

© 1990 ISIJ

論 文

向流式移動層における粒子流体間
伝熱速度の測定秋山 友宏*・高橋礼二郎*²・八木順一郎*²Measurement of Heat Transfer Rate between Particle and Fluid
in Counter-current Moving Beds

Tomohiro AKIYAMA, Reijiro TAKAHASHI and Jun-ichiro YAGI

Synopsis :

For heat transfer between particles and fluid stream in industrial moving beds like as blast furnace and shaft furnace for direct reduction, the significant discrepancy has been reported between actual heat transfer rate and that estimated by empirical correlations.

Three modes of steady-state heat transfer experiments have been carried out between nitrogen stream and hematite pellets in a laboratory scale counter-current moving bed reactor. Longitudinal distribution of both pellet and gas temperatures were measured by sheathed thermocouples inserted at the center of the pellet and protruded from inner wall by 5 mm, respectively. In the measurements, thermal gradient was not found within the pellet because of $Bi < 0.15$ where Bi is Biot number. Heat loss through the wall of the bed was also measured by a heat flow meter.

The observed results have been correlated in terms of Nusselt, Reynolds and Prandtl numbers to give :

$$Nu = 2.0 + 0.39 Pr^{1/3} Rep^{1/2} \quad (150 < Rep < 400)$$

The coefficient 0.39 obtained here is considerably small compared with those of reported correlations.

Key words : ironmaking; direct reduction; moving bed; counter-current; heat exchange; heat transfer coefficient; empirical correlation.

1. 緒 言

工業的規模の高温反応を伴う向流式移動層における熱交換速度については、従来報告されている実験式から求められる値は大きすぎて不相当であることが指摘されている¹⁾。本研究では粒子流体間の熱伝達係数を求めるために向流式移動層を用い非反応系で伝熱実験を行った。充填層の伝熱現象は複雑であるために、種々のモデル^{2)~5)}が提案されている。ここでは、ピストン流れ、対流伝熱支配、粒子内同心球の温度分布等の仮定に基づき数字的モデルを展開した。得られた熱伝達係数は他の実験式による値と比較された。

2. 実 験

Fig. 1 に使用した小型移動層実験装置の概略図⁶⁾⁷⁾を示す。この装置は直接製鉄法の研究のために設置されたもので還元鉄の生産能力は 1 t/d を有し、軸方向の温度、圧力、ガス組成および炉壁からの熱損失量⁸⁾が測定でき

るように設計されている。反応管には内径 129 mmφ、厚み 20 mm の耐熱性鑄造管 (27Cr-50Ni-23W) を使用し、熱交換に要する有効長さは約 2 m となっている。この反応管は周囲をそれぞれ 50 mm 厚のアルミナ繊維 (カオウール) と珪酸カルシウム成型体で被覆して断熱されている。炉内温度の測定のため熱電対が軸方向 7 レベルにとりつけられており、Fig. 1 に示すとおり下か

Table 1. Chemical composition and physical properties of iron oxide pellet used.

Chemical composition (mass%)					
T. Fe	FeO	CaO	SiO ₂	Al ₂ O ₃	MgO
65.90	0.85	2.68	2.59	0.49	0.06

Drying period over 378 K as pretreatment (h); >24

Diameter range (m); 1.2 to 1.4 × 10⁻²

Weight mean diameter (m); 1.35 × 10⁻²

Ratio of tube diameter to pellet diameter (-); 9.6

Apparent density (kgm⁻³); 3.85 × 10³

Effective thermal conductivity (Wm⁻¹K⁻¹);

$$k_s = a_0 + a_1 \times T + a_2 \times T^2 + a_3 \times T^3 + a_4 \times T^4$$

$$a_0 = 9.872 \quad a_1 = -1.235 \times 10^{-2} \quad a_2 = -1.388 \times 10^{-5}$$

$$a_3 = 4.225 \times 10^{-8} \quad a_4 = -2.198 \times 10^{11}$$

昭和 63 年 11 月本会講演大会にて発表 平成元年 9 月 26 日受付 (Received Sep. 26, 1989)

* 東北大学選鉱製錬研究所 (Research Institute of Mineral Dressing and Metallurgy, Tohoku University, 2-1-1 Katahira Aoba-ku Sendai 980)

*² 東北大学選鉱製錬研究所 工博 (Research Institute of Mineral Dressing and Metallurgy, Tohoku University)

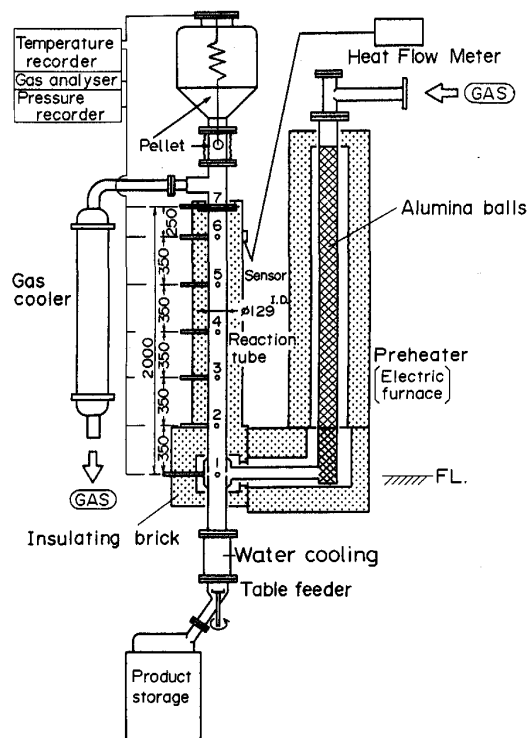


Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

ら順に1~7の番号をつけた。ガスは窒素(純度99.7 mol%)、固体試料は水分を十分に除去した球状の焼成ヘマタイトペレットを使用した。化学組成および物理的特性をTable 1に示す。ペレットは12~14 mmの範囲にふるい分けたものを使用した。ペレットの有効熱伝導率はレーザーフラッシュ法により測定した。実験は吹込みガス温度、流量およびペレット装入速度を一定として行い、定常状態に到達後ペレット温度、ガス温度および炉壁からの熱損失量を測定した。実験は熱流比の異なる3条件(Run14, 18, 24)でおこなった(Table 4参照)。定常状態の判定基準は炉内温度分布が各レベルとも30 minで±0.5 K以内の変動とし、到達するのに実験開始から7~8 hを要した。

2.1 ペレット温度

あらかじめ小型旋盤により0.8 mmφの穴をペレットの中心まであけシース型CA熱電対(直径0.5 mmφ、長さ8 mm)を挿入し、空隙に鉍石粉末を詰めアルミナセメントで固定した。この熱電対付きペレットを移動層内を降下させることにより、指示温度の時間的変化から後述する方法で軸方向のペレット温度を測定した。Fig. 2に装置上部の模式図を示す。第7レベルより上部の試料導入管(以下導入管と略す)でペレットが予熱されるのを防ぐために、ホッパー内から下向きに窒素ガスを流

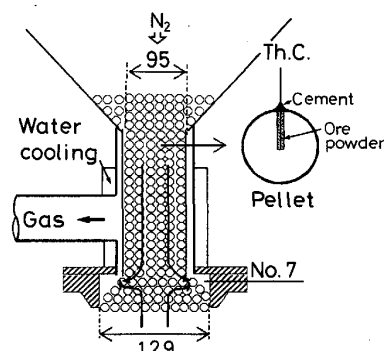


Fig. 2. Schematic diagram of the upper part of the experimental apparatus.

Table 2. Velocity of the pellet with thermocouple.

	Units	Run 14	Run 18	Run 24
Initial position	m	2.795	2.645	2.595
Final position	m	0.145	-0.070	-0.205
Total time	s	7 856	8 760	8 580
Velocity*	m/s	2.910 E-04	2.762 E-04	2.946 E-04
Velocity*2	m/s	2.908 E-04	2.856 E-04	2.999 E-04
Difference	%	0.1	-3.3	-1.8

* Obtained from final position of the pellet

*2 Calculated by weight gain of the pellets in the product storage

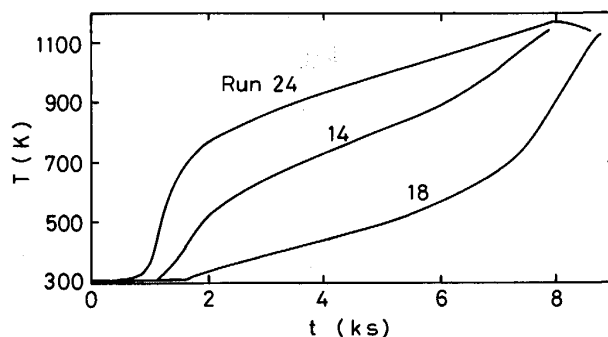


Fig. 3. Change of pellet temperature with time.

通するとともに導入管壁の水冷をおこなっている。移動層内温度が定常状態に到達した後、導入管の断面の中心に熱電対付きペレットを装入した。その後も通常のペレットを以前と同様に装入し熱電対付きペレットが第7レベルに到達してから約2 h後に実験を終了した。

ペレットの降下速度をTable 2に示す。反応管内の降下速度は排出されたペレット重量から算出した降下速度にくらべ4%以内の誤差であった。計算に使用した空間率には同一装置で以前に測定した0.44⁷⁾を使用した。

ペレット温度の経時変化をFig. 3に実線で示す。いずれの実験においても初期には温度の上昇が見られない。これは導入管通過時にペレットが加熱されていない

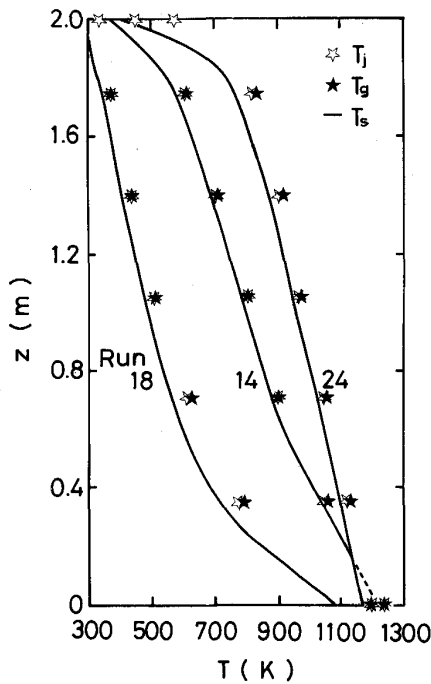


Fig. 4. Longitudinal distribution of gas and pellet temperatures.

ことを示している。また、Run 24 において、8 ks 後に温度低下しているのは吹込み口の第1レベルを通過し冷却帯に入ったためである。測定した経時変化のデータ (Fig. 3) と降下速度 (Table 2) から移動層内軸方向におけるペレットの温度分布を求め、Fig. 4 に実線で示した。

2.2 ガス温度

はじめに、炉内温度の半径方向分布を測定した。Fig. 5 に結果の一例を示すが壁側でわずかに低いもののほぼ均一温度とみなすことができた。

通常、炉壁から熱電対を挿入し測温した場合、指示値は種々の影響を受け正確なガス温度を示さない。Fig. 6 は熱電対近傍の概略図を示している。熱電対の感温部についての一般的な熱収支モデル⁹⁾ は次式となる。

$$h(T_g - T_j)dA + \sigma \epsilon_i \epsilon_g f_g T_g^4 dA + \Delta H dA = (\pi d_i^2 / 4) [-\lambda (dT_j / dx)] + \sigma \epsilon_i f_p [T_j^4 - (1 - \alpha_g) T_{ss}^4] dA \dots (1)$$

シース型 CA 熱電対 (直径 4.8 mmφ, 長さ 60 cm) は導管を通して管壁から約 5 mm 反応管内に挿入されている。反応管内ガスはガス分析用として導管の周囲を通して 200 cc/min (STP) で採取されている。熱収支式において左辺は入熱項で、ガス対流、ガス放射および表面での化学反応による発熱を示し、右辺は熱電対の熱伝導およびペレットへの放射による出熱項である。本実験では窒素ガスを使用したので、ガス放射と反応に関する

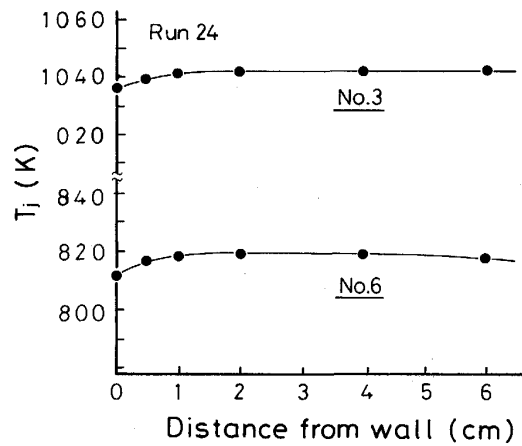


Fig. 5. Temperature distribution in radial direction.

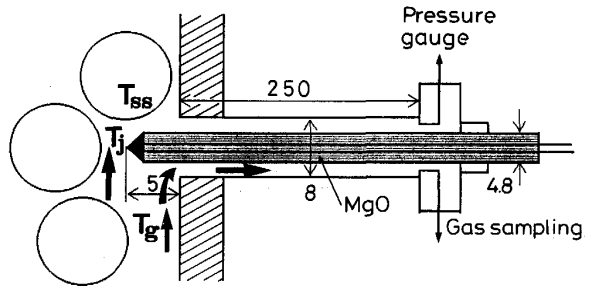


Fig. 6. Schematic diagram of gas-measurement system.

Table 3. Gas temperature calculated by heat balance model.

Run 14				
No.	T _j (K)	T _g (K)	T _g - T _j (K)	T _g (K)
1	1235.2	1213.0	—	1235.2*
2	1043.0	1038.0	3.5	1046.5
3	892.0	884.0	3.6	895.6
4	802.0	792.0	3.3	805.3
5	704.0	690.0	3.2	707.2
6	604.0	577.0	4.0	608.0
Run 18				
No.	T _j (K)	T _g (K)	T _g - T _j (K)	T _g (K)
1	1235.7	1071.0	—	1235.7*
2	770.0	713.0	17.1	787.1
3	607.0	565.0	7.0	614.0
4	508.0	475.0	3.5	511.5
5	435.0	408.0	1.9	436.9
6	369.0	345.0	1.1	370.1
Run 24				
No.	T _j (K)	T _g (K)	T _g - T _j (K)	T _g (K)
1	1193.3	1167.0	—	1193.3*
2	1111.0	1100.0	8.3	1119.3
3	1039.0	1025.0	8.8	1047.8
4	966.0	945.0	10.6	976.6
5	903.0	873.0	12.5	915.5
6	817.0	767.0	15.3	832.3

* Estimated value

Table 4. Sectional heat balances during the heat transfer experiments.

Experimental variables	Run 14	Run 18	Run 24	Units
Flow rate	420.1	304.29	507.13	NI/min(STP)
Charging rate	0.4917	0.4829	0.5070	kg/min
Heat absorbed by solid (Q_s)				
0 -0.35 m	1772	3240	702	W
0.35-0.70 m	1460	1196	764	W
0.70-1.05 m	828	686	790	W
1.05-1.40 m	880	491	689	W
1.40-1.75 m	927	446	976	W
Heat given up by gas (Q_g)				
0 -0.35 m	1967	3331	933	W
0.35-0.70 m	1539	1233	894	W
0.70-1.05 m	906	717	880	W
1.05-1.40 m	972	515	750	W
1.40-1.75 m	971	457	1011	W
Measured heat loss (Q_{Loss})				
0 -0.35 m	195	91	231	W
0.35-0.70 m	164	73	199	W
0.70-1.05 m	133	56	167	W
1.05-1.40 m	101	38	134	W
1.40-1.75 m	70	20	102	W
Total heat loss	663	278	833	W
Percentage of heat loss	5.5	3.2	6.0	%

項は省略できる。また、ガス採取により導管内は十分にガス温度に等しいと仮定すると熱伝導の項も省略できる。したがって、ペレットとの形態係数 $f_p=1$ 、ガスの吸収率 $\alpha_g=0$ を仮定して最終的には次式を解けばよいことになる。

$$h(T_g - T_j) = \sigma \epsilon_i (T_j^4 - T_{ss}^4) \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 h は流れに直角におかれた円柱の熱伝達に関する HILPERT の式¹⁰⁾

$$Nu = 0.615 Re^{0.466} \dots\dots\dots (3)$$

(ただし、 $4 \times 10 < Re < 4 \times 10^3$)

より求めた。シース材は SUS310S であり、その放射率は TPRC¹¹⁾ のデータにもとづき(4)式で近似した。

$$\epsilon_i = 0.14 + 0.0001 T_j \dots\dots\dots (4)$$

Table 3 および Fig. 4 に熱電対指示温度と(2)式により補正したガス温度を示した。この方法による補正値は各レベルによって異なっているが、最大補正温度は 17.1 K (Run18, 第2レベル)であった。ただし、第7レベルに関しては直上部での水冷の影響により熱伝導の項が無視できないと考えられるので、後述する数値計算法で求めた。

2.3 炉壁からの熱損失と熱収支

炉壁からの熱損失量は熱流計⁸⁾を使用して直接測定した。Fig. 7 は得られた円周方向のデータを平均化して求めた軸方向の熱流束分布を示す。炉壁からの熱損失量は炉内温度と大気温度の差が駆動力となるため、炉内温度が高い実験条件の場合に大きくなっている。いずれの実験でも反応管下部にいくほど炉内温度が高くなり熱損失量が大きくなっている。シミュレーション計算には最小2乗法により求めた次式を使用した。

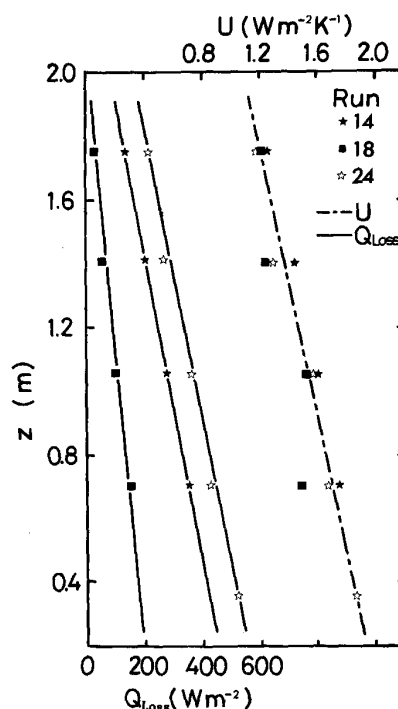
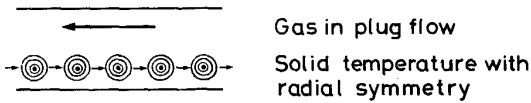


Fig. 7. Longitudinal distribution of wall heat transfer coefficient circumferentially averaged.

$$U = 2.03 - 0.475z \dots\dots\dots (5)$$

Table 4 に熱収支の計算結果を示す。各レベル間ごとに得られたデータから部分熱収支を計算し、総括熱収支がほぼ取れていることを確認した。なお、各レベルに入出する顕熱の計算に必要なペレットおよびガスの平均比熱は BARIN と KNACK¹²⁾ のデータから換算し使用した。供給熱量に対する損失熱の割合は炉内温度分布が高いほど大きい傾向があった。

Table 5. Heat transfer model and fundamental equations.



$$\frac{\partial T_g}{\partial z} = -\frac{ah_p(T_g - T_{ss}) + 4U(T_g - T_a)/D}{C_g(C_g + T_g dC_g/dT_g)}$$

$$\rho_s C_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(k_s r^2 \frac{\partial T_s}{\partial r} \right)$$

3. 数値計算による熱伝達係数の推算

移動層の伝熱に関する一次元数学的モデルは以下の仮定にもとづいて導出した。

- (1) ガスおよびペレットはピストン流れである。
- (2) 粒子間の放射伝熱は無視できる。
- (3) 粒子間の熱伝導は無視できる。
- (4) 粒子内の温度分布は同心球である。
- (5) 熱損失はガス顕熱のみから生じる。

基礎式を Table 5 に示す。数値解析において粒子流体温間熱伝達係数 h_p は(5)式で表現できると仮定し α をパラメーターとして計算した。

$$Nu = 2.0 + \alpha Pr^{1/3} Re_p^{1/2} \dots\dots\dots (6)$$

α と出口(第7レベル)ガス温度を変数として移動層上部から $z=2.0 \sim 0.35$ m の範囲で温度分布のシミュレーション計算をおこなった。実測値と計算値のフィティングには、次式で示す認差 ϵ (Root-mean-square-error) から誤差地図を作成し最適 α を決定した。

$$\epsilon = [(1/N) \sum (1 - T_{calc}/T_{obs})^2]^{1/2} \dots\dots\dots (7)$$

実測データとしてはガスとペレットの温度それぞれについて5および34点の計39点を使用した。

4. 計算結果

4.1 数値シミュレーション結果

計算した誤差地図を Fig. 8 に示す。これらの図から α の最適値は Run14, 18, 24 において、それぞれ 0.30, 0.42, 0.44 となった。この時の計算結果と測定結果の比較を Fig. 9~11 に示すが、いずれも一部を除いてよい一致を示している。比較のために同図には白井の(8)式¹³⁾による計算結果も示した。この計算結果は h_p が大きすぎるために測定した炉内温度分布と大きく異なっている。

$$\epsilon Nu = 2.0 + 0.75 Pr^{1/3} Re_p^{1/2} \dots\dots\dots (8)$$

Fig. 12 には各実験における h_p とビオ数 Bi の軸方向分布を示した。本実験では粒子の内部伝熱抵抗と境膜伝

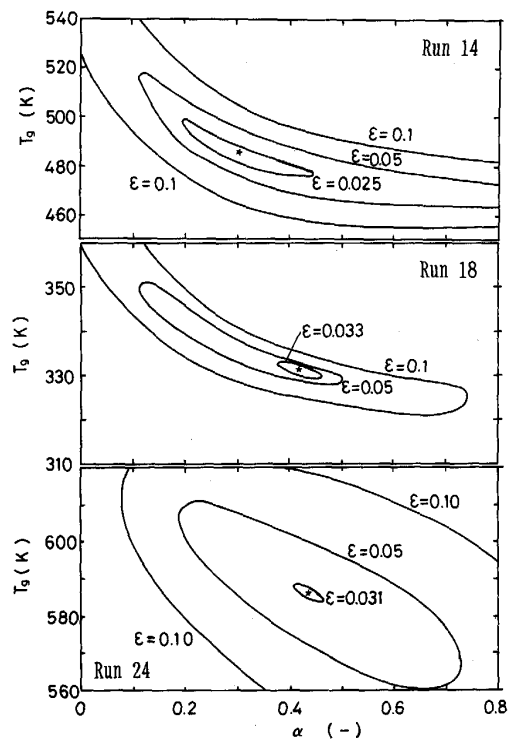


Fig. 8. Error map in the plot of α versus outlet gas temperature.

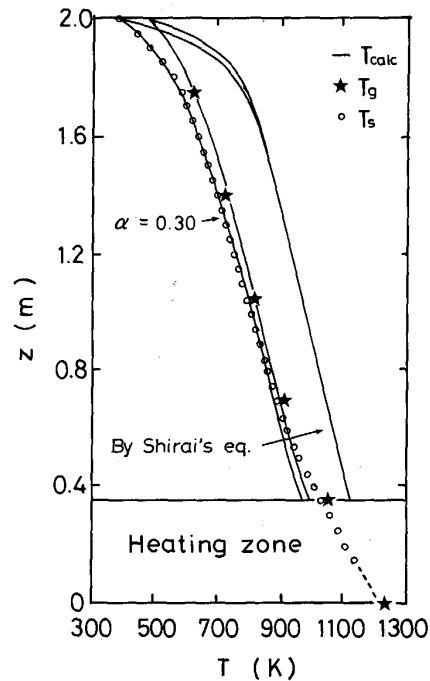


Fig. 9. Comparison between observed and calculated temperature distributions for Run 14.

熱抵抗の比をあらわす Bi 数の値はいずれも 0.15 以下で境膜抵抗支配¹⁴⁾であり、粒子表面と中心部の温度差はたかだか数度であった。

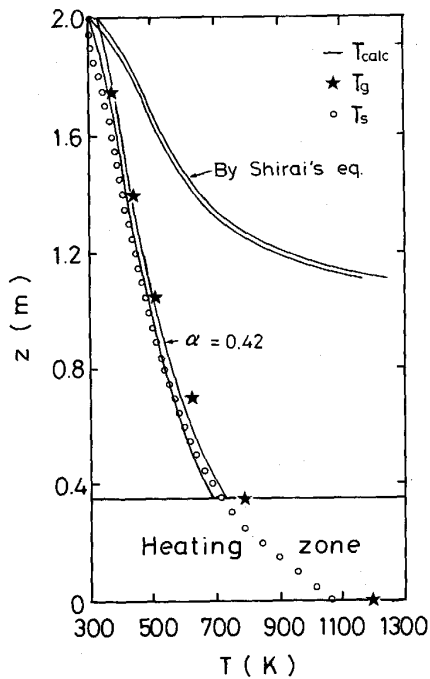


Fig. 10. Comparison between observed and calculated temperature distributions for Run 18.

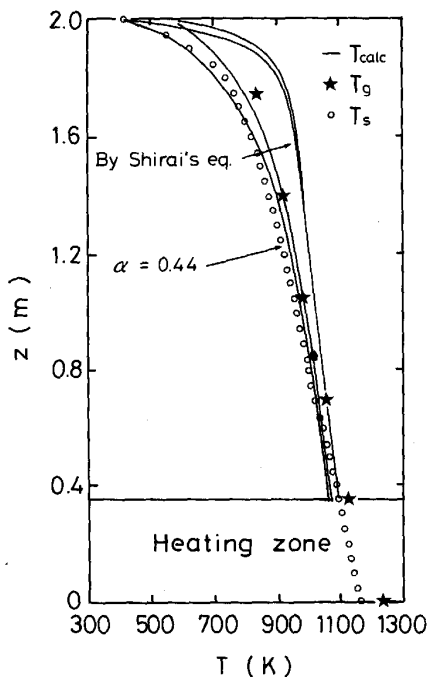


Fig. 11. Comparison between observed and calculated temperature distributions for Run 24.

4.2 他の実験式との比較

充填層におけるいくつかの実験式との比較を Fig. 13 に示した。このほかにも実験式は多数報告されているが実験結果はかなりのばらつきを示している。これは実験方法および実験条件の相違のほか、考慮する現象の違い

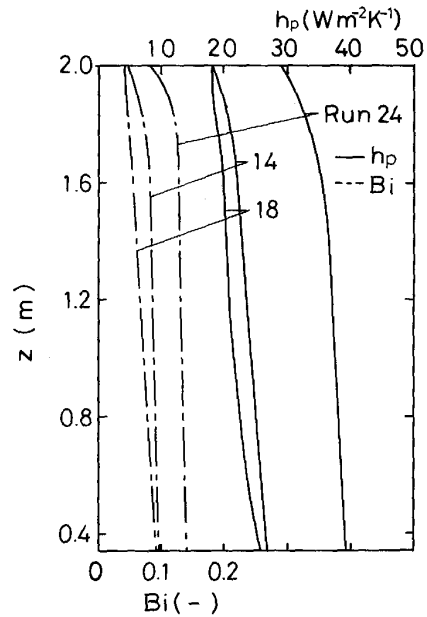


Fig. 12. Longitudinal distribution of Bi and h_p .

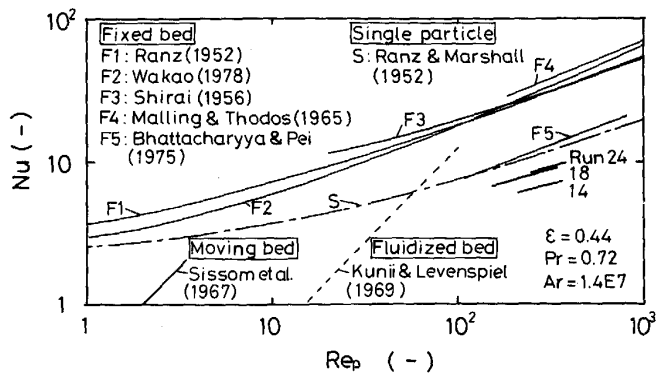


Fig. 13. Heat transfer coefficients reported up to the date.

に起因すると考えられる。また、比較のために、流動層に関する KUNII-LEVENSPIEL¹⁵⁾ の式も示してある。移動層に関しては SISSOM と JACKSON¹⁶⁾ のデータが報告されているのみである。単一粒子に関しては液滴の蒸発速度より求めた RANZ と MARSHALL¹⁷⁾ による(9)式がよく使用されていて、さらに、RANZ¹⁸⁾ はこの式を充填層の場合に拡張し(10)式を示した。この式は充填層を流通する流体の有効速度が空塔速度の9倍であるとして求められた式で、空間率が大きい場合にはこの倍率を6~7倍に下げの必要性が国井¹⁹⁾ により指摘されている。

$$Nu = 2.0 + 0.6 Pr^{1/3} Re_p^{1/2} \dots\dots\dots (9)$$

$$Nu = 2.0 + 0.6 Pr^{1/3} (9 \times Re_p)^{1/2} \dots\dots\dots (10)$$

若尾²⁰⁾ は低レイノルズ数領域で Nu 数が2以下に減少することに疑問を持ち、過去の実験データを再整理し(11)式で統一的に説明した。高レイノルズ数領域 (185

$< Re_p < 8500$) に対する式としては MALLING と THODOS²¹⁾ の (12) 式がある. 低温域での測定として BHATTACHARYYA と PEI²²⁾ は 377 K 以下で形状係数 1 の種々の粒子を使用して (13) 式を提出した. この式は比較的小さい値を示すが, これは粒子間の熱伝導や放射の影響を除去したためであるとしている.

$$Nu = 2.0 + 1.1 Pr^{1/3} Re_p^{0.6} \dots\dots\dots (11)$$

$$J_H = 0.763 Re_p^{0.472} / \epsilon \dots\dots\dots (12)$$

$$J_H = 0.018 (Ar / Re_{pm}^2)^{0.25} \dots\dots\dots (13)$$

$(4.2 < Ar / Re_{pm}^2 < 103)$

本実験結果も Fig. 13 に示したが, 他の固定層における実験式よりも 0.2~0.3 倍の小さい値を示し, 従来の実験式の適用は困難であった. また, 単一粒子の (9) 式よりもやや小さい値であった.

5. 考 察

流通するガスで単一粒子を加熱する場合, 局所 Nu 数は粒子前面で最大値をとり, 後部にいくにしたがい層流境界層が発達するためしだいに減少し, はくり点以降の球背面では乱流が生じるためふたたび増加することが知られている¹⁹⁾. (9) 式はこれらの値を表面積で平均した Nu 数を示している. したがって, この系における伝熱現象をより詳細に表現するためには, 上記のように層流域と乱流域より成る二つの伝熱系の和として考える必要性が指摘されている²³⁾.

最近, RAMACHANDRAN ら²⁴⁾ は球形粒子を同一直線上に距離をおいて配置し, 配列方向にガスを流し加熱した場合の個々の粒子のまわりの局所 Nu 数の分布を推算した. 変数として Re 数, 粒子間距離をとって計算した結果, Fig. 14 に示すような傾向が得られている. すなわち, 第 2 粒子の局所 Nu 数は第 1 粒子の局所 Nu 数に比

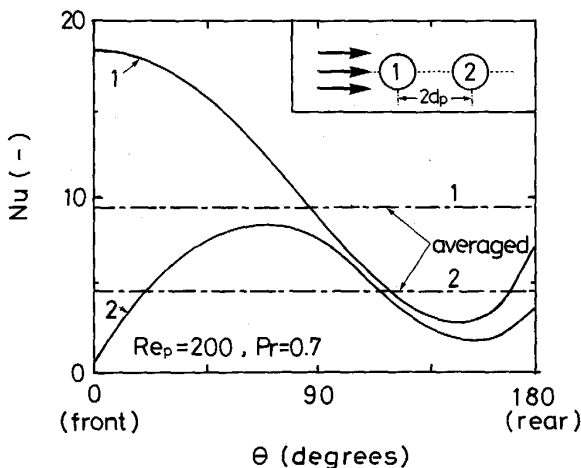


Fig. 14. Local Nusselt numbers for two spheres²⁴⁾.

べ全般的に小さく, 結果として平均 Nu 数もかなり小さい値となった. この傾向は充填層のように粒子間距離が小さいほど拡大する. 実際の充填層内においては空隙が小さくなり伝熱に寄与する粒子回りのみかけの速度が上昇するため一義的に比較できないが, このように充填層内の粒子は単一粒子の伝熱機構と異なっていることが推察できる. 一方, 高温ガスによる単一粒子の加熱冷却現象は実用的に (9) 式で説明できることが確認されている²⁵⁾. そこで, 単一粒子に関する式の型が充填層にも適用できると仮定すると次式となる.

$$Nu = 2.0 + n Pr^{1/3} (m \times Re_p)^{1/2} \dots\dots\dots (14)$$

ここで, 係数 n, m は上記理由で (10) 式より小さいことが予想されるので, $n < 0.6, 1 < m \leq 9$ となる. したがって, (14) 式による Nu 数は n, m の大きさによって, 本実験結果のように, 単一粒子の (9) 式による Nu 数よりも小さくなり得ることを示唆している.

6. 結 言

実験室的規模の向流式移動層において, ヘマタイトペレットと窒素ガスを使用し熱流比の異なる 3 種類の実験条件下で熱交換実験をおこなった. 軸方向のガス温度, ペレット温度および熱損失量データから移動層における粒子流体間熱伝達係数を求めた. 実験結果を平均すると以下の式となった.

$$Nu = 2.0 + 0.39 Pr^{1/3} Re_p^{1/2}$$

この式より得られる伝熱係数は従来の実験式から得られる値にくらべ 0.2~0.3 倍であった.

本研究の一部は文部省科学研究費補助金 (昭和 61 年度一般研究 (C) 61550490 および奨励研究 (A) 61750682) によって行われたものであることを記して謝意を表す. また, 本実験の遂行にあたりご協力いただいた芦沢芳夫 (現: 日本クレイ株式会社), 石井正夫 (東北大学選鉱製錬研究所), 沈峰満, 王家兵 (ともに東北大学大学院) の各氏に感謝する.

記 号

- a : 単位体積当たりの表面積 $(=6(1-\epsilon)/d_p\phi)$ ($m^2 m^{-3}$)
- A : 表面積 (m^2)
- Ar : アルキメデス数 $(=d_p^3 g \rho_g (\rho_s - \rho_g) / \mu_g^2)$ (—)
- Bi : ビオ数 $(=h_p d_p / k_s)$ (—)
- C_g : ガス比熱 ($J kg^{-1} K^{-1}$)
- C_s : ペレット比熱 ($J kg^{-1} K^{-1}$)
- d_t : 熱電対直径: (m)
- d_p : 粒子直径 (m)
- D : 反応管径 (m)
- f_g : ガスとの形態係数 (—)
- f_p : ペレットとの形態係数 ($=1$) (—)
- G_g : 質量速度 ($kg m^{-2} s^{-1}$)

h : 熱伝対流体間熱伝達係数 ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$)
 h_p : 粒子流体間熱伝達係数 ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$)
 ΔH : 表面反応による発熱速度 ($=0$) (Jm^{-2})
 J_H : J 因子 ($=Nu \cdot Pr^{-1/3} Re_p^{-1}$) (-)
 k_g : ガス熱伝導率 ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$)
 k_s : ペレット有効熱伝導率 ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$)
 n : 任意定数 (-)
 N : データ数 (-)
 Nu : ヌッセルト数 ($=h_p d_p / k_g$) (-)
 m : 任意定数 (-)
 Pr : プラントル数 ($=C_g \mu / k_g$) (-)
 Q_{Loss} : 炉壁からの熱損失 (Wm^{-2})
 r : ペレット半径方向距離 (m)
 Re_p : 粒子レイノルズ数 ($=d_p G / \mu$) (-)
 Re_{pm} : 修正粒子レイノルズ数 ($=Re_p / (1 - \epsilon)$) (-)
 t : 時間 (s)
 T_a : 大気温度 (K)
 T_{calc} : 計算温度 (K)
 T_g : ガス温度 (K)
 T_j : 熱電対指示温度 (K)
 T_{obs} : 測定温度 (K)
 T_s : ペレット温度 (K)
 T_{ss} : ペレット表面温度 (K)
 U : 炉壁からの総括伝熱係数 ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$)
 x : 距離 (m)
 z : 移動層高さ (m)
 α : (6)式の係数 (-)
 α_g : ガス吸収率 ($=0$) (-)
 ϵ_g : ガスの放射率 ($=0$) (-)
 ϵ_t : 熱電対表面の放射率 (-)
 σ : ステファン・ボルツマン定数 (5.67032×10^{-8}) ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$)
 λ : 熱電対の熱伝導率 ($\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$)
 μ : 粘度 (Pas)
 ρ_g : 流体密度 (kgm^{-3})
 ρ_s : ペレット密度 (kgm^{-3})
 ϕ : ペレット形状係数 (-)

文 献

- 1) 羽田野道春, 栗田興一: 鉄と鋼, **66** (1980), p. 1898
- 2) N. WAKAO, K. KATO and N. FURUYA: Int. J. Heat Mass Transfer, **12** (1969), p. 118
- 3) D. KUNII and M. SUZUKI: Int. J. Heat Mass Transfer, **10** (1967), p. 845
- 4) D. N. GUNN and J. F. C. de SOUZA: Chem. Eng. Sci., **29** (1974), p. 1363
- 5) 赫 冀成, 桑原 守, 鞭 廠: 鉄と鋼, **72** (1986), p. 2048
- 6) 高橋愛和, 高橋礼二郎: 東北大学選研彙報, **35** (1974), p. 147
- 7) 高橋礼二郎, 古藪幸夫, 石井正夫, 石垣政裕, 高橋愛和: 鉄と鋼, **66** (1980), p. 1985
- 8) 八木順一郎, 高橋礼二郎, 秋山友宏: 東北大学選研彙報, **42** (1986), p. 91
- 9) 大竹一友: 燃焼・熱工学 (化学工学協会編) (1987), p. 89
- 10) R. HILPERT: Forsch. Gebiete Ingenieurw., **4** (1933), p. 215
- 11) Thermophysical Properties of High Temperature Solid Materials (1972), ed. by Y. S. TOULOUKIAN, p. 233 [Thermophysical Properties Research Center, Purdue University]
- 12) I. BARIN and O. KNACK: Thermochemical Properties of Inorganic Substances (1973) [Springer-Verlag, Berlin]
- 13) 白井 隆: 化学工学と化学機械, Vol. 1 (1956), p. 216 [化学工業社]
- 14) J. SZEKELY, J. W. EVANS and H. Y. SOHN: Gas-Solid Reactions (1976), p. 51 [Academic Press]
- 15) D. KUNII and O. LEVENSPIEL: Fluidization Engineering (1969) [John Wiley]
- 16) L. E. SISSOM and T. W. JACKSON: J. Heat Transfer, Trans. ASME (1967), p. 1
- 17) W. E. RANZ and W. R. MARSHALL: Chem. Eng. Progr., **48** (1952), p. 141, p. 173
- 18) W. E. RANZ: Chem. Eng. Progr., **48** (1952), p. 247
- 19) 国井大蔵: 機械の研究, **15** (1963), p. 1289
- 20) 若尾法昭: 化学工学, **42** (1978), p. 414
- 21) G. F. MALLING and G. THODOS: Int. J. Heat Mass Transfer, **10** (1965), p. 489
- 22) D. BHATTACHARYYA and D. C. T. PEI: Chem. Eng. Sci., **30** (1975), p. 293
- 23) 土方邦夫: 日本機械学会誌, **1** (1987), p. 118
- 24) R. S. RAMACHANDRAN, C. KLEINSTREUER and T. Y. WANG: Numerical Heat Transfer, **15A** (1989), p. 471
- 25) 芦沢芳夫, 秋山友宏, 高橋礼二郎, 八木順一郎: 材料とプロセス, **2** (1989), p. 81