直交二相流による管群の流体振動に関する研究*

(第1報, 水-空気二相流による大振幅振動の発生)

中村 友道** 藤田 勝久**

山口 信行** 坂田 薫**

柘植 綾夫** 斎藤 格***

STUDY ON FLOW INDUCED VIBRATION OF A TUBE ARRAY BY A TWO-PHASE FLOW
(1ST REPORT: LARGE AMPLITUDE VIBRATION BY AIR-WATER FLOW)TOMOMICHI NAKAMURA
NOBUYUKI YAMAGUCHI
AYA O TSUGEKATSUHISA FUJITA
KAORU SAKATA
ITARU SAITO

Large amplitude vibration caused by a high-speed air water two-phase flow is investigated. It is thought to be the same phenomenon as fluid-elastic vibration. However, it intermittently occurs and is not so great as to damage the tubes. Small-size test tube bundles, whose natural frequencies are tuned to adequate low frequencies, are excited by an air-water two-phase flow. The air velocity is increased step by step, while the water velocity is kept constant. The amplitude of the tubes is gradually increased with the increase of flow velocity, and is not abruptly changed as is likely by the single-phase flow. However, the phenomenon can be distinguished from random excitation. The method to decide the threshold velocity of this new type of instability is proposed by comparison with the test results of the single-phase flow.

Key Words: Vibration, Fluid vibration, Multiphase flow, Instability, Critical velocity, Vortex shedding

1. 緒 言

管群に直交する流れによる不安定振動問題, いわゆる流力弾性振動問題に関しては, Connors⁽¹⁾の先駆的な論文以来 Weaver⁽²⁾, Chen⁽³⁾, Paidoussis⁽⁴⁾など数多くの実験や理論検討が発表されているが, 現象の完全な

究明にまでは至っていないようである。

ところで, 気液二相流によってもこの種の不安定振動現象が生じることがPettigrew⁽⁵⁾によって公表されているが, 最近の原らの研究⁽⁶⁾やPettigrewらの新しい論文⁽⁷⁾まで公表論文は数少なく, 単相流以上に現象が明確になっていない。

本報告は, 気液二相流による管群の振動問題に関する一連の実験の中で, 第1報として振動数を低く調節した小規模な管群モデルの水-空気二相流による大振幅振動現象について述べる。

* 昭和60年10月1日 第63期全国大会講演会において講演, 原稿受付 昭和60年3月18日。

** 正員, 三菱重工業(株)高砂研究所 (〒676 兵庫県高砂市荒井町新浜2-1-1)。

*** 三菱重工業(株)神戸造船所 (〒652 神戸市兵庫区)。

2. 実験方法

2.1 実験装置 図1に実験装置のループ図を示す。水はポンプによりMixing Boxに流入し、ここ

図1 実験ループ図

で3 MPaの圧力タンクおよび70 KPaのコンプレッサーによる空気の流れと混合する。混合された水-空気二相流は助走区で均一化された後、供試部を通過する。

供試部は図1に示したように、5列×20段のハーフダミー管の壁面を有する管群であり、ほとんどの管は100 Hz以上の振動数を持つダミー管であるが、図中に黒く塗りつぶした中央の3×3配列の9本の管群のみが低い振動数になるように工夫した管であり、これらを供試管群と呼ぶ。

供試管群は、各々独立に振動数を調整できるようにピアノ線で管を支持する図2のような構造になっており、ピアノ線の張力を調整して振動数を変化させることができる。

図2 供試管の構造

供試管の端部には半導体ゲージが貼付けてあり、歪ゲージの出力から供試管の変位を求めることができる。

またこれら供試管は直径 $D=19\text{ mm}$ 、肉厚 $t=1\text{ mm}$ のステンレス製管内に水が封入してあり、空気中での振動数を15～30 Hzに変化させた。

なお、ダミー管の外径もすべて $D=19\text{ mm}$ であり、管ピッチ $P=27\text{ mm}$ の正方配列である。

2.2 実験方法 管群間局所流速の形で整理した流速で、水単相の流れは最大 2 m/s まで、空気単相の流れは最大 13 m/s までの範囲で流速を変化させた。

二相流実験は、主に水流量を一定にし、空気流量を増加させる方法で、管が大振幅の振動を起すまで段階的に流速を上昇させた。

計測項目は、空気および水流量とボイド信号そして計測管の振動応答変位（抗力および揚力）であり、流れの状態観察とボイド信号による流動様式の判定も重要な計測項目である。

また、空気の質量流量 W_g および水の質量流量 W_ℓ から、見かけの空気流速 U_g および見かけの水流速 U_ℓ を次式により算出した。

$$U_g = \frac{W_g}{\rho_g A}, \quad U_\ell = \frac{W_\ell}{\rho_\ell A} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここに、 ρ_g および ρ_ℓ は各々空気および水の質量密度であり、 A は管群の遮断する面積も考慮した流路の断面積である。

さらに、本装置を使用した山口ら⁽⁸⁾のボイド率測定によれば、管群中の流れは図3のような主流部と管群後流部に分けて考えられ、主流部のボイド率 α を式(2)のDrift Flux Model式で近似した。

図3 分離流モデル

$$\alpha = \frac{U_g}{1.2 (U_g + U_\ell) + 0.35 \left[\frac{G P (\rho_\ell - \rho_g)}{\rho_\ell} \right]^{1/2}} \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここに、 G は重力加速度、 P は管ピッチである。

また、二相流状態における平均的な意味での真の流速は、式(1)と(2)より空気および水の流れに対して各々次式で求められる。

$$u_g = \frac{U_g}{\alpha}, \quad u_\ell = \frac{U_\ell}{1 - \alpha} \quad \dots\dots\dots (3)$$

3. 実験結果

3.1 単相流実験 ピアノ線の張力を変えて供試管群の振動数を3種類変化した。供試管群9本すべての空気中の振動数が同一になるように調整した。供試管群中央の管について空気中および静止水中の振動特性を表1に示す。なお、以後の実験結果は、供試管群中央の管を中心として述べる。

表1 供試管の振動特性(揚力方向)

Case	In Air		In Water	
	Frequency	Damping	Frequency	Damping
1	15.2 Hz	0.64 %	11.7 Hz	0.99 %
2	25.0 Hz	0.61 %	19.3 Hz	1.46 %
3	30.0 Hz	0.74 %	24.0 Hz	1.20 %

次に、空気単相流および水単相流状態で、流速を上昇させた場合の管の応答を各々図4および図5に示す。

図4 水単相流による不安定振動発生

図5 空気単相流による不安定振動発生

空気単相流の場合、ある流速以上で管の振動が急激に大きくなり、いわゆる流力弾性振動を生じる。水単相流の場合も同様の現象は起るが、流力弾性振動が生じるよりも低い流速で管の振動が大きくなる流速があることが判る。この流速を無次元化してストロー

ハル数 S の形に換算すると、 $S = 0.28 \sim 0.45$ となり、ばらつきは大きい。Chenらの文献⁽⁹⁾にある Vortex Shedding の発生振動数とはほぼ対応している。空気単相流で上述の現象が観察できなかったのは、密度の小さい気体であるため Vortex Shedding の励振力が弱かったと考えられる。

また、Case 3 の水単相流の場合には不安定振動発生以前に2つのピークが見られる。この2つの流速 $U_L = 0.7 \text{ m/s}$ と 1.4 m/s について、管群としての振り回し軌跡を描かせると図6のようになった。

図6 Vortex Shedding 発生時の軌跡

$U_L = 0.7 \text{ m/s}$ のピークが Vortex Shedding の抗力方向励起成分によるピーク、 $U_L = 1.4 \text{ m/s}$ が揚力方向の励起成分によるピークであると考えれば、同じストローハル数の Vortex Shedding として対応づけられるが、実際には抗力・揚力の区別は難しく、水流体を介した管群連成モードの中の最も励起されやすいモードで振動していると考えられる。

以上の結果から、Connors の提案した次式に従って流力弾性振動の発生限界係数 K を求めると、空気単相流に対して $K = 2.2 \sim 2.7$ 、水単相流については $K = 7.6 \sim 9.1$ となった。

$$\frac{U}{fD} = K \left[\frac{m\delta}{\rho D^2} \right]^{1/2} \quad (4)$$

ここに、 f は空気中および水中でのそれぞれの振動数であり、 m は流体の付加質量効果を加味した管の単位長さ当り質量、 ρ は流体質量密度である。

空気単相流と水単相流に対して K 値が大きく異なった理由については、管群配列数の問題など考えられ、明確になっていないが、以下に述べる二相流振動の評価上はこの影響が少ない形で適用する。

なお、図4および図5から各々空気単相流および水単相流の不安定振動発生限界流速 U_c (空気単相流に対しては $U_{c\phi}$ 、水単相流に対しては U_{cL} と記す) を表2にまとめて示した。

表2 単相流の限界流速

Case	1	2	Case	1	2	3
$U_{c\phi}$	6.2 m/s	8.0 m/s	U_{cL}	0.6 m/s	1.45 m/s	1.92 m/s

3.2 二相流実験 見かけの水流速 U_L を一定になるように保って、見かけの空気流速 U_g を段階的に上昇させた場合の管の応答変位を整理して図7～図9に示した。

図7 二相流による振動応答 (Case 1)

図8 二相流による振動応答 (Case 2)

図9 二相流による振動応答 (Case 3)

単相流による実験結果図4および図5と比べれば、ある流速以上で急激に大振幅になるのではなく、低流速でも水-空気二相流特有の強い液スラグ流れによるランダム励振力⁽¹⁰⁾により、ある程度の振幅で励振されており、不安定振動が発生しているか否かを含めて、限界流速を明確には定めにくい。

本報告では次の考え方により、管の励振が変化する流速を一種の不安定振動の発生であると見なした。

(1) スラグ流やフロス流領域での強制振動の場合は、液スラグの管への衝突による抗力方向の振動が主体となると考えられるので、揚力方向の振動が顕著になれば現象が変化していると考えられる。この現象を1つのケースについて図10に図示した。

図10 二相流による管の振れ回り軌跡例 (Case 2, $U_L = 0.3 \text{ m/s}$ の例)

(2) 管の振動の振動数分析を行えば、図11に示すように、流速が小さい時に存在したランダム励振力成分が高流速時には消滅してしまい、管が単一の振動数成分で振動するようになる。この場合は現象が変化したと考えられる。

図11 二相流中の管の振動数分析例 (Case 2, $U_L = 0.3 \text{ m/s}$ の例)

以上の判定方法および図7～図9, さらに振動波形そのものなどから, 管の振動がある程度大きくなる流速を総合的に判断して, 大振幅の振動が発生する限界流速を求め, 表3に整理した。

例えば Case 2 の $U_L = 0.3 \text{ m/s}$ の場合, 図11の振動数分析や図12の波形などから U_g が 2.1 m/s と 3.0 m/s の間で大振幅振動が生じていると考え, 図8で実験値を曲線で結んで整理した時の変曲点に対応する見かけの空気流速 $U_g = 2.25 \text{ m/s}$ を限界流速と見なし, 図中に矢印で示した。

表3 大振幅振動の発生限界

Characteristics in Air		Superficial Velocity		Flow Pattern
Frequency	Damping Ratio	Air (m/s)	Water (m/s)	
15.2 Hz	0.0064	0.06	0.72	Bubble
		0.12	0.75	Bubble
		0.30	0.56	Bubble-Slug
25.0 Hz	0.0061	0.12	1.47	Bubble
		0.30	1.47	Bubble
		1.35	1.00	Slug
		1.83	0.60	Froth
		2.25	0.30	Froth
30.0 Hz	0.0074	4.45	0.10	Froth
		1.55	1.00	Slug
		3.83	0.30	Froth
		5.80	0.10	Froth-Annular

4. 考 察

表3に示した大振幅振動は, 二相流中では式(3)で定義した真の空気流速または真の水流速によって生じる瞬時的かつ間欠的な不安定振動であると考えた。つまり, 二相流により不安定振動が生じる場合に次の3つのケースを想定した。

(1) 真の空気流速 u_g によって不安定振動が生じるケース。この場合には $\alpha \sim 1$ であり, 管が水の流れにより囲まれる瞬間には不安定振動は発生せず振動は小さくなり, 管が空気流に支配されている時間内のみ大振幅が生じる。

(2) 真の水流速 u_L によって不安定振動が生じるケース。この場合には管が水の流れに支配されている間は大振幅の振動であるが, 空気が管の周囲に多くなると振動が小さくなる。

(3) $u_g = u_L$ となる理想的な均質流の場合には, 空気および水の流れのいずれによっても同時に大振幅の振動が生じる可能性がある。

以上の3ケースの中で, (3)のケースが生じるならば極端に大振幅の振動になると考えられるが, 現実には

図12 管の振動応答波形例
(Case 2 ; $U_L = 0.3 \text{ m/s}$)

このような場合は稀であり, (1)又は(2)のケースになっているので図12に示すような振動波形になると考えられる。

そこで, 表3の見かけ流速から式(3)を使って真の流速を求めた後に, u_g および u_L の各々を表2に示した单相流による不安定振動発生限界流速 U_{cg} および U_{cl} と各々比較し, u_g/U_{cg} および u_L/U_{cl} の大きい方の値を前述の(1)又は(2)のケースに相当すると考えて, ボイド率 α をパラメータとして図13の形に整理した。

図13 单相流と二相流の限界流速比

結果的に, 図13の図中に $\odot$ の記号で示したデータのみが空気流支配のケース(1)に対応し, 他はすべて水の流れによって不安定振動が生じるケース(2)に対応する。

図13によれば, 二相流中の不安定振動が式(3)で定義される真の流速により二相流中でも单相流と同様に評価されるならば, 本来は図13の u/U_c は1.0でなければならないが, 実際にはボイド率に依存して変化する傾向が見られる。

この理由を説明するために, ボイド率 α の代わりにスリップ比 $s (= u_g/u_L)$ をパラメータにして同様の

図 14 スリップ比で整理した限界流速比

図 15 二相流中の不安定振動発生限界図

整理を行なえば図 14 のようになる。スリップ比が 1 に近い場合は水と空気の流速が比較的均一に近い事を意味するが、この場合には原らが気泡流の Vortex Shedding 現象について述べていると同様の、水又は空気の流れによる不安定振動の発生を抑制する効果を、もう一方の流れ（空気の場合には水、水の場合は空気の流れ）が持っていると考えられる。しかし、スリップ比が 1 に比べて大きく（空気の流れが大きく）なると、その制振効果以上にボイド率の変動、すなわち真の流速のばらつきが大きくなり、流速が平均的なボイド率で整理した値に比べて大きい値になる瞬間があり、この瞬間に大振幅の振動が発生するために、見かけ上低い流速で大振幅振動が発生していると考えられる。

一方、同様の考え方に基づいて、横軸に平均的な意味での真の水流速 u_f の单相流不安定振動発生限界流

速 U_{cl} に対する比、縦軸に空気流速に対する同様の比をとって、二相流による大振幅振動の発生限界図を描くと、図 15 に示すように二相流特有の間欠的不安定振動発生限界が求まる。図中には水と空気の流れの各々が二相流の発生限界にその比率に応じて影響を及ぼすと仮定した場合を点線で示したが、両者が同等の領域で比較的良く実験結果と一致している。

また空気流量が極端に少なくなれば单相流の結果に近づいて来ると予想されるので、図 15 には一点鎖線で予想線を示してある。

5. 結 論

- (1) 二相流状態においてもある程度流速が大きくなれば、ランダム振動とは異なる大振幅振動が起ることが確認された。
- (2) 二相流による大振幅振動は、水又は空気の瞬間的な速い流れによる不安定振動現象であると考え、ボイド率を仲介にして平均的な意味での真の流速の形で、水および空気单相での限界流速と比較した結果、上記の仮説で、ある程度現象を説明できることが判った。
- (3) またこの考え方により提案した二相流中の大振幅振動発生限界図を用いれば、水および空気单相流の限界流速が別途計算できれば、二相流による不安定振動の発生限界をある程度予想できるようになった。

参 考 文 献

- (1) Connors, H. J., ASME (1970)
- (2) Weaver, D.S.S., J. Sound and Vibration, Vol. 59 (1978)
- (3) Chen, S.S., ASME J. Mech. Design, 103, 81-DET-21~22 (1981)
- (4) Price, S.J.ら, ASME J. Mech. Design, 103, 81-DET-24 (1981)
- (5) Pettigrew, M.J.ら, AECL-5804 (1977)
- (6) 古川ら, 機講論, 840-11 (1984)
- (7) Pettigrew, M.J.ら, ASME Winter Annual Meeting (1984)
- (8) 山口ら, 伝熱シンポジウム (1984)
- (9) Chen, Y.N., Trans. ASME J. Eng. Ind., P.134-146 (1968)
- (10) Nakamura, T.ら, ASME PVP Conf. (1982)
- (11) 小川ら, 機講論, 830-11 (1983)