

【整番】FE-19-TM-103

【標題】管群の音響共鳴現象に関する事例－流れ方向音響振動

分類：流れ(流体振動)／種別：技術メモ

作成年月：H20.5／改訂：Ver0.0 (H20.5)

作成者：N.Miyamoto

全 14 枚

管群(tube bank)で起きる音響共鳴現象は、渦放出や乱流による管(チューブ)の振動から生じる管群廻りダクト内空間の気柱振動として比較的容易に理解できる。しかし、実際には流れ状態やダクト/管群の幾何的条件によって種々のヴァリエーションがある。ここでは、現象の把握とエンジニアリング的措置を円滑に結びつけるため、実際の設備におきた事例をピックアップしてその技術的要点を紹介してみたい。

音響共鳴(音響振動)現象における気柱振動には、振動方向によって次の3つのモードがある。

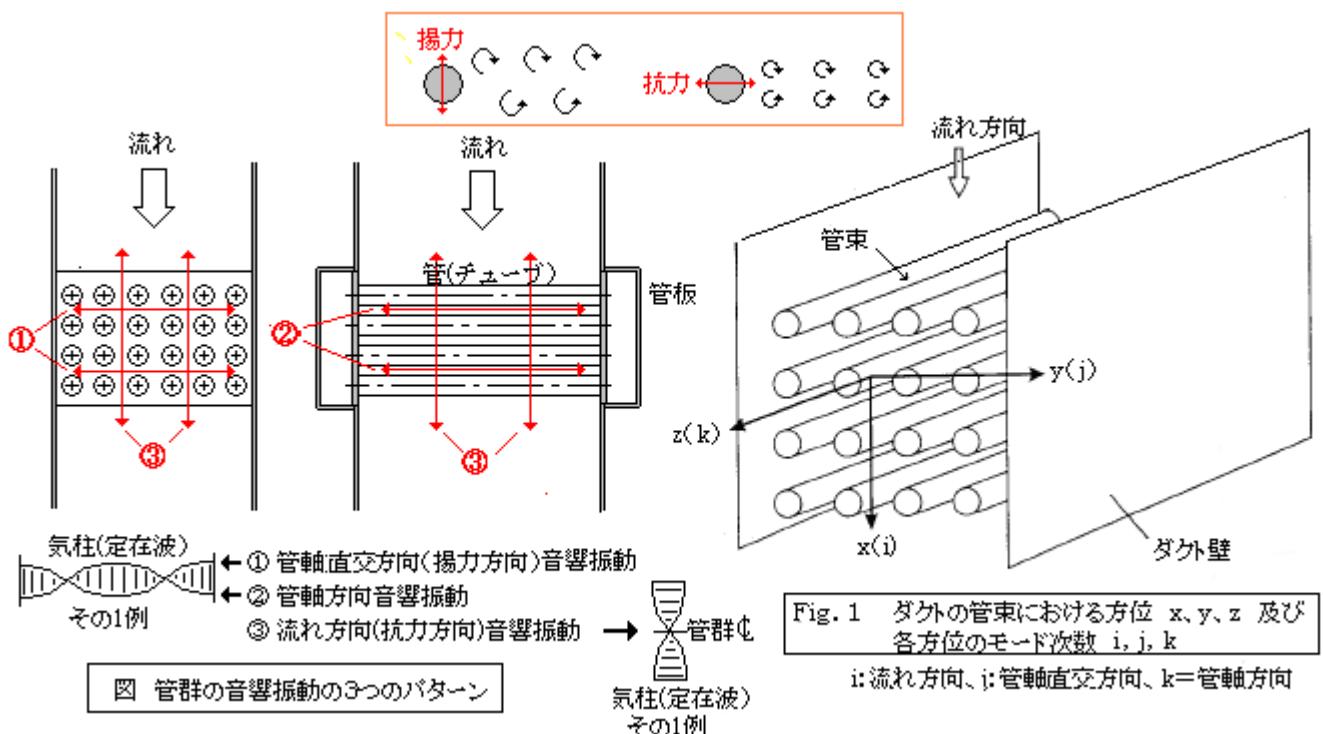
【管軸直交方向モード(揚力モード)】、【流れ方向モード(抗力モード)】、【管軸方向モード】

殆どの事例が、カルマン渦によるチューブ即ち管の軸直交方向モード(揚力モード)であり、これが通常の設計規準類の対象になっている。流れ方向モード(抗力モード)および管軸方向モードは稀であるが、設備設計上、決して看過できない。ここでは、流れ方向モード(抗力モード)について、3つの事例を紹介する。またこれらの事例について末尾で考察を試みる。

なお、他の2つのモードについては下記の TS を参照のこと。

【FE-19-TM-101 管群の音響共鳴現象に関する事例－管軸直交方向気柱振動】

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



[事例 1] チューブ式エアヒータに起きた長手方向音響振動⁽¹⁾

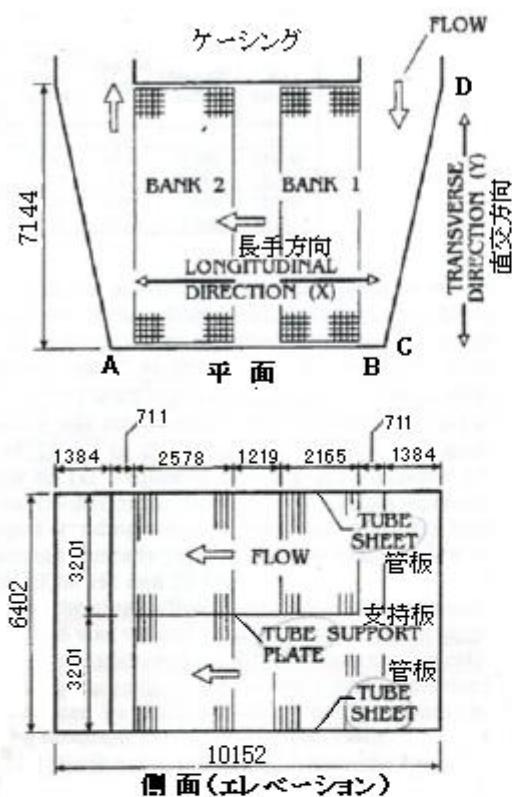


Fig.2 エアヒータの配置

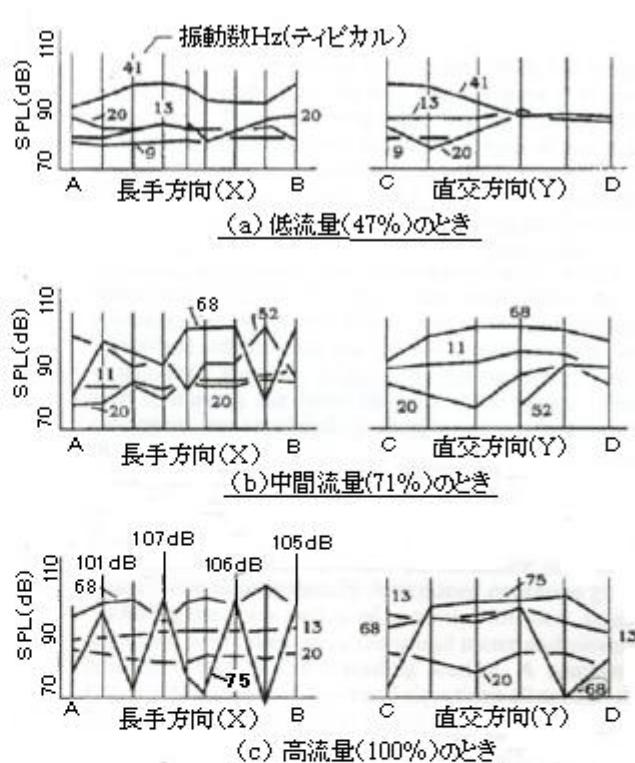


Fig.3 ケーシングから1m位置の音圧レベル
位置A,B,C,DはFig.2参照

Table 1 エアヒータの管群形状とフローパラメータ

Bank No.	チューブ外径 D	Side Spacing T	Longe Spacing L	エアフロー							
				47% Load		71 % Load		100% Load			
				Hex 10^6 In/Out	Re In/Out	Hex 10^6 In/Out	Re In/Out	エア温度 In/Out T _a	Gap流速 In/Out v	Hex 10^6 In/Out	Re In/Out
mm	mm	mm	—	—	—	—	—	°C	m/s	—	—
1	64	79	75	4,600/ 5,280	10,818/ 8,737	6,950/ 7,980	16,341/ 13,199	37.8/ 139.3	6.08/ 8.05	9,780/ 11,240	23,016/ 18,590
2	64	79	89	3,460/ 3,990	8,737/ 7,323	5,230/ 6,030	13,199/ 11,062	139.3/ 273.9	8.05/ 10.68	7,360/ 8,490	18,590/ 15,563

Table 2 エアヒータ管群内の振動数/モード形状についての解析値/計測値の比較

予測振動数 (Hz)	20.0	24.9	33.0	40.0	49.6	52.5	55.3	60.6	67.7	73.4	80.0
予測モード i,j,k (Approx.)	1,0,0	0,1,0	1,1,0	2,0,0	2,1,0	2,1,0	1,2,0	3,0,0	2,2,0	3,1,0	0,3,0
計測振動数 (Hz)	20			41		52			68	75	

設備概要 :

Fig.2 に示すように、エアヒータは2つの管群(Tube bank)即ち Bank1 と Bank2 から構成されている。チューブはインライン(管路に入れ込み)で配置され、トップとボトムに設けられた管板と中間高さの支持板で支承されている。チューブの外面はエアに曝され、内面にはホットガスが流れる。エアは直角に

ヒータに入り 90° ターンしてクロスフローで管群にはいってそのままの形で出てゆく。

エアヒータの寸法を **Fig.2** に記す。チューブの配置形状は **Table 1** に示す。エア流れの温度はヒータ通過につれ増加する。流量の負荷は 47、71、100% の 3 通り。各負荷における相当ヘルムホルツ数 He とレイノルズ数 Re を **Table 1** に示す。

$$He = VS/C_{eff} \quad , \quad Re = VD/\nu$$

ここで、V=ギャップ流速、S=ストローハル数(Fitz-hugh データ)、D=チューブ外径、 ν =動粘度
 C_{eff} =管群内部の有効音速= $C(1+\sigma)^{-0.5}$ 、C=自由空間音速、 σ =間隙率

発生状況 :

エアヒータは、低流量運転では比較的静かであるが、流量が増えると騒々しくなり 100% 負荷で騒音は最大になる。**Fig.3** はケーシング位置から 1m 離れた位置で、長手方向[A ~B]/直交方向[C~D]の騒音の分布をプロットしたもの。計測は B&K タイプ 2515 振動分析器に連動した Brüel & Kjaer タイプ 2230 騒音計を用いて、チューブ支持板のすぐ上で行われた。その結果、ほかの計測と比較してもエアヒータ廻りの騒音がかなり大きいことがわかった。運転を通してはっきりとした定在波パターンはみられないが高流量域で突然強い音響振動が現れた。この状態では単一の卓越周波数とはっきりした定在波パターンが観察された。 即ち **Fig.3(c)** に示すように 75Hz の X 方向 3 次モード定在波である。なお X 方向にも Y 方向にも 68Hz のラインが見られるが、これは完全な定在波にはなっていない。中間流量では長手方向の波は 68Hz/52Hz で現れている。

このような長手方向の音響振動の介在は異常であり、このタイプの騒音抑制は、音響バッフルで対処可能な Y 方向(揚力方向)の抑制に比べると難しい。

音響振動数/モード形状の予測値と計測値の比較 :

管群にはキャビティ(チューブ無しスペース)が含まれているので、Parker & Blevins の有効音速アプローチを用い、FEM で管群をモデル化した。モデルは垂直方向に単位幅を取った 1600 メッシュ 2 次元モデルである。このモデルでは温度勾配、2 分割の管群形状およびキャビティ形状も考慮されている。エア温度は、入口 37.8°C 、Bank1 で 139.5°C まで、Bank2 で Max. 274°C まで上昇する。キャビティ内温度は対応する管群の出入口温度に調和している。数値解析に必要なパラメータ、音速とエア密度は、各 Bank とキャビティで指定された。

解析結果(音響振動数とモード形状)を **Table 2** に示す。比較のため計測結果も併記されている。計測値 20,41,52,68,75Hz は予測値(FEM 解析結果)とよくあっているようである。ただ、その直交成分はゆがんでいるようである。計測値 68Hz は発達不十分でゆがんだ定在波を示しているが、 $i,j,k=2,2,0$ の予測値 67.7Hz にある程度、類似しているようである。

振動の抑制 :

このエアヒータの振動は、入口流れのターニングベーンもかねて流れ方向に音響バッフルを取付けるという、型通りのアプローチで抑制された。即ち、平行かつ等間隔に置かれた 3 つの音響バッフルを Bank 1,2 に設けその先にターニングベーンを繋いだ(**Fig.6** 参照)。この配置はヒータ通過圧損の増加をさけたものであるが音響振動は排除された。このバッフルは 75Hz の i モードには直接影響しなかったが、エアヒータ内の空間を本質的に 4 つの平行スペースに分割して、i モードとわずかに異なる振動数をもたらした点でその効果は意味があった。この異なる振動数はバッフル取付け前の 73.4Hz の -8% ~

+6%内にあった。この振動数の変化は割りと小さいが、バッフル取り付けによる音響減衰の増加と相俟ったとき振動の排除に効果があったと思われる。

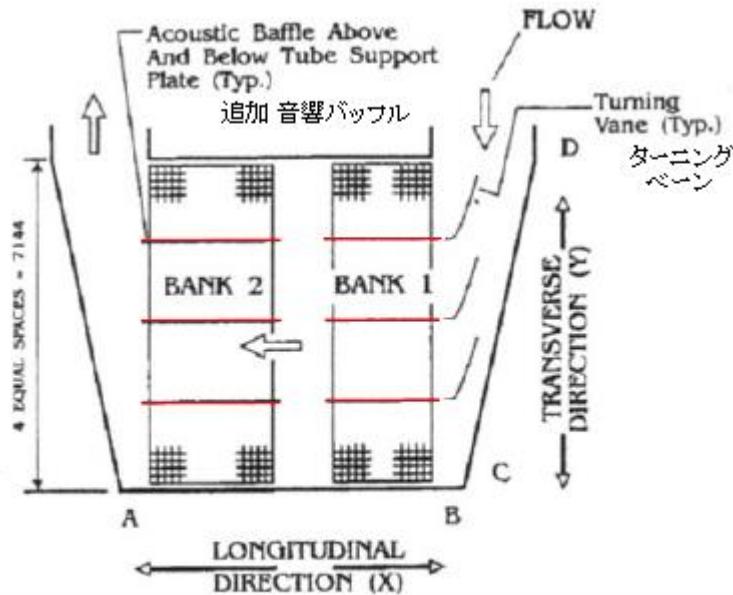


Fig.6 音響振動排除のためのエアヒータ内の音響バッフル
および ターニングベーンの配置

[TS 筆者メモ]

1. エアヒータ管群の渦振動数(f_w)を計算してみる。

ピッチ比 $X_l = t/d = 75(89)/64 = 1.17(1.39)$ 、 $X_t = 79/64 = 1.234$ であるから

Fitz-Hugh のデータより

ストローハル数 $S_t = 0.45$ (0.25) (Bank 2 の 0.25 は確実でない)

ギャップ流速は Table 3 より 6.08~8.05m/s(8.05~10.68m/s)であるから

$$\text{Bank 1 : } f_w = S_t V/d = 0.45x(6.08 \sim 8.05)/0.064 = 43 \sim 56.6 \text{Hz}$$

$$\text{Bank 2 : } f_w = S_t V/d = 0.25x(8.05 \sim 10.68)/0.064 = 31.4 \sim 41.7 \text{Hz}$$

ロックインの可能性範囲は $(1 - \alpha)f_w \sim (1 + \beta)f_w \rightarrow [0.81f_w \sim 1.29f_w]$ であるから、渦振動範囲は

$$\text{Bank 1 : } 34.8 \sim 73 \text{ Hz},$$

$$\text{Bank 2 : } 25.4 \sim 53.8 \text{ Hz}$$

流れ方向の音響振動(抗力モード)は、双子渦 即ち $2xf_w$ の振動数で発生すると云われるので、

$$\text{Bank 1 : } 69.6 \sim 146 \text{ Hz},$$

$$\text{Bank 2 : } 50.8 \sim 107.6 \text{ Hz} \text{ (平均 } 79 \text{ Hz)}$$

100% 負荷のとき 75Hz の抗力モードの音響振動が起きている。これは Bank 1 の下限、Bank 2 の平均に近いので、双子渦による共鳴が起きている可能性がある。

2. テキスト⁽³⁾によれば、抗力モードでは下記のような知見が得られている。

- (a) 抗力モードは交差渦ではなく双子渦によって発生し、渦放出振動数の 2 倍で振動する。
- (b) 管群(管群の中心?)は、流れ方向の音圧の節(=速度の腹)に位置する。

- (c) 実際は、揚力モードと抗力モードが連成していることが多い。
- (d) 揚力モードから抗力モード、抗力モードから揚力モードへ急変することがある。
- (e) ダクト出口の絞り形状やフィン付きチューブの効果がみられる。
- (f) 千鳥形チューブ配列は格子(正方)配列に比べ抗力モードが発生しにくい。

(a)については本ケースでも然り。(b)については本ケースの場合、管群の域が広くてはつきり見えないが多分然り。(c)については、Table 2 で **i-j** 連成モードの音響振動数(解析値)52.5,67.7,73.4Hz が計測値に一致することから、確かにこの傾向が認められる。(d)については、高流量域で突然、強い音響振動がでている事実と合っている。(d)については不明。

本ケースでは、全般に抗力モードの傾向が顕著にでているようである。

3. 流れ方向に音響バッフルを追加して騒音抑制に成功しているが、音響振動数がわずかに変化したことによる効果については多少の疑問も残る。出入口形状が狭隘になっているように見えるので、入口ベーンの効果で偏流が緩和され(流速が均され)、それが騒音抑制に効いたと考えられないだろうか?

[必ずしも他の事例にこの抑制策が効くとは限らないと思われる。]

4. FEM による音響(気柱)固有値の解析をなされている。i モード(抗力モード)では空間が開放されている上に、j モード(揚力モード)との連成が強いのでどうしても FEM 解析に拠らざるを得ないのだろう。

[事例 2] 排煙脱硫装置のガスヒーターに起きた長手方向音響振動⁽²⁾

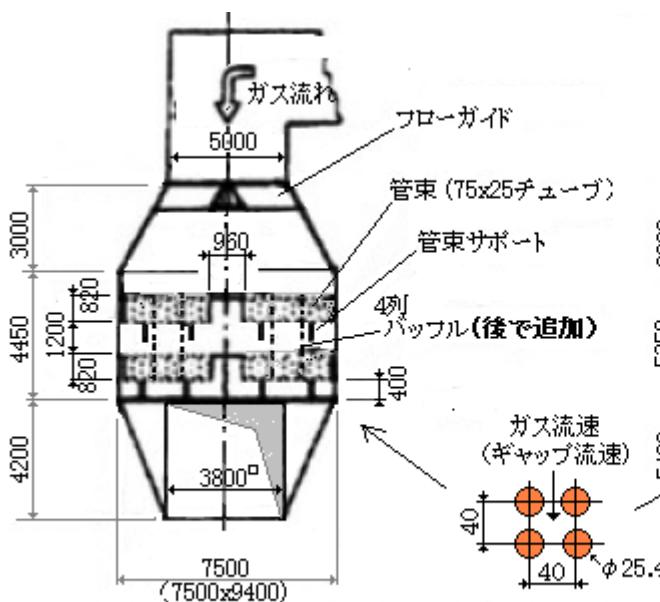


図1 ガスヒータ S の構造形状

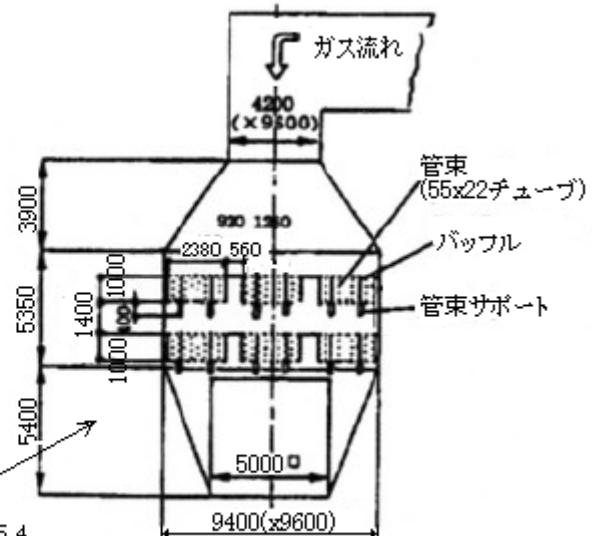


図3 ガスヒータ F の構造形状

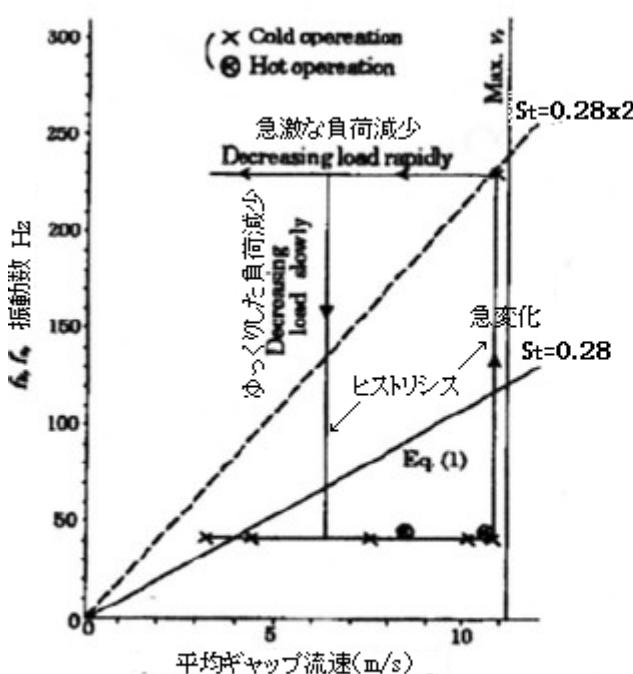


図2 ギャップ流速と計測振動数の関係
(バッフル無しの時のガスヒータ S)

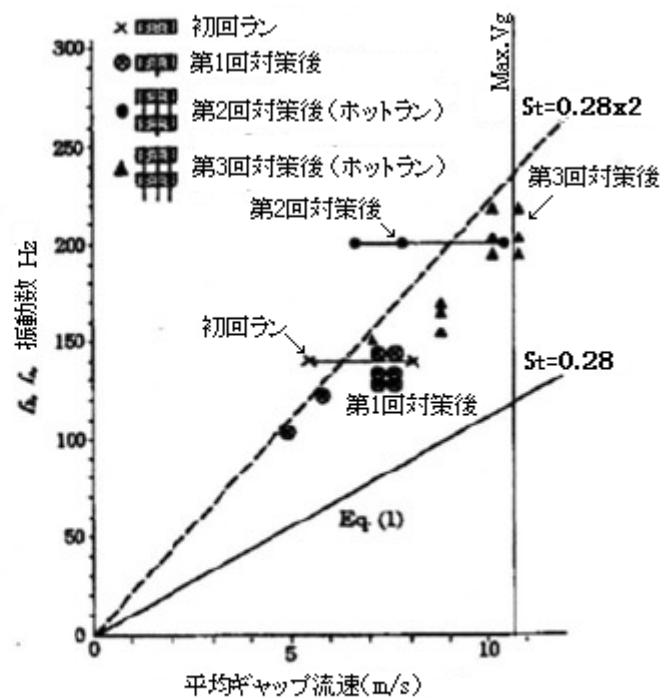


図4 ギャップ流速と計測振動数の関係
(ガスヒータ F)

設備状況：

問題になった熱交は排煙脱硫プラントの結露防止のためのガスヒーター(多管式熱交換器)。図1、図3にそのスケルトン図を示す。チューブ(管)の軸は紙面の面外方向に延びている。

ヒーターSは2管束x2段、ヒーターFは3管束x2段、管配列はいずれも格子状正方配列になっている。

管外には処理済ガスが流れ、管内には蒸気が流れる。管外のガスは57°Cから140°Cまで昇温する。最大ガス流速11.5m/sである。

発生状況 :

(1) 当初、ガスヒータ S でチューブ軸直交方向の振動が発生した。これを流速-振動数の関係として図 2 に示す。振動は 45Hz、これは冷風時からはじまったが、図のようにロックイン領域が広く広範な流速域で継続した。この場合、

$$\text{Chen の渦振動数 } f_w = StV/d = 0.28 \times 4.1 / 0.0254 = 45.2 \text{ Hz}$$

$$\text{幅方向気柱振動数 } f_i = iC/(2W) = 2 \times 340 / (2 \times 7.5) = 45.3 \text{ Hz (2 次)}$$

従って、これは渦放出による揚力モードの音響振動である。ただ、振動モードとしては

$$f_w = 0.28 \times 2.0 / 0.0254 = 22 \text{ Hz}, f_i = 1 \times 340 / (2 \times 7.5) = 22.7 \text{ Hz}$$

すなわち 1 次の気柱振動も考えられるが、発生していない。これは図 1 からわかるように、1 次の速度モードの腹(音圧モードの節)にあたるダクト幅中央に管束がなく、気柱が励振されず共鳴にならなかったからと思われる。

なお、この揚力モードは流速 10.6m/s で、突然 45Hz から 232Hz(抗力モード)に急変する。そして図 2 のように負荷(流速)の変化に伴ってヒストリシスを描くことがわかった。ただ、壁振動のレベルが小さいところから当初、この 232Hz 振動は無視された(後述の再現実験の項参照)。

45Hz 揚力モード振動の対策として、図 1 の点線のように各管束あたり 2 枚のバッフル板が挿入された。同時にガスヒータ F にも各 2 枚/管束のバッフルが挿入されている(図 3 参照)。これによって揚力モードの振動は解消した。

(2) 更に調整運転を進めたところ、ガスヒータ F で大きな音(140Hz で純音 145dB)がし激しい振動がでた。そのとき偏流 10-20%、内部のダクト幅方向音圧分布には山が見られるものの規則性なし(定在波はみえない)。対策の結果は以下。

第 1 回対策：各管束の真ん中にさらに 1 枚バッフル追加

→ 音は止らなかつたが、約 10dB 低下。音圧分布は更に崩れ、音成分は多ピークを示す。

第 2 回対策：上下バッフル板を連結

→ 発生音レベルは変化無し。振動数は 200Hz に変化(ロックイン領域拡大)。

第 3 回対策：下段のバッフル板のはみだしを 2 倍延長

→ 音成分は多ピーク化したがレベルは約 25dB にダウンした。この時点でガスヒータ外壁の遮音を強化して許容レベル内に収めた。

(3) 以上の異常振動の傾向は以下のようにまとめられる。

- ① 軸直交方向(揚力モード)の振動だけではないのでバッフル板のみで減音できないこと。
- ② 振動数が渦放出振動数の約 2 倍即ち抗力方向の振動数に集中すること。
- ③ 管群外の幅方向の音圧分布に定在波的な傾向がなく乱れていること。
- ④ 管軸方向には顕著な振動モードがないこと。
- ⑤ バッフル板長さによる変化がみられ、管群内流れ方向に気柱振動の関与が暗示されること。

再現実験：

(1) 本振動は、通常の管軸直交方向(揚力方向)の音響振動と異なりバッフルによる抑制が効かないで
対策の立案が難しい。そこでガスヒータSを対象にスケールモデル(縮尺模型)を作つて振動を再現し、
種々の構造変更を 試行することになった。

スケールモデルは下記のようにし、ストローハル数とレイノルズ数が実機と合うようにしている。

管束 : $\phi 8 \times 38$ 本 $\times 15$ 段 / 1 管束 、寸法縮尺 : 1/6.34

[文献に示されるモデル化のテクニックは、かなり参考になると思う。]

- (2) 実験の結果、渦放出振動数 2 倍の異常振動(外壁で約 112dB)が発生した(図 7)。しかし渦放出振動に連動した管軸直角方向の振動は現れず、図 2 の再現はできなかった。
[実機の場合も渦放出振動数 2 倍の振動は現れるが、微小である。再現実験でこの振動が異常に肥大したのは、実機に比べモデルの方が音場の減衰率が小さかったためと推測される。]

実験では更に管束支持梁を追加したり入口のフローガイドを撤去したりしたが、異常振動は減少しなかつた。図 8 では管群出口側空間に定在波のようなものが見える。結局、以下の状態でしか異常振動は治まらないことがわかった。

- ・上流側管群 1 段のみとした場合、
- ・管群下流側壁を外し大気開放した場合、
- ・管群下流側壁全面に吸音材を貼った場合

- (3) 更に管束を 15 段から 10 段に変更したところ振動レベルはダウンした。そこで10 段管束に加えて出口側壁の傾斜を図 11(b)のように変更したところ、図 2 に似た揚力方向の振動が発生した(図 10 参照)。更に管束支持梁を撤去して管群外の音場を広くするとその音圧レベルが増加し(140dB)、ロックイン領域も拡大した。図 11 はこれら変更結果をすべて反映している。
また、更にバッフル 2 枚 / 1 管束を挿入すると、実機と同じように揚力方向振動は消滅した。

[種々の試行の末、結果的に実機で起きた音響振動は再現できたが、異常振動発現のメカニズムは依然不明である。]

<次頁以下続く>

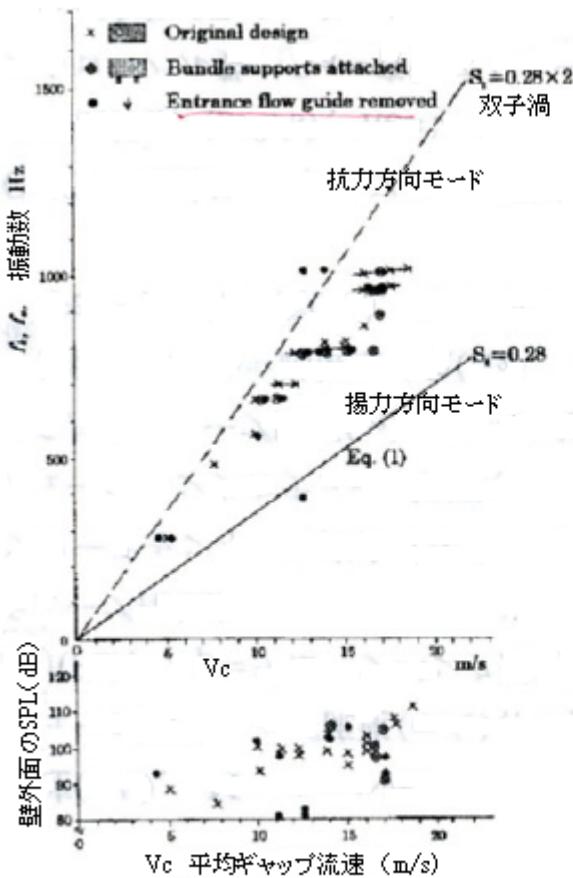


図7 スケールモデル(15本チューブ)の音響振動数マップ

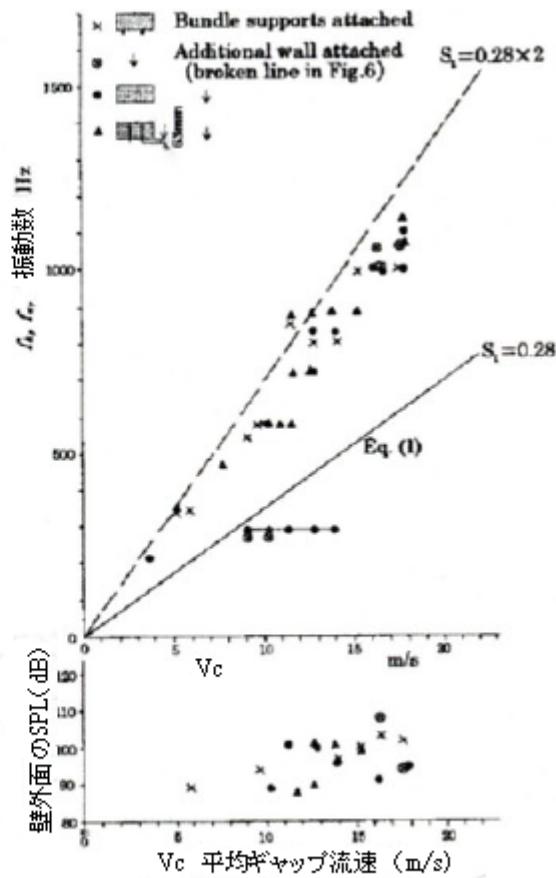


図10 スケールモデル(10本チューブ)の音響振動数マップ

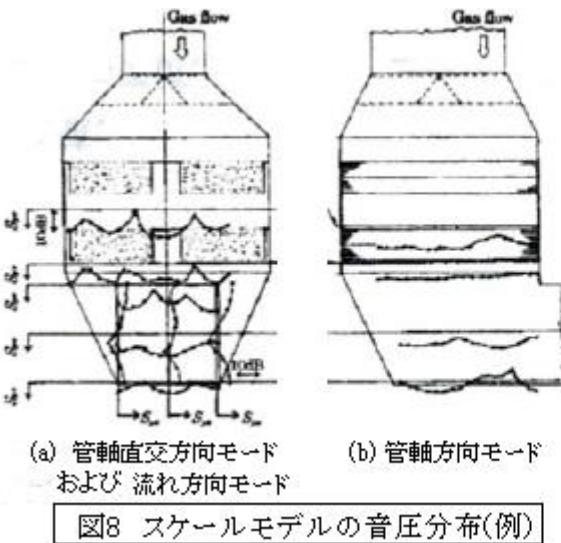


図8 スケールモデルの音圧分布(例)

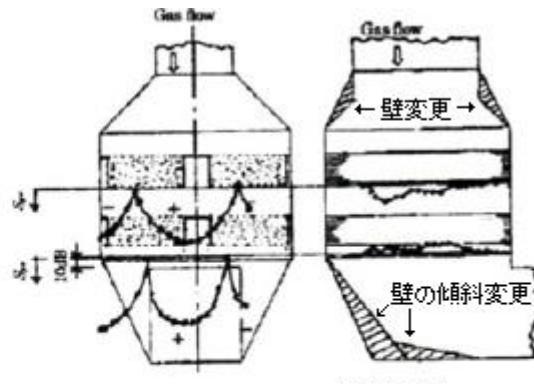


図11 変更スケールモデルの音圧分布
(図10の●マークデータ)

検証試験による実機対策：

- 以上の再現実験を通してモデル化手法およびスケールモデルテストの要諦がわかつてきただので、実機の対策案を作りその検証実験を図3*のスケールモデルで行うことになった。なお対策の骨子は以下の通り。
 - 再現実験の結果から、管群は1段とする。
 - 揚力方向モード対策としては各管束にバッフル複数枚挿入ということになるが、異常振動に対しては挿入枚数を減らした方がベターという予測もあるので、これを検証実験で調べる。
 - Chenの励振数 $\Psi = (R_e/S_t)(1 - 1/X_t)^2(1/X_t)$ を可及的に小さくするため直交管ピッチ t を

40mm から 50mm に変更(伴って $St=0.355$)し、 $\Psi=2100$ までダウンする。

- ・出口の反射の影響を排除するため、非対称性を狙い中仕切りを追加する。(意図がもうひとつ?)
- ・流れに直交方向の気柱振動発生場を短くするため管群出口側胴の平行部を短縮する。(果たして?)

(2) 検証実験のスケールモデルを下記とし、ストローハル数を 0.355、レイノルズ数を実機の 2 倍に設定。

管束 : $\phi 6 \times 15$ 本 $\times 15$ 段 / 1 管束 、寸法縮尺 : 1/14

バッフル枚数は、試験パラメータとする。なお減衰率はスケールモデルの方が 30% 小さい(安全側)。計測項目は、流量計測 / 騒音計による機側音計測 / 圧力計による壁内圧変動 / マイクロホントラバース(管群外でホーン直線移動)による気柱振動モード計測(発生/消滅確認)であった。

(3) 検証実験の結果は次のようにあった。

① バッフル無しの場合、流れ直交方向(揚力方向)の管束側板間 1 次の気柱振動発生する(図 4*(a)～(c))。

ただ管群外にきれいな定在波は見えないが各管束内は 1 次定在波モードになっている筈である。

② バッフル 1 枚挿入の場合、気柱振動発生は殆ど見られない[図 4*(d)～(f)]。

③ バッフル 2 枚以上挿入の場合、渦放出振動数 2 倍の異常振動が発生する。しかも枚数が多いほど振動は著しくなる。またバッフルが長くなると振動数が低くなる傾向があり、異常振動が流れ方向モードと関係していることが暗示される。

なお異常振動は、管群側壁とバッフル板によって流れ方向に 1 次元の音響管らしきものが形成されるときに発生するようである(推定のみ)。

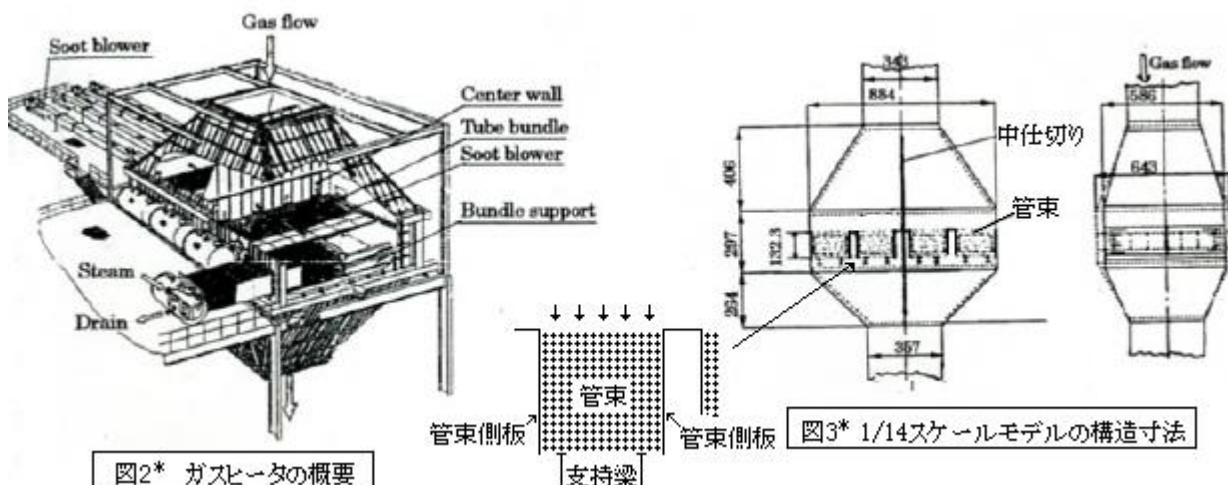
(4) 結局、試験で気柱振動(管軸直交モード振動&異常振動)が起きなかつたのは次の 3 ケースであった。

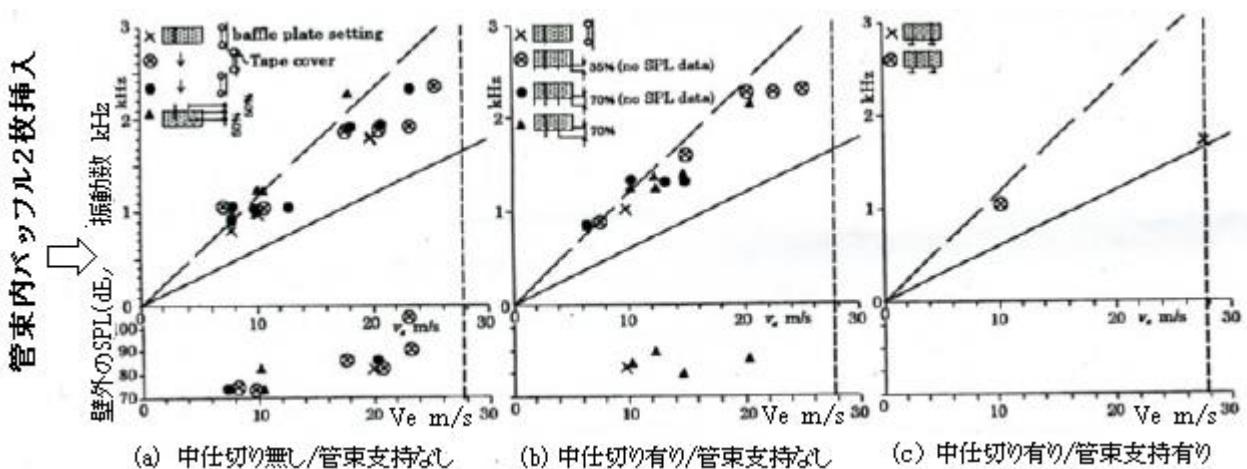
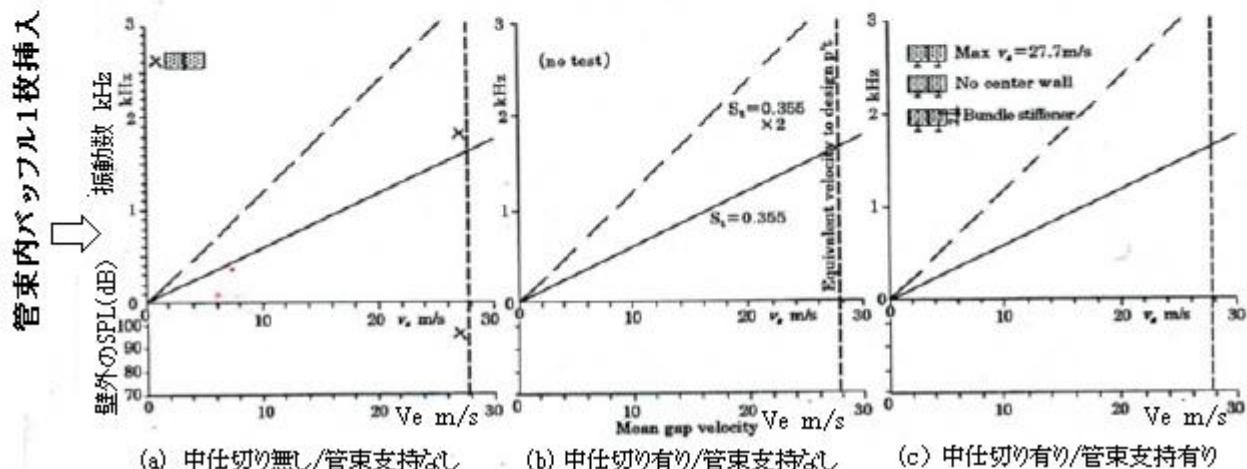
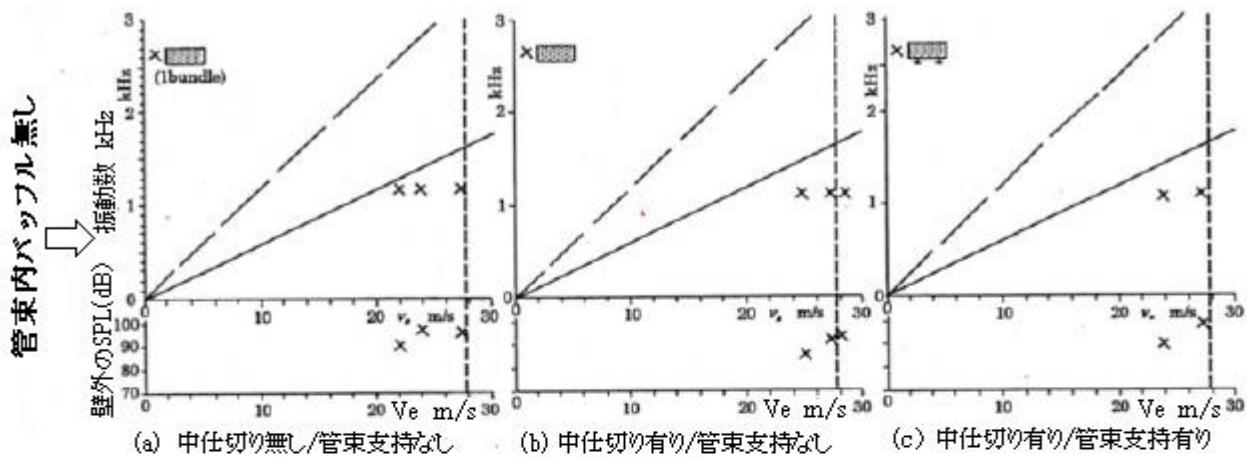
① 各管束の真ん中にバッフル板 1 枚を挿入したとき、但し中仕切り/管束支持梁有り

② 1 管束内に管束深さの 2/3 の短バッフル板を 3 枚、千鳥に挿入したとき

③ 管群入口側に同径管を配設して管群にいる流れを乱したとき

③は、管群入口で流れを乱して管後流の渦生成と音場間の発振ループを断ち切る方法で、バッフル挿入策を代替的に補足するもの。しかし、実機では①のみが採用され、良好な結果がえられたようである。





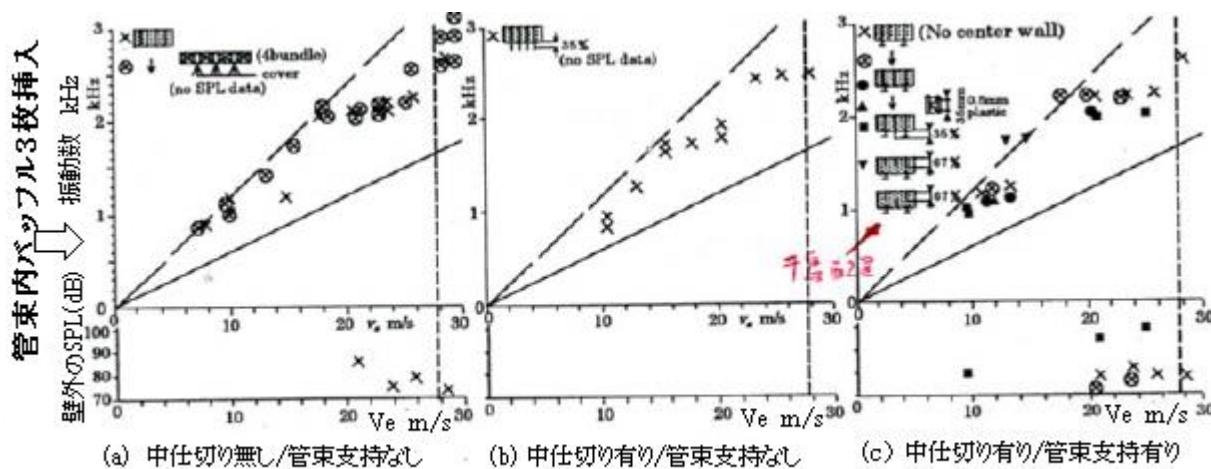


図4* 平均ギャップ流速-音響振動/音圧レベル(実験結果)

[事例3] 石炭焚きボイラに起きた揚力/抗力方向の音響振動⁽³⁾

(3) 石炭焚ボイラの例

図2.5-18に示す石炭焚ボイラに揚力方向、抗力方向の気柱モードが発生した。ボイラ模型風洞模型による再現実験を行った。流速と共に鳴周波数の関係、共鳴モード同定結果については図2.5-9と図2.5-10に示したとおりであり、揚力方向、抗力方向両者の共鳴モードが発生していることが推定された。

石炭収容スペース(ホッパ)上に吸音体を設置して両者の共鳴モードの対策を行った。吸音体は音響粒子速度で表した共鳴モードの腹に設置することにより高

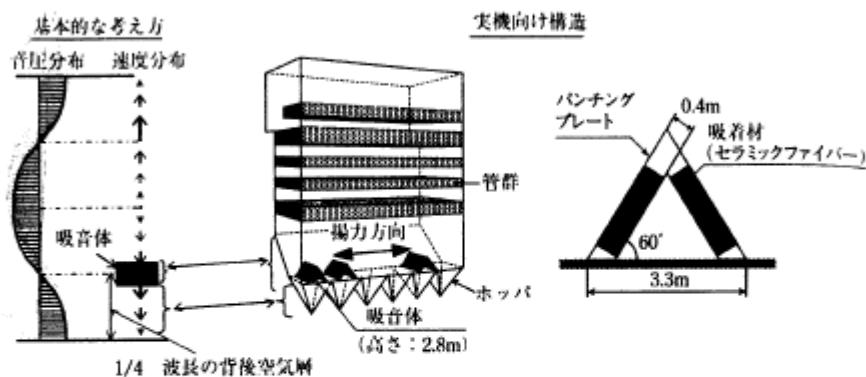


図2.5-18 石炭焚ボイラにおける共鳴抑止例⁽⁴⁾

い吸音効果が得られるが、ホッパを背後空気層として利用することによりこの条件を実現している。また吸音構造を三角形状にすることにより、石炭灰がホッパに滑り落ちるようになるとともに、揚力方向、抗力方向のどちらの共鳴モードに対しても広い吸音面積を確保している。

吸音体の個数、配置位置については、以下の手順で決定した。
①実機測定による発振波形データから、共鳴の強さを表す発振強度を同定する。
②吸音体設置により得られる音場のモード減衰比の増加分が①の発振強度を上回るようにする必要がある。音響FEM複素固有値解析によりこの増加分を評価して員数、配置を決定した。

実機試験の結果、揚力モードはほぼ完全に抑止され、抗力モードは音圧が約10dB低減し、許容値以内に収まった。

【以上は、西田ほか2001,VSTech2001振動音響新技術シンポジウム、日本機械学会-日本音響学会共催シンポジウム講演論文集pp309-312より引用されている。】

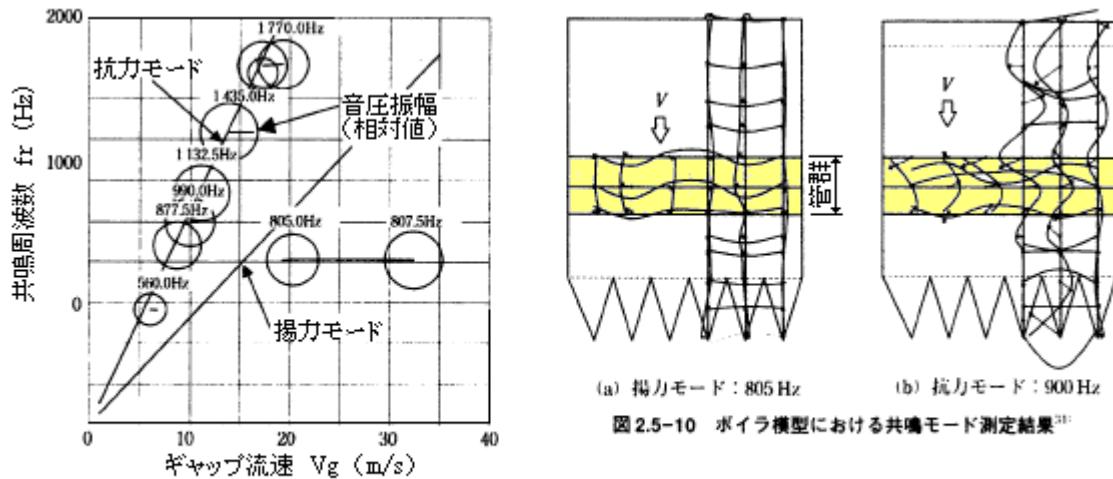


図 2.5-9 ポイラ模型における共鳴周波数と流速の関係³¹⁾

図 2.5-10 ポイラ模型における共鳴モード測定結果³¹⁾

< 以上 3 つの事例に基づく考察 >

1. テキスト(3)によれば、抗力モードの音響振動は次の特徴がある。

- (a) 抗力モードは交互渦ではなく双子渦によって発生し、渦放出振動数の 2 倍で振動する。
- (b) 管群(管群の中心?)は、流れ方向の音圧の節(=速度の腹)に位置する。
- (c) 実際は、揚力モードと抗力モードが連成していることが多い。
- (d) 揚力モードから抗力モード、抗力モードから揚力モードへ急変することがある。
- (e) ダクト出口の絞り形状やフィン付きチューブの効果がみられる。
- (f) 千鳥形チューブ配列は格子(正方)配列に比べ抗力モードが発生しにくい。

(a)については事例 1~3 とも然り。(b)については管群の厚みがありいずれもはつきりはみえない。(c),(d)については事例 1~3 とも顕著にでている。(e)については、事例 2 で出口側の胴壁の傾斜をきつくると抗力モードが揚力モードにチェンジしていることからみて、ダクト出口の絞り形状の影響はかなり強いようだ。テキスト(3)ではこれは音の反射に關係があるとされている。(f)については事例 2 の続報にでているようである。

2. 各事例の対策は次の通り。

- 事例 1. 流れ方向に並行にバッフルを設けターニングベーンに接続(ベーンはもともとあった?)
- 事例 2. 管群を 2 段から単段に変更、またチューブピッチ変更
- 事例 3. 出口側に吸音体を設置

テキスト(3)では抗力モードでは揚力モードで効果のあるバッフル挿入が効かないとされるが、事例 1 では効果がでている。一方、事例 2 ではバッフル枚数を増やすと抗力モードが顕著になるので枚数を必要最小限の 1 枚にしている。事例 1 の方はダクト形状が折れ曲がって特異性があるので、むしろ特異になるのかも知れない。

最大の問題はどういう場合に抗力モードがでるのか不明なこと。

引用文献

- (1) 「Unusual Acoustic Vibration in Heat Exchanger and Steam Generator Tube Banks Possibly Caused by Fluid-Acoustic Instability」 by F. L. Eisinger & R. E. Sullivan
Journal of Engineering for Gas Turbines and Power (ASME) April 1993 Vol.115
- (2) 「多管式熱交換器で発生した特異な気柱振動の再現実験研究」 片山、坪井ら
「単段多管式熱交換器の気柱振動対策に関する実験研究」 片山、坪井ら
JSME 論文集[C編]第 65 号 640 号(1999.12)
- (3) 日本機械学会編 「事例に学ぶ流体関連振動」 2.5 管群による気柱共鳴