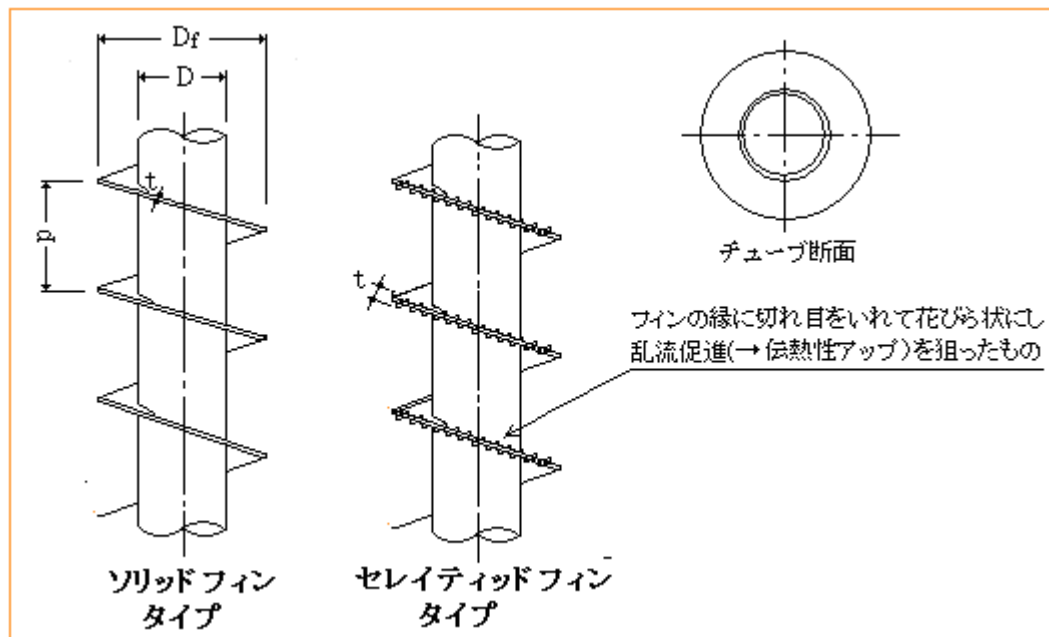


【整番】FE-19-TM-016	【標題】フィンチューブ管群の渦放出振動数算定法に関して		
分類：流れ(流体振動)／種別：技術メモ	作成年月：H20.6／改訂：Ver0.0(H20.8)	作成者：N.Miyamoto	

全5枚

1. ラセン状にフィンを巻きつけたチューブは熱伝達特性を向上させるために、種々の熱交換器、例えばボイラの加熱器や再熱器などに用いられている。このフィン付きチューブの渦放出特性は、フィン無しチューブほどにはよく知られていない。スタックや塔槽類あるいは配管に挿入のサーモウェルでは胴にラセン状の帯板を巻きつけてカルマン渦対策を行うことがあるので、フィンチューブでは渦放出がないという錯覚もあるようだ。しかし残念ながらフィン付きチューブでも渦放出振動は避けられず、管群の音響振動についてもフィン無しチューブと同様に、バッフルの設置などを検討する必要がある。

ラセン状にフィンを巻きつけたチューブの渦放出振動に関しては、文献(1)(2)で詳しく論じられている。ここでは設計観点からみた、これら有用文献の運用上の要点を述べてみたい。



2. 文献(1)は単一のフィン付きチューブのカルマン渦の特性を調べたもので、その結論は次のようである。

- フィン付き円柱のような複雑な形状でもその後流には単一周波数の典型的なカルマン渦列が形成される。
- 発生渦は殆どフィン無しチューブと変わらないが、やや渦の強さが弱まり渦の発生点が下流側に移動する傾向がある。
- フィン自身は円柱の直径(代表寸法)を増加させる方向に働く、即ちフィンの外径が大きくなる程、フィンの厚みが増す程またフィンのピッチが短くなる程、渦放出振動数は低下する。
- 単一フィン付きチューブの渦放出振動数は次式によって近似することができる。

$$f_s = S_t U_\infty / D^* \quad \text{但し } D^* = D + (D_f - D)nt/25.4 \quad \text{-----(1)}$$

ここで f_s = 渦放出振動数(Hz)、 S_t = 通常の円柱のストローハル数、 U_∞ = 近寄り流速 (m/s)

D^* = 等価直径(代表寸法)(m)、 D = 裸チューブ径(m)、 D_f = フィン外径(m)、

n = チューブ 1 インチ長さ当たりのフィン数 = $25.4/p$ 、 p = フィンピッチ(mm)

t = ソリッドフィンの場合はフィン厚さ(mm)、また

セレイティッドフィンの場合はフィン先のねじれを含んだ厚さ(mm)

(1)式は、設計用途に提案されたものである。確かにフィン付きチューブを等価な裸チューブで扱えるなら、通常の円柱のストローハル数を用いて容易に渦放出振動数を見積もることができる。ただ、文献(1)には直接比較がないので、(1)式を用いて渦放出振動数を計算して計測値と比べてみる。

$$n=1 \text{ のとき : } D^* = 0.0318 + (0.0592 - 0.0318) \times 1 \times 1.2 / 25.4 = 0.0331 \text{ m}$$

$$f_s = 0.183 \times 10 / 0.0331 = 55.3 \text{ Hz (計測値 56.3 Hz)} \rightarrow -1.2\% \text{ 誤差}$$

$$n=3 \text{ のとき : } D^* = 0.0318 + (0.0572 - 0.0318) \times 3 \times 1.2 / 25.4 = 0.0354 \text{ m}$$

$$f_s = 0.183 \times 10 / 0.0354 = 51.7 \text{ Hz (計測値 54.4 Hz)} \rightarrow -5\% \text{ 誤差}$$

$$n=5 \text{ のとき : } D^* = 0.0318 + (0.0572 - 0.0318) \times 5 \times 1.2 / 25.4 = 0.0378 \text{ m}$$

$$f_s = 0.183 \times 10 / 0.0378 = 48.4 \text{ Hz (計測値 48.1 Hz)} \rightarrow +0.6\% \text{ 誤差}$$

$$n=7 \text{ のとき : } D^* = 0.0318 + (0.0572 - 0.0318) \times 7 \times 1.2 / 25.4 = 0.0402 \text{ m}$$

$$f_s = 0.183 \times 10 / 0.0402 = 45.5 \text{ Hz (計測値 44.4 Hz)} \rightarrow +2.5\% \text{ 誤差}$$

フィン数 $n=3$ については少し誤差が大きいが、ほかのケースは殆ど問題なし。おそらく(1)式は設計式として問題なく使えるが、**運用上安全側になるように配慮すべき**である。

3. 熱交チューブは単一で使われることはなく、殆どの場合、**管群**あるいは**管束**として使用される。その場合、渦放出振動は上記の単一ケースと著しく異なっている。この管群の渦放出振動数は**音響振動**(気柱振動)の場合に非常に重要になってくる。**文献(2)**はセレイティッドフィンチューブを対象にして文献(1)で提案した**等価直径**が千鳥配列管群に適用できるか否かを検討したもので、設計的には見逃せない資料である。その結論は次のようである。

(1) **管群内と管群後流**から、互い異なった倍音関係にない2つの渦放出振動数が発生する。これらは単一チューブから放出される振動数より高く渦の強さもやや大きい。

(2) 管群内の計測振動数から、等価直径と**ギャップ流速**を用いて算出したストローハル数は、等価直径を用いて **Fitz-hugh** のマップデータから得られるストローハル数 **0.3** とほぼ同じになる。

(3) 管群後流の計測振動数から、等価直径とギャップ流速を用いて算出したストローハル数は、等価直径を用いて**通常の円柱データ**から得られるストローハル数 **0.18~0.2** とほぼ同じになる。

まず(1)について。管群最終列の周波数スペクトル計測結果は Fig. 11 のようになる。管群入口列の直後で 116Hz、最終列(A点)で 115Hz が卓越していることからわかるように、管群内部は **114~116Hz** になっている。然るに B, C, D と管群から離れていくにつれ **73.8Hz** 卓越に変わってゆく。即ち2種類の渦の発生がある。これらは2倍周波数になっていないので、いわゆる交互渦 vs 双子渦の関係にはなっていない。

[この 2 つの振動数の並存現象はフィンの有無によらない一般的な傾向ではないか?と思われる。その場合、管群内の渦放出振動数は当然ながらチューブ軸直交方向(揚力方向)の音響振動の引き金に、管群後流の渦放出振動数はいわゆるキャビティ部分(管群の前後スペース及び管群と管群の中間スペース)でおきる気柱振動の引き金になると思われる。特に後者はキャビティ部分に音響バップルが必要か否かの議論に繋がるので重要ではないかと思う (TS 作成者思案)。]

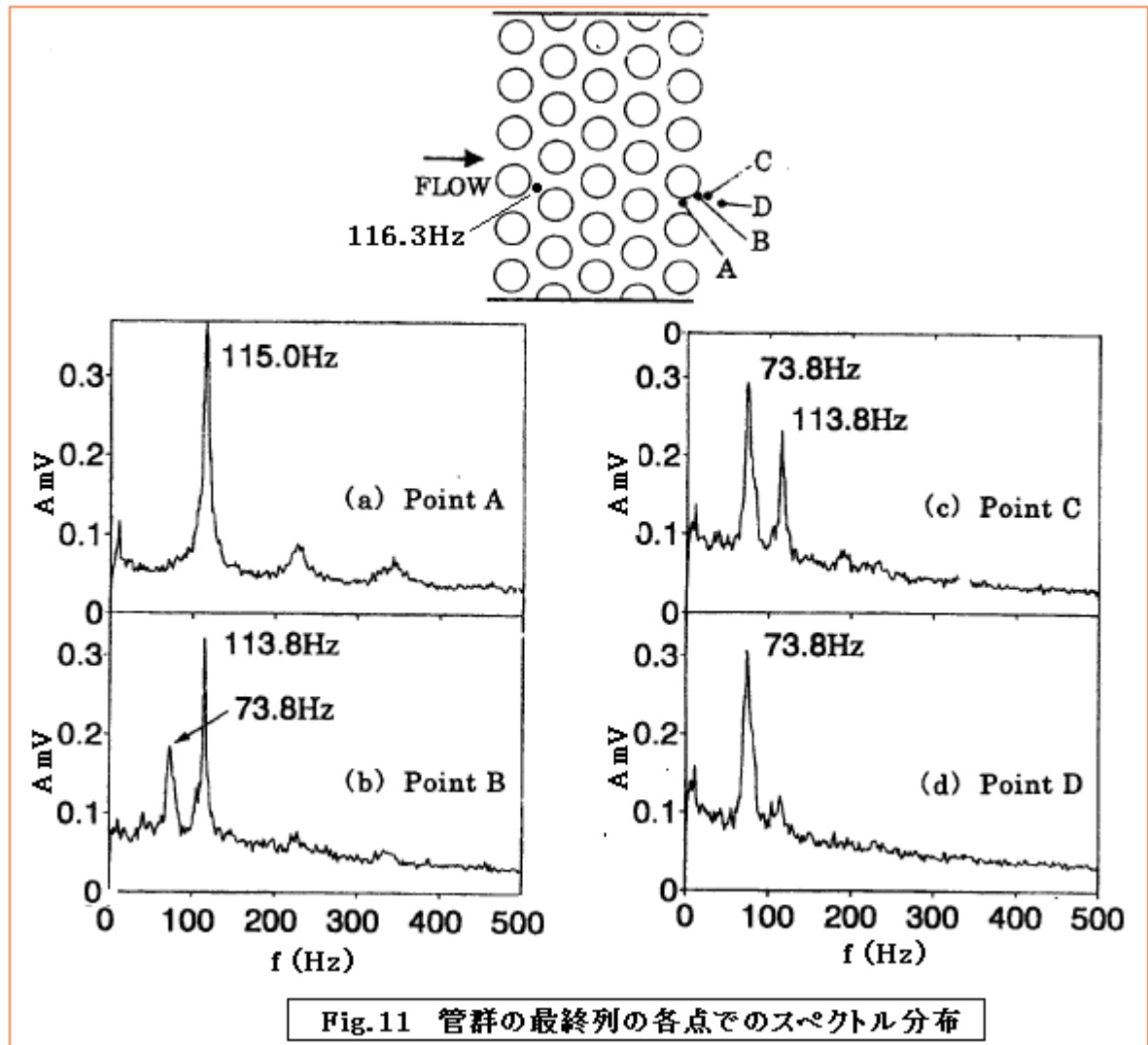


Fig.11 管群の最終列の各点でのスペクトル分布

次に(2)について。文献(2)の供試体(チューブバンドル)は Fig.2 のような配置/配列になっている。論文では、単一チューブの渦放出振動数の定義[この場合 $f_s = S_t U_\infty / D^*$]から、

$$D^* = S_t U_\infty / f_s = 0.183 \times 10 / 38.8 = 0.0472 \text{ m}$$

としている。これは、実験条件 $U_\infty = 10 \text{ m/s}$ 、実験結果 $f_s = 38.8 \text{ Hz}$ に、通常の円柱データ $S_t = 0.183$ を用いたものであるから、実験ベースの等価直径と言える。論文(1)の提案式によれば、

$$D^* = D + (D_f - D)nt / 25.4 = 0.0318 + (0.0572 - 0.0318) \times 5 \times 2.9 / 25.4 = 0.0463 \text{ m}$$

[ここでは、セレイティッドフィンの厚さ $t = 2.9 \text{ mm}$ にしているがこれは文献(1)に拠っている。]

実験ベースの D^* と提案ベースの D^* は合っていないが、誤差 2% 程度なので差し支えはないと思われる。 $D^* = 0.0472 \text{ m}$ とすると、 $P/D^* = 71/47.2 = 1.5$ 、 $T/D^* = 82/47.2 = 1.737$ になるので、Fitz-hugh のマップデータから $S_t = 0.3$ が得られる (Fig.14 参照)。この S_t は Fig.15 中の点線で示される。

一方、管群内のストローハル数は $[St = f_s D^* / U_g]$ で定義されるが、これは Fig.15 中の白丸マークでプロットされている。この St 値は計測された f_s 、 U_g を用いて計算されている。この場合、ギャップ流速 U_g は、Fig.7 の $Y=0$ における値で、ギャップに分布する流速の最小値である。ここで、近寄り流速 $U_\infty = 10 \text{ m/s}$ の場合を計算してみると

$$St = f_s D^* / U_g = 115 \times 0.0472 / 18.75 = 0.29$$

となり、だいたい Fig. 15 のプロットと一致している。従って、(2)の結論に特に異議はない。しかし設計時点において、渦放出振動数を求めるときのギャップ流速 U_g は平均ギャップ通過流速、すなわち

$$U_g = U_\infty \{T / (T - D^*)\} = 10 \times \{0.082 / (0.082 - 0.0472)\} = 23.56 \text{ m/s}$$

である。本ケース、計測された最小ギャップ流速は 18.75 m/s であるから 26% 増しになる。この場合

$$St = f_s D^* / U_g = 115 \times 0.0472 / 23.56 \div 0.23 \quad (\text{上記 } St \text{ の約 } 80\%)$$

即ち、平均ギャップ流速 U_g を用いてフィン付きチューブ管群の渦放出振動数を求めるときは、等価直径を用いて Fitz-hugh のマップデータから求めたストローハル数に 0.8 を乗じたものを計算用のストローハル数として使用する必要がある。すなわち、

$$\text{フィン付きチューブ管群内の渦放出振動数} : f_s = St^* U_g / D^* \quad \text{-----(2)}$$

ここで、 St^* = 等価直径を用いて Fitz-hugh のマップデータから求めたストローハル数の 0.8 倍

U_g = 流れに直交するギャップにおける平均ギャップ流速 (m/s)

D^* = 等価直径 (m) = $D + (D_f - D)nt/25.4$ 、----文献(1)定義通り

但し、この式の確定には、更にデータが必要である。

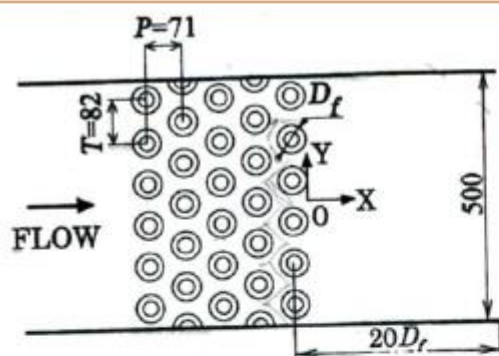


Fig.2 チューブバンドルの配置(断面)

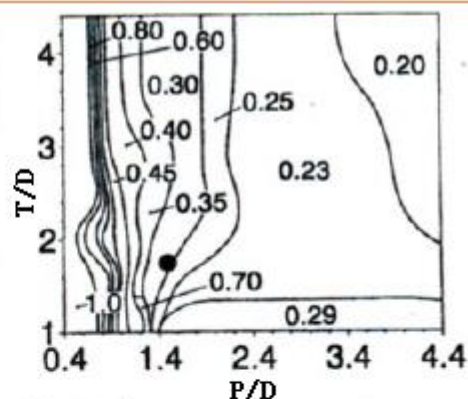


Fig.14 Fitz-hughのストローハル数マップ

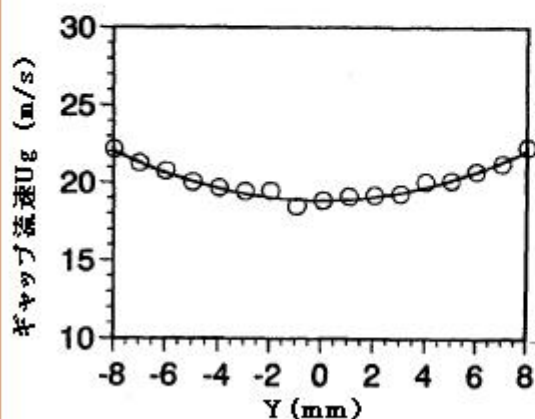


Fig.7 最終チューブ列の2つの隣接チューブ間の最小ギャップにある流速分布

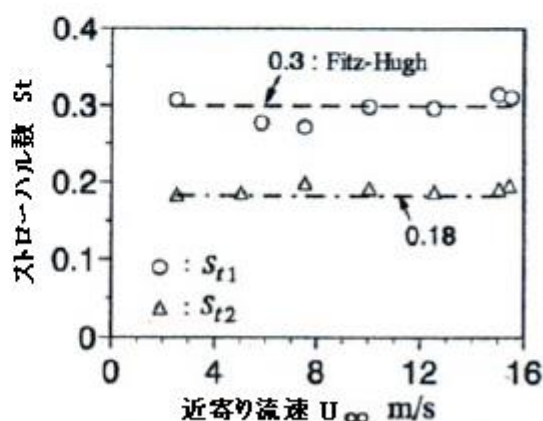


Fig.15 等価直径を用いたストローハル数とFitz-hughのストローハル数の比較

更に(3)について。この場合も同様に U_g の定義に問題がある。Fig.15 のストローハル数のプロットは、

$$St = f_s D^* / U_g = 73.8 \times 0.0472 / 18.75 = 0.186$$

であるが、これは $St = 73.8 \times 0.0472 / 23.56 = 0.148$ に修正しなければならない。 $0.148 / 0.186 = 0.8$ であるから、フィン付きチューブ管群後流の渦放出振動数についても(2)式が適用できる。

4. 以上、文献(2)を設計に運用するに際しては、次の2点に考慮すべきである。

- ① 管群内と管群後流では渦放出振動数に顕著な差異があること。前者は通常の音響振動対策で考慮されているが、後者は看過される傾向がある。キャビティ部分の振動チェックで考慮すべきではないかと思われる。
- ② 管群内、管群後流とも、(2)式によって渦放出振動数を見積もるのがよいと思う。但しこの件は現状確定できない。更に裏付けとなるデータが必要だろう。

文献) (1) 「フィン付き円柱からの渦放出に関する研究」 浜川、深野、新垣、西田

日本機械学会論文集(B編)65巻 635号(1999-7)

(2) 「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」 浜川、深野ほか

日本機械学会論文集(B編)66巻 646号(2000-6)