液相流動床中に埋設された水平管群の熱伝達*

橋 詰 健 一^{*1}, 白 井 光^{*2}Heat Transfer on Tube Bundles
Embedded Horizontally in a Liquid-Fluidized BedKenichi HASHIZUME^{*3} and Akira SHIRAI^{*3} Department Intelligent Machine Engineering, Hiroshima Institute of Technology,
2-1-1 Miyake, Saeki-ku, Hiroshima-shi, Hiroshima, 731-5193 Japan

Heat transfer on tube bundles embedded in a liquid-fluidized bed was investigated experimentally. In the experiment, 5 kinds of staggered tube bundles of equilateral triangular pitch, including single tube, were used. Tested particles were of glass and ceramics, and their diameter was from 2.1 to 6.0 mm. It was found, that the distribution of the local heat transfer coefficients around a tube depends on the tube pitch, and does not depend on the kind of particles, when a good fluidization is maintained. Based on the experimental data, a correlation was derived to predict average heat transfer coefficient, which could be applied for the tube bundles having a tube pitch to diameter ratio of 1.2 to infinity (single tube).

Key Words: Multiphase Flow, Fluidized Bed, Heat Transfer, Tube Bundle, Liquid, Solid

1. 緒 言

液相流動床は同一流速の液単相流に比べて高い熱伝達率を示し、しかも伝熱面に汚れがつきにくいことから、汚れ成分を含む液体を対象とした熱交換器への応用が注目されて研究開発が進められ、一部はすでに実証段階から実用段階に入っている⁽¹⁾。しかしながら熱交換器の設計に際して必要不可欠な熱伝達率の予測法はいまだ確立しておらず、特に実際の熱交換器で最も一般的に使用される水平管群に関する伝熱研究はほとんど見当たらない。

著者らは先に液相流動床中に埋設された千鳥配列管群の実験を行って熱伝達率の整理法を提案した⁽²⁾が、この実験では伝熱管直径は 10 mm、管配列は 2 種類、供試粒子は 2 種類と範囲が限定されたものであった。そこで今回は伝熱管直径を 25 mm に、管配列を 5 種類に、供試粒子を 5 種類に実験範囲を大幅に拡大し、さらに、伝熱機構解明の手掛かりを得るべく伝熱管周

りの局所熱伝達率の分布も調べたので以下に報告する。

記 号

 Ar : アルキメデス数 $= \rho(\rho_p - \rho)gd_p^3/\mu^2$ D : 管の直径 d_p : 粒子の直径 g : 重力の加速度 Nu_D : スツセルト数 $= \alpha D/\lambda$ Nu_p : 粒子スツセルト数 $= \alpha d_p/\lambda$ Pr : プラントル数 P_t : 流れ直角方向の管配列ピッチ Re_D : レイノルズ数 $= u_0 D/\nu$ Re_p : 粒子レイノルズ数 $= u_a d_p/\nu$ Re_t : 終端流速レイノルズ数 $= u_t d_p/\nu$ s : 管のすきま $= P_t - D$ u_0 : 管がない位置での流れ内平均流速 u_a : 管群内での平均流速 u_t : 終端流速 α : 周方向の平均熱伝達率 α_θ : 位置 θ での局所熱伝達率 ε : ボイド率 θ : 周方向位置(前方よどみ点を 0° とする)

* 原稿受付 2003 年 10 月 27 日。

^{*1} 正員, 広島工業大学工学部知能機械工学科(〒731-5193 広島市佐伯区三宅 2-1-1)。^{*2} 学生員, 広島工業大学大学院工学研究科機械システム工学専攻。

E-mail: hashizme@me.it-hiroshima.ac.jp

- λ : 流体の熱伝導率
 μ : 流体の粘性係数
 ν : 流体の動粘性係数
 ρ : 流体の密度
 ρ_p : 粒子の密度

2. 実験装置

実験装置を図1に示す。タンクにためられた常温常圧の水(市水)はポンプにより流量計と流量調節弁を経てテストセクションに送り込まれ、ここで供試粒子を流動化させたのちタンクに戻る。テストセクションは分散部、試験流路、バッファ部からなっており、分散

- 1: Water tank 5: Distribution section
 2: Pump 6: Test tube
 3: Flow meter 7: Test channel
 4: Control valve 8: Buffer section

Fig. 1 Experimental apparatus

Fig. 2 Test channel

部には試験流路への流れを一樣にするために直径 5.05 mm のセラミック球を充てんした。流動状態を目視観察するためにテストセクションはすべて透明アクリルで製作した。

図2に試験流路を示す。試験流路は奥行き 100 mm の長方形断面である。幅 W は管配列ピッチにより 100~60 mm まで変化させた。流路 Cno. 1 は流路の中央部に直径 $D=25$ mm の測定管 1 本を設置した単管実験のための流路である。流路 Cno. 2~Cno. 5 は正三角形千鳥配列された 2 列五段の管群を設置した管群実験のための流路で、そのうちの中央管のみが測定管であり他は同一直径の非加熱アクリル管である。流路 Cno. 5 は流れ直角方向の管配列ピッチ P_t と管直径 D との比が 1.2 で実際の熱交換器としては非現実的に小さな値であるが、後に作成する熱伝達率整理式の適用範囲の限界を調べるために採用した。

測定管は発熱部長さ 100 mm の等熱流束カートリッジヒータで、厚さ 1.2 mm のシース材(ステンレス鋼製)の表面に幅 0.5 mm、深さ 0.6 mm の溝を周方向 45° おきに計 8 箇所掘り、その中に直径 0.5 mm の T 形シース熱電対を埋め込んでんだで溝を埋めて表面を滑らかに仕上げたものである。

供試粒子を表1に示す。材質はガラスとセラミックスである。それぞれの密度はてんびんとメスシリンダを用いて算出した。また、平均粒子直径は粒子 50 個をサンプルとしてその直径をマイクロメータで測定して算出した。

3. 実験

実験データの整理において周方向位置 θ における局所熱伝達率 α_θ を

$$\alpha_\theta = \frac{q}{T_{w,\theta} - T_f} \quad (1)$$

により、平均熱伝達率 α を

$$\alpha = \frac{q}{T_{w,m} - T_f} \quad (2)$$

により算出した。ここで $T_{w,\theta}$ は熱電対による測定管

Table 1 Tested particles

Particle number	Material	Density ρ_p [kg/m ³]	Diameter d_p [mm]
Pno.51	Glass	2526	2.19
Pno.54			5.98
Pno.61	Ceramics	3702	2.10
Pno.62			3.15
Pno.63			4.02

Table 2 Average water temperature (in °C)

		Test channel				
		Cno.1	Cno.2	Cno.3	Cno.4	Cno.5
No particle		18.8	22.1	23.7	22.8	24.4
Particle	Pno.51	-	22.4	-	-	24.1
	Pno.54	-	26.8	-	-	-
	Pno.61	26.8	21.9	24.1	22.0	24.2
	Pno.62	20.5	22.4	26.1	21.0	-
	Pno.63	22.5	22.6	-	-	-

温度から熱伝導方程式を用いて計算した測定管の表面温度、 $T_{w,m}$ は $T_{w,\theta}$ を算術平均した測定管の平均表面温度、 T_f は試験流路の上部と下部で T 形熱電対により測定した水温を算術平均した平均水温、 q は測定管表面における熱流束である。使用したすべての熱電対は事前の校正実験により ± 0.1 K の精度を確認した。また、測定管に埋め込んだ熱電対については実験中に測定管を回転させて熱電対間に有意差のないことを確かめた。

実験では粒子を充てんした流動床実験のほか粒子を充てんしない液单相流実験も行った。これは熱伝達率測定の妥当性を検証するためである。

粒子と試験流路の組合せからなる実験条件を表 2 に示す。ここで粒子 Pno. 51, Pno. 61 と流路 Cno. 5 の組合せは粒子直径 d_p と管のすきま s との比が $d_p/s=0.42\sim 0.44$ となってすきまを粒子 2 個がようやく並んで通過できる状態であり実際の熱交換器としては非現実的であるが、極限状態として採用した。タンク内には常時市水を供給し、同時に同量を排出しながら実験を行ったので水温は市水の温度に保たれていたが、実験が長期にわたったため実験条件により水温が表 2 のように若干異なっている。

実験は定常状態で行った。定常状態に達したことをハイブリッドレコーダで確認したのち、各部の温度と測定管への電気入力を 3 min おきに合計 5 回測定し、それらを算術平均して一組のデータとした。測定管に埋め込んだ熱電対の位置は下面(前方よどみ点)を $\theta=0^\circ$ (熱電対番号 1)として時計回り 45° ごとに番号をつけたが、ほとんどのデータにおいて対称位置(熱電対番号 2-8, 3-7, 4-6)の測定管温度の違いは小さかったので、データ整理においてはこれらを算術平均して周方向位置 $0\sim 180^\circ$ における値とした。

4. 実験結果

4.1 液单相流の熱伝達率 流路の中に流れに直

Fig. 3 Experimental result of liquid single-phase flow

交して置かれた単一管や千鳥配列管群の平均熱伝達率についてはいくつかの整理式が発表されているが、中でも Handbook of Heat Exchanger Design (HHED)⁽³⁾ の推奨法はドイツ VDI-Wärmeatlas⁽⁴⁾ や日本機械学会基準⁽⁵⁾ にも採用されて広く用いられている。そこで本実験における熱伝達率測定の妥当性を検証するために粒子を充てんしない液单相流のデータをこの HHED の推奨法〔付録(A)に記載〕と比較してみる。

図 3 は実験データを HHED による計算値とともに示したものである。図 3 をみると実線で示した計算値と実験データとの一致は良好である。しかしながら管配列ピッチが密な流路 Cno. 5 のデータ($\diamond$ 印)は計算値と一致していない。これは HHED には記されていないが、整理式作成のもとになったデータの範囲は $P_t/D \geq 1.3$ のようで、Cno. 5 の $P_t/D=1.2$ は適用範囲外だと思われる。また、流路 Cno. 2~Cno. 4 についてはレイノルズ数が大きくなると実験データが計算値を下回るようになってくる。推奨法の適用範囲は $Re_L=10\sim 10^5$ とされている。しかし、 $Re_L=10^4\sim 10^6$ の範囲(本実験では $Re_D=2\times 10^3\sim 4\times 10^5$ に相当)では計算値よりも 40% 程度までデータが下回ることがあり得る、と注記されていて、図 3 では $Re_D \geq 6\times 10^3$ でこの傾向がみられる。

以上の比較より本実験における熱伝達率の測定は妥当であると判断した。

4.2 流動床の平均熱伝達率 液相流動床中に埋設された千鳥配列管群の平均熱伝達率に関する整理式は橋詰の推奨法⁽⁶⁾ 以外には見当たらない。この推奨法は単管に対する次式

$$Nu_p = 4.0 Re_p^{0.44} Pr^{1/3} [(1-\epsilon)^{0.56} \epsilon^{0.44 \eta}] \left(\frac{d_p}{D} \right)^{1/2} \quad \dots\dots\dots (3)$$

を基本として、ここに等価直径や種々の補正を導入し

Fig. 4 Comparison of data with calculation using Eq. (3)

Fig. 5 Comparison of data with calculation using Eq. (5)

たものである [付録(B)に記載].

図4は実験データのうち流動化状態にある管群のデータ $Nu_{p,exp}$ (流路 Cno. 2~Cno. 5) と推奨法による計算値 $Nu_{p,cal}$ の比較である。図4の横軸は粒子直径 d_p に対する管のすきま s の比であるが、実験データは (d_p/s) に関係なく計算値よりも平均25%大きな値を示している。式(3)では (d_p/s) の影響は正しく把握されていると思われるが、適用範囲は整理式作成のもととなった $D=10\text{ mm}$ に限られるようである。そこで流動管内の場合⁽⁷⁾と同様に (d_p/D) の項を

$$\frac{d_p}{D} = \left(\frac{\rho}{\rho_p - \rho} Ar \right)^{1/3} \frac{(\nu^2/g)^{1/3}}{D} \dots\dots\dots (4)$$

と書き直して本実験のデータを再現する D に関する項を求めた。その結果、式(3)を

$$Nu_p = 1.05 Re_t^{0.44} Pr^{1/3} [(1-\varepsilon)^{0.56} \varepsilon^{0.44n}] \times \left(\frac{\rho}{\rho_p - \rho} Ar \right)^{1/6} \left[\frac{(\nu^2/g)^{1/3}}{D} \right]^{1/4} \dots\dots\dots (5)$$

と修正すれば実験データは図5に示すように推奨法と±15%の精度で一致することがわかった。式(5)は $D=10\text{ mm}$ に対しては式(3)と同一の値を与えるので、この修正は一般性があるとはいえないまでも少なくとも $D=10\sim 25\text{ mm}$ の範囲には適用できる。なお、流動管内の熱伝達率整理式は流動管内の内径を D_c としたとき

Fig. 6 Experimental result for each test channel

$$Nu_p = 0.037 Re_t^{0.44} Pr^{1/3} [(1-\varepsilon)^{0.56} \varepsilon^{0.44n}] \times \left(\frac{\rho}{\rho_p - \rho} Ar \right)^{1/6} \left[\frac{(\nu^2/g)^{1/3}}{D_c} \right]^{-1/4} \dots\dots\dots (6)$$

で与えられており⁽⁷⁾、粒子ヌセルト数 Nu_p に及ぼす管直径 D と流動管内径 D_c の影響はともに $1/4$ 乗であるが符号は逆になる。

図6は式(5)を用いた計算値(実線)と実験データとの流路ごとの比較であり、流動化状態にあるデータは白抜き印で、静止床のデータは黒塗り印で、粒子流出後のデータは二重印でそれぞれ示している。計算値は流動開始レイノルズ数から粒子流出後の液相単流領域まで描いているが、全領域において実験結果をよく再現している。ただし、管配列ピッチが密な流路 Cno. 4

Fig. 7 Experimental result for each particle

と Cno. 5 とでは実験データが黒塗り印(静止床の状態)であっても計算値は流動状態になっている。これは、管のすきまが小さくなると流動化が局部的に起こるので、目視観察による判定では床全体が流動化する前は静止床としたためである。また、流路 Cno. 5 では液单相流への移行が計算値とずれているが、これは 4・1 節で述べた理由による。

図 7 は粒子ごとの比較である。図 7 より橋詰の推奨法による管群の取扱いを行えば管配列ピッチが異なっても同一粒子に対しては同一の結果になることがわかる。

以上より、液相流動床中に埋設された単管および千鳥配列管群の平均熱伝達率は橋詰の推奨法において式(3) [=付録式(24)] を式(5)に修正すれば流動開始流速から粒子流出後の液单相流に至るまでの領域を再現できることがわかった。

4・3 流動床の局所熱伝達率 図 8 は周方向の局所熱伝達率の分布を全周にわたる平均熱伝達率との比の形で示したものである。ここでは熱伝達率が最大となるボイド率が約 0.7 のデータを示している。図 8 より周方向の局所熱伝達率分布は粒子の種類に依存せず、流路、すなわち管配列ピッチのみで決まることがわかる。

局所熱伝達率の分布をみると、単管(流路 Cno. 1)では側面($\theta=90^\circ$)と上面($\theta=180^\circ$)で熱伝達率が低くな

Fig. 8 Local heat transfer coefficient around tube

っている。これは粒子の動きを目視観察した結果から推定すると、側面では粒子が伝熱面に垂直に衝突しにくいためであり、上面では粒子が伝熱面上に滞留しやすいためである。管群(流路 Cno. 2~Cno. 4)においても傾向は単管とあまり変わらないが、下面($\theta=0^\circ$)における熱伝達率は管配列ピッチが小さくなるほど増加している。これは容易に推定できるように下面への流速が増加するため、粒子も激しく下面に衝突するようになる。管配列ピッチが最小の流路 Cno. 5 においては少し傾向が変わり、上斜め方向($\theta=135^\circ$)付近での熱伝達率の極大値が消滅している。これはこの付近のボイド率が低下する(粒子がまばらになる)ためであるが、このような状態にあっても平均熱伝達率は図 6

や図7に示すように式(5)と一致することは興味深い。

5. 結 言

熱伝達率予測法の確立を目的に液相流動床中に埋設された単管および千鳥配列管群に関する系統的な伝熱実験を行った。実験条件は測定管1種類、管配列5種類、供試粒子5種類である。周方向の平均熱伝達率のデータを解析評価した結果、橋詰の推奨法⁽⁶⁾において基本となる整理式を

$$Nu_p = 1.05 Re_L^{0.44} Pr^{1/3} [(1-\varepsilon)^{0.56} \varepsilon^{0.44n}] \times \left(\frac{\rho}{\rho_p - \rho} Ar \right)^{1/6} \left[\frac{(\nu^2/g)^{1/3}}{D} \right]^{1/4}$$

と微修正すれば全実験データを $\pm 15\%$ の精度で再現できることがわかった。この整理上は管直径を $D=10$ mm とすれば元の整理式⁽²⁾と同一になるので、この修正によって推奨法の適用範囲は次のように大きく拡大した。

管配列方法：単管および正三角形千鳥配列管群

管配列ピッチ： $P_t/D=1.2\sim\infty$

管直径： $D=10\sim 25$ mm

粒子直径： $d_p=1.3\sim 6.0$ mm

粒子密度： $\rho_p=2\,500\sim 3\,700$ kg/m³

流動状態：流動開始から粒子流出後の液単相流領域まで

(ただし、液単相流領域は $P_t/D \geq 1.4$)

上記適用範囲で $P_t/D=1.2$ は実際の熱交換器としては非現実的に小さなピッチであるので、管配列に関しては事実上あらゆる設計に対応できるといえよう。

本実験では管の周方向局所熱伝達率についても調べた。最大熱伝達率を与えるボイド率約0.7のデータを調べた結果、局所熱伝達率の分布は粒子の種類には依存せず管配列ピッチのみで決まることがわかった。このデータは今後、液相流動床の伝熱機構解明に活用してゆくつもりである。

なお、本研究における実験には広島工業大学工学部知能機械工学科卒業研究として笠井信孝、広川治、角田知寛、諸君の協力を得たことを記し、ここに感謝の意を表す。

[付録：千鳥配列管群の平均熱伝達率整理式]

(A) 液単相流に対する HHED の推奨法⁽³⁾

平均流路幅

単管：

$$W_a = W \left(1 - \frac{\pi D}{4W} \right) \quad \dots\dots\dots (7)$$

管群：

$$W_a = W \left(1 - \frac{\pi D}{4P_t} \right) \quad \dots\dots\dots (8)$$

W ：流路幅

平均流速

$$u_a = u_0 \left(\frac{W}{W_a} \right) \quad \dots\dots\dots (9)$$

代表長さ

$$L = \frac{\pi}{2} D \quad \dots\dots\dots (10)$$

レイノルズ数

$$Re_L = \frac{u_a L}{\nu} \quad \dots\dots\dots (11)$$

ヌセルト数

$$\left. \begin{aligned} Nu_L &= \frac{aL}{\lambda} = \left\{ 0.3 + \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \right\} F \\ Nu_{lam} &= 0.664 Re_L^{0.5} Pr^{1/3} \\ Nu_{turb} &= \frac{0.037 Re_L^{0.8} Pr}{1 + 2.443 Re_L^{0.1} (Pr^{2/3} - 1)} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (12)$$

補正係数

単管：

$$F = 1.0 \quad \dots\dots\dots (13)$$

管群：

$$\left. \begin{aligned} F &= \frac{1 + (N-1)F_A}{N} \\ F_A &= 1 + \frac{2D}{3P_t} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (14)$$

N ：管群の段数

(B) 流動床に対する橋詰の推奨法⁽⁶⁾

平均流路幅

単管：

$$W_a = W \left(1 - \frac{\pi D}{4W} \right) \quad \dots\dots\dots (15)$$

管群：

$$W_a = W \left\{ 1 - \frac{(\pi D^2/4)N_T}{WL_T} \right\} \quad \dots\dots\dots (16)$$

N_T ：管群中の管の全本数

L_T ：最下段管の下面から最上段管の上面までの長さ

平均流速

$$u_a = u_0 \left(\frac{W}{W_a} \right) \quad \dots\dots\dots (17)$$

等価直径

$$D_h = \frac{2W_a B}{W_a + B} \quad \dots\dots\dots (18)$$

B ：流路の奥行き

粒子レイノルズ数

$$Re_p = \frac{u_a d_p}{\nu} \quad \dots\dots\dots (19)$$

終端流速レイノルズ数

$$\begin{aligned} \log Re_{t\infty} &= P + \log R \\ P &= [(0.0017795A - 0.0573)A + 1.0315]A \\ &\quad - 1.26222 \\ R &= 0.99947 + 0.01853 \sin(1.848A - 3.14) \\ A &= \log Ar \\ Re_t &= [1 - 1.15(d_p/D_h)^{0.6}]Re_{t\infty} : (d_p/D_h) \leq 0.1 \\ Re_t &= [1 - 0.75(d_p/D_h)^{0.4}]Re_{t\infty} : (d_p/D_h) \geq 0.1 \\ &\dots\dots\dots(20) \end{aligned}$$

Richardson-Zaki の指数

$$\left. \begin{aligned} n_\infty &= \frac{4.8 + 2.4 \times 0.043Ar^{0.57}}{1 + 0.043Ar^{0.57}} \\ n &= [1 - 0.75(d_p/D_h)]n_\infty \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(21)$$

ボイド率

$$\varepsilon = \left(\frac{Re_p}{Re_t} \right)^{1/n} \dots\dots\dots(22)$$

ボイド率補正

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon^{-m} &= \varepsilon_{Eq.(22)}^{-m} + 1 \\ m &= 5[1 + 2(d_p/D_h)] \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(23)$$

粒子ヌッセルト数

$$\begin{aligned} Nu_p &= 4.0Re_t^{0.44}Pr^{1/3}[(1-\varepsilon)^{0.56}\varepsilon^{0.44n}] \left(\frac{d_p}{D} \right)^{1/2} \\ &\dots\dots\dots(24) \end{aligned}$$

流動開始レイノルズ数

$$\left. \begin{aligned} Re_{mf} &= [C_1^2 + C_2Ar]^{0.5} - C_1 \\ C_1 &= 42.9(1 - \varepsilon_{mf}) \\ C_2 &= \frac{\varepsilon_{mf}^3}{1.75} \\ \varepsilon_{mf} &= 0.46 + 0.03 \log(d_p/D_h) \geq 0.409 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(25)$$

流動開始から粒子流出後の液单相流までの全領域については式(24)による熱伝達率と式(12)による熱伝達率の両方を計算して大きなほうの値をとる。

文 献

- (1) 橋詰健一, 液相流動床, (2000), 121, アイピーシー.
- (2) 橋詰健一・阿部法光, 機論, **61**-582, B (1995), 692-696.
- (3) Hewitt, G. F. (ed.), *Handbook of Heat Exchanger Design*, (1992), 2.5.3, Begell House, Inc.
- (4) VDI-Gesellschaft (Hrsg.), *VDI-Wärmeatlas*, 9. Auflage, (2002), Ggl, Springer-Verlag.
- (5) 日本機械学会基準, 熱交換器の熱的設計法, JSMES-011 (1996), 43.
- (6) 文献(1)の104ページ.
- (7) 橋詰健一・徳留篤・松江孝博, 機論, **68**-671, B (2002), 2098-2105.