

【整番】FE-19-TM-014		【標題】管群における音響振動の防止/抑制を目的とした設計手順	
分類：流れ(流体振動)／種別：技術メモ		作成年月：H20.5／改訂：Ver0.1(H20.6)	作成者：N.Miyamoto

H20.6..22 記述修正および例題追加 全 24 枚

1. はじめに

外面に気体が流れるチューブ(管)式の熱交換器では、場合によって管群(管束)内あるいはその廻りに激しい振動騒音が発生することがある。場合によって騒音が 90dB を越えることもあり大きなクレームになる。

単純にはこの振動は**気柱振動(共鳴)**に他ならない。例えばガスダクトに設置されたインライン熱交では、**図 1** のようにチューブ(管)軸に直交する方向に管体が揺れることでその方向に気体が振動し、ダクト横方向にもともと存在している定在波と共鳴を起こす。また、シェル&チューブ熱交では**図 2** のようにシェル直径内で定在波と共鳴する。共鳴によって微小な気体の振動は**増幅されて大きな音圧変動**が起きる。

この振動の引き金は多くの場合、**図 3** のようなチューブ後流に生じる**交互渦(いわゆるカルマン渦)**である。この交互渦によって管は流れ方向あるいは管軸方向に直交して振動して**加振源**になる。交互渦のほかに乱流(バフエッティングなど)もまた加振源になると云われるが明細はわからない。殆どの場合、交互渦を加振源と考えて差し支えない。

ダクトあるいはシェル空間には**固有の振動数を持った無数の定在波が存在する**。渦放出振動数で管軸直交方向に気体が揺さぶられると、これに近い固有振動数を持ったある次数の定在波が**刺激を受けて共鳴する**。**図 1** は 1～3 次、**図 2** は 1 次の定在波が共鳴した状態を示しているが、もちろん振動数が漸近すれば、更に高い次数の定在波でも共鳴が起きる。

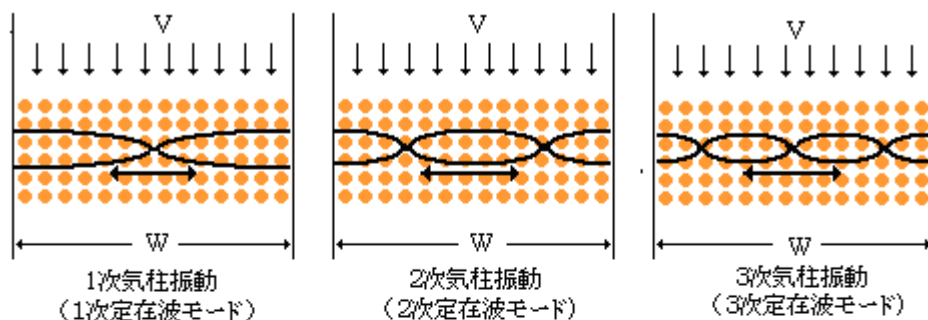


図1 ダクトの気柱振動のモードパターン(管軸直交方向振動の例)

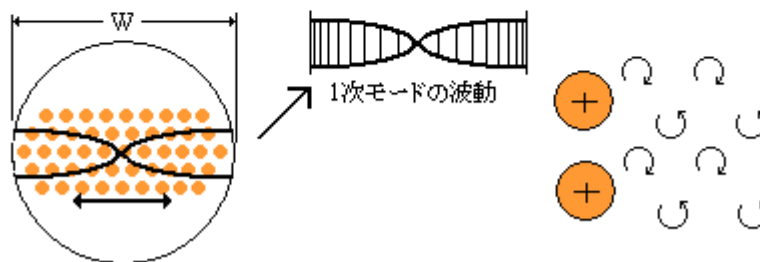


図2 シェル&チューブ熱交の気柱振動(例)

図3 チューブ(管)後流の交互渦

音響振動の大半は、交互渦による管軸直交方向の気柱振動である。大半の設計ではこのモードの振動のみを考えておけばよいが、時によって「流れ方向モードの気柱振動」、「管軸方向モードの気柱振動」が起きることがある。残念ながらこれらの現象についてはまだよくわかっていない。

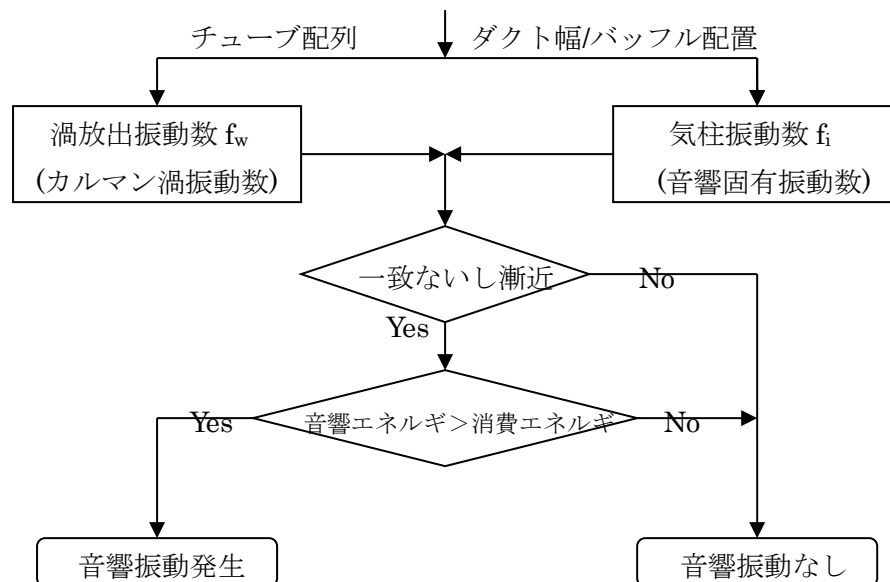
本 TS は、熱交設備の音響振動の緩和抑制を目的とした設計とその手順に標準的な目安を与えるもの

である。ダクト内に設置されるインライン型熱交を対象に記述しているが、シェル&チューブ熱交に関しても 多少の補正を加えれば使用できるはずである。

【音響振動についてはテキスト⁽⁴⁾でよく説明され総括されている。本 TS はこれを手順化して運用を図ったもの。テキストの内容を添付 B で要約する。また気柱(定在波)の性質を添付 C で説明する。】

2. 共鳴の回避と緩和抑制

(1) 交互渦による管軸直交方向の気柱振動のメカニズムはおおむね次のようである。



加振源の渦放出振動数が定在波の気柱振動数に漸近すると共鳴して気柱振動が顕在化する。しかし共鳴域に入ったからと言って、直ちに振動が大きくなる訳ではない。気体が管群を通り管が振動するとエネルギーが発生するが、エネルギー消散がこのエネルギー供給を上回ると振動は減衰して振動は発生しない。

従って渦放出振動数と気柱振動数が漸近(共鳴)するか否か、あるいはエネルギー消散がエネルギー供給を上回るか否かがチェックポイントになる。また前者における共鳴の回避、あるいは後者における共鳴の緩和抑制が防止設計あるいは対策のポイントになる。

なお、ここで云う共鳴の回避や緩和抑制は、「管軸直交方向モード(揚力モード)の気柱振動」に対応するものである。稀ではあるが、「流れ方向モードの気柱振動」あるいは「管軸方向モードの気柱振動」もまた発生することがあるので、更に、これらのやや異常な気柱振動の予防も検討しておく必要がある。

(2) まず共鳴の回避について。渦放出振動数および気柱振動数は次式で与えられる。

$$f_w = S_t V_g / d \quad \text{-----(a)}$$

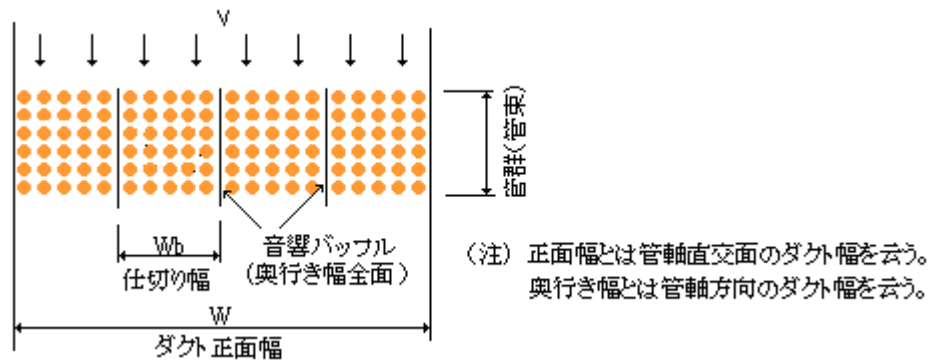
$$f_i = iC / (2W_b) \quad \text{-----(b)}$$

ここで f_w = 基本渦放出振動数(Hz)、 f_i = i 次の気柱振動数(Hz)、 S_t = ストローハル数、

V_g = ギャップ流速(m/s)、 C = 流体音速(m/s)、

d = チューブ直径(フィン付きチューブのとき等価直径)(m)

W_b = 気柱全長(バッフルがある時は仕切幅、ない時は正面幅またはシェル内径)(m)



(a)(b)の共鳴関係は次式で与えられる。

$$(1 - \alpha)f_w \leq f_i \leq (1 + \beta)f_w \rightarrow \text{共鳴発生} \quad \text{----- (c)}$$

ここで、 α 、 β は共鳴域を定義するもので、 $[f_w=f_i]$ 廻りの領域で起きるいわゆるロックイン現象を考慮したもの。この場合、気柱振動数 f_i は1次から n 次まで無数にあるが、1次の振動数 f_1 が上限界 $(1 + \beta)f_w$ を上回れば共鳴は発生しない。従って、 $(1 + \beta)f_w < f_1$ 即ち想定される気柱全長さ W_b が、

$$W_b < C \{2(1 + \beta)f_w\} \quad \text{----- (d)}$$

であれば、共鳴は発生しないことになる[ただ(d)式が絶対という訳ではないので念為]。

なお、ある範囲で運転流量が変わる時は f_w の最小/最大を考慮して、(c)式は次のようになる。

$$(1 - \alpha)f_{wmin.} \leq f_i \leq (1 + \beta)f_{wmax.}$$

(3) 次に共鳴の緩和抑制について。いくつかのアプローチがあるようだが、**Chen**あるいは**Eisinger**の判定方法が有効である。この2つの方法は次のように適用される。

- ・チューブ配列に関し→ **Chen**の方法
- ・バップル枚数/チューブ配列に関し→**Eisinger**の方法

Chenの判定方法では、次のよく知られた“Chenのパラメータ”⁽²⁾を計算する。

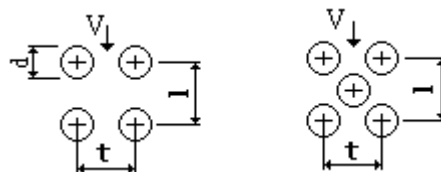
$$\Psi = Re/\delta = (Re/St)(1 - 1/X_t)^2(1/X_t) \quad \text{----- (e)}$$

ここで Re =レイノルズ数= $V_g d/\nu$ 、 V_g =ギャップ流速(m/s)、 ν =流体の動粘度(m/s)

δ =Chenの減衰パラメータ= $(St X_t)/(1 - 1/X_t)^2$ 、 St =ストローハル数(添付Aによる)、

X_t =長手ピッチ比= l/d 、 X_t =直交ピッチ比= t/d 、 l =チューブ長手ピッチ(m)、

t =チューブ交差ピッチ(m)、 d =チューブ径(m)



レイノルズ数 Re 即ち乱流の度合いが大きく、減衰パラメータ δ が小さいほどパラメータ Ψ は大きくなり、これがある限界を越えると振動が顕著になる。即ち

$$\Psi > \Psi_c \rightarrow \text{音響振動の顕在化}$$

限界値 Ψ_c はボイラの過熱器や再熱器のスタディから標準的に2000とされている。

(e)式からわかるように、パラメータ Ψ は乱流(流速)の度合とチューブピッチで決まり、 St もチューブ

ピッチによって決まる。概して流速が速くて長手ピッチ l が大きく交差ピッチ t が小さい程、 Ψ は大きくなる傾向がある。

チューブ配列は熱/圧損計算や製作都合からの制約を受けるが、音響振動の抑制が優先するならチューブ配列を変えて Ψ をできるだけダウンさせた方がよい(気柱振動は起きてもそのレベルを低く押さえることができる)。ただ、 $\Psi \ll \Psi_c$ とするのは實際上難しいため、音響バッフルを挿入することになる。

一方、**Eisinger の判定方法**は次式による⁽³⁾。内容明細については**添付 D**を参照のこと。

$(M/\Delta P)_i < (M/\Delta P)_{upper,i} \longrightarrow$ 共鳴の緩和抑制へ

$$(M/\Delta P)_{upper,i} = \text{Max}[(M/\Delta P)_{p,i}, (M/\Delta P)_{v,i}] \quad (\text{いずれか大きい方})$$

$$(M/\Delta P)_{p,i} = 0.07 \times 10^{0.4375 \{d/(W_b S_t)\} / 0.0172 - 1 + i} \quad \text{-----}(f)$$

$$(M/\Delta P)_{v,i} = 0.035 C_i \{d/(W_b S_t)\} / \{(1/S_t)(1 - 1/X_l)^2(1/X_t)\} \quad \text{-----}(g)$$

ここで M =マッハ数= V_g/C 、 V_g =ギャップ流速(m/s)、 C =流体音速(但し管群内部)(m/s)

ΔP =管群通過圧力損失(Pa)、 W_b =バッフル仕切り幅(m)、 d =チューブ径(m)、

S_t =ストローハル数、 i =次数(1,2,3,4...)、 X_l =長手ピッチ比= l/d 、 X_t =直交ピッチ比= t/d

l =チューブ長手ピッチ(m)、 t =チューブ交差ピッチ(m)、 i =モード次数

なおこの判定は、流量範囲内の全ての共鳴モード次数 i について成立しなければならない。

Chen の判定法に比べ Eisinger の方法は、チューブ配列の影響のほかバッフル枚数(または仕切り幅)も考慮できる。従ってダクト構造の制約やコスト削減から、共鳴回避に必要なバッフル枚数が取り付けられず仕切り幅 W_b を縮小できないとき、この判定法は有効である。なお、(g)式の分母に Chen のパラメータが次のような形で取り込まれているので、Chen の方法も包括されているようだ。

$$\{(1/S_t)(1 - 1/X_l)^2(1/X_t)\} = \{(Re/S_t)(1 - 1/X_l)^2(1/X_t)\}/Re = \Psi/Re$$

- (4) 「流れ方向モードの気柱振動」、「管軸方向モードの気柱振動」の予防について。これらの発生確率は低いようだが、万一発生するとかなりの改造が要することが多い。然るにこれらの発生について確たる判定基準はまだない(深刻な問題である)。現状では次の TS に示されるような事例を参考に工学的判断(EJ)を行うほかない。

【FE-19-TM-102 管群の音響共鳴現象に関する事例－管軸方向音響振動】

【FE-19-TM-103 管群の音響共鳴現象に関する事例－流れ方向音響振動】

3. 音響振動の防止/抑制のための設計手順

- (1) 共鳴の回避/緩和抑制の方法をより具体化し設計手順の形にすると、**チャート 1** のようになる。この手順は、次の 4 つのステップから構成される。

ステップ 1: 共鳴の緩和抑制 (Chen の方法)

ステップ 2: 気柱共鳴の回避

ステップ 3: 共鳴の緩和抑制 (Eisinger の方法)

ステップ 4: 軸直交モード以外の音響振動チェック

ステップ 2 が共鳴の回避に該当し、ステップ 1,3 が共鳴の緩和抑制に該当する。ステップ 1 の緩和抑制を先行させているのは、このステップがチューブ配列のみで振動の多寡が容易に判定できるからで

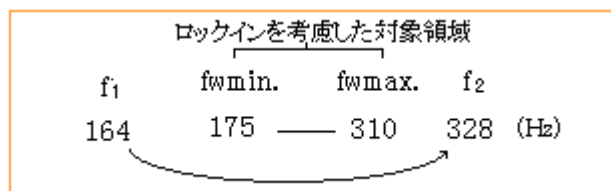
ある。音響振動は流速が高いほど顕著になるので、設計は最大ダクト流量ベースになる。ただ、ロックイン現象の介在があるので、運転領域の最大/最少流量を考慮している。

以下各ステップを説明する。

- (2) ステップ 1について。Chen パラメータ(エネルギー供給) Ψ が、限界値(エネルギー消費) Ψ_c を上回るときはバッフル設置を検討するか、チューブ配列を変更補正する必要がある。逆に十分下回るときは、たとえ共鳴条件にあっても緩和抑制が期待できる。ただ、下回りの程度が小さいと不安が残るのでステップ 2 かステップ 3 の手順に進むのがよい。

限界値(エネルギー消費) Ψ_c については標準的に 2000 とされているが、熱交の構造や運転条件によって差異があると思われるので、実績データによるのがよいとされる。また Ψ の計算に使用するストローハル数は Chen のグラフによるのがいいのかも知れない(同じ Chen ベース?)。

- (3) ステップ 2について。(d)式を目安にバッフル仕切り幅(或いはダクト横幅/シェル径)を決定していけばよいが、一応手順ではバッフル仕切り幅を設定して気柱振動数を求め渦振動数との漸近度をチェックするようにしている(将来のソフト化を意識して)。どの場合も 1 次の気柱振動数 f_1 が最大渦放出振動数 $f_{wmax.}$ を上回れば 2 次以上は必ず f_1 を上回るので絶対的に共鳴が回避されたことになるが、 f_1 が $f_{wmax.}$ をかなり下回っていても共鳴回避が可能になることがある。例えば次のケースでは、 $f_1 < f_{wmin.}$ であっても、 f_2 は対象領域をパスするので共鳴回避ということになる。この現象はチェック対象流量範囲がごく狭いときに起きる。この場合、流量範囲の設定があまいと $f_{wmin.} \sim f_{wmin.}$ の範囲に f_1 が入ってしまうので、要注意。



なおバッフル仕切り幅が確定してバッフル枚数が決まっても、バッフルの全数設置が困難であったり、コストを切りつめたい時は、次のステップ 3 で枚数を減らして共鳴の緩和抑制を検討してみるのがよい。

- (4) ステップ 3について。まず対象流量域に入る定在波の次数 $i_{max.}$ 、 $i_{min.}$ を求め、その中にはいる次数全てについて、エネルギー関係 $(M/\Delta P)_i < (M/\Delta P)_{upper,i}$ の可否をチェックする。

- (5) ステップ 4について。いずれも明確な判定基準がないので、今のところ事例に拠るほかない。

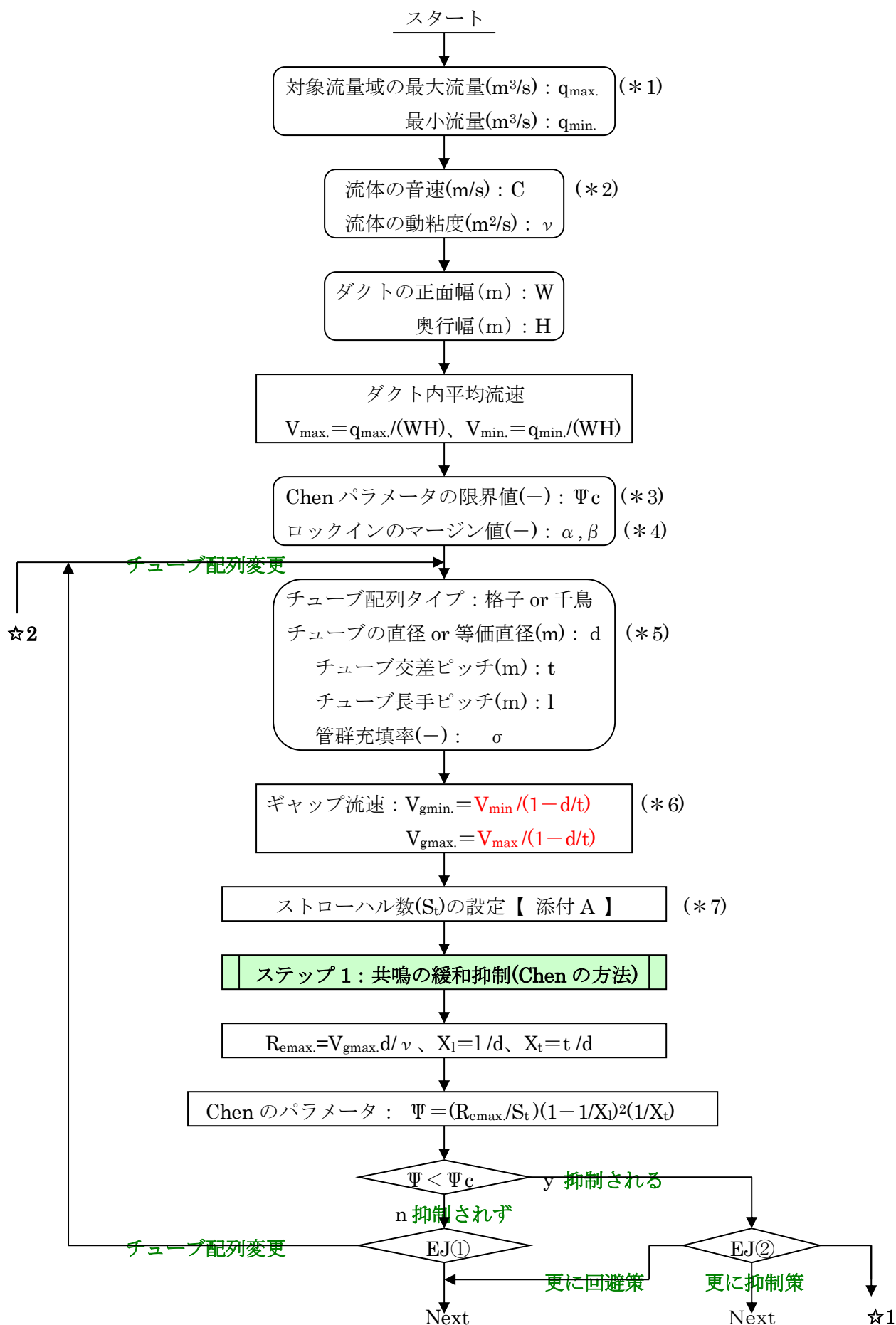
キャビティ対策については、バッフルを設置するときはバッフルの張り出しを行い、設置しないときは管群外の音速 C を用いて気柱共鳴をチェックし、必要に応じ管群前後にバッフルを設置すべきと思われる。

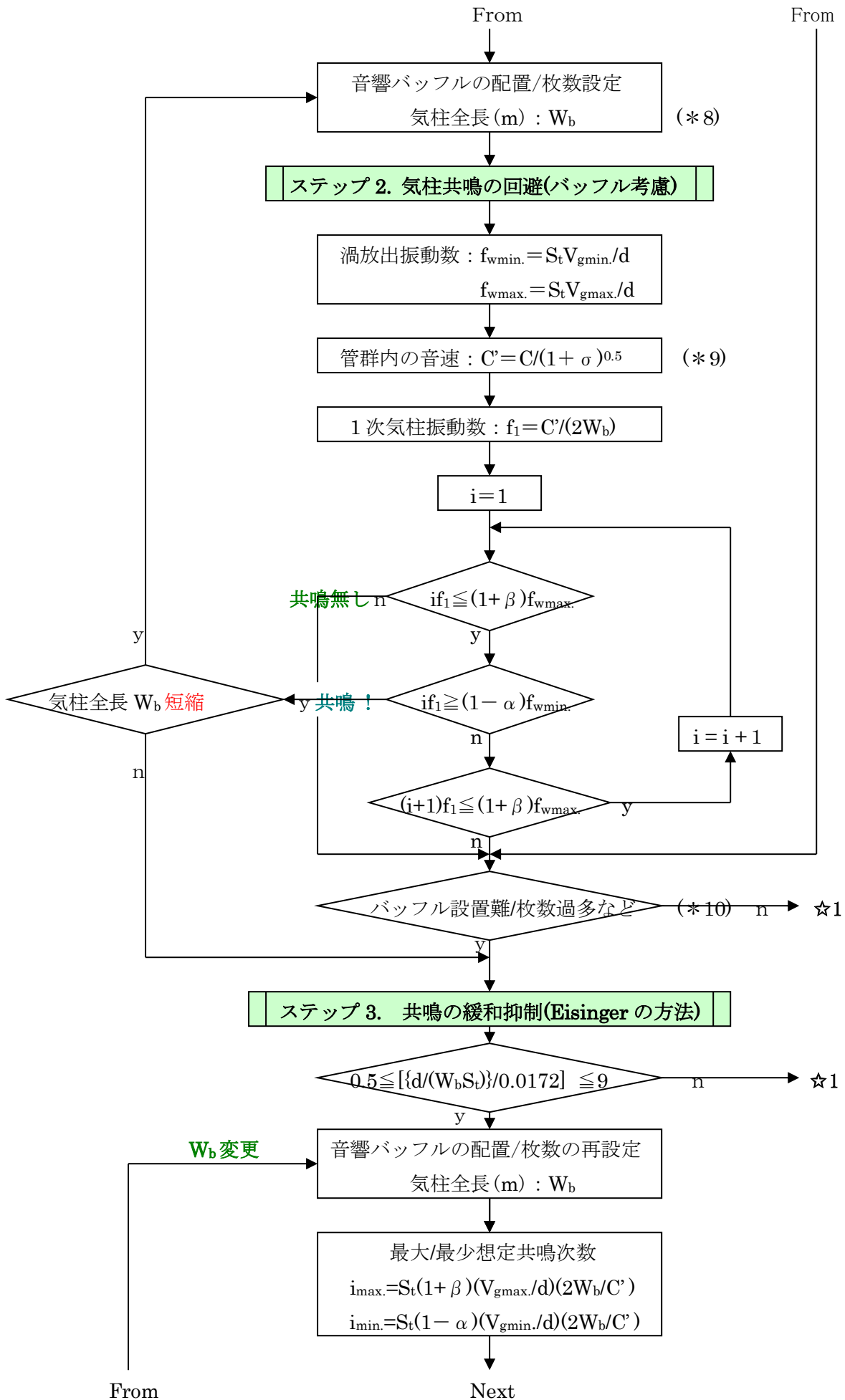
管軸方向の気柱振動についてはチューブ軸に直交する形でバッフルを設ければよい(これは長いチューブに設けられる管束支持バッフルと同じ構造なので支持バッフルの枚数の過不足の検討になる)。

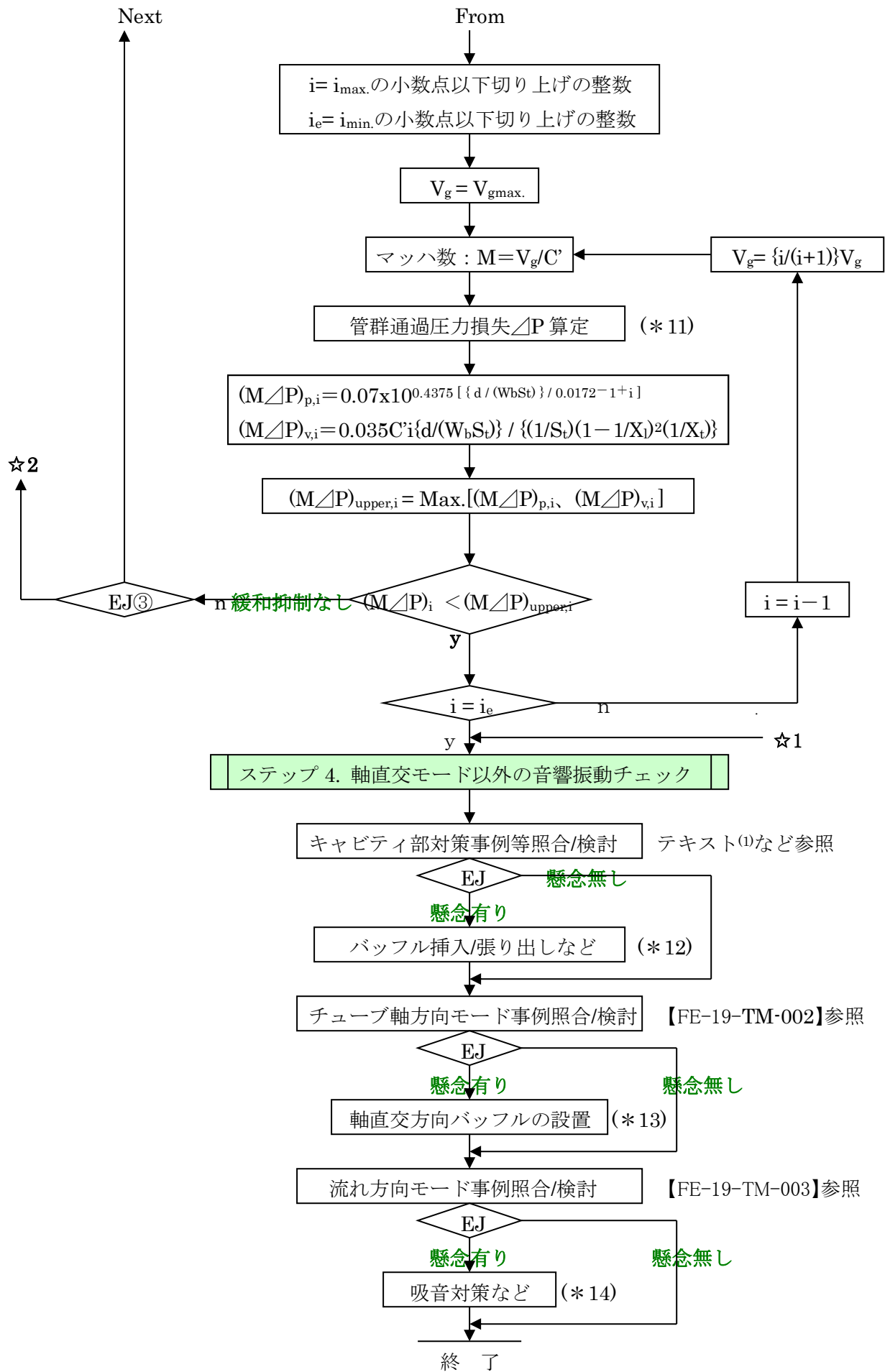
シェル&チューブ熱交換器では支持バッフルにウィンドウ(切欠き開口)があるので設計が難しくなる。

流れ方向の気柱振動については、その発生が $2fw$ の振動数を持つ双子渦に起因することがわかっているものの、対策は容易ではないようだ。今のところ出口側ダクト内壁に吸音材を貼り付けるのがベター。

チャート 1 音響振動の防止/抑制のための設計手順







【 チャートの記号説明 】

q =制御対象の運転流量(m^3/s)、 V =ダクト内流速(m/s)、 V_g =ギャップ流速(m/s)、
 C =管群外の気体音速(m/s)、 C' =管群内の音速(m/s)、 ν =気体の動粘度(m^2/s)、
 Re =管外レイノルズ数(-)、 M =管群内のマッハ数(-)、 ΔP =管群通過圧力損失(Pa)
 St =ストローハル数(Chen あるいは Fitz-hugh のいずれか)
 i =気柱振動(定在波)の次数=1, 2, 3, ……………(正の整数)、 α, β =共鳴域を定義するマージン係数
 f_w =基本の渦放出振動数(Hz)、 f_i = i 次の気柱振動数(Hz)、 f_1 =1 次の気柱振動数(Hz)
 Ψ =Chen のパラメータ(-)、 Ψ_c =Chen のパラメータの限界値(通常 2000)
 $(M/\Delta P)_{p,i}$ =音響圧力ベースの限界値、 $(M/\Delta P)_{v,i}$ =音響分子速度ベースの限界値、
 $(M/\Delta P)_{upper,i}=(M/\Delta P)_{p,i}, (M/\Delta P)_{v,i}$ のいずれか大きい方の限界値
 d =チューブ直径(フィン付きチューブのとき等価直径)(m)、
 l =チューブ長手ピッチ(m)、 t =チューブ交差ピッチ(m)、 X_l =長手ピッチ比(-)、 X_t =直交ピッチ比(-)
 σ =管群充填率(管軸直交断面積当たりの合計管断面積の割合)(-)、
 W =ダクト正面幅(管軸直交方向)(m)、 H =ダクト奥行き幅(管軸方向)(m)、 W_b =バップル仕切り幅(m)
 サフィックス: min.、max. $\rightarrow$ 最小、最大、 $i \rightarrow$ モード次数
 標記上の記号: EJ $\rightarrow$ エンジニアリングジャッジ(工学的判断)

EJ① $\rightarrow$ 共鳴が緩和抑制されない場合、チューブ配列を変更をするかしないかの判断。

ほかの設計要因があつて配列が変更ができないときは、バップル設置に進む。

EJ② $\rightarrow$ 共鳴が緩和抑制される場合、更に回避策をとるか、更に緩和抑制策をとるか
 或いは何もしないかの 3 者択一判断。

EJ③ $\rightarrow$ Eisinger の判定で緩和抑制がないとき、バップル追加するかそれともチューブ
 配列変更するかの判断。

【 チャートの補注 】

(※1) 振動騒音の制御対象流量域(≒定常運転流量範囲)の最大/最小流量を指定する。この手順は最小流量
 ～最大流量の範囲に限って音響振動を押さえるようになっている。実際の運転流量が対象流量域を
 少しでも外れると振動/騒音のチャンスがでてくる(たとえ最小流量未満であっても然り)。従つて
 対象流量範囲をできるだけ広げて最大流量、最小流量を設定するのがよい。

(※2) この場合の流体音速は管群のないダクト空間で定義される。通常、次の式から得られる。

$$C=(\kappa RT)^{0.5}=(\kappa P/\rho)^{0.5}$$

ここで、 κ =比熱比、 R =気体定数($\text{J}/(\text{kg K})$)、 T =気体温度(K)、 P =圧力(Pa)、 ρ =密度(kg/m^3)

(※3) Chen パラメータの限界値 Ψ_c は、ボイラの過熱器や再熱器のスタディから、標準的に 2000 と
 されているが、粘性/構造/形状などで当然差異があるので実績とか実験データによるのがベター。

(※4) 共鳴は $(1-\alpha)f_w \leq f_i \leq (1+\beta)f_w$ の範囲で起こる。即ち定在波による気柱振動はある幅を
 持った渦放出振動数域で大きくなる、いわゆるロックイン現象が起きる。マージン α, β は

$$\text{Blevins 提案} \rightarrow \alpha=0.19, \beta=0.29 \quad / \quad \text{HTRI}^{(4)} \text{コメント} \rightarrow \alpha=\beta=0.2$$

Blevins 提案をとるのが安全側になる。

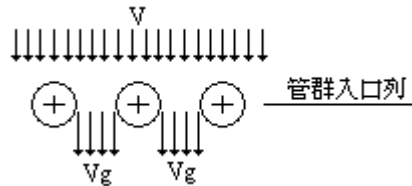
(※5) フィン付きチューブの場合は、次式で等価直径 d^* を求め、これを d 値にする。

$$d^* = d + (d_f - d)(nt/25.4)$$

但し、 d =芯管の直径(m)、 d_f =フィン外径(m)、 t =フィン厚さ(mm)、 n =フィン巻数/linch 長さ

(※6) ギャップ流速 V_g は、下図のように流れに直交するチューブ列間隙を通過するときの流速である。

[圧損計算や熱計算で使われる最小ギャップ流速とは多少、定義が異なるので注意のこと]



(※7) ストローハル数は、Chen の判別図あるいは Fitz-hugh の判別図を用いる。残念ながら、両者は差異がある。どちらかと言えば Fitz-hugh の方がよく使われているようであるが、差異が大きいときは両者を併用して検討するのがよい。

(※8) 気柱全長とは”バップル仕切り幅”を云うが、バップルを設けないときは”ダクト正面幅 W ”を云う。

(※9) 気柱振動数を計算するときは**管群内の音速 C'** を用いる。この音速 C' は、間にあるチューブ群が圧力伝播の障害になって、管群外の気体音速 C より小さくなる。故に気柱振動数は管群外のそれよりも低くなる。

(※10) 対象流量域がある程度広いときは、気柱共鳴回避上の気柱振動数を最大渦放出振動数以上にする必要があるので、バップル枚数が多くなる。その場合ダクトの構造/形状によってはバップルが取り付けられないとか、枚数が多くてコストがかさむとかで障害が生じることもある。

(※11) 管群が複数段になっているときは、単一段の管束の通過圧損を $\angle P$ とする。

圧損の計算方法は便覧・テキストか、下記の TS による。

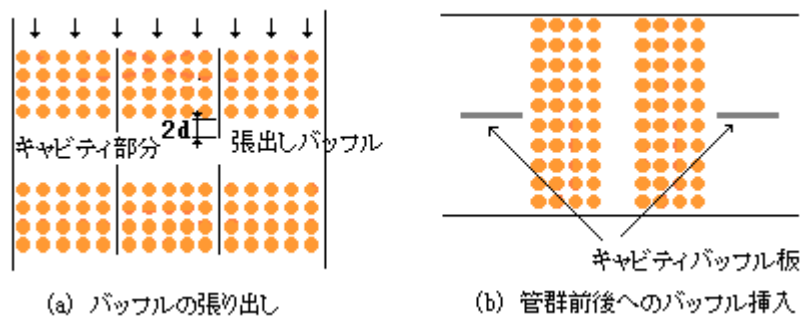
【FE-14-TM-012 チューブ配列の圧力損失計算】

(※12) 管群の前後スペース、あるいは複数段の管群の中間スペースをキャビティ部(空洞部)と呼んでいるが、このキャビティ部分に気柱振動(共鳴)が起きることがある。特に対策は定まっていらないが次のような成功事例がある(状況により変わると思われるのであくまで参考)。

- ・ 中間空洞側へのバップル板の張り出し(張出長さ $2d$) ----- 下図(a)参照
- ・ 前後空洞部へのバップル板の挿入 ----- 下図(b)参照

(b)の場合、空洞部分の音速 C と管群部分の音速 C' は違うので 夫々の 1 次気柱振動数は異なっているが、たまたま空洞部分の 1 次気柱振動数が渦放出振動数と一致して共鳴したように思える。

キャビティ部分の音響振動のメカニズムははっきりせず、様々の議論があるようだ。今後資料類を調査する必要がある。



(a) バブルの張り出し

(b) 管群前後へのバブル挿入

- (※13) チューブ軸方向即ち管軸方向の気柱振動のメカニズムはよくわかっておらず、その発生の可否判定は殆どできない。渦放出振動による管の揺動と軸方向の気柱振動がどう結びついてゆくのか？対策としては、管軸に直角にバブルを挿入して軸方向の気柱を短縮し1次気柱振動数をアップすればよいと思われる(ただこの場合、渦放出振動数との関係がどうであるかは定かでない)。

今後関連の情報を集めるゆく必要がある。

- (※14) 流れ方向の気柱振動のメカニズムも、それが双子渦によるものである点以外、あまりわかっていないので発生の可否判定が殆どできない。また吸音材の設置効果以外、殆ど打つ手がないとされている。今後も関連の情報を集めてゆく必要がある。

4. 例題

運転流量 150～250m³/s、運転温度 400℃の 5mx5m 矩形排気ダクトにチューブ式の熱回収ボイラを設置する。音響振動の可否、対策について検討のこと。なお、チューブ配列/寸法は、

格子配列、チューブ外径 25.4mm、交差ピッチ 45mm、長手ピッチ 50mm

また管群通過圧損は Max.400Pa とする。

ダクト内平均流速： $V_{\max.}=250/(5 \times 5)=10\text{m/s}$ 、 $V_{\min.}=150/(5 \times 5)=6\text{m/s}$

ギャップ流速： $V_{g\max.}=10/(1-0.0254/0.045)=23\text{m/s}$ 、 $V_{g\min.}=6/(1-0.0254/0.045)=13.8\text{m/s}$

ストローハル数：添付 A より Chen→0.235、Fitz-hugh→0.26

管束充填率： $\sigma=0.7854 \times 0.0254^2/(0.045 \times 0.050)=0.225$

ロックインマージン： $\alpha=\beta=1.2$ とする。

ステップ 1) $Re_{\max.}=V_{g\max.}d/\nu=23 \times 0.0254/(6 \times 10^{-5})=9737$ 、

$X_l=1/d=0.050/0.0254=1.97$ 、 $X_t=t/d=0.045/0.0254=1.772$

この場合、Chen のパラメータは、

$$\Psi=(Re_{\max.}/St)(1-1/X_l)^2(1/X_t)=(9737/0.235) \times (1-1/1.97)^2(1/1.772)=5669$$

しきい値 Ψ_c を 2000 とすれば、 $\Psi > \Psi_c$ であるから緩和抑制は無し。

ステップ 2) 渦放出振動数 $f_{w\min.}=StV_{g\min.}/d=0.235 \times 13.8/0.0254=128\text{Hz}$

$$f_{wM\max.}=StV_{g\max.}/d=0.26 \times 23/0.0254=235\text{Hz}$$

音速 $C=(\kappa RT)^{0.5}=\{1.4 \times 287.1 \times (400+273)\}^{0.5}=520\text{m/s}$

管群内音速 $C'=C/(1+\sigma)^{0.5}=520/1.225^{0.5}=470\text{m/s}$

下限界 $(1 - \alpha)f_{wmin.} = 0.8 \times 128 = 102.4 \text{ Hz}$ 、上限界 $(1 + \beta)f_{wmax.} = 1.2 \times 235 = 282 \text{ Hz}$

バッフル無しの時 $[W_b = 5 \text{ m}] : f_1 = 470 / (2 \times 5) = 47 \text{ Hz}$

$[f_1 = 47] < 102.4 \rightarrow 102.4 < [3 \times f_1 = 141] < 282 \rightarrow$ バッフル要

バッフル 1 枚の時 $[W_b = 2.5 \text{ m}] : f_1 = 470 / (2 \times 2.5) = 94 \text{ Hz}$

$[f_1 = 94] < 102.4 \rightarrow 102.4 < [2 \times f_1 = 188] < 282 \rightarrow$ 更にバッフル要

バッフル 2 枚の時 $[W_b = 1.67 \text{ m}] : f_1 = 470 / (2 \times 1.67) = 141 \text{ Hz}$

$102.4 < [1 \times f_1 = 141] < 282 \rightarrow$ 更にバッフル要

バッフル 3 枚の時 $[W_b = 1.25 \text{ m}] : f_1 = 470 / (2 \times 1.25) = 188 \text{ Hz}$

$102.4 < [1 \times f_1 = 188] < 282 \rightarrow$ 更にバッフル要

バッフル 4 枚の時 $[W_b = 1.00 \text{ m}] : f_1 = 470 / (2 \times 1.00) = 235 \text{ Hz}$

$102.4 < [1 \times f_1 = 235] < 282 \rightarrow$ 更にバッフル要

バッフル 5 枚の時 $[W_b = 0.833 \text{ m}] : f_1 = 470 / (2 \times 0.833) = 282 \text{ Hz}$

$102.4 < [1 \times f_1 = 282] \leq 282 \rightarrow$ 更にバッフル要

バッフル 6 枚の時 $[W_b = 0.714 \text{ m}] : f_1 = 470 / (2 \times 0.714) = 329 \text{ Hz}$

$[1 \times f_1 = 329] > 282 \rightarrow$ これ以上のバッフル不要

結論的にバッフル 6 枚必要であるが、取り付けが難しくコスト高の傾向があるので、バッフル 4 枚、即ち $W_b = 1 \text{ m}$ にできないか？ 次のステップでこれを検討する。

ステップ 3) ここでは $S_t = 0.26$ を用いる(何故なら Eisinger は Fitz-hugh の S_t を使っているから)。
まず、制約条件は $0.5 < (d/W_b S_t) / 0.0172 = 0.0254 / (1 \times 0.26) / 0.0172 = 5.68 < 9$ にてクリア

最大/最小想定次数は、

$$i_{max.} = S_t(1 + \beta)(V_{gmax.}/d)(2W_b/C') = 0.26 \times 1.2 \times (23/0.0254) \times (2 \times 1/470) = 1.2$$

$$i_{min.} = S_t(1 - \alpha)(V_{gmin.}/d)(2W_b/C') = 0.26 \times 0.8 \times (13.8/0.0254) \times (2 \times 1/470) = 0.48$$

小数点切り上げで、 $i = 2$ 、 $i_e = 1$ とする。

まず、モード次数 $i = 2$ について。

マッハ数 $M = V_g/C' = 23/470 = 0.049$ 、 $\angle P = 400 \text{ Pa}$ であるから

エネルギーパラメータ： $(M \angle P)_2 = 0.049 \times 400 = 19.6 \text{ Pa}$

$$\begin{aligned} (M \angle P)_{p,2} &= 0.07 \times 10^{0.4375 \left[\left\{ d / (W_b S_t) \right\} / 0.0172 - 1 + i \right]} = 0.07 \times 10^{0.4375 \left[\left\{ 0.0254 / (1 \times 0.26) \right\} / 0.0172 - 1 + 2 \right]} \\ &= 0.07 \times 10^{2.922} = 58.5 \text{ Pa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (M \angle P)_{v,2} &= 0.035 C' i \{ d / (W_b S_t) \} / \{ (1/S_t)(1 - 1/X_t)^2(1/X_t) \} \\ &= 0.035 \times 470 \times 2 \times \{ 0.0254 / (1 \times 0.26) \} / \{ (1/0.26)(1 - 1/1.97)^2(1/1.772) \} = 6.1 \text{ Pa} \end{aligned}$$

$$\therefore \text{しきい値} (M \angle P)_{upper,2} = \text{Max.} [(M \angle P)_{p,2}, (M \angle P)_{v,2}] = 58.5 \text{ Pa}$$

よって、 $i = 2$ の場合 $[(M \angle P)_2 = 19.6] < [(M \angle P)_{upper,2} = 58.5]$ であるから音響振動は緩和抑制される。

次に、モード次数 $i = 1$ について。

マッハ数 $M = \{i/(i+1)\} V_g / C' = (1/2) \times 23/470 = 0.0245$ 、 $\angle P = (11.5/23)^2 \times 400 = 100$ であるか

ら

エネルギーパラメータ： $(M/\angle P)_1 = 0.0245 \times 100 = \mathbf{2.45 \text{ Pa}}$

$$(M/\angle P)_{p,1} = 0.07 \times 10^{0.4375 \left[\{d/(W_b S_t)\} / 0.0172^{-1} + i \right]} = 0.07 \times 10^{0.4375 \left[\{0.0254/(1 \times 0.26)\} / 0.0172^{-1} + 1 \right]}$$

$$= 0.07 \times 10^{2.485} = 21.4 \text{ Pa}$$

$$(M/\angle P)_{v,1} = 0.035 C' i \{d/(W_b S_t)\} / \{(1/S_t)(1 - 1/X_t)^2(1/X_t)\}$$

$$= 0.035 \times 470 \times 1 \times \{0.0254/(1 \times 0.26)\} / \{(1/0.26)(1 - 1/1.97)^2(1/1.772)\} = 3.1 \text{ Pa}$$

$$\therefore \text{しきい値}(M/\angle P)_{\text{upper},1} = \text{Max.} [(M/\angle P)_{p,1}, (M/\angle P)_{v,1}] = \mathbf{21.4 \text{ Pa}}$$

よって、 $i=1$ の場合も $[(M/\angle P)_1 = 2.45] < [(M/\angle P)_{\text{upper},1} = 21.4]$ であるから音響振動は緩和抑制される。

結論的に、バップル 4 枚、即ち仕切り幅 1m で、おそらく音響振動は抑制できる。

ステップ 4) ここでは割愛する。

引用文献：

- (1) JSME「事例に学ぶ流体関連振動」 2.5 管群による気柱共鳴
- (2) JSME「機械工学便覧」 A3 編力学・機械力学 12.3.3
- (3) 「Prediction of Acoustic Vibration in Steam Generator and Heat Exchanger Tube Banks」
F. L. Eisinger et al Journal of Pressure Vessel Technology May 1996 Vol.118
- (4) Heat Transfer Research Institute 発行 Standard
- (5) 「非定常流体力を用いた気柱振動発生判別法の研究」 田中ほか JSME 論文集(B)64 巻 626 号(1998)

添付 A ストローハル数の設定 ---- Chen および Fitz-hugh のグラフ⁽⁴⁾

管束のストローハル数については Fitz-hugh、Chen、Weaver などのグラフがあるが、よく用いられるのは Fitz-hugh データ、次いで Chen のデータである。ただ Fitz-hugh と Chen のデータは異なっているため、両者を比較し差異が顕著なときは、安全側の見地からあるいは工学的判断からいずれかのデータを選択するようにすべきと思う。

Chen、Fitz-hugh とともに、矩形配列(inline タイプ)、千鳥配列(Staggered タイプ)を対象にしている。

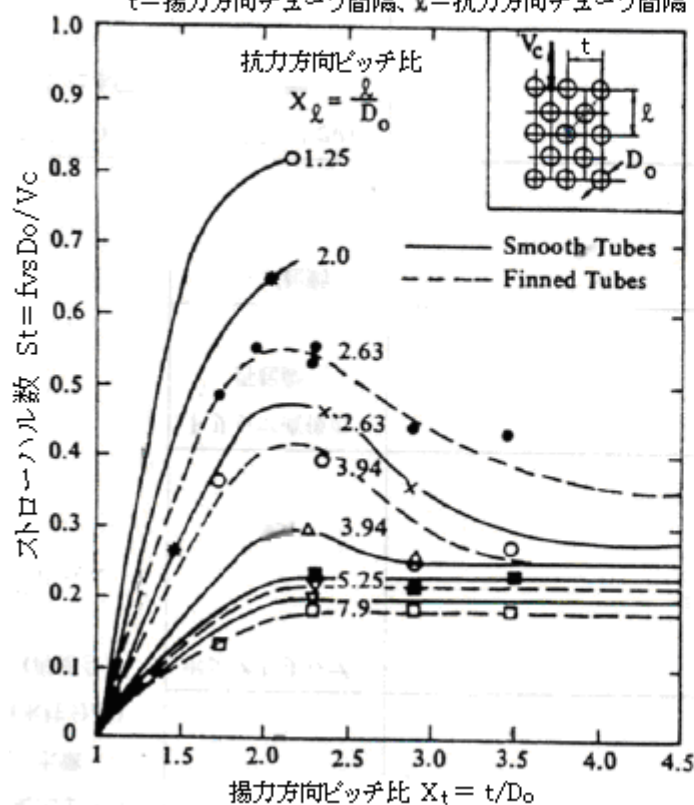
Chen のグラフを、図 A-1 に示す。

Fitz-hugh のグラフを、図 A-2(a)(b)に示す。図中の枠囲い数字はそのエリアの公称割当値である。枠外の数字は使用データの数値で、割当値とは必ずしも合わない。

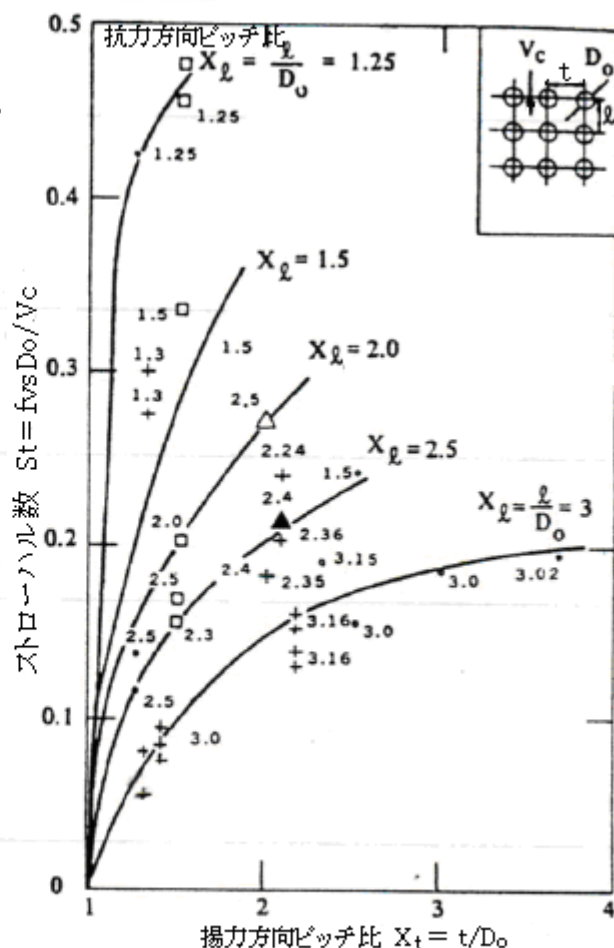
図A-1 Chenのストローハル数

V_c =ギャップ流速、 fvs =渦放出振動数、 D_o =チューブ径、

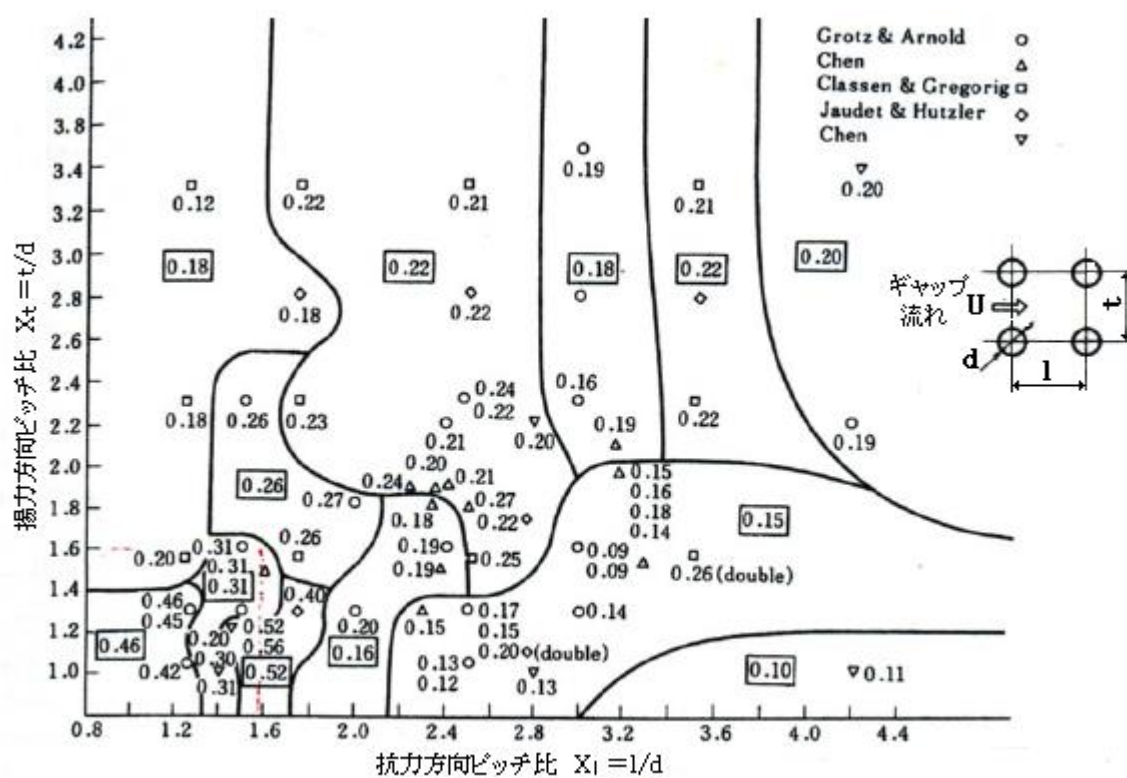
t =揚力方向チューブ間隔、 ℓ =抗力方向チューブ間隔



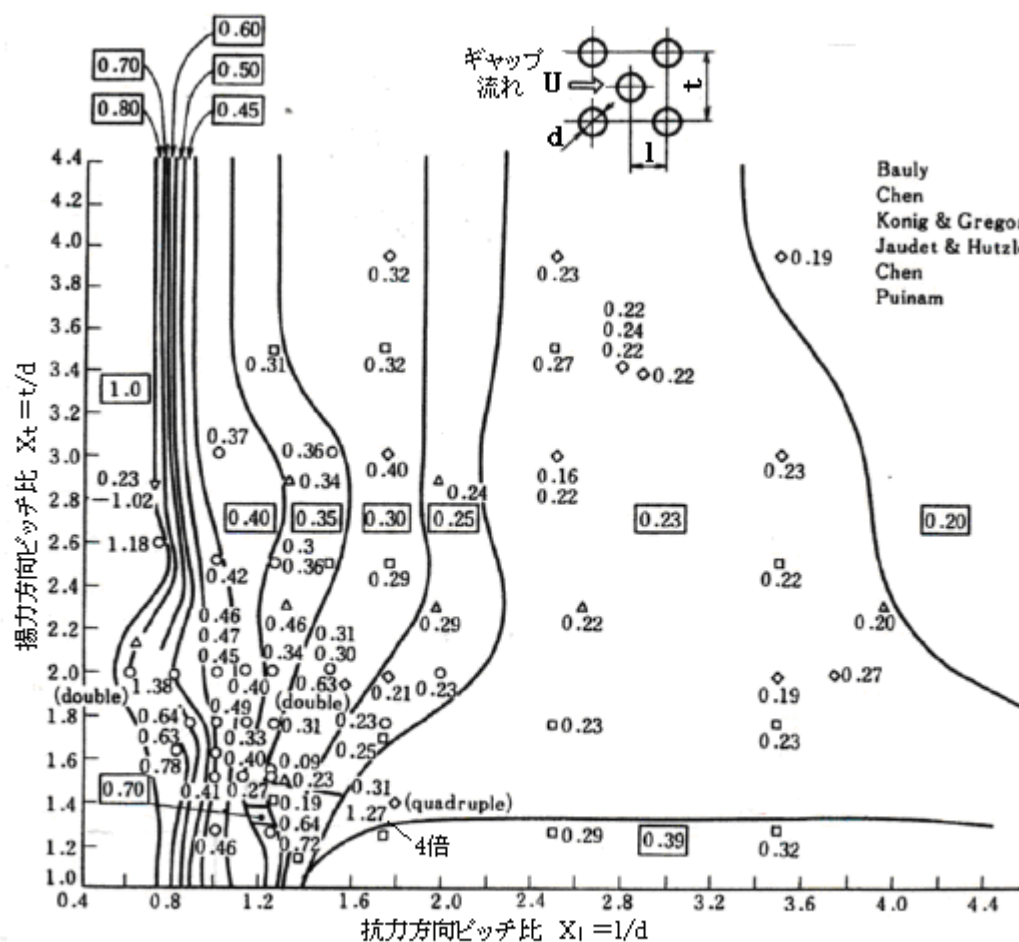
(1) 千鳥配列



(2) 正方配列



(a) 格子配列



(b) 千鳥配列

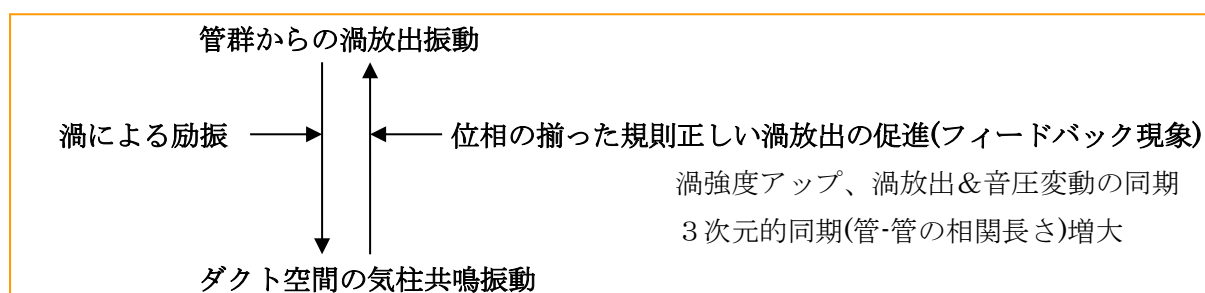
図A-2 Fitz-hughのストローハル数

添付 B テキスト(1)の内容要約—参考

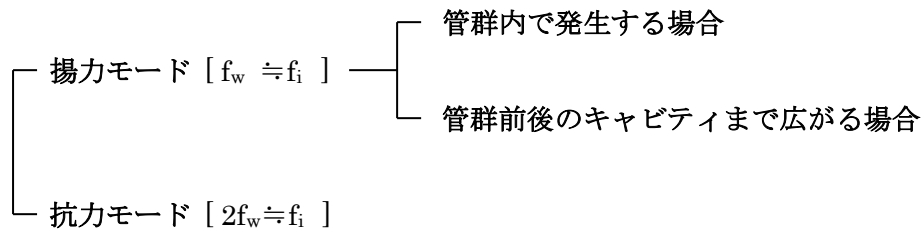
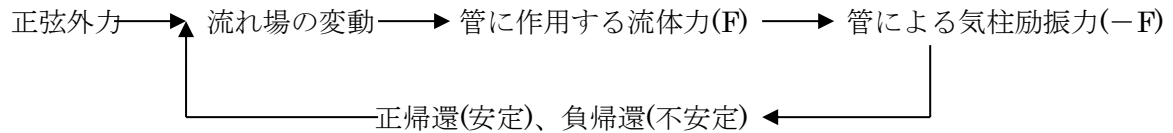
現象： [ダクト—管群—流れ] → 気柱共鳴 → 高レベルの騒音

共鳴のない状態：音圧変動レベルは小さく/時間的かつ空間的にもランダム

気柱共鳴状態：音圧レベルは増加し規則的な同期状態



<フィードバック機構>



音響共鳴現象の発生条件

第1条件：周波数の一致（渦放出周波数が気柱共鳴周波数に一致）

第2条件：エネルギー収支（渦が供給する音響励起エネルギーが音場の逸散エネルギーを上回る）

第1条件を成立させない設計

[気柱共鳴周波数 $f_i >$ 渦放出周波数 f_w] → バッフル設置

揚力モードで効果あり、抗力モードでは効果なし？

<気柱共鳴周波数 $f_i >$ 渦放出周波数 f_w >

渦放出周波数： $f_w = S_t V_g / D$ ストローハル数 S_t (Fitz-hugh マップ)

気柱共鳴周波数： $f_i = i c / (2W)$ 音速 $c = (\kappa RT)^{0.5}$ (管群外)

$= (\kappa RT)^{0.5} / (1 + \sigma)^{0.5}$ (管群内)

揚力モードの共鳴範囲： $S_t(1 - \alpha) V_g / D < f_i < S_t(1 + \beta) V_g / D$ ($\alpha, \beta = 0.19, 0.29$)

[音場－渦のロックイン現象]

<バッフル設置>

- ① 設置方法の原則：共鳴モードの音圧の節(速度の腹)に設置する。？
- ② Y.H.Chen は千鳥形バッフル提唱、Blevins はその効果を否定
- ③ キャビティ部のバッフル設置：張り出し/管群部代替

成功例：共鳴トラブル時に管群部からバッフルを張り出して抑制

：管群部に設置不可のためキャビティ部にバッフル設置して抑止

Blevins の研究→管群部上流/下流へのバッフル設置効果は？

根本の研究→フィン付き管群につき 2D 張り出しの効果あり

抗力モード： 管群位置に圧力変動の節があること/渦放出振動数の 2 倍で共鳴すること/
実際は揚力モードと抗力モードの連成モードであること。

しかし、バッフル効果期待できずにより/発生条件不明 →打つ手なし

ただ、下記は対策として期待できるかも知れない。

- ・ 出口側絞り (ベルマウス) 設置による共鳴発生流速のアップ
- ・ 上流側フィン設置による音響低下
- ・ 千鳥形バッフルの方が抗力モードになり難い(?)

第 2 条件を成立させない設計

バッフル数低減目的

Y.H.Chen の方法： $\Psi = (Re/S_t)(1 - 1/X_l)^2(1/X_t) < 2000$ (機工便覧)

ここで Ψ = Chen のパラメータ (減衰パラメータ)

Re = レイノルズ数 = Ud/ν 、 U = ギャップ流速、 d = チューブ径、

ν = 動粘度、 S_t = ストローハル数 = fd/U **Chen マップのものか？**

$X_l = l/d$ 、 $X_t = t/d$ 、 l = 流れ方向管ピッチ、 t = 流れ直交方向管ピッチ

Chen の研究成果： 渦放出 vs 気柱共鳴の同期を指摘/ロックイン現象の指摘/千鳥配列バッフル
挿入/ストローハル数マップ作成

Eisinger の方法： $(M/P)_i < \text{Max}[(M/P)_{p,i}, (M/P)_{v,i}]$

$$(M/P)_{p,i} = 0.07 \times 10^{0.4375\{D/(WSt)\}/0.0172 - 1 + i}$$

$$(M/P)_{v,i} = 0.035 c_i \{D/(WSt)\} Re / \Psi \quad Re \text{ は結局消える}$$

ここで $(M/P)_i$ = i 次の Eisinger のパラメータ、

$(M/P)_{p,i}$ = 音圧ベースの限界値

$(M/P)_{v,i}$ = 音響粒子速度ベースの限界値

Eisinger は管群で失われるエネルギーが音場への入力エネルギーに変換されるとし
これが消散エネルギーを超えると共鳴が著しくなると考えている。この方法では
バッフルスペースがパラメータになっておりこれを考慮できない Chen の方法より
有益である。

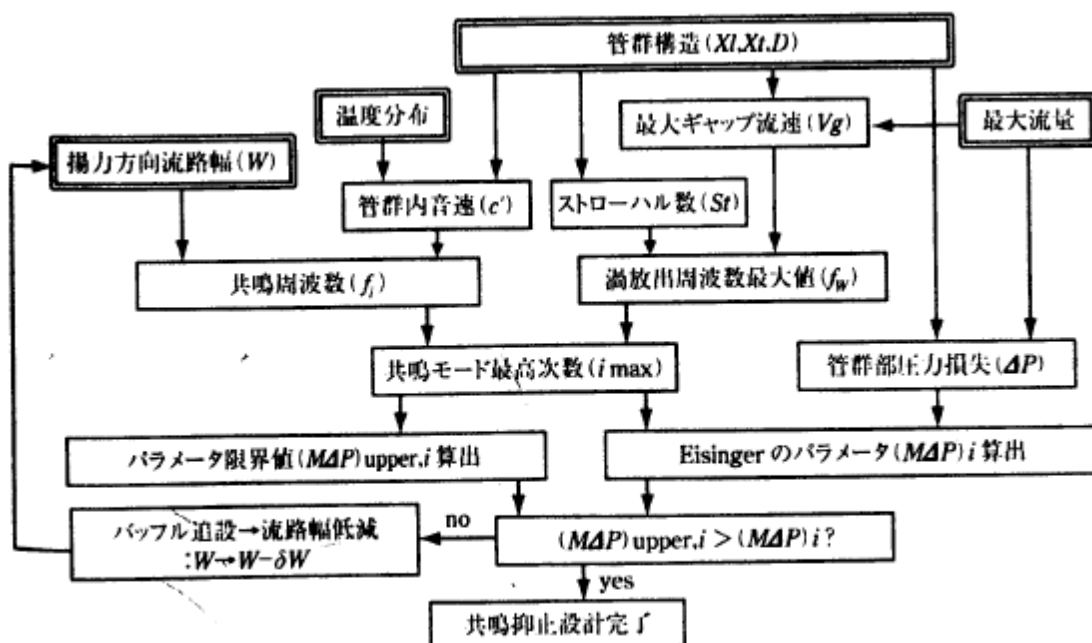
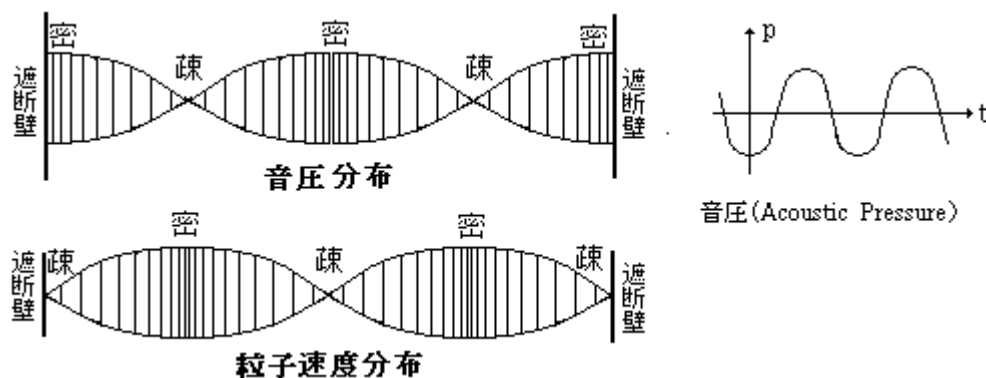


図 2.5-15 Eisingerによる安定判別のフロー

Eisinger の安定判別については添付 D を参照のこと。

添付 C 音波による粒子速度(音響分子速度)と音圧の関係

1. 両端を遮断壁で囲われた 1 次元気柱の定在波は、例えば 2 次モードの場合、下図のような疎密波のイメージで表現できると思う。その場合、音圧分布と粒子速度分布は次項で述べる理由から 90° の位相ズレがある。音圧分布は遮断壁で気体粒子の動きが停頓して密になり圧力が上昇する。一方粒子速度は遮断壁で疎になり粒子速度が失速する(なお粒子速度は流体の流速とは異なるので念為)。気体粒子は壁に向かって進退し圧縮－膨張を繰り返す、時間軸ではそれぞれの位置で調和波のように変化する。



2. 音圧の変動は気体の粒子速度の振動を伴っている。以下その関係を調べる⁽⁵⁾。

粒子の速度ベクトル $\mathbf{u}$ は、速度ポテンシャルを導入して、

$$\mathbf{u} = \nabla \phi \quad \text{----- (1)}$$

ここで、 $\nabla =$ ベクトル演算子ナブラ $= i(\partial/\partial x) + j(\partial/\partial y) + k(\partial/\partial z)$

また非定常・非圧縮性・渦無し流体のベルヌーイ定理は、

$$\partial \phi / \partial t + (1/2) \{ (\partial \phi / \partial x)^2 + (\partial \phi / \partial y)^2 + (\partial \phi / \partial z)^2 \} + V + p/\rho = \text{const}$$

あるいは $\partial \phi / \partial t + (1/2) \nabla^2 \phi + V + p/\rho = \text{const}$

ここで $\nabla^2 = (\partial/\partial x)^2 + (\partial/\partial y)^2 + (\partial/\partial z)^2$ 、 $V =$ 外力例えば位置ポテンシャル

$p =$ 音圧、 $\rho =$ 流体密度

非定常・非圧縮性流れの連続式では、 $\nabla \cdot \mathbf{u} = 0$ 、これに(1)式を代入して、 $\nabla^2 \phi = 0$

また、平均状態で $\phi = 0$ 、 $p = 0$ を仮定して、

$$\partial \phi / \partial t + p/\rho = 0 \quad p = -\rho \partial \phi / \partial t \quad \text{----- (2)}$$

式(1)を変形して $\phi = \mathbf{u} \cdot \nabla$ 、これを(2)に代入して

$$\dot{\mathbf{u}} = -(1/\rho) \nabla p \quad \text{----- (3)}$$

$\mathbf{u}$ を調和波とし $\mathbf{u} = \mathbf{u}_0 e^{i(\omega t + \theta)}$ とすれば、 $\dot{\mathbf{u}} = \partial \mathbf{u} / \partial t = i \omega \mathbf{u}_0 e^{i(\omega t + \theta)} = i \omega \mathbf{u}$ 、これを(3)に代入して、

$$\mathbf{u} = \{-1/(i \omega \rho)\} \nabla p \quad \text{----- (4)}$$

これを变形して、 $\omega \rho (\mathbf{u} \cdot \nabla p) = 1/i$ ($i =$ 虚数)、ここで

$$1/i = \{\cos(\omega t + \theta + \pi/2) + i \sin(\omega t + \theta + \pi/2)\} / \{\cos(\omega t + \theta) + i \sin(\omega t + \theta)\}$$

従って、粒子速度 $\mathbf{u}$ と音圧 p は、 $\pi/2$ 即ち 90° の位相遅れがある。

(なお、粒子の変位は、 $\mathbf{x} = \mathbf{u}/(i \omega) = \nabla p/(\rho \omega^2)$ であるが、この場合は 180° 遅れになる。)

2つのバッフル板で囲われたスペースの粒子速度分布は、例えば2次モードのとき図のようにバッフル位置にて零(節)、両側バッフルから1/4スペースの位置で最大(腹)の変動幅を持つ。音圧分布はこれに 90° 遅れるので、バッフル位置で最大(腹)、両側バッフルから1/4スペースの位置で零(節)の変動幅を持つことになる。すなわち粒子速度分布と音圧分布の節と腹は逆転する。

以上、メモ only

添付 D Eisinger の判定方法(説明)

Eisinger の判定方法は、チューブ軸直交方向(揚力方向)振動を対象に、60 ケースの蒸気発生器データおよびラボテスト結果などをベースに開発されたもの。文献(3)でその導入過程が詳しく示されている。以下その内容を要約して説明する。

文献(3)に示される Eisinger の議論の骨子は次の通り。

(1) 理論/ラボテスト結果では、流れから入力されるエネルギーパラメータ(M/P)と管群に生じる音響圧力

(P_{rms})には、例えば次のような比例関係がある(**Fig.8** 参照)。即ち入力エネルギー($M\angle P$)が増えると音響圧力(P_{rms})もまたアップする。

$$\text{上限界: } P_{rms} \propto M\angle P, \quad \text{下限界: } P_{rms} \propto (M\angle P)^{2/3}$$

ここで、 M =流れのマッハ数、 $\angle P$ =管群通過による圧力損失、サフィックス rms =自乗平方根

(2) 実際の設備では、無振動のときこの関係は保持されるが、振動が起きると P_{rms} はこの比例関係から予想される値よりもずっと高くなる。すなわち共鳴によって音響圧力が増幅する。これは($M\angle P$)に音圧ベースのしきい値があり、そのしきい値を境にして振動—無振動に分かれることを意味する。

(3) 分析データのプロット結果によれば、音響圧力ベースのしきい値($M\angle P$) $_{p,i}$ とモード次数 i の間には次のような関係がある(**Fig.15** 参照)。

$$(M\angle P)_{p,i} = 0.07 \times 10^{0.4375im} \quad \text{ただし } im = \text{修正モード次数}$$

この場合、基本的に振動—無振動は次のように分かれる。

$$(M\angle P)_i > (M\angle P)_{p,i} \rightarrow \text{振動}, \quad (M\angle P)_i < (M\angle P)_{p,i} \rightarrow \text{無振動}$$

i 次モードの入力エネルギー($M\angle P$) $_i$ が、そのモードにおけるしきい値を越えると振動が起きる。

(4) 一方、($M\angle P$) $_i$ には音圧ベース以外に、次のような音響分子速度ベースのしきい値も存在する。

$$(M\angle P)_{v,i} = 0.07 \delta V_i$$

Fig.12 参照。この場合も、音圧ベースと同じく基本的に振動—無振動は次のように分かれる。

$$(M\angle P)_i > (M\angle P)_{v,i} \rightarrow \text{振動}, \quad (M\angle P)_i < (M\angle P)_{v,i} \rightarrow \text{無振動}$$

(5) しかし實際上、音響圧力ベースと音響分子速度ベースそれぞれ単独で振動—無振動を分けることはしない。エネルギーパラメータ($M\angle P$) $_i$ がしきい値の($M\angle P$) $_{p,i}$ と($M\angle P$) $_{v,i}$ を両方とも越えない時、あるいはいずれか一方を越えない時は振動が発生しない(無振動)。いずれのしきい値も越える時は振動する。

以上の議論では(1)(3)(4)が主要な議論になる。これらを少し詳しく説明する。

まず(1)について。熱派生の1次元波動理論によれば、

$$\text{温和な波動: } (P/p_0)_1 = \{(\kappa - 1)/2\} (w^*/c_0 p_0)$$

$$\text{衝撃的波動: } (P/p_0)_2 = 1.625 \{(\kappa - 1)/2\} (w^*/c_0 p_0)^{2/3}$$

ここで w^* =単位面積 $\times$ 時間当たりの熱解放率、 P =波動状態から攪乱のない定常圧力 p_0 までの圧力ジャンプ(圧力振幅?)、 c_0 =音速、 κ =比熱比

一方、流体流れから解放(リリース)される一様エネルギー(面積 $\times$ 時間当たり)は、

$$q^* = v (\Delta p) \quad \text{ここで } \Delta p = \text{管群通過圧損}, v = \text{チューブギャップ通過流速}$$

この一様エネルギーは熱解放率に等しい、即ち $q^* = w^*$ と考えられるから、

$$w^* = v (\Delta p)$$

これを上記の式に用いて、

$$(P/p_0)_1 = \{(\kappa - 1)/2\} (M \Delta p / p_0)$$

$$(P/p_0)_2 = 1.625 \{(\kappa - 1)/2\} (M \Delta p / p_0)^{2/3}, \quad \text{ここで } M = \text{マッハ数} = v / c_0$$

即ち 流れからのエネルギーインプットと音響圧力の関係は比例的になる。

以上の理論式をベースに実際のデータに当てはめると、1例としてエネルギー $M\angle P$ と音響圧力 P_{rms} の関係は次のようになる (**Fig.8** 参照のこと)。

$$\text{温和な波動: } P_{rms} = 12.5 M \Delta p, \quad \text{衝撃的波動: } P_{rms} = 32.9 (M \Delta p)^{2/3}$$

次に(2)について、**Fig.14** に示すように、

$$\text{常温エア: } (M\angle P)_{p,i} = 29.5 \times 10^{0.4375i}, \quad \text{ホットガス: } (M\angle P)_{p,i} = 0.07 \times 10^{0.4375i}$$

これらの一般的な表式は、

$$(M \Delta p)_{p,i} = \kappa \times 10^{0.4375i} \quad \text{ここで } \kappa = 0.07 \times 10^{0.4375[(D/WS)/0.0172 - 1]}$$

ここで D/WS = 基準数値 0.0172 を持つ形状パラメータ、 D = チューブ径、

W = フローチャンネル幅 (バッフル幅)、 S = 管群内のストローハル数

[この式は少しわかり難い。Fig.14 に示すように D/WS は 0.0172 ~ 0.1204 の範囲にある。 $D/WS = 0.0172$ のとき $\kappa = 0.07$ となりホットガスの式となる。また、 $D/WS = 0.1204$ のとき $\kappa = 29.5$ となり常温エアの式になる。即ち常温から 800°C 近い高温までを包括した式になっている。]

上記の $(M \Delta p)_{p,i}$ 式は次のように書ける。これが最終的な音響圧力ベースのしきい式となる。

$$(M \Delta p)_{p,i} = 0.07 \times 10^{0.4375im} \quad \text{ここで } im = \text{修正モード次数} = [(D/WS)/0.0172 + i - 1]$$

Fig.15 を参照のこと。なお、このしきい式には次のパラメータ範囲で利用できる。

$$0.5 \leq (D/WS)/0.0172 \leq 9$$

次に(3)について。例えば **Fig.2** からわかるように音響圧力ベースのしきい式では振動域でも無振動になっている部分がある。すなわち音響圧力ベースのしきい式だけでは振動－無振動の分別ができない。次の音響分子速度ベースのしきい式はそれを補完するものである。

$$(v_p/v_i)_L = \zeta_R \delta$$

ここで、 v_p = 音響分子速度、 P = 音圧、 ρ = 流体質量密度、 ρC = 気体特性インピーダンス

$v_i = i$ 次相当の共鳴流速 (流れ側)、

δ = Chen の減衰パラメータ = $S(x_1)/(1 - 1/x_1)^2$ 、 ζ_R = 安定パラメータ (= $0.259 \times 10^{-2.2}$)

無次元音響分子速度が減衰レベルを超えると振動することを表わしている。ここで、

$v_p = P/(\rho C)$ 、 $P = P_{rms} \propto M\angle P$ の関係を用いて、次のしきい式が得られる。**Fig.12** 参照のこと。

$$(M\angle P)_{v,i} = 0.07 \delta v_i$$

更に、気柱振動数 = 渦放出振動数 $\rightarrow iC/(2W) = S v_i/D$ より $v_i = (1/2)\{D/(WS)\}iC$ であるから、このしきい式は、

$$(M\angle P)_{v,i} = 0.035 C i \{D/(WS)\} \{ (1/S)(1 - 1/X_i)^2 (1/X_i) \}$$

となる(本文ではこの式を用いている)。

音響分子速度ベースのしきい式には、チューブ配列の影響を反映する Chen の減衰パラメータ δ が含まれており、チューブの間隔比の影響が考慮されている。恐らくこの影響は、音響圧力ベースのしきい式には含まれてない。仮にエネルギーインプット $(M\angle P)_i$ が音響圧力ベースのしきい値を越えても音響分子速度ベースのしきい値を越えないなら振動を起こすことはないと判断される。

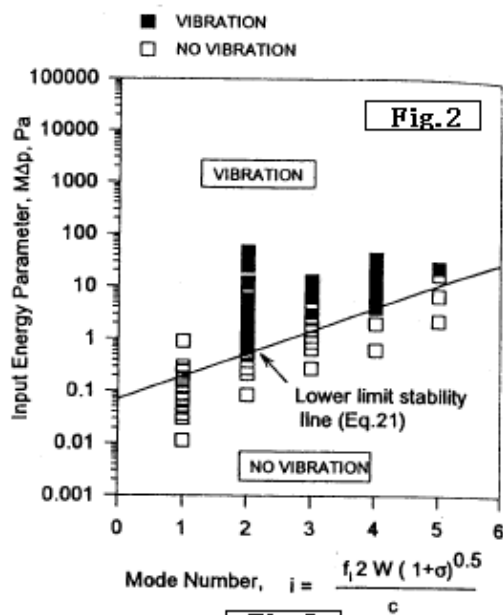


Fig. 2 Acoustic vibration stability diagram for vibrating and nonvibrating steam generator in-line tube banks with flue gas as working fluid at average temperature of $T = 800^\circ\text{C}$ and ratio of specific heats $k_p = 1.29$

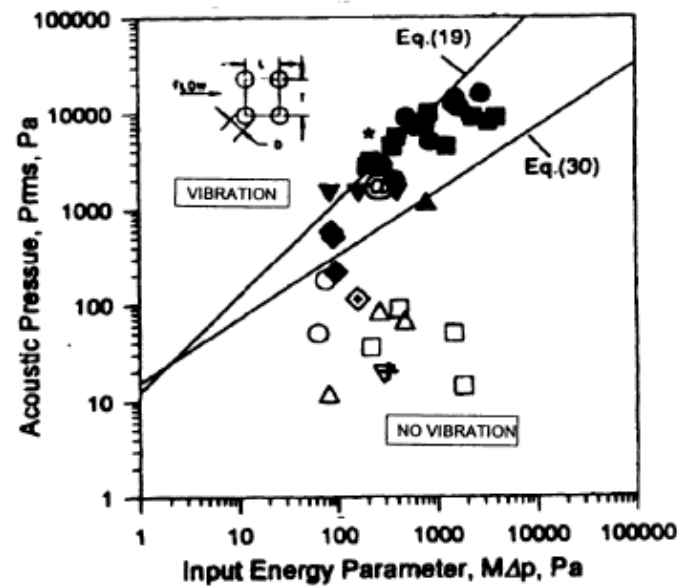


Fig. 8 Maximum acoustic pressure versus input energy parameter. Shown are evaluated cases of laboratory tests with cold air flow for vibrating and nonvibrating in-line tube banks; V—vibration, NV—no vibration, MV—marginal vibration.

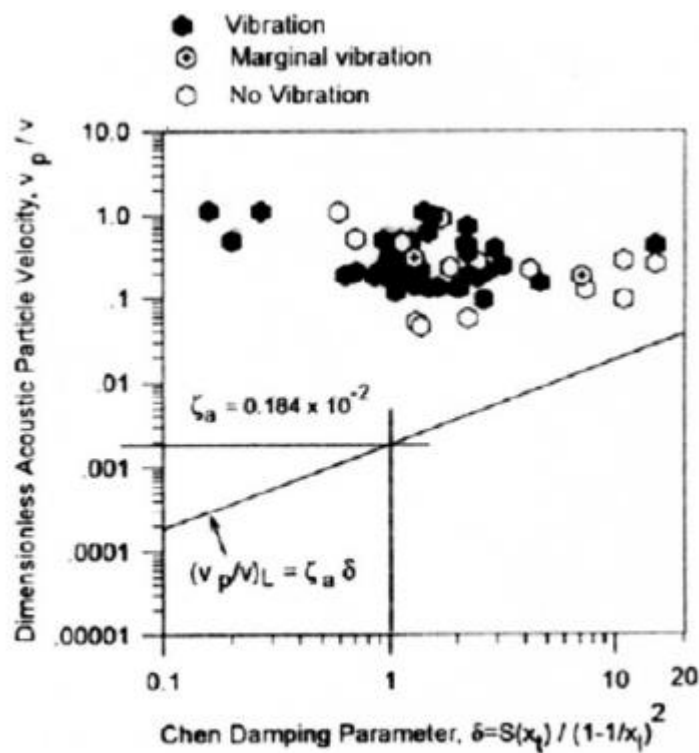


Fig. 12 Acoustic particle velocity versus Chen damping parameter for laboratory tests with cold air. All cases evaluated based on test data and Eq. (19).

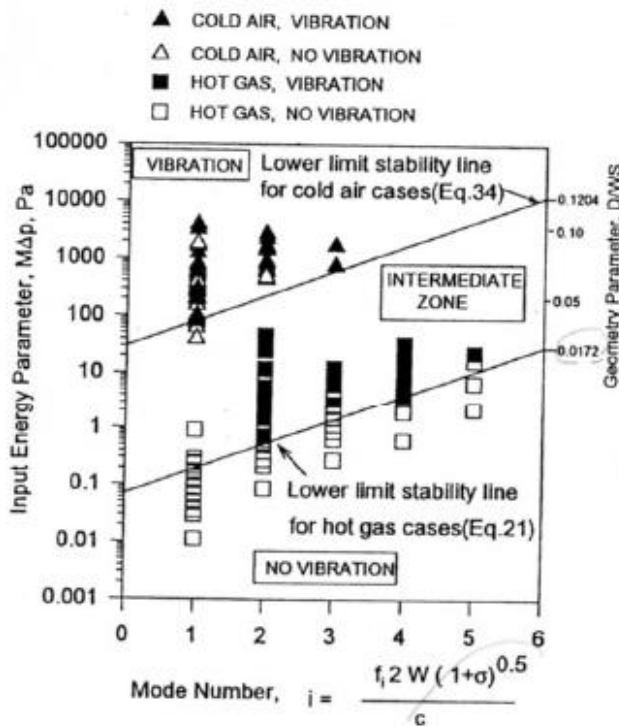


Fig.14 Acoustic vibration stability diagram based on input energy combining full-scale (hot gas) and laboratory-scale (cold air) data for vibrating and nonvibrating tube banks

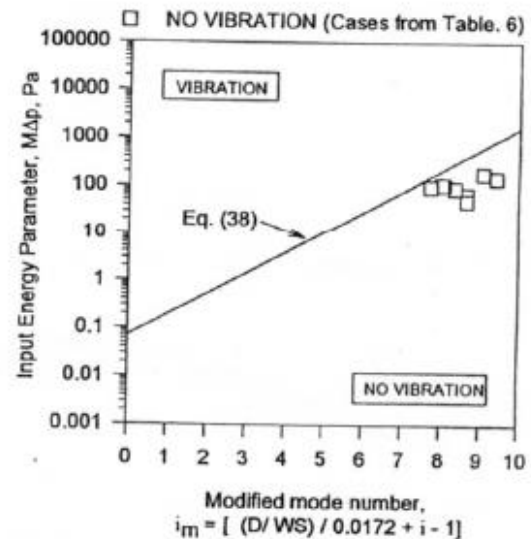


Fig.15 Generalized form of acoustic vibration stability diagram based on input energy and modified mode number

今後のバージョンアップメモ

- ① 出だしの部分の音響振動についての説明がうまくない。全般に出だしの構成を見直す必要あり。
- ② Eisinger の方法で、圧損 ΔP のディメンジョンがわからない。チューブ列が多いほど ΔP はアップしてそれだけ音響エネルギーがアップする。しかしその限界量の項にチューブ列数がパラメータとして含まれていないので、両辺を比較することは出来ないと思うが…、そこで

- ・ Eisinger 式にこれに係わる適用条件がついていないか？
- ・ ΔP のディメンジョン Pa は誤記ではないか？

Eisinger の判別式については、テキスト/雑誌報文をみているが、正式には下記の PVP 論文になると思うので、論文を入手して調べる必要がある。

- ・ Eisinger, F.L, 1995 PVP-vol.298 Flow-induced Vibration ASME pp111-120
- ・ Sullivan, R. E. ,Francis. J. T., Eisinger , F. L., PVP-Vol.363 ASME pp1~9

- ③ ガス温度は音速値に係わり重要であるが、管群の入口と出口で違ってくるので、計算は入口と出口で2回やるようにフローチャートを変える。

- ④ 管群の前後空間/中間空間(キャビティゾーン)の扱いについて、未だ情報が少ない。この空間の音速をどうみるか、この空間を揺さぶるもの(ウェーキ)の振動数をどうみるか？あるいは解析的に例えば FEM 動解析で処理できないか？ また、下記の関連文献を調べる必要あり。

Blevins, R. D., Blessler, M.M., 1987 Transactions of the ASME Vol.109, p282-288

Nemoto, A. Yamada M , 1994 PVP-Vol.273 Flow-induced Vibration ASME p273-282

Nemoto,A. Yamada M , 1992 PVP-Vol.243 Symposium on Flow-induced Vibration and Noise
Vol.4 ASME p137-152

Eisinger,F.L.,Sullivan,R.E., 1996 Journal of Fluid and Structure Vol.10 p99-107

片山、坪井、川岡ら 機論(C編)第 65 号 640 号 P4633-4639

- ⑤ バッフル配置については現状、等間隔配置を前提にしているが、Eisinger によって否定された Chen の不等間隔配置について調べておく必要がある。TS では一応、等間隔配置を前提としていると断りを入れ、解説で Chen の不等間隔配置を紹介する。Chen の不等間隔配置に対する Eisinger の否定的コメントは次の文献による。

Eisinger,F.L., 1980 ASME Journal of Pressure Vessel Technology Vol.102 P138-145

- ⑥ 軸方向の音響振動は、やはり渦放出振動を原因としているように思える。例えば事例では軸直角方向の渦放出振動数が軸方向振動の気柱振動と共鳴している例がある。