

## 往復流動場における平板上の対流熱伝達

坂口 勝次\*

則本 隆敏\*\*†

南山 龍緒\*

Convective Heat Transfer on the Flat Plate in the Reciprocating Oscillatory Flow

Katsuji SAKAGUCHI\*

Takatoshi NORIMOTO\*\*†

Tatsuo MINAMIYAMA\*

### ABSTRACT

To attempt the heat transfer enhancement, the experimental investigation of convective heat transfer on the flat plate in the reciprocating oscillatory air flow was carried out. The tested plate was installed on the center of the passage in the closed circular pipe with the oscillatory flow. The oscillatory flow such as infrasonic flow was occurred up to the resonance flow by a pump which was composed of a crank and piston mechanism. The velocity of oscillatory flow above the tested plate was estimated by the hot wire anemometer and FFT analyzer. The temperature of oscillatory flow and the surface temperature of the tested plate were measured by thermocouples. The rotating speed of a crank was changed in the range of 20-1200 rpm, the piston strokes were 5 cm and 15 cm, and the heat flux on the tested plate was changed to occur the effect of natural convection. The velocity of oscillatory flow increased significantly in according to the increase of the rotating speed. The empirical formulas for the average heat transfer coefficient on the tested plate in the oscillatory flow with including near the resonance were established as functions of Reynolds number and Grashof number in the all range over the rotating speed.

キーワード：対流熱伝達，振動流，管内流，超低周波流れ，共振，熱伝達率

**Keywords：**Convective heat transfer, Oscillatory flow, Pipe flow, Infrasonic flow, Resonance, Heat transfer coefficient

### 1. 緒言

エネルギーの有効利用の観点から，伝熱促進・制御技術の進展が望まれている。

伝熱促進・制御技術の中でも，能動的方法は，外部からのエネルギー投入の調節によって伝熱促進・制御ができるという特長を有しているので，最近特に注目されている。この方法では，できるだけ少ない投入エネルギーでより効果的な伝熱の促進・制御が望まれる。

能動的伝熱促進・制御法には，電磁場，脈動を含む振動および超音波などの外力を利用したものがある。

流体の振動に関して，内部流・外部流ともに流体を直接強制的に振動させ，流体が振動によって周期運動

する場合の流動および伝熱に関する報告がある[1-9]。この場合，変動周期が比較的長い振動流による熱伝達特性の変動はあるものの，時間平均的には伝熱はほとんど促進されないと考えられている[10]。

一方，密閉管において，振動あるいは音響を用いて，管内流を共振に近づけることによって，熱および物質移動の促進が試みられている[11,12]。これは，共振現象を利用することによって振動流の速度の増大や伝熱面上の境界層の非定常性および境界層内の輸送機構の変化を招き，伝熱が促進されるものと予想される。

しかしながら，このような共振に近づけた振動流では，その流れ場および圧力場が複雑であり，さらにその振動流中に置かれた物体周りの熱および物質移動の

\*機械工学科

\*\*大学院機械工学専攻

†現在 (株)アイメックス

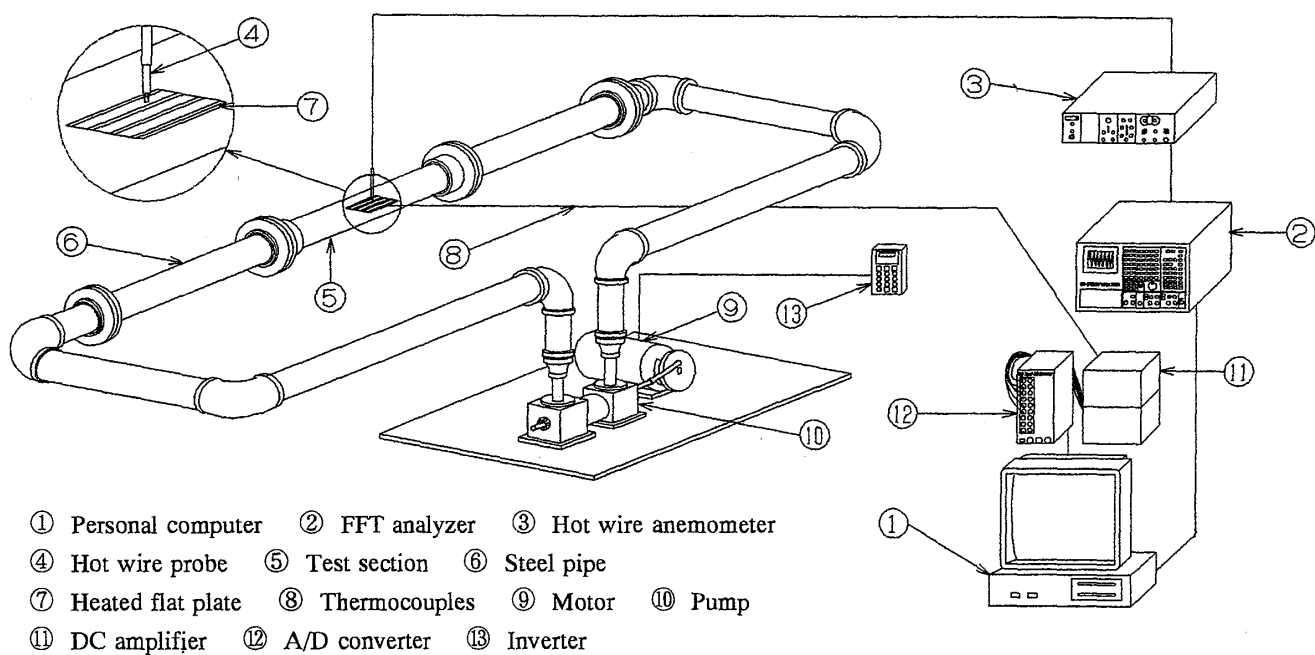


Fig.1 Experimental apparatus.

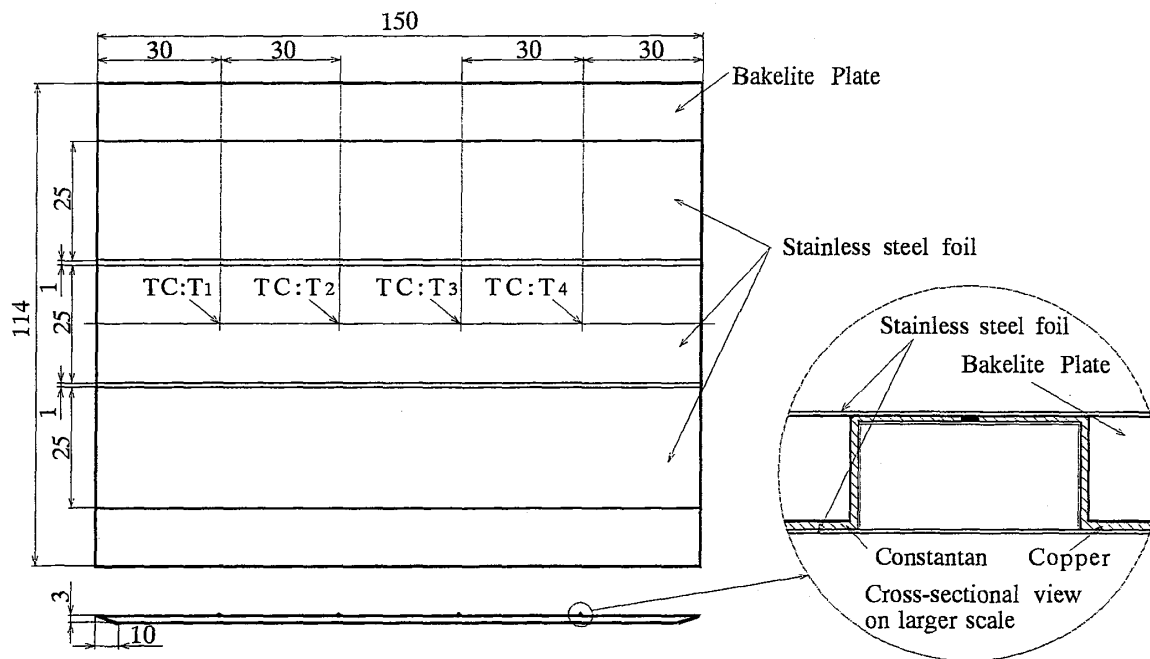


Fig.2 Heated flat plate.

促進の機構は解明されていない。

したがって、本研究では、共振を伴うような往復する振動流を用い、その流れの中に置かれた平板上の熱伝達特性を実験的に明らかにすることを目的とする。

## 2. 実験装置および方法

### 2. 1 実験装置

本実験で使用する装置の概略図を Fig.1 に示す。実験装置は、内径 105 mm の閉管路を形成する炭素鋼管⑥および測定部⑤、往復振動流を発生させるためのピストン式ポンプ⑩および駆動用モータ⑨から構成される。

一般に、管内面における減衰がない場合、閉管路内の空気の 1 次モードにおける固有振動数： $f$  [Hz] は次式で表される。

$$f = 0.5c / L_p \quad \dots \dots \dots (1)$$

ここで、 $c$ ：空気中の音速[m/s]、 $L_p$ ：閉管路の長さ[m]である。

本研究では、閉管路内の空気の固有振動数を超低周波である  $f = 20$  [Hz] と定めた。したがって、上式より、閉管路の長さは  $L_p = 8.5$  [m] である。

測定部⑤は、長さ 940 mm、内径 105 mm、外径 114 mm の透明なポリカーボネート製の円管である。

ポンプ⑩のピストンは超ジュラルミン製であり、コンロッドによって駆動用モータ⑨の回転軸に固定された鋼製のクランク円板と接続され、ピストン-クランク機構を形成している。また、ポンプ本体であるシリンダは黄銅製であり、クランク円板の回転数はインバータ③によって制御される。

### 2. 1 速度計測

Fig.1 に示すように、測定部中央における加熱平板⑦の表面から高さ 25 mm の位置に I 型熱線プローブ④を固定して熱線風速計③（日本カノマックス㈱製）と FFT アナライザ②（岩崎通信機㈱製、SM-2701）を用いて速度データを採取した。ここで、速度データは FFT アナライザにより 20 kHz のフィルタリングを施している。

### 2. 2 温度計測および熱伝達

Fig.2 に示すように、加熱平板は長さ 150 mm、幅 114 mm のベークライト製であり、両端において流れの剥離が生じないように先端を約  $15^\circ$  にシャープカットし、測定部中央の流路中心に水平に設置した。また、平板の表面には厚さ  $20 \mu\text{m}$  のステンレス箔を 3 枚平行に巻き付けて貼り付け、平板裏面で直列に結線

して通電し、平板を等熱流束で交流加熱した。ここで、中央列のステンレス箔の熱流束分布をできるだけ均一にするため、ほかの 2 枚のステンレス箔は補助ヒータの役割を果たしている。

加熱平板の内部には、Fig.2 のように素線径 0.1 mm の T 型熱電対が平板中心の流れ方向に 30 mm 間隔で 4 点 ( $T_1 \sim T_4$ ) 埋め込まれており、加熱平板の表面温度を測定した。また、測定部中央から平板の両エッジ方向にそれぞれ 200 mm、平板表面から高さ 50 mm の位置に T 型熱電対を 2 点 ( $T_5$ ,  $T_6$ ) 設置し、往復振動流の温度を測定した。

本実験における温度測定において、Fig.1 のように熱電対の熱起電力を直流増幅器⑪により 500 倍に増幅し、A/D コンバータ⑫（㈱エルメック製、EC-2390B）およびパーソナルコンピュータ⑬によって 15 秒毎に合計 6 点の温度を同時測定した。

本研究では、直接加熱法による等熱流束を加熱平板表面に発生させているので、加熱平板上の局所熱伝達率： $h_x$  [ $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ] は、次のように表される。

$$h_x = q_w / (T_i - T_o) \quad \dots \dots \dots (2)$$

ここで、 $q_w$ ：ステンレス箔の発熱量に基づく熱流束 [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]、 $T_i$ ：加熱平板の局所表面温度[K] ( $i = 1 \sim 4$ )、 $T_o$ ：測定部の振動流温度[K] ( $T_5$  と  $T_6$  の平均値) である。ステンレス箔の発熱量は、通電時のステンレス箔に印加される電流値および電圧値から求めた。

また、式(2)より局所ヌセルト数： $N_{ux}$  は次式で表される。

$$N_{ux} = h_x \cdot X / \lambda \quad \dots \dots \dots (3)$$

ここで、 $X$ ：加熱平板の両端から各測定点までの距離[m]、 $\lambda$ ：空気の熱伝導率 [ $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ ] である。

### 2. 3 実験条件

実験条件として、ピストンの振幅を 5 cm および 15 cm の 2 種類、クランク回転数を 20 ～ 1200 rpm の範囲で変化させ、振動流は超低周波の流れとした。ただし、振幅 15 cm の場合の回転数は、本実験装置の制約から 1000 rpm 以下とした。

また、加熱平板上の自然対流による影響を明らかにするため、加熱平板表面における熱流束条件を 3 段階に変化させた。

実験中はクランク回転数およびステンレス箔の発熱量を一定に保ち、定常状態における温度の時間平均値を測定した。ここで、本実験では、密閉管内に加熱平板を設置していることから、実験条件によっては、測

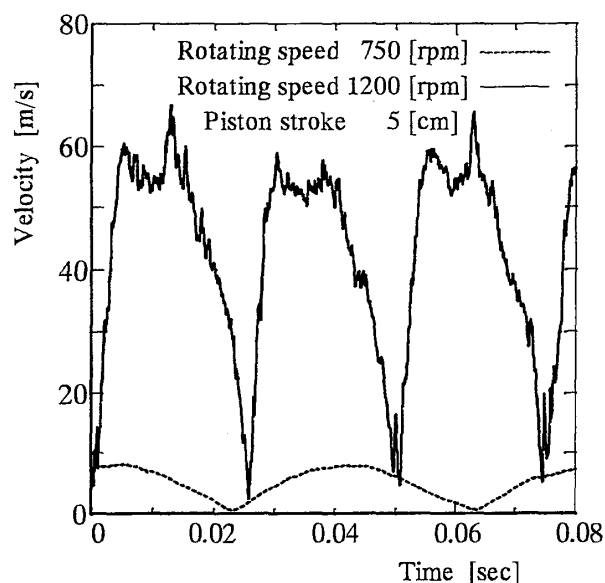


Fig.3 Velocity wave in the test section.

定する温度が定常に達するには時間を要する場合がある。したがって、本実験では、測定部における振動流温度および加熱平板の表面温度がほぼ同じ時間的変化割合の状態の場合も定常状態とみなして温度測定を行った。

### 3. 実験結果および考察

#### 3. 1 測定部の速度分布

測定部における振動流の流速を計測するにあたり、加熱平板中心およびその両側 200 mm 離れた位置において、最大流速の半径方向分布はほぼ一様であり、加熱平板に対して対流伝熱実験に十分な主流部の存在を確認している。

Fig.3 に測定した速度波形の一例を示す。ここで、使用した熱線プローブの形状は I 型であるため、流れの向きを判別できないので、測定値はすべて正で表される。クランク回転数 750 rpm の速度波形はなめらかな山形を示しているが、回転数 1200 rpm の速度波形はノコギリ形であり、最大流速部分では平坦になる傾向がある。この回転数では、本実験装置における閉管路内の空気固有振動数（共振振動数 20 Hz）に相当し、共振のため管内の振動流速はピストン速度より増大しているものと予想される。

そこで、ポンプおよびモータ部分で構成しているピストン・クランク機構から、ピストンの最大速度に対応する測定部の最大流速： $U_{cal}$  [m/s] を非圧縮性連続の式から理論的に算出し、実験によって計測した測定部の最大流速平均値： $U_{max}$  [m/s] と比較した。振幅 5 cm の場合を一例として、最大流速の増加率： $U_{max}$

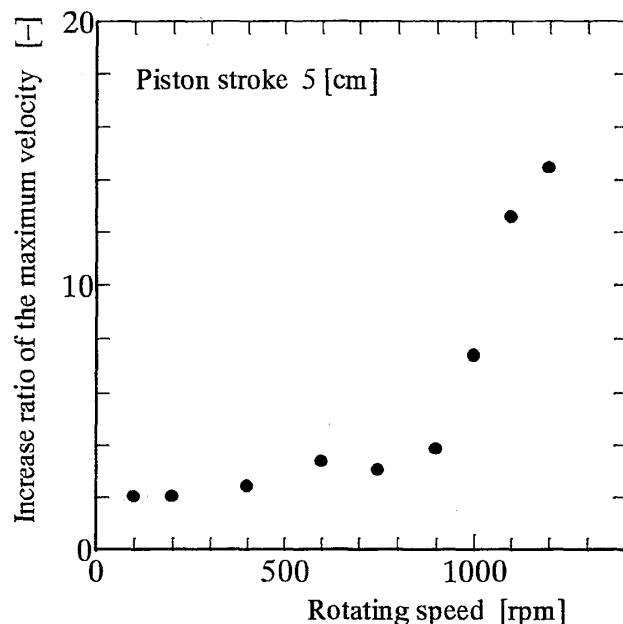


Fig.4 Increase ratio of the maximum velocity.

／ $U_{cal}$  で表した結果を Fig.4 に示す。図より、クランク回転数の増加につれて測定部における最大流速の増加率は指数関数的に増大する。これは、ピストンの往復運動によって生じた管内空気圧力の進行波と反射波の重畳が原因であると考えられる。すなわち、クランク回転数の増加につれて、管内空気の振動は固有振動数（共振振動数）に近づくことから、圧力の進行波と反射波との間の位相差が減少し、重畳した圧力波が徐々に大きくなって振動流速の増大につながったものと考えられる。

#### 3. 2 平板上の対流伝熱

クランク回転数と平均熱伝達率： $h_L$  の関係を Fig.5 に示す。ここで、平均熱伝達率： $h_L$  は局所熱伝達率  $h_{1-4}$  の単純平均値である。平均熱伝達率は、クランク回転数の増加とともに指数関数的に増大している。これは、測定部における最大流速の顕著な増大によるものと考えられる。

測定部における往復振動流の実効流速を代表速度として局所レイノルズ数： $Re_x$  を次式のように定義し、局所ヌセルト数との関係を Fig.6 に示す。

$$Re_x = U_{rms} \cdot X / \nu \quad \dots \dots \dots (4)$$

ここで、 $U_{rms}$ ：実効流速 [m/s]（測定した瞬間流速の 2 乗平均した値）および  $\nu$ ：空気の動粘性係数 [m<sup>2</sup>/s] である。また、図中の破線および実線は、平板に沿う一方向流れの強制対流熱伝達（平板先端から等熱流束で加熱する場合）における層流および乱流熱伝達の局

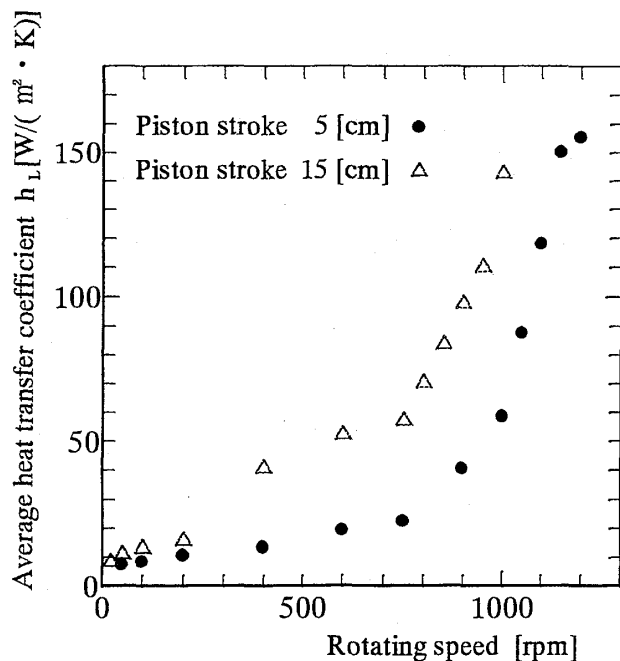


Fig.5 Correlation of rotating speed with average heat transfer coefficient.

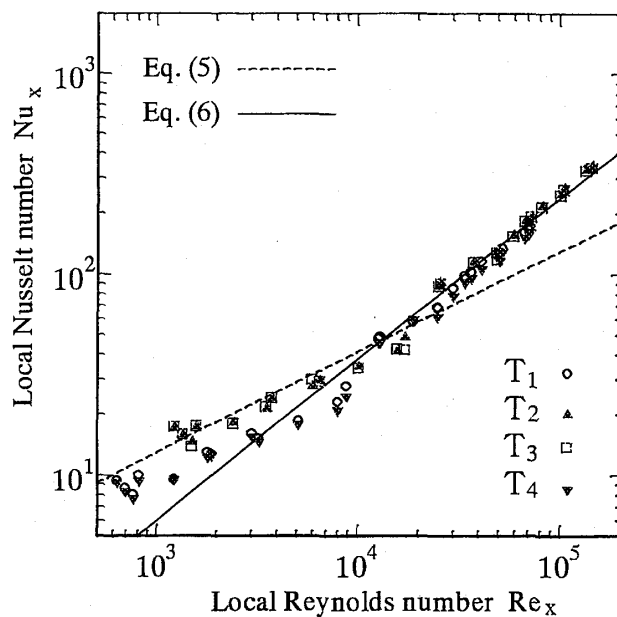


Fig.6 Correlation of local Reynolds number with local Nusselt number.

所ヌセルト数の式であり、それぞれ次式で表される [13].

$$(\text{層流}) \quad Nu_x = 0.458 Pr^{1/3} Re_x^{1/2} \quad \dots (5)$$

$$(\text{乱流}) \quad Nu_x = 0.0296 Pr^{2/3} Re_x^{4/5} \quad \dots (6)$$

ここで、 $Pr$  : 空気のプラントル数[-]である.

Fig.6 より、局所レイノルズ数が  $1 \times 10^4$  付近を境にデータの分布が異なっている. すなわち、本実験における熱伝達は、局所レイノルズ数が大きくなると式 (6) で示される乱流熱伝達特性に一致するようになる. ここで、局所レイノルズ数が小さい場合、データの分散は加熱平板上の熱流束の相違によるものであると考えられる. すなわち、振動流速が小さい場合は、測定部の往復流動による強制対流よりも、平板の加熱による自然対流の影響が熱伝達に対して大きいと考えられる. 一方、クランク回転数の増加（振動流速の増加）に伴い、自然対流の影響が相対的に小さくなることにより、熱伝達は加熱平板の熱流束の変化に無関係になると考えられる. このことから、一方向流れと往復流動は異なる現象であるが、振動流速が大きければ、時間平均の熱伝達率は実効流速を用いて整理した場合、平板に沿う一方向流れの強制対流熱伝達の乱流熱伝達特性に一致することが結論づけられる.

自然対流の影響に関して、加熱平板上では加熱による自然対流と振動による強制対流の共存する流れが存

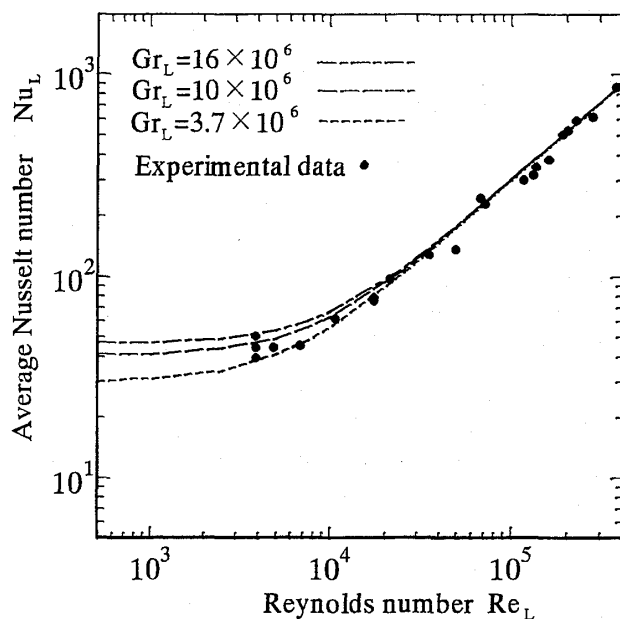


Fig.7 Correlation of Reynolds number with average Nusselt number.

在し、これらの複雑な相互作用が考えられる. そこで、現象の性格上、以下、代表長さとして平板全長:  $L$  ( $= 0.15[m]$ ) を用いて検討することとする. この場合、平均ヌセルト数:  $Nu_L$  およびレイノルズ数:  $Re_L$  を用い、これらの関係を Fig.7 に示す. 図中のパラメーター:  $Gr_L$  はグラスホフ数[-]であり、次式のように表される.

$$Gr_L = g \beta (T_w - T_o) L^3 / \nu^2 \quad \dots \dots \dots (7)$$

ここで,  $g$ : 重力加速度[m/s<sup>2</sup>],  $\beta$ : 空気の体膨張係数[1/K]および  $T_w$ : 加熱平板の表面温度 ( $T_1 \sim T_4$  の平均値) [K]である. また, 図中の曲線は実験式であり, 次式のように求めた.

$$Nu_L = \sqrt{Nu_{L,f}^2 + Nu_{L,n}^2} \quad \dots \dots \dots (8)$$

$$\text{ただし, } Nu_{L,f} = 0.030 Re_L^{4/5} \quad \dots \dots \dots (9)$$

$$Nu_{L,n} = 0.32 Gr_L^{1/3} \quad \dots \dots \dots (10)$$

である. ここで,  $Nu_{L,f}$ : 自然対流の影響が小さい場合の平均ヌセルト数および  $Nu_{L,n}$ : 往復流動がない加熱による自然対流だけの場合の平均ヌセルト数である. 式(8)より, 往復振動流中に置かれた平板上の対流熱伝達に関しては, 自然対流の影響が小さい場合には平均ヌセルト数:  $Nu_L$  はレイノルズ数:  $Re_L$  の 4/5 乗に比例し, 自然対流の影響が大きい場合にはグラスホフ数:  $Gr_L$  の 1/3 乗に比例することがわかる.

#### 4. 結 言

熱および物質移動の促進・制御を目的として, 密閉管路内の空気を往復振動させ, 管路の中心に設置された加熱平板上の熱伝達について振動流の振動数(クランク回転数)および振幅を変化させて実験を行った結果、以下のことが明らかになった。

- (1) クランク回転数の増加, すなわち, 管内空気の往復振動流の振動数が共振振動数に近づくにつれて, 振動流速は非圧縮性連続の式を用いてピストン速度から得られる値よりもはるかに大きくなる.
- (2) 加熱平板上における往復振動流は, 加熱による自然対流と往復振動による強制対流が共存する.
- (3) 平均熱伝達率の時間平均値は, 強制対流に比べて相対的に自然対流の影響が小さい場合にはレイノルズ数の 4/5 乗に比例し, 自然対流の影響が大きい場合にはグラスホフ数の 1/3 乗に比例する.
- (4) 往復振動流中に置かれた平板上の平均熱伝達率の時間平均値は, 本実験範囲において次の実験式で表される.

$$Nu_L = \sqrt{Nu_{L,f}^2 + Nu_{L,n}^2}$$

$$\text{ただし, } Nu_{L,f} = 0.030 Re_L^{4/5}$$

$$Nu_{L,n} = 0.32 Gr_L^{1/3}$$

#### 参考文献

- [1] M. Hino, M. Sawamoto, S. Takasu: Experiments on transition to turbulence in an oscillatory pipe flow, *J. Fluid Mech.*, **75**, pp.193-207, (1976).
- [2] 藤田尚毅, 坪内為雄: 振動気流中における平板からの非定常熱伝達の実験, *機論(B)*, **48**, pp. 1330-1338, (1982).
- [3] M. Hino, M. Kashiwayanagi, A. Nakayama, T. Hara: Experiments on the turbulence statistics and the structure of a reciprocating oscillatory flow, *J. Fluid Mech.*, **131**, pp.363-399, (1983).
- [4] 吉織春夫, 津村禎喜, 遠藤敏彦, 高間信行: 円管内往復流動の研究(管内流速分布に関する実験), *機論(B)*, **52**, pp. 3650-3654, (1986).
- [5] 吉織春夫, 津村禎喜, 遠藤敏彦, 高間信行: 円管内往復流動の研究(断面平均流速に関する実験と数値解析), *機論(B)*, **53**, pp.9-13, (1986).
- [6] 一色誠太, 小幡輝夫, 笠木伸英, 平田 賢: 円管内乱流伝熱に対する脈動の影響に関する実験的研究(第1報, 時間平均特性), *機論(B)*, **59**, pp. 2245-2251, (1993).
- [7] 一色誠太, 小幡輝夫, 笠木伸英, 平田 賢: 円管内乱流伝熱に対する脈動の影響に関する実験的研究(第2報, 位相平均特性), *機論(B)*, **59**, pp. 2522-2528, (1993).
- [8] T.S. Zhao, P. Cheng: The friction coefficient of a fully developed laminar reciprocating flow in a circular pipe, *Int. J. Heat Fluid Flow.*, **17**, pp.167-172, (1996).
- [9] T.S. Zhao, P. Cheng: Experimental studies on the onset of turbulence and frictional loss in an oscillatory turbulent pipe flow, *Int. J. Heat Fluid Flow.*, **17**, pp.356-362, (1996).
- [10] 山家譲二: 音波および振動の熱伝達への影響, *機誌*, **65**, pp.1415-1423, (1962).
- [11] N-G. Malmgren: Recent development in controlled cooling systems for wire rod - Infrasonic cooling, *Iron and Steel Eng.*, Jan, pp.45-47, (1991).
- [12] J.M. Preston, W.S. Johnson: Acoustic Enhancement of the Rate of Heat Transfer Over a Flat Plate - An Experimental Investigation, *Trans. ASME, J. Energy Resour. Technol.*, **119**, pp.257-264, (1997).
- [13] (社)日本機械学会: 伝熱工学資料(改訂第4版), pp.46-47, 丸善, (1991).