

低温ガス吹込み時の気泡と液の熱伝達

論 文

井口 学*・徳永宏彦*²・立道英夫*²・森田善一郎*

Heat Transfer between Bubbles and Liquid during Cold Gas Injection

Manabu IGUCHI, Hirohiko TOKUNAGA, Hideo TATEMACHI and Zen-ichiro MORITA

Synopsis:

In the steelmaking and some other metal refining processes, bottom gas blowing is a popular method. In these systems, gas is blown into high temperature liquid metal from the bottom of the vessel at a temperature lower than the liquid temperature. Therefore, heat transfer takes place between bubbles and liquid. The mechanism of the heat transfer and the effect of the heat transfer on the formation of bubbles and the rising characteristics of the bubbles were investigated using air and helium in water model. The temperature of the injected gas was about -110°C . Heat transfer between bubbles and liquid almost finished near the nozzle. Bubble expansion due to the heat transfer resulted in the gas holdup increase in the radial direction. In the field far from the nozzle, the bubble characteristics for cold gas injection was the same as that for ambient temperature gas injection at the same mass flow rate.

Key words: steelmaking; injection; bubbling jet; heat transfer; electro-resistivity probe; gas holdup; bubble frequency; bubble rising velocity.

1. 緒 言

溶銑予備処理や溶鋼処理など溶銑を扱う精錬プロセスでは、温度や濃度の均一化、反応の促進のために、また粉体吹込みの容易さなどからガス吹込みが多く用いられている。これらのプロセスの効率の良し悪しを検討する上で実際に熔融金属を用いて実験を行うことは、測定や計測に困難さ、不十分さが伴うことから、従来常温の水や水銀などの液体と常温の気体を用いたモデル実験が実施されており多くの知見が得られている^{1)~4)}。ところが実際のプロセスを考えてみると、通常の場合、ノズル直前で幾分温度上昇はあるものの高温液体中に低温気体を吹き込むようになっており、気泡と液体との間には熱伝達が存在する。熱伝達は気泡生成ならびに気泡頻度、ガスホールドアップなどの気泡特性に影響を及ぼしているものと考えられ、この視点に立った考察も必要である。また気泡内の熱伝達を予測することは気泡内の物質移動現象を予測するための基礎的データともなる。本論文では、冷却した空気およびヘリウムと常温近傍の水を用い、気泡と液の熱伝達および熱伝達が気泡特性に及ぼす影響について調査した。

2. 実 験

2.1 実験装置

Fig. 1 に実験装置の全体図を示す。コンプレッサーで圧縮された空気は冷却器伝熱管内の着霜による伝熱低下や閉塞を防ぐため、冷却式除湿器、乾燥剤（シリカゲル）で除湿した後、レギュレーター、質量流量計を通して冷却器へ送られる。冷却器ではほぼ常圧の液体窒素（約 -196°C ）で約 -185°C まで冷却する。この空気と手動バイパス弁を通った空気を混合させることにより温度を調整し、容器底の中央部に設置したアクリル製の単孔ノズルより吹き込む。またヘリウムを吹き込む際には、ポンベより直接レギュレーターに接続する。低温ガス導管および熱交換器は断熱材で保冷してある。容器は内径 $D = 200 \text{ mm}$ 、高さ $H = 400 \text{ mm}$ のアクリル製であり、ノズル内径 d_n は 1, 2, 5 mm の 3 種類である。

2.2 ガス温度と液温度の測定

低温で吹き込まれたガスは浴を通過しながら液体と熱交換を行い自由表面より系外に抜ける。浴深を変化させてガスの温度ならびに水温の時間的変化を測定することにより、主として熱伝達が行われている領域が特定できる。

平成 3 年 4 月本会講演大会にて発表 平成 3 年 6 月 10 日受付 (Received June 10, 1991)

* 大阪大学工学部 工博 (Faculty of Engineering, Osaka University, 2-1 Yamadaoka Suita 565)

*² (株)神戸製鋼所加古川製鉄所 (Kakogawa Works, Kobe Steel, Ltd.)

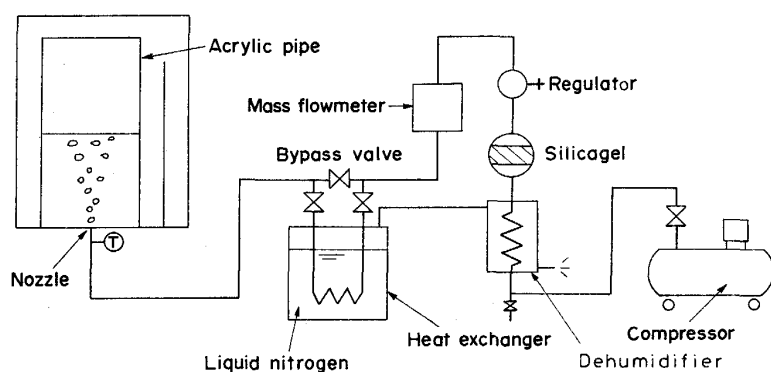


Fig. 1. Experimental apparatus (1).

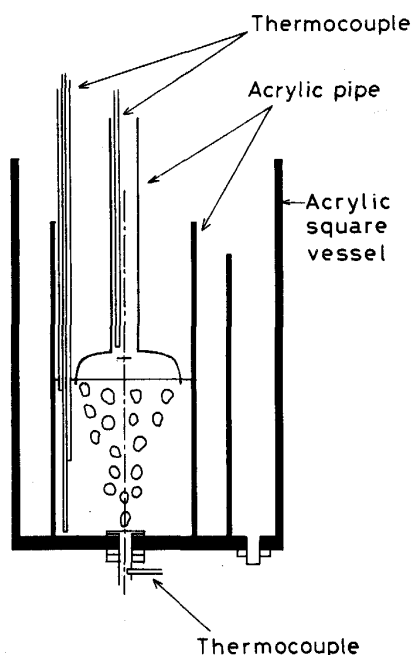


Fig. 2. Experimental apparatus (2).

吹き込む空気の温度は Fig. 2 に示すように、ノズル直近のガス導管に内挿した熱電対により測定した。浴を通過した空気を浴上面に少し漬かるように置いた椀型の捕集器で集め液滴を分離した後、内部に取り付けた熱電対でその温度を 5 s ごとに記録した。また水浴内の各部の温度も浴内の上部、中部、下部の 3 か所に設置した熱電対で同じく測定間隔 5 s で測温し、記録した。この測定では、直径 1.5 mm Type-K 0.4 級 (JIS 規格) シース型熱電対を使用した。

次に気・液間熱伝達をより厳密に測定するために、マイクロサーモカップル (Micro T. C. と略記) を用いて気泡の温度変化を直接測定した。マイクロサーモカップルと信号の処理の概要を Fig. 3 に示す。この測定では、素線直径 $5 \mu\text{m}$ (測温接点 $12.5 \mu\text{m}$) Type-K 0.4 級を使用した。得られた温度信号を 1 kHz および 2 kHz で AD 変換し、ノズルからの距離が 20 mm から 70 mm ま

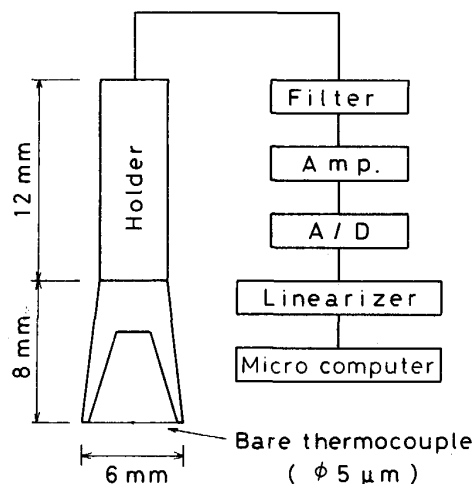


Fig. 3. Microthermocouple and schematic diagram of signal processing.

での中心軸上における気泡の温度変化を測定した。

2.3 気泡形成過程の観察

気泡の形成過程を高速度ビデオカメラ (ナックハイスピードビデオシステム HSV-200 : H. S. V. と略記) を用いて観察した。撮影、記録した画像より気泡の面積中心が $z = 30 \text{ mm}$ および $z = 60 \text{ mm}$ にある場合の気泡形状を観察するとともに、気泡径 (短径, 長径) を 1 測定条件につきそれぞれ 30 データ読み取り、常温吹き込みの場合と比較した。同時に気泡頻度 (1 s に通過する気泡の数) を求めた。

2.4 気泡特性

浴深を 200 mm とし、平均弦長さ \bar{L}_B , 平均気泡上昇速度 \bar{u}_B , ガスホールドアップ α (1 s に気泡の占める時間割合), 気泡頻度 f_B を電気探針法により測定した。 α と f_B は 1 針の電気探針プローブの出力信号をサンプリング周波数 1 kHz で AD 変換し約 10^5 個のデータから求めた。 \bar{L}_B と \bar{u}_B は 2 針の電気探針プローブを用い、10 kHz で AD 変換した約 2400 個の気泡信号から計算した。

3. 実験結果と考察

3.1 低温空気吹込み時のガスと水の温度変化

Table 1 に実験条件を示す。なお、ガス流量はすべて出口における実流量である。Fig. 4, Fig. 5 に低温空気を吹き込んだ時のガスと浴の温度変化の1例を示す。吹き込むガスの温度は ±5°C 程度の変動はあるが、時間的にほぼ一定とみなせる。捕集器内のガスの温度は水温が降下するにつれて同じように降下する。容器および浴表面からの放熱を考慮しなければ単位時間あたりに水が奪われる熱量とガスが浴内に入ってから捕集器を出るまでに得る熱量との間には次の関係が成り立つ。

Table 1. Experimental conditions.

Nozzle diameter (mm)	1, 2, 5
Gas flow rate at nozzle exit (cm ³ /s)	41.4~179.6
Inlet gas temperature (°C)	-110±5, 20
Bath depth (mm)	10~300
Bath temperature (°C)	20~50

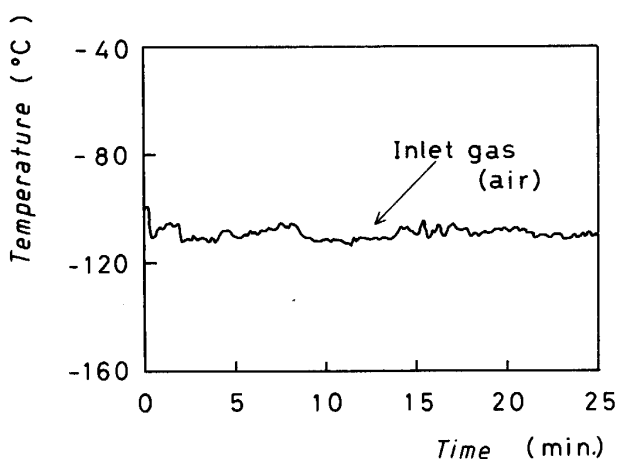


Fig. 4. Change in the temperature of inlet gas.

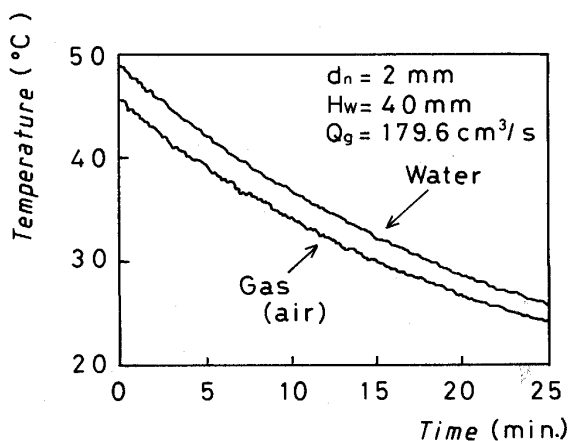


Fig. 5. Change in the temperature of water and gas.

$$c_g \dot{m}_g (\theta_{g, in} - \theta_{g, m}) = c_g \gamma_g V_g (d\theta_{g, m}/dt) + c_w \gamma_w V_w (d\theta_w/dt) \dots\dots\dots (1)$$

右辺第1項は捕集器内のガスの冷却に要する熱量である。ここで c_g : ガスの比熱, \dot{m}_g : ガスの質量流量, $\theta_{g, in}$: 吹込みガスの温度, $\theta_{g, m}$: 捕集器内のガス温度, c_w : 水の比熱, γ_w : 水の比重, γ_g : ガスの比重, V_w : 水の体積, V_g : 捕集器内のガスの体積, θ_w : 水の温度, t : 時間である。上式の右辺と左辺を計算してみたところ、すべての場合について両者は ±15% のばらつきの範囲内で一致しており、測定法に関しては特に問題ない。

浴深がほぼ 100 mm を超えると、式(1)の右辺第1項は第2項に比べて十分に小さくなり次式で近似できる。

$$c_g \dot{m}_g (\theta_{g, in} - \theta_{g, m}) = c_w \gamma_w V_w (d\theta_w/dt) \dots\dots\dots (2)$$

3.2 熱伝達効率

Fig. 6 にガス流量 179.6 cm³/s, 吹込み設定空気温度 -110°C における浴深 H_w と熱伝達効率 η の測定値との関係を示す。ただし水温が 30°C のときの値を採用している。

ここに

$$\eta = (i_m - i_i) / (i_w - i_i) \dots\dots\dots (3)$$

i_m : 捕集器内のガスのエンタルピー

i_w : 浴と同温度のガスのエンタルピー

i_i : 吹込みガスのエンタルピー

いずれのノズル径の場合も、浴深 H_w を小さくしていくと 50~100 mm の間で η は徐々に低下しはじめ、 $d_n = 2$ mm および 5 mm の場合、 H_w が 20 mm 程度のところより急激に低下する。このことから気泡と水の熱伝達はノズル直上付近で主に行われていることが推測できる。 $d_n = 1$ mm の場合、測定値からは他の二つのノズルのよう

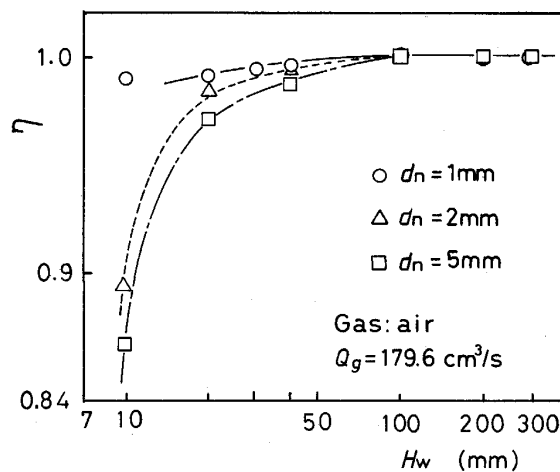
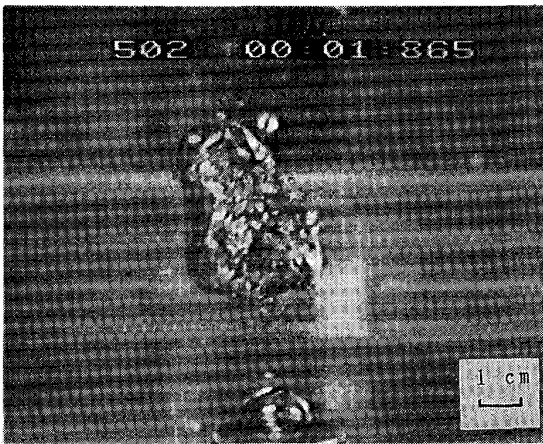


Fig. 6. Measured values of heat transfer efficiency η .

な顕著な傾向がみられないのは、気泡の形成過程が Jetting に似た状態にあり、液滴を激しく吹き上げることによって浴自由表面より高い場所でも熱伝達が行われていることによるためである。また気泡径はノズル径が大きいほど大きくなるため、気液界面積は $d_n = 5\text{ mm}$ の場合が一番小さく、熱伝達効率 η も浴深を小さくするにつれて他のノズル径の場合よりも小さな値をとる傾向がある。

3.3 気泡形成過程の観察

高速度ビデオカメラで観察した気泡の膨張の様子を Photo. 1, Photo. 2 に示す。低温ガス吹込み時の気泡は水との熱伝達によって膨張していることが明らかにわかる。また常温で吹き込まれた気泡の表面の凹凸が多いのに対し、低温ガス吹込み時の気泡の表面は滑らかであり、



$d_n = 5\text{ mm}$ Air temperature : 20°C Air velocity at nozzle exit : 8.6 m/s Water temperature : 20°C

Photo. 1. The appearance of bubble at ambient temperature gas injection.



$d_n = 5\text{ mm}$ Air temperature : -110°C Air velocity at nozzle exit : 8.6 m/s Water temperature : 20°C

Photo. 2. The appearance of bubble at cold gas injection.

熱伝達現象が進行するにつれてあたかも風船を膨らませるように、気泡径を増しているようすが見受けられる。低温気泡の表面が滑らかであることは気泡が周囲の液体をほぼ一様な速度で押し出しており、したがって気泡の周りの流れは乱流であるにしても乱れ強さは常温気泡の場合ほど大きくないことが推測できる。

3.4 気泡と液の間の熱伝達率

気泡は吹込み流量が小さい時、ほぼ球形に近い形をとるが、吹込み流量が大きくなるにつれて球形から大きく変形し、回転楕円体状の形状をとりつつ上昇する。本節では気泡を回転楕円体と仮定して気泡体積を求め、さらに気泡をこの体積と等しい体積を持つ球 (平均直径 \bar{d}_B) で近似して求めた平均ヌッセルト数 (定義については後で述べる) をいままでの実験結果と比較してみる。

従来、固体球の強制対流熱伝達に対しては多くの無次元相関式が提唱されており、一般に平均ヌッセルト数はレイノルズ数とプラントル数の関数として表される。著者らは以前に固体球の強制対流熱伝達には主流の乱れ強さの影響も考慮すべきであることを示し、WHITAKER の提唱した実験式⁵⁾に乱れ強さのパラメーターを導入して次式を提案した⁶⁾。

$$(Nu_{mp} - 2) = (0.4 Re_p^{1/2} + 0.06 Re_p^{2/3}) Pr^{0.4} \times (\mu_w/\mu_o)^{1/4} (1 + Tu)^{1.36} \dots\dots\dots(4)$$

ただし

$$1500 \leq Re_p \leq 16000, 5.7 \leq Pr \leq 9.2, Tu < 0.5, 0.46 \leq (\mu_w/\mu_o) \leq 0.7$$

ここで Nu_{mp} : 平均ヌッセルト数 = $h_w d_s / \lambda_w$, h_w : 熱伝達率, λ_w : 熱伝導率, d_s : 固体球の直径, Pr : バルク水のプラントル数, Re_p : 固体球のレイノルズ数 = $(\bar{u}_w d_s) / \nu_w$, \bar{u}_w : 球へ近寄ってくる水の流れの速度, ν_w : バルク水の動粘性係数, μ_w : バルク水の粘性係数, μ_o : 球と同温度の水の粘性係数, Tu : 乱れ強さ = u'_{rms} / \bar{u}_w , u'_{rms} : 水の速度の乱れ成分の Root mean square 値である。

一方、WEBER は、気泡や液滴のような流体球の場合には、気泡の外側の流れや乱れによって気泡内の気体がつられて動くことを考慮して、外部流体に対する平均ヌッセルト数を次式で与えている⁷⁾。

$$Nu_{mp} = (2/\sqrt{\pi}) \times [1 - (2.89 + 2.15 \chi^{0.64}) / Re_p^{1/2}]^{1/2} Pe^{1/2} \dots\dots\dots(5)$$

ここで $Pe = Re_p Pr$ はペクレ数, χ は流体球内部の流体の粘性係数と流体球外部の流体の粘性係数との比を表す。ただし上式(5)は $Re_p \leq 70, \chi \leq 2$ のとき成立する。

今回の実験条件下では、固体球として計算した場合 ($\mu_w/\mu_o = 1, Tu = 0.5$ と仮定) と、流体球として計算

した場合のいずれも気泡球外の熱伝達率は、6 000 ~ 7 000 W/m²K という高い値となる。

次に、気泡球内部の熱伝達率については、KRONIG-BRINK が流体球内部に粘性によって生じる Hadamard 型の流れの非定常物質移動を固有値問題の理論解析より検討しているが、その解^{8)~10)}に基づいて次式が得られる。

$$Nu_{mp} = (32/3) \frac{\sum_{n=1}^{\infty} A_n^2 \lambda_n^2 \exp(-16 \lambda_n \tau_p)}{\sum_{n=1}^{\infty} A_n^2 \exp(-16 \lambda_n \tau_p)} \dots\dots\dots (6)$$

ここで

$\tau_p = 4 a t / d_B^2$ (a : 温度伝導率, t : 時間, d_B : 流体球直径) は無次元時間である。係数 A_n と固有値 λ_n については文献 8) を参照されたい。

土方らは液滴球が変形振動を生じる場合、液滴内の循環流の流線が変形振動により閉じなくなることによって乱流と同様の効果を持ち、熱伝達が促進されることを指摘しているが¹¹⁾、吹き込んだ気泡が変形しつつ上昇する本現象にも同様の効果があることは十分に考えられる。ところが気泡の変形挙動を考慮してヌッセルト数を検討した報告は現在のところ見あたらない。気泡と液体の熱伝達を系統的にまとめることは気泡径やその変形の評価が難しいために容易でないが、以下のように総括熱伝達率より熱伝達率を推定することを試みる。

3.5 気泡と液の総括熱伝達率

気泡と水の総括熱伝達率 U_m は次式で表される。

$$U_m = 1 / (1/h_w + 1/h_g) \dots\dots\dots (7)$$

ここで $h_w = Nu_{mp,w} \lambda_w / d_B$: 水側の熱伝達率, $h_g = Nu_{mp,g} \lambda_g / d_B$: 気泡内ガス側の熱伝達率であり, λ_w と λ_g はそれぞれ水とガスの熱伝導率である。 h_w , h_g に関して個別に実験値を求めることは困難であるが、総括熱伝達率 U_m については以下のようにして求めることができる。

気泡の膨張過程は、1) 容器内の水の温度変化は小さく無視できる、2) 気泡は球形である、3) 気泡内の圧力は静水圧に等しい、とする仮定に基づき、次の基礎式で表現できる。

$$c_g \gamma_g V_B (d\theta_g/dt) = U_m A_B (\theta_w - \theta_g) \dots\dots\dots (8)$$

$$dV_B/d\theta = V_{B,o} / \theta_{g,tn} \dots\dots\dots (9)$$

ここで V_B : 気泡体積, A_B : 気泡と水の界面積, θ_g : 気泡内の平均温度, $V_{B,o}$: ノズル出口における気泡体積であり、常温かつ同体積流量のガス吹込み時の $z = 30$ mm における値を用いた。この常微分方程式を Runge-Kutta 法で解き、以下のようにして U_m を決定した。

一つは総括熱伝達率 U_m をパラメーターとして V_B に着目する方法である。この場合には高速度ビデオカメラで記録した $z = 30$ mm における常温吹込みおよびこれ

と同体積流量の低温吹込み時の気泡径を比較して得られる気泡の膨張量を利用する。もう一つの方法は気泡内部の温度 θ_g に着目し、マイクロサーモカップルを用いて測定した $z = 20 \sim 70$ mm における気泡温度を利用する。ただし、いずれの方法においても、気泡がノズルを離脱

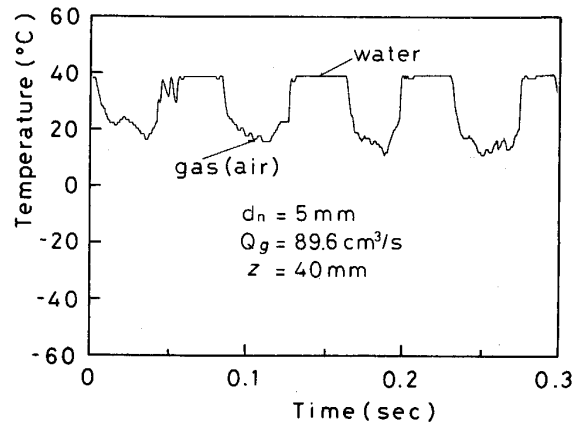


Fig. 7. Measured temperatures of gas and water using microthermocouple.

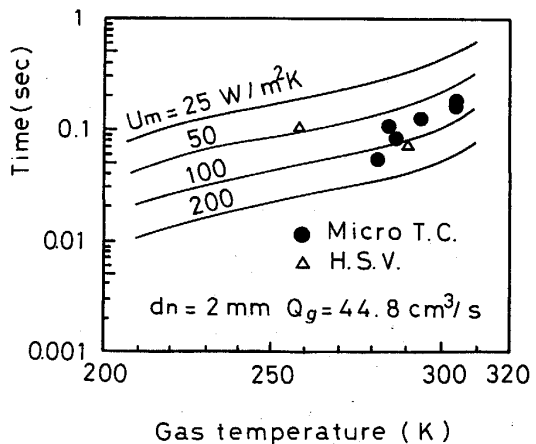
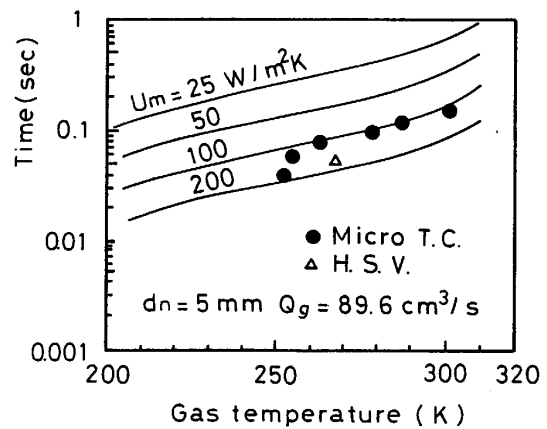


Fig. 8. Relation between temperature change of bubble and overall coefficient of heat transfer U_m (Air).

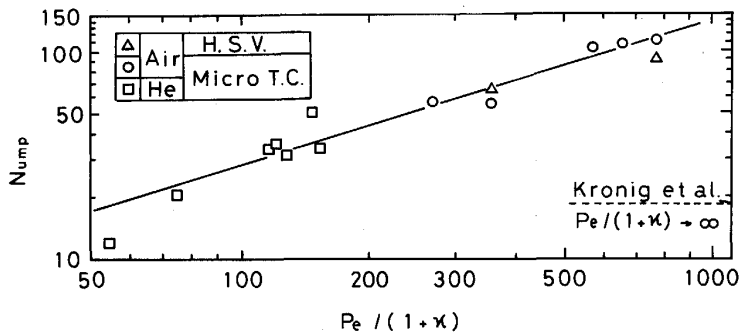


Fig. 9. Relation between Nu_{mp} and $Pe/(1+x)$.

してから着目する軸方向位置に達するまでの時間は平均気泡上昇速度の測定値に基づいて決定した。

マイクロサーモカップルで気泡の温度を測定したときのデータ例と気泡の温度変化を総括熱伝達率をパラメータにプロットしてそれぞれ Fig. 7, Fig. 8 に示す。実験条件は図中に記入してある。高速度ビデオカメラで測定したデータにはばらつきがみられるが、マイクロサーモカップルのデータからは精度よく総括熱伝達率が求められ、約 $100 \text{ W/m}^2\text{K}$ 程度であることがわかる。

以上の検討結果から、水の中に低温ガスを吹き込む場では、液体側の熱伝達率 $6000 \sim 7000 \text{ W/m}^2\text{K}$ に比べて実験で求めた総括熱伝達率は約 $100 \text{ W/m}^2\text{K}$ と非常に小さい。したがって、式(7)右辺の $(1/h_w)$ は無視でき、次の式が得られる。ただし \bar{d}_B には $V_{B,0}$ から計算される値を用いる。

$$h_g \doteq U_m \dots\dots\dots(10)$$

$$Nu_{mp} \doteq h_g \bar{d}_B / \lambda_g \dots\dots\dots(11)$$

Nu_{mp} の実験値と $Pe/(1+x)$ との関係を図 9 に示す。ここでは 2 mm と 5 mm のノズル径を用いることによって Pe を変化させている。

今回の実験条件下では、気泡の生成過程で、無次元時間 τ_p は $50 \sim 200$ を要し、気泡がノズル直上 30 mm まで浮上した時点では既に $200 \sim 700$ の値をとる。式(6)が収束する τ_p の値はおよそ 0.1 である。したがって、本現象での Nu_{mp} を式(6)の値と比較する際には $\tau_p \rightarrow \infty$ のときの値に着目すればよい。このとき式(6)は $Pe/(1+x) \rightarrow \infty$ で 17.66 、 $Pe/(1+x) \rightarrow 0$ で 6.58 の値をとる¹⁰⁾。破線は $\tau_p \rightarrow \infty$ かつ $Pe/(1+x) \rightarrow \infty$ における KRONIG らの理論解である。実験値はこの整理法でよくまとめられ、しかも KRONIG らの理論解よりも高い値を示している。この原因として気泡の球形からのずれや気泡の生成過程でのノズル出口のガスの慣性力の影響などが考えられる。

以上の検討により、気泡と水の熱伝達を与えるヌッセルト数として図中に実線で示した次の実験式を提案し

た。

$$Nu_{mp} = 1.1 [Pe/(1+x)]^{0.70} \dots\dots\dots(12)$$

3.6 気泡特性

気・液間熱伝達が、ガスホールドアップ、気泡頻度、平均気泡上昇速度などの気泡特性に及ぼす影響について次の三条件を比較しながら調査した。

- (1) 低温ガス吹込み
- (2) 常温でありかつノズル出口での体積流量 Q_g が(1)と同じ場合
- (3) 常温でありかつノズル出口での質量流量 \dot{m}_g が(1)と同じ場合

ガス吹込み条件等は図中に示す。

Fig. 10 に中心軸上のガスホールドアップ α_{cl} の分布を示す。低温ガス吹込みの場合、ノズル近傍では常温かつ同体積流量の場合と同質量流量の場合の間の値をとるがほぼ $z = 50 \text{ mm}$ ぐらいから同質量流量の常温ガスと同じような値となる。

Fig. 11 に $z = 30 \text{ mm}$ における気泡頻度 f_B とガスホールドアップ α の半径方向分布を示す。気泡頻度 f_B 、ガスホールドアップ α のいずれも中心軸付近では常温

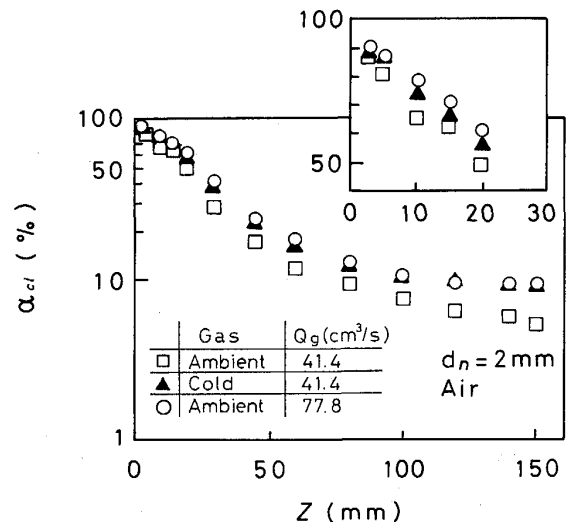


Fig. 10. Axial distributions of gas holdup α_{cl} .

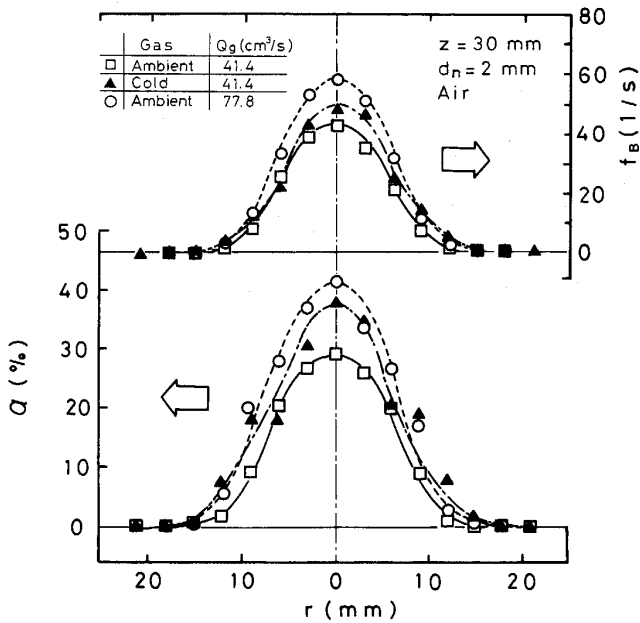


Fig. 11. Radial distributions of bubble frequency f_B and gas holdup α at $z = 30$ mm.

の同体積流量の場合よりも大きく同質量流量の場合よりも小さな値をとるが、半径方向距離が大きくなるに従い、常温吹込みのいずれの場合よりも大きな値をとるようになる。このことから熱伝達が進行している領域では気泡は上方よりも側方へひろがりやすいものと考えられる。この理由については今後検討したい。

Fig. 12 に $z = 80$ mm における気泡頻度 f_B とガスホールドアップ α の半径方向分布を示す。 f_B と α はともに軸位置 $z = 30$ mm の場合と同じような傾向をとる。これはノズル近傍における気泡の膨張過程での側方への広がりの影響が上方に至っても残るためであろう。

Fig. 13 に $z = 30$ mm と $z = 80$ mm における平均気泡上昇速度 \bar{u}_B を示す。 \bar{u}_B はいずれの軸位置においても半径方向への変化は小さく、しかも実施した3条件の間に顕著な差異は見られない。

3.7 ガスホールドアップ α の従来¹²⁾との比較

以上の気泡特性の結果を従来¹²⁾の結果と比較する。 Fig. 14 に中心軸上のガスホールドアップ α_{cl} を修正フルード数の関数 $(z/z_0)^{2n}$ に対して示す。 実線は前に¹²⁾提案した推算式であり、 $\alpha_{cl} \div 50\% \sim 10\%$ の領域に適用できる。 ただし

$$z_0 = 5d_n Fr_m^{0.3} \dots\dots\dots(13)$$

$$n = 0.0338 \log_{10} Fr_m + 0.505 \dots\dots\dots(14)$$

$$Fr_m = \rho_g Q_{g,in}^2 / \rho_w g d_n^5 \dots\dots\dots(15)$$

であり、 ρ_g と ρ_w はそれぞれガスと水の密度である。 なお、修正フルード数の計算にはノズル出口の熱伝達が起

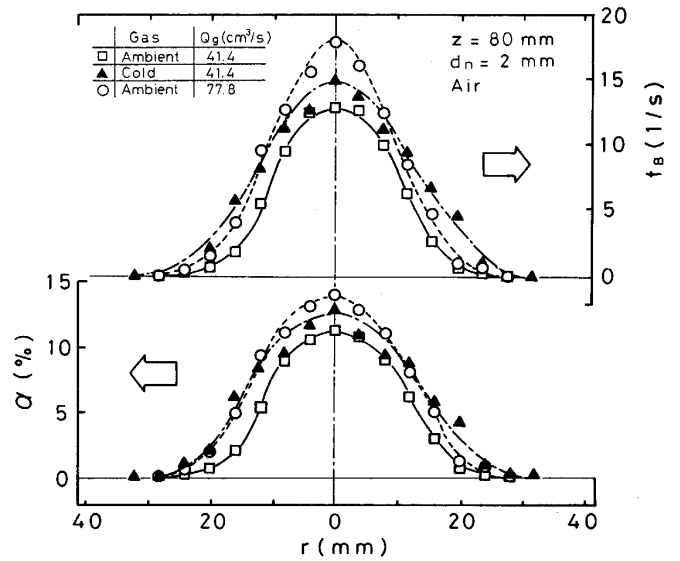


Fig. 12. Radial distributions of bubble frequency f_B and gas holdup α at $z = 80$ mm.

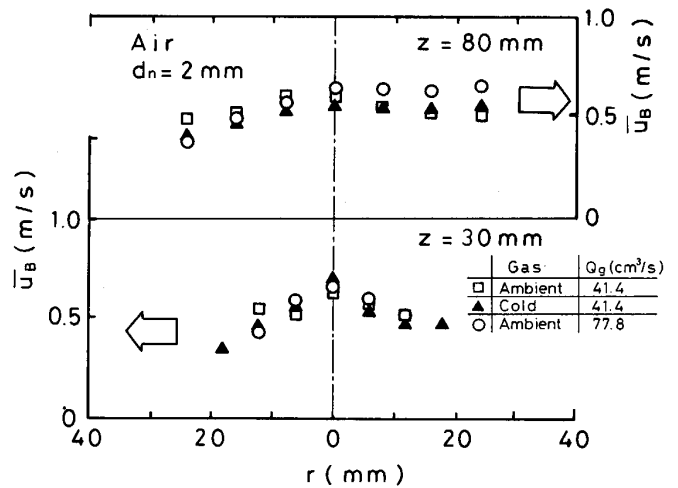


Fig. 13. Radial distributions of mean bubble rising velocity \bar{u}_B at $z = 30$ mm and $z = 80$ mm.

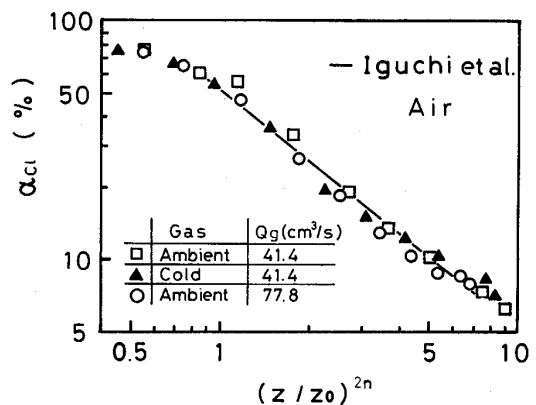


Fig. 14. Comparison between previously obtained data of gas holdup α_{cl} and those of present work.

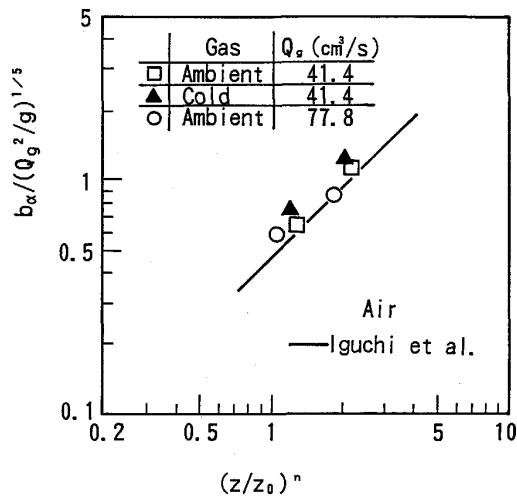


Fig. 15. Comparison between previously obtained data of half-value radius of gas holdup b_α and those of present work.

こっていないとした場合のガスの密度と流量を用いている。このように中心軸上のガスホールドアップ α_{cl} は 50%~10% の領域において、実線で示した推算式を導いたデータのばらつきの範囲内にあることがわかった。

Fig. 15 に半値半幅 b_α を $(Q_g^2/g)^{1/5}$ で除した値と $(z/z_0)^n$ の関係を示す。常温ガス吹込みのデータは従来の推算式によく一致するが、低温ガス吹込みのデータはそれよりもやや大きな値をとることがわかる。すなわち低温で吹き込まれた気泡は熱膨張によって半径方向に広がりやすくなる。

4. 結 言

常温近傍の水に低温ガスを吹き込み、気泡と液の熱伝達率を推定するとともに気泡の形成や気泡特性について調査し、以下のことがらを明らかにした。

1) 気泡と液の熱伝達はノズル直上付近で主に行われている。

2) 気泡と液の総括熱伝達率は今回の実験の条件下では約 $100 \text{ W/m}^2\text{K}$ 程度の値をとる。また、総括熱伝達は、気泡内のガスの熱伝達に律束され、気泡内の時間平均ヌッセルト数は KRONIG らの理論解よりも高い値を示す。そこで平均ヌッセルト数に対し式(12)を提案した。

3) 中心軸上のガスホールドアップ α_{cl} は、低温ガス吹込みの場合、ノズル近傍では常温かつ同体積流量の場合と同質量流量の場合の間の値をとるが、ノズルからの軸方向距離が大きくなるにつれて、同質量流量の常温ガスと同じような値を示す。

4) 熱伝達が進行している領域では気泡は上方よりも側方へひろがりやすい。すなわち気泡頻度 f_B 、ガスホールドアップ α のいずれも中心軸付近では常温の同体積流量の場合よりも大きく同質量流量の場合よりも小さな値をとるが、半径方向距離が大きくなるに従い、常温吹込みのいずれの場合よりも大きな値をとるようになる。

文 献

- 1) 森 一美, 佐野正道: 鉄と鋼, **67** (1981), p. 672
- 2) M. SANO, H. MAKINO, Y. OZAWA and K. MORI: Trans. Iron Steel Inst. Jpn., **26** (1986), p. 298
- 3) 川上正博, 富本 登, 伊藤公允: 鉄と鋼, **68** (1982), p. 774
- 4) S. TANIGUCHI, A. KIKUCHI, H. MATSUZAKI and N. BESSHO: Trans. Iron Steel Inst. Jpn., **28** (1988), p. 262
- 5) S. WHITAKER: AIChE J., **18** (1972), p. 361
- 6) 井口 学, 谷 潤一, 植村知正: 鉄と鋼, **74** (1988), p. 2106
井口 学, 森田善一郎, 植村知正, 谷 潤一: 流れの計測大阪シンポジウム, **5** (1989), p. 162
- 7) M. E. WEBER: Ind. Eng. Chem. Fundam., **14** (1975), p. 365
- 8) R. KRONIG and J. C. BRINK: Appl. Sci. Res. Sect., **A2** (1950), p. 142
- 9) 伝熱工学資料改訂第4版(日本機械学会編)(1986), p. 63
- 10) R. CLIFT, J. R. GRACE and M. E. WEBER: Bubbles, Drops and Particles (1978), p. 46 [Academic Press]
- 11) 土方邦夫, 森 康夫, 川口 滋: 日本機械学会論文集 B, **51** (1985) 461, p. 152
- 12) 井口 学, 川端弘俊, 岩崎敏勝, 野沢健太郎, 森田善一郎: 鉄と鋼, **76** (1990), p. 840