

気柱共鳴を利用した円柱周りの対流熱伝達促進

坂口 勝次* 鈴木 康太郎**†

Convective Heat Transfer Enhancement around a Circular Cylinder
Using an Oscillatory Air Column in the Closed Resonant Tube

Katsuji SAKAGUCHI* Kotaro SUZUKI**†

ABSTRACT

To attempt the heat transfer enhancement, the experimental study of convective heat transfer around a horizontal circular cylinder across the oscillatory flow was carried out in the closed resonance tube. The oscillatory flow was occurred from the resonance of air column produced by a piston type pump in which a piston was reciprocated as an oscillator. The frequency was changed in the range of 10 to 22.5Hz under the constant amplitude. The velocity and pressure in the oscillatory flow were measured by the hot wire anemometer and the pressure transducer respectively. The time averaged heat transfer coefficients around the tested cylinder were measured by using the thermocouples. The effective Reynolds number was significantly increased by the resonance of air column. The local Nusselt number around the tested cylinder was increased in according with the increasing the effective Reynolds number. The empirical formula as functions of the effective Reynolds number and the mean Nusselt number was obtained. As a result, it was confirmed that the convective heat transfer characteristics was enhanced by using the oscillatory air column in the closed resonant tube.

キーワード：対流熱伝達促進，気柱振動，共鳴管，円柱，熱伝達率。

Keywords : Convective heat transfer enhancement, Oscillatory Air Column, Resonance tube, Circular cylinder, heat transfer coefficient.

1. 緒言

伝熱制御性に富む伝熱促進法のひとつとして，流体の振動や音響流を利用した方法がある[例えば1,2]。特に，気柱共鳴を伴うような往復する振動流中に物体を置いた場合，共鳴現象による振動流速の増大をはじめ圧力変動などが物体周りの熱および物質移動の促進に寄与するものと考えられる。このことから，気柱共鳴振動流を利用した伝熱促進法は，鋼板の製造工程における冷却，スターリングエンジンの再生器，部品乾燥および乾式洗浄などへの応用が期待できる。

気柱共鳴によって発生する振動流に平行して置かれた平板上の対流熱伝達に関する報告[3]では，時間空間平均ヌセル

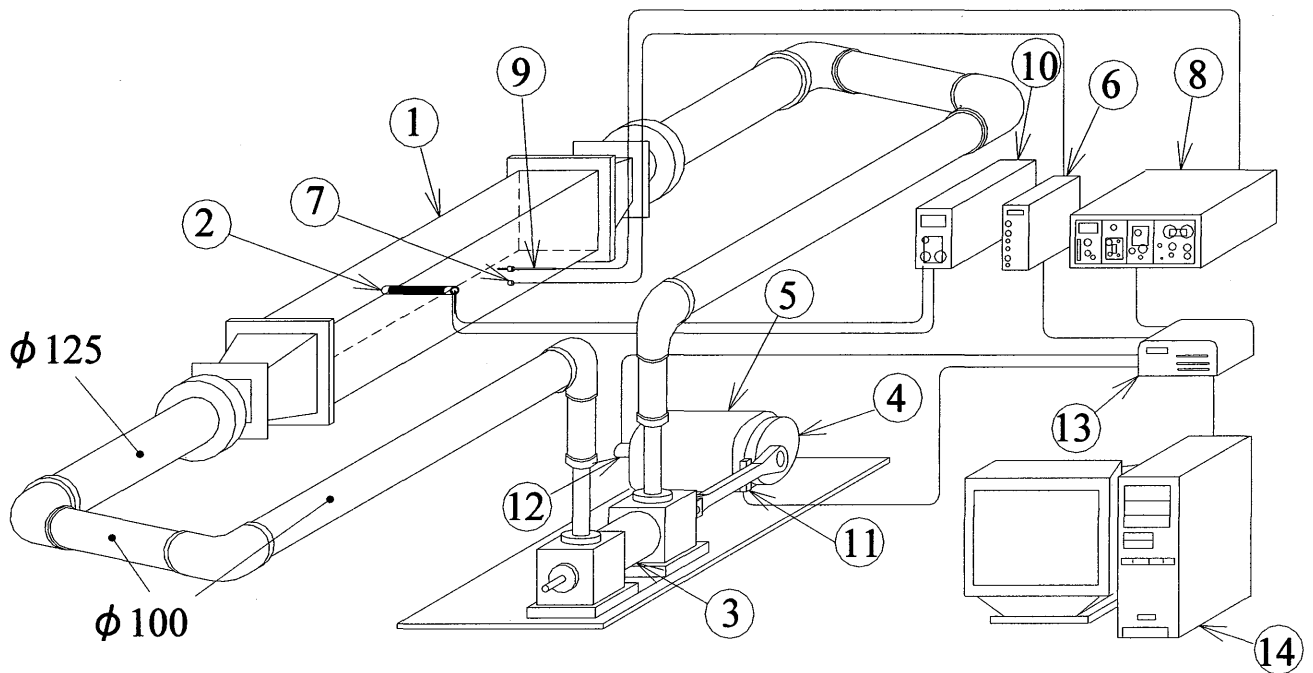
ト数は，定常流の場合と比較するため主流の運動エネルギーの等価に基づいて定義した実効流速を代表速度とするレイノルズ数で整理され，平板に沿う定常の強制対流熱伝達特性に一致することを確認している。また，気柱振動流れに直角に置かれた単独円柱周りの流れの可視化[4]から，気柱振動流れの特徴および対流伝熱性能に大きく影響を及ぼすと考えられる円柱周りの流れ場における渦形成から崩壊までの流動メカニズムが明らかにされている。

本研究では，気柱共鳴振動流れに直角に置かれた単独水平円柱周りの対流熱伝達特性を実験的に明らかにし，定常流れおよび非共鳴振動流れの場合と比較することによって，対流熱伝達の促進効果を評価する。

*機械システム工学科

**大学院機械工学専攻

†現在 アイシン・エーアイ (株)



- | | | |
|-----------------------------|------------------------|--|
| 1. Test section | 6. Strain amplifier | 11. Photo micro sensor |
| 2. Tested circular cylinder | 7. Pressure transducer | 12. Potentiometer |
| 3. Piston pump | 8. Hot wire anemometer | 13. Simultaneous sampling unit |
| 4. Crank disk | 9. Hot wire probe | 14. Personal computer with A/D converter |
| 5. Motor | 10. DC power supply | |

Fig.1 Experimental apparatus.

2. 実験装置および方法

本実験装置の概略図を Fig.1 に示す。実験装置は、気柱振動流れに直角に置かれた単独円柱周りの流れの可視化に関する研究[4]と同様であり、内部が常圧の空気で満たされているループ状の閉管路（共鳴管）を形成する鋼管および測定部：1、管内の気柱を往復振動させるピストン式ポンプ：3およびポンプ駆動用モータ：5から構成される。

本実験では、共鳴管内の振動減衰がない理想的な場合の気柱の1次モードにおける固有振動数を 20 Hz に定め、共鳴管の全長を 8.5 m とした。また、ポンプのピストンはシリンダ内を往復動し、コンロッドによって駆動用モータの回転軸に固定されたクランク円板：4と接続され、ピストンクランク機構を形成している。ここで、振動周波数 f は駆動用モータに接続されているインバータによって制御した。

測定部は、長さ 1200 mm、一辺 200 mm の矩形流路断面の透明アクリル樹脂製ダクトである。また、供試円柱：2は、外径 $d=32$ [mm]、内径 25 mm、長さ 200 mm の硬質塩化ビニール製の中空円柱で、測定部の流路中心において気柱振動流れに直角に水平に設置した。

気柱振動流れ（主流）の流速は、円柱軸中心から主流方向へ $6d$ の位置に I 型の熱線プローブ：9 を設置し、熱線流速

計（日本カノマックス株式会社製）：8を用いて測定した。測定部の内壁の静圧（ゲージ圧）は、半導体圧力トランスデューサ：7を熱線プローブの挿入位置付近の内壁面に設置し、ストレンアンプ：6を用いて測定した。また、同じ半導体圧力トランスデューサを用いて、ピストン式ポンプの左右空気室の圧力を計測し、ポンプ動力を算出した。ピストンの死点、すなわち、共鳴管内を往復する気柱の振動方向が反転するときの流速がゼロになる位相はフォトマイクロセンサ：11を用いて計測し、一方、気柱振動の位相変化はモータの回転軸に取り付けられたポテンショメータ：12によって測定した。これらの情報を得ることによって、振動流れの方向判別が可能となる。ここで、主流の流速、圧力、位相およびピストンの死点信号は、振動周波数の 360 倍高いサンプリング周波数でパーソナルコンピュータに組み込まれた A/D 変換器（分解能 16bit）を用いて同時計測した。

また、円柱表面には幅 50 mm、厚さ $20\mu\text{m}$ のステンレス箔をらせん状に巻き付けて貼り付け、直流電源：10により円柱を等熱流束で通電加熱した。ここで、本研究と同様の円柱周りの熱伝達実験[5]では、流れが対称性であることを予測して、円柱の半周についてだけ熱伝達計測を行っている。しかしながら、円柱周りの流れの様相は、気柱共鳴領域では非対称性を有すること[4]から、本研究では、円柱の全周について熱伝

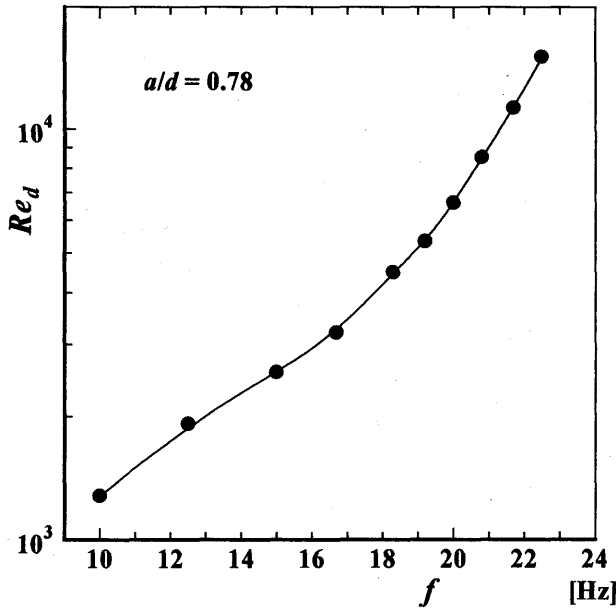


Fig.2 The correlation of the effective Reynolds number with the frequency.

達計測を行った。円柱に貼付されたステンレス箔の裏面にはスパン中央付近に円周上ら旋方向に $\phi = 20^\circ$ 間隔で全周に素線径 0.1 mm の T 型熱電対を埋め込み、定常状態の下、円柱を回転させることにより円柱表面温度 T_w を $\phi = 10^\circ$ 間隔で測定した。測定部の主流温度 T_o は、測定部下部に 2 箇所設置した T 型熱電対によって計測し、その平均値とした。

実験においては、ピストンの変位振幅 $a = 25$ [mm]、すなわち、無次元変位振幅 $a/d = 0.78$ 一定とし、振動周波数 f を 10 ~ 22.5 Hz の範囲で変化させた。

3. 実験結果および考察

3.1 気柱共鳴による流速増大効果

円柱を設置しない場合の測定部流路中央における振動流速の実効値 (実効流速) U_e を代表速度とした実効流速レイノルズ数 $Re_d (= U_e d / \nu)$ 、 ν : 空気 の 動 粘 性 係 数 [m²/s] の 振 動 周 波 数 f による変化を Fig.2 に示す。振動周波数の増加とともに実効流速レイノルズ数は増大し、気柱共鳴現象による著しい流速増大効果が現れている。本研究では、気柱の振動源であるピストン式ポンプを利用し、気柱が管路内を体積一定で往復運動する両端同位相振動式の共鳴管を用いている。この共鳴管の特徴は、片端振動の標準的な共鳴管における気柱共鳴に比べて圧力が小さく実効流速が大きいことである[4]。

3.2 円柱周りの対流熱伝達特性

円柱周りの気柱共鳴振動流れの可視化[4]では、円柱表面近傍では振動流の特徴である Richardson の円環効果[6]によって、主流よりも速い円柱表面を沿う流れの存在を確認している。また、実効流速レイノルズ数 Re_d が小さければ、円柱後流に双子渦が形成・発達しやすく、実効流速レイノルズ数の増大とともに、カルマン渦の形成が支配的となり、いずれの渦形

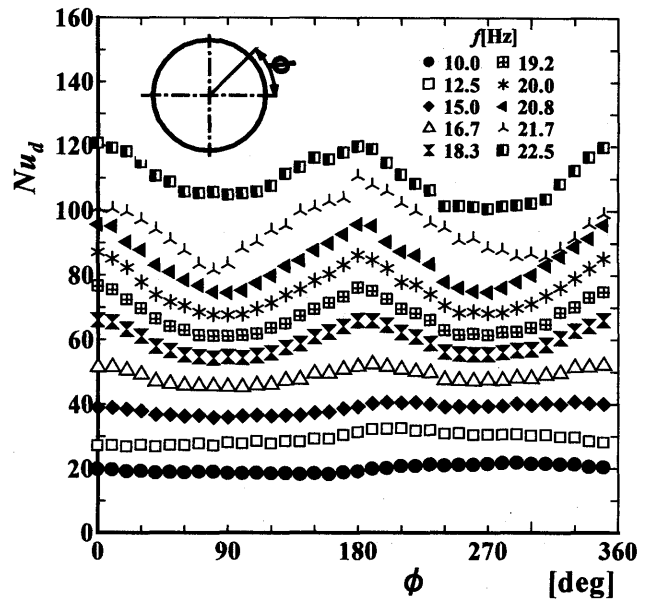


Fig.3 The distribution of the local Nusselt number at $a/d = 0.78$.

成の場合にも、主流方向の反転によって円柱表面に沿って渦が移動・崩壊することを観測しており、気柱共鳴現象 (流速増大効果) が顕著な $f = 22.5$ [Hz] では、円柱周りの主流の流れが非対称となることも確認している。

円柱周りの対流熱伝達特性に関して、時間平均局所ヌセルト数 $Nu_d (= h_x d / \lambda)$ の分布を Fig.3 に示す。ここで、 h_x : 時間平均局所熱伝達率 [W/(m²·K)] ($= q / (T_w - T_o)$), q : 熱流束 [W/m²], λ : 空気 の 熱 伝 導 率 [W/(m·K)] である。振動周波数 (実効流速レイノルズ数) が小さい場合、時間平均局所ヌセルト数はほぼ様な分布を示している。これは、円柱周りの表面近傍の流れが円柱表面に沿う流れであること[4]によるものと考えられる。一方、振動周波数 (実効流速レイノルズ数) が増大すると、円柱の岐点である角度 $\phi = 0^\circ$ および 180° 付近で局所ヌセルト数のピークを示し、円柱の岐点から角度 $\phi = 90^\circ$ および 270° 付近まで円柱表面の境界層厚さが増加するとともに境界層の剥離による渦放出を伴うこと[4]から、円柱岐点から剥離点に至るまでヌセルト数の低下を招くものと考えられる。ここで、角度 $\phi = 90^\circ$ および 270° 付近における局所ヌセルト数分布について、定常流の場合[7]のような著しい低下はなく、円柱後流に形成された渦が主流方向の反転によって円柱表面に沿って移動・崩壊することによる影響であると考えられる。また、気柱共鳴現象が著しくなる振動周波数の最大付近では、水平円柱を横切る主流が上下非対称であることから、図では角度 $\phi = 180^\circ$ について、円柱周りの局所ヌセルト数分布の対称性が崩れる傾向にある。

Fig.3 の結果から求めた円柱周りの時間空間平均ヌセルト数と実効流速レイノルズ数の関係を Fig.4 に示す。図中の破線は、様な定常流れに直角に置かれた円柱全面にわたる平均ヌセルト数 Nu_w [7] であり、参考として、 $a/d = 2.34$ における

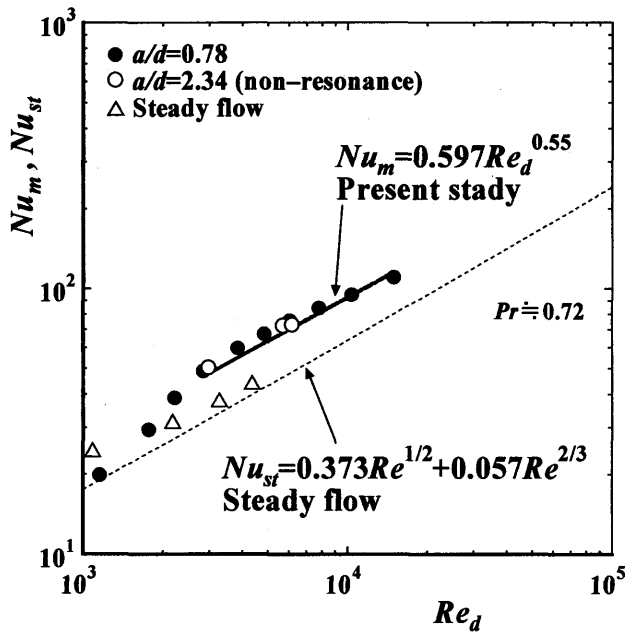


Fig. 4 The correlation of the mean Nusselt number with the effective Reynolds number.

気柱共鳴を伴わない振動流の場合の実験結果[5]および一様な定常流の場合の実験結果を示す。実効流速レイノルズ数の増大に伴い、時間空間平均ヌセルト数は増加していることがわかる。ここで、 $2.8 \times 10^3 \leq Re_d \leq 1.49 \times 10^4$ では、気柱共鳴現象の有無にかかわらず時間空間平均ヌセルト数と実効流速レイノルズ数の間には次式のような関係が得られた。

$$Nu_m = 0.597 Re_d^{0.55} \dots \dots \dots (1)$$

この実験式は円柱全周にわたる実験結果に基づくものであり、文献 [5] で示された実験式を修正したものである。式 (1) の実験式は、4.1 % の誤差範囲内で実験値に一致した。

3. 3 対流熱伝達促進

以上の結果から、円柱が直角に定常流中に置かれた場合と気柱共鳴振動流れに置かれた場合の平均ヌセルト数比とポンプ動力の関係を Fig.5 に示す。ここで、 ΔP はピストン式ポンプの左右空気室内の時間平均圧力差 [Pa]、 Q は振動子（ピストン）の押し出し量 [m³/s] および $a/d=2.34$ の条件は気柱共鳴を伴わない場合の結果[5]である。図中の斜線部分で示すように、同じポンプ動力において、無次元変位振幅 ald が大きい非共鳴振動流の場合に比べて ald が小さい気柱共鳴振動流の場合の方が平均ヌセルト数比は大きくなることがわかる。したがって、気柱共鳴を利用することによって円柱周りの対流熱伝達が促進されるものと考えられる。

4. 結 言

本研究では、共鳴管内に発生させた気柱共鳴振動流れに直交して置かれた単独水平円柱周りの対流熱伝達実験を行った。その結果、以下のことが明らかになった。

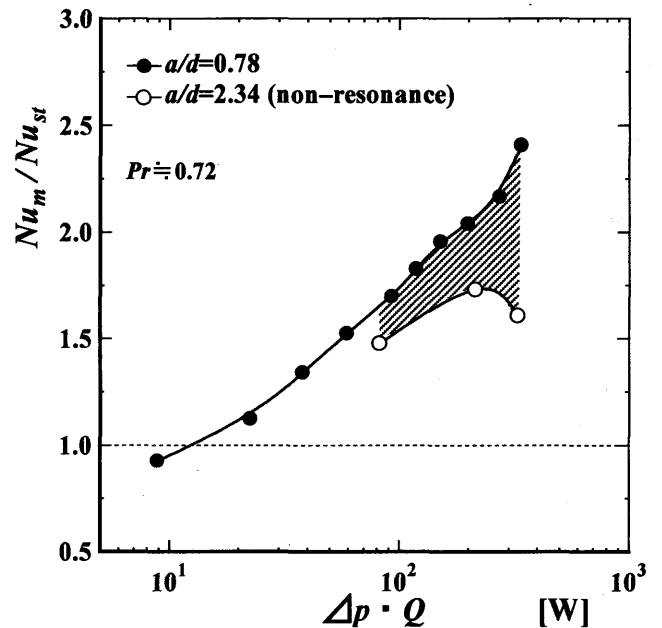


Fig. 5 The correlation of the mean Nusselt number ratio with the pump power.

- (1) 円柱周りの時間平均局所ヌセルト数は、振動周波数（実効流速レイノルズ数）の増加によって増大し、一様な分布から円柱の岐点で最大を示す分布へ移行する。
- (2) 時間空間平均ヌセルト数は次のような実験式で表される。

$$Nu_m = 0.597 Re_d^{0.55} \quad (2.8 \times 10^3 \leq Re_d \leq 1.49 \times 10^4)$$

- (3) 気柱共鳴振動流れを利用することによって、円柱周りの対流熱伝達は促進される。

参考文献

- [1] 森田光宣・安沢典男：音響流による冷却伝熱促進，*Thermal Science Eng.*, 9, pp. 31-43, (2001).
- [2] B. G. Woods：Sonically enhanced heat transfer from a cylinder in cross flow and its impact on process power consumption, *Int. J. Heat Mass transfer*, 35, pp. 2367-2376, (1992).
- [3] 坂口勝次・森岡誠：超低周波流れ場に置かれた平板上の対流熱伝達，第 39 回日本伝熱シンポジウム講演，pp. 649-650, (2002-6).
- [4] 鈴木康太郎・坂口勝次：気柱流動流場における円柱周りの流れの可視化，福山大学工学部紀要，28, pp. 305-310, (2004).
- [5] 坂口勝次・森岡誠：超低周波流れ場に置かれた加熱水平円柱表面からの対流熱伝達，第 40 回日本伝熱シンポジウム講演，pp. 69-70, (2003-5).
- [6] H. Schlichting：Boundary-Layer Theory, 6th ed., McGraw-Hill, p.421, (1968).
- [7] 日本機械学会：伝熱工学資料改訂第 4 版，丸善，pp.60-62, (1986).