感温液晶による循環流動層ライザー壁温分布の可視化*

村田 裕幸** 岡 秀行** 春海 一佳**

Visualization of Riser Wall Temperature in Circulating Fluidized Bed with Thermo-Chromic Liquid Crystal

By Hiroyuki MURATA, Hideyuki OKA and Kazuyoshi HARUMI

In order to investigate heat transfer distributions on riser walls of a circulating fluidized bed (CFB) under rolling motion, a series of visualization experiments which utilized thermo-chromic liquid crystal was performed. Superficial velocity and rolling period were varied in the experiments, while amplitude of the rolling motion was fixed at 15deg. One-dimensional unsteady thermal conduction analysis was also carried out to evaluate followability of liquid crystal coloration to changes in riser wall temperature. The following results were obtained: (1) Thermal conduction analysis shows that the response delay time of liquid crystal coloration to the wall temperature stays within several seconds under the present experimental conditions. (2) In bubbling and turbulent fluidization regimes at the upright attitude, a remarkable change in liquid crystal coloration due to the steep gradient of voidage was observed at the bottom of the riser wall. On the other hand, uniform coloration was observed over the entire area at the middle of the riser wall. Time-averaged heat transfer rate of the present experiment agrees well with previous results. (3) When the CFB undergoes rolling motion, liquid crystal coloration changes periodically at the middle part of the riser wall. The change is induced by heat transfer fluctuation due to the periodic change of the downflow.

1. はじめに

本研究は、循環流動層を利用して排気ガスの乾式脱硫を行うと共に回収熱量の増大を図る、小型・高性能な船用排熱回収システム^{1),2)}の開発を目的とする。船舶に搭載されるため、本システムは横揺れ・定傾斜等の船体運動の影響を受けると考えられる。筆者らは、循環流動層の固気混相流れに及ぼす船体運動の影響を明らかにするため、循環流動層を動揺台に搭載した模擬実験を実施し、①横揺れ運動によってライザー壁面近傍の粒子下降流が周期的に変動すること³⁾、②その結果、ライザー壁面と粒子との接触が促進されるため、空塔速度(ライザー部の断面平均空気流速) U_g が低い一部の場合を除いて、ライザー壁面の熱伝達率が顕著に増大すること^{4),5)}を報告した。しかし、これまでの実験では熱電対によって温度を計測していたため、ライザー壁面における熱伝達率の分布を詳細に評価できなかった。また、熱電対の応答性について評価するのが困難だったため、熱伝達率は時間平均値だけを評価せざるを得なかった。

今回、循環流動層ライザー部における熱伝達分布を明らかにするとともに、局所熱伝達率の時間変動を評価するため、感温液晶シートを利用したライザー壁温分布の可視化実験、及び次元非定常熱伝導解析を実施したので、その結果について報告する。

2. 実験装置及び実験方法

本実験で使用した循環流動層コールドモデル(図1参照)は、既報^{3)・5)}で用いたものと同一であり、送風機から供給された空気は分散板を通過し、分散板上の循環粒子を巻き上げてライザー部(断面寸法: 288mm × 288mm, 高さ: 2,408mm)を上昇する。ライザー部を出た固気混相流はサイクロンで固気分離され、循環粒子はダウンカマー部を流下してJバルブを経由した後、再びライザー下部に戻って装置内部を循環する。一方、サイクロンを出た空気はバグフィルターを経て外部に放出される。なお、Jバルブに堆積した循環粒子の流動化を促進するため、コンプレッサーから少量の圧縮空気をJバルブ底部に導入する。本実験で使用した循環粒子は粒径 d_p : 0.18~0.35mm の石灰石粒子

*原稿受付 平成26年6月4日。

**正会員 海上技術安全研究所(三鷹市新川6-38-1)。

図1 実験装置概略

であり、静止時のライザー部粒子層高は分散板から175mmとした。なお、図中の z は分散板から鉛直方向上向きに測った距離を表す。また、粒子循環量(ライザー部における循環粒子の断面平均質量速度) G_s [kg/m²s]は既報^{3)・5)}と同様、正立静止状態において、Jバルブに堆積した循環粒子の平均流下速度を計測し、循環流動層の各流路断面における連続性を利用して算出した。

横揺れ運動を与えるため、実験装置は可変偏心クラック方式の動揺台に搭載されている。横揺れ運動の中心軸は実験装置の中心線上、分散板から2,400mm上方に位置している。本実験では、図1に示す実験装置に対して本紙面と垂直方向に、横揺れ振幅 $\theta = 15^\circ$ 、周期 $\tau_{roll} : 5 \sim 15$ sの横揺れ運動を与えた。

循環流動層コールドモデルのライザー部側面には観察窓が6カ所設置されているが、本実験では、片側側面の下部、中央部の2カ所で透明アクリル製伝熱板(寸法: 240mm×440mm 及び 240mm×540mm)と交換した。図2は動揺中心の軸方向から見た透明アクリル製伝熱板1, 2、観察窓3~6、測温抵抗体、圧力測定孔P1~P4の位置関係を示している。測温抵抗体、圧力測定孔は各々ライザー中心線から100mmオフセットして設置されている。

図3に本実験で使用した透明アクリル製伝熱板1の概略を示す。伝熱板の内側壁面には厚さ0.1mmのステンレス発熱板(以後、ヒーターと呼ぶ)が設置され、

図2 ライザー部伝熱板と観察窓の位置関係

図3 伝熱板1概略

直流電流により直接通電加熱される。ヒーターとアクリル板の間には厚さ0.28mmの感温液晶シート(日本カプセルプロダクツ KX-5060, 呈色温度範囲: 50~60℃)が貼付されている。本実験では、ヒーターが通電加熱された状態の液晶シートの呈色を、伝熱板外側の透明アクリル板を通して観察すると共に、撮影を行った。なお、ヒーター発熱量 Q は、計測した電流値 I か

ら次式により算出する.

$$Q = I^2 \cdot \rho_r \frac{L}{A} \quad \cdots \cdots (1)$$

上式中, L はヒーターの長さ, A はヒーターの断面積を示す. また, ヒーターの比抵抗 ρ_r は温度に依存し, 次式で表される.

$$\rho_r(T) = \rho_r(T_0) \cdot [1 + a(T - T_0)] \quad \cdots \cdots (2)$$

ここで, a は比抵抗の温度係数, T_0 は基準温度である. 式(2)中の温度係数は $300 \sim 400\text{K}$ の範囲で $a = 1.27 \times 10^{-3} [1/\text{K}]$ と見積もられる⁹⁾ ので, ヒーター内部の温度差(本実験では, 10°C 程度)によって生ずる比抵抗の差は僅かであり, ヒーターの抵抗値は場所によらず一様と見なすことができる. このため, ヒーターの電流分布が一様ならば, ヒーターは場所に依らず一様に発熱することが分かる.

ヒーター内部に温度差がある場合には, 熱伝導により熱が内部を移動するが, 縦・横寸法に比べて板厚が非常に薄い本実験装置のヒーターでは, 熱伝導によるヒーター内部の熱移動量はライザー壁面における放熱量に比べると無視できるほど小さい⁵⁾. また, 後述するように, 透明アクリル板を通過して系外に流出する熱損失は無視できるほど小さい. このため, ヒーター表面の熱流束 $q [\text{W}/\text{m}^2]$ は場所によらず一定と見なすことができる.

3. 一次元非定常熱伝導解析による検討

前述したように, ヒーターは一様に発熱し, ヒーター内部の熱移動量はライザー壁に垂直な x 方向の熱移動量に比べて無視できるほど小さいことが分かっている. このとき, ヒーターから伝熱板外表面への熱通過率 K_{out} は次式で表される⁷⁾.

$$K_{out} = 1 / \left(\sum_n L_n / \lambda_n + 1 / h_{out} \right) \quad \cdots \cdots (3)$$

但し, L_n は伝熱板の各構成部材の厚さ, λ_n は熱伝導率,

h_{out} は伝熱板外表面の熱伝達率を示す. ここで $h_{out} \approx 3 [\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$ と見積もられる⁸⁾ ので, 表1に示す伝熱板各構成部材の厚さ, 熱伝導率^{9)・11)} から伝熱板外表面への熱通過率を計算すると $K_{out} \approx 2.2 [\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$ となり, ヒーター表面の熱伝達率 h_w (後述) に比べて非常に小さく, 伝熱板外表面への熱損失は無視できることが分かる. このため, ヒーター表面の熱流束 q は場所に依らず一定と見なすことができ, ヒーター表面の局所熱伝達率 $h_w(y, z)$ は

$$h_w(y, z) = q / [T_w(y, z) - T_f] \quad \cdots \cdots (4)$$

と表される. 但し, T_f は分散板から 766mm 上方に設置した白金測温抵抗体 ($\phi 15\text{mm}$, 挿入長さ: 170mm , 図2参照) で計測したライザー部の固気混相流温度である. 上式より, ヒーター表面温度 $T_w(y, z)$ が分かれば局所熱伝達率が求められるが, 本実験で得られるのは液晶の呈色から推定される液晶温度である.

そこで, 液晶温度とヒーター表面温度との関係, ヒーター表面温度の変化に対する液晶呈色の応答性を定量的に評価するため, 1次元の非定常熱伝導方程式

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\dot{Q}}{\rho C_p} \quad \cdots \cdots (5)$$

を差分法により離散化して数値解析を行った. 但し,

式中の α は熱拡散率を, $\dot{Q}$ は単位体積当たりの発熱量を, C_p は比熱を示す. 本報では, 伝熱板を図4に示すような格子点系により離散化した. なお, 透明アクリル板における格子点間隔は全て 0.5mm とした. このとき, 時刻 n における i 番目の格子点温度 T_i^n に関する離散化方程式は次式となる.

$$\begin{aligned} & \frac{\rho^- C_p^- \cdot \Delta x_i^- + \rho^+ C_p^+ \cdot \Delta x_i^+}{2} \cdot \frac{T_i^n - T_i^{n-1}}{\Delta t} \\ &= -\frac{\lambda^-}{\Delta x_i^-} (T_i^n - T_{i-1}^n) + \frac{\lambda^+}{\Delta x_i^+} (T_{i+1}^n - T_i^n) \\ &+ \frac{\Delta x_i^- + \Delta x_i^+}{2} \cdot \dot{Q} \quad \cdots \cdots (6) \end{aligned}$$

図4 一次元熱伝導解析の格子点配置

表1 伝熱板構成部材の厚さ・熱物性値

部 材	$L_n [\mu\text{m}]$	$\lambda_n [\text{W}/\text{mK}]$	$\alpha_n [\text{m}^2/\text{s}]$
ステンレス板	100	16.0	4.05×10^{-6}
両面テープ1	145	0.6	3.60×10^{-7}
黒色層	10	0.446	5.00×10^{-8}
液晶層	15	0.223	2.50×10^{-8}
PET 基材	110	0.15	8.57×10^{-8}
両面テープ2	65	0.6	3.60×10^{-7}
アクリル板	25000	0.21	1.26×10^{-7}

ここで、 Δt は時間ステップを、添字 +、- はそれぞれ注目する格子点の正側、負側の値を示す。なお、上式の右辺第3項はヒーター部の格子点のみで考慮し、式(1)に基づき計算した。また、境界条件としては外気温度 T_{amb} を基準温度とし、ライザー部固気混相流温度 T_f も外気温度と等しいとして次式のように与えた。

$$T_f = T_{amb} = 0 \quad \cdots \cdots (7)$$

さらに、時刻 n におけるヒーター表面、伝熱板外表面の熱流束

$$q^n = h_w(T_1^n - T_f) \quad \cdots \cdots (8)$$

$$q_{out}^n = h_{out}(T_N^n - T_{amb}) \quad \cdots \cdots (9)$$

に関して、伝熱板外表面の熱伝達率 h_{out} は前述の通り $h_{out} = 3 \text{ [W/m}^2\text{K]}$ とし、ヒーター表面の熱伝達率 h_w は既報^{4), 5)}を参考にパラメータとして与えることとした。数値解析は離散化方程式を3項方程式¹²⁾に変換し、上記境界条件を適用して各時刻毎に解いていった。なお、初期定常状態における伝熱板外表面からの熱損失 Q_{loss} はヒーター発熱量 Q の約0.9パーセントと計算さ

図 5(a) 伝熱板各部の過渡温度変化

図 5(b) 伝熱板各部の温度変化 (無次元表示)

表 2 伝熱板各部の時定数

$\Delta h_w \text{ [W/m}^2\text{K]}$	$\tau_{SUS} \text{ [s]}$	$\tau_c \text{ [s]}$	$\Delta \tau \text{ [s]}$
50	17.8	20.4	2.6
100	29.1	32.5	3.3
150	58.8	63.5	4.8
200	196.9	205.3	8.4

れ、前述の前提の妥当性が確認された。

ヒーター表面の熱伝達率 h_w を $250 \text{ [W/m}^2\text{K]}$ から $200 \text{ [W/m}^2\text{K]}$ にステップ状に変化させたときの伝熱板各部の温度変化を図 5(a) に示す。何れの時刻においても、液晶温度はヒーター表面温度とほぼ等しいことが分かる。さらに、各部の温度変化を各々の総変化量 $T_1 - T_0$ で無次元化した結果を図 5(b) に示す。ここで、各点の温度変化が総変化量の $(1 - e^{-1})$ 倍に達する時間(時定数) τ を求めると、ヒーター表面では 17.8 s、液晶部では 20.4 s となり、液晶温度はヒーター表面温度に比べて 2.6 s の応答遅れを持つことが分かる。一方、アクリル板内部(アクリル板内側表面から各点までの距離 l_{ac} を図中に示す)では応答性が顕著に低下している。さらに、熱伝達率のステップ状変化量 Δh_w を変化させた場合の時定数の変化を表 2 に示す。熱伝達率変化量の増加に伴って、ヒーター表面温度、液晶温度の時定数 τ_{SUS} 、 τ_c は次第に増加するが、両者の差 $\Delta \tau$ は数秒以内に収まっていることが分かる。

4. 実験結果及び考察

4. 1 正立時の局所熱伝達率の分布

正立時におけるライザー一部粒子体積分率 ε_p の鉛直方向分布⁵⁾を図 6 に示す。図中に伝熱板 1, 2, 及び観察窓 3 の存在する範囲を併せて示す。なお、本図はライザー一部の鉛直方向の圧力勾配と粒子体積分率との間に成り立つ次の関係式¹³⁾を利用して、ライザー一部圧力

図 6 正立時のライザー一部粒子体積分率

勾配の測定値より求めたものである。

$$-(dp/dz) = \rho_p (1 - \varepsilon) g = \rho_p \varepsilon_p g \quad \cdots \cdots (10)$$

但し、式中の ρ_p は粒子密度、 ε はボイド率を示す。図より、空塔速度 $U_g < 3.04 [\text{m/s}]$ では伝熱板 1 が存在する範囲で粒子体積分率が z 方向に大きな勾配を持ち、ライザー下部で大きく、上部で小さくなっていることが分かる。一方、 $U_g \geq 3.04 [\text{m/s}]$ では同一範囲における粒子体積分率の z 方向の勾配は顕著に減少する。また、伝熱板 2 の存在範囲における粒子体積分率は、空塔速度によらず小さい値を示し、 z 方向の勾配も小さいことが分かる。

図 7 に気泡流動状態 ($U_g = 1.11 [\text{m/s}]$) における伝熱板 1 の液晶呈色を示す。また、液晶呈色と温度との関係を図 8 に示す (各色に付された数字は摂氏温度を示す)。図 7 では電極周辺、及びコーナー部に電流分布の不均一に起因すると思われる呈色分布が認められるものの、ヒーター表面温度は鉛直方向に顕著な勾配を持つ。既報⁵⁾で報告したように、ライザー部の熱伝達率は粒子体積分率の増加に伴って増大する。気泡流動状態ではライザー下部の粒子体積分率は鉛直方向に

顕著に変化する (図 6 参照) ため、局所熱伝達率、及びそれに支配されるヒーター表面温度は鉛直方向に大きな勾配を持つことが分かる。

また、乱流流動状態 ($U_g = 2.41 [\text{m/s}]$, $G_s = 4.8 [\text{kg/m}^2\text{s}]$), 高速流動状態 ($U_g = 3.18 [\text{m/s}]$, $G_s = 10.5 [\text{kg/m}^2\text{s}]$) における伝熱板 1, 2 の液晶呈色を図 9 で比較する。乱流流動状態のライザー下部 (伝熱板 1) では図 7 と同様、粒子体積分率が鉛直方向に顕著に変化するため、液晶呈色は鉛直方向に大きく変化している。一方、高速流動状態のライザー下部では粒子体積分率の鉛直方向の勾配が減少する (図 6 参照) ため、液晶呈色はほぼ一様となる。また、ライザー中央部における液晶の呈色は乱流流動状態、高速流動状態いずれの場合でもほぼ一様であり、この領域における局所熱伝達分布が一様であることを示している。これらの結果は、本実験が既報の実験結果と定性的に一致していることを示唆している。

図 10 に本可視化実験で求めた正立時における伝熱板 1, 2 の熱伝達率と、既報⁵⁾の実験結果とを比較する。横軸は空塔速度 U_g である。本実験では、液晶シートの色見本 (図 8 参照) に基づいて求めた液晶温度

図 7 気泡流動状態のライザー下部液晶呈色

50.2	53.8	56.7	58.8	60.8

図 8 液晶呈色と温度との関係 (色見本)

(a) 乱流流動状態

(b) 高速流動状態

図 9 流動様式による液晶呈色の違い

図10 本実験の熱伝達率と従来結果との比較

をヒーター表面温度 T_w とし、別途計測した T_b 及び式(4) から局所熱伝達率を計算し、その平均値をシンボルで示した。また、局所熱伝達率のばらつきをバーで示す。液晶シートの色見本は 10.6°C の温度域を 5 段階に分割したものであり、色見本の温度幅は約 2.6°C とかなり大きい。このため、本実験の熱伝達率に含まれる誤差はかなり大きいと推察される。なお、既報では熱伝達率が(測定点が 3 カ所と限られるものの) 2 分間の時間平均値から求めているのに対し、本報ではある時刻の瞬時値から計算しており、両者の評価方法は若干異なっている。図より、伝熱板 2 に関して若干の違いが認められるものの、本実験結果は既報と定量的にほぼ一致していることが分かる。なお、可視化実験結果から伝熱板の熱伝達分布を精度良く求めるためには、液晶呈色から温度を算出する際の定量化¹⁴⁾ について検討することが不可欠であり、今後の検討課題としたい。

4. 2 横揺れが熱伝達に及ぼす影響

これまでの実験^{3)・5)} から、横揺れ運動を受けるとライザー一部の粒子下降流は周期的にライザー壁面への接触、剥離を繰り返すことが明らかになっており、この粒子下降流の周期変動によって壁面熱伝達率も周期的に変動するものと予測される。そこで、本実験の横揺れ時における伝熱板 2 の液晶呈色を観察したところ、周期が最も短い $\tau_{roll} = 4.95 \text{ s}$ の場合でも液晶呈色が周期的に変動することを確認した。動揺を開始して十分時間が経過したときの伝熱板 2 の液晶呈色の変動を図 11 に示す。伝熱板がライザー一部上側に位置して粒子下降流が剥離するとき、伝熱板の温度は高くなり、液晶はやや黄色がかった緑色を呈する(図 11(a) 参照)のに対し、伝熱板がライザー一部下側に位置するときは伝

熱板温度が低くなり、液晶は茶色、あるいは黄色を示す(図 11(b) 参照)。また、液晶呈色のパターンは、横揺れと同一周期で規則的に繰り返されることを確認した。

そこで、一次元非定常熱伝導解析において、ヒーター表面の熱伝達率 h_w を周期 $\tau_{roll} = 5 \text{ s}$ 、振幅 $\Delta h_w = 200 \text{ [W/m}^2\text{K]}$ で周期的に変動させ、伝熱板各部の温度を計算した。このときの各部温度を、定常状態における温

(a) ライザー一部上側に位置するときの呈色

(b) ライザー一部下側に位置するときの呈色

図11 横揺れ時のライザー部液晶呈色の変化

図12 横揺れ時の各部温度の変化(解析結果)

度からの差 ΔT として図 12 に示す。図より、ヒーター表面温度、液晶温度はヒーター表面熱伝達率の変動に追従し、熱伝達率と同一周期で変動すること、液晶温度の変動幅は呈色が変化するほど十分大きいことが分かる。すなわち、本実験で液晶呈色変動するのは、ヒーター表面熱伝達の周期的変動によるものであることが明らかとなった。但し、熱伝達率が変動して約 40s 経過したヒーター表面温度のピーク値と液晶温度のピーク値には 0.25 °C 程度の温度差、及び約 0.2s の位相差が認められ、図 5 の場合とは異なり、液晶呈色とヒーター表面温度とが位相、ピーク値とも一致していないことが分かる。周期変動する液晶呈色からヒーター表面温度を推定するには何らかの補正が必要であり、今後検討を行う予定である。

5. まとめ

循環流動層ライザー部の固気混相熱伝達に支配的な影響を及ぼす壁面近傍の粒子挙動を評価する試みの一つとして、感温液晶シートを利用したライザー部壁温分布の可視化計測、及び一次元非定常熱伝導解析を実施し、以下の結果を得た。

- (1) 本実験装置の液晶呈色は、ヒーターの温度変化に対して数秒から十秒程度の時間遅れを持つことを、一次元非定常熱伝導解析によって確認した。
- (2) 正立時の気泡流動状態、乱流流動状態におけるライザー下部では、局所熱伝達率が鉛直方向に大きく変化することを液晶呈色の急峻な勾配から確認した。一方、ライザー中央部では液晶呈色はほぼ一様で、局所熱伝達率のばらつきが殆どないことを確認した。なお、正立状態におけるライザー部の熱伝達率は、従来の実験結果とほぼ一致した。
- (3) 横揺れ運動を受けると、ライザー中央部の液晶呈色は横揺れ周期が液晶の時定数より短い場合でも、周期的に変動することを確認した。また、一次元熱伝導解析により、その原因が粒子下降流の横揺れ運動による変動によって生ずる熱伝達率の周期的変動によるものであることを明らかにした。

謝 辞

本研究は(独)日本学術振興会科学研究費補助金(基盤研究(B)23360396)により実施された。記して謝意を表する。

参考文献

- 1) 安達雅雄ほか6名, 船用ディーゼル機関排熱を利用した動力回収システムの概念設計, 日マリ学誌 43-5(平20-9), 130-135.
- 2) 安達雅雄ほか6名, 排熱回収用循環流動層と蒸気タービンの仕様, 日マリ学誌 45-1(平22-1), 97-102.
- 3) 村田裕幸ほか6名, 循環流動層の固気混相流に及ぼす横揺れ運動の影響, 日マリ学誌 44-1(平21-1), 119-126.
- 4) 村田裕幸ほか6名, 循環流動層の固気混相流に及ぼす横揺れ運動の影響(続報), 日マリ学誌 44-6(平21-11), 955-961.
- 5) 村田裕幸ほか6名, 循環流動層の固気混相流に及ぼす横揺れ運動の影響—第3報, 日マリ学誌 45-6(平22-11), 907-912.
- 6) 日本機械学会, 伝熱工学資料(第4版), 丸善(1986), 318.
- 7) 6) の文献, 5.
- 8) 6) の文献, 68-70.
- 9) 船崎健一, 感温液晶を用いた過渡応答熱伝達率計測法の精度数値実験による評価, ガスタービン学会誌 Vol.28 (2000), 397-404.
- 10) <http://akizukidenshi.com/download/3m-tcatt.pdf>
- 11) 私信
- 12) 甲藤好郎ほか4名, 伝熱学特論, 養賢堂(1984), 273.
- 13) J. R. Grace *et al.*, Circulating Fluidized Beds, Blackie Academic & Professional(1997), 49.
- 14) 津田勝巳ほか2名: 画像を用いた非定常壁面温度分布計測法の開発, 機械学会熱工学論集 97-25(1997-11), C224.

追 記

既報^{4), 5)}で報告した熱伝達率は、実験の都合上、伝熱板から約 10m 離れたヒーター電源装置で電圧 E_p を計測し、電流値 I との積

$$Q_p = I \cdot E_p \quad \dots\dots\dots (11)$$

をヒーター発熱量として評価している。このとき、計測された電圧 E_p には、伝熱板の端子間電圧の他にヒーター電源から伝熱板までの往復経路で発生する電圧降下 E_e が含まれているが、ケーブルの断面積が非常に大きい(30mm²)ため、往復経路で発生する電圧降下 E_e は計測した電圧 E_p に比べて無視できるほど小さいものと判断していた。しかし、本報でヒーターの比抵抗から発熱板における電圧降下を求めたところ、上記の電圧降下 E_e はヒーター電源で計測した電圧 E_p の約 50% を占めるほど大きいことが判明した。これは、既報で報告したヒーター発熱量、及び熱伝達率が過大評価であったことを意味している。

そこで、式(1)によってヒーター発熱量 Q を再計算した上で、既報と同様、以下の式によって局所熱伝達率

h_{wj} 、及び平均熱伝達率 $\bar{h}$ を評価した.

$$h_{wj} = (Q - Q_{loss}) / S(T_{wj} - T_f) \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$Q_{loss} \equiv -\lambda \frac{T_{out} - T_{w2}}{l} \cdot S \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$\bar{h} \equiv \sum h_{wj} \times S_j / S \quad \dots\dots\dots (14)$$

但し、 T_{wj} はヒーター裏側の 3 カ所に設置された熱電対の測定温度、 Q_{loss} は伝熱板の熱損失、 l は伝熱板厚さ、 T_{out} は伝熱板外表面に設置した熱電対の測定温度、 S はヒーターの伝熱面積、 S_j は各温度測定点の伝熱面積を示す.

修正した熱伝達率について定傾斜した場合の結果を図 13 に、横揺れ状態の結果を図 14 に示す. また、正立状態の結果については、図 10 に示した通りである. これらの図は、既報⁵⁾の図 7、図 8、及び図 4 に対応する. 何れの場合も、既報で報告した熱伝達率よりも 50% 程度減少していることが分かる. 以上、既報の間違いを訂正すると共に、ご不便をお掛けしたことをお詫びする.

図 13 定傾斜時のライザー部熱伝達率 (訂正版)

図 14 横揺れ時のライザー部熱伝達率 (訂正版)