルを使用して動特性の解析と定常解としての静特性の解析が可能である。なお時間ステップは0.1秒とし、計算に必要な溶液と冷媒の物性値については文献¹¹⁾¹²⁾を参考にした。吸収器の溶液ポンプ吐出量については、本来再生器と吸収器の圧力差によって変化する量であるが、今回は蒸発器と吸収器に限定した解析であることから境界条件として一定値を与えた。

静特性の解析例として、エリミネータの圧力損失がもたらす冷房能力の低下を評価した。図4は、式(18)における抵抗係数 ζ を変化させて、圧力損失と冷房能力、容器内圧力の関係を解析したものである。定常状態の判定基準は、蒸発器および吸収器の底部に滞留している作動流体の温度変化が0.01 K/min以下になった場合を定常状態とした。図4から、冷房能力は圧力損失の増加に対してほぼ直線状に低下し、蒸発器と吸収器の圧力差の増加分は双方がほぼ均等に負担していることがわかる。静特性の解析としては、この他に伝熱管の性能、伝熱面積などをパラメータとした解析が可能である。

図4. 静特性の解析例
(圧力損失と性能低下の関係)

次に動特性の解析例として、定格運転時の状態を初期条件として時間 $t=10$ (s) において冷水入口温度が12℃から8℃にステップ状に変化した場合の蒸発器の変化を解析したものが図5である。図中、冷水入口温度と流量は境界条件として与えたものであり、冷水出口温度、冷房能力、蒸発器内圧力の3つが解析結果である。

図5. 動特性の解析例
(冷水入口温度急変動時の蒸発器の変化)

図5から、冷水入口温度変化に対する出口温度の応答に、流れに伴うむだ時間が現れていることがわかる。また、このときの冷房能力は一度大きく減少した後上昇しながら一定値に近づくことがわかる。これは冷水温度が急変動した直後は入口と出口の間の温度差が急に小さくなって冷房能力が急に減少するが、その後蒸発量の低下によって容器内圧力がゆっくり応答して下がり、蒸発温度が低下して冷水温度との差が大きくなって冷房能力がある程度回復するためである。

この計算の対象は冷房能力175kWの蒸発器および吸収器であり、蒸発器は表1に示した熱容量を持つ。容器内圧力の変化を1次遅れ系と見なした場合の時定数はおよそ16秒であり、圧力が概ね安定するまでには1～2分を要している。なお、実機を用いた動特性実験ではこのような完全なステップ変化を与えることは難しいが、冷水温度に急変動を与えた場合の蒸発器と吸収器の変化の実測を今後進める予定である。

4. 結 言

吸収冷温水機の主要部分である蒸発器と吸収器を対象として、その定常特性および過渡特性を把握し、制御法や内部構造を検討するために、動的解析モデルを開発した。本モデルの特徴は以下の点である。

- (1) 蒸発器、吸収器内で連続的に変化する状態量をもつ、流下液膜、伝熱管、管内の冷水、冷却水に対

して、流れ方向に要素分割することにより、各要素の持つ温度分布および吸収器内の流下液膜の濃度分布を考慮しつつ、集中定数系として扱えるようにした。

- (2) 管内の冷水、冷却水を要素分割したことにより、流れに伴う応答のむだ時間を評価することを可能とした。
- (3) 機器の各構成要素の熱容量を比較検討したことにより、伝熱管の温度変化の時間遅れは考慮し、冷媒蒸気の内部エネルギーの時間遅れは無視できるとした。
- (4) 解析モデルの常微分方程式群を、初期値問題として解くことにより、同じモデルにより静特性と動特性の両方を解析可能とした。

本報告では、蒸発器と吸収器について動特性計算のみによる解析を行ったが、定量的な精度を向上させるためには実機を用いた動特性実験結果との比較検討が必要であり、現在検討中である。しかしながら、本モデルによる解析結果は、3節で述べたように実際の現象を十分説明できるものと考えている。また、時間スケールの長い状態変化を解析するためには、再生器、凝縮器のモデルを作成する必要がある。実験結果との比較検討とともに今後の課題としたい。

文 献

- (1) 小笠原・ほか2名, 冷凍, 46-520(1971), 109.
- (2) 八橋・ほか3名, 冷凍, 56-648(1981), 815.
- (3) Ohmori, S. and Furukawa, T.; *Proc. of Absorption Heat Pump Conf. '91*, (1991), 207.
- (4) 佐野・ほか2名, 環境工学総合シンポジウム'92 講演論文集, (1992), 363.
- (5) 高橋, システムと制御(上), (1978), 156.
- (6) 福島・宮本, 冷論, 2-2(1985), 111.
- (7) Bird, R.B., Stewart, W.E., and Lightfoot, E.N.; *Transport Phenomena*, (1960), 34~40.
- (8) 功刀・ほか3名, 冷論, 1-2(1984), 21.
- (9) 松田・ほか3名, 化工論文集, 6-2(1980), 157.
- (10) 功刀・ほか3名, 冷論, 2-3(1985), 35.
- (11) M.F.Brunck; *Ki Klima-Kälte-Heizung*, 4-3(1982), 365.
- (12) L.A.McNeely; *ASHRAE Trans.*, 85-1(1979), 413.