潜熱利用流体ループ式排熱システムの動特性解析と実験結果との比較*

藤井 照重^{*1}, 和田 賢宣^{*2}, 成田 啓圭^{*3}浅野 等^{*1}, 杉本 勝美^{*1}遠山 伸一^{*4}, 川崎 春夫^{*4}A Comparison between Analytical and Experimental Results
in the Thermal Control System Utilizing Latent HeatTerushige FUJII^{*5}, Masanobu WADA, Keiji NARITA,
Hitoshi ASANO, Katsumi SUGIMOTO,
Shinichi TÔYAMA and Haruo KAWASAKI^{*5} Department of Mechanical Engineering, Kobe University,
1-1 Rokkodai-cho, Nada-ku, Kobe-shi, Hyogo, 657-8501 Japan

A two-phase flow thermal control system, which utilizes the latent heat of fluid, is paid attention to for the heat removal in the space station and the Space Solar Power System (SSPS). The characteristics are that the system weight is lower than that in single-phase flow and that the temperature can be controlled by changing the saturated pressure of the loop. The control technology of the system has not been put into practical use. It is very effective to estimate the dynamic response of the loop by the numerical analysis as a means to establish the control technology of the thermal control system utilizing latent heat. The simulation model of the system was constructed, and the results of the numerical analyses were compared with the experiment results. A good agreement between analytical and experimental results was obtained.

Key Words: Dynamic Characteristics, Two-phase Flow Thermal Management System, Analysis

1. 緒言

将来の宇宙ステーションや宇宙太陽発電衛星(SSPS)の吸熱/排熱技術において、潜熱利用流体ループ式排熱システムが注目されている。このシステムはポンプ、コールドプレート(蒸発器)、ラジエータ(凝縮器)、アキュムレータとそれらを繋ぐ配管から成る閉ループで構成され、コールドプレートにおける作動流体の蒸発により熱源から熱を吸収し、ラジエータで熱を放出する。本システムの目的はコールドプレート上の電子機器やマグネトロンなどの熱源温度を作動許容範囲(例えば、 $100^{\circ}\text{C} \pm 5^{\circ}\text{C}$ など)に保持することであり、潜熱を利用することでトータル質量の軽減が可能になり、圧力操作により容易に迅速な温度操作が行える。しかし、本システムは排熱容量、コールドプレートの形式、並列管への適用、さらに制御方式などを含めた高信頼性への確立とともにコンパクト、軽量化を図った一層の研究が必要とされ、ループの動特性の把握が重要となる。これらの課題を克服するためには、実機による実験と共に、数値解析によりシステム制御の予測や指針を示す事が非常に有効である。

本報では、潜熱利用流体ループ式排熱システムの動的シミュレータを構築し、作動流体 HCFC123 を用いて、実験室レベルの排熱システムループ(Max.1 kW)で行った実験結果⁽¹⁾と、動的シミュレータによる理論解析結果を比較したのでその結果について報告する。

2. 理論解析

潜熱利用流体ループ式排熱システムの動的シミュレーションモデルの構築に、プロセスシミュレーター HYSYS PLANT+ ver.2.4.1 を用いた。プロセスシミュレーター HYSYS PLANT+ ver.2.4.1 (以後 HYSYS と記す)⁽²⁾ は化学プロセスの基本設計及び詳細設計のためのダイナミックシミュレータのひとつで、定常・非定常の両シミュレーションが可能であり、流体の蒸発・凝縮や熱の移動などが表現でき、排熱利用流体ループのシミュレーションモデルの構築にも使用できる。HYSYS は物質の流れを表すマテリアルストリームと熱量の流れを表すエネルギーストリーム、及び各種装置を表すユニットを連結させてフローシートを構築し、各ストリームをユニット毎の基礎式に基づいて計算してシミュレーションを行う。まず、潜熱利用流体ループ式排熱システムの動的シミュレーションモデルは図1に示す(詳細装置図は前報⁽¹⁾を参照)ように、ポンプ、蒸発器(EV)、凝縮器(CD)、アキュムレータ(ACM)

* 原稿受付 2004年2月18日。

^{*1} 正員, 神戸大学工学部(〒657-8501 神戸市灘区六甲台町1-1)。^{*2} 学生員, 神戸大学大学院自然科学研究科。^{*3} 神戸大学工学部。^{*4} 宇宙航空研究開発機構総合技術研究本部(〒305-8505 つくば市千現2-1-1)。

E-mail: fujii@mech.kobe-u.ac.jp

及びそれら各機器を連絡する配管系4つの計8セクションから構成される。EVとCDは単容量系を複数組み合わせることで物質の流れと熱量の流れを計算した^{*1}。以下に、HYSYSでの計算に用いられている各種基礎式と用いた構成式について示す。

Fig.1 Thermal control system schematic diagram

2.1 質量保存の式 物質の流れを表す質量保存の式を示す。

$$\frac{d(\rho_0 V_u)}{dt} = F_i \rho_i - F_o \rho_o \dots\dots\dots(1)$$

ここで、 F : 体積流量、 ρ : 密度、 V_u : ユニットの体積、添字 i, o はユニット入口、ユニット出口を示す。

2.2 エネルギー保存の式 熱の流れを表すエネルギー保存の式を示す。

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} [(u + k + \phi) \rho_o V] = & F_i \rho_i (u_i + k_i + \phi_i) \\ & - F_o \rho_o (u_o + k_o + \phi_o) \\ & + Q + Q_r - (w + F_o P_o - F_i P_i) \cdot (2) \end{aligned}$$

ここで、 u : 単位質量当たり内部エネルギー、 k : 単位質量当たり運動エネルギー、 ϕ : 単位質量当たりポテンシャルエネルギー、 V : 流体の体積、 w : 仕事、

P_o : ユニットの内部の圧力、 P_i : 流入する流体の圧力
 Q : 境界から与えられる熱量、 Q_r : 反応によって生じる熱量、添字 i, o はユニット入口、ユニット出口を示す。

2.3 状態方程式 状態方程式として Peng Robinson の式⁽³⁾を用いる。

2.4 蒸発器及び凝縮器でのエネルギーバランス 蒸発器及び凝縮器におけるエネルギーバランスの式を示す。蒸発器、凝縮器は内部を流れる流体、壁、断熱材、外気でエネルギーバランスを考える。

(i) 壁を介してのエネルギーバランス

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} [A t_{wall} C p_{wall} T_{wall}] = & h_{(fluid, wall)} A (T_{fluid} - T_{wall}) \\ & - \frac{\lambda_{ins}}{x_{ins}} A (T_{wall} - T_{ins}) \dots\dots(3) \end{aligned}$$

(ii) 断熱材を介してのエネルギーバランス

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left[A t_{ins} C p_{ins} \left(\frac{T_{wall} + T_{ins}}{2} \right) \right] = & \frac{\lambda_{ins}}{t_{ins}} A (T_{wall} - T_{ins}) \\ & + h_{(ins, surr)} A (T_{ins} - T_{surr}) \dots\dots\dots(4) \end{aligned}$$

ここで、 A : 伝熱面積、 t : 厚さ、 Cp : 熱容量、 T : 温度、 λ : 熱伝導率、 h : 熱伝達率を示し、添字は $wall$: 壁、 ins : 断熱材、 $surr$: 外気を示す。

2.5 ポンプの式 ポンプを次の式で表す。

$$W_p = \frac{m \cdot (P_2 - P_1)}{\rho \eta_p} \dots\dots\dots(5)$$

ここで、 W_p : ポンプ動力、 P_i : 入口圧力、 P_2 : 出口圧力、 ρ : 流体の密度、 m : 質量流量、 η_p : ポンプ効率を示す。

2.6 飽和沸騰熱伝達率の式 蒸発器において作動流体は熱負荷を受け飽和沸騰状態にある。この飽和沸騰

領域における熱伝達率を Lui Z. and Winterton の式⁽⁴⁾、⁽⁵⁾で計算する。この式は円管内または環状部を水平または垂直に流れる飽和沸騰流の局所熱伝達率の計算方法である。

2.7 サブクール沸騰の条件 蒸発器に流入してくる作動流体は飽和温度以下のサブクール液単相であり、蒸発器でサブクール沸騰を生じ、その後飽和沸騰へと遷移していく。また、サブクール沸騰領域では液単相よりも熱伝達率が向上している。本シミュレーションモデルでは、図2に示す様にサブクール沸騰開始点から飽和沸騰領域までの距離に応じて蒸発器内壁表面の熱伝達率は線形に増加すると仮定し⁽⁶⁾⁽⁷⁾、サブクール沸騰の開始を次の式で判断する⁽⁷⁾⁽⁸⁾。

Fig.2 Heat transfer coefficient in evaporator

*1 加圧器等の分布定数系を集中定数系に簡略化する場合のモデル化の可否は $a = \alpha L / QC$ (α : 単位長さ当たり管内熱伝達率、 L : 管長、 Q : 質量流量、 C : 流体比熱) なる無次元数で判断される⁽⁹⁾。本研究では実験結果より、蒸発器の沸騰領域において $3.6 < a < 20.9$ という範囲の値をとり、一般に $a < 10$ に対してここでは L を小さくして集中定数モデルを複数個連結して用いた。

$$q \geq \frac{\lambda_l \cdot \Delta h_v \cdot \Delta T_s^2}{8 \cdot \sigma \cdot T_s \cdot v_g} \dots\dots\dots (6)$$

$$x < 0 \dots\dots\dots (7)$$

ここで、 q : 熱流束 [W/m^2], λ_l : 液体の熱伝導率 [$W/(m \cdot K)$], Δh_v : 蒸発潜熱 [J/kg], ΔT_s : 過熱度 (壁温と飽和温度の差) [$^{\circ}C$], σ : 表面張力 [N/m], T_s : 飽和温度 [$^{\circ}C$], v_g : 蒸気の比体積 [m^3/kg], x : クオリティである。

2.8 凝縮熱伝達率の式 凝縮器には液-蒸気の二相流が流入し、凝縮器における熱交換で凝縮される。この凝縮部の熱伝達率を水平管内凝縮の式⁽⁴⁾で計算する。この式は飽和純蒸気が細長い水平な平滑管内で凝縮する場合の局所熱伝達率の計算方法である。

2.9 圧力損失の式 HYSYS によるシミュレーションにおける蒸発器、凝縮器、配管の圧力損失の計算に用いた式を示す。単相部は従来の円管の摩擦損失の式⁽¹⁰⁾で計算し、摩擦係数はブラジウスの式⁽¹⁰⁾を用いた。二相流に対しては均質流モデル⁽¹¹⁾に基づき次式で求める。

均質流モデルによる平均密度 ρ_H

$$\frac{1}{\rho_H} = \frac{x}{\rho_G} + \frac{1-x}{\rho_L} \dots\dots\dots (8)$$

二相流の摩擦係数 λ_{TP}

$$\lambda_{TP} = 0.3164 \text{Re}_H^{-0.25} \dots\dots\dots (9)$$

ここで、

$$\text{Re}_H = DG/\mu_H$$

圧力損失

$$\left(-\frac{dP_f}{dz}\right) = \frac{\lambda_{TP}}{2d} \cdot \frac{1}{\rho_H} G^2 \dots\dots\dots (10)$$

ここで、 d : 管内径, G : 質量流束, x : クオリティ, ρ : 密度, μ_H : 二相流の粘性係数 ($\mu_H = \mu_L$, μ_L : 粘性係数) を示す。添字 H , T , P , f , L , G はそれぞれ均質, 二相流, 摩擦, 液相, 気相を示す。

3. 実験結果と解析の比較

HYSYS で構築した潜熱利用流体ループ式排熱システムの動的シミュレーションによる解析結果と、前報⁽⁹⁾で示した実機の試験ループによる実験結果とを比較する。

3.1 静特性比較 ループ各点の圧力、温度及び EV 熱貫流率等を実験結果と比較する。

3.1.1 静特性 図3に ACM 圧力 $P_{12}=140\text{kPa}$, EV 熱負荷 $Q=600\text{W}$, 質量流束 $G=130\text{kg/m}^2\text{s}$, 冷却水流量 $G_w=3.0\text{l/min}$ の条件でループ各位置 (横軸は図1の各箇所1~12の位置) の温度、圧力、EV 外壁表面温度及び EV 内熱平衡クオリティ (計算) の比較を示す。

作動流体温度 (実線) は位置2~4を除くと概ね一致している。ここで、蒸発器内 (位置2~8) の作動流体温度は、点1, 10と11の測定温度及び測定圧力から飽和沸騰するまでは線形に温度上昇すると仮定して便宜上線で結んだものであるために、飽和に達していない位置2~4では作動流体温度は一致していない。EV 外壁表面温度 (破線, 測定値) は飽和沸騰領域では良い一致を示している。圧力 (一点鎖線, 測定値) は各位置で一致している。熱平衡クオリティ (実線, 計算) もほぼ一致している。ただし、HYSYS では飽和状態に達するまでクオリティは0と表現するためサブクール状態にある位置2~4では一致していない。

Fig.3 Comparison of static characteristics

3.1.2 熱貫流率 理論解析において Lui Z. and Winterton の式によって算出した蒸発器の熱貫流率と実験結果を基に算出した蒸発器の熱貫流率を比較する。実験における熱貫流率は蒸発器から流体に伝わる熱流束を蒸発器全長に対して一様とし、次式から算出した。

$$Q = K \cdot A \cdot (T_w - T_f) \dots\dots\dots (11)$$

ここで、 Q : 加熱量 [W], K : 熱貫流率 [$W/m^2 \cdot K$], A : 内表面伝熱面積 (0.0294m^2), T_w : EV 表面温度 (測定値) [$^{\circ}C$], T_f : 作動流体温度 (計算値) [$^{\circ}C$].

質量流束 130kg/m^2 で各圧力、熱負荷における定常時のクオリティに対する熱貫流率を図4(a), (b)に示す。横軸は熱平衡クオリティ (計算) であり、負の値はサブクール沸騰領域を意味する。

図 4(a), (b)に示すように、飽和沸騰領域において熱負荷が 600W, 1000W の両方の条件で理論解析における熱貫流率の方が 600W/m²K 程度大きくなっている。理論解析の熱貫流率計算には Lui Z. and Winterton の式を用いたが、この式は複数のデータベースを基に作られた実験式であり、実験値との整合性は平均偏差 20.5% である⁽⁵⁾。本研究における実験値と理論解析の平均偏差は 13.8% であり、Lui Z. and Winterton の式の適用範囲内である。理論解析も実験結果と同様、飽和沸騰領域（熱平衡クオリティが $x > 0$ ）ではクオリティの増加に対して熱貫流率は徐々に大きくなっている。

Fig.4 Comparison of heat transfer coefficient

また、図 4(a)より、飽和沸騰に達していない（熱平衡クオリティが $x \leq 0$ ）時に数値解析では $x=0$ で熱貫流率が上昇しているのは、理論解析では飽和沸騰に達していない $x=0$ におけるサブクール沸騰による熱貫流率の増加のためと考えられる。

3.1.3 圧力損失 理論解析において式(11)～(13)によって算出した蒸発器の圧力損失と、実験で計測した蒸発器の圧力損失を比較する。図 5 に ACM 圧力 $P_{12}=140, 180\text{kPa}$ 、質量流束 $G_f=130\text{kg/m}^2\text{s}$ 、EV 入口温度 $T_1=8^\circ\text{C}$ における定常時のクオリティに対する蒸発器の圧力損失を示す。図 5 に示すように、蒸発器の圧力損失はクオリティが増加するにつれて大きくなっており、理論解析は実験結果と良い一致を示している。

 Fig.5 Comparison of EV pressure drop ($G_f=130\text{kg/m}^2\text{s}$)

3.2 動特性比較 熱負荷、作動流体流量及びアキュムレータ圧力の変化に対する実験結果と数値解析結果を比較する。

3.2.1 熱負荷変化 加熱量 $Q=600\text{W}$ 、アキュムレータ圧力 $P_{12}=140\text{kPa}$ 、質量流束 $G_f=130\text{kg/m}^2\text{s}$ 、冷却水流量 $G_w=3.0\text{l/min}$ の初期定常運転状態から Q を 800W にステップ増加させた時の各応答比較を図 6 に示す。横軸はいずれもステップ変化時を 0 s とした時間である。

(i) 圧力・差圧応答比較 図 6(a)より、理論解析は EV 熱負荷の変化に対して各圧力は一次遅れ状に変化し、概ね一致しているが、EV 圧力 (P_1) の立ち上がりは実験の方が早い。これは、サブクール沸騰領域の熱伝達率が実験の方が理論解析より大きいため、実験の方が EV 壁から流体に早く熱移動し蒸気発生も早く、そのため圧力の上昇も早いと考えられる。図 6(b)より、理論解析の各差圧は実験値のほぼ平均値を示し、EV 熱負荷変化に対する応答も定性的に一致している。

Fig.6 Comparison of responses for sudden heat load increase

(ii) 温度応答比較 図 6(c)を見ると解析は実験結果と良い一致を示している。EV 出口温度 (T_9) は解析の方が 2°C 程度高い値となっている。これは、飽和温度算出の物性値式 (Peng Robinson) が実際と若干誤差を持つためと考えられる^{*2}。EV 表面温度 (T_8) を見ると解析でも一次遅れが再現されている。

3・2・2 作動流体流量変化 加熱量 $Q=600\text{W}$, アキュムレータ圧力 $P_{12}=140\text{kPa}$, 質量流速 $G_f=130\text{kg/m}^2\text{s}$, 冷却水流量 $G_w=3.0\text{L/min}$ の初期定常運転状態から G_f を $175\text{kg/m}^2\text{s}$ にステップ増加させた時の各応答比較を図 7 に示す。

(i) 圧力・差圧応答比較 図 7(a)より, 理論解析は流量の変化に対して実験結果と良く一致している。図 7(b)を見ると, 理論解析の各差圧は実験のような脈動は生じないが, 実験値のほぼ平均値を示し, 定性的に一致している。

(ii) 温度応答比較 図 7(c)より, 流量増加後, 実験では流量が変化しても T_8 は殆んど変化していないが, 理

Fig.7 Comparison of responses for sudden flow rate increase

論解析は 2°C 程度増加している。理論解析では流体流量の増加によるクオリティ減少の影響が大きく生じ, 熱伝達率が低下し EV 表面温度が上昇したためと考えられる。

3・2・3 アキュムレータ圧力変化 加熱量 $Q=600\text{W}$, アキュムレータ圧力 $P_{12}=140\text{kPa}$, 質量流速 $G_f=130\text{kg/m}^2\text{s}$, 冷却水流量 $G_w=3.0\text{L/min}$ の初期定常運転状態から P_{12} を 180kPa にステップ増加させた時の各応答比較を図 8 に示す。

(i) 圧力・差圧応答比較 図 8(a)より, ACM 圧力操作に対する EV 圧力, CD 圧力の上昇も再現できており, 理論解析は実験結果と定性的に良く一致している。図 8(b)を見ると, 理論解析では差圧の脈動は再現されていないが, ACM 圧力増加直後に大きく下がった CD 差圧が時間の経過と共にクオリティの回復により再び上昇しており, 定性的に実験と一致している。

Fig.8 Comparison of responses for sudden pressure increase

*2 日本冷凍協会・日本フロンガス協会の物性値表⁽²⁾と比べると Peng Robinson の式の方が約 1°C (2% 程度) 高い。

(ii) 温度応答比較 図 8(c)を見ると理論解析による EV 表面温度は ACM 圧力増加に対して一次遅れ状に増加している。定常値で実験結果と 2~3℃程度の誤差があるが定性的には一致している。EV 表面温度の定量的な不一致は EV 内の流体温度が論理解析に用いた Peng Robinson の物性値が実験値より常に 1~2℃高いことが影響していると考えられる。

3.3 各応答の定量的比較 熱負荷、流量及びアキュムレータ圧力の各変化に対する EV 表面温度及びその一次遅れ時定数について、実験結果と数値解析結果を定量的に比較、検討する。

3.3.1 熱負荷変化 熱負荷の変化量 (図中、横軸の 0 は 600W に相当) に対する EV 表面温度 (T_{2-8}) の変化量比較を図 9 に示す。図中の Point2~8 は図 1 の蒸発器表面の各点に対応する (以降の図中も同様)。

図 9 に示すように、数値解析による EV 表面温度変化量 (図中、△, □) は熱負荷の増加に対してほぼ線形的に変化し、実験結果 (図中、○, ●) と同様の結果が得られている。また、実験結果より蒸発器長手方向に対して後半部になるほど温度変化幅が小さくなっている傾向があるが、解析結果においても同様の傾向が見られる。これは、蒸発器後半部では内部の流体が高クオリティ域にあり、熱貫流率が向上したためである。

Fig.9 Comparison of EV temperature variation

次に、熱負荷変化時における EV 表面温度の各点 (位置 2, 4, 6, 8) での一次遅れ時定数を各点の熱平衡クオリティに対して図 10 に示す。図 10 に示すように、Point2,4 ではクオリティ $x < 0$ において時定数が急激に大きくなる傾向が解析結果にも見られる。また、解

Fig.10 Comparison of EV temperature time constant

析だと Point6, 8 では熱負荷が減少した場合でもクオリティが $x < 0$ となることは無く、時定数も 10~17s ではほぼ一定となる。これより、解析においても実験結果と同様、クオリティが EV 表面温度変化の一次遅れ時定数を決める因子であることがわかる。

3.3.2 作動流体流量変化 作動流体の質量流量束の変化量 (図中、横軸の 0 は 130kg/m²s に相当) に対する EV 表面温度 (T_{2-8}) の変化量比較を図 11 に示す。

図 11 より、熱負荷 600W の場合、位置 2, 4 では質量流量束が増加すると EV 表面温度は減少し、逆に質量流量束が減少すると同値は増加し、位置 6, 8 では質量流量束の変化に対して EV 表面温度はほぼ変化しないという実験結果は、解析結果と良く合っている。また、1000W の場合も解析と実験結果は良く一致している。

Fig.11 Comparison of EV temperature variation

質量流量束の変化に対する各点の遅れは、図 7(c)に見られるように殆んど無く、非常に小さい。

3.3.3 アキュムレータ圧力変化 ACM 圧力の変化量 (図中、横軸の 0 は 140kPa に相当) に対する EV 表面温度 (T_{2-8}) の変化量比較を図 12 に示す。図 12 に示すように、ACM 圧力変化量に対する数値解析の EV 表面温度は実験結果と同様に線形的に変化しており、その温度変化量も実験値とほぼ等しい。これより、数値解析による ACM 圧力変化に対する EV 表面温度は実験結果と定性、定量的に良い一致を示すことがわかる。

Fig.12 Comparison of EV temperature variation

次に、ACM 圧力変化時における各点での一次遅れ時定数を各点の熱平衡クオリティに対して図 13 に示す。

図 13 より、数値解析による一次遅れ時定数はクオリティが大きくなるほど小さくなり、ほぼ一定値 (約 8 s) となっている。また、クオリティが $x < 0$ となると時定数は急激に大きくなっている。これは、実験結果と非常に良い一致を示している。

Fig.13 Comparison of EV temperature time constant

4. 結言

潜熱を利用した宇宙用二相流体ループ式排熱システムの動的シミュレーションモデルを構築し、実機による動特性実験結果と理論解析の比較を行った。その結果、理論解析と実験値は定性的に良く一致し、定量的にも良い一致が得られた。これによって、潜熱利用流体ループ式排熱システムの制御方法の確立及びシステム設計に対して本理論解析の適用の可能性が示された。

なお、本研究は宇宙航空研究開発機構と神戸大学の共同研究として実施されたものである。

参考文献

- (1) 藤井照重・和田賢宣・浅野等・ほか3名, 潜熱利用流体ループ式熱制御システムの動特性に関する研究, 機論, 70-690, B(2004), 425-431.
- (2) HYSYS, User Guide, Ver.2.4.1, (2002), AspenTech Co.Ltd.
- (3) Peng, D. Y. and Robinson, D. B., A new two-constant equation of state, Ind., Eng., Chem., Fundam., 15, (1976), 59-64.
- (4) 福迫尚一郎ら編著, 熱交換器の熱的設計法, (1996), 77, 89-90, 日本機械学会.
- (5) Liu, Z. and Winterton, R.H.S., Int. J. Heat Mass Transfer, (1991), 34-11.
- (6) Ahmad, S.Y., Axial distribution of bulk temperature and void fraction in a heated channel with inlet subcooling, Trans. ASME, 92-4, Ser.C (1970), 595-609.
- (7) ドイツ技術者協会編, 熱計算ハンドブック, (1988), 日本能率協会.
- (8) 植田辰洋, 気液二相流一流れと熱伝達, (1981), 養猷堂.
- (9) 竹内元, ボイラ負荷変動許容限界の自動制御論的研究, (1963), 31, 電力中央研究所.
- (10) 生井武文校閲, 国清・木本・長尾共著, 演習水力学, (1998), 122-123, 森北出版.
- (11) 日本機械学会編, 気液二相流技術ハンドブック, (1989), コロナ社.
- (12) 日本冷凍協会・日本フロンガス協会, 代替フロン類の熱物性, (1990).