

斜め波状壁を用いた再生熱交換器の熱流動特性*

森本 賢一^{*1}, 鈴木 雄二^{*1}, 笠木 伸英^{*2}Heat Transfer and Fluid Flow Characteristics of
Recuperators with Oblique Wavy WallsKenichi MORIMOTO^{*3}, Yuji SUZUKI and Nobuhide KASAGI^{*3}Department of Mechanical Engineering, The University of Tokyo,
7-3-1 Hongo, Bunkyo-ku, Tokyo, 113-8656 Japan

A series of direct numerical simulation in modeled counter-flow heat exchangers with oblique wavy walls is made toward optimal shape design of recuperators. The effects of oblique angles and amplitudes of the wavy walls are systematically examined, and the heat transfer and pressure loss characteristics are investigated. The flow structures are drastically modified due to the counter-rotating streamwise vortices induced by the wavy walls. By using optimal oblique angles and amplitude of the wavy walls, significant heat transfer enhancement is achieved with relatively-small pressure loss penalty. When thermal coupling of hot and cold fluid passages is considered, the averaged Nusselt number can be larger than that for isothermal heated condition. This is due to the dissimilarity between the velocity and thermal fields near the top and bottom walls. It is also found that the secondary flow and the associated thermal fields strongly depend on the Reynolds number.

Key Words : Recuperator, Direct Numerical Simulation, Laminar Flow, Wavy Wall, Heat Transfer Enhancement

1. 序 論

近年、マイクロガスタービンの中核とする小型発電装置が環境低負荷を実現する高効率分散エネルギーシステムとして注目を集めている。種々のサイクル解析を通じて早期実用化のための技術課題が検討され、高性能コンパクト熱交換器の開発の重要性が指摘されている(1)-(3)。

様々なタイプのコンパクト熱交換器(4)のなかで、ガスタービンに用いる再生熱交換器としては、波状に折り曲げた隔壁を重ねることで流路を構成するプライマリー・サーフェス型熱交換器が有望視され、実用化に至っている(5),(6)。しかし、熱交換器内部の熱流動は流線曲率や2次流れにより極めて複雑な様相を呈するため、伝熱・圧力損失特性の向上に寄与する熱と流れの構造に対する基本的な知見は乏しく、再生熱交換器の高性能化・コンパクト化に向けた有効かつ一般性の高い設計指針は得られていない。

本研究では、波状の隔壁を有する対向流型再生熱交換器を対象とし、直接数値シミュレーション(DNS)を用いた数値解析により、流路内の熱流動特性に対する詳細な検討を行った。従来、複雑形状流路内において等温加熱条件や等熱流束条件(7),(8)などの温度境界条件が課されることが多いが、本研究では隣接する流路間の温度連成を考慮した熱流動数値解析を行った。伝熱面形状を表すパラメータとして波状壁の傾き角と振幅に注目し、対向する流れとの温度連成、高温・低温場の流路配置が伝熱・圧力損失特性に及ぼす影響を系統的に調べた。そして伝熱・圧力損失特性向上への寄与が大きい基本構造を把握し、再生熱交換器の形状最適化のための指針を得ることを目的とした。

2. 計算対象

図1に本研究で扱う対向流型熱交換器の基本単位(計算領域)を示す。 x, y, z 方向はそれぞれ流れ方向、鉛直方向、横断方向にとる。波状変形の流れ方向周期を L_x とすると、 x, y, z 方向に $L_x \times 2\delta \times 2\delta$ の正方形断面直管ダクトを基準として上下壁(上壁: $y_{w, top}$, 下壁: $y_{w, bottom}$)を次式で表される斜め波状壁とした。

* 原稿受付 2003 年 12 月 22 日。

*¹ 正員, 東京大学大学院工学系研究科 (〒113-8656 東京都文京区本郷 7-3-1)。*² 正員, フェロー, 東京大学大学院工学系研究科。
E-mail: ysuzuki@thtlab.t.u-tokyo.ac.jp

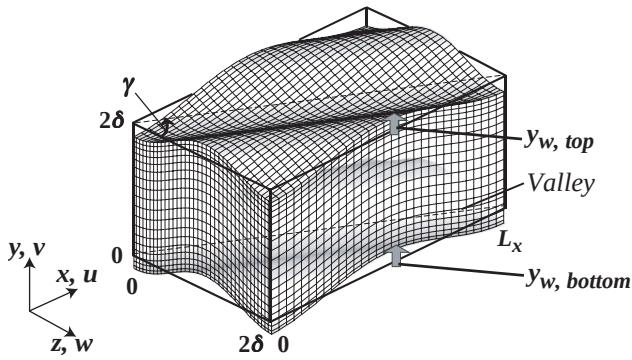


Fig. 1 Surface geometry of the passage with oblique wavy walls and computational grids with a boundary fitted coordinate system (Case 1, 2).

• Case 1, 2

$$y_{w, top} = y_{w, bottom} = -A \cos \frac{2\pi}{L_x} (x - z \tan \gamma). \quad (1)$$

• Case 3, 4

$$\begin{cases} y_{w, top} = -A \cos \frac{2\pi}{L_x} (x - z \tan \gamma) \\ y_{w, bottom} = -A \cos \frac{2\pi}{L_x} (x + z \tan \gamma) \end{cases} \quad (2)$$

ここで、 $\gamma (= \tan^{-1}(L_x / 2\delta))$ は波状変形の z 軸に対する傾き角を表す。Case 1, 2 では上下壁の谷の方向が平行で上下壁が同一形状であり、Case 3, 4 では谷の方向が x 方向に対し逆に傾いた形状である。図 2 に本研究で想定した 4 種類の流路配置を示す。いずれの場合にも、低温、高温側の流路がスタガード配置となっている。各流路は上下の斜め波状壁と左右の平滑な側壁により囲まれ、厚さ無限小の隔壁を通して熱交換が行われる。Case 1, 3 (図 2a, c) の流路配置では、左右の流路が同一であるのに対し、Case 2, 4 (図 2b, d) の流路配置では、左右の流路が側壁に対して面对称となっている。

3. 数値計算手法

本研究では、以下の仮定のもとで解析を行った。

- 1) 流体の物性値一定の非圧縮流れとする。
- 2) 浮力の影響、粘性散逸による発熱は無視する。

高温・低温側各流路の作動流体は空気を仮定し (プラントル数: $Pr = 0.71$)、それぞれ流入バルク温度を一定とした。基礎式には非圧縮ナビエ・ストークス方程式、連続の式、および、エネルギー方程式を用いた。流路形状を精度良く表現するため一般座標系を導入し、速度場と圧力場のカップリングには SMAC 法⁽⁹⁾を用いた。基本変数をコロケート配置し、エネルギー保存性を満足する 2 次精度中心差分⁽¹⁰⁾により離散化を行った。時間進行法は、非線形項に 2 次精度アダムス・バッシュフォース法、粘性項に 2 次精度クラーク・ニコルソン法を用いた。

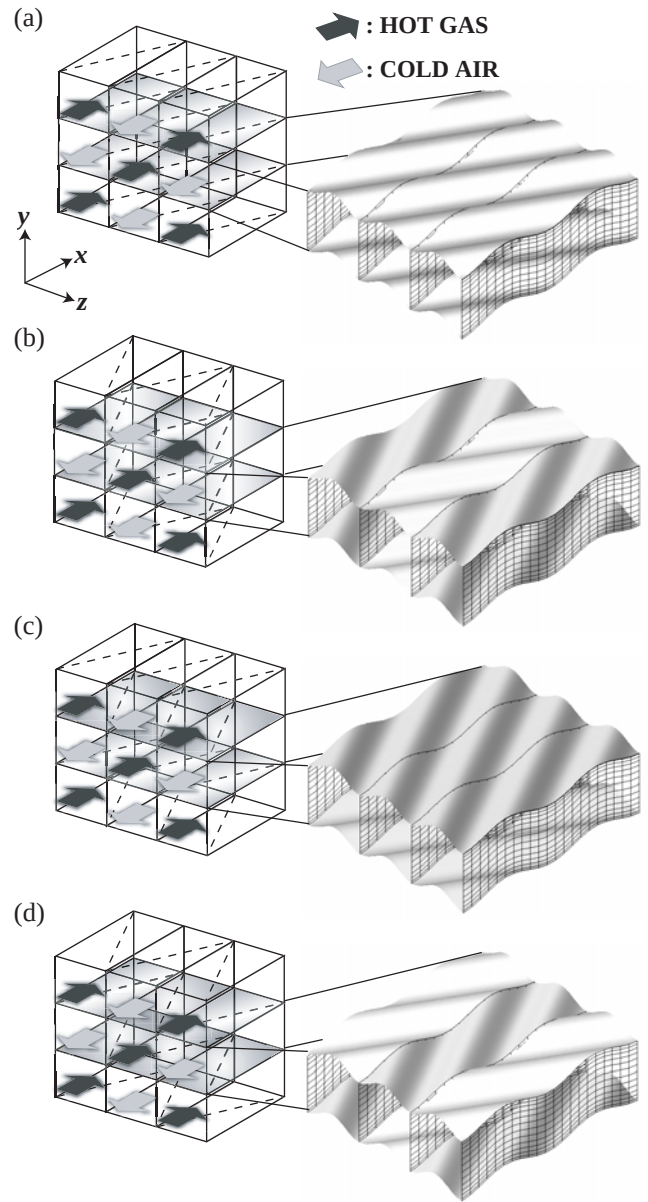


Fig. 2 Configurations of the modeled counter-flow heat exchangers. (a) Case 1, (b) Case 2, (c) Case 3, (d) Case 4.

再生熱交換器として実際に用いられるレイノルズ数域⁽⁶⁾を想定し、本計算では流れ方向バルク平均流速 U_b 、平均ダクト幅 2δ 、および、動粘性係数 ν で定義されるレイノルズ数 Re_δ を $100 \sim 400$ とし、バルク流量一定のもとで計算を行った。壁面上での境界条件として、速度場には粘着条件を課した。温度場には高温・低温場の連成を考慮し、壁面で温度と熱流束の連続条件を課した。壁面上での温度境界条件は、次式のように表される。

$$T_{w, Hot} = T_{w, Cold}, \quad (3)$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{w, Hot} = \left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{w, Cold}. \quad (4)$$

ここで、 n は壁面上での法線方向を表す。また、速度場は、流れ方向に周期境界条件を課し、温度場についても次式で定義される無次元温度 θ が周期境界条件を満

たすものとした。

$$\theta(x, y, z) = \frac{T(x, y, z) - T_{w, m}(x)}{T_b(x) - T_{w, m}(x)}. \quad (5)$$

ここで、周方向平均壁面温度 $T_{w, m}(x)$ 、および、バルク平均温度 $T_b(x)$ は、 x 軸に垂直な断面 A (周囲 Γ) 内の積分平均として次式のように定義される。

$$T_{w, m}(x) = \frac{\int_{\Gamma} T_w ds}{\int_{\Gamma} ds}, \quad (6)$$

$$T_b(x) = \frac{\int_A uT dA}{\int_A u dA}. \quad (7)$$

計算格子は流れ方向に等間隔とし、壁垂直方向には壁近傍で密になるよう $\tanh$ 関数により格子を形成した。格子点数は x, y, z 方向に $32 \times 73 \times 37$ とした。 $64 \times 145 \times 73$ の格子を用いた計算結果との比較から、格子依存性がないことを確認している。本計算コードによる正方形断面直管ダクトにおける圧力損失、ヌセルト数などの計算結果と厳密解(6)との誤差は 0.5% 以内である。定常解を得るため、バルク平均流速 U_b 、および、平均ダクト半幅 δ で無次元化される連続の式の残差の最大値が 1.0×10^{-6} 以下になるまで時間進行を行った。また、同様に無次元化される時間 t に対し、時間刻みは $\Delta t \sim 1.0 \times 10^{-2}$ とした。本計算で用いたレイノルズ数において流れが非定常化することではなく、定常に達するまでに要した時間は $t \sim 40$ であった。

本研究では、伝熱面の幾何学的形状による変化を検討するため、水力学直径 D_h を流路の体積 V と表面積 S_{total} を用いて次式で定義した。

$$D_h = \frac{4V}{S_{total}}. \quad (8)$$

また、これを用いてレイノルズ数 Re 、流れ方向 1 周期あたりのファニングの摩擦因子 f 、平均壁面せん断応力 $\langle \tau_w \rangle$ 、平均熱伝達率 h_m 、平均ヌセルト数 Nu 、および、 j/f 因子を以下のように定義した。

$$Re = \frac{U_b D_h}{\nu}, \quad (9)$$

$$f = \frac{(\Delta p / L_x) D_h}{2\rho U_b^2}, \quad (10)$$

$$\langle \tau_w \rangle = \frac{1}{S_{total}} \frac{2D_h}{U_b} \int_S \frac{\partial u}{\partial n} dS, \quad (11)$$

$$h_m = \frac{q_m}{\Delta T_{lm}} = \frac{1}{S_{total} \Delta T_{lm}} \int_S -\lambda \frac{\partial T}{\partial n} \Big|_w dS, \quad (12)$$

$$Nu = \frac{h_m D_h}{\lambda}, \quad (13)$$

$$\frac{j}{f} = \frac{Nu Pr^{-1/3}}{f Re}. \quad (14)$$

ただし、圧力損失 Δp は、周期流路入口と出口における平均圧力差を表し、対数平均温度差 ΔT_{lm} は次式で表される。

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_b(L_x) - T_b(0)}{\ln\{T_{w, m}(0) - T_b(0)\} - \ln\{T_{w, m}(L_x) - T_b(L_x)\}}. \quad (15)$$

また、流路形状の影響評価には、主に $Re_\delta = 200$ の計算を行った。

4. 結果及び考察

4.1 傾き角の影響 図 3 に、波状壁の振幅を $A = 0.20\delta$ で一定とし、傾き角 γ に対する $f Re$ (圧力損失)、および、 $\langle \tau_w \rangle$ (摩擦抵抗) の変化を示す。縦軸には正方形断面直管ダクトにおける $f Re$ の厳密解に対する比を示す。圧力損失は全ケースに対して正方形ダクトに比べ上昇し、 $\gamma = 45^\circ \sim 50^\circ$ において最大値をとる。一方、摩擦抵抗の変化は異なり、 $\gamma \sim 60^\circ$ のとき最大となる。これは、 γ が小さい場合、剥離領域が拡大し、圧力抵抗が増大することに起因する。

図 4 に、傾き角に対する Nu 数の変化を示す。図中、縦軸には正方形ダクトにおける各条件下での厳密解に対する比を示す。 Nu 数は全ケースにおいて正方形ダクトより増加し、 $\gamma \sim 50^\circ$ において最大となる。最大値は、大きい順から Case 2, Case 1, Case 4, Case 3 である。なお、式 (15) で定義される平均温度差の各温度連成条件による違いは 2% 以内であり、 Nu 数の変化量は、平均熱流束 q_m の変化に支配されている。また、本計算では、伝熱面の波状変形に伴う面積増加分を式 (8) により補正しているため、熱交換器としての実質の伝熱量、圧力損失はさらに上昇する ($\gamma = 50^\circ$ で約 10%, $\gamma = 60^\circ$ で約 3%)。

一方、傾き角に対する j/f 因子の変化は Case 3 を除いて摩擦抵抗の変化と定性的にはほぼ一致し、 $\gamma \sim 60^\circ$ で最大値をとる (図 5)。また、Case 2, 4 では、壁温一定の等温加熱条件に対しても伝熱特性が向上することがわかる。今回計算を行った熱交換器モデルの中では、Case 2、すなわち、上下の波状壁が同位相で変形し、かつ、隣接する流路の波状変形が隔壁に対して面对称の場合、 j/f 因子が最も大きい。以下、Case 2 に焦点を絞って議論する。

4.2 振幅の影響 波状壁の傾き角を $\gamma = 50^\circ, 60^\circ$ で一定とし、振幅 A を変化した場合の $f Re$ 、 $\langle \tau_w \rangle$ 、 Nu 数、および、 j/f 因子の変化の様子を図 6～8 に示す。 $\gamma = 50^\circ$ 、

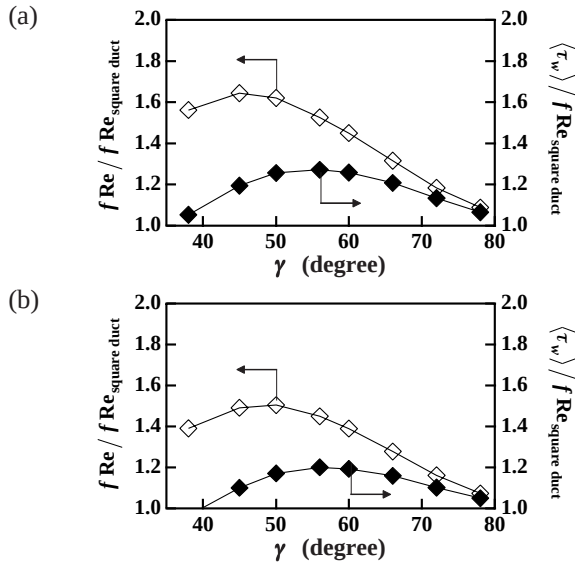


Fig. 3 Pressure loss and friction drag versus the oblique angle. (a) Case 1, 2, (b) Case 3, 4.

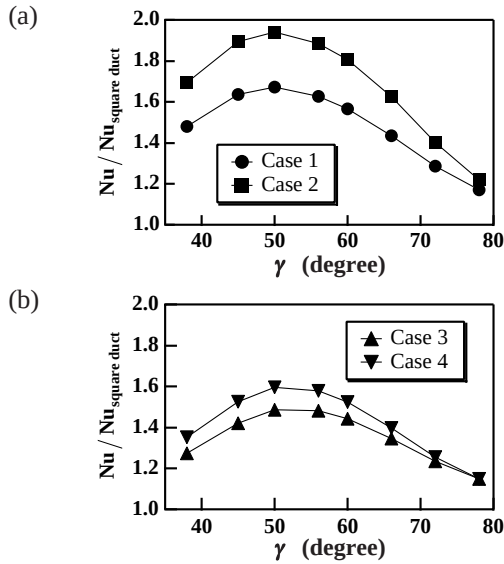


Fig. 4 Averaged Nusselt numbers versus the oblique angle. (a) Case 1, 2, (b) Case 3, 4.

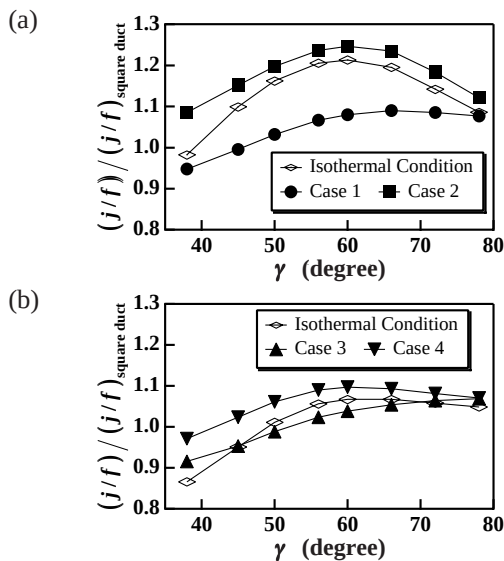


Fig. 5 j/f factor versus the oblique angle. (a) Case 1, 2, (b) Case 3, 4.

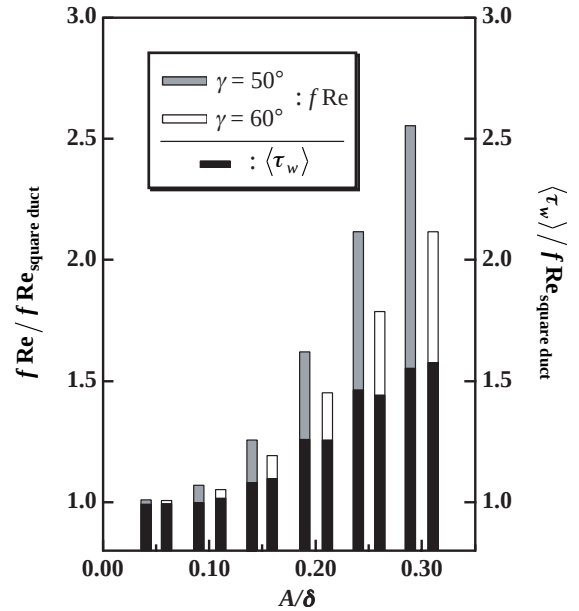


Fig. 6 Effect of wave amplitudes on pressure loss and friction drag at $\gamma = 50^\circ, 60^\circ$.

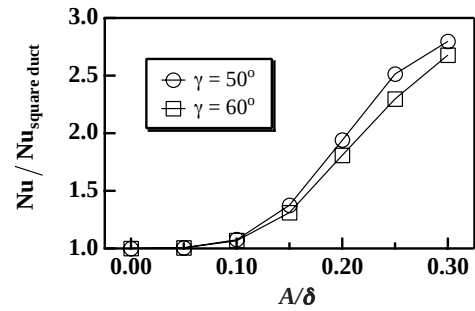


Fig. 7 Effect of wave amplitudes on the average Nusselt number.

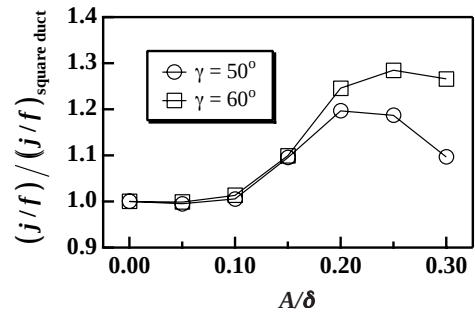


Fig. 8 Effect of wave amplitudes on j/f factor.

60°において $\langle \tau_w \rangle$ の値はほぼ等しいのに対し、 $\gamma = 50^\circ$ では振幅の増加に伴い剥離領域が拡大し(図省略)、 $f Re$ は増大する(図6)。従って、 $\gamma = 50^\circ, 60^\circ$ で伝熱特性を比較すると、 $\gamma = 50^\circ$ では剥離・再付着による伝熱促進効果がより強くなるため、全体としての熱伝達は $\gamma = 60^\circ$ の場合より大きくなると考えられる(図7)。一方、 Nu 数は $\gamma = 50^\circ$ の方が大きいのに対し、 j/f 因子としては圧力抵抗の小さい $\gamma = 60^\circ$ の方が大きな値をとる(図8)。従って、 j/f 因子の最適化という観点からは、剥離を抑制し、圧力損失の増加を抑えることが重要であると言える。どちらの場合でも、 j/f 因子は $A = 0.20 \sim 0.25\delta$ で最大値をとっており、 j/f 因子を最大にする適切な振幅

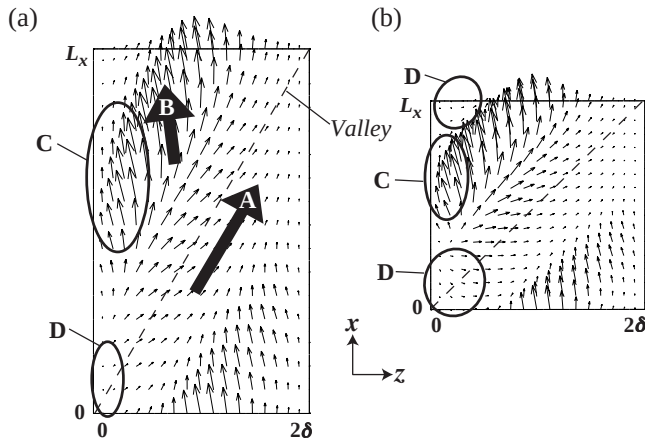


Fig. 9 Wall shear stress vectors on the bottom wall projected onto the x - z plane. (a) $\gamma = 60^\circ$, (b) $\gamma = 45^\circ$.

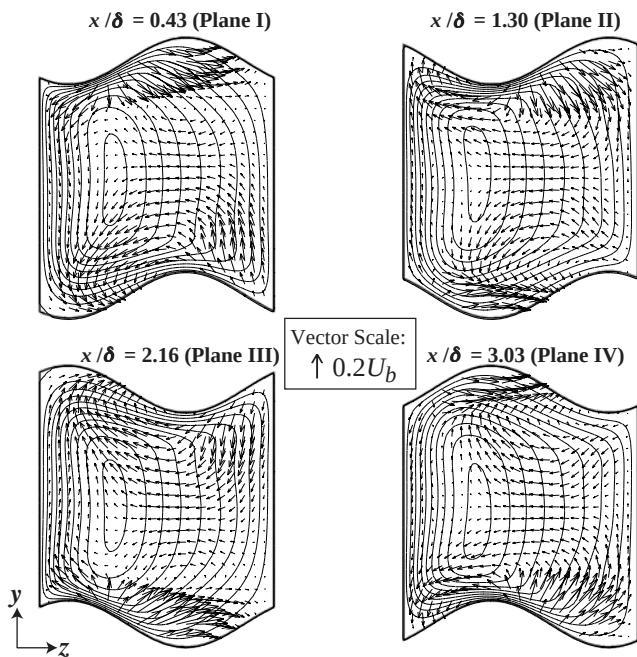


Fig. 10 Velocity vectors and iso-contours of the streamwise velocity in y - z planes for $\gamma = 60^\circ$. The contour increment is $0.2 \times U_b$. Refer to Fig. 11 for the streamwise positions of Plane I - IV.

が存在することがわかる。

以下、上述の平均特性に及ぼす流れ場・温度場の構造を分析し、斜め波状壁による熱交換器性能向上のメカニズムを考察する。

4.3 熱流動構造の変化 図9に下壁面におけるせん断応力ベクトルの x - z 平面への投影図を示す。 x 方向の流れが波状壁により曲げられ、谷の部分で右方向に向う流れが生じている (図中矢印 A)。一方、山の部分では山を越えて下流側の谷に向かう左方向への強い流れが生じる (図中矢印 B)。 $\gamma = 60^\circ$ の場合、左壁近傍の山の部分 (図中領域 C) で流れは壁に沿い、剥離領域 (図中領域 D) が小さいのに対し、 $\gamma = 45^\circ$ では山の部分で流れが剥がれ、大きな剥離が生じていることがわかる。以下、 j/f 因子が最大となる $\gamma = 60^\circ$, $A = 0.20\delta$ における結果を示す。

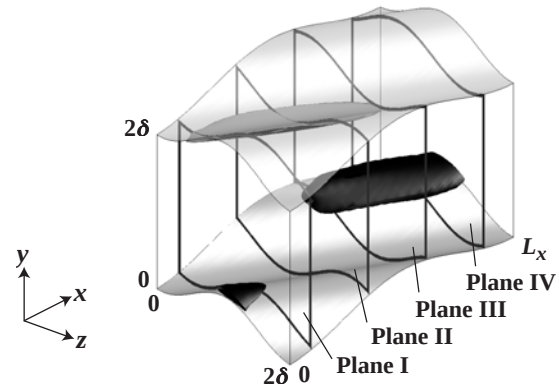


Fig. 11 Isosurfaces of the second invariant of the deformation tensor ($Q < -3.0$) at $\gamma = 60^\circ$: black, streamwise vorticity $\omega_x < 0$; gray, $\omega_x > 0$.

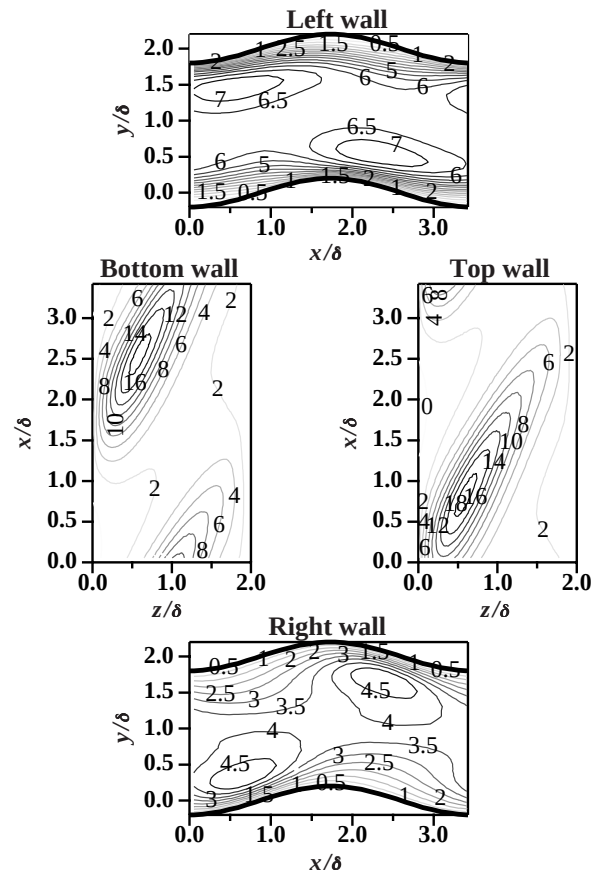


Fig. 12 Distribution of the wall shear stresses.

図10に y - z 断面内の速度ベクトル、および、流れ方向速度の等値線を示す。上下の波状壁に沿う流れが側壁の拘束を受けるため、山を越えて低圧領域 (谷の部分) に向う強い回転運動が誘起され、下壁面には反時計回り、上壁面には時計回りの渦構造が形成される。波状壁により誘起される渦の回転方向が上下壁で逆であることにより、ダクト中央部には左側面に向う流れが生じ、高流速領域が左側面側に偏る。図11に変形速度テンソルの第二不変量 (Q) で抽出される渦構造を示す。流体側から見て上下の波状変形は逆方向であるため、逆回転の渦構造が流れ方向に半周期の位相差で形成されている様子がわかる。2次流れの強度は極めて大きく、渦構造により誘起される y - z 断面内速度の最大値はバル

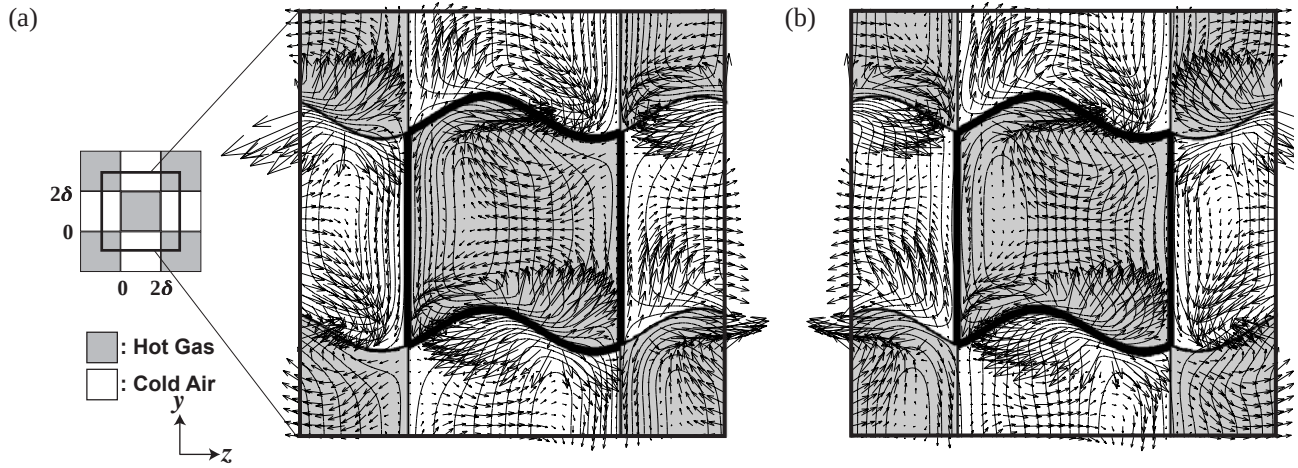


Fig. 13 Velocity vectors and iso-contours of temperature under thermal coupling condition in the y - z plane at $x/\delta = 3.03$ (Plane III) for $\gamma = 60^\circ$. (a) Case 1, (b) Case 2.

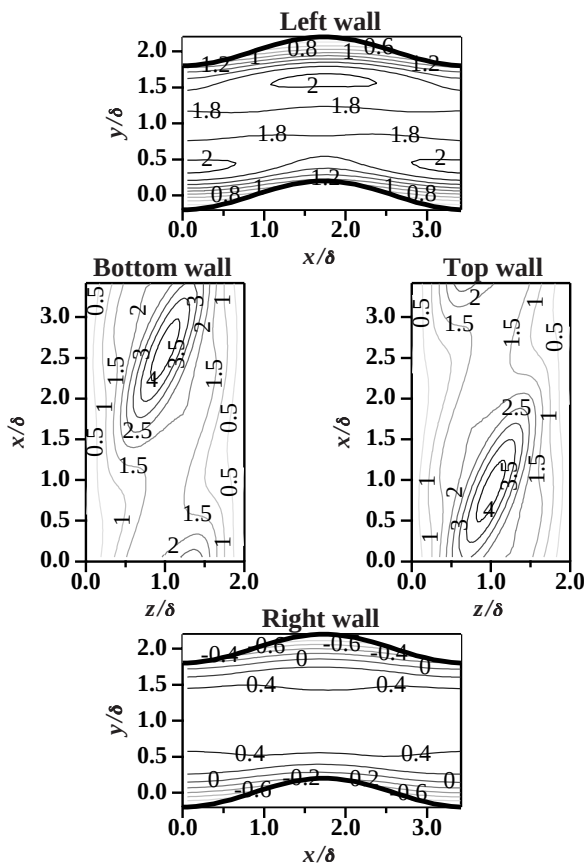


Fig. 14 Distribution of the wall heat flux under coupling condition: Case 1.

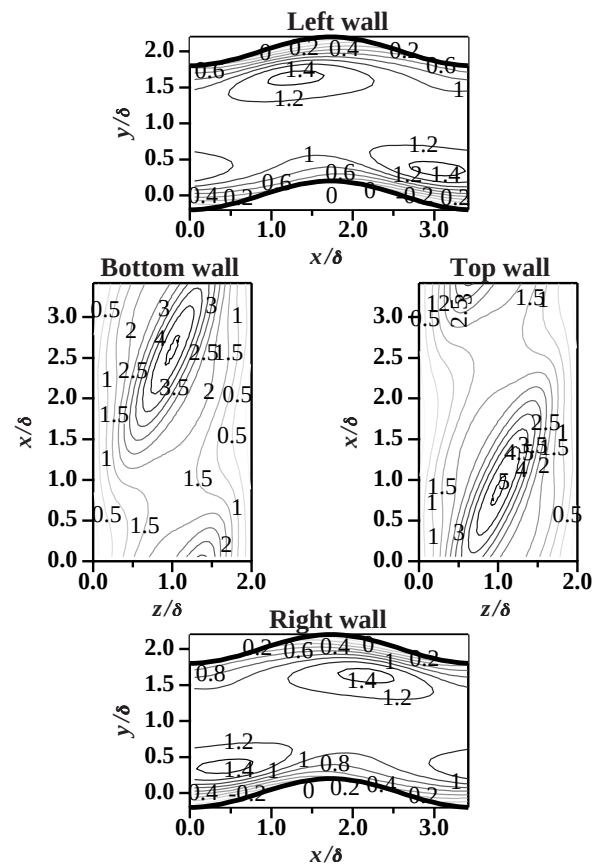


Fig. 15 Distribution of the wall heat flux under coupling condition: Case 2.

ク平均流速の約 20% に達する。

図 12 に各壁面における流れ方向せん断応力の分布を示す。上下壁では山に沿う領域でせん断応力が大きく、左右の側壁では広範囲にわたり比較的均一な分布となることがわかる。また、高速流体がダクト左側に偏るため左右の側面におけるせん断応力の強度は大きく異なり、左壁面の平均せん断応力は右側面に比べ、約 1.7 倍の大きさとなる。図には示さないが、等温加熱条件下での熱流束分布も同様であり、左側面での熱伝達が大きいのにに対し、流速が小さい右側面における熱伝達は極めて小さい。

図 13 に $x/\delta = 3.03$ における y - z 断面内の速度ベクトル、および、温度場の等値線を示す。また、図 14, 15 に図 13 の太枠線内の中央ダクトについて各温度連成条件 (Case 1, 2) に対する壁面熱流束の分布を示す。Case 1 では、伝熱特性の良い側面同士、伝熱特性の悪い側面同士が隔壁を共有するため、中央ダクトの左側面において著しく伝熱特性が向上する (図 14)。一方、Case 2 では左右のダクトの流れ場が面对称であるため、2つの側面では伝熱特性の悪い側、良い側が隔壁を共有し、左右両側面における伝熱特性は等しくなる (図 15)。Case 1 では熱輸送の乏しい低速流体に対し、上、下のダクト

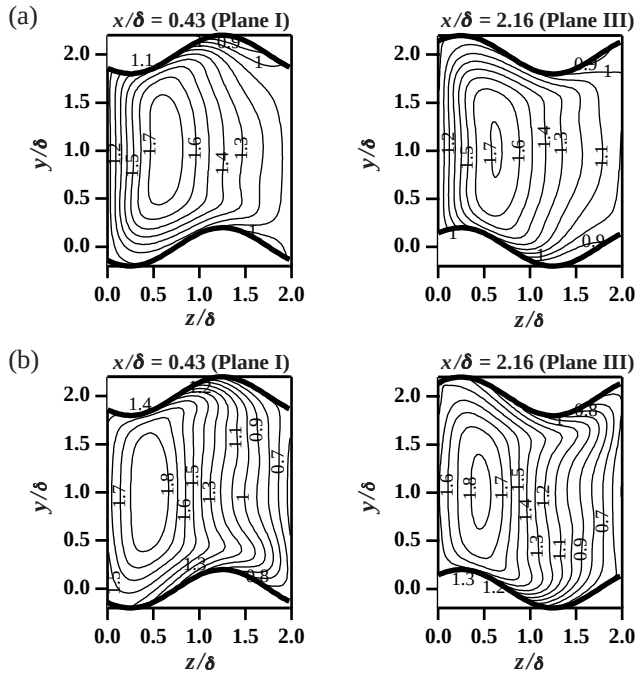


Fig. 16 Iso-contours of temperatures in y-z planes for $\gamma = 60^\circ$. The contour increment is $0.1 \times (T_{in, Hot} - T_{in, Cold})$. (a) Case 1, (b) Case 2. Refer to Fig. 11 for the streamwise positions of Plane I and III.

の高速流体と右側ダクトの低速流体が壁を隔てて対向する流路配置となっており、Case 2 では低速流体の周囲を上、下、右のダクトの高速流体が対向する流路配置となっている (図 13)。

図 16 に $x/\delta = 0.43, 2.16$ における y-z 断面内の連成温度場の等値線を示す。Case 1 では、上述の熱流動場の連成により、右側面近傍で温度勾配が緩くなるのに対し、Case 2 では等温線が波状壁近傍で右側面側に移動し、温度勾配がより急になる。図 10 に示す流れ方向速度の等値線と比較すると、上下の波状壁の山から右側面側にかけて流れ場と温度場の非相似性が顕著であることがわかる。従って、Case 1, 2 において上下壁における連成条件は同一であるが、波状壁の山付近に存在する高壁面熱流束領域の広がりや Case 2 の方が大きく、Case 2 における上下面全体の熱交換量は Case 1 に比べ、約 20% 上昇する (後述、図 19)。すなわち、左右両側面全体での熱交換量は Case 1, 2 でほぼ等しく、上下の波状壁の伝熱特性の向上が Case 2 における総伝熱量の向上へ寄与している。

4.4 Re 数依存性の評価 傾き角を $\gamma = 60^\circ$ 、振幅を $A = 0.20\delta$ に固定し、Re 数による熱流動特性の変化を評価した。図 17 に $Re_\delta = 100, 200, 400$ における $f Re$, $\langle \tau_w \rangle$, Nu 数, および, j/f 因子の変化を示す。また、比較のため、既存のコンパクト再生熱交換器の性能予測例⁽⁶⁾を併せて示す。本熱交換器では、Re 数の増加に伴い Nu 数は $f Re$, $\langle \tau_w \rangle$ を上回る増加を示し、 j/f 因子は増加する。しかし、Nu 数, j/f 因子における、Case 2 の Case 1 に対する優位性は一旦上昇した後、下降に転じることがわ

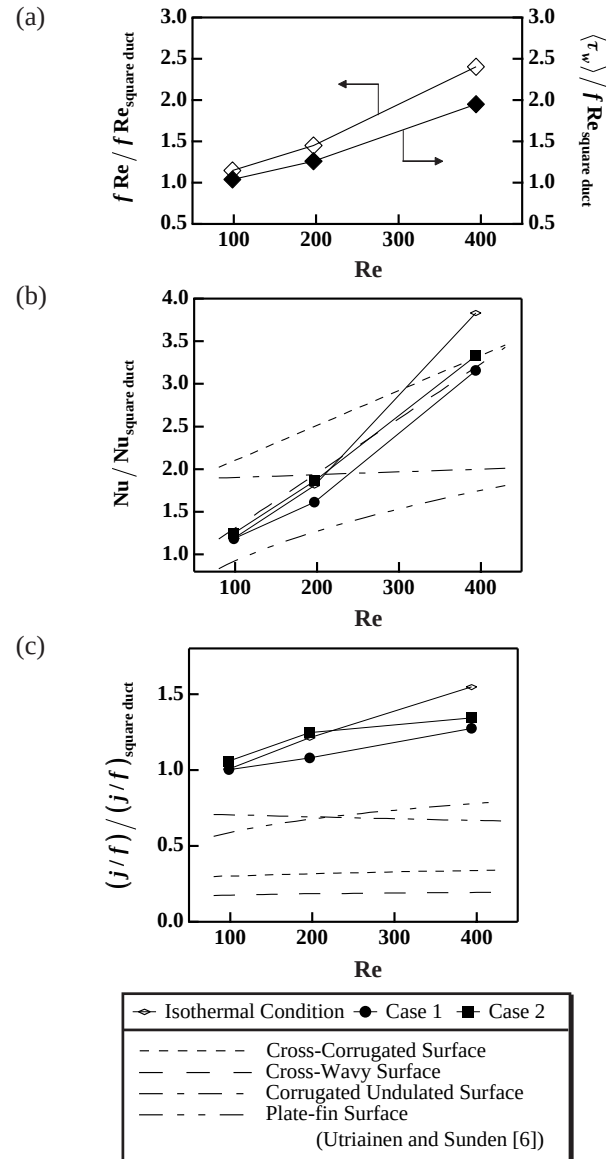


Fig. 17 Effect of Reynolds numbers. (a) pressure loss and friction drag, (b) averaged Nusselt number, (c) j/f factor.

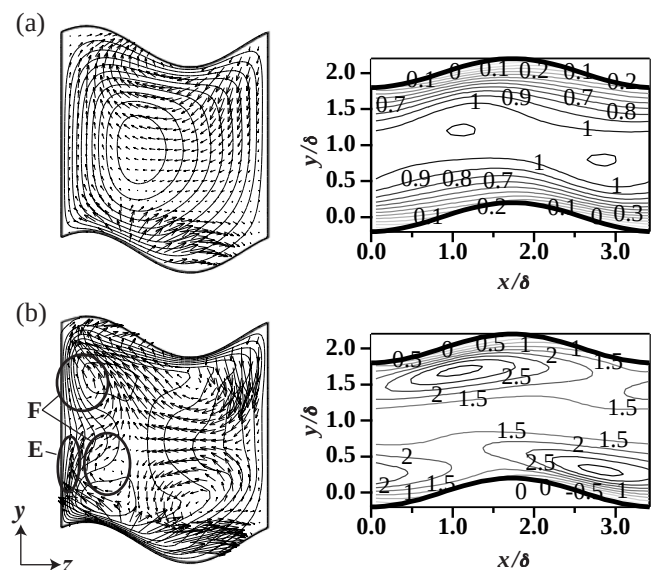


Fig. 18 Velocity vectors in the y-z plane at $x/\delta = 2.16$ (Plane III) and distribution of heat flux on the left wall in Case 2. (a) $Re_\delta = 100$, (b) $Re_\delta = 400$.

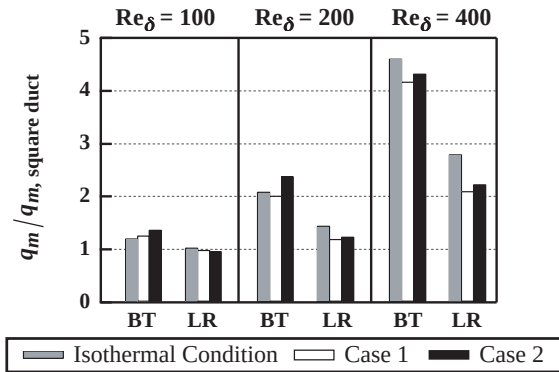


Fig. 19 Effect of Reynolds numbers on the average heat flux of bottom and top walls (BT), and side walls (LR).

かる。また、本熱交換器は、既存の熱交換器に比べ圧力損失の増加が小さく、 j/f 因子が極めて大きい。

図 18 に $Re_\delta = 100, 400$ における y - z 断面内の速度ベクトル、および、左側面上の壁面熱流束の分布 (Case 2) を示す。 $Re_\delta = 200$ の場合 (図 15) と比較すると、 $Re_\delta = 100$ の場合は 2 次流れの強度が弱く、波状壁が熱流動場に及ぼす効果は小さい。一方、 $Re_\delta = 400$ の場合は波状壁の影響が強まり、流れの構造は大きく変化する。左側面と下壁の山が合流する領域 (図 9: 領域 C) で強度の鉛直方向速度が誘起される (図中領域 E)。同時に、上壁においても下壁と半周期の位相差で左側面に沿う強い流れが生じるため、両者が衝突する左側面中央付近 ($y/\delta = 1.0$) でダクト中央に向う流れが強まる。その結果、上下に渦領域が形成され (図中領域 F)、左側面付近に位置する高速流体の分布が上下に二極化する。このとき、各温度境界条件による壁面近傍の温度分布の違いが減少し、 $Re_\delta = 200$ の場合に顕著であった上下壁近傍の熱と流れの非相似性は弱まる (図省略)。

図 19 に各 Re 数における上下壁、左右側壁全体での平均熱流束を、正方形断面直管ダクトに対する比で示す。 $Re_\delta = 100, 200$ では、上下壁における平均熱流束の上昇率が Case 2 において最大であり、等温加熱条件よりも大きい。一方、 $Re_\delta = 400$ では、温度連成効果が弱まり等温加熱条件が最大となる。側壁全体の平均熱流束の上昇率は、 Re 数によらず等温加熱条件が最も高い。また、各壁面の平均熱流束が総伝熱量に占める割合は、 Re 数によらず側壁より上下壁の方が大きく、その差は Re 数の増大に伴い拡大する。従って、上下壁における平均熱流束の上昇率が図 17 (b) に示した各 Re 数における Nu 数の大小関係と対応していることがわかる。

以上より、 $Re_\delta = 200$ では、 $\gamma = 60^\circ$, $A = 0.20\delta$ が最適であるが、 Re 数の変化に伴って流れの構造、伝熱特性も大きく変化することがわかった。熱交換器としての応用を考えた場合、ある程度の Re 数範囲にわたって最適条件を満たすことが望ましく、その観点からは、流路構成のさらなる検討も必要であると考えられる。

5. 結 論

DNS を用いて斜め波状壁を用いた再生熱交換器を模擬した層流熱流動解析を行った。波状壁の傾き角、振幅、および、流路配置が対向流型熱交換器の伝熱・圧力損失特性に及ぼす影響を評価し、以下の知見を得た。

- 1) 傾き角に対し熱流動特性は顕著に変化し、上下の波状壁と左右の側壁により生じる逆回転の渦構造対が流れ場を支配する。剥離が抑制されつつ、強い 2 次流れの伝熱促進効果が現われる $\gamma \sim 60^\circ$ において伝熱・圧力損失特性が最適となる。
- 2) 振幅の増加により、熱伝達が大幅に促進されると同時に剥離領域が増大するため、 j/f 因子を最大にする適切な振幅が存在する。
- 3) 対向する高温・低温流体の流路配置により伝熱特性は有意に変化する。伝熱特性の悪い領域の周囲に伝熱特性の高い流体が隔壁を介して対向する配置により熱と流れの非相似性が増し、等温加熱条件よりもさらに熱伝達が増大する。従って、定量的な性能評価を行うには温度連成を考慮することが必要である。
- 4) 本流路形状における熱流動特性は、レイノルズ数の違いにより大きく変化する。しかし、本熱交換器では圧力損失の増加が抑えられるため、既存のコンパクト再生熱交換器に比べ、 j/f 因子が極めて大きい。

本研究は、独立行政法人科学技術振興機構との間で戦略的基礎研究推進事業の一環として契約された「資源循環・エネルギーミニマム型システム技術」研究領域内の「超小型ガスタービン・高度分散エネルギーシステム」研究の成果である。また、文部科学省科学研究費補助金特別研究員奨励費 (No. 15-11654) の援助を受けた。ここに記して謝意を表する。

文 献

- (1) 笠木・君島, エネルギー・資源, **23**-3 (2002), 183.
- (2) 上地・君島・笠木, 機論, **68**-666, B (2002), 626-635.
- (3) 君島・鹿園・笠木, 第 22 回エネルギー・資源学会研究発表会講演論文集, (2003), 57-62.
- (4) Kays, W. M., and London, A. L., *Compact Heat Exchangers*, 3rd Edition, (1984), McGraw-Hill Inc..
- (5) McDonald, C. F., *Applied Thermal Engineering*, **20**-5 (2000), 471-497.
- (6) Utriainen, E., and Sunden, B., *ASME J. Engineering for Gas Turbines and Power*, **124**-3 (2002), 550-560.
- (7) Shah, R. K., and London, A. L., *Advances in Heat Transfer*, Supplement 1, (1978), Academic Press.
- (8) Kasagi, N., Tomita, Y., and Kuroda, A., *ASME J. Heat Transfer*, **114**-3 (1992), 598-606.
- (9) Amsden, A. A., and Harlow, F. H., *J. Computational Physics*, **6** (1970), 322-325.
- (10) 梶島・他 3 名, 機論, **63**-614, B (1997), 3247-3254.