

気液固系垂直上昇流における伝熱特性

幡手 泰雄・藤田 崇徳*・田尻 秀一
肥後 一成**・碓 醇
(受理 昭和60年 5月31日)

HEAT TRANSFER IN GAS-LIQUID-SOLID MULTI-PHASE VERTICAL UPFLOW

Yasuo HATATE, Takanori FUJITA*, Shyuichi TAJIRI
Kazunari HIGO** and Atsushi IKARI

Experimental data on heat transfer between the inside wall a vertical tube and gas-liquid-minute solid particles multi-phase upflow in the tube were reported. At the present time, we need to overcome enormous difficulties before understanding the heat transfer characteristics in a gas-liquid-solid multi-phase flow system under high temperature and high pressure conditions such as in the preheater section of the coal liquefaction process. Hence, it is essential to collect data from the "cold model" experiments before obtaining data from "hot" experiments.

The heat transfer coefficient data were obtained under the following conditions :

tube diameter = 27.0 mm,

gas velocity = 15-300 cm/s,

liquid of slurry velocity = 10-30 cm/s,

and solid concentration in slurry = 0-60 wt %.

The following results were obtained :

- 1) When minute solid particles were mixed together, measured heat transfer coefficients were larger than those in the gas-liquid flow.
- 2) No difference in heat transfer coefficient between two kinds of minute glass spheres, having 30 and 100 μm in round size, were detectable under most of the experimental conditions studied. However, in the regions of comparatively high slurry velocities and high solid concentrations in slurry, larger heat transfer coefficients were obtained when the smaller particles were used.
- 3) An empirical correlation on the heat transfer coefficient for the gas-liquid and gas-liquid-solid multi-phase systems was proposed, which was found to fit the data within 40 % in the froth regime of gas velocities above 150 cm/s.

緒 言

石炭液化プラントは一般に予熱部、反応部及び分離部により構成されている。これらのうち、石炭液化過

程と直接関係する予熱部と反応部の諸特性を明確にする事は液化効率の高いプラントを設計する為に是非必要である。現在、反応部の流体力学的諸特性は懸濁気泡塔や3相流動層の既往の研究成果¹⁾を利用する事により、かなりの程度推察する事が可能であり、より正確な情報を得る為、高温、高圧下の実験、いわゆる

*ダイキン工業(株)

**東芝マイコンエンジニアリング(株)

“ホットモデル”実験による検討が指向されている。一方、予熱管内における気体、液体及び微小固体の挙動の推定については、気液系2相流の既往の研究成果¹⁾が利用されているために、予熱管の設計基準の信頼性に問題を残している。このような問題点は、気液固系混相流の“コールドモデル”実験を行う事により、かなりの程度解消されると考えられる。前報^{2),3)}において、気・液・微小固体粒子系混相流の垂直上昇、垂直下降及び水平流につき、ガスホールドアップ及び圧力損失の測定を行い、気液固系混相流と気液混相流との差異について考察した。

本研究では、石炭液化プロセスの予熱部の伝熱特性を知る手がかりを得るため、そのコールドモデル実験を、まず垂直上昇流について計画した。すなわち、垂直上昇流における気液及び気液固系混相流の伝熱係数を測定し、それらに及ぼす種々の操作条件の影響について検討した。

1. 実験

1.1 実験装置及び操作条件

Fig. 1に、実験装置の概略を示す。垂直上昇管は、

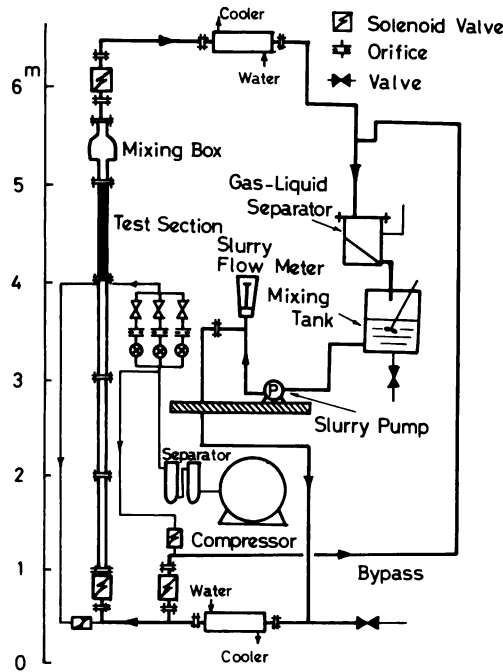


Fig. 1 Experimental apparatus

助走部、伝熱部及び伝熱部以後の輸送管よりの構成されている。助走部は、内径 27.0 mm、外径 35.0 mm の透明アクリル管で管長は管内径の約 110 倍である。伝熱部は、助走部と同一の内径及び外径を持つ 100 cm の銅管である。銅管には、軸方向に等間隔で5ヶ所、深さ 2mm の位置に熱電対がうめ込まれており、銅管内壁温度分布が測定できる。また、軸方向の同じ位置に管内本体流温度測定用の熱電対が挿入されており、本体流の軸方向温度分布も測定できる。伝熱部の加熱は、ラッピング線 (0.51 φ / 0.81 φ) を銅管に巻き、電圧を加えることによって行った。また、伝熱部等の保温にはグラスウールとカオウールを用いた。伝熱部以後の輸送管は助走管と同じ径を持つ透明なアクリル管であるが、伝熱部出口から 30 cm の位置に流体の平均温度を知る為に「混合管」を設けている。

Table 1に、上昇管部の形状及び本実験操作範囲を示す。

Table 1 Experimental conditions

Tube diameter (mm)	Tube length (mm)	Air flow rate U_G (cm/s)	Slurry flow rate U_L (cm/s)	Solid conc. in slurry C_S (wt%)
27.0	6000	0 ~ 300	0 ~ 30	0 ~ 60

1.2 実験方法

気体として空気、液体として水道水、及び微小固体粒子としては平均径の異なる2種類の微小ガラス球 A 及び C を用いた。Table 2 に微小ガラス球の密度及び平均径を示す。

Table 2 Properties of glass spheres

Glass spheres	Density [g/cm ³]	Average size [μm]	
		d_{p32}	d_{p50}
A	2.52	29	28
C	2.52	98	94

空気はコンプレッサーで供給した。スラリーは攪拌槽にて、所定の固体粒子濃度に調製し、スラリーポンプで供給した。空気とスラリーは T 字管混合部で混合し、気液固系混相流として垂直管を上昇させた。気液固系混相流は伝熱部を経た後、気液分離槽で再び気体とスラリーに分離した。

各部分の温度が一定値を示し、定常状態が達成されたのを確かめた後、各部分の温度を熱電対により測定した。

スラリー中の正確な固体粒子濃度は、気液分離部か

らのスラリーを採取し、水分を蒸発させる事により定量化した。

1. 3 伝熱係数の算出法

伝熱係数 $[kWm^{-2}K^{-1}]$ は、一般に次式で求められる。

$$h = \frac{Q}{A \cdot \Delta t_m} \quad (1)$$

ここで、 Q は熱流束 $[kW]$ 、 A は伝熱面積 $[m^2]$ 、 Δt_m は流体・管壁間平均温度差 $[K]$ である。

流体・管壁間平均温度差 Δt_m は次の方法で求めた。すなわち、伝熱部の各位置における管内壁温度 $t_{w,i}$ ($i=1,2,\dots,5$)、及び管内流体温度 $t_{n,i}$ ($i=1,2,\dots,5$) より、軸方向における管壁温度分布 $t_w(\ell)$ 及び流体温度分布 $t_n(\ell)$ を求め、次式により流体・管壁間平均温度差 Δt_m を算出した。

$$\Delta t_m = \frac{1}{L} \int_0^L (t_w(\ell) - t_n(\ell)) d\ell \quad (2)$$

熱流束 Q は、伝熱管へ流入する流体温度 $t_{b,in}$ と伝熱管から流出する流体温度 $t_{b,out}$ との差から、次式により求めた。

$$Q = C_{pm}(t_{b,out} - t_{b,in})W \quad (3)$$

ここで、 C_{pm} は流体の平均熱容量 $[Jkg^{-1}K^{-1}]$ 、 W は質量流量 $[kgs^{-1}]$ である。これらの値に対する気体の寄与は無視できるので、それぞれ Eqs. (4)及び(5)であらわされる。

$$C_{pm} = C_{pwater}(1-x) + C_{ps}x \quad (4)$$

$$W = \frac{\pi}{4} D^2 U_L / ((1-x)/\rho_{water} + x/\rho_s) \quad (5)$$

したがって、伝熱係数は次式によって算出される。

$$h = \frac{D_1 U_L C_{pwater}(1-x) + C_{ps}x(t_{b,out} - t_{b,in})}{4((1-x)/\rho_{water} + x/\rho_s) \int_0^L (t_w(\ell) - t_n(\ell)) d\ell} \quad (6)$$

2. 結果及び考察

2. 1 気液系 2 相流の伝熱係数

Fig. 2 に、水・空気系についての伝熱係数の測定結果を示す。この場合、 $U_L=10, 15$ 及び 30 cm/s について、 $U_G=15\sim 300 \text{ cm/s}$ の範囲で実験を行った。図から h の値は $3\sim 8 \text{ kWm}^{-2}\text{K}^{-1}$ の範囲にあり、横軸のガス流速が 150 cm/s 以下の領域では伝熱係数はガス流速の増加と共に減少する傾向にあり、またその減少の傾向や伝熱係数の値は液流速によらない事がわかる。ガス流速が 150 cm/s で、このようにデータが変動する原因は、ガス流速 150 cm/s 以下の流動状態

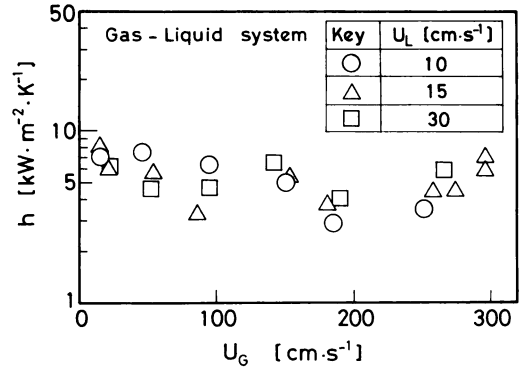


Fig. 2 Relation between h and U_G for gas-liquid two-phase flow

がスラグ流である事に起因する。この流動領域では、液体は上方のみならず、気体のスラグの通過する間は管の内壁を液膜として下方に流れる事になる。このようにあたかも液体が管壁近傍で周期的にずり落ちているように見える現象が低ガス流速領域の複雑な伝熱挙動にあらわれたと考えられる。ガス速度が 150 cm/s より大きい領域ではフロス流、さらにガス速度を大きくすれば環状流となり、管壁近傍の液体の激しい振動

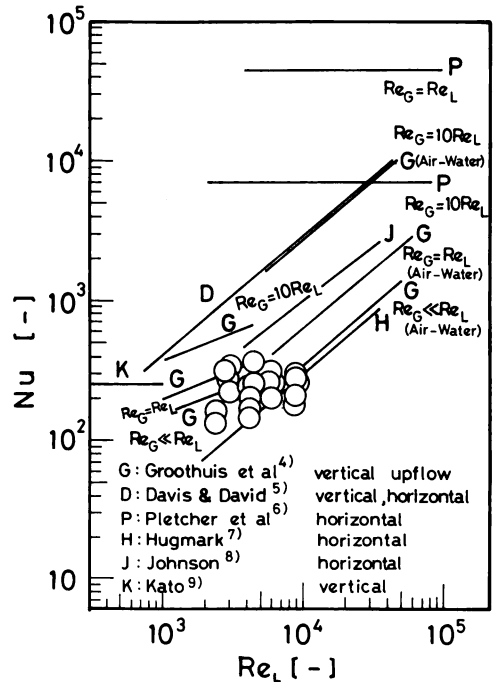


Fig. 3 Relation between Nu and Re_L for air-water two-phase flow

現象はみられなくなる。Fig. 2によると、この領域では液流速が大きく程伝熱係数が大きくなり、また伝熱係数はガス速度と共に増加するという結果が得られている事がわかる。この傾向は Groothuis ら⁴⁾の結果と一致する。今回得られた伝熱係数の妥当性を確かめるため、空気・水系2相流についての過去の文献値(水平流を含む)及び今回得られた総ての実測値に対し、液基準のヌセルト数と液基準のレイノルズ数で整理し、Fig. 3にその結果を示す。図中、文献値^{4)~9)}は実線で、本研究による結果は白丸で示している。Fig. 3より、本研究の気液2相流の結果が妥当である事がわかる。

2. 2 気液固系3相流の伝熱係数

2. 2. 1 固体粒子濃度の影響

Figs. 4及び5に、微小固体粒子としてA粒子(平均径ほぼ30ミクロン)を使用し、それぞれスラリー流速が15及び30 cm/sの場合についての伝熱係数の測定結果を示す。Figs. 6及び7に、C粒子(平均径ほぼ100ミクロン)を使用し、それぞれスラリー流速が15及び30 cm/sの場合についての伝熱係数の測定結果を示す。Figs. 4~7から、微小固体粒子の混入がかなりの程度伝熱特性を上昇させる事がわかる。今野らの固液系混相流の研究^{10,11,12)}によると垂直下降流及び水平流においては全実験条件下で粒子混入による伝熱係数の上昇が認められるが、垂直上昇流では、液流速の小さい範囲で固体粒子を混入した方が伝熱係数が大きくなっており、固体粒子の混入効果があらわれている。

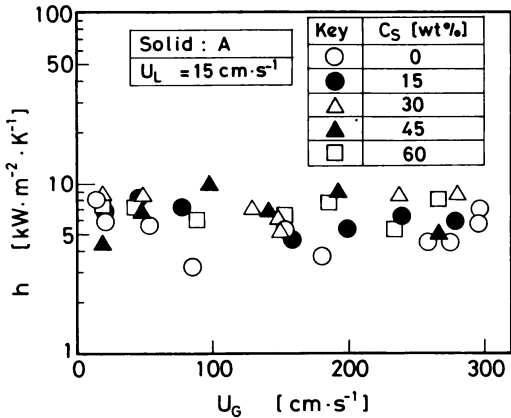


Fig. 4 Relation between h and U_g for three-phase flow at low slurry velocities using Solid A

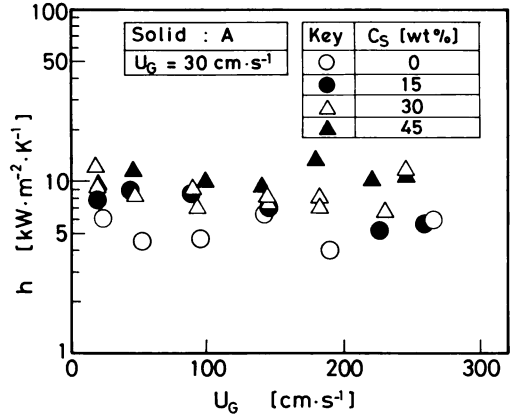


Fig. 5 Relation between h and U_g for three-phase flow at high slurry velocities using Solid A

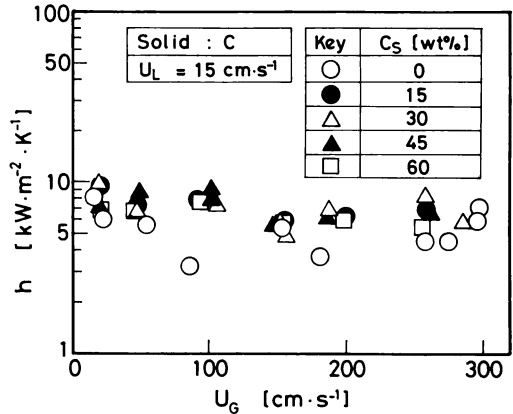


Fig. 6 Relation between h and U_g for three-phase flow at low slurry velocities using Solid C

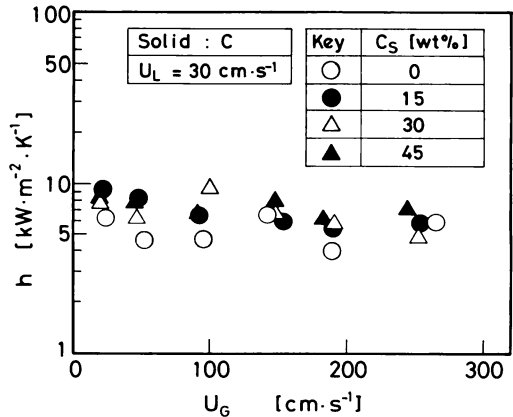


Fig. 7 Relation between h and U_g for three-phase flow at high slurry velocities using Solid C

Figs. 4～7をみると、かなりのバラつきはあるが、固体粒子濃度が30～45 wt %付近で伝熱係数が最大になる傾向がある事がわかる。特に、C粒子の場合、 $C_s=60$ wt %の時には、 $C_s=30\sim 45$ wt %の時に比べて顕著な伝熱係数の低下が観察され、伝熱係数にピークが存在する事を示している。

2. 2. 2 粒子径の影響

Figs. 8及び9に、スラリー流速が15 cm/sで、それぞれ、スラリー中の固体粒子濃度が15及び60 wt %の場合の伝熱係数の測定結果をA粒子とC粒子について比較した。これらの図からスラリー流速が小さい場合には伝熱係数は粒子径に依存しない事が

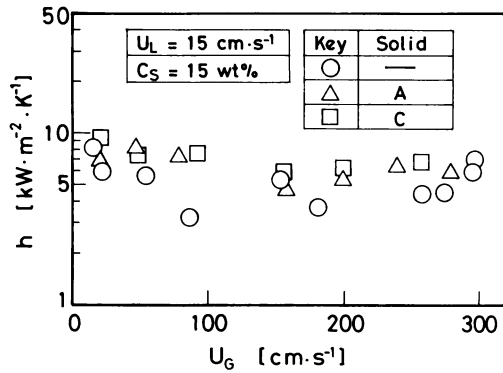


Fig. 8 Effect of particle size on h vs. U_G relation for three-phase flow at $U_L=15$ cm/s and $C_s=15$ wt%

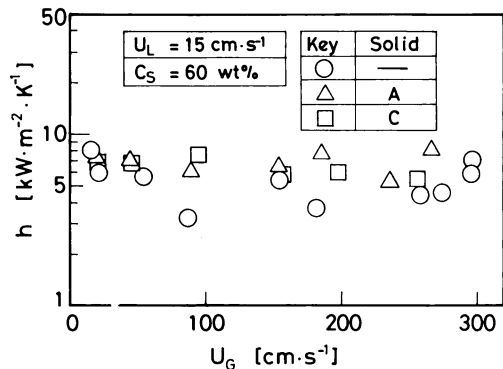


Fig. 9 Effect of particle size on h vs. U_G relation for three-phase flow at $U_L=15$ cm/s and $C_s=60$ wt%

わかる。Figs. 10及び11に、スラリー流速が30 cm/sで、それぞれ、スラリー中の固体粒子濃度が15及び45 wt %の場合の伝熱係数の測定結果をA粒子とC粒子について比較した。Fig. 10からスラリー流速

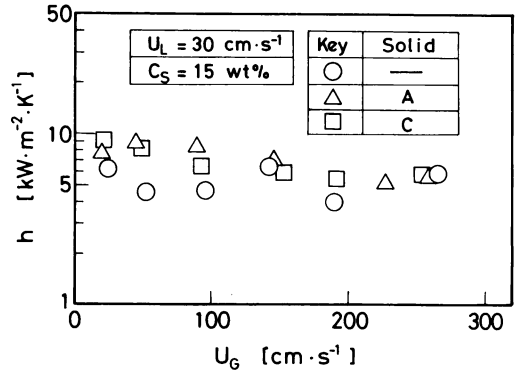


Fig. 10 Effect of particle size on h vs. U_G relation for three-phase flow at $U_L=30$ cm/s and $C_s=15$ wt%

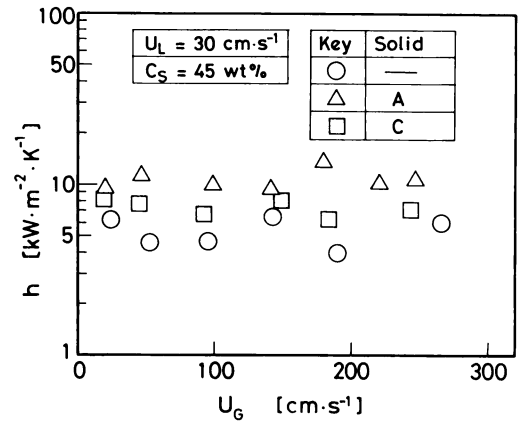


Fig. 11 Effect of particle size on h vs. U_G relation for three-phase flow at $U_L=30$ cm/s and $C_s=45$ wt%

30 cm/sの場合でもスラリー中の固体粒子濃度が低い場合には、A及びC粒子で伝熱係数に差が認められない事がわかる。しかしながら、Fig. 11に示すようにスラリー流速が30 cm/sで、スラリー中の固体粒子濃度が45 wt %と高い場合には、粒子径の小さいA粒子を使用した方が伝熱係数が大きくなるという結果を得た。この傾向は固体粒子濃度が30 wt %でも確認された。

2. 2. 3 スラリー流速の影響

Figs. 12及び13に、スラリー中の固体粒子濃度を45wt%と一定にして、それぞれ、A及びC粒子について、伝熱係数に及ぼすスラリー流速の影響を検討した。これらの図から、A粒子の場合には、スラリー流速が大きい程伝熱係数が大きくなるが、C粒子の場合には本実験範囲のスラリー流速では伝熱係数に差異が認められない。

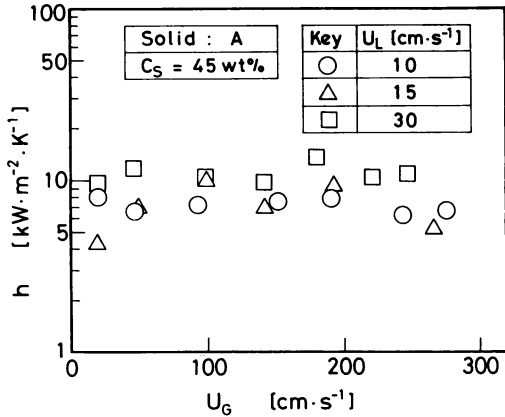


Fig. 12 Effect of slurry velocity on h vs. U_G relation for three-phase flow at $C_s=45\text{wt}\%$ using Solid A

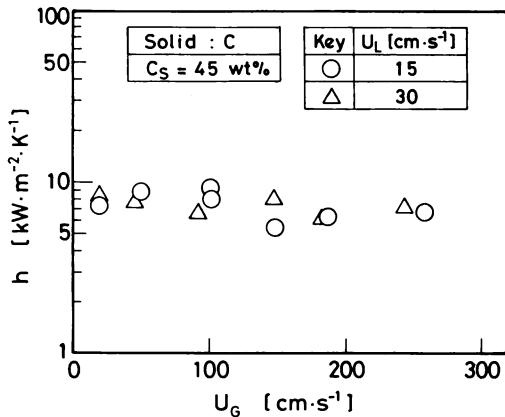


Fig. 13 Effect of slurry velocity on h vs. U_G relation for three-phase flow at $C_s=45\text{wt}\%$ using Solid C

2. 2. 4 無次元数による整理

伝熱係数の整理法としては、円管内単相流に対する Sieder-Tate の式¹³⁾にならない、ヌッセルト数、プラントル数、レイノルズ数及び流体の本体温度基準粘度と内壁温度基準粘度との比を用い、近似的な相関を試みた。先にも述べたように、ガス流速 150 cm/s 以下ではそれ以上の流速の場合と著しく異なる流動状態を示すので今回はガス流速 150 cm/s 以下の測定値については除外して考えた。無次元数の計算に際し、スラリーの物性値は次式により推算した。

$$\text{密度: } \rho_L = 1/(1-x)/\rho_{\text{water}} + x/\rho_{\text{glass}} \quad (7)$$

$$\text{粘度}^{14)}: \mu_L = \mu_r \times \mu_{\text{water}} \quad (8)$$

ただし、 $0 \leq \phi \leq 0.5$ では

$$\mu_r = 1.0 + 2.5\phi^2 + 0.062 \exp[1.875\phi / (1 - 1.595\phi)]$$

$0.5 < \phi < 0.9$ では

$$\mu_r = 1/(1 - \phi^{1/3})$$

$$\text{熱伝導度: } \lambda_L = \lambda_{\text{water}}(1 - \phi) + \lambda_{\text{glass}}\phi \quad (9)$$

$$\text{熱容量: } C_{pL} = (1-x)C_{p\text{water}} + xC_{p\text{glass}} \quad (10)$$

Fig. 14に、ガス流速 150 cm/s 以上の全測定値について、縦軸に $Nu \cdot Pr^{1/3} (\mu_b/\mu_w)^{-0.14}$ をとり、横軸に $Re (=Re_L + Re_c)$ をとって、整理した結果を示す。この整理法によると、気液系と気液固系との間にほとんど差がなくなる事がわかる。図中の実線は次式で表される経験式であり、2本の点線は各々実線から $\pm 40\%$ の偏倚を示している。

$$Nu \cdot Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{-0.14} = 1.86 \times 10^3 Re^{1.24} \quad (11)$$

図中、一点鎖線で Sieder-Tate の式¹³⁾による結果も同時に図示した。本図より、単相流から気液系 2相流、気液固系 3相流になるに従って、伝熱係数が大きくなる事がわかる。

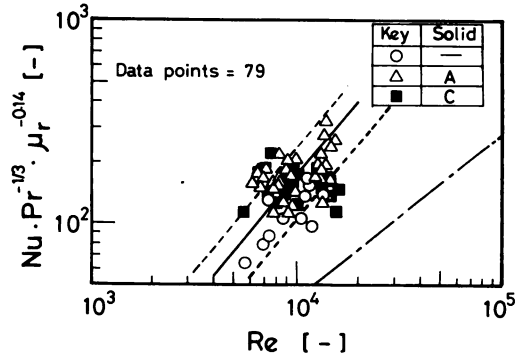


Fig. 14 Correlation of heat transfer coefficients at $U_G > 150 \text{cm/s}$ with $Nu \cdot Re \cdot Pr$ and μ_b/μ_w

結 言

気液固系混相流の垂直上昇流について、種々の操作条件における伝熱係数を測定し、以下の結果を得た。

- 1) 一般に気液系に比べて、微小ガラス球を混入した気液固系の方が伝熱係数は大きくなる。
- 2) ほとんどの実験条件で使用した微小ガラス球の種類(平均径約 100 ミクロン及び約 30 ミクロンの 2 種類)による伝熱係数の差異は認められなかったが、スラリー流速が比較的大きく ($U_i=30 \text{ cm/s}$) かつスラリー中の固体粒子濃度が比較的大きい ($C_s \geq 30\text{wt}\%$) 場合には、平均径の小さい粒子を使用した方が伝熱係数は大きくなる。
- 3) 気液系及び気液固系混相流につき、ガス流速が 150 cm/s 以上のフロス流領域下の伝熱係数を $\pm 40\%$ で推算できる実験式を得た。

謝 辞

本研究の一部は日本証券奨学財団助成金によった。記して謝意を表する。

Nomenclature

A	:($=\pi D_T L$) heat transfer area	[m^2]
C_p	: heat capacity	[$\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$]
C_s	: weight percent of solid particles in slurry	[wt%]
D_T	: tube diameter	[m]
d_p	: particle size	[μm]
h	: heat transfer coefficient	[$\text{kWm}^{-2}\text{K}^{-1}$]
L	: tube length of heat transfer section	[m]
Nu	:($=hD_T/\lambda_i$) Nusselt number	[—]
Pr	:($=C_{p,i}\mu_i/\lambda_i$) Prandtl number	[—]
Q	: heat flux	[kW]
Re	:($=\text{Re}_g + \text{Re}_l$) Reynolds number for gas-slurry multiphase flow	[—]
Re_g	:($=D_T U_g \rho_g / \mu_g$) Reynolds number base on gas flow	[—]
Re_l	:($=D_T U_{i,s} \rho_s / \mu_s$) Reynolds number base on slurry flow	[—]
$t_b(1)$: bulk fluid temperature at tube length	[K]
$t_{b,in}$: inlet temperature of bulk fluid to heat transfer line	[K]
Δt_m	: average temperature difference between bulk flow and tube wall	[K]

$t_{b,out}$: exit temperature of bulk fluid from heat transfer line	[K]
$t_w(1)$: tube wall temperature at tube length	[K]
U_g	: superficial gas velocity	[cm/s]
U_i	: superficial slurry velocity	[cm/s]
W	: mass flow rate of fluid	[kg s^{-1}]
x	: weight fraction of solid particles in slurry	[—]
λ	: thermal conductivity	[$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$]
μ	: viscosity	[Pa s]
ρ	: density	[kg m^{-3}]
ϕ	: volume fraction of solid particles in slurry	[—]

Literature cited

- 1) Louh, C. J., "A Mathematical Model for Coal Liquefaction in the Solvent Refined Coal Process" Master thesis (1980) West Virginia University
- 2) 幡手泰雄, 野村博, 碓 醇, 鹿児島大学工学部研究報告, 25 127 (1983)
- 3) 幡手泰雄, 野村博, 右田光伸, 碓 醇, 鹿児島大学工学部研究報告, 25 137 (1983)
- 4) Groothuis, H. and W. P. Hendal, *Chem. Eng. Sci.*, 11 212 (1959)
- 5) Davis, E. J. and M. M. David, *Ind. Eng. Chem. Funda.*, 3 111 (1964)
- 6) Pletcher, R. H. and H. N. McManus Jr., *Int. Heat Mass Transfer*, 12 663 (1969)
- 7) Hughmark, G. A., *Chem. Eng. Sci.*, 26 1007 (1965)
- 8) Johnson, H. A., *Trans. A. S. M. E.*, 74 1257 (1955)
- 9) Kato, Y., *Kagaku Kogaku*, 27 369 (1963)
- 10) 今野宏卓, 原田英二, 都田昌之, 栗山雅文, 浅野政裕, 化学工学論文集, 5, 464 (1979)
- 11) 今野宏卓, 原田英二, 都田昌之, 栗山雅文, 猿田真司, 化学工学論文集, 6, 308 (1980)
- 12) Harada, E., M. Toda, M. Kuriyama and H. Konno, *J. Chem. Eng. Japan*, 18 33 (1985)
- 13) Sieder, E. N. and G. E. Tate, *Ind. Eng. Chem.*, 28 1429 (1936)
- 14) Thomas, D. G., *Ind. Eng. Chem.*, 55(11) 18 (1963)