キャビテーションを伴うすきま流励起振動に関する研究* (自励振動発生時における相似性およびすきま流れの観察)

新井正彰^{*1}, 谷口克彦^{*2}, 澤田孚夫^{*1}

Study on Cavitating Leakage-Flow-Induced Vibrations (Similarity and Observation of Leakage Flow for Occurrence of Self-Excited Vibration)

Masaaki ARAI^{*3}, Katuhiko TANIGUTI and Takao SAWADA

^{*3} Tokyo University of Agriculture and Technology,
2-24-16 Nakamachi, Koganei-shi, Tokyo, 184-8588 Japan

This paper presents experimental studies on unstable vibrations of an axisymmetric body in a cavitating narrow annular passage. The self-excited vibrations caused by the cavitation occurred when the value of nondimensional pressure loss at the annular passage was about 0.16. This value corresponded to the similarity for the occurrence of unstable vibration because the value is determined by the annular gap, length of the leakage passage and Reynolds number. The leakage flow patterns containing the cavitation were observed in detail by changing the downstream pressure and the length of the leakage passage. It was found that the self-excited vibrations occurred when the cavitation bubbles collapsed at close the outlet rather than the center of the passage. The vibrations of an axisymmetric body were stable when the cavitation bubbles disappeared in the vicinity of the inlet.

Key Words: Vibration Coupled with Fluid Motion, Cavitation, Self-Excited Vibration, Fluid Force, Leakage Flow, Axisymmetric Body

1. ま え が き

近年, 各種流体機械において流体エネルギーの動力変換に対する高効率化の要望が高まっており, 動作流体も高圧・高流速化の傾向にある。それに伴って, すきま流れにおけるキャビテーションの発生も避けられない問題となってきた。すきま流れ振動に関する従来の研究は流路内でのキャビテーション発生がない条件で専ら行われてきた^{(1)~(3)}。著者らはすでにキャビテーションによって引き起こされる軸対称物体の自励振動について文献(4)で報告した。流路形状はキャビテーション発生がない場合には実験的あるいは解析的にも安定となる環状すきま平行流路である。

既報における自励振動は外筒内径あるいは外筒長さを一定とした場合についてであり, これらの寸法を変えた場合, 既報に示したキャビテーション係数その他が同じ条件で自励振動が発生するかについては実験的に確認されていない。そこで本研究では, 不安定発生の相似性に関連する無次元数について詳細に調査する

ため, 外筒内径, すきま幅および外筒長さ等を任意の値に設定できるような実験装置を製作する。系の安定性は主に上流圧, すきま流路長さおよび下流圧によって変化する, これらの値を種々に変え, さまざまな寸法に設定した軸対称物体の安定性について調査する。また, 不安定発生機構を調べるため, 流路内のキャビテーション泡について写真観察し, 安定・不安定時における泡の分布状況の変化についても考察する。

2. おもな記号

d_1, d_2 : 中心体の外径, 外筒の内径

h : すきま幅

$2l_s$: 外筒の z 軸方向の長さ

l_f : リフト, 外筒流路出口から中心体底面までの z 軸方向の距離

$2l_s - l_f$: すきま流路長さ

p : 圧力

p_{in} : すき流路上流側の圧力

p_{ex} : すき流路下流側の圧力

p_w : 外筒壁面の圧力

p_v : 動作流体の飽和蒸気圧

δP_s : 無次元圧力損失 [式(1)]

Re : レイノルズ数(代表長さ: $2h$)

* 原稿受付 2002 年 7 月 31 日。

*¹ 正員, 東京農工大学工学部(☎ 184-8588 東京都小金井市中町 2-24-16)。

*² (株)ニフコ(☎ 244-8522 横浜市舞岡町 184-1)。

E-mail: araims@cc.tuat.ac.jp

Δ : 変動量

σ : キャビテーション係数 [式(2)]

3. 実験装置および実験方法

3・1 配管設備 図1に実験装置の配管のレイアウトを示す。水槽内の水はフットバルブよりポンプ1に吸い上げられ、これと直列のポンプ2によって加圧される。ここに上流圧は最大約0.6 MPaとなる。さらに、水はサージタンク、流量計を経てテストセクションに流れる。流量計はフロートタイプであり、大流量まで測定できるように並列に2個設置してある。水槽よりポンプ2および排出部は外径33.1 mm (3/2インチ)の管、それ以外は外径25.4 mm (1インチ)の管で配管されている。図1に示すように、水はテストセクションより水槽に直接排出されるので、水槽水面からテストセクションまでのヘッド差により絞り弁開放状態での下流圧は約0.09 MPaと負圧になる。

3・2 実験装置 図2に実験装置を示す。図2中に示す $2l_s$ と l_f により、すきま流路長さは $2l_s - l_f$ と表される。旋回流を極力除去するために試験水はケージを通過して、すきま入口に入る。ただし、ケージには幅5 mm、高さ50 mm 角部2.5 Rで丸めた穴が円周上に計8個ある。中心体が振動する場合、 x 軸方向のみに振動するようにその上部は板ばね構造である。また中心体は図2に示すリフト調整ナットによって外筒内部を軸方向に移動する。なお、そのときの x 軸に対する板ばね取付角度は一定に保たれる。図2に示すように、外筒とすきま下流部は可視化のためにアクリル樹脂で製作してある。

図2からわかるように、外筒と中心体は取替え可能であるので、外筒内径その他の寸法を任意に変えることができる。表1に示すように、中心体の直径 d_1 、外筒内径 d_2 および外筒長さ $2l_s$ の値をそれぞれ変えたすきまモデルを Type A, Type B および Type C とする。キャビテーション発生に影響を与える外筒入口角部は各 Type とともに約 C0.1 の面取り加工されている。Type C については既報(4)で実験を行っているので、本研究では Type A と Type B の振動特性を実験的に調べる。

3・3 実験方法 中心体の x 軸方向変位 Δx は図2に示すギャップセンサを用いて測定する。すきま上流における平均流速は最大で約8 cm/s とすきま部のそれと比べて非常に遅いので、ギャップセンサによるすきま入口の乱れは無視できる。上流側圧力 p_{in} 、すきま壁面圧力 p_w および下流側圧力 p_{ex} は半導体圧力変換器で検出する。さらに、これらの出力電圧は D.C

Table 1 Details of experimental conditions

Type	d_1 mm	d_2 mm	h mm	$2l_s$ mm
A	20	21.6	0.8	26
B	23	25	1.0	30
C	29.5	32	1.25	40

Fig. 1 Piping layout

①: Gap sensor ②: Pressure transducer
③: DC Amplifier ④: FFT Analyzer

Fig. 2 Experimental apparatus for axisymmetric body

アンプ、FFTアナライザに接続されている。図2に示す p_w の測定口の位置は外筒出口より6 mm 上にある。またリフト l_f は零から20 mm まで変えるので、

p_w はすきま流路あるいはすきま出口における外筒壁面の圧力を示す。なお、中心体の加速度 $\Delta \ddot{x}$ は FFT により Δx の二階微分として計測する。各計測装置の校正は 95%信頼度の校正データにより行った。

実験手順は次のとおりである。まず下流側絞り弁を開放状態にして、圧力 p_{in} を上流側絞り弁により設定圧力にする。そして各諸量の定常値、変動量および周波数スペクトルを FFT アナライザで計測する。また p_{in} の設定圧力範囲は約 0.3~0.6 MPa とする。次に、下流圧 p_{ex} を 0.01 あるいは 0.05 MPa 刻みに 0.3 MPa まで順次高圧にし、そのときの各圧力 p_{ex} において上記と同様の計測を FFT アナライザで行う。また、この過程において p_{in} は最大で約 0.1 MPa 上昇する。この実験を“下流圧変化実験”と呼ぶ。

4. 実験結果

Type A と Type B の実験結果は互いに同様の傾向を示すので、本章ではおもに Type A の実験結果について説明する。ここに、Type A の空気中における振動数すなわち固有振動数は 100 Hz、静止水中における振動数は 85 Hz である。また空気中における減衰係数比は 0.005、静止水中におけるそれは 0.05 である。

4.1 振動特性 図 3 に中心体変位 Δx と壁面圧力 Δp_w の振動波形の一例を示す。ここに l_f は加速度 $\Delta \ddot{x}$ の rms 値が最大となる 6 mm に固定する。振動波形は一定振幅でなくて漸増と漸減を繰返すが、図 3 は比較的大きな場合を示す。そのときの両者の周波数スペクトルを図 4 に、加速度 $\Delta \ddot{x}$ と下流圧 Δp_{ex} の周波数スペクトルを図 5 に示す。図 4 のスペクトルから、図 3 に示す Δx は正弦波であり、ピーク周波数は 148 Hz である。この値は前述の固有振動数より高くなっているが、これは外筒壁面に付着するキャビテーション泡によって形成される見掛け上の壁面が流体力により弾性変形するためと考えられる。図 4 に示す Δp_w は一次、二次および三次の合成波となっている。 Δp_w の一次成分は他の成分に比べて非常に大きく、周波数も Δx の 148 Hz に一致していることから、周期も Δx とほぼ等しいとみなせる。さらに、この周波数は図 5 に示す加速度 $\Delta \ddot{x}$ および下流圧 Δp_{ex} のピークにおける周波数とも一致する。なお、 Δp_{ex} のピーク値は 148 Hz よりかなり低い周波数 33 Hz で最大となっている。この周波数から見て、これは下流側のチャンバと配管系の共振が原因と考えられる。

すきま部の流体力 Δf は Δp_w に比例すると仮定する。そこで Δp_w を一次のみの正弦波と近似し、かつ

Δx に対する Δp_w の位相差を ϕ とする。図 3 から ϕ は約 114° であるので、流体力に基づく仕事は中心体の振動 Δx に供給される。つまり、振動 Δx は自励振動であることがわかる。また位相差 ϕ と流体力の仕事の関係については付録に示す。自励振動時の Δx は一定周波数であるから、図 5 に示すように、 $\Delta \ddot{x}$ の rms 値のスペクトルにも周波数分離成分が表れる。また周波数分離成分が明りょうに確認できるのは $\Delta \ddot{x}$ の rms 値が約 30 m/s^2 以上⁽⁴⁾ であるので、この場合を自励振動状態であると定義する。ここに、図 3 の場合の rms 値は 73 m/s^2 である。

4.2 中心体の加速度 $\Delta \ddot{x}$ の rms 値 本節では自励振動がいかなる条件で生じるかを $\Delta \ddot{x}$ の rms 値で

Fig. 3 Vibratory waveforms of Δx and Δp_w for Type A

Fig. 4 Frequency spectra of Δx and Δp_w for Type A

Fig. 5 Frequency spectra of $\Delta \ddot{x}$ and Δp_{ex} for Type A

検討する。

無次元圧力損失 δP_s に対する加速度 $\Delta \ddot{x}$ の rms 値の変化を図 6 に示す。本図は表 1 に載せたすべての Type の場合を示す。 δP_s は乱流の場合の管摩擦に起因する環状流路の圧力損失を表し、次式⁽⁵⁾で与えられる。

$$\delta P_s = K \frac{2l_s - l_f}{h} R_e^{-\frac{2}{n+1}} \dots\dots\dots (1)$$

ここに、

K : 定数

n : 指数

$n=7$ と与えると、 $R_e > 10^5$ において文献(6)に示す実験値とよく一致する。また定数 K は、 $K=0.081$ となる。

式(1)からわかるように、 δP_s はリフト l_f の関数である。すなわち図 6 に示す実験値はリフト l_f を零から 1 mm 刻みに 20 mm まで増加させた場合を表す。同図から δP_s が約 0.16 になると、Type A、Type B および Type C の rms 値は最大となり、しかも 4・1 節に述べた 30 m/s^2 を超えているので、いずれの Type の場合も自励振動状態となる。すなわち δP_s はすきま幅、すきま流路長さおよびレイノルズ数から定まる無次元数であるので、自励振動発生に対して相似性が成りたつことがわかる。これが成りたつ理由は次のように考えられる。4・3 節で詳しく述べるが、系の安定性はすきま流路におけるキャビテーション泡の分布状況に左右される。また δP_s の値はこの状況を大きく支配する。なお Type A において rms 値が最大となるとき l_f は 6 mm なので、4・1 節に述べた図 3 は l_f

Fig. 6 RMS values of acceleration for pressure loss δP_s

$=6 \text{ mm}$ の場合を示す。また以下に示す Type A、Type B、Type C の実測値は rms 値の最高点すなわち $l_f=6 \text{ mm}$, 6 mm , 7 mm にそれぞれ固定したときの実験結果である。

図 7 は上流と下流の差圧 ($p_{in} - p_{ex}$) に対する流量 Q および $\Delta \ddot{x}$ の rms 値の変化のようすを示す。実測値は“下流圧変化実験”の場合を示す。なお、図 7～10 の図中にある圧力 p_{in} は下流側絞り弁開放のときの設定圧力を示す。

図 7 下段に示すように、流量 Q は差圧の漸増に伴って直線的に上昇し、その後一定値すなわち流量閉塞状態となる。一方、上段に示す $\Delta \ddot{x}$ の rms 値は流量

Fig. 7 Flow rate and $\Delta \ddot{x}$ rms values for the pressure difference

Fig. 8 $\Delta \ddot{x}$ rms values for cavitation number at Type A

 Fig. 9 $\Delta \ddot{x}$ rms values for cavitation number at Type B

 Fig. 10 $\Delta \ddot{x}$ rms values for cavitation number at Type C

 (a) $p_{ex}=0.096$ MPa, rms: 28 m/s²
 $\Delta P_s=0.15$, $\sigma=0.2$

 (b) $p_{ex}=0.12$ MPa, rms: 35 m/s²
 $\Delta P_s=0.16$, $\sigma=0.3$

 (c) $p_{ex}=0.14$ MPa, rms: 14 m/s²
 $\Delta P_s=0.16$, $\sigma=0.4$

 Fig. 11 Still photographs of leakage flow for different values of the exit pressure ($p_{in}=0.51$ MPa, $l_f=6$ mm)

 (a) $l_f=0.0$ mm, rms: 6 m/s²
 $\Delta P_s=0.20$, $\sigma=0.3$

 (b) $l_f=2.0$ mm, rms: 7 m/s²
 $\Delta P_s=0.19$, $\sigma=0.3$

 (c) $l_f=12.0$ mm, rms: 18 m/s²
 $\Delta P_s=0.11$, $\sigma=0.3$

 Fig. 12 Still photographs of leakage flow for different values of the lift l_f ($p_{in}=0.51$ MPa, $p_{ex}=0.12$ MPa)

が閉塞状態になると急激に増大し、しかもその値は前述の 30 m/s² を大きく超えている。つまり自励振動が発生するとき、流量は閉塞状態になることがわかる。

Type A, Type B および Type C におけるキャビテーション係数 σ に対する $\Delta \ddot{x}$ の rms 値の変化を図 8~10 にそれぞれ示す。また、 σ は次式で定義する。

$$\sigma = (p_{ex} - p_v) / (p_{in} - p_{ex}) \cdots \cdots (2)$$

各図中の実測値は“下流圧変化実験”の場合を示す。ここに σ の値が約 0.5 以下になると、目視でキャビテーションが確認できる。

図 8~10 に示すように、いずれの Type でも rms 値は σ の減少に伴って漸増後、急増している。図 8~10 に示す各 Type において、rms 値の急増は σ が 0.2~0.3 のとき発生し、かつ rms 値は 30 m/s² を大きく超

えている。つまり種々な寸法に設定したすきまモデルにおいて、キャビテーションによる自励振動が発生するのは無次元数 σ の値が 0.2~0.3 になったときである。なお、rms 値はピークに達した後、 σ の減少とともに小さくなっているが、これは 4.3 節に述べるスーパーキャビテーションのためと考えられる。

4.3 すきま流れの観察 図 11 と 12 は図 1 に示す配管装置全体を暗幕で覆ったときのキセノンせん光ランプ(せん光時間 5 μ s)による瞬間写真である。すきまモデルにはキャビテーション泡の分布が比較的良好に見える Type B を用いている。各写真は中心体中央を正面から見た場合を示しており、中心体底部より上方に白濁状に見えるのがキャビテーション泡である。また最上部に見える黒い輪は O-リングである。

4.3.1 下流圧 p_{ex} を変えた場合の瞬間写真

図 11 はリフト l_f と上流圧 p_{in} を一定にして下流圧 p_{ex} を変えた場合を示す。また l_f と p_{in} の値は図題のとおりである。各図題には p_{ex} , rms 値, δP_s および σ の値を示す。

図 11(a) は $p_{ex}=0.096$ MPa の場合であり、2.1 節で述べたようにサイホン作用により負圧となっている。本図は図 11 の中で最も低圧の場合であり、図題に示す rms 値から見て、中心体は安定限界付近にあるであろう。キャビテーション泡は列状気泡となって中心体周囲を囲み、出口後流まで延びている。また、キャビテーション泡の発生は図 11 の中で最も激しく、4.2 節で述べたスーパーキャビテーションとはこの状態をいう。本図のキャビテーション係数 σ は約 0.2 である。図 8~10 に示すように、この値の領域では、 σ の減少に伴って rms 値がピーク値より小さくなっている。

図 11(b) は p_{ex} を大気圧より若干高くした場合を示しており、rms 値は図 11 の中で最も大きい。図題にあるように rms 値は 30 m/s² を超えているので、中心体は自励振動状態にあるといえる。本図からキャビテーション泡は流路中央よりも下流よりの所で壊滅しているのがわかる。つまり流路断面積はすきま上流においてキャビテーション泡により狭くなり、壊滅によって下流付近の断面積は拡大する。ディフューザ、シール等流れを阻害する絞り要素が上流にあり、下流で拡大する場合、従来の報告⁽⁷⁾にあるように、負減衰に起因して系は動的に不安定になりやすくなる。つまり、このような原因によって自励振動が発生したと考えられる。なお、図 11(b)における Δx の振幅は h と比べて非常に小さいことから、流路内のキャビテーション泡の分布もほぼ安定的に留まり、上流に絞り要素があ

ると考えることができる。またキャビテーション泡の壊滅時の圧力変動に起因したランダムな流体力すなわちランダム振動が発生することも考えられるが、本研究で対象とする自励振動は 4.1 節に述べたこれの定義からわかるように、周波数一定な振動である。

図 11(c) は p_{ex} を図 11(b) よりさらに高圧にした場合を示す。rms 値は図 11 の中で一番小さく、しかも 30 m/s² 以下であるので、中心体は安定状態にあるであろう。流路内の圧力を高くしたため、キャビテーション泡の壊滅は流路入口付近で発生している。すなわち絞り部が流路入口付近にある場合、本実験系における中心体は安定となる。また δP_s の値は前述の自励振動が発生する 0.16 となっているが、 σ の値は 0.4 である。つまり、この値は 4.2 節に述べた 0.2~0.3 の範囲を超えている。したがって、 σ の値も自励振動発生に対して大きな影響を与えることがわかる。

4.3.2 リフト l_f を変えた場合の瞬間写真 図 12 は上流圧 p_{in} と下流圧 p_{ex} を一定にしてリフト l_f を変えた場合を示す。図題に示す圧力 p_{in} と p_{ex} の値は図 11 の中で rms 値が最も大きい図 11(b) と同じである。

図 12(a) はリフト l_f が零すなわちすきま流路長さが 30 mm ($=2l_s - l_f$) の場合を示す。キャビテーション泡は流路入口付近で消滅しているが、これは図題に示すように圧力損失 δP_s の値が 0.20 であり、図 11(b) のそれより大きいためと考えられる。すなわち δP_s の値はすきま流路長さに比例するため、流路入口における図 12(a) の流速も図 11(b) より遅くなり、流路入口外筒角部の下流で発生するはく離付近でキャビテーション泡が消滅すると推測される。本図の rms 値は 6 m/s² であり、また図 11(c) と同様に絞り部が流路入口付近にあることから、中心体は安定状態にある。

図 12(b) は l_f が 2.0 mm の場合を示す。すきま流路長さは 28 mm となり、図題に示すように、 δP_s の値は図 12(a) の値よりわずかに小さくなる。またキャビテーション泡は δP_s の大小に起因して図 12(a) より若干延びている。rms 値は 7 m/s² であるから、図 12(a) と同様に中心体は安定である。

図 12(c) は l_f が 12 mm の場合を示す。すきま流路長さは 18 mm と短くなるので、 δP_s の値も 0.011 と他の図 12 と比べてかなり小さくなる。このために流路入口の外筒角部下流のはく離付近の流速が早くなり、キャビテーション泡は中心体底面まで延びている。本図の rms 値は 18 m/s² であり、図 12 の中では比較的大きいが、自励振動状態である図 11(b) と比べ

るとかなり小さい。すなわち中心体は安定状態にあるといえる。なお、本図の rms 値が比較的大きくなった原因は、流速が早くなるため、rms 値に影響を与えるじょう乱成分が大きくなったと考えられる。

図 11(b)を含めて見るとリフト l_f すなわちすきま流長さは rms 値に大きな影響を与えることがわかる。

5. 結 論

本研究では、構成寸法が互いに異なる 3 種類のすきまモデルを用いて、自励振動発生に相似性に関連する無次元数を実験的に調べた。さらに不安定発生機構を調べるため、安定性に大きな影響を与える下流圧あるいはすきま流路長さをさまざまに変えて、すきま流路内のキャビテーション泡の分布状況を写真観察した。以上に述べた実験結果より、次の結論を得た。

(1) 3 種類のすきまモデルすべてにおいて、軸対称物体の振動が流体力に基づく仕事の供給を受けるすなわち自励振動が発生することを実験的に確認した。乱流の場合の環状流路における無次元圧力損失の値は自励振動発生に対して相似性が成り立つことがわかった。

(2) キャビテーションによる自励振動が発生するのは、無次元数であるキャビテーション係数が 0.2～0.3 の範囲にあるときであった。

(3) キャビテーション泡の分布状況と加速度の rms 値はすきま流路長さによって大きく変化した。キャビテーション泡が流路中央よりも下流よりの所で壊滅すると、軸対称物体に自励振動が発生した。この自励振動はキャビテーション泡によって流れが上流で絞られ、下流で拡大されることに起因して発生すると考えられる。一方、キャビテーション泡が流路入口付近で消滅する場合、軸対称物体の振動は安定となった。

付 録

流体力 Δf を導入すると、中心体の運動方程式は次式で与えられる。

$$m\Delta\ddot{x} + c\Delta\dot{x} + k\Delta x = \Delta f \quad \cdots \cdots (3)$$

ここに、

m : 中心体の質量

c : 減衰係数

k : ばね定数

式(3)の両辺に $\Delta\dot{x}$ を掛けた式より、中心体の振動 1 周期あたりに流体力のなす仕事 ΔE は次式となる。

$$\begin{aligned} \Delta E &= \int_0^T [\Delta f \Delta\dot{x} - c(\Delta\dot{x})^2] dt \\ &= \frac{T}{2} A \omega \Delta \bar{p}_w \Delta \bar{x} \sin \phi - \frac{T}{2} \omega^2 c \Delta \bar{x}^2 \\ &\cong \pi A \Delta \bar{p}_w \Delta \bar{x} \sin \phi \quad \cdots \cdots (4) \end{aligned}$$

ここに、

$$\Delta x = \Delta \bar{x} \cos \omega t$$

$$\Delta f \cong A \Delta p_w = A \Delta \bar{p}_w \cos(\omega t + \phi)$$

ω : 角振動数

ϕ : 位相

T : 周期, $= 2\pi/\omega$

A : 面積に関する定数

上式に示す上線は振幅を表す。また流体力 Δf は壁面圧力 Δp_w に比例するとしている。式(4)より、位相 ϕ が $0 \sim 180^\circ$ の範囲にあるとき、 ΔE は正となるから、流体力は中心体の振動に対して正の仕事をなす。つまり中心体の振動は流体力に基づく仕事の供給を受ける自励振動となる。

文 献

- (1) Mateescu, D. and Paidousis, M. P., *Trans. ASME, J. Fluids Eng.*, **107**-3 (1985), 421-427.
- (2) Inada, F. and Hayama, S., *J. Fluids Structures*, **4** (1990), 395-428.
- (3) 新井正彰・深野学・倉地元・田島清瀬, 機論, **65**-639, C (1999), 4260-4268.
- (4) Arai, M., Saito, M., Minohata, I. and Tajima, K., *JSME Inter. J. Ser. C.*, **37**-1 (1994), 70-77.
- (5) Mateescu, D., Paidossis, M. P. and Belanger, F., *J. Sound Vib.*, **135**-3 (1989), 487-498.
- (6) Schlichting, H., *Boundary-Layer Theory*, (1979), McGraw-Hill.
- (7) 例えば, Mulcahy, T. M., Symposium on Flow-Induced Vibrations, *ASME*, **4** (1984), 15-24.