密なセレイティッドフィン付き千鳥配列円管群からの渦放出*

濱 川 洋 充^{*1}, 村 岡 功 一^{*2}
西 田 英 一^{*3}, 深 野 徹^{*4}Vortex Shedding from Staggered Tube Banks
with Closely Mounted Serrated FinHiromitsu HAMAKAWA^{*5}, Kouichi MURAOKA,
Eiichi NISHIDA and Tohru FUKANO^{*5} Department of Mechanical Engineering, Oita University,
700 Dannoharu, Oita-shi, Oita, 870-1192 Japan

In the present paper the attention is focused on the vortex shedding from the tube banks with closely mounted twist serrated fin. The tube banks were installed rigidly in the test section of the wind tunnel. We measured the mean velocity, the spectrum of velocity fluctuation and the gap velocity in the simulated tube banks which has same pitch ratio as that of a boiler heat exchanger. We found two types of vortex shedding with different Strouhal number of 0.40 and 0.20 in the case of Reynolds number Re , based on the equivalent diameter and gap velocity, between 2.8×10^4 and 6.2×10^4 . Strouhal numbers St were calculated by using the measured values of vortex shedding frequency, gap velocity and the equivalent diameter. The vortex shedding of $St=0.40$ mainly formed within the fin-tube banks and the other vortex of $St=0.20$ was in the wake of the fin-tube banks. Strouhal number of vortex shedding inside the fin-tube banks changed from 0.40 to 0.32 over $Re=6.2 \times 10^4$. The applicability of the equivalent diameter obtained by a single circular cylinder with serrated fin to the fin-tube banks was examined. Strouhal number 0.32 agreed with Strouhal number 0.30 obtained from Fitz-hugh's map for bare tube banks and other Strouhal number of 0.20 is similar to the vortex shedding from a circular cylinder.

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

1. 結 言

管に直交してガスが流れる管式の熱交換器では、気柱共鳴現象が発生し、大騒音や振動が問題となることがある。この現象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、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、管群からの渦放出による気流音と熱交換器を構成するダクトが共鳴して発生すると考えられている^{(1)~(7)}。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 Y. N. Chen⁽⁵⁾, J. S. Fitz-hugh⁽⁸⁾, A. Zukauskas⁽⁹⁾, D. S. Weaver⁽¹⁰⁾, A. Oengören⁽¹¹⁾ などが明らかにしており、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、排熱回収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、伝熱管の表面にフィンが設置されている。鈴木ら⁽¹²⁾、根本ら^{(13)~(15)}はこのようなフィン付きの伝熱管群においても気柱共鳴騒音が発生することを明らかにした。フィン付き単管および管群からの渦放出特性については、Y. N. Chen⁽⁵⁾, W. A. Mair⁽¹⁶⁾, J. Kouba⁽¹⁷⁾、川口と奥井ら^{(18)~(20)}、廣田ら⁽²¹⁾、S. Ziada⁽²²⁾、濱川ら⁽²³⁾の研究がある。これらの結果から、伝熱管表面にフィンを設置するとフィンの無い裸管に比べ渦放出特性が変化し、設計時の渦放出周波数の見積もりに裸管におけるストローハル数のマップが使用できないことがわかった。そこで、著者らは渦放出に関しフィン付き管を等価な円柱直径に置き換え、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提案し⁽²⁴⁾、ピッチが 5.08mm のツイストセレイティッドフィン付き管群においてその効果を検証した⁽²⁵⁾。しかしながら、川口ら^{(18)~(20)}はフィン付き管群においてフィンのスパン方向のピッチが渦発生特性に影響することを明らかにしており、ピッチが 5.08mm

* 原稿受付 2008 年 12 月 11 日。

^{*1} 正員、大分大学工学部(☎ 870-1192 大分市旦野原 700)。^{*2} (株)高田工業所(☎ 806-8567 北九州市八幡西区築地町 1-1)。^{*3} 正員、湘南工科大学機械システム工学科(☎ 251-8511 藤沢市辻堂西海岸 1-1-25)。^{*4} 正員、フェロー、九州大学(☎ 819-0395 福岡市西区元岡 744)。

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

とは異なる場合にも本設計法が有効であるかどうかは未だ不明である。

本研究では、フィンのピッチが小さい 3.63mm のツイストセレイティッドフィン付き千鳥配列管群からの渦放出特性を実験的に明らかにするとともに、本ピッチのフィン付き管群において、裸管管群のストローホル数のマップと等価直径⁽²⁴⁾を用いた渦放出周波数の予測手法が有効であるか否かを検討した。

2. おもな記号

- A : 熱線出力 [mV]
- D : 管直径 [mm]
- D_f : フィン外径 [mm]
- D^* : フィン付き管の等価直径 [mm]
- E : パワースペクトルの振幅値の無次元値
- E_{po} : パワースペクトルのピーク周波数から $\pm 5\text{Hz}$ の周波数帯域のパーシャルオーバーオール値
- f : 周波数 [Hz]
- f_p : スペクトルのピーク周波数 [Hz]
- L : 抗力方向の管中心間距離 [mm]
- Re : レイノルズ数 ($=U_g D^*/\nu$, $U_\infty D/\nu$)
- St : ストローホル数 ($=f_p D^*/U_g$, $f_p D/U_g$)
- t : 時間 [s]
- T : 揚力方向の管中心間距離 [mm]
- t_h : フィンの厚さ [mm]
- u' : 速度変動強さ
- U_g : ギャップ流速 [m/s]
- U_∞ : 主流速度 [m/s]
- X : 流れ方向距離 [mm]
- Y : 流れ方向と直角方向の距離 [mm]
- Y_p : フィンのスパン方向ピッチ [mm]
- ν : 動粘性係数 [m^2/s]

Fig. 1 Experimental apparatus

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 500mm×500mm の吹出式風洞のノズル出口から 130mm 下流に供試体であるフィン付き管群をテストセクションの下壁面に垂直に固定し設置した。風洞出口における一様流の速度は熱交換器の実機条件を考慮して 4.3~14.2m/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、代表寸法として管直径 D を用いたレイノルズ数はそれぞれ $Re=0.9 \times 10^4 \sim 3.0 \times 10^4$ である。管群上流の流れの乱れは 15.5m/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 $20D_f$ ($D_f=57.2\text{mm}$) 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 82mm、抗力方向 (X 方向) のピッチ P が 71mm の千鳥配列の管群である。ダクトの幅は 500mm であり、壁面上では半割にしたフィン付き管を取り付けて流れ場に及ぼす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 $D=31.8\text{mm}$ の円管表面にフィンとして高さ 12.7mm、厚さ $t_f=1.2\text{mm}$ の帯状の薄板が螺旋状に巻かれており、この帯状の薄板に幅 2mm、深さ 7mm の切れ込みが入り、それに若干ひねりが加えられた針状のツイストセレイティッドフィン⁽²³⁾⁽²⁴⁾が設置されている。フィン外径 D_f は 57.2mm、フィンのピッチ Y_p は 3.63mm 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 $5\mu\text{m}$ のタングステン線をセンサとする I 型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

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

に平行に直径 4.7mm のプローブを下流から挿入した。熱線は渦放出に因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 0.1mm の刻みで位置決めが可能である。測定はダクト中央 $Z=0\text{mm}$ 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塞率は 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。ギャップ流速 U_g は図 2 の最後列の管間中央の点 F に下流側から熱線を挿入し測定した値を用いた。この流速は、連続の式を考慮すると管群一列目から最後列目ではほぼ等しくなる。なお、工学的にはギャップ流速として測定値よりもギャップ間の平均流速を用いる方が一般的である。これについては今後検討する予定である。

速度変動特性として、平均流速、速度変動強さ u' 、速度変動のスペクトル、コヒーレンス、位相差を測定した。なお、速度変動のスペクトル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 秒間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 500Hz レンジにて 48 回の平均化処理を行った。

4. 実験結果および考察

4.1 フィン付き管の等価直径 著者らの単管を用いた研究⁽²⁴⁾によれば、フィン付き円柱の場合も

Fig. 3 Shape of a tube with twist serrated fin ($Y_p=3.63\text{mm}$)

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。そこで著者らは円柱にフィンを設置した場合の円柱径の目安の寸法をフィン付き管の幾何学的条件を用いて、次式で定義して等価直径 D^* と名付けた⁽²⁴⁾。

$$D^* = D + \frac{(D_f - D)t_h}{Y_p} \quad (1)$$

単独円柱に $Y_p=3.63\text{mm}$ のツイストセレイティッドフィンを設置した場合、フィン先端のひねりを考慮してフィンの厚さ t_h を最大厚さ 2.9mm と考える⁽²⁴⁾ と、等価直径 D^* は 52.1mm となる。

4.2 管群内の流れ場 図 4 (a) ~ (d) はギャップ流速 U_g が 28.0m/s のときの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 2 の点 A~D に対応している。図 4 (a) ~ (d) にはそれぞれ 171.25Hz のピークが形成されており、管群内では単一の周波数の周期性の強い速度変動が生じていることがわかる。

この周期性の強い現象の特性を調べるため、管群内二列目後方の点 B に熱線を挿入し、ギャップ流速 U_g を変化させて速度変動のスペクトルを測定した。ギャップ流速 U_g に対するスペクトルのピーク周波数 f_p の変化を図 5 中下側に示す。ピーク周波数 f_p はギャップ流速 U_g に比例し増加するが、その勾配が流速によって変化することがわかる。ギャップ流速 U_g と等価直径 D^* を用いたストローハル数 S_r は、ギャ

Fig. 4 Spectrum of velocity fluctuation at $u'_{\max}$ point around tube banks ($U_g=28.0\text{m/s}$)

Fig. 5 Variation of peak frequency against the gap velocity at the point B

ップ流速が約 16 m/s 未満では約 0.40 となり、約 21 m/s 以上では約 0.32 となる。これらの間の流速のスペクトルを図 5 中上側 (a) ~ (c) に示す。ギャップ流速 U_g が 15.8 m/s では、図 5 (a) のように $S_f=0.40$ 成分の 116.25 Hz の卓越した単一のピークが形成されるが、これより流速が大きくなると図 5 (b) に示すように 114.0 Hz ($S_f=0.32$ 成分) が現れ、128.0 Hz ($S_f=0.40$ 成分) との二つのピークを有する双峰性の分布となる。さらに流速が増加すると、 $S_f=0.40$ 成分の高周波側のピークレベルが徐々に低下し、一方 $S_f=0.32$ 成分の低周波側のピークレベルが増加して、ギャップ流速が 21.4 m/s では図 5 (c) に示すように $S_f=0.32$ 成分の 137.5 Hz の単一のピークのみとなる。

次に、この周期性の強い現象の原因を調べるため、管群二列目の管後方の図 2 に示す点 B と点 G 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、速度変動の位相差を測定した。図 6 (a) と (b) はギャップ流速がそれぞれ 14.0 m/s と 20.0 m/s の結果である。管後方の対称な 2 点間の速度変動の位相差がスペクトルのピーク周波数 101.25 Hz ($S_f=0.40$ 成分) と 127.5 Hz ($S_f=0.32$ 成分) ではどちらも約 180° となる。これは、一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を表している。

次に、管群内の速度変動のスペクトルが図 5 (b) に示されるように双峰性を成す原因を調べるため、ギャップ流速 $U_g=17.3$ m/s において測定した速度変

Fig. 6 Phase delay between velocity fluctuations downstream of the second row of tube banks

Fig. 7 Time variation of amplitude of two peak frequency components ($U_g=17.3$ m/s)

動の時系列データから、バンドパスフィルターを用いて $f=126.0\sim130.0$ Hz と $f=112.8\sim116.2$ Hz の二つの帯域の速度変動成分を分離し、振幅の時間変化を同時刻にて比較した。図 7 (a) は 126.0 ~ 130.0 Hz の周波数帯域の速度変動成分、(b) は 112.8 ~ 116.2 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。これらの波形を比較すると、図 7 (a) と (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。このことと、管後方の速度変動の位相が 180° ずれていること、ギャップ流速によってストローハル数が変化するが、局所的にはピーク周波数がギャップ流速に比例し増加することを考慮すると、これらの周期性の強い現象はカルマン渦放出に因ると考えられる。流速によってストローハル数が変化する原因

Fig. 8 Characteristics of velocity fluctuation in the wake of the tube banks with serrated fin ($U_g=20.0\text{m/s}$)

Fig. 9 Phase delay between velocity fluctuations downstream the second row of tube banks ($U_g=20.0\text{m/s}$)

は、フィン間の流れが変化してフィン付き管の渦放出に関する代表寸法が増加したためであると考えられる。

以上のことからピッチが 3.63mm のツイストセレイティッドフィン付き管群内の管からもカルマン渦が放出されていることが明らかである。

4.3 管群後方の流れ場 図 8 はギャップ流速 20.0m/s のときの管群後方の速度変動強さの等高線図である。測定領域は図 2 中に示す陰影部である。図 8 中左側にフィン付き管の位置と管の番号を表している。

速度変動強さはそれぞれの管の後方約 $1.2D_f$ 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。ギャップ流速が 27.0m/s 時のこの速度変動強さ最大点 (図 2 中の点 E) のスペクトル分布を図 4 (e) に示す。 105.0Hz に単一の卓越したピークが見られるが、管群内と比べレベルが高く、管

(a) Partial overall level about 156.25Hz

(b) Partial overall level about 97.5Hz

Fig. 10 Contour map of partial overall value around the last row of the tube banks ($U_g=25.4\text{m/s}$)

群後流では極めて強い速度変動が生じていることがわかる。

この速度変動の発生原因を調べるため、速度変動強さ最大点 (図 8 中の点 I, J) に熱線を挿入し、2 点間の速度変動の位相差を測定した。ギャップ流速 20.0m/s のときの結果を図 9 に示す。管後方の対称な 2 点間の速度変動の位相差がスペクトルのピーク周波数 77.5Hz において約 180° となることから、互いに逆位相であることがわかる。

図 5 中の Δ 印は、図 2 中の点 E で測定した速度変動のピーク周波数を示したものである。管群内とは異なりギャップ流速 U_g が増加するにつれてピーク周波数 f_p が直線的に増加することがわかる。このことと、最後列の管の後方に二つの速度変動強さの最大点が存在すること、速度変動のスペクトルに卓越したピークが形成されることを考慮すると、管群後流にも管群内と同様に周期性の強いカルマン渦が形成されていると考えられる。ギャップ流速 U_g と等価直径 D^* を用いたストローハル数 S_f は 0.20 となる。

以上のことから、フィン付き管群の後流にもカルマン渦が形成されるが、その速度変動強さと周期性は管群内と比べ強くなることがわかった。

4.4 管群内と後流の渦の関係 管群内と管群後流の渦のストローハル数が異なることから、これらの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の速度

変動のスペクトルを測定した。図 10 は、スペクト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 $-5 \sim +5\text{Hz}$ 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の等高線図である。値が大きいほど変動が強いことを表している。

図 10 (a) はギャップ流速 $U_g=25.4\text{m/s}$ における 156.25Hz ($S_f=0.32$) 成分の結果である。この成分は主として管群の最後列近傍に分布しており、管群下流では急激に小さくなるのがわかる。

図 10 (b) は 97.5Hz ($S_f=0.20$) 成分の結果である。 $S_f=0.32$ 成分とは傾向が異なり、管群近傍では小さく、管群の下流約 $1.2D_f$ 周辺で大きくなる。なお、図は省略するが、ギャップ流速 $U_g=14.0\text{m/s}$ において管群内の $S_f=0.40$ 成分と管群後流の $S_f=0.20$ 成分とを比較した場合にも同様の結果が得られた。

以上のことから、管群内で生じているストローハル数 $S_f=0.40$ と $S_f=0.32$ 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、 $S_f=0.20$ 成分の速度変動成分が誘起されていると考えられる。この傾向は前報⁽²⁵⁾のピッチが 5.08mm の場合と同じである。なお、管群内の渦のストローハ

ル数が流速によって変化するにもかかわらず、後流の渦のストローハル数が 0.20 で一定となる原因は、ピッチが 5.08mm の場合と同様に管群内と後流の渦とはお互いに相関がなく、管群内の渦の周波数が後流の渦の周波数に影響しないためであると考えられる⁽²⁵⁾。

以上の検討結果から、管群内では流速によってストローハル数 0.32 と 0.40 の渦が、管群後流では 0.20 の渦が放出されていることがわかった。

4.5 等価直径の検証 ここでは、著者らが提案した等価直径の算定法⁽²⁴⁾⁽²⁵⁾が、ピッチが 3.63mm のフィン付き管群に対して適用できるかどうかについて検討する。

図 11 に裸管を用いた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⁽⁸⁾を示す。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されている。

管直径 D として前述の $D^*=52.1\text{mm}$ を用いると、図 2 に示される本実験の仕様から $T/D^*=1.57$ および $P/D^*=1.36$ となる。図 11 中の●印はこの座標を示しており、図から読んだストローハル数 S_f は約 0.30 となる。

図 12 に、等価直径と、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のレイノルズ数に対する変化を示す。渦放出周波数として管群内のものを用いたストローハル数を○印、管群後流のものを△印で示している。

図 12 よりレイノルズ数が $6.2 \times 10^4 \sim 9.6 \times 10^4$ において管群内の渦の低周波側のストローハル数 0.32 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 0.30 とがほぼ一致していることがわかる。したがって、レイノルズ数によっては著者らが提案した等価直径の算定法⁽²⁴⁾⁽²⁵⁾が、ピッチが 3.63mm のフィン付き管群に対しても有効であると考えられる。しかしながら、レイノルズ数が $2.8 \times 10^4 \sim 6.9 \times 10^4$ においては管群内の渦の高周波側のストローハル数は約 0.40 となり、Fitz-hugh のマップから読んだストローハル数 0.30 とは一致しなかった。

ところで、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、ストローハル数の予測式として Y. N. Chen⁽⁵⁾、A. Zukauskas⁽⁹⁾、D. S. Weaver⁽¹⁰⁾、A. Oengören ら⁽¹¹⁾も明らかにしている。図 11 と同様にして、これらのマップから値を読むと本配列の仕様

Fig. 11 Fitz-hugh's Strouhal number map

Fig. 12 Comparison between Strouhal number using equivalent diameter and the value read from Strouhal number maps.

ではそれぞれ 0.54, 0.37, 0.58, 0.36 と 0.52 となる。この中で, A. Zukauskas らの値 0.37 と A. Oengören らの 0.36 が, レイノルズ数が $2.8 \times 10^4 \sim 6.9 \times 10^4$ における本管群内の高周波側のストローハル数約 0.40 とほぼ一致することがわかる。

予測式による結果の違いは, 管群配列の分類の仕方と適用範囲によって予測式の線の引き方が異なること, 式の導出に用いられた複数の論文の実験結果に若干のばらつきがあることなどが原因である。このばらつきは, 渦放出周波数の同定に用いた実験装置と測定方法, レイノルズ数, 管群の本数と配列の仕様の相違が主な原因であると考えられる。したがって, ストローハル数の予測精度を向上させるには, 複数のマップや予測式を併用した方がよい。これらを考慮すると, 著者らが提案したフィン付き管の等価直径の算定法⁽²⁴⁾⁽²⁵⁾が, ピッチが 3.63mm のフィン付き管群に対しても有効であると考えられる。しかしながら, 図 12 中の△印に示すように管群後流の渦の周波数を用いたストローハル数は約 0.20 となり, これらのマップや式とは一致しなかった。

ところで, 著者らはピッチが 5.08mm のフィン付き管群において, ギャップ流速と等価直径を用いて算定した管群後流の渦のストローハル数が約 0.18~0.2 となり⁽²⁵⁾, 単独円柱後流の渦のストローハル数 0.2⁽²⁶⁾とほぼ一致することを明らかにしている。ピッチが 3.63mm の本結果も同様であることから, 本フィン付き管群の場合にも管群後流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出来ると考えられる。

5. 結 論

ピッチが 3.63mm のセレイティッドフィン付き管群からの渦放特性を実験的に調査し, 等価直径の千鳥配列管群への適用性を検討した。その結果, 以下の結論を得た。

(1) 管群内の渦の周波数はギャップ流速に比例し増加するが, その勾配がレイノルズ数によって変化する。ギャップ流速と等価直径を用いたストローハル数は, レイノルズ数が $2.8 \times 10^4 \sim 6.9 \times 10^4$ では約 0.40 となり, $6.2 \times 10^4 \sim 9.6 \times 10^4$ では約 0.32 となる。レイノルズ数が $6.2 \times 10^4 \sim 6.9 \times 10^4$ では, これらの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。

(2) フィン付き管を等価裸管モデルで置き換えた等価直径と, 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, レイノルズ数が $6.2 \times 10^4 \sim 9.6 \times 10^4$

では管群内で発生する渦の周波数が約 0.32 となり, Fitz-hugh の線図から得られる値とほぼ同じになる。レイノルズ数が $2.8 \times 10^4 \sim 6.9 \times 10^4$ では管群内の渦のストローハル数は約 0.40 となり, A. Zukauskas と A. Oengören らの予測式から得られる値とほぼ同じになる。

(3) 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 0.20 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) Paidoussis, M. P., A Review of Flow-induced Vibrations in Reactors and Reactor Components, *J. Nuclear Eng. Design*, 74, (1982), pp.31-60.
- (2) Pettigrew, M. J., Taylor, C. E., Vibration Analysis of Shell-and Tube Heat Exchangers: An Overview-Part1: Flow, Damping, Fluidelastic Instability, *J. Fluids Struct.*, 18, (2003), pp.469-483.
- (3) Pettigrew, M. J., Taylor, C. E., Vibration Analysis of Shell-and Tube Heat Exchangers: An Overview-Part2: Vibration Response, Fretting-wear, Guidelines, *J. Fluids Struct.*, 18, (2003), pp.485-500.
- (4) Owen, P. R., Buffeting Excitation of Boiler Tube Vibration, *J. Mech. Eng. Sci.*, 7, (1965), pp.431-439.
- (5) Chen, Y. N., Flow-induced Vibration and Noise in Tube-bank Heat Exchangers due to Von Karman Streets, *Trans. ASME, J. Eng. Ind.*, Series B, Vol. 94, (1968), pp.134-146.
- (6) Weaver, D. S., Vortex Shedding and Acoustic Resonance in Heat Exchanger Tube Arrays, *In Technology for the 90's, ASME*, (1993), pp.776-810.
- (7) Ziada, S., Oengören, A., Vortex Shedding in an In-line Tube Bundle with Large Tube Spacings, *J. Fluids Struct.*, 7, (1993), pp.661-687.
- (8) Fitz-hugh, J. S., *Proc. UKAEA/NPL Int. Symposium on Vibration Problems in Industry.*, (1973), Keswick, England, Paper 427, 1-17.
- (9) Zukauskas, A., Katinas, V., Flow-induced Vibration in Heat Exchanger Tube Banks, *In Practical Experiences with Flow-induced Vibrations*, (1980), pp.188-196.
- (10) Weaver, D. S., Fitzpatrick, J. A., ElKashlan, M., Strouhal Numbers for Heat Exchanger Tube Arrays in Cross Flow, *ASME J. Pressure Vessel Technology*, 109, (1987), pp.219-223.
- (11) Oengören, A., Ziada, S., An In-depth Study of Vortex Shedding, Acoustic Resonance and Turbulent Forces in Normal Triangle Tube Arrays, *J. Fluids Struct.*, 12, (1998), pp.717-758.
- (12) Suzuki, S., Ugai, Y., Maruta, Y., Mori, S., Noise Prevention in Tube-Type Heat Exchangers Employed in Gas Turbines, *Trans. JSME*, Vol. 52B, No. 477, (1986), pp.2137-2142.
- (13) Nemoto, A., Yamada, M., Flow-induced Acoustic Resonance Caused by Fin-tube Bundles, *Symposium on Flow-induced Vibration and Noise, ASME PVP-Vol. 243, Vol.4*, (1992), pp.137-152.
- (14) Nemoto, A., Takakuwa, A., Tsutsui, M., Flow-induced Acoustic Resonance with Various Finned Tube Banks, *Flow-induced Vibration and Noise, ASME*, Vol.2, AD-Vol.53-2, (1997), pp.311-320.

- (15) Nemoto, A., Hara, F., Takakuwa, A., Tsutsui, M., Flow-Induced Acoustic Noise in Staggered Tube Banks, *Trans. JSME*, Vol. 65C, No. 635, (1999), pp.129-135.
- (16) Mair, W. A., Jones, P. D. F., Palmer, R. K. W., Vortex Shedding from Finned Tubes, *J. Sound Vib.*, Vol.39, No.3, (1975), pp.293-296.
- (17) Kouba, J., Vortex Shedding and Acoustic Emission in Finned Tube Banks Exposed to Cross Flow, *ASME Pressure Vessels and Piping Conference*, Vol.104, (1983), pp.213-217.
- (18) Kawaguchi, K., Okui, K., Kawabe, Y., Vortex Generation Characteristics of Serrated Finned Tube Banks with Staggered Arrangement (1st Report: Classification by the Frequency of Vortex Generation), *Turbomachinery*, Vol. 31, No. 3, (2003), pp.181-189.
- (19) Kawaguchi, K., Okui, K., Kawabe, Y., Vortex Generation Characteristics of Serrated Finned Tube Banks with Staggered Arrangement (2nd Report: Effects of Tube Diameter and Fin Height), *Turbomachinery*, Vol. 31, No. 4, (2003), pp.227-236.
- (20) Okui, K., Kawaguchi, K., Kawabe, Y., Vortex Generation Characteristics of Serrated Finned Tube Banks with Staggered Arrangement (3rd Report: Study on Reduction Method of Vortex Generation), *Turbomachinery*, Vol. 31, No. 6, (2003), pp.330-337.
- (21) Hirota, K., Nakamura, T., Kikuchi, H., Isozaki, K., Kawahara, H., Fluidelastic and Vortex Induced Vibration of a Finned Tube Array, *Dynamics and Design Conference 2001*, No.621, (2001), CD-ROM
- (22) Ziada, S., Jebodhsingh, D., Weaver, D. S., Eisinger, F. L., The Effect of Fins on Vortex Shedding from a Cylinder in Cross-flow, *J. Fluids Struct.*, 21, (2005), pp.689-705.
- (23) Hamakawa, H., Nakashima, K., Kudo, T., Nishida, E., Fukano, T., Vortex Shedding from a Circular Cylinder with Spiral Fin, *J. Fluid Science and Technology*, Vol.3, No. 6, (2008), pp.787-795.
- (24) Hamakawa, H., Fukano, T., Aragaki, M., Nishida, E., Vortex Shedding from a Circular Cylinder with Fin, *Trans. JSME*, Vol. 65B, No. 635, (1999), pp.18-25.
- (25) Hamakawa, H., Fukano, T., Nishida, E., Syoda, Y., Morooka, T., Vortex Shedding from Tube Banks with Serrated Fin, *Trans. JSME*, Vol. 66B, No. 646, (2000), pp.1301-1308.
- (26) Roshko, A., On the Development of Turbulent Wakes from Vortex Streets, *Caltech Theses and Dissertations*, California Institute of Technology, (1952).