

単段多管式熱交換器の気柱振動対策に関する実験研究*

片山圭一^{*1}, 坪井 守^{*2}, 川岡孝義^{*3}
太田和秀^{*2}, 佐藤勇一^{*5}Experimental Study on Acoustic Vibration Suppression
of a One-Stage Tubular Heat ExchangerKeiichi KATAYAMA^{*6}, Mamoru TSUBOI, Takayoshi KAWAOKA,
Kazuhide OTA and Yuichi SATO^{*6} Hiroshima R & D Center, Mitsubishi Heavy Industries LTD,
6-22-4 chome Kan-on-shin-machi, Nishi-ku, Hiroshima, Hiroshima, 733-8553 Japan

We experienced unusual acoustic vibration in the operation of a tubular heat exchanger, or, a gas heater. This phenomenon is not one dimensional acoustic vibration in the direction perpendicular to the gas flow and tube axis. Experiment shows the vibration is in the direction of the gas flow. Therefore, it is very difficult to suppress by a conventional method after the onset of the vibration. So we have to confirm acoustic vibration characteristics. We performed scale model tests of a one-stage gas heater and checked some countermeasure methods which are effective.

Key Words: Vibration coupled with Fluid Motion, Acoustics, Noise, Self-Excited Vibration, Heat Exchanger, Tube Bundle, Model Test

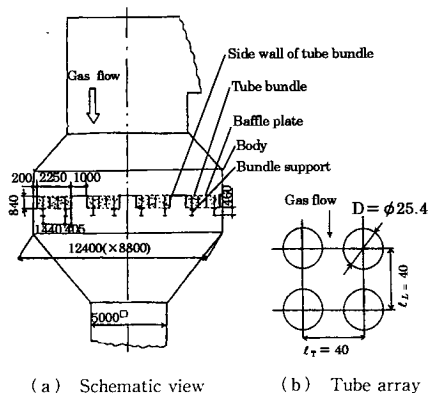
1. ま え が き

排煙脱硫プラントの処理済みガスを煙突に抜く際の昇温用多管式熱交換器(以下ガスヒータという)で体験した気柱振動は同じ自励振動でも従来からボイラ等によく経験している管外流れと管軸に直角方向一次元の気柱振動ではないような現象であった。すなわち流れに沿って管群内外にバフフル板を挿入固定して管後流渦振動数とこの一次元の音場との共振を避けるという常道策が通じない特異な現象であった⁽¹⁾。未経験かつ事後対策困難ということで工学的に残された策として $1/\alpha$ 模型実験による事前検証を選んだ。前報⁽¹⁾ではこの第1段階としてガスヒータ実運転で発生した気柱振動の三次元空気流模型による実験でその再現を確認した。さらに低振動数域での適用が大変ではあるが管群容器内吸音力の増大が有効であるとの指針も得た。

そこで本研究ではこの模型実験法で管群1段の構造的には最も簡単な単段ガスヒータの検証を行い、気柱振動が発生しない条件を見出すこと、さらにこれでも発生した場合の対策手段を入手することを目的とした。

2. 実機の気柱振動対策設計経緯

排ガスを約95°Cから約120°Cに昇温する実機ガスヒータの当初計画を図1に示す。管は紙面直角に置かれ、ガス流量は373.4 m³/sで伝熱能力実績⁽¹⁾から図



(a) Schematic view (b) Tube array

Fig. 1 Initial design of a gas heater

* 原稿受付 1999年4月19日。

^{*1} 正員, 三菱重工業(株)広島研究所 (〒733-8553 広島市西区観音新町4-6-22)。

^{*2} 三菱重工業(株)広島研究所。

^{*3} 三菱重工業(株)広島製作所。

^{*4} 正員, 三菱重工業(株)長崎研究所 (〒851-0392 長崎市深堀町5-717-1)。

^{*5} 正員, 埼玉大学工学部 (〒338-8570 浦和市下大久保255)。

E-mail: e6299@hrdc.mhi.co.jp

1(b)の正方格子配列で1管群は側板付きの幅55本×深さ16本であった。1段だと特異な気柱振動が発生しにくいこと⁽¹⁾から単段ガスヒータとし、従来常識どおり流れに沿って1管群当たりバッフル板4枚を挿入することとした。この根拠は次のとおり。管ピッチ比 $X_{T,L}=l_{T,L}/D=1.575$ であるのでChen⁽²⁾からストロハル数 $St=0.28$ となる。これから管後流渦発生振動数 $f_{Kmax}=St \cdot v_{a,max}/D=156.5$ Hzを得る。ただし、 D は管外径、 $v_{a,max}$ は管間平均最大流速で図1では14.2 m/sである。ガスヒータのこれまでの実績から最大気柱振動数を $2f_{Kmax}$ 、音速 $C_a=396.4$ m/sとすると半波長は $C_a/4f_{Kmax}=0.63$ mとなる。バッフル板間隔はこれよりも20%以上狭くした。これにより $2f_K$ 付近の気柱振動が二〜三次元的な複雑なものであっても流れ直角方向の振動が主体であれば効果が期待できると考えられる。この対策の効果については $1/a$ 模型実験で確認することとした。一方、図1の実機ガスヒータについての模型実験検証結果が出る以前に実機本体の製作を進める必要があり、気柱振動に対して以下のように対策を決め管群内バッフル板挿入を残して実機製作を開始した。

格子配列フィンなし管群の流れ直角方向一次元的気

Table 1 Scale factors of acoustic fields

Parameter	Symbol	Dimension	Scale factor	Remarks
Length	L	L	$(1/a)$	M; mass kg ○; Fundamental ratio
Speed of sound	C_s	$L T^{-1}$	$(\beta) \approx 1$	
Gas density	ρ_a	$L^3 M^{-3}$	$(\gamma) \approx 1$	
Frequency	f_s	T^{-1}	$\alpha \beta \approx \alpha$	
Reverberation time	τ_R	T	$1/\alpha \beta \approx 1/\alpha$	
Volume elasticity	B	$L^2 M T^{-2}$	$\beta^2 \gamma \approx 1$	
Damping ratio	ζ_s	—	< 1	

Table 2 Scale factors of fluid elements outside tubes

Parameter	Symbol	Dimension	Scale factor	Remarks
Tube diameter	D	L	$n/\alpha=3.31 \alpha$	r; Tube depth ratio
Grip velocity	v_s	$L T^{-1}$	$m \beta = 8.7$	
Flow rate	Q_s	$L^3 T^{-1}$	$m \beta / \alpha^2 \approx 6.71 \alpha^2$	S; Total tube axis section m^2
Vortex frequency	$S_i v_s / D$	T^{-1}	$\frac{m}{n} \alpha \beta \approx 1.73 \alpha$	C _o ; Dynamic Lift & drag coeff.
Total Vortex exciting force	$(C_{L,D} / S) \times S Q_s v_s$	$L M T^{-2}$	$\frac{m^2 r \beta \gamma}{n \alpha^2} \approx 9.84 r \alpha^2$	ϵ_s, ϵ_d ; Fig.1(b)
Tube pitch ratio	$\zeta_{T,L}/D$	—	1	v_s ; Dyn. visc. coeff. m^2/s
Reynolds No. Re	$v_s D / \nu_s$	—	$\frac{m n \beta \nu_s}{\alpha \cdot \nu_m} \approx 2$	
Strauhal No.	S_i	—	1	

柱振動についてChenはその発生限界指針として次の励振数(Exciting Number) Ψ を提示している⁽³⁾。

$$\Psi = \frac{Re}{St} \left(\frac{l_L - D}{l_L} \right)^2 \cdot \frac{D}{l_T} \dots \dots \dots (1)$$

諸記号は表1および2に示す。 Ψ は管群内渦平均エネルギー強度 E_{av} と流れと管軸直角方向気柱振動により管表面境界層で消費される減衰エネルギー E_d の比として次式で定義されている。

$$\frac{E_{av}}{E_d} = \frac{\alpha^2 \epsilon \delta}{4 \pi a} \cdot \Psi \dots \dots \dots (2)$$

ここに a は気柱振動の振幅、 δ は境界層厚さ、 ϵ は渦形成係数、 α は管間平均流速 v_a は管剥離流速を関係づける定数である。したがって発生限界値は気柱振動発生実績から求められており、当初実験データから $\Psi > 600$ としたが、後に実機データから $\Psi > 2000$ で発生するとした⁽³⁾。発生経験の多い管外流れと管軸に直角方向の管群気柱振動に対してもその発生条件についての定量的設計指針は少ないので、この指針を各種製品ごとにその実績ベースに修正して使っているが図1のガスヒータに適用すると次のようになる。

$$\begin{aligned} \Psi_{max} &= \frac{Re_{max}}{St} \left(\frac{X_L - 1}{X_L} \right)^2 \cdot \frac{1}{X_T} \\ &= \frac{1.55 \times 10^4}{0.28} \left(\frac{1.575 - 1}{1.575} \right)^2 \cdot \frac{1}{1.575} \approx 4700 \\ Re_{max} &= \frac{v_{a,max} D}{\nu_a} \Big|_{94.5^\circ C} = \frac{13.71 \times 25.4 \times 10^{-3}}{2.243 \times 10^{-5}} \\ &\approx 1.55 \times 10^4 \end{aligned}$$

すなわち流れ直角方向気柱振動に対して運転範囲に共振状態があればバッフル板が必要である。一方前報⁽¹⁾で報告した流れと管軸に直角方向とは考えられない特異な気柱振動に対しては経験よりバッフル板を挿入して流れ方向に音響管をできるだけ作らないように挿入枚数は少ないほうがよいと考えた。そこで Ψ_{max} を可能な限り小さくするために $l_T=50$ mmに変更し、1管群は45本×28本、管長9 m等に変えた。この結果 $St=0.355$ となり⁽²⁾、 Ψ_{max} は次の値に下がった。

$$\begin{aligned} \Psi_{max} &= \frac{9.72 \times 25.4 \times 10^{-3}}{0.355 \times 2.243 \times 10^{-5}} \left(\frac{1.575 - 1}{1.575} \right)^2 \\ &\times \frac{1}{1.969} \approx 2100 \end{aligned}$$

次に、前報⁽¹⁾より管群後流側容器の反射の影響を少なくするためにその部分を非対称にすることにし、中央壁を入れて全体を胴幅方向に2分割した。また、管群後流側容器壁の流れに平行部分を極力短くし、胴内の流れ直角方向の気柱振動発生場を狭くした。次章以降に示す模型は図1に対して以上の対策を行った後のガスヒータについてのものである。

図2にガスヒータの構成を示すが保守時に管群を引

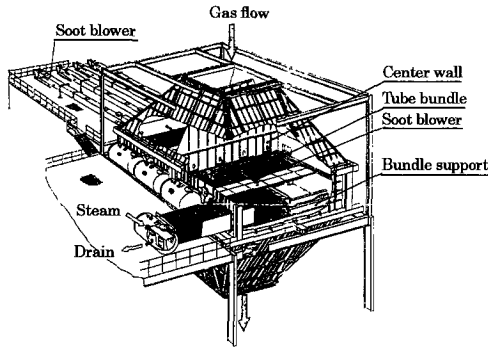


Fig. 2 Construction of the gas heater

き出す構造であり図1でバップル板を後流側に延ばしていないのはこのためである。

3. 検証実験計画

気柱振動検証用の1/α模型は前報⁽¹⁾と同じ考え方で設計した。模型は三次元常温空気流方式とし管外音場と管後流渦の相似性を重視し管や壁の振動等は小さいとして無視した。管軸方向形状は一応配慮したが管支持板は実際の7枚に対して1枚にした。実ガスと空気の物性差は無視し基本物理量を3個として表1および2のように相似性を評価し、必要に応じて温度補正を行った。

(1) 管ピッチ比を同一にすることでストロハル数を一致させ、マッハ数は小さいので無視し、流体の運動状態を同じにするためにレイノルズ数 *Re* を重視した。実験用空気源の流量制限 10 m³/s に対し緩和策として管外径相似比を *n* 倍、管間流速相似比を *m* 倍にした。

簡単化のために表1の β = γ = 1 とし *Re* 比 = 1 とすると、

$$m\beta \frac{n}{\alpha} \frac{\nu_{op}}{\nu_{am}} \approx \frac{mn}{\alpha} \frac{2.243 \times 10^{-5} (94.5^\circ\text{C})}{1.510 \times 10^{-5} (20^\circ\text{C})} \approx 1.485 \frac{mn}{\alpha} = 1 \dots \dots \dots (3)$$

流量制限より

$$373.4 \frac{m\beta}{\alpha^2} \approx 373.4 \cdot \frac{m}{\alpha^2} \leq 10 \dots \dots \dots (4)$$

渦振動数と音場の固有振動数比の一致条件より

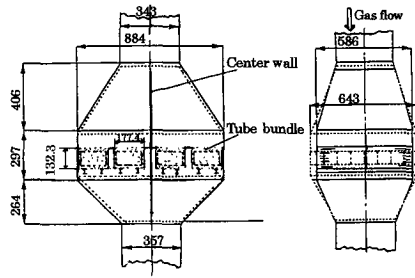
$$\frac{m}{n} \alpha \beta \approx \alpha \beta \dots \dots \dots (5)$$

式(3)~(5)より α ≥ 9.8, m = n = 2.568 となり管径は

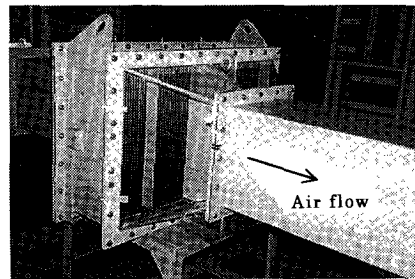
$$D_m = D_p \frac{n}{\alpha} = 25.4 \times 10^{-3} \frac{2.568}{9.8}$$

Table 3 Representative values of the actual and the model gas heater

Physical quantity	Unit	Actual gas heater	1/14 scale model
Tube diameter	mm	25.4	6
Numbers of tube bundle	—	4 × 1stage	4 × 1stage
Width of tube bundle	mm	2260	177.4
Depth of tube bundle	mm	1140	132.3
Numbers of tubes/bundle	—	W45 × D28	W15 × D 15
Tube *length	mm	9000	(643)→586
Width of bundle container	mm	12400	884
Flow rate	m ³ /s	373.4	10
Max. gap velocity	m/s	9.72	55.4
Max. Reynolds number	—	1.1 × 10 ⁴	2.2 × 10 ⁴
Strauh number	—	0.355	0.355



(a) Schematic view (Dotted lines represent the 1/14 scaled down)



(b) Photograph

Fig. 3 Gas heater scale model (scale factor=1/14)

$$\approx 6.66 \times 10^{-3} \dots \dots \dots (6)$$

D_p = 25.4 mm は実管外径である。式(6)より模型管は φ6 mm の中実丸棒とした。ここで前報⁽¹⁾の管路や管群の圧損予測誤差による流量不足を避けて確実に必要な流速を得るために余裕として *Re* 比 = 2 とすると式(3)の右辺を 2 とし式(6)の右辺を 6 × 10⁻³ とすると *m* = 5.7 となる。式(5)は満たされないが実験範囲に十分含まれる。この結果 α ≥ 14.6 となることを参考にして寸法相似比を α = 14 と決めた。したがって式(6)より *n* = 3.3 となる。

(2) 実機1管群の幅 45本 × 深さ 28本は模型では 15本 × 9本になるができるだけ安全側の検証を行うために寸法相似比は変わるが深さを 15本にし前述の特

異なる気柱振動の励振力を大きくした⁽¹⁾(表2で $r=15/9$)。

(3) 音場の減衰能については残響時間 T_R を測定し減衰比 $\zeta_a=1.1/(f_a \cdot T_R)$ を求めて評価した。ここで f_a は対象振動数である。前報⁽¹⁾のとおり実ガスヒータでは $T_R=0.63$ s(50 Hz)~ 0.85 s(250 Hz)であり、今回製作した模型では $T_R=0.22$ s(0.7 kHz)~ 0.2 s(3.5 kHz)であった。したがって、

$$\zeta_{ap}(\text{実ガスヒータ減衰比})=0.035\sim 0.0052$$

$$\zeta_{am}(\text{模型ガスヒータ減衰比})=0.0071\sim 0.0016$$

となり模型の減衰比のほうが約30%以下と小さく安全サイドの検証ができる。

以上の模型設計結果を表1および2の右欄に示す。模型製作にあたり、さらに使用設備の流量に余裕をもたせるため容器壁形状への影響を配慮した上で管長手方向を約10%短くした。図3に模型の概形を、表3に代表値を示す。実験時の計測項目は流量、騒音計による機側音、圧力計による壁面内圧変動、マイクロフォントラバース(マイクロフォンを胴内管群外で直線状に移動させて計測)による胴内気柱振動モード等で、 v_a 約2 m/sごとにデータを採取し、気柱振動発生消滅点は確認した。

4. 実験結果とその考察

検証実験の主要結果を図4(a)~(1)に示す。図4では縦方向に1管群内バッフル板数、横方向に中央壁と管群支持ばりの有無で並べている。各図は横軸に管間平均流速 v_a 、縦軸に実験で発生した純音性気柱振動スペクトル成分を示す。なお縦軸にはこのスペクトルに対応している模型外壁面近接音レベルが70 dB以上の値も示している。図4中右上り実線は渦振動数 $f_K=Stv_a/D$ を、同破線は $2f_K$ を示す。鉛直破線は実機の最大レイノルズ数 $Re=1.10 \times 10^4$ に相当する管間平均流速 $v_a=27.7$ m/sを示す。おもな結果は次のとおりである。

(1) 管群内バッフル板なしでは図4(a)~(c)のように流れ直角方向管群側板間1次と考えられる気柱振動が発生した。実機よりも模型の減衰比 ζ_{am} が小さいこともあって、限界励振数は低くなり、(a)では $\Psi=1550$ で発生し、(b)、(c)では中央壁や支持ばりの効果で発生点は $\Psi=1800$ であった。図4(b)の胴壁内側で測定した音のスペクトルを図5に示す。最大約140 dBの純音である。図6にこの振動の内部音圧モード測定例を示すが胴内管群外空間の流れ直角方向にはレベル、ピッチとも乱れておりきれいな定在波は見られない。管群後流側容器壁平行部を少なくすること

で胴幅主体の気柱振動の発生が抑制されて、流れと管軸に直角方向の一次元的定在波は未確認ではあるが、簡易計算からも管群内でその側板間主体に発生するようになったと考えられる。この傾向は図4(d)および(i)の×印にも見られる。以上より流れと管軸に直角方向の管群側板間1次と思われる気柱振動対策は必要でありそのために1管群内にバッフル板を1枚以上挿入しなければならないことがわかった。

(2) 図4(g)~(1)に示すように1管群内に等ピッチで2枚以上バッフル板を挿入すると破線で示す $2f_K$ に沿った特異な気柱振動が発生する。しかも枚数が多い程発生しやすいことがわかる。したがって、2章で述べた管群内へのバッフル板挿入の考え方ではガスヒータの気柱振動を止めることができないことがわかった。前報⁽¹⁾と同じくロックイン現象、その領域での振動数上昇傾向が認められる。図7は内部音スペクトル例で最大150 dBの純音であるがその音圧モードは図8に示すように胴内管群外流れ直角方向にはきれいな定在波は観察されない。また図4(h)、(j)~(1)より流れ方向にバッフル板が長いと発生振動数が低くなる傾向が見られる。以上の特徴はやはりこの特異な気柱振動が管群流れ方向との関係が強いことを示していると考えられる。

(3) 管群支持ばり上一管群2枚のバッフル板の効果図4(i)と、(1)の管群内バッフル挿入量減少の効果合せたバッフル板3枚流れ方向千鳥配置[図4(1)]でも気柱振動が発生しないことがわかった。

以上の実験を通じて、特異な気柱振動は管群側板とバッフル板で流れ方向に一次元音響管らしきものが形成されると発生しているようであることがわかった。

対策としては製作組立が完了した実管群への施工ということもあって各管群内中央へバッフル板1枚挿入策を採用した。

5. 事後対策のための実験

バッフル板1枚策については図4(d)で発生している流れ直角方向振動に対して不安が残った。中央壁と管群支持ばりなしの条件ではあったが、もしも、これが発生すればバッフル板を増やして止めねばならない。しかしバッフル板を2枚以上にすれば特異な気柱振動が発生する。そこで4章の(3)以外の対策手段として管群入側の流れを乱しこれを管群内に送り込んで管後流渦生成と音場間の発振ループを切る方法の有効性を検討した。圧損を配慮して入側に管群と同一外径管を数種並べて試験した結果を図9および10に示す。図9は1管群内バッフル板2枚の場合である。このう

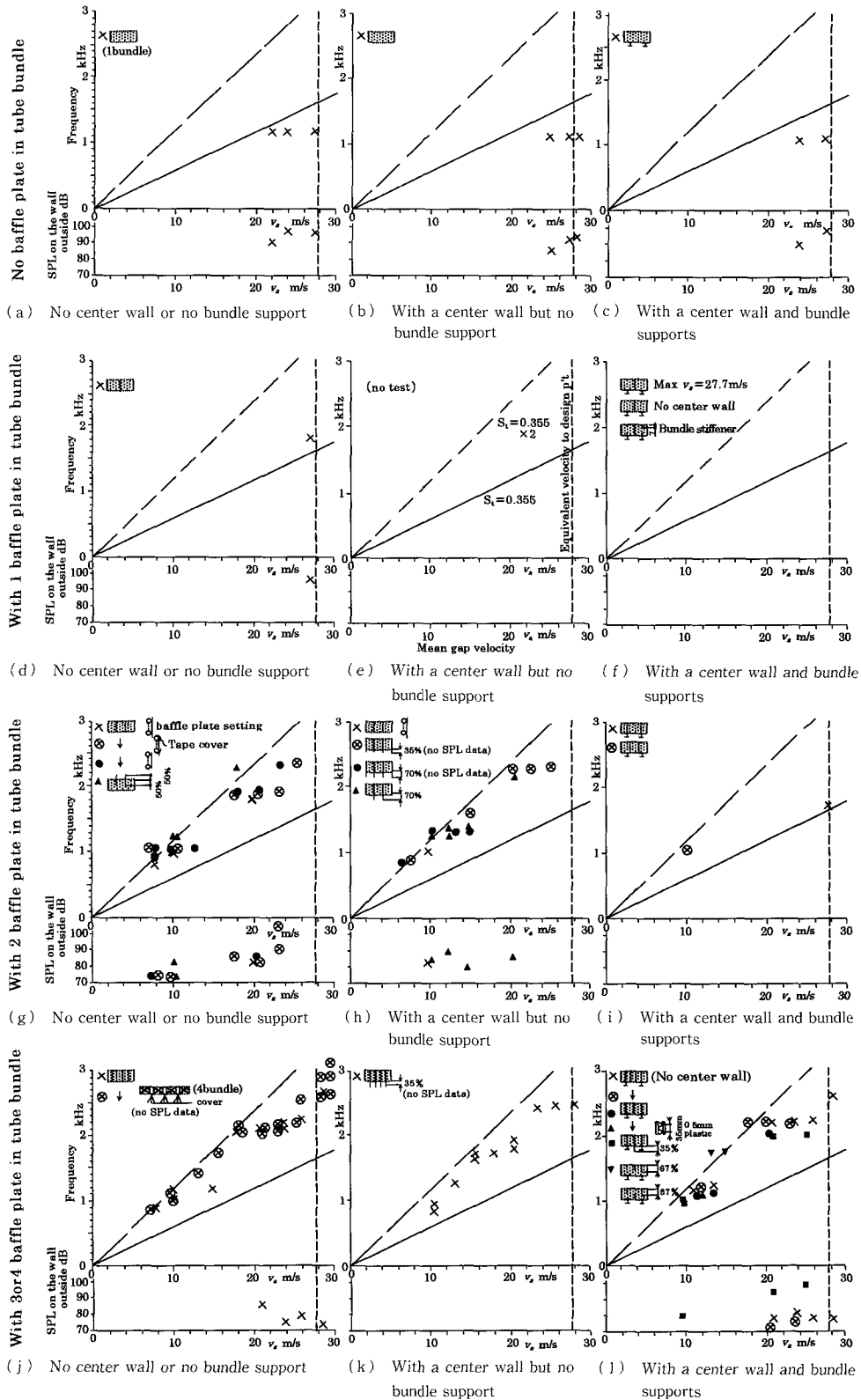


Fig. 4 Acoustic vibration map of measured acoustic frequency and sound pressure level versus mean gap velocity (gas heater scale model, solid line: $f_k=0.355 V_a/D$, dotted line: $2f_k$, SPL: sound pressure level)

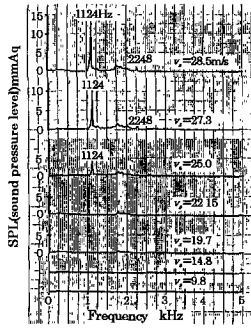
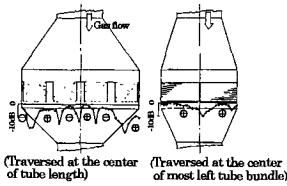
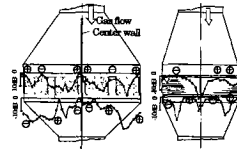


Fig. 5 Example of acoustic frequency spectra measured at the inside of the scale model, corresponding to the marks × in Fig. 4 (b)



(a) 1 180 Hz, marked × in Fig. 4 (a)



(b) 1 124 Hz, marked × in Fig. 4 (b)

Fig. 6 Example of measured acoustic vibration mode

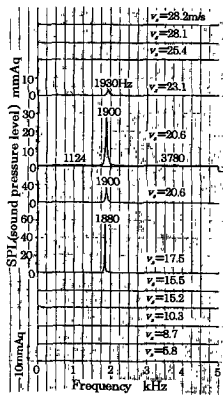


Fig. 7 Example of acoustic frequency spectra measured at the inside of the scale model corresponding to the data marks ⊗ in Fig. 4 (g)

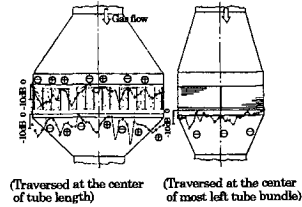


Fig. 8 Example of measured acoustic vibration mode [1 880 Hz, marked ⊗ in Fig. 4 (g)]

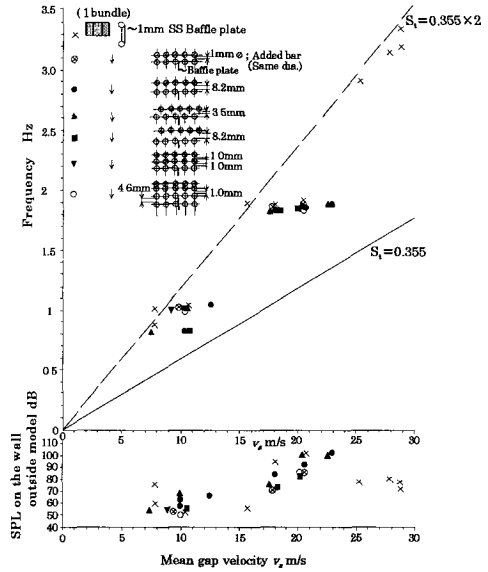


Fig. 9 On the effect of tube array arrangement at the entrance of tube bundle (With 2 baffle plates in the tube bundle, no center wall or no bundle supports)

ち格子状に2列を追設した場合が有効で特に▼印の場合が効果的であった。図10は1管群内バッフル板4枚の場合で、格子状に2列を追設した場合を主体に試験した。その結果1列めの隣接2本を密着させた場合に特異な気柱振動は発生しなかった。実機と模型の管群本数の差等相似性上の課題はあるが一応これを事後対策の1手段とした。

6. 結 言

単段ガスヒータについて従来経験の多い流れ方向および管軸に直角な気柱振動と流れ方向の関与が疑わしい特異な気柱振動の両方を対象として、その防止を目的とした模型検証試験を実施した。

(1) ガスヒータの三次元空気流模型を有限流量下で設計し、寸法相似比を1/14とした。

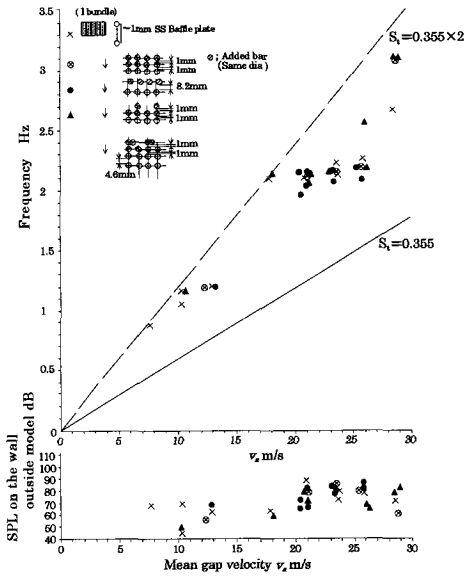


Fig. 10 On the effect of tube array arrangement at the entrance of tube bundle (With 4 baffle plates in the tube bundle, no center wall or no bundle supports)

(2) 模型管外音場の減衰比を残響時間測定で求めた結果既納実ガスヒータの減衰比の約30%以下であり安全サイドの検証ができると判断した。

(3) 模型実験の結果、流れと直角方向の管群ピッチ比を変更して前報⁽¹⁾よりも25%大きくしたが、前

報と同じく上記2種類の気柱振動の発生を確認した。この内流れ直角方向の気柱振動は管群側壁間およびバッフル板間でのみ一次的に生じ胴幅間には発生しなかった。この結果1管群内に少なくとも1枚のバッフル板が必要であることがわかった。一方流れ方向の振動と思われる特異な気柱振動は1管群内に2枚以上のバッフル板を等ピッチで挿入すると発生した。

(4) 全試験を通じて実運転相当範囲で上記二つの気柱振動が発生しなかったケースは次のとおりである。

- ① 1管群内中央にバッフル板1枚挿入した場合(中央壁, 管群支持ばりあり)。
- ② 1管群内へ管群深さの約67%の短バッフル板を3枚千鳥状に挿入した場合 [図4(1)]。
- ③ 管群入側に同径管を配設して管群に入る流れを乱した場合の一部特殊なケース(図9, 10)。

この内実ガスヒータには①を適用し気柱振動を回避できた。

文 献

- (1) 片山圭一・ほか4名, 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, 機論, 65-640, C(1999), 4626-4632.
- (2) Chen, Y. N., *Trans. of ASME, series B*, 90(1968), 134-146.
- (3) Chen, Y. N. and Young, W. C., *ASME J. Eng. Ind.* 96(1974), 1072~1075.