

気柱共鳴音発生時の千鳥配列管群内の渦放出現象計測*

濱 川 洋 充^{*1}, 深 野 徹^{*2}
西 田 英 一^{*3}, 中 川 崇 史^{*4}Flow Induced Resonant Noise and Vortex Shedding
in Staggered Tube BanksHiromitsu HAMAKAWA^{*5}, Tohru FUKANO,
Eiichi NISHIDA and Takashi NAKAGAWA^{*5} Department of Production Systems Engineering, Oita University,
700 Dannoharu, Oita-shi, Oita, 870-1192 Japan

The relation between the vortex shedding phenomena and the resonant noise caused by tube banks was experimentally investigated. We measured the spectrum, the coherence, the phase delay of velocity fluctuations, the gap velocity in the tube banks and the sound pressure level near the duct exit in the case of tube banks that has the same pitch ratio as that of a heat exchanger of a power station. When acoustic resonance occurred at the natural frequency of the duct 343 Hz, we found several peaks with different frequencies, the main peaks being at 343 Hz and 263 Hz of the velocity fluctuation of the flow inside of the tube banks. The coherence of the velocity fluctuations due to vortex shedding in the transverse direction is large in the case with resonance. The Strouhal number 0.22 calculated by vortex shedding frequency 263 Hz and mean gap flow velocity agrees approximately with Strouhal number 0.23 determined by the Fitz-hugh's map. However, the other Strouhal number for 343 Hz is about 0.29, which controls the resonant frequency and is not predicted by Fitz-hugh's map.

Key Words: Vortex, Unsteady Flow, Acoustic Resonance, Strouhal Number, Tube Banks, Staggered Arrangement, Boiler, Noise, Heat Exchanger

1. 緒 言

管に直交してガスが流れる管式の熱交換器で発生する気柱共鳴騒音は、管群からの渦放出による圧力変動とその熱交換器を構成するダクトの気柱振動とが共鳴して発生すると考えられている^{(1)~(6)}。気柱共鳴が生じた場合、渦放出が気柱の圧力変動により規則化され、自励的な共振現象に至り、渦放出による変動流体力と気柱共鳴とは一種のフィードバック機構を形成すると考えられている^{(7)~(12)}が、いまだ詳細については明らかであるとはいえない。

著者らは、管群内外の流れ場を詳細に測定し、管群から複数の離散周波数の渦が放出されており、そのうちの一つの渦放出周波数とダクト気柱とが共鳴した場合、発生騒音だけでなく渦放出による速度変動強さも増加し、両者が密接に関連していることを明らかにした⁽¹³⁾。

本研究は、このような気柱共鳴時の管群内外の流れ場を実験的にさらに詳細に調査し、気柱共鳴が管群からの渦放出特性に及ぼす影響を明らかにした。また、本研究の管配列の仕様では管群からの渦放出周波数は複数あるため⁽¹³⁾、設計に際し広く引用されているFitz-hughのストローハル数のマップ⁽²⁾の使用上の問題点を明らかにし、マップの検証を行った。

2. おもな記号

C_s: 渦放出周波数の変動成分のコヒーレンス

D: 供試円柱直径 mm

E: 速度変動の振幅値 V

E': パワースペクトルの振幅値の無次元数

E_{po}: パワースペクトルのピーク周波数から±5
Hzの周波数帯域のパーシャルオーバーオール
値 V

f: 周波数 Hz

f_s: 渦放出周波数 Hz

L: バッフル板のX方向長さ mm

l: ダクトの長さおよび幅 mm

Re: レイノルズ数

T: 揚力方向管ピッチ mm

P: 抗力方向管ピッチ mm

* 原稿受付 2002年5月9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, The Pennsylvania State University (130B Hammond Bldg., University Park, PA 16802, U.S.A.)。^{*4} テラルキョクトウ(☎720-0003 福山市御幸町大字森脇230)。

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

SPL: 発生騒音の音圧レベル dB

St : ストローハル数 $\equiv f_s D / U_\infty$

t : 気流の温度 $^{\circ}\text{C}$

t_c : パツフル板の厚さ mm

U_∞ : 主流速度 m/s

U_g : ギャップ平均流速 $\equiv T U_\infty / (T - D)$ m/s

U_{gc} : ギャップ中央の時間平均局所流速 m/s

U_{gl} : ギャップ間の時間平均局所流速 m/s

u' : 速度変動強さ

X : 流れ方向距離 mm

Y : 流れ方向と直角をなす方向の距離 mm

Z : スパン方向距離 mm

θ_s : 位相 $^{\circ}$

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の吹出式風洞のノズル出口から130 mm下流に供試体である管群の最前列が来るようにして、管群を風洞下壁面に垂直に設置した。管群を構成する各供試円管は、円柱形状の裸管である。風洞ノズル出口における一様流の速度(管群への主流速度) U_∞ は5.0~25.0 m/sの範囲である。この一様流の速度を代表速度とし、代表寸法として管外径 $D=31.8$ mmをとったレイノルズ数は $1.1 \times 10^4 \sim 5.5 \times 10^4$ となる。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⁽¹⁴⁾となる。主流中の乱れは例えば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36 D (図2参照)である。

実機管群の代表的な例を模擬した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)ピッチ T が82 mm、抗力方向(X 方向)ピッチ P が71 mmの千鳥配列の管群である。ダクトの幅は500 mmであり、側壁面上では半割管を取付けて壁面の影響を低

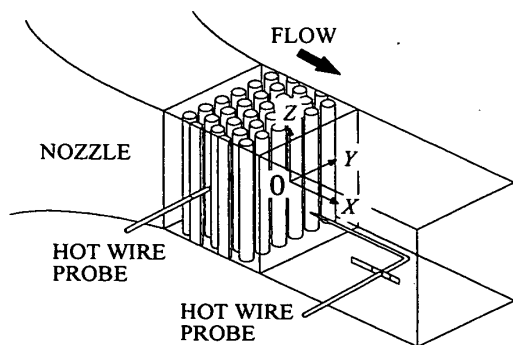


Fig. 1 Experimental apparatus

減している。

流れ場の測定には直径5 μm のタングステン線を管軸に平行に設置したI形熱線プローブと定温度形熱線流速計を使用した。これらの測定値から、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のほか、2本の熱線間での位相を測定した。 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(詳細については前報⁽¹³⁾を参照いただきたい)。

ダクトから発生する音圧の測定は、図2中に示すように、1/2 in マイクロフォンをダクト出口の気流の影響を直接受けない場所に設置して行った。マイクロフォンからの信号はFFTを用いて周波数分析した。この測定ではL特性にて60回平均化処理した。

4. 実験結果および考察

4.1 ダクトの音響固有周波数 ダクト内に発生する定在波の周波数は大略次式で計算される。

$$f = \frac{na}{2l} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 l : ダクト幅またはダクトの長さ、 n : l の中に存在する定在波の圧力モードの節の数、 a : 音速である。式(1)から求まる管揚力方向(Y 方向)のダクトの音響固有周波数は、ダクト幅が500 mmであるため、気流温度 $t=16^{\circ}\text{C}$ のとき、一次が341.3 Hz、二次が682.5 Hzとなる。なお本実験における気流温度は $t=8 \sim 16^{\circ}\text{C}$ であり、これによる音響固有周波数の差は約5 Hzである。

4.2 管群から発生する音圧特性 図3は気柱共鳴発生時の主流速度 $U_\infty=24.0$ m/s(ギャップ流速 $U_g=39.2$ m/s、気流温 $t=8^{\circ}\text{C}$)のダクト出口の発生騒音のスペクトルである。335 Hzに卓越したピークが形成され、ピークレベルは約115 dBとなる。管揚力方

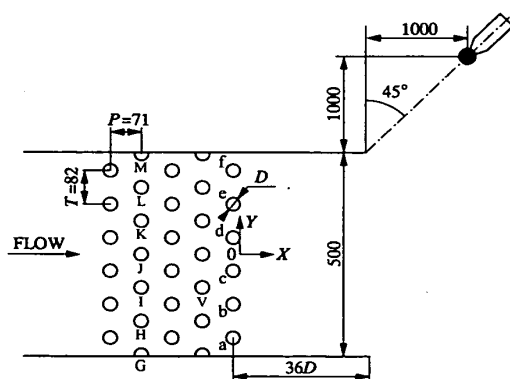


Fig. 2 Arrangement and dimensions of the tube and test section

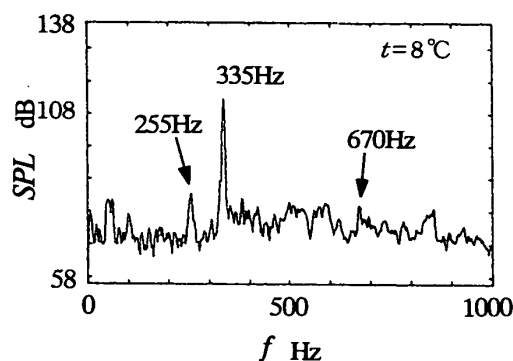


Fig. 3 Spectrum of sound pressure level near the exit of the duct in the resonant case ($U_\infty=24.0$ m/s, $U_g=39.2$ m/s)

向のダクトの一次の音響固有周波数は気温 8°C のとき 336 Hz であり、よく一致していることがわかる。これ以外に後述する速度変動のスペクトルのピークに対応する 255 , 670 Hz にもそれぞれ小さなピークが形成されている。

4・3 速度変動の周期性 気柱共鳴時の管群内の渦放出特性を調査するため、主流速度 $U_\infty=24.0$ m/s ($U_g=39.2$ m/s) のとき、速度変動強さと速度変動のスペクトルを測定した。

図 4(a)～(e) は管群内の各列直後の速度変動の強い場所における速度変動のスペクトルである。測定点は図 4 上の点 A～E に対応している。図 4(a) のスペクトルには 85.0 Hz (ストローハル数 $St=0.074$), 257.5 Hz ($St=0.22$), 342.5 Hz ($St=0.29$), 602.5 Hz ($St=0.49$), 687.5 Hz ($St=0.58$) の五つのピークが形成されている。特に図 3 で騒音の音圧レベルが最も高い 342.5 Hz ($St=0.29$) に近い速度変動成分の周期性が最も強く、線スペクトルを成すことがわかる。非共鳴時の管群内の渦放出による速度変動は $St=0.22$, $St=0.29$ の二つであり⁽¹³⁾、本実験では共鳴により 85.0 Hz ($St=0.074$), 602.5 Hz ($St=0.49$) の新たな速度変動が励起されていることがわかる。これらの変動成分は管群 1 列め後方に存在し、管群 2 列めから下流ではほとんど消失する。この 85.0 Hz は 260 Hz の約 $1/3$ 倍に相当するが、管群 2 列め後方にはピークが形成されないことから、エリアシング誤差ではない。なお、気柱共鳴発生時には、渦が共鳴周波数にロックインし放出されるため、ストローハル数が非共鳴時と比べ若干異なる。本文中の括弧内のストローハル数は代表値として非共鳴時の値を記している。

262.5 Hz ($St=0.22$) と 342.5 Hz ($St=0.29$) のピークは管群第 2 列め後方で最も卓越しており、下流方向に徐々に低下していく。このうち 342.5 Hz ($St=$

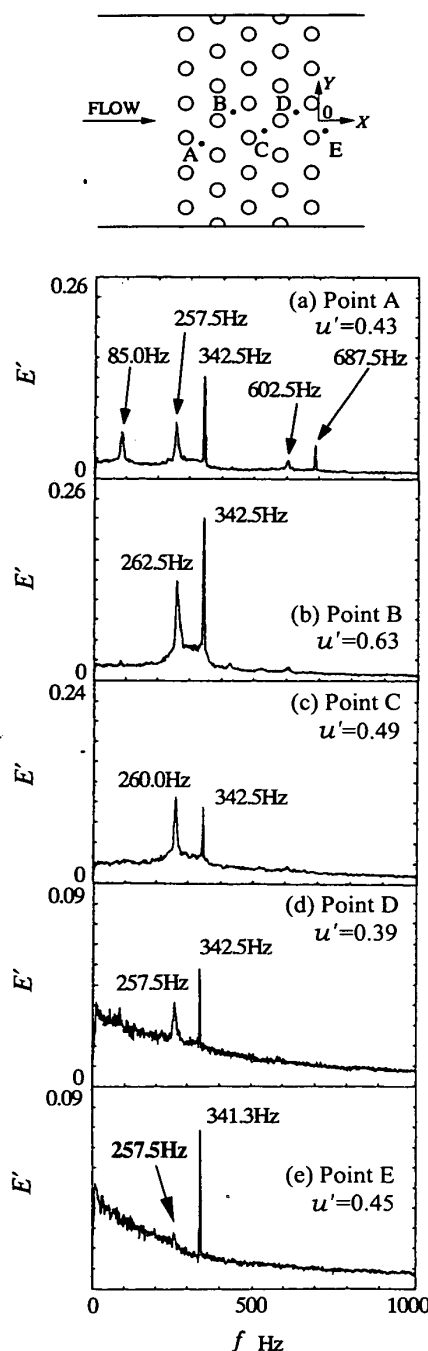


Fig. 4 Spectral distributions of u'_{\max} around tube banks in the resonant case ($U_\infty=24.0$ m/s, $U_g=39.2$ m/s)

0.29) のピーク周波数は管群内および後流で一定となり、線スペクトルを成すことから、この周波数で共鳴していると考えられる。非共鳴時において、管群最後列の管からは $St=0.22$ と 0.19 の渦が放出されている⁽¹³⁾ ことから判断すると、共鳴による気柱の圧力変動により影響を受け、 342.5 Hz の共鳴周波数にロックインして渦放出が行われることがわかる。

一方、約 260 Hz ($St=0.22$) のピークレベルは非共鳴時⁽¹³⁾ と比べ増加している測定点もあるが、その周

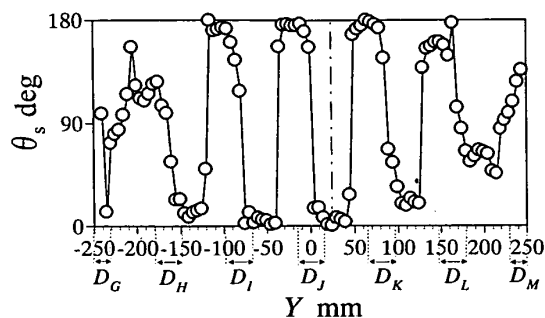


Fig. 5 Phase delay between velocity fluctuations at two points downstream of the second row in the tube banks for the peak frequency f_s of 342.5 Hz ($St=0.29$, $U_\infty=24.0$ m/s, $U_g=39.2$ m/s, Resonant case)

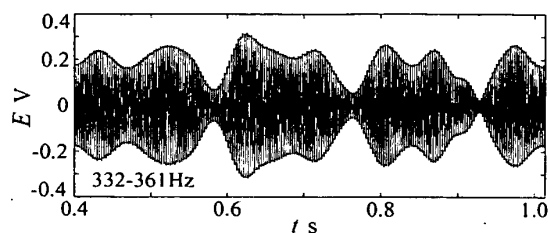
波数は1列めから4列め後方にかけて若干ばらついており、342.5 Hzの変動成分と比べ周期性が弱く、スペクトルはピークのすそが少し広がった分布となる。

図4に記しているように速度変動強さ u' は周期性が強い管群2列めの管(点B)近傍後流で大きく、下流にかけて減少して行く。管群後流では、341.3 Hz成分の増加のため、速度変動強さが再び増加する。

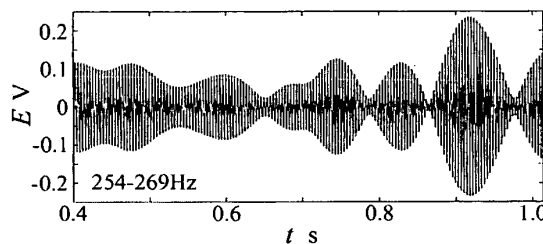
4.4 管群内速度変動の相違性 次に共鳴時の管群内の周期性の強い現象の特性を調べるため、主流速度 $U_\infty=24.0$ m/s ($U_g=39.2$ m/s) のとき、1本の熱線を、速度変動のスペクトルのピークレベルが最も高い管群第2列め後方の図4上図中の点Bに固定し、もう1本の熱線を点BからY方向へ移動させて、342.5 Hz ($St=0.29$) に対する位相差を測定した。図5は位相差のY方向の変化を表している。図5中横軸に記したDが上流側の管の位置を表しており、Dに付したGからMの添字は管の番号である(図2参照)。

図5に見られるように、それぞれの上流側の管の後方の二つのせん断層内の速度変動は、互いに位相が約180°ずれており、それぞれの管後方の対応する側の速度変動の位相がダクト全体にわたり揃っていることがわかる。これはダクト幅一次モードの音響粒子速度変動のパターンに合致しており、音波による渦放出の周期性の促進を示している。なお管 D_G , D_H , D_L , D_M 後方のY軸正側と負側の変動の位相のずれが小さくなっているが、これはダクト壁面の影響であると考えられる。

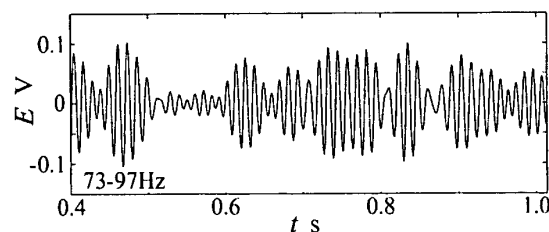
図4に見られる倍音関係にない三つの異なる周波数の速度変動の同期性を調べるため、1本の熱線を図4上図中の点Aに固定し、332~361 Hz, 254~269 Hz および73~97 Hzの帯域を有する三つのバンドパスフィルタを用いて各周波数帯の速度変動成分の振幅の



(a) 342.5 Hz component ($St=0.29$)



(b) 260 Hz component ($St=0.22$)



(c) 85 Hz component ($St=0.074$)

Fig. 6 Time variation of amplitude of three peak frequency components ($U_\infty=24.0$ m/s, $U_g=39.2$ m/s, Resonant case)

時間的変化を同時記録し、その結果をそれぞれ図6(a), (b)および図6(c)に示す。それぞれ横軸は時間、縦軸は熱線出力値である。

これらの波形を同時刻で比較すると、図6(a)と図6(b)は一方の波形の振幅が大となるとき、もう一方の振幅が小となる。このことから二つの周期現象は時間的に同時に発生しているのではなく、一方が発生すると他方は消滅の傾向にあることがわかる。管後方の速度変動の位相が180°ずれていること、ピーク周波数がギャップ流速に比例すること⁽¹³⁾を考慮すると、この周期性の強い現象はカルマン渦放出によると考えられる。なお、非共鳴時においても159 Hz ($St=0.29$) 成分と118 Hz ($St=0.22$) 成分との間に同様の結果が得られた。

図6(b)と図6(c)を比較すると、一方の波形の振幅が大となるとき、もう一方の振幅も大となり、二つの周期現象は密接に関連していることがわかる。このことから、85 Hzの速度変動は260 Hzの渦放出に誘起され、発生していると考えられる。この原因につい

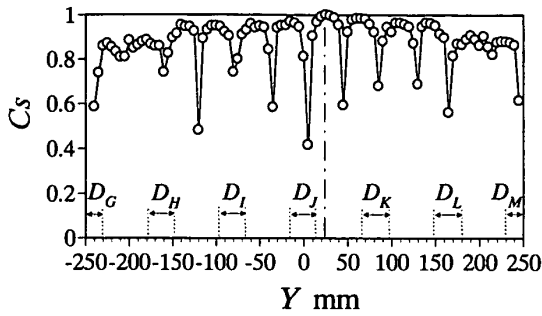


Fig. 7 Coherence of the velocity fluctuations between two points downstream of the second row of the tube banks ($f_s=342.5$ Hz, $St=0.29$, $U_\infty=24.0$ m/s, $U_g=39.2$ m/s, Resonant case)

ては今後検討する予定である。

次に、共鳴時の管群内の渦の Y 方向の空間相関を調査するため、図 4 上図中の点 B に 1 本の基準熱線を固定し、もう一方の熱線を Y 方向へ移動させて 2 点間の速度変動のコヒーレンスの分布を測定した。図 7 は 342.5 Hz ($St=0.29$) の速度変動成分の結果である。図 7 中一点鎖線は基準点の位置を、 D は上流の管の位置を表している。 Y 方向へダクト全体にわたりコヒーレンス値が極めて大きく、渦による速度変動の相関関係が極めて強いことがわかる。それぞれの管中心後方と管間後方でコヒーレンス値が低下しているのは、この領域では渦放出に起因する速度変動が小さいためである。

図 8 は非共鳴時の最大ピークに対応するストローハル数 $St=0.29$ の速度変動の Y 方向のコヒーレンスの分布である。基準点から離れるにつれてコヒーレンス値が徐々に小さくなる。気柱共鳴が発生している図 7 の場合のダクト幅全域にわたって同様の渦放出状態にあるのとは対照的である。

共鳴時に渦放出による速度変動の相関関係が大きくなるのは、共鳴により流れ場に大きな圧力変動が生じ、これに励起されてダクト幅方向に渦放出の同期化が行われたためである。なお 340 Hz 成分が共鳴状態にあるときの 260 Hz ($St=0.22$) と 85 Hz ($St=0.074$) の速度変動成分の Y 方向のコヒーレンスの分布は、非共鳴時の図 8 とほぼ同様であった。

4.5 管群後方での速度変動の相関性 共鳴時 ($U_\infty=24.0$ m/s, $U_g=39.2$ m/s) の管群後方の流れ場を調査するため、熱線を用いて図 9 に示す管群第 4 列の管 V と最後列の管 c の近傍の速度変動のスペクトルを測定し、ピーク周波数から ± 5 Hz 帯域に入るパーシャルオーバーオール値 E_{po} を算出した。図 9 にその結果を示す。 E_{po} が大きいほどこの周波数帯域の速

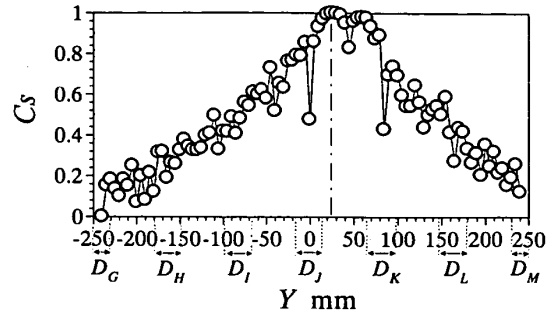
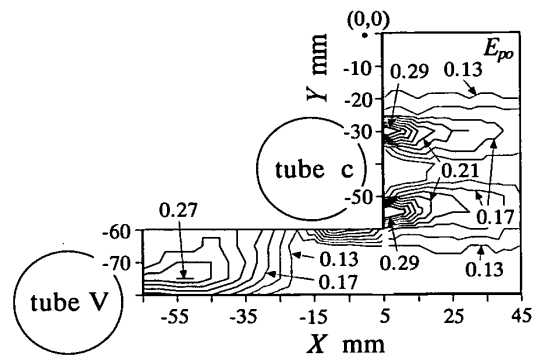
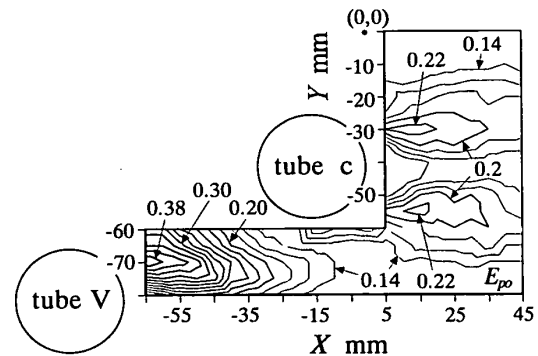


Fig. 8 Coherence between velocity fluctuations at two points downstream the second row in the tube banks ($f_s=158.8$ Hz, $St=0.29$, $U_\infty=10$ m/s, $U_g=16.3$ m/s, None resonant case)



(a) 342.5 Hz component ($St=0.29$)



(b) 260 Hz component ($St=0.22$)

Fig. 9 Contour map of the overall value of the velocity fluctuation around the last row of the tube banks ($U_\infty=24.0$ m/s, $U_g=39.2$ m/s, Resonant case)

度変動強さが強いことを表している。

図 9(a) は 342.5 Hz ($St=0.29$) の結果である。第 4 列の管 V 後方にはこの周波数をもつ渦放出による速度変動の強い領域が存在し、 E_{po} の最大値は約 0.27 となる。その強さは下流へ向かい徐々に低下するが、最後列の管 c の近傍後流で再び増加し極大となり、 Y 方向に二つの対を成す速度変動の強い領域を形成し、さらに下流へ徐々に低下していく。この分布は管群内

の管4列と最後列の管から 342.5 Hz の渦が放出されていることを示している。

非共鳴時の $St=0.29$ の渦による速度変動の強い成分は、おもに管群内の第4列の管近傍に分布しており、最後列の管後方には存在しない⁽¹³⁾。この差異は共鳴時には管群内の全体に存在する音圧変動に励起され、最後列管からも共鳴周波数で渦が放出されたためである。すなわち、共鳴による圧力変動は流れの系全体に強い影響を及ぼしていることがわかる。

図9(b)は 260 Hz ($St=0.22$) の等高線図である。この変動成分は管群内の第4列後方と管群の最後列の管後方に存在している。管群内の管4列後方では E_{po} の最大値は 0.4 となり、最後列の管後方の 0.23 と比べ大きくなる。これは非共鳴時と同様の傾向である。

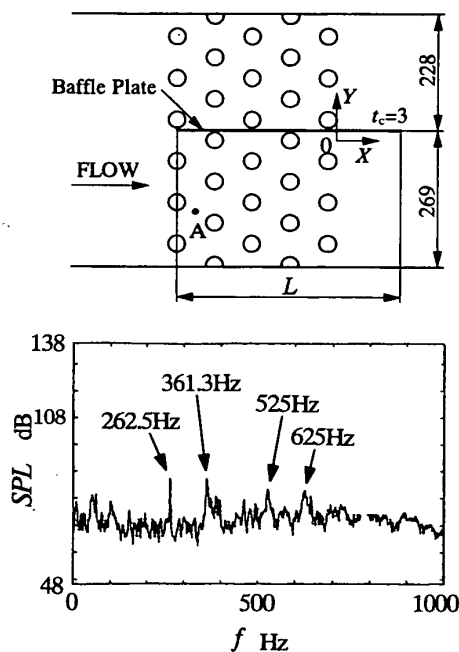
非共鳴時の $St=0.29$ (158.8 Hz) の速度変動成分は、おもに管群第4列の管近傍に分布しており、最後列の管後方には存在しないこと⁽¹³⁾、 $St=0.19$ (97 Hz) の速

度変動成分は最後列の管後方に分布しているが、共鳴時には発生しないこと⁽¹³⁾など、共鳴時と非共鳴時の渦放出現特性は傾向がまったく異なることがわかる。

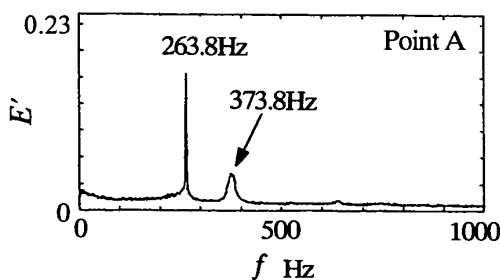
4・6 気柱共鳴に及ぼすバッフル板の効果 管揚力方向(Y方向)の共鳴は、X-Z平面にバッフル板を挿入しY方向のダクト相当幅 l を変え、音響固有周波数を変化させることで防止できると考えられる。そこでバッフル板のX方向の長さ L が 426 mm (管群の1列めから4列めの管中心間長さの1.5倍)、高さがダクトの縦幅と同じ 500 mm、厚さ $t=3$ mm のバッフル板を図10上図に示すように挿入した。この場合、ダクトのY方向の幅は 269 mm と 228 mm となり、管揚力方向(Y方向)の一次の音響固有周波数は、それぞれ 634, 748 Hz となる。

図10(a)はバッフル板挿入時の $U_\infty=23.0$ m/s ($U_g=37.9$ m/s) の気流音のスペクトルである。図3の共鳴時と比べ、 $St=0.29$ に対応する 361.3 Hz のピークレベルが約 85 dB まで低下しており、共鳴が発生しないことがわかる。このとき $St=0.29$ に対応するピーク周波数が図3で示した 335 Hz から 361.3 Hz へ増加する。これは渦放出が共鳴による音圧変動の影響を受けず、共鳴周波数へロックインしなかったためである。262.5 Hz ($St=0.22$) のピークレベルは共鳴時(図3)と比べ変化しないが、ピーク周波数が 255 Hz から 262.5 Hz へ増加する。

図10(b)はバッフル板挿入時の $U_\infty=23.0$ m/s ($U_g=37.9$ m/s) の管群第1列管後方の点A ($Y=-142$ mm) の速度変動のスペクトルである。図4(a)の共鳴時と比べ、 $St=0.29$ に対するピーク周波数が 342.5 Hz から 373.8 Hz へ移行し、ピーク値が激減する。一方、 $St=0.22$ 変動成分が 257.5 Hz から 263.8 Hz へ増加し、その周期性が強くなるが、共鳴しないため発生音のレベルは図10(a)に見られるように高くない。



(a) Sound pressure level near the exit of the duct



(b) Spectrum of velocity fluctuation at the point A

Fig. 10 The effect of baffle plate placed in the tube banks ($U_\infty=23$ m/s, $U_g=37.9$ m/s)

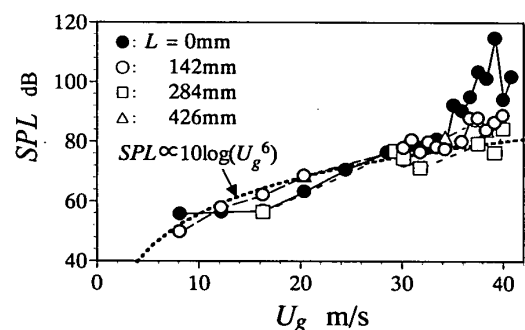


Fig. 11 Effect of baffle plate on sound pressure level ($St=0.29$)

以上より、図3中の335 Hzの卓越したピークは、 $St=0.29$ の渦がダクトの管揚力方向(Y 方向)の一次の音響固有周波数と一致して発生した気柱共鳴に起因するものであり、図4(a)の85.0, 257.5, 602.5 Hzの速度変動もこの共鳴に誘起されたものと考えられる。

図11にバッフル板の有無やその長さが発生騒音の音圧レベル SPL に与える影響を示している。図11中黒印がバッフル板がない場合、白抜きがバッフル板がある場合である。バッフル板の長さ L は図10上に示すように、管群第1列めの管中心を基点とし、そこから流れ方向(X 軸)の長さである。バッフル板 $L=284$ mmは管群第1列から5列までを仕切った場合、 $L=142$ mmは管群第1列から3列までを仕切った場合である。バッフル板を挿入すると音圧レベル SPL は、共鳴時と比べ最大で約30 dB低下する。バッフル板の長さによる差異は小さく、 $L=142$ mmの場合のように、渦の周期性が最も強く、変動の振幅が大きい管群の第2列め付近のみを仕切っても、渦放出による励起力が弱くなり気柱共鳴音は十分低くなることからわかる。

4.7 Fitz-hughのストローハル数 St のマップ⁽²⁾との比較 管群内外の流れ場は非常に複雑であり、渦放出周波数は複数存在する⁽¹³⁾。本一連の研究の場合、管群からの渦放出周波数は、非共鳴時には St が0.19, 0.22, 0.29の三つである。一方、設計に際し、広く引用されているFitz-hughのストローハル数のマップ⁽²⁾では、与えられた管群構造に対して、一つの周波数しか特定されない。したがって、以下でFitz-hughのマップ⁽²⁾の使用にあたっての問題点を検討する。

図12にFitz-hughの等ストローハル数線図⁽²⁾を示す。これは千鳥配列の裸管管群から放出される渦のストローハル数 St の実験値を、揚力方向のピッチ比

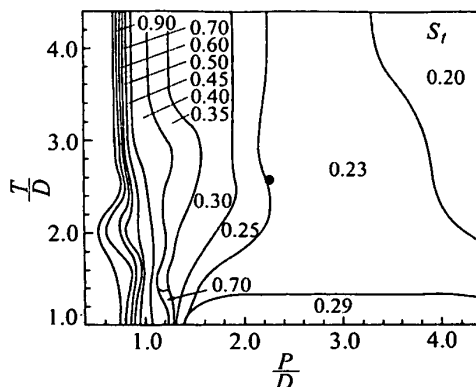


Fig. 12 Fitz-hugh's Strouhal number map

T/D , 抗力方向のピッチ比 P/D で示したものである。ここで St は、管直径 D を代表寸法とし、管ギャップ流速を代表速度として定義されている。本実験の場合 $T/D=2.58$ および $P/D=2.23$ であるから、図12中の●印の点になり、図から読んだ St は0.23となる。

図13は、本実験で得た渦放出周波数とギャップ間の平均流速 U_g を用いて算出した St を U_g に対して示したものである。 $U_g=39.2$ m/s ($U_\infty=24.0$ m/s) のとき、図4(a)に示した管群内の342.5 Hz変動に対応するストローハル数 St_1 は0.29(図中○印)、257.5 Hzは $St_2=0.22$ (□印)、85.0 Hzは $St_3=0.074$ (△印)に対応する。非共鳴時($U_\infty=10$ m/s, $U_g=16.3$ m/s)の渦放出周波数97 Hz⁽¹³⁾のとき $St_4=0.19$ (▽印)である。管群内外の複数の周波数の渦のうち、 $St_2=0.22$ の渦がFitz-hughのマップ⁽²⁾の0.23とほぼ一致する。しかし、本実験においてダクトと共鳴しているのは $St_1=0.29$ の渦である。このことはFitz-hughのマップから得られる渦放出周波数以外にも共鳴を引き起こす渦放出現象が存在することを意味している。

図14は主流速度 $U_\infty=10$ m/s時の最後列の管cと管dの間($X=-15.9$ mm)の時間平均局所ギャップ流速 U_{gL} の Y 方向の分布である。管間中央で最も流

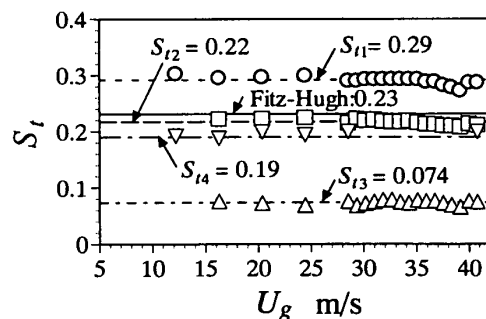


Fig. 13 Comparison between Strouhal number defined by mean gap flow velocity and Fitz-hugh's Strouhal number

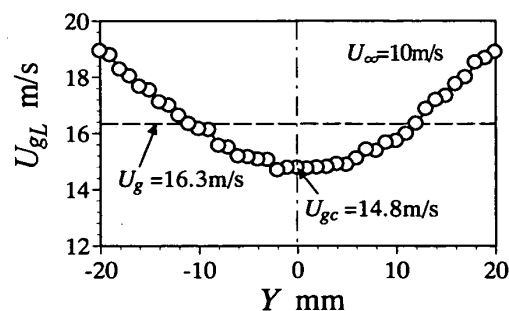


Fig. 14 Velocity distribution through minimum gap area between two neighboring tubes of a last row

速が遅くなり、両側の管に近づくにつれて速くなる。従来 Fitz-hugh のマップを用いた渦放出周波数の予測に際し、代表速度として管間の平均流速 U_g が用いられている。本実験の場合、図 14 中の点線が平均流速 $U_g=16.3$ m/s を表す。このとき管ギャップ間の中央の流速 U_g は 14.8 m/s である。代表速度としてこの U_{gc} を用いると、前記の $St_2=0.22$ は 0.25 となり、Fitz-hugh のマップの読み 0.23 より若干大きくなる。

ところで図 12 中黒点に示されるように本実験の管配列の仕様では Fitz-hugh のマップから定まる St は 0.23 であるが、0.25 との境界線付近であり、渦放出現象を考慮すると、これを 0.24 と読みかえることができよう。そうすれば、代表速度として U_{gc} を用いたストローハル数 St_2 とほぼ一致することになる。

以上のことは、設計に際し広く引用されている Fitz-hugh のストローハル数のマップが渦放出周波数の見積もりに一定の有効性をもつことを示す。しかし、本実験の管配列の仕様では複数の周波数の渦が発生⁽¹³⁾ し、特に共鳴が生じている場合の適用には問題があることから、管配列の条件以外にも渦放出を規制するパラメータの存在が推察される。これについては今後さらに検討の予定である。

5. 結 論

直径 $D=31.8$ mm の裸管の千鳥配列の管群に関して、気柱共鳴発生時の騒音および管群内外の流れ場を実験的に詳細に調査した。その結果以下の結論を得た。

(1) ギャップ平均流速 $U_g=39.2$ m/s のとき、342.5 Hz の管揚力方向の気柱共鳴が発生する。このとき管群内と管群の最後列の管からは、257.5 Hz (ストローハル数 $St=0.22$)、342.5 Hz ($St=0.29$) の周波数の渦が放出される。気柱共鳴時において管群内外で放出される渦は、単独円柱後方から交互に放出されるカルマン渦列と類似である。

(2) 共鳴が発生すると、共鳴による音圧変動に励起され、渦放出が管群全体で同期化され、周期性と速

度変動の振幅が増強される。

(3) ストローハル数 $St=0.22$ の渦の速度変動の振幅は $St=0.29$ の渦が放出されると減衰し、 $St=0.22$ の渦と $St=0.29$ の渦は時間的に同時に発生しているのではなく、交互に別々に発生していることを明らかにした。一方、ストローハル数 $St=0.074$ の速度変動は、おもに管群 1 列めにおいて発生しており、 $St=0.22$ の渦放出と時間的に同期して発生していることがわかった。

(4) Fitz-hugh のストローハル数のマップが管群内外で放出される一つの渦放出周波数の見積もりに有効であることを確認した。しかし、複数の渦放出周波数がある場合にはそれらすべてには適用できないことがわかった。特に本実験で気柱共鳴を支配する $St=0.29$ の渦の周波数の予測はできないことがわかった。

文 献

- (1) Chen, Y. N., *Trans. ASME, J. Eng. Ind.*, **94** (1968), 134-146.
- (2) Fitz-hugh, J. S., *Proc. UKAEA/NPL Int. Symp. Vib. Problems Ind.* Keswick, England, (1973), Paper 427.
- (3) 石谷清幹, 日本船舶機関学会誌, **10-1** (1975), 66-73.
- (4) Blevins, R. D., *Flow-Induced Vibration*, (1977), 276, VAN NOSTRAND REINHOLD COMPANY.
- (5) 白木万博・藤田勝久, 機械の研究, **30-8** (1978), 105-110.
- (6) Umeda, S. and Young, W.-J., *Exp. Fluids*, **26** (1999), 389-396.
- (7) Ziada, S., Oengoern, A. and Buhlmann, T., *Int. Symp. Flow-Induced Vib. Noise*, (1988), 219-254.
- (8) Oengoern, A. and Ziada, S., *ASME, AE & FIV, FSI*, **2**, AD-53-2 (1997), 183-192.
- (9) Tanaka, H., Imayama, Z., Koga, K. and Katayama, K., *Proc. ASME, PVP-154* (1989), 123-130.
- (10) Imayama, Z., Tanaka, H., Katayama, K. and Koga, K., *JSME Int. J.*, Ser. 2, **33-2** (1990), 234-240.
- (11) Imayama, Z. and Katayama, K., *Proc. ASME Symp. HTD/FIV Cylinder Arrays Cross Flow*, PVP-243 (1992), 123-136.
- (12) 佐藤敏浩・今山善之・片山圭一, 機論, **61-585**, C (1995), 1763-1768.
- (13) 濱川洋充・深野徹・西田英一・石田秀樹, 機論, **67-660**, B (2001), 1968-1974.
- (14) Roshko, A., *NACA Rep.*, 1191 (1954).