セレイティッドフィン付き管群からの渦放出に関する研究*

濱川 洋充^{*1}, 深野 徹^{*2}, 西田 英一^{*3}
生田 佳嗣^{*4}, 諸岡 隆良^{*5}

Vortex Shedding from Tube Banks with Serrated Fin

Hiromitsu HAMAKAWA^{*6}, Tohru FUKANO, Eiichi NISHIDA,
Yoshitsugu SYODA and Takayoshi MOROOKA^{*6}Oita University, Dept. of Production Systems Engineering, Dannoharu 700, Oita, 870-1192 JAPAN

We measured a vortex shedding frequency, gap velocity and the intensity of velocity fluctuation in the fin-tube banks set in a wind tunnel. Two discrete peaks were formed in the spectrum of the velocity fluctuation at the frequencies of 115 Hz and 74 Hz. The vortex shedding phenomena with those frequencies were independent with each other. The peak of 115 Hz mainly formed within the fin-tube banks and the other peak of 74 Hz was in the wake of the fin-tube banks. The applicability of the equivalent diameter obtained by a single circular cylinder with serrated fin to the fin-tube banks was examined. Strouhal numbers were calculated by using the measured values of vortex frequency, gap velocity and the equivalent diameter. Strouhal number in case of 115Hz agreed well with Strouhal number 0.3 obtained from Fitz-Hugh map for tube banks without fin, and the other Strouhal number in case of 74 Hz was about 0.18 which is similar to vortex shedding from a circular cylinder.

Key Words: Vortex, Flow Induced Vibration, Unsteady Flow, Equivalent Diameter, Strouhal Number, Serrated Fin, Tube Banks, Staggered Arrangement, Boiler

1. 緒 言

ボイラなどの熱交換器のように管に直交してガスが流れる管式の熱交換器周辺で発生する気柱共鳴騒音は、建設後の試運転時に初めて問題になることが多い。しかし、実機装置においてこのような共鳴が発生すると、その防止対策に多大な費用と時間が必要となるため、装置の設計段階でこれを予知し防止する必要がある。

気柱共鳴騒音は、熱交換器に使用される管群から周期的に放出される渦に起因して発生すると考えられている。裸管管群から放出される渦の周波数と種々の管配列の関係は、ストローハル数のマップとして Fitz-Hugh が明らかにしており⁽¹⁾、実機ボイラの熱交換器の設計時に渦放出周波数を見積もるために使用されている。

ところで近年、火力発電用ボイラ等では熱交換器の

ガス側の熱伝達特性を向上させるために、表面にフィンが密に設置された伝熱管(フィン付き管)を使用することが多い。その中で、熱伝達特性をいっそう向上させたものとして、帯状の薄板に切れ目を入れて花びら状とし、これをらせん状に管に巻き付けた「セレイティッドフィン」^{(2)~(4)}と称するフィンがある。これは周囲の流れに乱れを生じさせ、熱伝達を増大させる特徴を有している。しかし、このようなフィンを管に設置するとフィンがない裸管に比べ渦放出特性が変化する⁽⁵⁾ため、従来の設計法をそのまま利用することができかどうか明確ではない。さらにフィン付き管群の渦放出特性はいまだ明らかであるとはいえない^{(3)(4)(6)~(8)}。

そこでフィン付き管群からの渦放出特性を明らかにし、渦放出に関しフィン付き管を等価な直径に置き換え、従来の設計ツールをそのまま利用できるように設計手法を開発することは実用上極めて有用であると考えられる。著者らは、すでにフィン付き単管からの渦放出特性を実験的に詳細に調査し、フィンが渦放出に及ぼす影響を明らかにするとともに、フィン付き単管の等価な裸管直径への算定手法を提案した⁽⁵⁾。

本報では、セレイティッドフィン付き管群からの渦放出特性を明らかにし、実験的に求めたストローハル

* 原稿受付 1999年10月6日。

^{*1} 正員, 大分大学 (☎ 870-1192 大分市旦野原 700)。^{*2} 正員, 九州大学 (☎ 812-8581 福岡市東区箱崎 6-10-1)。^{*3} 正員, パブコック日立(株)呉研究所 (☎ 737-0029 呉市宝町 3-36)。^{*4} 東芝(株) (☎ 210-8583 川崎市幸区小向東芝町 1)。^{*5} 川崎重工業(株) (☎ 650-8680 神戸市中央区東川崎町 1-1-3)。

E-mail: hamakawa@cc.oita-u.ac.jp

数と、等価直径を用いて裸管管群のマッブ⁽¹⁾から求めたストローハル数とを比較検討し、等価直径がフィン付き管群からの渦放出周波数の予測手段として有効であることを明らかにする。

2. おもな記号

- A : パワースペクトル mV
 D : 管直径, フィン付き管の直径 mm
 D_f : フィン外径 mm
 D^* : 等価直径 $\equiv U_\infty S_t / f_s$
 f : 周波数 Hz
 f_s : 渦放出周波数 Hz
 n : Z 方向 1 in (25.4 mm) 当たりのフィンの山数
 R_{xy} : 相互相関係数
 T : 揚力方向管ピッチ mm
 P : 抗力方向管ピッチ mm
 S_t : ストローハル数 $\equiv f_s D / U_\infty$ (円柱)
 $\equiv f_s D^* / U_\infty$ (フィン付き単管)
 $\equiv f_s D^* / U_g$ (フィン付き管群)
 t_h : フィン厚さ mm
 t : 時間 s
 U_∞ : 主流速度 m/s
 U_g : ギャップ流速 m/s
 u' : 速度変動強さ
 X : 流れ方向距離 m
 Y : 流れ方向と直角方向の距離 m, mm
 Y_p : フィンのピッチ mm
 Z : スパン方向距離 m

3. 実験装置および方法

測定部概要を図1に示す。測定部断面が500 mm×500 mmの吹出し式風洞のノズル出口から130 mm下流に供試体であるフィン付き管群を風洞下壁面に垂直に設置した。風洞出口における一様流の速度は熱交換

Fig. 1 Experimental apparatus

器の実機条件を考慮して2.5~15.5 m/sの範囲で変化させた。この一様流の速度を代表速度とし、代表寸法として円柱直径 D , フィン外径 D_f をとったレイノルズ数はそれぞれ $0.53 \times 10^4 \sim 3.3 \times 10^4$, $0.95 \times 10^4 \sim 5.8 \times 10^4$ である。単独円柱の場合この領域は臨界レイノルズ数未満であることから、ストローハル数は一般的に約0.18⁽⁹⁾となる。管群上流の流れの乱れは15.5 m/sのとき約0.5%である。管群後方のダクトの長さは最下流側の管(以下、最後列管と称す)の中心から下流へ約 $20D_f$ ($D_f = 57.2$ mm) である。

管群の主要寸法と管群の配列を図2に示す。揚力方向(Y 方向)のピッチ T が82 mm, 抗力方向(X 方向)のピッチ P が71 mmの千鳥配列の管群であり、実機寸法に合せたものである。ダクトの幅は500 mmであり、壁面上では半割りにしたフィン付き管を取付けて壁面の影響を減らしている。

実験に使用した供試モデルは実際の熱交換器にて使用されている代表的な仕様で作成したものであり、その概要を図3に示す。直径 $D = 31.8$ mmの円管表面にフィンとして高さ12.7 mm, 厚さ $t_h = 1.2$ mmの帯状の薄板がらせん状に巻かれており、この帯状の薄板に幅2 mm, 深さ7 mmの切込みが入り、それに若干ひねりが加えられた針状のセレイティッドフィン⁽²⁾⁽⁵⁾が付けられている。フィン外径 D_f は57.2 mmであ

Fig. 2 Arrangement of tube bundle

Fig. 3 Shape of a tube with serrated fin ($n=5$)

る。フィンのピッチ Y_p は 5.08 mm であり, 1 in [25.4 mm] 当たりのフィンの山数 n で表すと $n=5$ である。このセレイティッドフィンは周囲の流れに乱れを生じさせ, 伝熱特性を改善させる特徴を有する。

流れ場の測定には直径 5 μm のタングステン線をセンサとする I 形熱線プローブと定温度形熱線流速計を使用した。管群後流の測定では, 流れ場への影響を最小限に抑えるために, 図 1 に示すように主流に平行に直径 4.7 mm のプローブを下流から挿入した。熱線は渦放出による速度変動を測定するためにフィン付き管のスパン方向 (Z 方向) に平行に張られており, トラバース装置により流れ方向 (X 方向) および流れに垂直方向 (Y 方向) に 0.1 mm の刻みで位置決めが可能である。測定はダクト中央 $Z=0$ mm の X - Y 断面上で行った。

管群内の測定は, 側壁面より熱線プローブを Y 軸に平行に挿入して行った。熱線は, 後流の測定同様, 管のスパン方向に平行である。熱線を管群内に挿入した場合, 測定部断面におけるプローブの閉そく率は 0.0047 と小さいことから, 管群全体の系に及ぼすプローブ挿入の影響は無視できると考えている。

速度変動特性として, 時間平均流速, 速度変動強さ u' , 速度変動のスペクトル分布, 相互相関係数, コヒーレンスを測定した。なお, 速度変動のスペクトル分布の縦軸は変動の振幅値を表している。 u' は, 速度変動の標準偏差を主流速度 U_∞ で除した値として定義する。測定では 0.1 s の速度変動の実効値を 300 回平均化処理した。速度変動のスペクトル, 相互相関係数, コヒーレンスは 500 Hz レンジにて 48 回の平均化処理を行った。

4. 等価直径の導出方法

著者らの単管を用いた研究によれば⁽⁵⁾, セレイティッドフィン付き円柱の場合もカルマン渦が放出され, フィンはちょうど円柱直径が増加するのと同様の効果を有する。またフィンなしの単独円柱からの渦放出周波数は直径 $D=31.8$ mm と 57.2 mm の場合, 主流速度 $U_\infty=10.0$ m/s でそれぞれ 57.5 Hz および 31.9 Hz となり, ストローハル数はいずれも 0.183 となる。そこで著者らは円柱に $n=5$ のセレイティッドフィンを設置した場合の渦放出周波数も同様にストローハル数 0.183 となると仮定して, フィン付き円柱径の目安の寸法をストローハル数 S_t を変形した次式で定義して等価直径 D^* と名付けた。

$$D^* = S_t \frac{U_\infty}{f_s} = 0.183 \frac{U_\infty}{f_s} \quad \dots\dots\dots (1)$$

円柱に $n=5$ のセレイティッドフィンを設置した場合, $U_\infty=10.0$ m/s で渦放出周波数 $f_s=38.8$ Hz であり, 等価直径 D^* は 47.2 mm となる。

5. 実験結果および考察

5.1 管群後方の流れ場 図 4(a), (b) は主流速度 10.0 m/s のときのそれぞれ管群後方の速度変動強さの等高線図と速度変動のスペクトル分布である。測定領域は図 4(a) の上部に示す陰影部である。図 4(a) の Y 軸に示す D_f はフィン付き管の位置を表している。速度変動強さはそれぞれの管の後方約 $1.3D_f$ の二つの点で最大となり, 下流に向かうにつれて徐々に低下している。図 4(b) は, この速度変動強さ最大点 [図 4(a) 中の点 A] でのスペクトル分布で

(a) Contour map of u'

(b) Spectral distribution of $u'_{\max}$ at point A

Fig. 4 Characteristics of velocity fluctuation in the wake of the tube banks with serrated fin ($U_\infty=10.0$ m/s)

ある。71.9 Hz に単一の卓越したピークが見られ、周期性の強い速度変動が生じていることがわかる。

この速度変動強さ最大点 A, B および C に熱線を設定し、2 点間の速度変動の相互相関係数を測定した結果を図 5(a), (b) に示す。図 5(a) は点 A と点 B に対するものである。遅れ時間 $t=0$ ms にて負の最大値 -0.27 をとることから、点 A と点 B の速度変動は一方が大きいとき、他方が小さくなり、逆位相であることがわかる。この係数の絶対値が 0.27 と比較的小さいのは、管群を通過した流れの乱れによりこの周期性の強い現象以外の変動成分が大きいためである。図 4(b) に示したように 71.9 Hz の速度変動成分が卓越していること、および図 5 に見られる周期性から算出される周波数から、この相互相関係数は主として 71.9 Hz の周期性の強い現象の相関関係を表していると考えられる。

図 5(b) はフィン付き管に対して点 A と相対的にほぼ同じ位置にある点 C と点 B との間の速度変動の相互相関係数である。 $t=0$ ms にて相関係数は負の最大値 -0.21 となることから、点 A の場合と同様に点 B と点 C の速度変動は位相が 180° ずれていると考えられる。このことは、点 A と点 C の 2 点間の速度変動は位相が揃っていること、すなわち最後列管の後方

(a) Point A-B

(b) Point B-C

Fig. 5 Cross-correlation coefficient in the wake of the tube banks at the maximum u' point ($U_\infty=10.0$ m/s)

の速度変動は、それぞれの管後方の対を成す二つの速度変動のうち、Y 軸に対して正側は同位相であり、それに対し負側はそれぞれ位相が 180° ずれ、逆位相で相が揃っていることを意味している。

図 6 は図 4(a) 中の点 A における速度変動のピーク周波数 f_p に及ぼすギャップ流速 U_g の影響を示したものである。ギャップ流速 U_g は最後列の、隣接する管の間(図 8 中の点 D)に熱線を下流より挿入して測定した。図 7 に点 D の管間の Y 方向の速度分布を示す。ギャップの流速は一樣ではないので、ここではギャップ流速として管間の中央の値(図 7 の $Y=0$ の値)を用いた。なお図 7 の実線は近似曲線である。図 6 からギャップ流速と速度変動のピーク周波数は正比例の関係にあることがわかる。

以上のように、フィン付き管群の後流にもカルマン渦列が形成されるが、その渦放出周波数は $U_\infty=10.0$ m/s の場合 71.9 Hz であり、セレイティッドフィン付き単管の場合の 38.8 Hz と比べ高くなる。これは隣接する管によるギャップ流速の増加によると考えら

Fig. 6 Variation of peak frequency of spectrum, measured at point A shown in Fig. 4(a), against the gap velocity measured at the point D in Fig. 8(a)

Fig. 7 Velocity distribution through minimum gap area between two neighboring tubes of a last row at the point D in Fig. 8(a) ($U_\infty=10.0$ m/s)

(a) Point A ($U_{\infty}=10.0$ m/s) (b) Point B ($U_{\infty}=10.0$ m/s)

Fig. 8 Spectral distribution in the tube banks

れる。

5・2 管群内の流れ場 図8(a), (b)はそれぞれ(a)中に示す点Aと点Bにおける主流速度10.0 m/sのときの速度変動のスペクトルである。この点Aと点Bは1本のフィン付き管に対しては相対的に同じ点である。管群内でも後流同様に速度変動のスペクトルに卓越したピークが存在し、周期性の強い現象が生じているが、その周波数は後流におけるものより高く、それぞれ116.3, 114.4 Hzである。

これらの図8中に速度変動強さ u' を示した。図4(a)に示したように管群後流ではその最大値が約0.58であることから、管群内では速度変動が若干小さくなるのがわかる。また速度変動強さは第1列めの管近傍後流より第3列めの管近傍後流のほうが大きいことから、下流へ向かうにつれて徐々に速度変動が増加する傾向があるといえよう。

この周期性の強い現象の原因を調べるため、図8(a)の点Aと点Cに2本の熱線をそれぞれ反対側のダクト側壁より挿入し、相互相関係数を測定した。その結果を図9に示す。相互相関係数が $t=0$ msにおいて負の最大値 -0.69 となることから、1本の管の後流の二つの速度変動は一方が大きいとき、他方が小さくなり、互いに逆位相であることがわかる。管群の後流における相互相関係数よりはるかに大きい値をとるのは、図8(a), (b)と図4(b)とを比較すればわかる。

Fig. 9 Cross-correlation coefficient in the tube banks

Fig. 10 Variation of peak frequency against the gap velocity at the point A

ように、ランダムな成分が弱くなって速度変動の周期性が強くなったためである。

図10は、図8(a)の点Aで測定した速度変動のピーク周波数に及ぼすギャップ流速の影響を示したものである。管群後流と同様にギャップ流速が増加するにつれて速度変動のピーク周波数が直線的に増加する。なお、ギャップ流速として図8(a)の点Dで測定した値を用いた。これは連続の式からギャップ流速が管群1列めと最後列めで等しくなることを考慮したものである。

以上のことからフィン付き管群内の管からもカルマン渦が放出されることが明らかである。

5・3 最後列管近傍の流れ 以上の検討結果から管群内と管群後流にはそれぞれ115.0 Hzと71.9 Hzの倍音関係とはならない異なる周波数の渦放出が成されているといえる。これら二つの渦の関連性を調べるため、管群内と管群後流の境界に位置する最後列管近傍の流れ場(図11上部の図中のA~D)の速度変動のスペクトルを測定した。図11(a)~(d)にその結果を示す。

図11(a)に示されるように最後列管の間では、速度変動のスペクトルには管群内と同様に115.0 Hzに一つの卓越したピークが形成される。点Aより若干

Fig. 11 Spectral distribution at the points around the last row of the tube banks ($U_{\infty}=10.0$ m/s)

下流側の点 B では、73.8 Hz にもピークが形成され、これと 113.8 Hz の二つのピークを有する双峰性のスペクトル分布となる。この 73.8 Hz のピークレベルはさらに下流側の点 C では図 11(c) に示すようにますます高くなり、113.8 Hz のピーク値と逆転する。さらに下流の点 D では図 11(d) に示すように 113.8 Hz のピークがほとんど消失し、73.8 Hz の卓越した単一のピークを有する分布となる。

次に図 11 に A～D を含む領域で測定したスペクト

(a) Partial overall level about 115 Hz

(b) Partial overall level about 74 Hz

Fig. 12 Contour map of partial overall value around the last row of the tube banks ($U_{\infty}=10.0$ m/s)

ルの二つのピークに着目し、それぞれのピーク周波数から $-5 \sim +5$ Hz の周波数帯域に入る変動の強さを表すパーシャルオーバーオール値を算出した。単位は mV である。

図 12(a) は 115 Hz 帯域のパーシャルオーバーオール値の等高線図である。図 12(a) の値が大きいほど変動が大きいことを意味している。図 12(a) より、115 Hz 帯域の変動成分は主として最後列管近傍に分布しており、下流に向かうにつれて小さくなるといえる。

図 12(b) は 74 Hz 帯域の場合に対する等高線図である。115 Hz 帯域の変動成分とは傾向が異なり、管群近傍では小さく、管群の下流側 $1D^*$ 周辺で大きくなる。

以上のことから、管群内で生じている 115 Hz 帯域の速度変動成分は管群から下流へ離れるにつれて減衰し、逆に管群後流では 74 Hz 帯域の速度変動が誘起されと考えられる。

5.4 管群内部と後流部の周期変動現象の関係

これらの互いに倍音の関係にない二つの異なる周波数で放出されている渦の同期性を調べるため、 $f_p = 110.0 \sim 130.0$ Hz の帯域と $f_p = 70.0 \sim 80.0$ Hz の帯域を有する二つのバンドパスフィルタを用いて各周波数

Fig. 13 Time variation of amplitude of two peak frequency components

Fig. 14 Fitz-Hugh's⁽¹⁾ Strouhal number map

の速度変動成分の振幅の時間的変化を同時記録した。図 13(a) は 110.0~130.0 Hz の周波数帯域の速度変動成分, (b) は 70.0~80.0 Hz の成分に対する結果で, 横軸は時間, 縦軸は熱線出力値である。

二つの波形を同時刻で比較すると, 一方の波形の振幅が大となると, もう一方の振幅は必ずしも小とはなっていない。このことは二つの周期現象には関連性がなく, お互いに独立した変動をしていることを意味している。この周期性の強い現象がいずれもカルマン渦であることを考慮すると, 二つの周波数成分が同時に同じ管の同じ場所から発生することはあり得ない。もし, 1 本の管から放出された渦であるならば, 図 13 では一方の振幅が大となれば, 他方の振幅は必ず小となるはずである。

以上のことから管群内の管と最後列管からはお互いに独立にそれぞれ約 115 Hz と 74 Hz の異なる周波数の渦が放出されていることがわかる。

5.5 等価直径の検証 ここでは, 本研究にて使用しているものと同仕様のフィン付き単独円柱を用いて式(1)から導出した等価直径 $D^*=47.2\text{ mm}$ ⁽⁵⁾ が管群に対して適用できるかどうかについて検討する。

図 14 に管群内の放出渦現象に対して広く引用されている Fitz-Hugh のストローハル数のマップ⁽¹⁾を示

Fig. 15 Comparison between Strouhal number using equivalent diameter and Fitz-Hugh's⁽¹⁾ Strouhal number

す。これはフィンなしの千鳥配列管群から放出される渦のストローハル数を, 管配列仕様に対して表したものである。縦軸が揚力方向のピッチ比 T/D , 横軸が抗力方向のピッチ比 P/D である。管群から放出される渦のストローハル数は, 管直径 D を代表寸法とし, 管ギャップ流速 U_g を代表速度として定義 ($St = f_s D / U_g$) されている。

管直径 D として 4 章で述べた $D^*=47.2\text{ mm}$ を用いると, 図 2 に示される本実験の仕様から $T/D^*=1.74$ および $P/D^*=1.50$ となる。図 14 中の●印はこの座標上に記したものであり, 図 14 から読んだストローハル数 St は約 0.3 となる。

図 15 は, 等価直径, 本実験で得た周波数および実測したギャップ流速を用いて算出したストローハル数を図示したものである。渦放出周波数は管群後流の渦と管群内の渦の二つが存在するため, それぞれのストローハル数を算出した。渦放出周波数として管群内の 115 Hz を用いたストローハル数を St_1 (○印), 管群後流の 74 Hz を用いたものを St_2 (△印) と定義している。代表速度として図 8 の図中点 D で測定したギャップ流速 U_g を用いた。ギャップ流速は図 7 に示されるように管間で分布を有するが, ここでは管間の中央の値を用いた。さらに代表寸法として 4 章で述べたフィン付き単独円柱より導出した等価直径 $D^*=47.2\text{ mm}$ を使用した。

図 15 より管群内の渦のストローハル数 St_1 と破線で示した Fitz-Hugh のマップから読んだストローハル数 0.3 とがよく一致していることがわかる。すなわち, フィン付き管群内の渦のストローハル数と, 等価直径の裸管を用いた管群内の渦のストローハル数とが一致する。このことは, フィン付き単管においてストローハル数が裸管と一致すると仮定した, 渦放出周波

数の等価性と等価直径はそのままフィン付き管群の場合にも適用できることを意味する。

同様に算定した管群後流の渦のストローハル数 S_{t_2} は約 0.18~0.2 となり、代表速度としてギャップ流速を用いれば、単独円柱後流の渦のストローハル数 0.18~0.2⁹⁾ と一致する。このことは、本実験条件下では管群からの渦の放出周波数は、裸管からの渦放出周波数と同様に見積もることができることを意味している。

6. 結 論

ピッチが 5.08 mm のセレイティッドフィン付き単独円柱を渦放出周波数が等しい裸管へ置き換えた等価直径の千鳥配列管群への適用性を実験的に調査した。その結果以下の結論を得た。

(1) 管群から放出される渦は互いに倍音関係になり二つの卓越した周波数を有する。その周波数は単管から放出される渦の周波数より高くなり、速度変動強さも大きくなる。

(2) 互いに倍音の関係にない約 115 Hz と 74 Hz の二つの異なる周波数の渦がそれぞれ管群内と管群後流から放出されており、それらは相互に関連がなく、独立した発生機構であることが明らかになった。

(3) フィン付き管を等価裸管モデルで置き換えて渦放出による卓越周波数を予測する方法を提案した。

すなわち著者らが提案した方法により算定した等価直径と管ギャップ流速を用いて無次元化したストローハル数は管群内で発生する渦の周波数の場合約 0.3 となり、Fitz-Hugh の線図から得られる値とほぼ同じになる。

(4) 管群後流で発生する渦の周波数を等価直径と管ギャップ流速を用いて無次元化したストローハル数は約 0.18~0.2 となり、単独円柱後流の渦のストローハル数とほぼ一致する。

文 献

- (1) Fitz-Hugh, J. S., *Proc. UKAEA/NPL Int. Symp. Vib. Problems Ind.*, Keswick, England, Paper 427 (1973), 1-17.
- (2) 川内章弘・武蔵貢・広瀬文之, 日立評論, **79**-3, (1997), 247-254.
- (3) 根本晃・原文雄・高桑章浩・筒井政司, 機論, **65**-635, C (1999), 129-135.
- (4) Nemoto, A. and Takakuwa, A. and Tsutsui, M., *ASME AD* **53**-2(1997), 311-320.
- (5) 濱川洋充・深野徹・新垣将・西田英一, 機論, **65**-635, B (1999), 18-25.
- (6) 奥井健一・岩淵牧男・小田久人・島田邦雄, 振動・音響新技術シンポジウム講演論文集, No. 95-16(1995), 132-135.
- (7) Mair, W. A., Jones, P. D. F. and Palmer, R. K. W., *J. Sound Vib.*, **39**-3(1975), 293-296.
- (8) Nemoto, A. and Yamada, M., *Proc. Symp. Flow-Ind. Vib. Noise*, PVP-**243**(1992), 137-152.
- (9) Roshko, A., *NACK Rep.*, 1191(1954).