



Title	振動片挿入による平行平板流路内の伝熱促進
Author(s)	親川, 兼勇; 川門, 義治; 瀬名波, 出; 屋我, 実; 馬淵, 幾夫
Citation	日本機械学会論文集. B編 = Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. B, 62(598): 292-298
Issue Date	1996-06-25
URL	http://hdl.handle.net/20.500.12000/129
Rights	Copyright (c) 1996 日本機械学会

振動片挿入による平行平板流路内の伝熱促進*

親川 兼 勇^{*1}, 川 門 義 治^{*2}, 瀬 名 波 出^{*1}
屋 我 実^{*1}, 馬 淵 幾 夫^{*3}Heat Transfer Enhancement in Parallel Plate Duct
by Oscillating Thin Plate InsertionKenyu OYAKAWA, Yoshiharu KAWAJYO, Izuru SENAHARA,
Minoru YAGA and Ikuo MABUCHI

The characteristics of heat transfer and pressure distributions were measured by varying the clearances against the duct wall and the separations of the two thin plates for various arrangements of the thin plates which were oscillated by a flow in a parallel plate duct, with a view to enhancing the heat transfer along the duct. The maximum and mean Nusselt numbers have a Reynolds number dependence of $Re^{0.8}$, and were 2.3 and 1.6 times those in the fully developed turbulent flow, respectively, for air with Reynolds number ranging from 9 000 to 37 500. A relatively new technique, i. e., full-field infrared imaging, was used to obtain the time and spatial temperature profiles on the wall surface. Contours of the isotherms of the infrared images correspond well to the heat transfer characteristics and flow behavior.

Key Words: Forced Convection, Heat Transfer Enhancement, Internal Flow, Oscillating Plate, Infrared Image, Isotherm

1. 緒 論

平滑管内熱伝達の促進技術には、大別して二つの方法がある。一つは伝熱促進体を管内に挿入する受動形(Passive Method)、ほかに音波の付与、電磁弁の開閉制御などの振動流を利用するなどの能動形(Active Method)に分けられる。受動形の伝熱促進体としては、種々の乱流促進体を用い、強制対流下の流体を乱すことで伝熱面にかく乱を与え、熱伝達率そのものを向上させることができる。その代表的なものが、ねじれテープを挿入する方法であり有効な手段として知られている⁽¹⁾⁽²⁾。また熱的性能比の観点からみると、受動的な方法が優れているといわれているが⁽³⁾、最近熱負荷を積極的にコントロールしようとする試みがあり、伝熱促進の能動的方法も注目されてきた。Fernandezら⁽⁴⁾は平滑管内に小さな振動片を挿入した場合、熱伝達ならびに流動特性に優れた結果が得られることを示した。これは、流れのはく離・再付着⁽⁵⁾、Vortex generatorなど⁽⁶⁾による促進方法と異なり、発達している温

度境界層(速度境界層)を振動片によってかき取ることにより熱伝達率を増大させようとするものである。また振動片は主流を受けて可動させるばかりでなく、能動的に外部動力を用い振幅を変化させることにより積極的に熱負荷をコントロールできると考えられる。ただし Fernandezらの場合は円管内でのものであり、円管径の大きさにより振動片の動きに制限を受ける。しかし平行平板流路内では振動片の形状にあまり制限を受けなく、振動片の適用は容易であると考えられる。また振動片の片端を壁面に十分接近させることができ、境界層のかき取り・再生の効果を大きくさせ、より熱伝達率の増大が図られよう。

本研究は振動片を平行平板流路内に挿入し、主流によって振動させた場合に熱伝達特性および流動損失にどのように影響を与えるかを調べた。単一の場合の振動片の大きさの影響、2枚、3枚と設置した場合の振動片の間隔の影響について検討した。さらに壁面上の温度分布の時空間的変化を赤外線放射映像装置を用いて可視化した。

記 号

C: 振動片と流路壁とのすきま $= (H-h)/2$
 C_D : 圧力係数

* 1994年7月14日九州支部沖繩地方講演会において講演、原稿受付1995年7月24日。

^{*1} 正員、琉球大学工学部(〒903-01 沖縄県西原町字千原1)。

^{*2} 准員、沖縄気象台(〒900 那覇市樋川1-15-15)。

^{*3} 正員、(自宅: 〒464 名古屋市中千種区月ヶ丘2-1-11)。

- f : 抵抗係数 $= \Delta P(2H/x) / \left(\frac{1}{2} \rho U^2 \right)$
 H : 流路高さ
 h : 振動片高さ
 h_x : 流れ方向局所熱伝達率
 h_z : スパン方向局所熱伝達率
 L : 振動片間の距離
 Nu : 平均ヌセルト数 $= \bar{h}_x \cdot 2H/\lambda$
 Nu_{max} : 最大ヌセルト数 $= h_{x,max} \cdot 2H/\lambda$
 ΔP : 圧力損失
 Re : レイノルズ数 $= U \cdot 2H/\nu$
 S : 振動数
 U : 流路内平均速度
 u : 流路中心高さの流れ方向速度
 $\sqrt{u'^2}$: 乱れ強さ
 η : 熱伝達率増加比
 λ : 流体の熱伝導率
 ν : 流体の動粘性係数
 ρ : 流体の密度

2. 実験装置および実験方法

実験装置の概略を図1に示す。作動流体である空気は、流路入口部に取付けられたノズルを経て流路高さ $H=15$ mm, スパン長さ 300 mm で、助走部長さが 435 mm, 振動片取付部 44.5 mm, および測定部の長さが 568 mm の平行平板流路に流入する。振動片は厚さ 0.2 mm のりん青銅製で流路の入口より $X=435$ mm の位置に内径 0.5 mm のヒンジ用のステンレス管にピアノ線をとおして設置した。その片の形状を図2に、寸法を表1に示す。

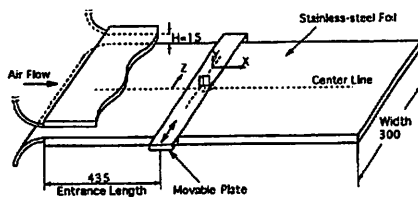


Fig. 1 Apparatus, dimensions and symbols

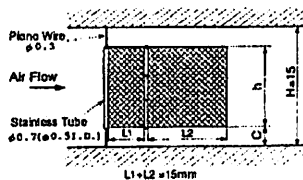


Fig. 2 Schematic diagram of flag

振動片の流動損失は流路の上下面のアルミニウム板に設けられた $\phi 0.5$ mm の静圧孔により流れ方向の圧力こう配より算出した。また、熱伝達率の測定は、流路上下面のペークライト板に厚さ 30 μ m のステンレスはくを接着し、直流電源により通電加熱された熱流束 q 一定の伝熱板で行った。壁面温度測定のために下面のステンレスはく裏面に $\phi 70$ μ m の熱電対が流れ方向とスパン方向に計 77 本はんだ付けされている。振動片はスパン方向に可動自由な板の中央部に設置されていて、板を微動させることによりスパン方向の測定点を増すようにした。なお各測定量の偏差によって生じる熱伝達率の偏差は約 3.4% となった。

Fernandez らは薄い銅の剛板に一つのヒンジをつけた振動片を用いているが、それは通常は流体中で振動しない。本実験では図2に示すように実際の Flag に似た挙動を行うものとして二重ヒンジをもつ Double Hinge Type の振動片を用いた。片高さ $h=10, 12, 13, 14$ mm とし、流路壁面とのすきま C を変化させた。また単一片の場合のほかに 2 枚, 3 枚をスパン方向に間隔を $L=30, 45, 90, 135$ mm と離して設置した。なお振動片による壁面上の温度場の時空間的変化の様子を二次元アレイ形インジウムアンチモン (InSb) の検出器をもつ赤外線放射映像装置 (TVS-8200, Avio) を用い、可視化した。実験は流路内平均速度 $U=5\sim 20$ m/s, 対応するレイノルズ数は $Re=(U \cdot 2H/\nu)=9 \times 10^3 \sim 3.75 \times 10^4$ の範囲である。

Table 1 Height of thin plate

h (mm)	C (mm)
10	2.5
12	1.5
13	1.0
14	0.5

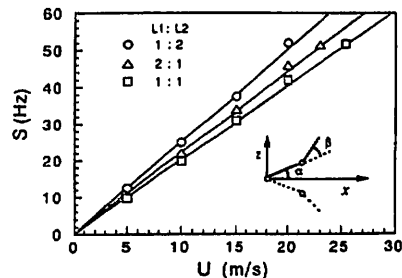


Fig. 3 Relation between frequency and flow velocity

3. 実験結果および考察

3・1 振動の様子 振動片の動きを流路上面からビデオカメラで撮影した。低速の場合の振動数をビデオカメラ、高速は熱線風速計を併用して測定した。振動片の第1ヒンジ部と第2ヒンジ部の長さの比が $L_1:L_2=1:2, 1:1, 2:1$ の3種に対して、流速 U と振動数 S の関係を図3に示す。なおプロットは代表的なもののみを示した。 L_1/L_2 の比によって図3に示す振動の角度を表す α, β が異なり、振動片によって掃気される領域に違いがある。振幅は $L_1/L_2=1/2$ が最も大きく、 $L_1/L_2=1/1, L_1/L_2=2/1$ の順となる。予備実験によれば熱伝達率増大は振幅が大きいにほど増大する結果を得た。振動数 S は流速 U に直線的に比例し、 $L_1/L_2=1/2$ がより振動するようである。本実験では上記のことより $L_1/L_2=1/2$ を用いた。2枚の場合の振動の様子は間隔 L によって変わるが両片の間の流動抵抗が小さくなるように振動片はスパンの同一方向に同時に動く。 $L=45\text{ mm}$ では両片にわずかな位相差があるものの同一方向に動き、 $L=90\text{ mm}$ と十分に離れた場合には両振動片はそれぞれ自由に動く。次に振動片の下流の流れ状態を知るために、流路高さ方向の中央部に、振動片高さに平行に定温度熱線風速計のプローブを置き、スパン方向の速度および乱れ分布の変化を測定した。基本的には熱伝達率は壁面近傍の流れ挙動に支配されるが、ここでは壁近傍に影響を与

るであろう主流の速度・乱れ挙動に注目した。振動片が1枚および2枚設置された場合の時間平均速度および乱れ分布を図4(a), (b)にそれぞれ示す。まず1枚の場合、速度分布は物体後流における場合に対応しており振動片のすぐ下流で最小値をとり、 $Z/H=\pm 1\sim 3$ にかけて $u/U > 1$ となる微小の平均速度増加がみられ、 $Z/H > 3, Z/H < -3$ では振動片の影響がみられない。また下流になるにつれて、中心部の最小値は増大し、スパン方向への影響範囲が広がっていく。一方乱れ強さは片のすぐ下流で中心部がわずかに低いものの $-2 \leq Z/H \leq 2$ 域で極大となる分布を示す。下流になるにつれて中央部の最大値が減少し、スパン方向への影響範囲は広がる。2枚の場合は1枚の場合を間隔 L を離して合成したような分布形をしている。両振動片の中間の乱れは互いの干渉で強められ、下流になるにつれ、また間隔が小さいほどそれは顕著となる。 $L=90\text{ mm}$ となると両振動片は互いに干渉せず、1枚を単独に置いた場合と同一となる。

3・2 壁面圧力分布 単一の振動片と $L=45\text{ mm}$ ($L/H=3$) の2枚の振動片を設置した場合の壁面上の C_p 分布を図5(a), (b)に示す。ここで $C_p=(P_x - P_\infty)/(1/2\rho U^2)$ であり P_x は壁面静圧、 P_∞ は大気圧である。まず1枚の場合、 C_p 分布は片の下流 $X/H=2$ で最小値をもつが、その最小値は増大し、 $X/H=10$ でほぼスパンにわたって一様となる。この最小値は振動片が壁面上の流体をかき取ることにより起こり、下流でもスパン方向への交替的な流れが存在することを示している。また2枚の場合はスパン方向に片の設置位

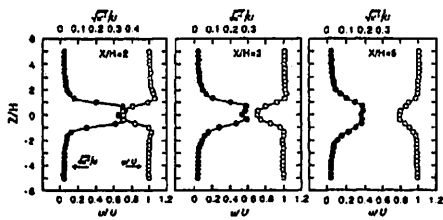
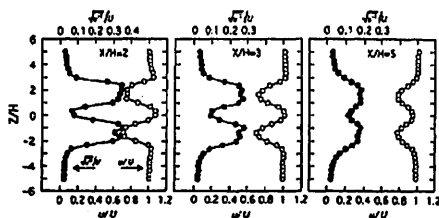
(a) Single thin plate inserted ($h=14\text{ mm}$)(b) Double thin plates inserted ($L=45\text{ mm}$)

Fig. 4 Spanwise distribution of time-mean velocity and turbulent intensity in case of hot-wire set at center of duct height

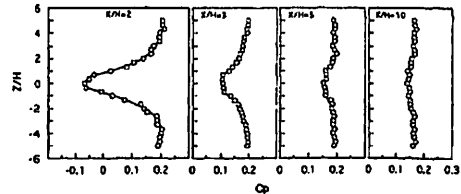
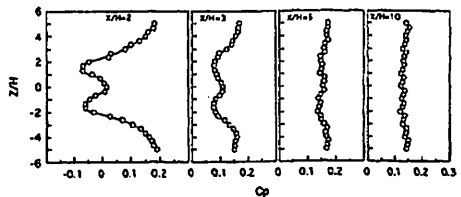
(a) Single thin plate inserted ($h=14\text{ mm}$)(b) Double thin plates inserted ($L=45\text{ mm}$)

Fig. 5 Spanwise distribution of wall pressure downstream from plate

置で二つの最小値をもつ分布となる。分布の間も低い値を示し、両振動片の干渉が大きいことを示している。X/H=3で単一片に比べると最小値は小さく、X/H=10でもC_p値はスパン方向に一様となるものの、単一の場合より小さく、流動抵抗が増したことがわかる。

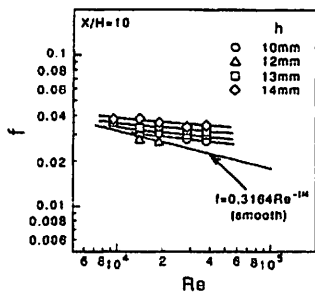
1枚の振動片の高さ、および2枚の間隔Lを変えた場合の流動抵抗fを図6(a)、(b)にそれぞれ示す。いずれの場合も滑面の流動抵抗よりわずかに大きく、単一の場合には、Reの増大につれてわずかながら減少し、2枚の場合にはReによらずほぼ一定の値となる。振動片の高さが大きいほど、抵抗は大きくなるが片と壁の間のすきまの大小の影響は小さいようである。また2枚の場合には間隔がL=45mmの場合にほかより少し大きくなっている。振動片は自由振動しているため形状抵抗はあまり大きくならず、また2枚の場合にも互いに流路を狭めるようには働かず、そのために小さい抵抗係数となる。

3.3 局所熱伝達率 高さhを変化させ、片の端と壁面とのすきまCの熱伝達率に及ぼす影響を図7に示す。振動片の挿入位置直後よりh_xは急増するが、各振動片によってh_xの増加の割合が異なる。すきまCが小さいほど最大熱伝達率h_{xmax}および分布値が増

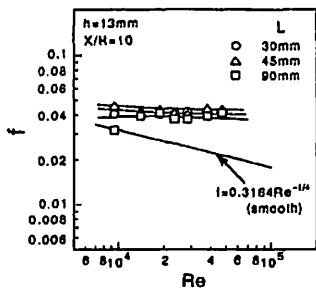
大し、特にh=14mmは下流でも滑面乱流の値より23%増大している。すきまCを小さくさせると、振動片が壁面近傍の境界層の下層部をかき取る効果が大きくなり、温度境界層の除去・更新がくり返されることにより熱伝達率が向上する。流速を変えた場合の例を図8に示す。他の振動片高さの場合も同様であるが、h_xの分布値は流速とともに増大し、分布形状は流速によらず相似分布となる。なお2枚の振動片の場合でも、その位置の下流方向の分布形状は図7および図8と本質的に同じである。

次に振動によってスパン方向の局所値の増大域がどのように広がるかを知るために、スパン方向局所熱伝達率h_xの分布をh=14mm、Re=3.75×10⁴を例にとり、1枚および2枚の場合を図9に示す。図9(a)の1枚の場合、h_xは振動片挿入位置であるスパン中心部の下流X/H=2で最大値をとり、スパン方向に減少する釣鐘形の分布となる。下流になるにつれてZ/H=0でのh_xは減少し、h_xの増大域がスパン方向に広がっていく。これは図4の乱れ強さ、図5のC_pのスパン方向分布の特徴と類似している。またこの広がり様子は3.5節の壁面上温度分布の時空間的変化の可視化からもわかる。

2枚の振動片を挿入した場合のLの大きさによる片と片との干渉の変化を示すため二つの片の間隔を



(a) Single plate of various height



(b) Double plates of various separations

Fig. 6 f-Re diagram

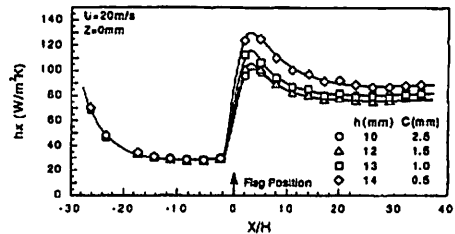


Fig. 7 Effect on heat transfer distribution of clearance between duct wall surface and thin plate

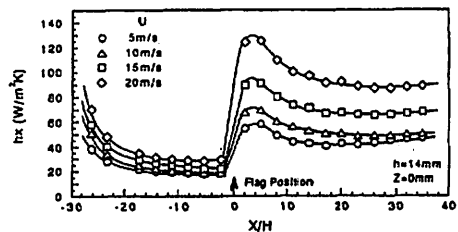


Fig. 8 Change of heat transfer distributions with velocity

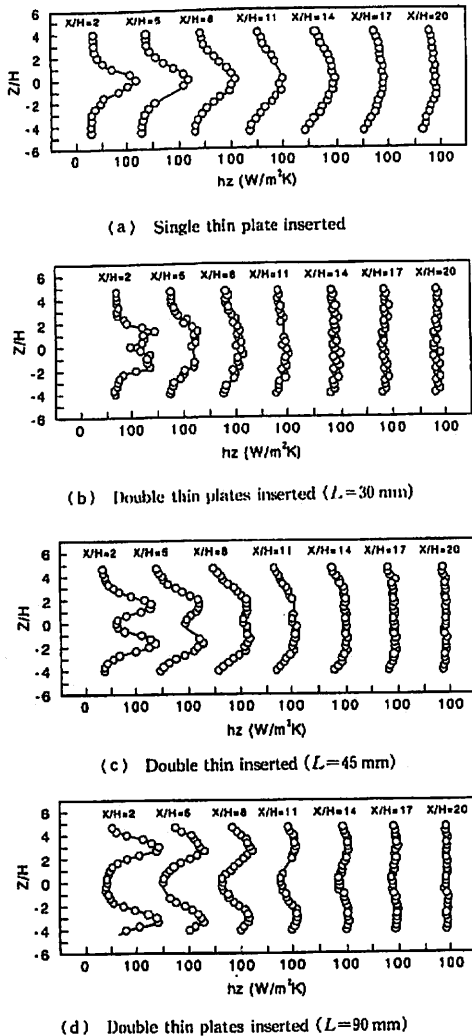


Fig. 9 Spanwise distributions of heat transfer coefficients downstream from plate

$L=30, 45, 90$ mmとした場合の h_z 分布を図9(b)~(d)に示す。各図のスパン方向の局所分布は振動片の下流で最大となり、さらに下流になると1枚と同様にスパン方向に広がった分布となる。 $L=45$ mmでは、振動片挿入位置の下流 $X/H=2$ における h_z の最大値は1枚片に比べ30%以上増大する。また両振動片間においても両片の干渉で h_z が増大し、 $Z/H=0$ の中央域は、間隔 L が短いほど熱伝達率の増大がある。下流の $X/H=5$ では h_z の最大値は減少するものの h_z の増大域が振動片間やスパン方向へと広がっている様子がわかる。 $X/H=11$ では、 h_z の広がりはさらに進みスパン

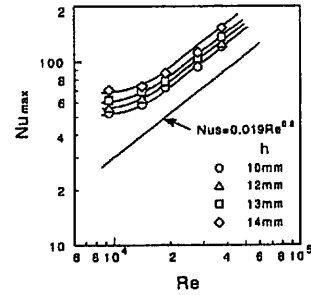


Fig. 10 Effect on maximum Nusselt number of height of single plate

方向のほぼ全域にわたる。十分下流 $X/H=20$ において、1枚の振動片では $Z/H=0$ でわずかに山なりの分布となっているが2枚の振動片の場合にはスパン方向に一樣かつ1枚の最大値よりも高い熱伝達率が得られた。また両片の間における熱伝達率の増大を考えるならば、間隔 L を狭めたほうが両片の干渉の影響をより多く受ける。しかし $X/H=20$ では $L=45$ mm と $L=90$ mm の h_z はほぼ同値であるが、 $L=30$ mm の場合は若干低くなる傾向を示している。これらのことより、最大熱伝達率の増大と下流までの熱伝達率の増大を考えるならば最適間隔は $L=45$ mm ($L/H=3$) となろう。なお3枚の振動片を設置した場合の実験も行った。3枚の両側の振動片による熱伝達への影響は2枚片の場合と同程度であるが、中心の振動片による最大熱伝達率は両側の振動片に比べると低い値となる。これは中心の振動片に両側が対向する動きとなり、あたかも単一振動片と同じような挙動をし、そのために最大値は単一片のみの場合とほぼ同じとなる。

3.4 最大および平均ヌセルト数 振動片による流路内熱伝達率の増大の目安として、最大熱伝達率 h_{zmax} より最大ヌセルト数 $Nu_{max}(=h_{zmax} \cdot 2H/\lambda)$ を求めた。単一片の場合の結果を図10に示す。図10中には比較のために、滑面流路において十分に発達した乱流熱伝達の値 $Nu_s=0.019Re^{0.8}$ を示す。 Nu_{max} はすきま C の減少とともに増大し、滑面に比べて最大で80%以上増大している。また Nu_{max} は $Re^{0.8}$ に依存しており、通常のはく離・再付着による熱伝達の促進機構が $Nu_{max} \propto Re^{0.6-0.7}$ であるのと異なる。すなわち境界層の下層部のかき取りに加えて、振動片両端からの交番的な渦は、縦渦等と同様に散逸エネルギーが小さく十分下流まで持続すると推察される。それゆえに Re の0.8乗に依存しよう。また通常の伝熱促進体がレイノルズ数とともにその熱的性能比を急激に減ずる

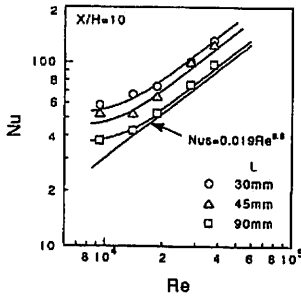


Fig. 11 Relation between averaged Nusselt number and Reynolds number for double plates

のに比べて、この場合には高レイノルズ域においても伝熱促進が図れる可能性が示唆される。

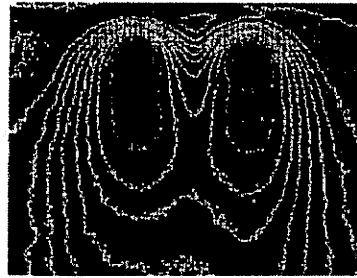
次に振動片の設置による熱伝達率の増大比をスパン方向および流れ方向の局所熱伝達率分布より求めてみよう。振動片どうしの干渉も含めて議論したいために、単一振動片、複数枚を設置したが、配置によってはスパン全面が影響を受けてなく、平均熱伝達率はそれを求める範囲によって違ってくる。最終的にはスパン方向に複数枚を並べることを考え、片の中間位置までを平均する。また流れ方向には片の下流 $X/H=10$ までとした。このようにして求めた平均熱伝達率を $2H$ を代表長さとした平均ヌッセルト数 Nu として、2枚の間隔 L を変えた場合を図 11 に示す。図示されていないが、単一で $h=14$ mm の場合、平均ヌッセルト数は滑面流路の乱流値に比べて 30% の増大であった。なお単一片の場合は 2枚の場合にならない $L/2 \sim L/2$ の範囲とした。この場合の L は便宜的に 2枚の場合の最小間隔 $L=30$ mm をとった。 Nu は L が小さいほど大きな値となる。 $L=30$ mm の場合に滑面流路に比べて 60% の増大となる。これは片の中間領域の熱伝達率が L が狭まるほど高い値を示すことによる。ただし図 9 のスパン方向分布にみられるように十分下流では振動片の間隔が大きい $L=90$ mm のほうが $L=30$ mm より熱伝達率が高い値を示す。これは振動片の振動の影響がスパン方向に広がるために、 L が大きいほどその影響域が大きくなるためである。

この平均熱伝達率を用いて熱的性能比としてポンプ動力一定の条件での熱伝達率の増大比 η を求めてみると 1枚の場合も $\eta \geq 1$ となる。特に $h=14$ mm の場合に $\eta \geq 1.2$ である。また 2枚は 1枚の場合より η は高く、流れに並列に複数枚置くことによって著しい熱伝達の促進が図られると思われる。

3.5 温度場の可視化 振動片が振動することに



(a) Single plate inserted ($U=15$ m/s)



(b) Double plate inserted ($U=15$ m/s)

Fig. 12 Diagrams of isotherms of infrared image

よって、壁面上の温度境界層がかき取られ、熱伝達率が增大する。振動片の動きによって変化する壁面温度の等温度線図を図 12 に示す。流路内の観測が容易でなく、ここでは上壁の加熱板を取り除いており、前述の流れ場・熱伝達特性と直接の比較はできないが、境界層をかき取る現象は上壁の有無によらず基本的には同じと考える。赤外線映像装置は検出器が 320×240 個の素子で構成されており、画像取込み速度 $1/100$ s のリアルタイムでの測定が可能である。図 12(a) は単一片が最大に振れた状態である。加熱された下壁面上の温度境界層がかき取られ、振動片まわりが低温度域となっている。また振動片の動きの方向に低温度域が延びている様子、下流方向およびスパン方向に影響範囲が広がる様子がわかる。これは図 9 の熱伝達率分布のスパン・流れ方向への広がりによく対応している。また図 12(b) は $L=45$ mm の 2枚の振動片を置いた場合である。入口近傍の両片の中央部は高い温度域が入り込んでおり、振動の影響を受けていないが、下流になるにつれてスパン方向に低温度域が広がっており、互いの干渉の様子がよくわかる。 $X/H \geq 5$ の中央部で温度分布はスパン方向に一樣となっている。この域での熱伝達率をこの温度分布より求めると約 $h_2=66$

$W/(m^2 \cdot K)$ となり、熱電対により測定した局所熱伝達率とほぼ一致している。

4. 結 論

流れを受けて振動する振動片が壁面上の流体をかき取り、伝熱面上の速度・温度境界層の除去・更新を繰返すことによって熱伝達率の向上を図る実験を行った。得られた結果は次のとおりである。

(1) 振動片と壁面とのすきま C を減少させることにより壁面熱伝達率を増大させることができる。これは壁面上の温度境界層をより下層部から除去することにより、熱移動効果を高めることによる。

(2) 最大、平均ヌセルト数ともレイノルズ数の 0.8 乗に依存し、はく離・再付着による熱伝達促進機構と異なり、また影響の範囲は十分下流まで持続される。

(3) 振動片挿入による流動損失は極めて小さく、かつ最大熱伝達率の増大は、単一の振動片で滑面流路

に比べて 80% 以上、2 枚の場合には 130% 以上となる。

(4) 2 枚設置した場合に、下流での影響範囲に及ばず最適間隔が存在する。すぐ下流では L が短いほうがよく、十分下流では $L=45$ mm のほうがよいように思われる。

(5) 赤外線映像装置により温度場の時空間的变化として、振動片による流れ・スパン方向への影響および 2 枚の場合の干渉の様子を可視化した。

文 献

- (1) Bergles, A. E., *Handbook of Heat Transfer Applications*, 2nd ed., (1985), chap. 3, 1-80, McGraw-Hill.
- (2) Smithberg, E. and Landis, F., *Trans. ASME, Ser. C*, 86 (1964), 39-49.
- (3) 棚澤一郎, 日本冷凍協会論文集, 5-1 (1988), 1-13.
- (4) Fernandez, J. L. and Poulter R., *Int. J. Heat Mass Trans.*, 30-12 (1987), 2603-2609.
- (5) 堀川兼男・ほか 2 名, 機論, 52-474, B (1986), 860-865.
- (6) 鳥居薫・ほか 2 名, 機論, 60-571, B (1994), 997-1004.