液中燃焼装置の研究*

城塚 正**・酒井 清孝***
持丸 次雄**

早稲田大学理工学部応用化学科 化学工学科**

緒 言

液中燃焼法とは液体を加熱する方法の一つで、燃料をバーナで燃焼させて得られる高温の燃焼ガスを直接液中に噴出させ、細かい気泡とし、気液界面での直接加熱を行なう方法である¹⁾。この方法はこれまでの一般的な液体加熱法にくらべ、燃焼ガスは液温にほぼ等しい温度となつて分離されるために熱効率が非常に高いという特徴を持っており、これまでの報告では最高 90~95% となっている²⁾。また固体の伝熱面を持たないので、伝熱面へのスケール付着とか、伝熱面の腐食などのトラブルがほとんどないことから、腐食性液体の加熱および濃縮に適した加熱法であるといえる。しかしすべての燃焼器で問題とされている火災の安定性については、特に液中燃焼装置ではかなり苛酷な条件下で運転されるため十分な対策を必要とする。そのため液中燃焼の実際の状態を観察し、火災の安定機構を明らかにし、より安定な液中燃焼装置の設計の資料とするべく研究が行なわれている³⁾。

液中燃焼装置においても一つの重要な問題である熱

Fig. 1 Heat transfer mechanism in the submerged combustion equipment

* <Studies on the Submerged Combustion>

Received on January 8, 1970

化学工学協会第2回秋季大会(名古屋, 1968), 化学工学協会北海道大会(札幌, 1968)および化学工学協会第34年会(東京, 1969)にて発表

** Tadashi Shirotzuka and Tsuguo Mochimaru (Dept. of Applied Chemistry, Waseda University, Tokyo)

*** Kiyotaka Sakai (静岡大学 Shizuoka University, Hamamatsu)

の移動は、気液接触界面を通して行なわれるのが特徴であり、この伝熱機構が熱効率を高くする要因となっている。しかし伝熱関係の研究には気液の直接加熱に関するものが少なく、その伝熱機構が解析されていないこともあって、液中燃焼についての研究報告はそのほとんどが利用例およびその実績にとどまっている^{2, 5, 11, 12)}。

液中燃焼装置を加熱、濃縮装置として用いる場合に、その重要な設計資料は伝熱係数である。この伝熱係数については、気液の直接加熱に関する報告が少ないため、一般の熱交換器の場合のように設計に用いることのできるような結果は得られていない。気液間の伝熱について藤田ら⁷⁾は、気泡内に周囲の液体が蒸発するのを防いだ場合について伝熱係数を求めている。しかし液中燃焼装置での気液接触では液の蒸発という物質の移動を伴い、藤田らの結果を用いることはできない。このため、気液間伝熱についてさらに研究し、伝熱係数の形で装置設計に適用できるようにする必要がある。

以上のような観点より、液中燃焼装置内で起こっている諸現象を十分に見きわめ、その機構を把握することによって、これまでのように経験的なものではなく、より合理的な装置設計法を得るための設計資料を求めることを目的としている。

1. 液中燃焼装置における熱移動機構

液中燃焼装置内の熱移動の過程を考えると、Fig. 1のように図示することができる。すなわち、燃焼によって発生した高温燃焼ガスは、吹込管の壁から熱を奪われ、Bubblerに達し、細かい気泡となって気液界面より被加熱液へ熱を伝える。吹込管の壁からの伝熱量を Q_W 、気液界面からの伝熱量を Q_B とすれば、総伝熱量 Q_0 は両者の和となる。

$$Q_0 = Q_W + Q_B \quad (1)$$

ところでここで用いた実験装置ではエアリフト^{1, 8, 9, 4)}を設けてあるので、正しくは Fig. 2 に示すように二相流からエアリフト壁を通して槽内液への熱移動を考えな

Table 1 Heat balance in submerged combustion equipment

Input		Output	
Dry fuel input enthalpy	$PC_{PF}T_P$	Dry combustion gas output enthalpy	$GC_{PG}T_G$
Dry air input enthalpy	$AC_{PA}T_A$	Water vapor evaporated output enthalpy	$V_0C_{PV}T_0 + V_0H_V + V_0C_{PV}(T_V - T_0)$
Feed Input enthalpy	$FC_{PF}T_F$	Heated liquid output enthalpy	$LC_{PL}T_L$
Heat of reaction by combustion	PH_B	Heat loss	Q_L
Water vapor in air input enthalpy	$H_A\{C_{PW}T_0' + H_V + C_{PV}(T_A - T_0')\}$	Water vapor in air and produced by combustion output enthalpy	$(H_A + H_R)\{C_{PW}T_0' + H_V + C_{PV}(T_V - T_0')\}$

where $T_0' = 100^\circ\text{C}$, $T_0 = 88^\circ\text{C}$ and $T_G = t_1$.

くはならない。しかし槽内の液温は、循環が良いためにほとんど全域で沸点に保たれていると考えてよいので、液中燃焼装置内の伝熱の過程は Fig. 1 をもとにしてよいであろう。

ここで装置全体での熱収支を考えると、入熱、出熱は Table 1 のようになる。

これより熱収支式は

$$\begin{aligned}
 & PC_{PF}T_P + AC_{PA}T_A + FC_{PF}T_F + PH_B + H_A\{C_{PW}T_0' \\
 & \quad + H_V + C_{PV}(T_A - T_0')\} \\
 & = GC_{PG}T_G + \{V_0C_{PV}(T_V - T_0) + V_0C_{PF}T_0 + V_0H_V\} \\
 & \quad + LC_{PL}T_L + Q_L + (H_A + H_R)\{C_{PW}T_0' + H_V \\
 & \quad + C_{PV}(T_V - T_0')\} \quad (2)
 \end{aligned}$$

総伝熱量 Q_0 は Eq. (2) を用いて

$$\begin{aligned}
 Q_0 &= PC_{PF}T_P + AC_{PA}T_A + H_A\{C_{PW}T_0' + H_V \\
 & \quad + C_{PV}(T_A - T_0')\} + PH_B - GC_{PG}T_G \\
 & \quad - (H_A + H_R)\{C_{PW}T_0' + H_V + C_{PV}(T_V - T_0')\} \quad (3)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & = \{V_0C_{PV}(T_V - T_0) + V_0C_{PF}T_0 + V_0H_V\} \\
 & \quad + LC_{PL}T_L - FC_{PF}T_F + Q_L \quad (4)
 \end{aligned}$$

Eqs. (3), (4) で実測可能な値は、 $P, A, L, F, T_P, T_A, T_F, T_G, T_V (=T_0), T_L, H_A$ であり、物性値として得られる値は $C_{PF}, C_{PA}, C_{PV}, C_{PG}, C_{PV}, C_{PL} (=C_{PF}), C_{PW}, H_B, H_V$ である。残りの G, V_0 は次のようにして計算で求めることができる。

燃料の燃焼によって生成される水蒸気の質量 H_R は、燃料-酸化剤の組成および量がわかれば計算によって得られるので、この値と燃焼ガスと水蒸気との冷却後の温度 T_S よりその時の飽和水蒸気圧 P_S mmHg とから、気液分離器から逃げる水蒸気の質量 H_S を計算すれば、気液分離器での測定蒸発水蒸気量 V' より、真の蒸発水蒸気量 V_0 は

$$V_0 = V' + H_S - (H_R + H_A) \quad (5)$$

となる。この時気液分離器から逃げる水蒸気の質量 H_S を求めるにはその時の乾燃焼ガス量 G が必要となるが、燃焼によって生成された水蒸気の質量を送入ガス量から差引くことによって求めることができる。

$$G = P + A - H_R \quad (6)$$

このようにして Eqs. (3), (4) から得られた総伝熱量 Q_0 は Eq. (1) で示すように、吹込管の壁からの伝熱量 Q_W

Fig. 2 Heat transfer mechanism in the submerged combustion equipment with air lift jacket

Fig. 3 Temperature measurement section (gas temperature)

と、気泡表面から液体への伝熱量 Q_B とに分けられる。装置内の温度が Fig. 3 に示されるような分布を持つとすると、壁面からの伝熱量 Q_W は

$$Q_W = U_W A_W \Delta T_{mw} \quad (7)$$

から得られる。ただし、 U_W は吹込管壁での総括伝熱係数、 A_W は吹込管壁の伝熱面積、 ΔT_{mw} は燃焼ガス温度と液温度との差の平均値である。

気泡から液体への伝熱量 Q_B は

$$Q_B = U_B A_B \Delta T_{mb} \quad (8)$$

から得られる。ただし、 U_B は気液間の総括伝熱係数、 A_B は気液間の伝熱面積、 ΔT_{mb} は気泡ガス温度と液温度との差の平均値である。Eq. (8) は比表面積 a を用いると

$$Q_B = U_B a V_A \Delta T_{mb} \quad (9)$$

となる。これから総伝熱量 Q_0 は

Fig. 4 Schematic diagram of the experimental apparatus

$$Q_o = U_w A_w 4 T_{m,w} + U_B A_B 4 T_{m,B} \quad (10)$$

となり、 U_w 、 U_B 、 a が設計資料となって総伝熱量 Q_o を推算することが可能となる。

液中燃焼装置における熱効率 η は、燃焼による発生熱量（燃焼熱量）のうち、実際に装置内の液体に伝わった熱量の比と定義すると

$$\eta = \frac{Q_o - Q_L}{P H_B} \quad (11)$$

となる。

2. 実験装置および操作法

1) 実験装置系統図

液中燃焼装置 E1 を含む実験装置の系統図を Fig. 4 に示す。燃料は L.P.G. で 50kg ボンベ 2 本より導かれる。酸化剤としてブローヤから空気を送り、燃料、空気共オリフィス流量計を通った後バーナへ入る。燃焼ガスは吹込管先端から液中に噴出され、気泡となって液中を上昇し、装置本体の上部より冷却器へ送られ、ここで同伴された水蒸気を凝縮し分離する。Fig. 4 の中で①は温度測定箇所、②は圧力測定箇所、③は気液をサンプルして組成を分析する箇所を示している。N₂ ボンベは、バーナでの燃焼状態が悪くなった場合、消焰して未燃燃料が爆発するのを避けるために、バージ用に設けた。分離された水蒸気は T5 でその量を測定する。

2) 装置本体（蒸発器）

装置本体の大きさは 400×400×900mm で厚さ 4mm の鉄板製である。上部のふたは取りはずしができ、内部のエアリフトの高さを変えることができるようにしてある。この上部にはまわりを水冷ジャケットでかこまれた吹込管入口があり、他にそれぞれ 1½" の安全弁（0.5 atm_g で作動）と燃焼ガス出口との接続口がある。気液 2 相流分離直後のガス温度、燃焼室内ガス温度および吹込管出口でのガス温度を熱電対で測定できるように、高さ 14cm の間隔でプローブ挿入口が設けてある。また内

部には直径 20cm のエアリフトの覆いがあり、これも高さ 14cm で区切られており、高さを調節できるようにしてある。装置壁には内部の様子を観察できるように窓を 3 つ設けてある。

3) ヘッドタンク

装置内の水位を一定に保つために、ヘッドタンクを設けた。内部には高さを変えることのできる溢流管がある。

4) 貯蔵タンク

定ヘッドを保つための用水を貯蔵するタンクを設けた。内容積は 0.2m³ である。実験装置に含まれる槽類とはすべて連結されている。

5) パーナ

空気と燃料はカッラステクタイトミキサーにより均一に混合しバーナへ送られる。液中バーナは別に報告した⁹⁾ 実験結果の考察から得た知見を基に作成し、かつ操作した。この液中バーナ本体はイソライト B6 の耐火レンガできている。このバーナは簡単な構造ではあるが、高負荷燃焼が可能であり、しかも短焰である。

6) 吹込管

バーナを取りかこみ、さらに燃焼ガスを液中に導く働きを持つ吹込管はステンレスで作られており、14cm ごとに長さが調節でき、それにより浸漬深さを変えることができる。吹込管の中間には、バーナタイルの先端に位置するところに熱電対挿入口がある。また最下端には燃焼ガスを細かい気泡とするために約 10mm 間隔のスリットを設けてある。

7) エアソフト

吹込管のまわりを覆いでかこみ、この中を気液二相が上昇するようにした。このようなエアリフトを設けることにより気液 2 相流の混合が良くなり、槽内液の循環を良好にする働きもある。

8) 飛沫同伴防止装置

気液接触装置で大きな問題となる飛沫同伴に対してはいろいろの防止法があるが、本装置では蒸発器出口にステンレスのメッシュを設けた。

9) 冷却器

一般のシェルアンドチューブ型の熱交換器であり、チューブ側に冷却水、シェル側に燃焼ガスおよび水蒸気を通してできるだけ圧力損失を小さくした。伝熱面積は約 0.9m² であり、本実験では冷却後のガス温度は約 32°C 程度であった。

10) 気液分離器

水蒸気を含む燃焼ガスを冷却して発生したミストを簡単なサイクロン形式でガスと分離した。

11) ガスサンプラー

燃焼ガスの組成から燃焼状態を知ることができるので、燃焼ガスを採取するために水冷式ステンレス製のガスサンプラーを使用した。このガスサンプラーは試料採取と同時に熱電対を用いて各位置の温度が測定できるように工夫してある。

12) 操作法

液中バーナの点火は、まず拡散炎を作ってから空気を徐々に加えてゆき、逆火させることによって内部のバーナに安定に着火させる。その後燃料 (0.8atmg) および空気 (0.7atmg) の流量を調節して最も安定な燃焼状態とし、約 10 分間燃焼状態が定常化するのを待つ。バーナが定常化したら吹込管を蒸発器頭部の挿入口から静かに水中に沈めて行き、装置本体に固定する。この際バーナが点火しているか消失しているかに十分注意を払う。次に燃焼ガス出口温度を測定することにより、装置本体の定常化を待つ。温度測定は火炎温度、吹込管出口ガス温度を Pt-PtRh 熱電対で行ない、また蒸発器出口ガス温度、気液分離器出口ガス温度、槽内液温度を水銀温度計 (1/1) で行なった。また蒸発水蒸気量を T5 で測定した。気液二相流におけるガスホールドアップおよび気泡径は、写真観察およびガスサンプラーによる気液二相流体の採取により測定した。

3. 実験結果の整理

1) 総伝熱量 Q_0

測定温度より総伝熱量 Q_0 を求める場合には Eq. (1) を用いる。一方測定した蒸発水蒸気量 V_0 より総伝熱量 Q_0 を求める場合には、Eq. (4) を変形した

$$Q_0 = V_0 H_V + V_0 C_{PF} T_0 + LC_{PL} T_L - FC_{PF} T_F + Q_L \quad (12)$$

を用いばよい。ただし本実験では蒸発水蒸気量だけヘッドタンクより水を供給しているので

$$Q_0 = V_0 H_V + V_0 C_{PF} (T_0 - T_F) + Q_L \quad (13)$$

となる。

2) 装置本体よりの熱損失量 Q_L

熱損失量 Q_L は

$$Q_L = hA(T_L - T_a) \quad (14)$$

で求められる。装置本体より外気への熱移動を自然対流とすれば

$$\left. \begin{aligned} A &= 1.44 \text{ [m}^2\text{]} \\ h &= 10 \text{ [kcal/m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}] \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

であるから

$$Q_L = 14.4(T_L - T_a) \quad (16)$$

となる。ただし $T_L \approx 88^\circ\text{C}$, $T_a = \text{室温}$ である。

3) 熱効率 η

熱効率 η は Eq. (11) を用いて計算する。

Fig. 5 Effect of equivalence ratio on thermal efficiency

4) 吹込管の壁を通した伝熱量 Q_W

乾燃焼ガス量 G および燃焼により生成した水蒸気量 H_B のバーナ部分②から吹込管先端⑥までのエンタルピー差より求められる。すなわち

$$Q_W = G(C_{PG1}T_2 - C_{PG6}T_6) + (H_A + H_B)(C_{PV2}T_2 - C_{PV6}T_6) \quad (17)$$

ただし T_6 は理論燃焼温度とし

$$T_2 = \frac{PC_{PF0}T_{F0} + AC_{PA0}T_{A0} + PH_B + H_A\{C_{PW0}T_0' + H_V + C_{PV0}(T_{A0} - T_0')\} - (H_A + H_B)\{C_{PW2}T_0' + H_V - C_{PV2}T_0'\}}{GC_{PG2} + (H_A + H_B)C_{PV2}} \quad (18)$$

より求める。ただし添字 o は Fig. 3 に対応してバーナ部の前の位置を示す。

5) 気液界面を通した伝熱量 Q_B

乾燃焼ガス量 G および燃焼により生成した水蒸気量 H_B の吹込管先端⑥から気液分離直後①までのエンタルピーの差から求め、

$$Q_B = G(C_{PG6}T_6 - C_{PG1}T_1) + (H_A + H_B)(C_{PV6}T_6 - C_{PV1}T_1) \quad (19)$$

となる。

6) 吹込管壁の伝熱面積 A_W

吹込管の半径を $D/2$, 浸漬深さを L とすれば

$$A_W = \pi DL \quad (20)$$

となる。

7) 気液界面の伝熱面積 A_B

エアリフト部の気液二相流の全容積を V_A , 気泡径を $2r_B$, ガスホールドアップを ϕ とすると

$$A_B = \frac{3V_A\phi}{r_B} \quad (21)$$

となり、比表面積 a は

$$a = \frac{3\phi}{r_B} \quad (22)$$

となる。

8) 平均温度差 ΔT_{mW} , ΔT_{mB}

ΔT_{mW} および ΔT_{mB} はそれぞれガス温度と液温度との

Fig. 6 Gas hold up and bubble radius

差の平均値であり、各温度は指数関数になると予想されるので、次のような対数平均値で与えられる。

$$\Delta T_{mW} = \frac{d_1 - d_2}{\ln \frac{d_1}{d_2}} \quad (23)$$

$$\Delta T_{mB} = \frac{d_2 - d_3}{\ln \frac{d_2}{d_3}} \quad (24)$$

ただし、 $d_1 = T_2 - T_L$ 、 $d_2 = T_6 - T_L$ 、 $d_3 = t_1 - T_L$ である。

4. 実験結果および考察

1) 当量比と熱効率

熱効率を求めるには、総伝熱量 Q を T_5 で得られた蒸発水蒸気量から求める場合 (Eqs. (11), (13)) とガス温度変化から求める場合 (Eqs. (11), (17), (18), (19)) の2つの方法が考えられる。前者の熱効率を η_v 、後者の熱効率を η_T とすると、熱効率 η に及ぼす当量比の影響を示したのが Fig. 5 である。ただし当量比は $P/P+A$ の化学量論比における値 $(P/P+A)_{\text{sto}}$ に対する比である。Fig. 5 に示す結果からわかるように、 η_v は η_T よりわずかに小さな値を示しているが、これは燃焼室内のガス温度 T_2 を Eq. (18) に示される理論燃焼温度としているためにやや大きくとりすぎているようである。

Fig. 5 を見ると、当量比が1より小さなところでは当量比による熱効率の変化はすくないが、当量比が1より大きいところでは当量比の増加により熱効率が減少しており、これは Chatterjee らの結果²⁾ と同じ傾向を示している。しかし Chatterjee らの結果は当量比が0.8付近で熱効率が減少しはじめている。

2) 気液二相流のガスホールドアップおよび気泡半径

エアリフト内の気液二相流中にプローブを挿入してその試料を装置内の液温とほぼ同温度の液体中に浸漬している塩ビパイプ中に導くと、気泡と液体とが交互に存在している状態が得られる。そこで全体の長さとして気体だけが占める長さを測定することによりガスホールドアップが求まる。また全体の長さの中に含まれる気泡の個数、気体だけが占める長さ、塩ビパイプの断面積から気泡半径が求まる。

Fig. 6 の結果はこの方法で求めたものであるが、この方法の検討を行なうためにエアリフト内の気液二相流の写真を取り、気泡半径、ガスホールドアップの測定を最初に行なった。

吹込管先端から液中に噴出された気泡が上昇する間に気泡内に水蒸気が蒸発すると同時に気泡温度が低下するために、気泡の大きさおよびガスホールドアップの変化は少ないように予想されるが、実験結果によると Fig. 6 に示すように高さによってわずかに変化していないことがわかる。

また全送入ガス量によって気泡半径およびガスホールドアップ ϕ の変化はほとんどない。これはガス量が多くなるとエアリフトで運ばれる液量が多くなり、したがってエアリフト内の気液二相流の流速が大きくなるためと考えられる。

Eqs. (8), (9) を用いて総括伝熱係数 U_B を求めるためには、気液界面の伝熱面積 A_B あるいは比表面積 a を求めておかなければならない。後でも述べるように、気液の熱交換は気液二相のごく下の部分で完了してしまうので吹込管先端に近い方 (16cm) の実験結果の平均値を採用することにより、気泡半径 r_B およびガスホールドアップ ϕ を

$$r_B = 1.58 \times 10^{-3} \text{ [m]}$$

$$\phi = 3.4 \times 10^{-3} \text{ [-]}$$

とした。この値は、写真観測による測定結果とほぼ一致していた。

3) 完了点

気泡界面を通しての熱移動は次のようにして進行すると考えられる。すなわち、吹込管を通ってきた高温の燃焼ガスは、吹込管先端から細かい気泡となって液中に噴出される。この高温燃焼ガス気泡の界面で液相側に熱が移動し、液が蒸発され、その蒸気がガス温度と等しくなるまで加熱され、同時にガスの温度は低下する。このように、ガス温度と液温度がほぼ等しくなるまで熱の移動が行なわれる。そして熱移動がなくなると気泡は液面に達して液と分離し、槽外へ導かれる。このように熱の移動がなくなる点、すなわちガス温度と液温度がほぼ等しくなる点を完了点と名づける。ただしこの液の沸点は、蒸発が行なわれる系に燃焼ガスと水蒸気とが共存するた

Fig. 7 End point

めに、大気圧と等しくなる時の水蒸気の占める分圧が大気圧より小さくてすむので、液の沸点は100°C (水, 1 atm) より約12°C程度低いといわれている。このように考えると、完了点は Fig. 7 のように示すことができる。

3-1) 完了点の実測 上で述べた完了点の定義より、完了点より上での気液二相流中のガス温度は液温度にはほぼ等しく、高さによってほとんど変化しない。しかし完了点より下での気液二相流中のガス温度は下に行くにつれて急激に上昇していく。このことから本装置を運転中に液面を下げていくと、分離されるガスの温度は液面が完了点を通過すると急激に高くなることが予想され、それぞれの液面でのガス温度を測定することにより、完了点を実測することができる。この完了点の実測結果を示したのが Fig. 8 である。温度を測定したガス中には液飛沫が同伴されているので、得られたガス温度は実際より低くなっているかもしれないが、完了点の位置の誤差はそれほど大きくはないであろう。完了点の浸漬深さは約30cmであり、当量比による変化はほとんど見られない。本実験範囲では、燃料流量は0.90~1.36 kg/hrであり、バーナ容量があまり変化していないのははっきりしたことはいえないが、和田らが報告しているように、完了点の浸漬深さは主としてバーナ容量と比表面積で決まるように思われる。

3-2) 完了点の推算 完了点の推算は Eqs. (7), (9), (17), (19), (23), (24) を用いて簡単に行なえる。すなわち、完了点の浸漬深さ \$L\$ は

$$L = \frac{XY}{U_{ba}SY + U_{w\pi}DX} \ln \frac{T_2 - T_L}{t_1 - T_L} \quad (25)$$

となる。ただし \$S\$ はエアリフト部の断面積、\$D\$ は吹込管径である。また

$$\left. \begin{aligned} X &= G\hat{C}_{PG61} + (H_A + H_R)\hat{C}_{PY61} \\ Y &= G\hat{C}_{PG26} + (H_A + H_R)\hat{C}_{PY26} \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

である。ただし、61は⑥の位置から①の位置までの間、26は②の位置から⑥の位置までの間を意味し、またへはその間の平均値を表す。

3-3) 完了点の意義 以上のようにして完了点がわかれば、液中燃焼装置を設計する際の浸漬深さを決定することができる。これまで液中燃焼装置を設計するに当って、浸漬深さは50~70cm (バーナ容量によって変化する) と考えられていたが、本実験範囲では30cmで

Fig. 8 Experimental results of end point

Fig. 9 Heat transfer coefficient

十分であった。しかし4-3-1でも述べたように、完了点はバーナ容量だけの関数ではなく、比表面積、伝熱係数によっても左右される。このように完了点は装置構造上の因子によって大いに影響を受けることが予想される。そこで装置構造上の因子を十分考慮することによって、4-3-2で得られた完了点の推算式 Eq. (26) を用いて装置設計を行なうことが可能となる。

4) 伝熱係数

吹込管の壁からの熱移動と気泡からの熱移動における総括伝熱係数を求めると Fig. 9 のようになる。横軸には燃料と空気の送入ガス量を取ったが、これは気液二相流の流動状態の支配因子と考えたためである。

壁総括伝熱係数 U_W は送入ガス量によって増加しているが、その変化はあまり大きくない。しかしガス側伝熱係数 h_g にはほとんど等しいと考えられる気泡総括伝熱係数 U_B は送入ガス量によって大きく変化している。これはやはり送入ガス量の増加により気液二相流の混合状態が激しくなり、そのため伝熱係数が大きくなったと考えられる。ただし気泡総括伝熱係数 U_B の推算に当って、 ΔT_{mB} 中の Δ_3/Δ_2 を 0.001 とした。したがって Fig. 9 の結果を用いて完了点を推算する時には $\Delta_3/\Delta_2=0.001$ として計算を行なう。

ところで本装置内での気泡-液体間の熱移動においては、液体の蒸発が起こっており、そのため非常に複雑になるが、小川ら⁷⁾ は蒸気圧のごく低いスピンドル油を用いて蒸発を防ぎながら熱移動のみを行なわせて気泡総括伝熱係数を実験的に求めている。得られた気泡総括伝熱

係数 U_B は 2~500[kcal/m²·hr·°C] の範囲にあり、また大部分の伝熱抵抗は気泡側にあることを報告している。本装置内の気泡-液体間の熱移動のように蒸発が起こっている場合には気泡総括伝熱係数 U_B は小さくなり、一方エアリフト部での気液二相流の混合のため逆に大きくなると予想されるが、本実験結果は小川らの結果の範囲内にある。

結 論

液中燃焼装置の設計法を得るために、その設計資料として、熱効率におよぼす当量比の関係、気液二相流のガスホールドアップおよび気泡半径、伝熱係数を実験的に検討し、さらに重要な設計資料として完了点の実測を行ない、その推算法を得た。

Nomenclature

A	= heat transfer area	[m ²]			[kcal/m ² ·hr·°C]
A	= mass flow rate of dry air	[kg/hr]	U_W	= wall over-all heat transfer coefficient	
a	= specific area	[m ² /m ³]			[kcal/m ² ·hr·°C]
C_p	= specific heat at constant pressure	[kcal/kg·°C]	V_0	= mass flow rate of evaporated water	[kg/hr]
$\bar{C}_p$	= average specific heat at constant pressure	[kcal/kg·°C]	V_A	= volume of air lift section	[m ³]
D	= diameter of down-comer tube	[m]	V_B	= mass flow rate of water evaporated by bubble-liquid heat transfer	[kg/hr]
F	= mass flow rate of feed liquid	[kg/hr]	V_W	= mass flow rate of water evaporated by wall-liquid heat transfer	[kg/hr]
G	= mass flow rate of combustion gas (dry basis)	[kg/hr]	V'	= mass flow rate of evaporated water actually measured	[kg/hr]
H_A	= mass flow rate of water in air	[kg/hr]	X	= function defined in Eq. (26)	[kcal/hr·°C]
H_B	= heat of combustion	[kcal/kg·fuel]	Y	= function defined in Eq. (26)	[kcal/hr·°C]
H_B	= mass flow rate of water produced by combustion	[kg/hr]	ϕ	= gas hold-up	[-]
H_B	= mass flow rate of water fled from separator	[kg/hr]	η	= thermal efficiency	[-]
H_V	= latent heat of evaporation	[kcal/kg]	<Subscripts>		
h	= heat transfer coefficient by natural convection	[kcal/m ² ·hr·°C]	A	= air	
L	= mass flow rate of enriched or heated liquid	[kg/hr]	a	= atmosphere	
L	= depth of submergence	[m]	B	= bubble	
P	= mass flow rate of dry fuel	[kg/hr]	F	= feed	
Q	= heat flow rate	[kcal/hr]	G	= combustion gas	
r_B	= radius of bubble	[m]	L	= enriched or heated liquid	
S	= cross area of air lift section	[m ²]	L	= loss	
T	= temperature	[°C]	o	= over-all	
ΔT_m	= average temperature difference	[°C]	o	= boiling point	
t_1	= gas temperature just after the gas-liquid separation	[°C]	P	= fuel	
U_B	= bubble over-all heat transfer coefficient		T	= thermal	
			V	= water vapor	
			W	= wall	
			W	= water vapor	

Literature cited

- 1) Carpenter, G. A.: *Chem. and Process Eng.*, **42**, Dec. (1958)
- 2) Chatterjee, A. and B. E. Chanda: *Indian Chem. Eng.*, **7**, No. 4, 70 (1965)
- 3) Iimoya, K. and N. Kimura: *Kagaku Kōgaku (Chem. Eng., Japan)*, **18**, 586 (1954)
- 4) Kawamura, O.: *Kemikaru Enginieringu*, **7**, 1 (1963)
- 5) Maezawa, M. and K. Onozuka: *Kagaku Kōgaku (Chem. Eng., Japan)*, **18**, 574 (1956)
- 6) Nevers, N. D.: *A. I. Ch. E. J.*, **13**, 387 (1967)
- 7) Ogawa, N., T. Hayakawa and S. Fujita: Preprint of the 31th Annual Meeting of the Soc. of Chem. Engrs., Japan, p. 270 (1966)
- 8) Ōsono, T.: *Kagaku Kōgaku (Chem. Eng., Japan)*, **24**, 161 (1960)
- 9) Shiotsuka, T., K. Sakai and T. Yoda: Preprint of the 34th Annual Meeting of the Soc. of Chem. Engrs., Japan, PI-7 (1969)
- 10) Shiotsuka, T., K. Sakai and T. Yoda: *Kagaku Kōgaku*, **33**, 625 (1969)
- 11) Udyana, P. G. and T. A. Kolash: *British Chem. Eng.*, **11**, 106 (1966)
- 12) Wada, H. and Y. Teijima: *Kagaku Kōjyō*, **6**, No. 10, 52 (1962)

寄 書

任意の三角ダクト内の層流強制対流における流れと熱伝達*

中 村 肇***・平 岡 節 郎**
山 田 幾 穂**

名古屋工業大学 工業化学科**

近年、熱交換器のコンパクト化などにより、非円形断面管路の使用の増加に伴い、種々の非円管内の流れと熱伝達に対する研究が盛んに行なわれるようになってきた。ここでは任意の三角ダクト内の層流について、発達した流れの摩擦係数、流れ方向に熱流束一定、壁温一定の2つの境界条件に対するヌセルト数、速度助走区間を考慮に入れた入口からの圧力損失を、既報⁶⁾の三角座標系によるラプラスアンの変換近似式を応用して数値計算し、二等辺三角形について、他の研究者の報告と比較した結果、本法が十分な精度で適用できることを確かめたので以下に述べる。

1. 数 値 解 析

ここでは、次のような理想化された仮定、i) 速度場と温度場はともに十分発達、ii) 流体の物性値は一定、iii) 流れ方向の熱伝導は無視、iv) 粘性による熱の発生は無視、v) 自然対流による影響は無視、vi) 放射の影響は無視、を考えると運動とエネルギー方程式は、流れ

方向を x 軸にとると次式で表わされる。

$$\nabla^2 u = \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} = \text{一定} \quad (1)$$

$$\nabla^2 t = \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = \frac{u}{\alpha} \frac{\partial t}{\partial x} \quad (2)$$

三角座標に対する Laplacian の “computational molecule” を前報⁶⁾と同様に次のように置く

$$\nabla^2 \equiv \frac{1}{2s} \nabla^{*2} \equiv \frac{1}{2s} \left(\frac{\cot \alpha}{\cot \beta} \frac{\partial^2}{\partial \gamma^2} + \frac{\cot \beta}{\cot \alpha} \frac{\partial^2}{\partial \gamma^2} \right) + O(h^2) \quad (3)$$

Clark ら⁷⁾のように u^* と θ^* とを

$$u^* = \frac{u}{(-)(S/\mu)(dp/dx)} \quad (4)$$

$$\theta^* = \frac{\theta}{(-)(1/\mu)(S^2/\alpha)(dp/dx)(dt_m/dx)} \quad (5)$$

と置いて、Eq. (1) と Eq. (2) を無次元化し、Eq. (3) から結局次式が導かれる。

$$\nabla^{*2} u_0^* + (2s/S) = 0 \quad (6)$$

$$\nabla^{*2} \theta_0^* + (2s/S) u_0^* = 0 \quad (7)$$

$$\nabla^{*2} \theta_0^* + (2s/S) u_0^* (\theta_0^*/\theta_m^*) = 0 \quad (8)$$

ただし、Eq. (7) は流れ方向に熱流束一定で、かつ周辺上の壁温が一定、Eq. (8) はどちらにも壁温が一定、のそれぞれの境界条件に対する式である。計算は三角形

* <Flow and Heat Transfer of Laminar Forced Convection in Arbitrary Triangular Ducts>
Received on June 26, 1970

化学工学協会第35年会(武蔵工業大学, 1970. 4. 4)および日本伝熱シンポジウム(学士会館, 1970. 5. 21)にて研究発表

** Setsuro Hiraoka and Ikuho Yamada (Nagoya Institute of Technology, Nagoya)

*** Hajime Nakamura (大同工業大学 Daido Institute of Technology, Nagoya)