シェルチューブ形熱交換器における胴側単相流の熱伝達*

(第1報, 局所熱伝達率の実験的検討)

松島 均**, 中山 恒**
大黒 崇弘**, 大沢 康夫***

Shell-Side Single-Phase Flows and Heat Transfer in Shell-and-Tube Heat Exchangers (1st Report, Experimental Study on Local Heat Transfer Coefficients)

by Hitoshi MATSUSHIMA, Wataru NAKAYAMA,
Takahiro DAIKOKU, and Yasuo OSAWA

Based on the flow visualization study and detailed measurements of local heat transfer coefficient, the $Nu-R_e$ correlations are proposed for shell-side heat transfer in segmentally baffled tubular heat exchangers. In the 1st-stage baffle compartment, the Žukauskas correlation for heat transfer from tube bundles works well if local velocity is estimated from the flow model which assumes spread of flow from the inlet through the tube bundle. In the 2nd and subsequent compartments, the flow pattern becomes invariant, and the appropriate correlation is derived.

Key Words: Thermal Engineering Equipment, Shell-and-Tube Heat Exchanger, Shell-Side Heat Transfer Coefficient, Flow Visualization, Heat Transfer from Tube Bundles

1. 結 言

シェルチューブ形熱交換器は工業的に最も広く用いられている熱交換器である。従来これの設計には、各種の場合について経験的に確立された熱通過率が用いられてきた。熱交換器内部の流れと熱伝達の現象を考えると、胴側の現象が特に複雑で、伝熱管の配列法・配列ピッチ、バッフル板の形状と設置間隔、バッフル板の伝熱管孔と伝熱管との間やバッフル板と胴壁との間の間げき寸法といったさまざまな形状パラメータが流れと熱伝達に影響を及ぼす。従来の設計に用いられてきた熱通過率は、このようなパラメータの影響を十分検討したすえに導かれたものではない。

近年、性能計算の精度を向上させるために、胴側熱伝達率を調べる研究が行われている^{(1)~(4)}。しかし、これらの研究はいずれも以下に記す要求に対して十分に応えうるものとは言えない。

すなわち最近、高温の排熱回収用熱交換器あるいは高温ガス炉の熱交換器に用いるための、シェルチュー

ブ形熱交換器の開発が進められている。これらの熱交換器では胴側に高温ガスが流れ、管内の流体と熱交換を行う。設計者が直面する最大の課題は、伝熱管の温度を胴内のどこでも許容値以下に抑えることである。このためには図1に示す手順に従う必要がある。まず(I) 胴側流れのパターンを把握し、これに基づいて(II) 胴側局所の熱伝達率を推定する。これと(III) 管内の熱伝達率とから、(IV) 流体の温度分布と管壁温度の分布を求める。著者らは上記の手順に必要な基礎データを求める研究を進めてきた。本論文では上記の課題のうち(I)と(II)についての研究結果を報告する。胴内で最も厳しい条件にさらされるのは、胴内ガスの温度が高い胴入口付近の伝熱管である。本研究で

図1 熱交換器における管壁温度の推定手順

* 昭和58年11月21日 第922回講演会において講演、原稿受付 昭和58年5月9日。

** 正員、(株)日立製作所機械研究所(〒300 土浦市神立町502)。

*** バブコック日立(株)呉工場(〒737 呉市宝町6-9)。

は胴入口付近の流れと熱伝達を特に詳しく調べた。また従来、伝熱管の振動を引き起こさぬよう胴入口には緩衝板を設けるのが通例であるが、高温ガス用熱交換器の場合に緩衝板を設けることの得失についても検討を行った。

記 号

- d : 伝熱管外径
 h : 胴側熱伝達率
 h_m : 胴側平均熱伝達率
 N_u : ヌセルト数 $= hd/\lambda$
 N_{um} : 平均ヌセルト数 $= h_m d/\lambda$
 Pr : プラントル数
 p : 管配列ピッチ
 q : 熱流束
 Re : レイノルズ数 $= Ud/\nu_\infty$
 Re_L : 局所レイノルズ数 $= U_L d/\nu_\infty$
 T_w : 供試管壁温
 T_∞ : 胴側流体入口温度
 U : 中心部の管列での最小断面積に対する流速
 U_L : 管列ごとの最小断面積に対する流速
 λ : 膜温度に対する熱伝導率
 ν_∞ : 入口空気温度に対する動粘性係数

2. 実験装置および方法

2.1 伝熱実験装置 図2に伝熱実験装置の概略を示す。ノズルより流入した空気は、測定部を経て、送風機から大気中に放出される。測定部は一般的な切欠きバッフル付きのシェルチューブ形熱交換器であり、胴側流体入口部からバッフル数で3段めまでをモデル化したものである。胴の内径は290 mmであり、伝熱管外径は6.4 mmである。バッフル板の間隔は、胴側流体入口部からバッフル段を1段、2段と数えた場合に、1段めで125 mm、2段め以降で100 mmで

図2 伝熱実験装置

ある。伝熱管は全部で366本あり、配列はピッチ比が $p/d=2$ の三角配列である。バッフル板の形状は最も一般的な25%切欠きバッフルである。バッフル板は8本のタイロッド($\phi 8$)により固定されている。測定部の胴はアクリル製であり、伝熱管は薄肉($t 0.1$)のステンレス管である。バッフル板は、耐熱性をもたせかつ伝熱管および胴とバッフル間のシールを完全にするために、耐熱性のゴムをベークライト板により両側からはさんだ構造とした。入口ノズル径は $\phi 90$ である。

熱伝達率の測定には、薄肉のステンレス管を供試管として直接通電加熱させる方法を用いた。供試管は全部で57本であり、管群の片側半分に集中している(図2の断面X-Xの中の黒点)。測定供試管以外(図2の中の白点)の管はステンレス製の非加熱モデル管である。伝熱実験では供試管のうち1本のみを発熱させた。加熱管の発熱量は入力電力から、また壁温 T_w はステンレス管の電気抵抗変化(図2のAB, BC, CD間にて測定)より求めた。熱伝達率は $h=q/(T_w-T_\infty)$ と定義した。伝熱実験は、胴側流体入口部に緩衝板を付ける場合と付けない場合について行った。緩衝板は、幅が入口ノズル径とほぼ等しくゆるい曲率をもったものである。実験の流速範囲は、 $Re=hd/\nu_\infty$ で定義したレイノルズ数範囲で表すと、 $7.8 \times 10^2 \sim 3.1 \times 10^3$ である。

2.2 可視化実験装置 伝熱実験とともに胴内の流れを可視化する実験を行った。図3に実験装置の概略を示す。測定部の形状は伝熱実験装置と同一であり、材質はすべてアクリルである。流体には水を用い、流れの可視化には約0.1 mm径の微小空気泡を多数混入してトレーサとした。浮力の影響で生ずる空気のスリップ速度は中心部の管列で3%以下と推定された。流れの可視化写真は、測定部を2台のスリット光源により両側から照明して撮影した。流れの可視化実験も伝熱実験と同様、緩衝板の有無のそれぞれの場合について行った。また、レイノルズ数が $7.8 \times 10^2 \sim 1.2 \times 10^3$ の範囲で行った。

図3 流れの可視化装置

3. 実験結果および考察

3.1 胴側流体の流れパターンと胴側熱伝達率

図4(a)に流れの可視化写真の一例を示す。バッフル1段めの流れを示しており、図4(b)の左半分に流線のスケッチを示す。流体は断面上方の入口ノズルより入り、管群の間を広がりながら流れ、よどみや渦を生ずる領域は見られない。管群の上方では流動抵抗が小さいパス、すなわち管を直接横切らない斜め方向に沿って比較的大きな流速の流れが生ずる。千鳥配列の管群を横切るような流れの領域(管群の中央部)では流速は比較的遅い。

図4(b)の右半分は伝熱実験より得られた熱伝達率の分布を示す。胴入口部付近では流速が大きいため高い熱伝達率が得られることがわかる。上述した管群内の流速の分布は熱伝達率の分布に反映されている。

バッフル2段めになると、図5に示すように流れと

(a) $Re = 1.2 \times 10^3$

(b) $Re = 1.2 \times 10^3$

図4 バッフル1段めの流れパターンと胴側熱伝達率

熱伝達率の分布は、1段めのそれらに比べて均一になる。この領域への流体の流入・流出はバッフル切欠き部を通して行われる。バッフルの切欠き部においては管軸方面に流体が流れるため、熱伝達率は中央部の値に比べて若干低くなる。

なお、図4, 5は $Re = 1.2 \times 10^3$ の場合であるが、レイノルズ数が増加しても流れパターンや熱伝達率分布の傾向は変わらない。

図6は、バッフル各段ごとに胴側流体の流れ方向に沿って見た、管列中心部の伝熱管の熱伝達率分布を示す。バッフル1段めの熱伝達率(○印)と2段めの熱伝達率(△印)は管列の5列め以降ではほとんど等しくなる。バッフル1段めの入口近くではきわめて高い熱伝達率が測定され、また2段めの入口側切欠き部で

($Re = 1.2 \times 10^3$)

図5 バッフル2段めの流れパターンと胴側熱伝達率

図6 熱伝達率の管列方向による変化

は熱伝達率が低くなっているが、これら入口部の影響は管5列めまでしか及ばない。本研究での管配列ピッチ比は $p/d=2.0$ であるが、一般によく用いられる $p/d=1.25\sim 1.50$ を有する管配置の場合には、入口部の形状の影響はより小さい領域に留められるものと考えられる。

3・2 バッフル1段めにおける熱伝達率 図7に熱交換器内の各位置での伝熱管まわりのヌセルト数のレイノルズ数による変化を示す。ここでレイノルズ数の定義は $Re=Ud/\nu_w$ である。伝熱管 No. 5 は胴側流体入口ノズル部の代表的伝熱管、No. 26 は流れが千鳥配列管群に直交する領域 (管群中央部) の代表的伝熱管、No. 48 は出口側切欠き部の代表的伝熱管である。ヌセルト数は $Nu=hd/\lambda$ で定義する。

図7中の実線は、千鳥配列の管群の乱流熱伝達を与える $\check{Z}$ ukauskas の式である。ここで $\check{Z}$ ukauskas の式は次式で表される⁽⁵⁾。

$$Nu=0.35\left(\frac{\sigma_1}{\sigma_2}\right)^{0.2} Re^{0.6} Pr^{0.36}\left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0.25} \dots\dots\dots(1)$$

ただし、 $\sigma_1/\sigma_2 < 2$

σ_1 =(流れに直角方向の管ピッチ)/ d

σ_2 =(流れの方向の管ピッチ)/ d

直交部 (伝熱管 No. 26) の熱伝達率は $\check{Z}$ ukauskas の式とよく一致しており、この中央部付近の流れが一般的な千鳥配列の管群のものに近いことがわかる。また、各位置での伝熱管のヌセルト数は、レイノルズ数のほぼ0.6乗で変化している。

熱伝達率の式を導くために流れの可視化実験の結果 [図4(a)] を参考にして、入口部よりのノズル流れは、図8に示すように扇形状に広がりながら流れ、斜線で示した端部ではほとんど流れないものと仮定する (実際には入口ノズルは円形なので三次元流れパターンとなるが、図8の二次元モデルで考えてもこれから

述べるように実験値をよくまとめる式を求めることができる)。この仮定の妥当性を図4(b)に示した熱伝達率の分布を参照して検討してみる。まず、図8における水平面内で流速がほぼ一様と仮定すると、流れが下降(OA方向)するに従い流速は減少する。減少割合は最上段の管列における速度を基準とすると、中心部の管列では約40%である。図7で見たように $h \propto U^{0.6}$ の関係にあるから、入口近傍と胴中央とでは熱伝達率の差は60%ほどあることになる。図4(b)の熱伝達率の分布には、垂直方向に上記程度の差が見られる。ノズル流れの広がり角は、入口部から見て流動抵抗が最も少ないと思われる方向で規定されている。ここで、圧損に対する $\check{Z}$ ukauskas の式⁽⁵⁾を用い、流れ方向による流動抵抗の大きさを検討してみる。 $\check{Z}$ ukauskas の式は、

$$\Delta P=0.334 C_f n \rho U^2 / 2 \dots\dots\dots(2)$$

で与えられる。ここで、 ρ は密度、 n は管列数であり、係数 C_f は管配列やピッチ比、レイノルズ数によって変わる。 $Re=2000$ の場合には、入口ノズル流が入口流れに対して平行に流れる場合 (図8のOA方向) に $C_f=1.47$ であり、斜めに流れる場合 (図8のOB方向) に $C_f=0.88$ となる。これらの係数値を用いて式(2)より、図8におけるパスOBとOAに沿うそれぞれの速度を算定してみた。 $Re=2000$ の場合、パスOBに沿う流れの速度のほうが、パスOAに沿う流れに比べて30%程度大きい。これから、熱伝達率は中心部に比べて、図8の扇状部の両端に近い領域で17%程度大きくなることになる。以上の算定も図4(a)における熱伝達率の分布を説明していると考えられる。このように、図8の扇状流れパターンの仮定の妥当性は、熱伝達率の実験値もうらづけている。

ところで、図8の水平面 (例えばAB方向の面) 内

図7 バッフル1段めのヌセルト数

1st. Baffle Compartment

図8 流れの広がりモデル

における速度の偏差は、垂直方向(OA)の速度変化に比べれば小さい。そこで、以下の検討では前者の速度偏差を無視し、扇形の広がりに基づく速度変化のみに注目する。流れ方向とは無関係に、各管列ごとの流れの最小断面積に対する流速を U_L として、これを用いて新たに局所レイノルズ数 Re_L を定義する。

$$Re_L = U_L d / \nu_\infty \quad (3)$$

図9は、バッフル1段めの各伝熱管まわりのヌセルト数を局所レイノルズ数 Re_L で整理し直したものである。このような整理を行うことにより、かなりのばらつきをもって分布していたバッフル1段めの胴側熱伝達率を一つにまとめることができる。各管列の熱伝達率は、前述した $\check{Z}$ ukauskas の式(式(1))と $\pm 20\%$ 以内の精度で一致している。

3.3 バッフル2段め以降の熱伝達率 図10は、バッフル2段めの各位置におけるヌセルト数を局所レイノルズ数 Re_L を用いて整理したものである。バッフル2段めにおいては、流体は管群全域を流れるものとして局所レイノルズ数を算出した。直交部(伝熱管 No. 26)の値は $\check{Z}$ ukauskas の式とよく一致している。一方、切欠き部の値は直交部に比べて低い。そして、出口側の切欠き部(伝熱管 No. 5)のほうが入り側の切欠

き部(伝熱管 No. 48)に比べて値が若干小さい(この傾向は Gay ら⁽⁶⁾のものと一致している)。切欠き部の熱伝達率は次に示す本研究での実験式により $\pm 20\%$ の精度で表される。

$$Nu = 0.295 Re_L^{0.6} Pr^{1/3} \quad (4)$$

なお、切欠き部の熱伝達率を評価する際に直交流に対するレイノルズ数を用いたのは、この領域においても直交流成分がかなり支配的であることを流れの可視化実験により確認したためである。

なお、以上のことはバッフル3段め以降についても適用することができる。

3.4 平均熱伝達率 図11に、各バッフル段における管群平均ヌセルト数とレイノルズ数の関係を示す。また、図中の実線は切欠きバッフル付きのシェルチューブ形熱交換器の管群平均の胴側熱伝達率を与える式として、熱交換器の設計によく用いられる Bell の式⁽⁷⁾を表している。ここで Bell の式は次式で与えられる。

$$h = F_{f_h} J_h (C_p G_c) Pr^{-2/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \left(\frac{\phi \xi}{X} \right) F_g \quad (5)$$

ただし、 F_{f_h} : 管の種類による係数(平滑管では1.0)、 $J_h = 0.35 Re^{-0.39}$ ($Re > 600$)、 G_c : 質量速度、 μ : 粘性係数(主流)、 μ_w : 粘性係数(管壁近傍)、 ϕ : バッフル切欠き部の流れの補正係数、 ξ : 胴と管束のすきま流れの補正係数、 X : 管配列による補正係数、 F_g : バッフルと胴内径およびバッフル管孔と伝熱管とのクリアランスに対する補正係数である。

図11より、バッフル2段めにおける熱伝達率は、Bell の式とかなり良い一致を示している。バッフル1段めの平均値は入り付付近に高い熱伝達率を有する領域があるために、Bell の式による値よりも 30% 程度高めている。

さて、バッフル2段め以降では、平均熱伝達率はほとんど変化しないことが知られている⁽³⁾。したがって、Bell の式はバッフル2段め以降について適用できる。

図9 局所レイノルズ数による整理

図10 バッフル2段めのヌセルト数

図11 管群平均のヌセルト数

図 12 緩衝板ありの際の流れパターンと胴側熱伝達率

3・5 緩衝板の影響 シェルチューブ形熱交換器では、入口部において大きな流速をもった流れが管群に直接当たることを防止するために、胴入口部の管群上部に緩衝板を設ける場合がよくある。緩衝板を設けた場合、バッフル1段めにおける流れパターンと局所熱伝達率の分布を図12に示す。

入口ノズルより流入した流れは、緩衝板により管群の外周方向に偏流させられ、ほとんどが胴の内壁に沿って流れるようになる。このため、管群内部は流れが遅く、緩衝板の後方には大きなよみ域が形成され、熱伝達率の分布も外周部のみが高く、管群内部は低いという著しい不均一を生じている。熱伝達率の最大値は緩衝板のない場合に比べて約10%増加している。

図6では、局所熱伝達率の変化を破線で示してある。バッフル1段めでは緩衝板の有無により局所熱伝達率の分布は大きく異なるが、バッフル2段めでは緩衝板の影響はほとんど見られない。

図7の破線は、バッフル1段めの局所熱伝達率とレイノルズ数 Re の関係を示している。

なお、管群の平均ヌセルト数は図11に示すようにバッフル1段めでも2段めでもBellの式とよく合う。

以上の検討から次のことがわかる。すなわち緩衝板を設けた場合、平均熱伝達率は従来から用いられている式とほぼ一致するが、局所熱伝達率がきわめて高い領域が緩衝板の端と胴壁の間に現れる。この領域の熱伝達率は局所流速に基づくレイノルズ数を用いると式(1)⁽⁵⁾とよく合うことを確かめた。このような高い熱伝達率が存在すると、伝熱管壁の温度が場所により大きく異なることになり、局所過熱、過度の熱応力といった問題が生ずる。したがって、高温用熱交換器では緩衝板を除き、伝熱管の振動防止は別の対策、例えばバッフル間隔を短くするなどの対策を講ずる必要がある。

4. 結 言

以上の検討の結果得られた熱伝達率算出法をまとめて記すと次のようになる。

(1) バッフル1段めでは、図8に示すように入口ノズルの径の端から流動抵抗が最小となる方向に線を引いて扇形の領域を求め、この領域内での局所熱伝達率を式(1)から求める。この際、 Re の代わりに Re_i を用いる。

(2) バッフル2段め以降の局所熱伝達率は、直交部は式(1)を用い (Re_i を使用)、切欠き部は式(4)を用いて求める。

(3) 胴入口に緩衝板を設けたい場合、緩衝板の端と胴壁との間の流速を求め、式(1)を用い最大熱伝達率を求める。熱伝達率が極度に高い場合には緩衝板を設けることは得策でなく、緩衝板を除くか、あるいはこの形状に工夫を施すのが良い。

文 献

- (1) Ambrose, J. W. and Knudsen, J. G., *AIChE J.*, 4(1958), 4.
- (2) Gurushankariah, M. S. and Knudsen, J. G., *Chem. Eng. Prog. Symp. Ser.*, 55-29(1959), 29.
- (3) Machbeth, R. V., *UKAEA Rep.*, AEEW-R898, HTFS RS78(1973).
- (4) Machbeth, R. V. and Lamb, D. N., *UKAEA Rep.*, AEEW-R1387, HTFS RS370(1981).
- (5) Žukauskas, A., *Advances in Heat Transfer*, (1972), 93, Academic Press.
- (6) Gay, B. and Williams, T. A., *Trans. Inst. Chem. Eng.*, 45(1968), 95.
- (7) Bell, K. J., *Pet. Chem. Eng.*, 32 (1960), 26.