

多段多管式熱交換器の気柱振動検証実験研究*

片山 圭一^{*1}, 森井 茂樹^{*1}, 坪井 守^{*2}
川岡 孝義^{*3}, 佐藤 勇一^{*4}, 今山 善之^{*5}Confirmation Test on Acoustic Vibration
of Multistage Tubular Heat ExchangerKeiichi KATAYAMA^{*6}, Shigeki MORII, Mamoru TSUBOI,
Takayoshi KAWAOKA, Yuichi SATO and Zenshi IMAYAMA^{*6} Hiroshima R & D Center, Mitsubishi Heavy Industries LTD,
6-22-4 Chome Kan-on-shin-machi, Nishi-ku, Hiroshima, 733-8553 Japan

We experienced unusual acoustic vibration in the operation of in-line array tubular heat exchangers named gas heater. This vibration mode was not one dimensional in the direction perpendicular to gas flow and could not be vanished by inserting baffle plates into the tube bundle along the gas flow. So we had to confirm acoustic vibration characteristics using 3-dimensional air flow scale model. Here, we report this test results about multi-stage gas heater and some counter-measure methods. Especially we discovered that unusual acoustic vibration mentioned above did not appeared in the case of some staggered tube array having same heat transfer characteristics as in-line tube array.

Key Words: Vibration Coupled with Fluid Motion, Acoustics, Noise, Self-Excited Vibration, Heat Exchanger, Tube Bundle, Model Test, Lock-in Phenomena

1. ま え が き

排煙脱硫プラントの処理済みガス排出時の昇温用多管式熱交換器(以下では、ガスヒータと呼ぶ)の実運転で経験した気柱振動の特異性とその再現実験についてはすでに報告した⁽¹⁾。すなわち、その振動は自励的ではあるが、流れに沿ってバッフル板を挿入する通常の対策では振動はおさまらなかった。そこで、構造の簡単な単段ガスヒータについて模型実験による事前検証を実施した。その結果流れに沿って挿入したバッフル板は却って振動を発生し易くすることを確認した。そして気柱振動が発生しないバッフル板挿入法を実験的に求めた⁽²⁾。以下では、管群内直交流れとその周囲の音場との相互作用で自励的に発生する気柱振動の内、管外流れと管軸に直角方向一次元的のみではないような気柱振動を特異な気柱振動という。近年省エネ

ルギー化のための廃熱利用に伴う熱源温度低下や伝熱効率向上への対応として管群の多段化が必要になってきた。しかし実際のガスヒータでは格子配列 2 段までの実績しかなく、しかも 2 段ガスヒータに関しては上記の特異な気柱振動に対する有効なバッフル板挿入策をもたなかった。

本研究は 2 段以上の多段ガスヒータを対象として $1/\alpha$ 模型実験を行い、その発生機構等の原因追求ではなく、ガスヒータという製品について気柱振動が発生しない設計条件を求めることを目的として行われた。

2. 気柱振動検証実験計画

実験対象としては図 1 の試し設計時のガスヒータ(流量 $372.2 \text{ m}^3/\text{s}$)を選んだ。管軸は紙面直角方向で管群は 6 段であり、その内下流側の No. 3~6 段は前報⁽¹⁾⁽²⁾と同様にフィンなし格子配列で Chen のマップ⁽³⁾を外挿してストローハル数 $St \approx 0.35$ を得、励振数⁽³⁾は $\Psi = 1807 < 2000$ (2000 は発生限界提案値)となっている。上流側の No. 1~2 段は伝熱効率向上を狙ってスパイラルフィン付き管を新たに採用し、その配列を千鳥配列とした。この No. 1~2 段についての模型設計では、模型管に実機と同じようにフィンが必要か否かをまず評価することにした。その方法として

* 原稿受付 1999 年 5 月 13 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, 埼玉大学工学部(☎ 338-8570 浦和市下久保 255)。^{*5} 正員, 第一工業大学航空工学(☎ 899-4332 国分市中央 1-10-2)。

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

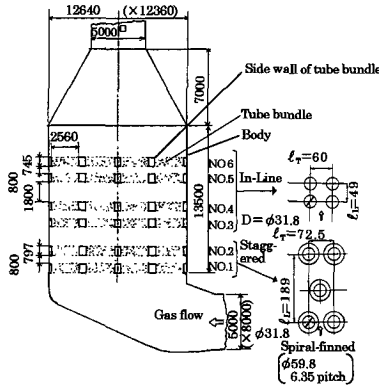


Fig. 1 Gas heater (initial design)

は、単管ではあるがフィンの有無による変動揚力および抗力係数 C_L , C_D を実測して比較することを考えた。長さ1mで、管外径を150mmとNo.1~2段に使われている実管の約4.7倍にした単管模型についての風洞試験結果は以下のとおりである⁽⁴⁾。

	レイノルズ数 Re	St	C_L	C_D
フィン無し	1.6×10^4	0.203	0.288	—
	4.08×10^4	0.210	0.278	0.045
フィン有り	1.6×10^4	0.204	0.449	—
	4.08×10^4	0.212	0.423	0.031

C_L はフィンありのほうが約1.5倍以上であった。一方 C_D はフィンなしのほうが少し大きい測定精度はその絶対値が小さいため C_L より低いと考えられる。流れ方向の関与が疑わしい前述の特異な気柱振動については、フィンなしにしたほうが C_D が少し大きいということから、少しでも安全サイドの検証ができるようにNo.1~2段の模型管はフィンなし管で代用することとした。したがって模型実験装置の管は全管フィンなしとした。ただしこうすると、No.1~2段の流れと管軸直角方向気柱振動についてはフィンなし管で代用したほうが C_L が小さいことから、実機に反映させる場合には実験結果以上の配慮が必要である。

検証用の $1/\alpha$ 模型は既報と同じく三次元常温空気流方式とした⁽¹⁾⁽²⁾。設計に当たり管自体や胴壁の振動は小さいとして無視した。管軸方向の寸法相似性は崩さず管支持板も7枚とした。なお管群支持ばりは管軸直角方向に入っている。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。格子配列管群を主体にした模型設計方針を以下に示す。

(1) 管ピッチ比 X_T , X_L を同一にすることでスト

Table 1 Scale factors of acoustic fields

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

Table 2 Scale factors of fluid elements outside tubes

Parameter	Symbol	Dimension	Scale factor	Remarks
Tube diameter	D	L	$n/\alpha = 3.27/\alpha$	
Gap velocity	v_g	LT^{-1}	$m\beta = 3.27$	r ; Tube depth ratio
Flow rate	Q_s	L^3T^{-1}	$m\beta/\alpha^2 \approx 3.27/\alpha^2$	S ; Total tube axis section m^2
Vortex frequency f_v	$S_r v_g/D$	T^{-1}	$\frac{m}{n} \alpha \beta \approx \alpha$	$C_{L,D}$; Dynamic Lift & drag coeff.
Total Vortex exciting forces	$(C_{L,D}/2) \times S_r \rho_s v_g$	$LM \cdot T^{-2}$	$\frac{m^2 r \beta^2}{n \alpha^2} \approx \frac{3.27 r}{\alpha^2}$	ℓ_r, ℓ_s ; Tube pitch
Tube pitch ratio X_{TL}	ℓ_r/D	—	1	v_s ; Dyn. vis. coeff. m^2/s
Reynolds No. Re	$v_g D / \nu_s$	—	$\frac{mn \beta v_{g0}}{\alpha \nu_{s0}} \approx 1$	
Strauhal No.	S_r	—	1	

ローハル数 St を一致させ、実験用空気源の流量制限に対し、流体の運動状態を支配するレイノルズ数 Re を一致させるために緩和策として管外径相似比を n 倍、管間流速比を m 倍にした。簡単化の為に表1の $\beta \approx \gamma \approx 1$ とし Re 比=1とすると、

$$m\beta \frac{n}{\alpha} \frac{\nu_{s0}}{\nu_{am}} \approx \frac{mn}{\alpha} \cdot \frac{2.323 \times 10^{-5} (102^\circ C)}{1.5104 \times 10^{-5} (20^\circ C)} \approx 1.538 \frac{mn}{\alpha} = 1 \dots \dots \dots (1)$$

格子配列部分の流量制限より

$$372.2 \frac{m\beta}{\alpha^2} \approx 372.2 \frac{m}{\alpha^2} < 7.6 \text{ m}^3/\text{s} \dots \dots \dots (2)$$

渦発生振動数と音場の固有振動数比一致条件より

$$\frac{m}{n} \alpha \beta = \alpha \beta \dots \dots \dots (3)$$

式(1)~(3)より $\alpha > 11.6$, $m \approx n \approx 2.746$ となり実管外径 $D_p = 31.8 \text{ mm}$ であるから模型管外径 D_m は

$$D_m = D_p \frac{n}{\alpha} \approx 31.8 \times 10^{-3} \frac{2.746}{11.6} \approx 7.53 \times 10^{-3} \text{ m} \dots \dots \dots (4)$$

式(4)より模型管は $\phi 8 \text{ mm}$ の中実丸棒とし、 α は少し余裕をもって13とした。したがって式(3), (4)より $m = n = 3.27$ となる。

(2) 図1の格子配列部は1管群当たり幅38本×深さ14本であるが上記緩和策により模型では14本×5本となる。これをA管群とする。さらに寸法相似比は変わるが、検証精度向上の為に深さを2倍の10本とし、これをB管群とした。千鳥配列部も同様にA管群を深さ4本、B管群は実際と同じ8本とした、

(3) 音場の減衰能は残響時間 T_R s を実測し減衰比 $\zeta_a \approx 1.1/(f_a \cdot T_R)$ を求めて評価した。 f_a Hz は対象振動数である。実ガスヒータでは $T_R \approx 0.63$ s (50 Hz) ~ 0.85 s (250 Hz) であり、今回製作した模型での測定値は $T_R \approx 0.28$ s (0.65 kHz) ~ 0.25 s (2.5 kHz) であった。したがって、

$$\zeta_{ap} (\text{実ガスヒータ減衰比}) \approx 0.035 \sim 0.052$$

$$\zeta_{am} (\text{模型ガスヒータ減衰比}) \approx 0.006 \sim 0.0018$$

となり模型の減衰比のほうが実ガスヒータの測定値に比べて約35%以下であり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右欄に示し表3に代表数値を示す。模型の概形を図2(a)、(b)に示す。なお以後において図2(a)に示した胴長 L の値を標準としこれ以外のときのみ明記することにする。模型は管群部分と空洞部分をフランジ付きの分割構造とし試験条件に応じて組立てる方式とした。計測項目は騒音計による機側音、圧力計による壁面内圧変動、マイクロフォンラバースによる胴内の管群外気柱振動モードである。

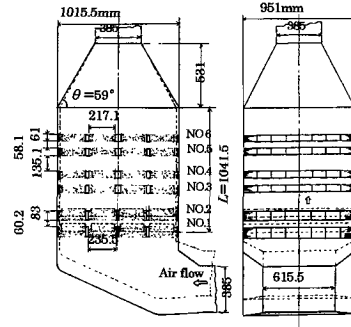
3. 模型実験結果とその考察

格子・千鳥単独配列条件での試験結果を図3に示す。横軸は管間平均流速 v_a で縦軸に発生振動数と機側音レベル、右上りの線は渦発生振動数 $f_K = St v_a / D_m$ を示す。 $St = 0.35$ は2章で述べた格子配列管群の値

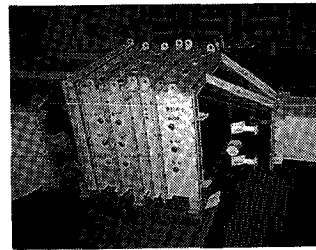
Table 3 Representative values of the actual and the model gas heater

Parameter	Unit	Actual gas heater		1/13 air flow model	
		Staggered	In-line	Staggered	In-line
Tube diameter	mm	$\phi 31.8$ (m, Fig.1)	$\phi 31.8$	$\phi 8$	$\phi 8$
Numbers of bundle	—	4×2sta.	4×4sta.	4×1~2	4×1~4
Width of bundle	mm	2560	2560	235.5	217.1
Depth of bundle	mm	792	745	A; 83 B; 178	A; 61 B; 125
Number of tubes /bundle	—	32×8	32×14	A ^m 12×8 B 12×8	A ^m 14×5 B 14×10
Tubes length	mm	12360	12360	961	961
Width of container	mm	12640	12640	1015.5	1015.5
Flow rate	m ³ /s	387.7	372.2	7.5	7.2
Max. gap velocity	m/s	7.3	7.1	23.9	23.5
Max. Re. number	—	9062	9719	1.27×10^4	1.24×10^4
Strouhal number	—	0.19	0.35	0.19	0.35

であり、破線はその2倍である。 $St = 0.2$ の直線は、後流側に管がない各管群の最終列からの渦放出に相当する参考値である。 $St = 0.19$ は千鳥配列管群について求めた値である⁽³⁾。鉛直破線は実ガスヒータの格子配列部最大 Re 数=9719に相当する。主要実験結果は次のとおりである。



(a) Schematic view (Dotted lines represent the 1/13 scale down)



(b) Photograph

Fig.2 Gas heater scale model (scale factor=1/13)

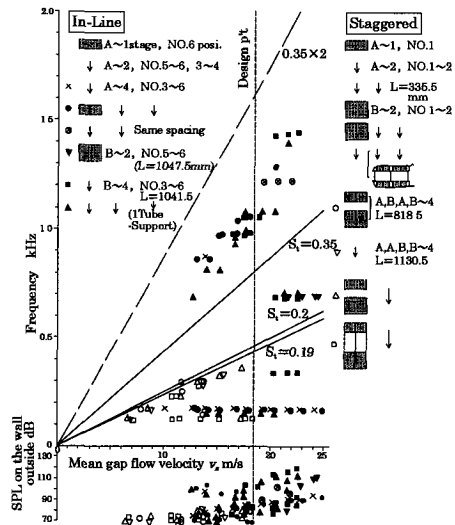


Fig.3 Acoustic vibration map of the gas heater scale model (SPL: sound pressure level)

(1) 図3に示すように、格子配列管群のみの場合、A管群1,2段では気柱振動は発生しなかった。しかし、A管群4段にすると図3×印のように振動数約170 Hzと約0.87 kHzの気柱振動が発生した。ここで各管群内幅方向中央の気流方向にバップル板を1枚挿入すると特異な気柱振動と思われる振動の発生域が広がった(図3●印)。約170 Hzの成分は胴幅方向1次の流れ直角方向振動で管群最終列の渦が原因と思われるがそのレベルは前者に比べて20 dB以上低い。なお、これら気柱振動発生状況は中央にバップル板1枚を挿入したA管群4段を図2(a)のNo.1~4の位置に設置した場合の図3●印と、No.2とNo.3を近付けて4段を等間隔設置にした場合の図3⊗印より段間隔にかなり依存することがわかる。格子B管群では図3▼印のように2段で胴幅4次の気柱振動を生じるが、発生域は設計点 $v_a=18.2$ m/s以上である。B4段に増やすと図3■印のようにこのレベルがさらに大きくなり加えて特異な気柱振動が設計点以下で発生した。ここで管支持板を7枚から1枚に減少すると図3▲印のように特異な気柱振動の発生域が広がった。図4に図3●印の発生音スペクトル例を示す。図5(a),(b)に胴内の管群外代表空間断面における気柱振動モード例を示す。図5(a)は従来から知られている気柱振動の胴幅四次モードで流れと管軸に直角方向一次元的であることがわかる。図5(b)は本研究で対象としている特異な気柱振動の例で、ピッチやレベルが乱れており管群外流れと直角方向にはきれいな定在波は見られない。なおB管群の流れと管軸直角方向胴幅4次振動の発生点では励振数⁽⁹⁾は $\Psi=2000$ で

あった。また特異な気柱振動のロックイン域では振動数漸増傾向が見られた。ただし両種気柱振動の発生点は $St=0.35$ とその2倍の直線からは外れている。これはChenのマップ⁽³⁾を外挿して St を求めたこととこの外挿点付近のピッチ比に対する St の感度が大きいためと考えられる。

別法としてFitz-Hughのマップ⁽⁵⁾から求めると $St=0.26$ となり図5中に示していないがこの差は解消される。

(2) 千鳥配列管群のみの場合には図3右側に示すようにA管群1段,2段,B管群2段,B管群2段の各管群中央にバップル板1枚挿入、さらにこれに段間部胴幅4分割板を設置したがすべての場合で気柱振動は発生しなかった。続いてAB管群組合せ4段、各管群内中央に1枚バップル板挿入、これらバップル板の段間結合の各条件下でも純音性の気柱振動は全く認められなかった。レベル的には何の問題もないが参考としてこれら4段の場合について機側音データを平均化処理し、その主成分を図3に示した。大体 $St=0.19$ に添う成分と胴幅一次振動成分が選択的に強調されていることがわかる。

(3) 図6に管群容器出側空洞部の影響を示す。図2(a)の千鳥A管群2段と格子A管群4段の6段構成で各管群にバップル板1枚挿入した場合について比較すると図6×印に対する●印のように容器出側傾斜角 θ を大きくすると特異な気柱振動は発生し易い傾向が見られた。一方出側部を除去して大気に開放すると気柱振動は発生しなかった。したがって管群出側音場の影響が大きいことがわかるとともに図1について

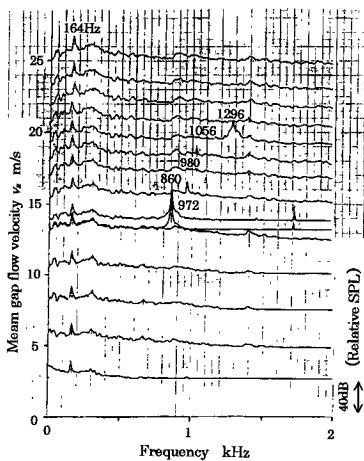
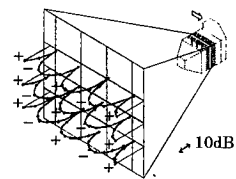
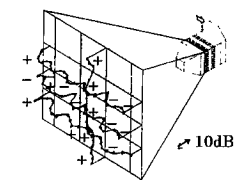


Fig. 4 Examples of acoustic frequency spectra measured at the outside of the scale model corresponding to the data marked ● in Fig. 3



(a) 688 Hz In-Line B~4 (marked ■ in Fig. 3)



(b) 1296 Hz In-Line A~4 (marked ● in Fig. 3)

Fig. 5 Examples of measured acoustic vibration mode

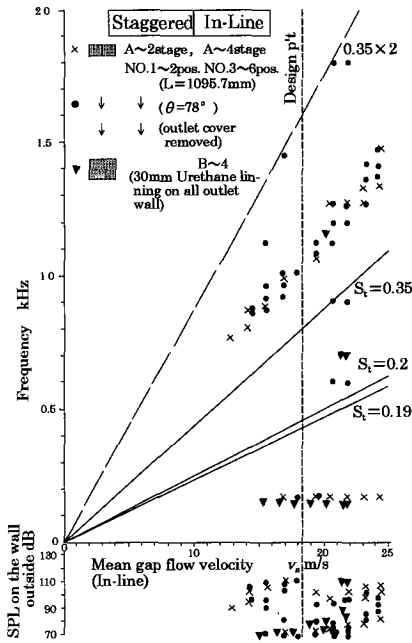
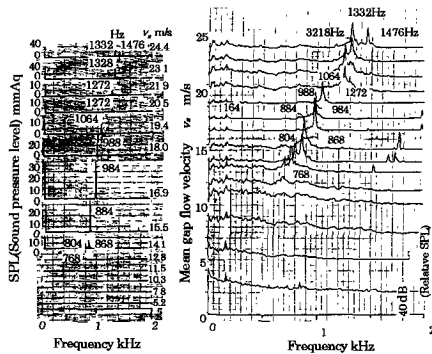


Fig. 6 Acoustic vibration map of the gas heater scale model (SPL : Sound pressure level)



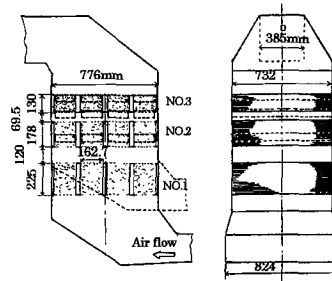
(a) SPL inside the wall (b) SPL on the wall outside

Fig. 7 Examples of acoustic frequency spectra measured at the inside and outside of the scale model corresponding to the data marked × in Fig. 6

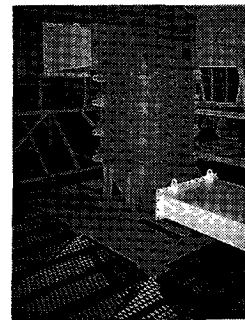
はバツフル板対策のみでは気柱振動を止めることができないことが明らかになった。図7は図6×印の気柱振動スペクトル例で内圧変動は最大40 mmAq, 約146 dBであった。図6▼印は格子B4段で出側内壁全面に厚さ30mmの吸音用発泡ウレタンを張った場合で、こうすると設計点以下では気柱振動が発生しないことがわかった。このときの残響時間は短か過ぎて測定できなかったが、残響場を仮定して概算すると減衰比 $\zeta_0 = 0.013(0.65 \text{ kHz}) \sim 0.0034(2.5 \text{ kHz})$ となる。

Table 4 Representative values of the actual and the model gas heater

Parameter	Unit	Practical gas heater	1/15 air flow model
Tube diameter	mm	φ31.8(finned)	φ8(bared)
Number of tube bundle	—	4×3stages	4×3stages
Width of tube bundle	mm	2270	162.7
Depth of tube bundle	mm	797 630	225, 178 130
Number of tubes/bundle	—	W28×D8 W32×D6	W8×D10, 8 W8×D6
Tube length	mm	10980	732
Width of bundle container	mm	11640	776
Flow rate	m ³ /s	271.7	7.5
Max. gap velocity	m/s	7.0~8.2	22.8~26.9
Max. Reynolds No.	—	1.17~1.38×10 ⁴	1.17~1.38×10 ⁴
Straubal number	—	0.19	0.19



(a) Schematic view (Dotted lines represent the 1/15 scale down)



(b) Photograph

Fig. 8 Gas heater scale model of all staggered bare tube array (scale factor=1/15)

実際はもっと出側の局所的な吸音効果の影響が大きいのではないかとと思われるが今後の課題である。

以上の実験結果より特異な気柱振動の発生が全く見られなかった千鳥配列に注目して全管群千鳥配列のガスヒータが妥当と考えた。ただし千鳥であればどんな配列でもよいという保証はないのでピッチ比は図1のNo.1~2段と同一とした。そして図1とは異なる新設計千鳥配列ガスヒータについて2章と同様にして表4, 図8, に示した1/15模型で検証実験を行った。模型は特異な気柱振動発生検証を重視したので管群深さ

を実機と同一かそれ以上の本数とした。したがって流れ方向の寸法比は大きくなっている。模型の残響時間測定値は $T_R \approx 0.37 \text{ s}$ (0.75 kHz) ~ 0.38 s (2 kHz) でありしたがって音場の減衰比は $\zeta_a \approx 0.004 \sim 0.0014$ となり2章の模型よりも小さかった。

実験はレイノルズ数 $Re \approx 1.14 \times 10^4$ まで実施し、管群内バッフル板なし、バッフル板1枚、3段通しバッフル板による胴幅8分割のいずれの場合にも純音性気柱振動は発生しないことを確認した。

4. 振動数増加傾向の一考察

ガスヒータの気柱振動検証模型実験で発生した純音性気柱振動ではロックイン現象を伴う場合が多い。この内流れと管軸に直角方向一次元的に発生する気柱振動ではその振動数がロックイン領域内で一定であるが、本論文で主題にした特異な気柱振動ではロックイン領域内で流速に対して発生振動数の漸増傾向が認められた。この原因について流れ方向の関与ということと関連付けて以下に考察する。

図9に示す両端開の内部流れ w を有する音響管 L の長さ方向一次気柱固有振動数を考える。音速を C_a とすると、 $w=0 \text{ m/s}$ の場合にその一次気柱固有振動数を f_{a1} 、その固有周期を T_{a1} とすると衆知のように

$$f_{a1} = \frac{1}{T_{a1}} = \frac{C_a}{2L} \text{ Hz} \dots\dots\dots (5)$$

すなわち T_{a1} は図9で $S \rightarrow R \rightarrow S$ と音が音響管を往復する時間であり f_{a1} はその逆数である。 $w \neq 0$ の場合の一次気柱固有振動数を $f_{a'1}$ 、その固有周期を $T_{a'1}$ とすると、

$$T_{a'1} = \frac{L}{C_a + w} + \frac{L}{C_a - w}$$

$$\therefore f_{a'1} = \frac{1}{T_{a'1}} = \left(1 - \frac{w^2}{C_a^2}\right) \cdot f_{a1} \dots\dots\dots (6)$$

すなわち $w \neq 0$ だと流速に対して固有振動数は漸減する。

ここで $w \neq 0$ とし図9の音響管内に管群という管楽器のリードの役割を果たす要素が流れに沿って複数個並んでおり、このリードの作動が v_R で移動する場合を仮定するとドップラ効果が作用することになる。この効果が図9の $S \rightarrow R \rightarrow S$ 間で作用すると仮定すると、

$$f_{a'1} = \frac{C_a}{C_a - v_R} \cdot f_{a1} = \left(\frac{C_a}{C_a - v_R}\right) \left(1 - \frac{w^2}{C_a^2}\right) f_{a1} \dots\dots\dots (7)$$

式(7)で $v_R \approx w$ と仮定すると

$$f_{a'1} \approx \left(1 + \frac{w}{C_a}\right) \cdot f_{a1} \dots\dots\dots (8)$$

式(8)で $w \rightarrow w + \Delta w$, $f_{a'1} \rightarrow f_{a'1} + \Delta f_{a'1}$ とし Δw , $\Delta f_{a'1}$ を微小とすると、

$$1 + \frac{\Delta f_{a'1}}{f_{a'1}} \approx 1 + \frac{\Delta w}{C_a + w} \approx 1 + \frac{1}{C_a} \cdot \Delta w \dots\dots\dots (9)$$

ただし、 $w \ll C_a$ と考えている。

次に上記作用が $S \rightarrow R$ の流れに沿った側のみとすれば

$$f_{a'1} \approx \frac{1}{2} \left(\frac{C_a}{C_a - v_R} + 1\right) f_{a1}$$

となり、 $v_R \approx w$ と仮定して式(9)と同様に表現すると、

$$1 + \frac{\Delta f_{a'1}}{f_{a'1}} \approx 1 + \frac{1}{2C_a} \Delta w \dots\dots\dots (10)$$

管群の場合 w や v_R の設定は難しいが、これを仮に管間流速 v_a で代用して $w \approx v_R \approx v_a$ としこれを横軸、縦軸に式(9)の左辺に相当する実験値を表現して見ると図10のようになる。 $f_{a'1}$ としてはロックイン領域の始まりの値を使っており、 $1/C_a$, $1/2C_a$ は傾きの参考として併記している。実験における振動分析値の分解能は4 Hzとあまりよくないが、オーダ的には $1/C_a$ と

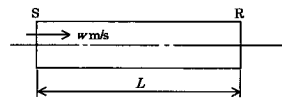


Fig. 9 Acoustic tube with flow

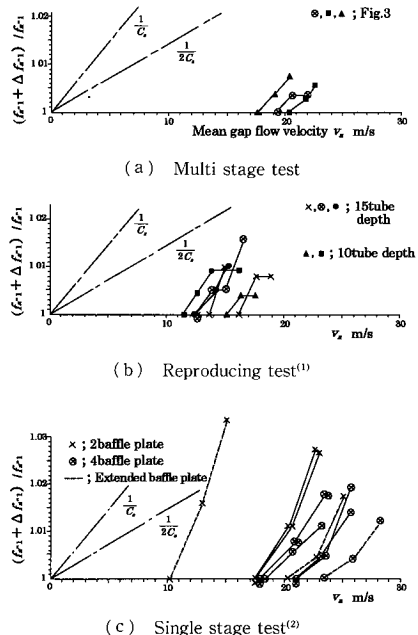


Fig. 10 Measured frequency increase ratio in lock-in region ($C_a = 340 \text{ m/s}$)

いう式(9)の傾斜に近いものが多く見られる。ただし、図10(c)のように低速域ほど傾斜が大きくなるといふ傾向は説明できておらず今後の課題である。

5. 結 言

多段ガスヒータの気柱振動を対象として寸法相似比 $1/a$ の三次元常温空気流模型実験を行い、特に流れと管軸直角方向一次元的でなく流れ方向の関与が疑わしい特異な気柱振動が発生しない条件を探索した。模型の相似比は $1/13$ としたが実験用空気源の流量限界に対して流体の運動状態を支配するレイノルズ数を一致させるために管外径と管外流速に対して相似則を緩和した。

(1) 試設計した多段ガスヒータで混在していたスパイラルフィン付き管群段に対しては、まず単管でフィンの有無による比較試験を行った。その結果主対象とした特異な気柱振動との関連性が大きいと考えられる変動抗力についてはフィンなしのほうが少し大きいことがわかり検証実験上安全サイドと判断した上でフィンなし管群で代用した。

(2) 図1のピッチ比 $X_T=1.89$, $X_L=1.54$ の多段(4段)格子配列管群についてはバップル板挿入策は通じずこれで特異な気柱振動を止めることはできなかった。

出側内壁面への吸音材施工が対策として有効であった。今後、管群容器内吸音能力の設計技術化が必要と考えられる。

(3) スパイラルフィン付き千鳥配列管群の代用として実験したフィンなし千鳥配列管群では特異な気柱振動は全く発生せず、全管群千鳥配列ガスヒータの $1/15$ 模型でもこれを検証した。なおピッチ比等が図1のNo.1~2段に示す方式のガスヒータでは実運転において以後気柱振動問題は発生していない。ただし、図1以外のピッチ比で特異な気柱振動が発生するか否かの実験は行っていない。

(4) ガスヒータの模型実験で発生した特異な気柱振動については、そのロックイン領域で管間流速に対する振動数漸増傾向が見られた。管外流れ場を音場とした流れ方向主体の気柱振動であると考え、さらに、管群をその気柱振動のリードの役割をはたす要素と考え、流れに沿ってその音源が移動すると仮定すれば、振動数増加率を定性的に説明できることを示した。

文 献

- (1) 片山圭一・坪井 守・川岡孝義・白木万博・佐藤勇一, 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, C, 65-640, C(1999), 4626-4632.
- (2) 片山圭一・坪井 守・川岡孝義・太田和秀・佐藤勇一, 単段多管式熱交換器の気柱振動対策に関する実験研究, 機論, 65-640, C(1999), 4633-4639.
- (3) Chen, Y. N., *Trans. of ASME, Series B*, 90(1968), 134~146.
- (4) 今山義之・佐藤敏浩・片山圭一, 日本航空宇宙学会西部支部講演会講演集, (1992-11)73~76.
- (5) Fitz-Hugh, J. S., *Int. sympo. on vibration problems in industry*, 4(1973), 424, Keswick, U. K.