

偏心形バタフライ弁まわりに発生するキャビテーションに関する研究 (第2報)

岩崎正博*

Studies on Cavitation around an Eccentric Butterfly Valve (Report 2)

Masahiro Iwasaki

To clarify what types of cavitation cause vibration on the disc of butterfly valve and to what degree the disc shapes have effect on vibration, the experiments of measuring vibration and noise by cavitation are carried out in regard of the eccentric butterfly valve. Here, about two kinds of type A and B in which the disc is situated symmetrically against flow direction, the characteristics of cavitation vibration are systematically examined for various valve openings α_v and cavitation numbers σ , by means of the high-frequency vibrational accelerometer. The relation between several types of cavitation and the corresponding frequency bands is made clear by the frequency analyzation.

1. 緒言

バタフライ弁は、簡単な構造、軽重量、低コスト、かつ、優れた流量特性を持つことなどが評価されて、近年工業用プラントなどに代表される巨大管路網中の流量制御弁として多用されてきている¹⁾²⁾が、このような管路網の大形化に伴い激しい振動などのキャビテーション障害が深刻化している。

言うまでもなく、この種のキャビテーション振動は障害として重大であるばかりでなく、キャビテーションが発生している機器の外部よりこの振動を検出して、キャビテーションの様相を判定する手法は、障害抑制の観点からも注目される。それ故、流体機器のキャビテーション振動については、多くの報告³⁾⁴⁾があり、バタフライ弁のそれも、キャビテーションのタイプ、流れパターンなどを踏まえた報告⁵⁾⁶⁾がある。しかしながら、偏心形バタフライ弁のような弁体形状の影響を論じた報告は残念ながらまだない。

よって、本報では既報⁷⁾で使用した偏心形バタフライ

弁を取り上げ、キャビテーション振動特性を、高周波加速度振動計を用いて、種々の弁開度 α_v 、キャビテーション係数 σ 、Type-A、Bの2通りの偏心形弁体取付法について系統的に解明するとともに、可聴音域のノイズ特性も明らかにする。

2. 実験装置

実験には、既報⁷⁾と同様に、既存の高速回流試験水槽の一部を改造したもの⁸⁾を使用し、また、最大厚み比0.29の青銅製供試偏心弁体(図1参照)を使用したので、これらの詳細、十分滑らかな流れ・水温の制御、およびキャビテーション核の経時変化の僅少性等については既報⁷⁾⁹⁾を参照されたい。

図2には、水平に置かれた測定部の概略を示す。すなわち、キャビテーションを伴う高速変動流れの観察の便のためと、高壊食性渦キャビテーションが激しく崩壊している管内壁付近における音響インピーダンスの急変を避けて、精度良い振動・音響測定をするために、弁体の上流から下流1250mmに至る全直管部(内径D)を透明アクリル樹脂(音響インピーダンスは水のそれに十分近い)製としている。

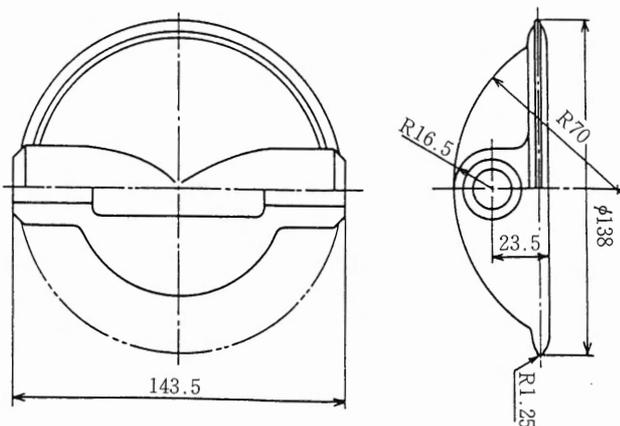


図1 供試偏心形弁体

Fig. 1 Tested disc of eccentric butterfly valve

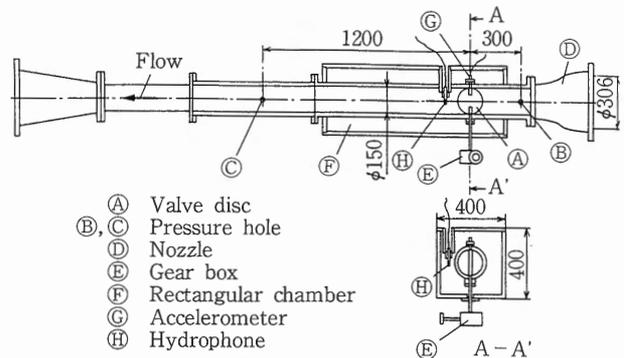


図2 測定部

Fig. 2 Test section

*バルブ事業部 バルブ開発部

周知のように、パルス状に受信される高周波帯域の周波数 f の音響または振動加速度がキャピテーション強さと良い相関が認められる¹⁰⁾ので、振動加速度計には応答周波数 $f \leq 12\text{kHz}$ のものと、また、ハイドロフォン^⑩には応答周波数 $f \leq 100\text{kHz}$ のものを使用した。また、振動障害の主たる対象とみられる弁体自体の振動を直に測定する目的で、振動加速度計^⑨を弁棒軸に直に取り付けている。一方、ハイドロフォン^⑩は激しい壊食に支配的に効く特異渦キャピテーションが良く観察されるオリフィス側⁷⁾⁹⁾の管外壁面側に設けた矩形容器(脱気水を満たし、音響インピーダンスのマッチングをとっている)内に、弁棒軸から1D下流の位置に取り付けられている。

既報⁷⁾でも述べた通り、偏心弁体の取付法には平面状弁体面を弁軸の上流側と下流側とに置く2通りの場合があるが、これらの場合をそれぞれType-A、Type-Bと呼ぶことにする。

3. 実験方法

実験結果の整理に用いたキャピテーション係数 σ は、既報⁷⁾⁹⁾と同様に、弁体の上流^⑧点と下流^⑨点の静圧および平均流速をそれぞれ P_1 、 P_2 および U_1 、 U_2 として、試料水の飽和水蒸気圧 P_v により次のように定義した。

$$\sigma = \frac{P_2 - P_v}{P_1 - P_2}$$

また、弁開度 α_v は平面状弁体面が主流方向に対して成す角によって定義した⁷⁾⁹⁾から、全開時には $\alpha_v = 0^\circ$ 、全閉時には $\alpha_v = 90^\circ$ となる。なお、本実験では既報⁷⁾で求めた流れパターンとの対比を容易にするために、開度として特に代表的な 20° 、 40° 、 60° を取り上げた。さらに、十分には解明されていない流速 U_1 の影響を回避するために、各弁開度 $\alpha_v = 20^\circ$ 、 40° 、 60° に対して、上流側流速 U_1 はそれぞれ 6.0 、 4.5 、 3.0m/s 一定とし、上流側静圧 P_1 を変えることによって σ を変化させている。言うまでもなく、我々が研究対象としている弁まわりの流れは、開度 α_v 、流速 U_1 、キャピテーション係数 σ などが互いに干渉しながら変化しているので、上記のような α_v 、 U_1 、 σ の特定にはやや工夫が必要である。本実験ではパーソナルコンピュータを用いて、 U_1 、 σ をリアルタイムでモニターして、このようなやや複雑な流れの調整を簡易化している。

また、試験水槽の回流開始直後に遷移的に発生する不安定性を考慮して、回流開始30分後に所定の α_v 、 U_1 、 σ の状態に設定してから更に10分後に実験を開始している。

言うまでもなく、キャピテーションは典型的な確率的現象であるから、同一母集団に属するデータの収集は不可欠な条件である。そこで、実験では振動加速度計(測定上限周波数 12kHz)およびハイドロフォン(測定上限周波数 100kHz)からの出力信号をいったんデータレコーダ(測定上限周波数 200kHz)に同時記録し、後に、データロガー(最高サンプリング速度 $20\mu\text{s}$)、FFTアナ

ライザ(最大分析周波数 100kHz)で解析する方法を用いている。

4. 実験結果

4.1 弁体の振動、ノイズの挙動

まず、振動、ノイズに対する弁体形状と弁開度の影響を調べてみよう。図3(a)~(c)、図4(a)~(c)では、受信した振動加速度の実効値 L_a およびノイズの実効値 L_s とキャピテーション係数 σ との関係を、Type-A、Bにおける種々の開度 α_v について比較している。なお、管路網自体や流れによる低周波振動の影響を排除するために、フィルタにより 1kHz 以下の低周波数成分をカットし、振動加速度は $1\text{kHz} \leq f \leq 10\text{kHz}$ 、ノイズは可聴音域の $1\text{kHz} \leq f \leq 20\text{kHz}$ の帯域で測定している。

Type-A、Bのいずれの場合にも、実効値 L_a 、 L_s は、キャピテーション係数 σ の低下とともに初生近傍の値からいったん単調に増加し、ピークに達した後、チョーキング状態のそれに向かって減少している。同心形弁体における同様な傾向については既に報告した⁶⁾が、偏心形弁体で特筆すべきことはType-A、Bの取付状態の違いによる差であろう。

つぎに、振動加速度計による L_a とハイドロフォンによる L_s が果たしてどのような振動、ノイズをとらえているかを調べてみよう。同一開度 α_v において、振動加速度 L_a と音圧レベル L_s がピークを示す σ を比較してみると、大まかに言えば、期待されるようにほぼ同一とも言えるが、しかし、詳細にみると、やや差がある。この差は、 L_s のピークは弁体の約1D下流側の特異渦キャピテーションが最も発達した状態の σ に対応しているのに対し、 L_a のピークは、弁体上に細糸状渦キャピテーションが最も発達して σ に対応しているので、当然のことであろう。また、既報⁷⁾でも示したように、オリフィス噴流により誘発される強いせん断層の位置、そして、それによって引き起こされる特異渦キャピテーションの発生位置がType-A、Bの場合に異なる(Type-Aの場合では管壁の上方に、Type-Bの場合ではオリフィス側管壁に垂直に渦軸を向けて発達している)ために、同一強さの振動源・音源と仮定しても、オリフィス側管壁面に平行に設置されたハイドロフォンでは、当然Type-Bの場合の方が強い信号を受信することは明らかであろう。

さらに、それぞれの開度についてももう少し詳細に調べてみよう。まず、全開に近い $\alpha_v = 20^\circ$ の場合には、振動加速度 L_a そして音圧レベル L_s は、全ての σ においてType-Bの場合の値の方が大になっている。原因としては次のことが考えられる。既報⁷⁾で示したように、この開度では、はく離の形態がType-AとBの場合では大いに異なり、キャピテーション発生位置は、Type-Aの場合には弁軸の下流であるのに対し、Type-Bの場合には主として弁体前縁近傍である。したがって、Type-Aの場合に比べてType-Bの場合には、軸に伝わるキャピテ

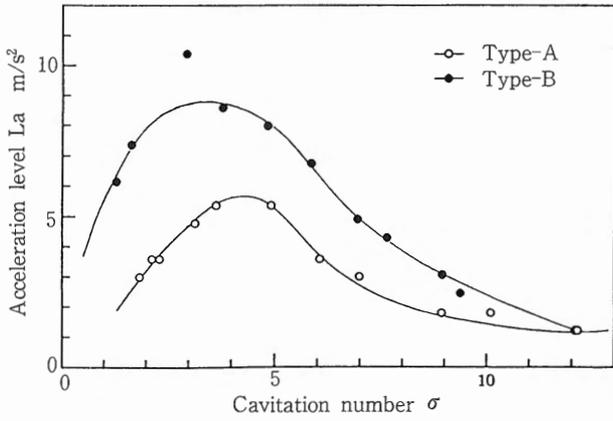


図3 (a) 振動加速度Laとキャビテーション係数σの関係 (α_v=20°、U₁=6.0m/s)
 Fig. 3 (a) Relation between vibrational acceleration La and cavitation number σ

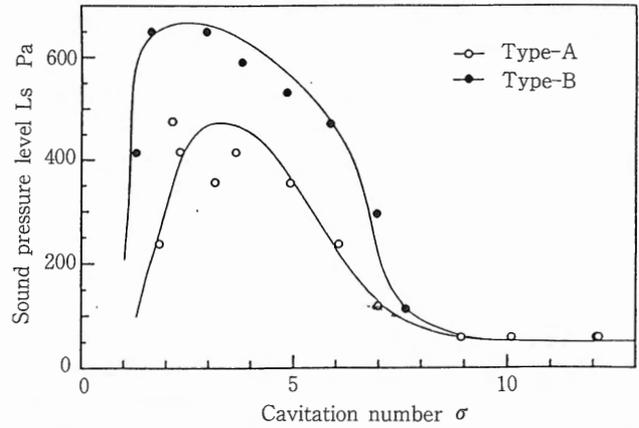


図4 (a) 可聴音域の音圧レベルLsとキャビテーション係数σの関係 (α_v=20°、U₁=6.0m/s)
 Fig. 4 (a) Relation between sound pressure level of audible range Ls and cavitation number σ

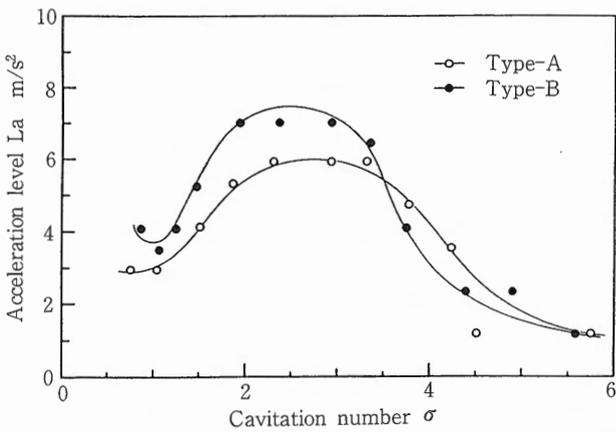


図3 (b) 振動加速度Laとキャビテーション係数σの関係 (α_v=40°、U₁=4.5m/s)
 Fig. 3 (b) Relation between vibrational acceleration La and cavitation number σ

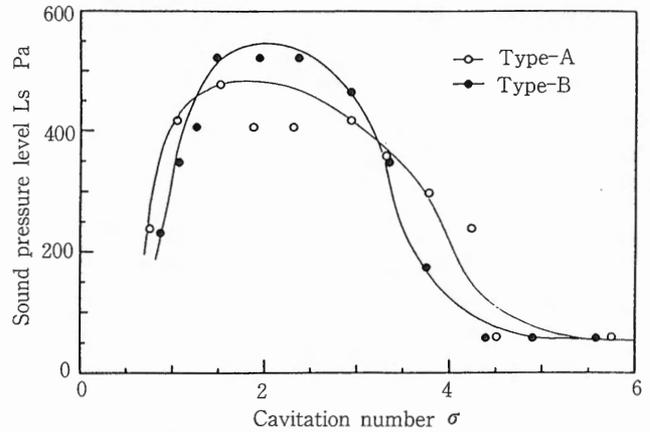


図4 (b) 可聴音域の音圧レベルLsとキャビテーション係数σの関係 (α_v=40°、U₁=4.5m/s)
 Fig. 4 (b) Relation between sound pressure level of audible range Ls and cavitation number σ

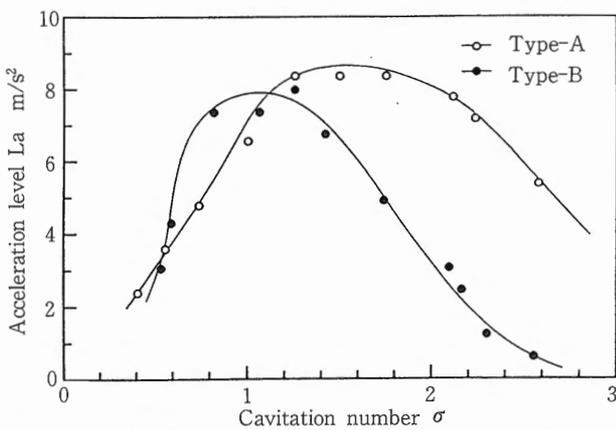


図3 (c) 振動加速度Laとキャビテーション係数σの関係 (α_v=60°、U₁=3.0m/s)
 Fig. 3 (c) Relation between vibrational acceleration La and cavitation number σ

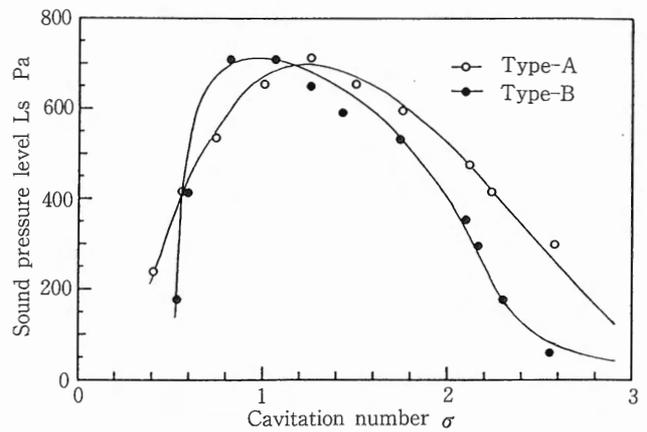


図4 (c) 可聴音域の音圧レベルLsとキャビテーション係数σの関係 (α_v=60°、U₁=3.0m/s)
 Fig. 4 (c) Relation between sound pressure level of audible range Ls and cavitation number σ

論文・報告

ーション衝撃圧が大となり、大きな振動を誘発していると容易に理解され得る。

一方、かなり弁が閉じた $\alpha_v=60^\circ$ の場合には、大 σ 側では、La、LsのいずれもがType-Aの場合の方がType-Bのそれに比して著しく大きな値(特にLaは顕著である)を示しているが、小 σ 側では、それらの値はほぼ同程度(もしくはType-Bの方がやや大)となる。このように大 σ 側においてType-AとType-BのLaに大差が現れる理由には、この種の弁体近傍の流れを支配するオリフィス噴流が、大 σ 側のType-Aの場合には、噴流のはく離点および噴流自体が大きく湾曲している弁体背面と著しく干渉して、極めて不安定になっているのに対して、大 σ 側のType-Bの場合には、弁体背面が平面状のために、このような干渉の恐れが全くないことが挙げ

られる。また、大 σ 側のType-AとType-Bの場合のLs、そして、小 σ 側のLaおよびLsにあまり差が現れないのは、弁体下流側の流れがTypeにより大差がなくなるといふ流れの観測結果と良く符号している。

開度 $\alpha_v=40^\circ$ の場合には、LaとLsのいずれもがTypeによりあまり差が現れなくなり、「弁体近傍の流れも、下流の流れもTypeにより差がなくなる」といふ流れの観測結果⁸⁾と良く符号している。一見、 $\alpha_v=20^\circ$ のそれよりは、 60° におけるキャビテーションの様相に近いように見えるが、これは、「ひどく湾曲した弁体背面形状の影響と、弁体前縁から出発するオリフィス噴流の形状の影響とが偶然に非常に近くなる $\alpha_v=40^\circ$ の場合にLaとLsの差がなくなる」わけである。

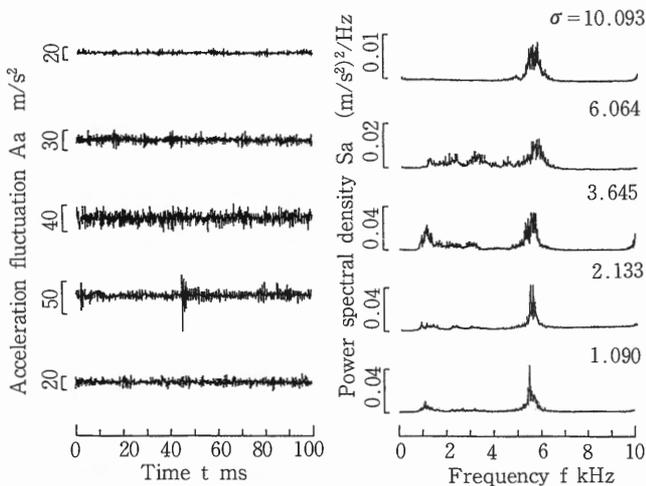


図5 (a) 振動加速度の波形とパワースペクトラム (Type-A、 $\alpha_v=20^\circ$ 、 $U_1=6.0\text{m/s}$)

Fig. 5 (a) Wave-forms and power-spectra of vibrational acceleration

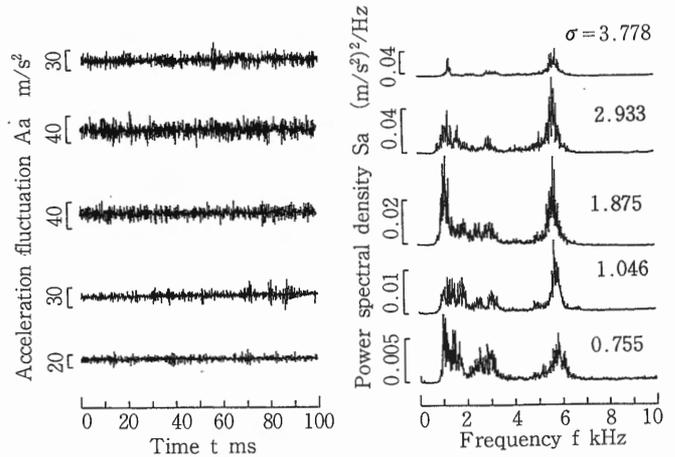


図6 (a) 振動加速度の波形とパワースペクトラム (Type-A、 $\alpha_v=40^\circ$ 、 $U_1=4.5\text{m/s}$)

Fig. 6 (a) Wave-forms and power-spectra of vibrational acceleration

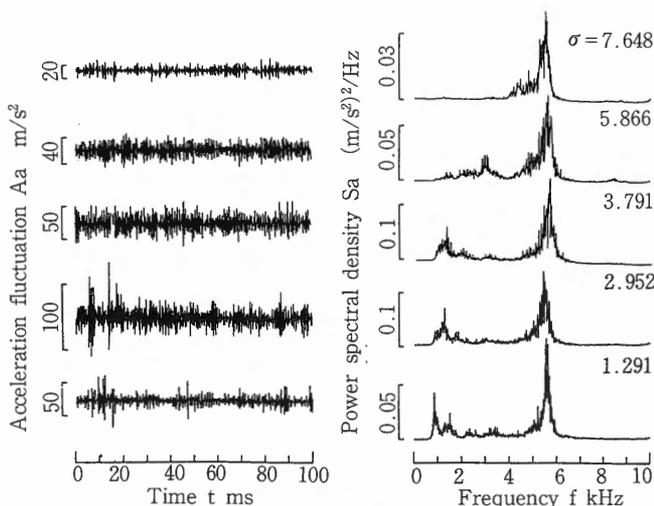


図5 (b) 振動加速度の波形とパワースペクトラム (Type-B、 $\alpha_v=20^\circ$ 、 $U_1=6.0\text{m/s}$)

Fig. 5 (b) Wave-forms and power-spectra of vibrational acceleration

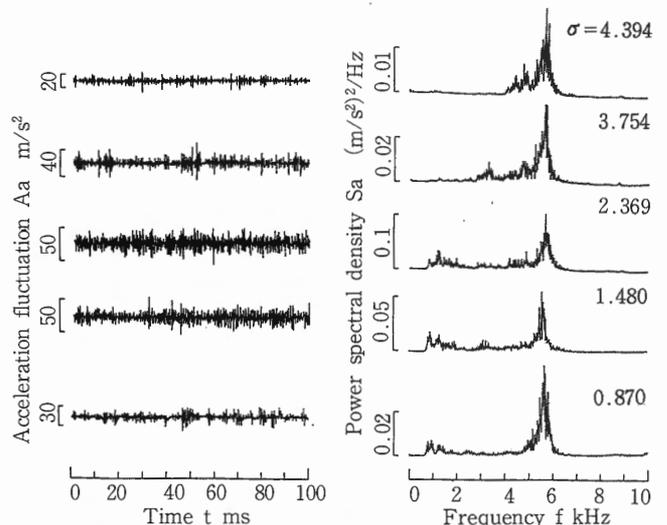


図6 (b) 振動加速度の波形とパワースペクトラム (Type-B、 $\alpha_v=40^\circ$ 、 $U_1=4.5\text{m/s}$)

Fig. 6 (b) Wave-forms and power-spectra of vibrational acceleration

4.2 振動とキャビテーションのタイプの対応

次に、どのような周波数 f がどのようなタイプのキャビテーションに対応しているかを調べてみよう。図5～図7には、初生からスーパーキャビテーションSCの状態までの全 σ の領域に対応するキャビテーション係数 σ において、振動加速度計により検出した波形とそのパワースペクトラムを種々の開度 α_v について示してみた。

明らかに、いずれの開度のパワースペクトラムにおいても、およそ $f \leq 3.0\text{kHz}$ と $5.0\text{kHz} \leq f \leq 6.3\text{kHz}$ の二つの領域において顕著なピークを示している。以後、便宜上、前者を領域1、後者を領域2と呼ぶことにする。

まず、初生キャビテーション係数 $\sigma_i = 8.02$ (A, 20)、7.55 (B, 20)、3.82 (B, 40)、4.31 (A, 40)、2.32 (A, 60)、1.94 (B, 60) では領域2が支配的であるから、「この領域2は、初生近傍で発達する微細な気泡キャビ

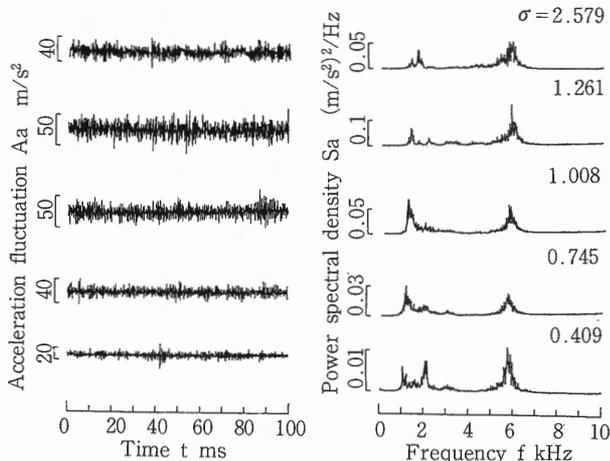


図7 (a) 振動加速度の波形とパワースペクトラム (Type-A, $\alpha_v=60^\circ$, $U_1=3.0\text{m/s}$)

Fig. 7 (a) Wave-forms and power-spectra of vibrational acceleration

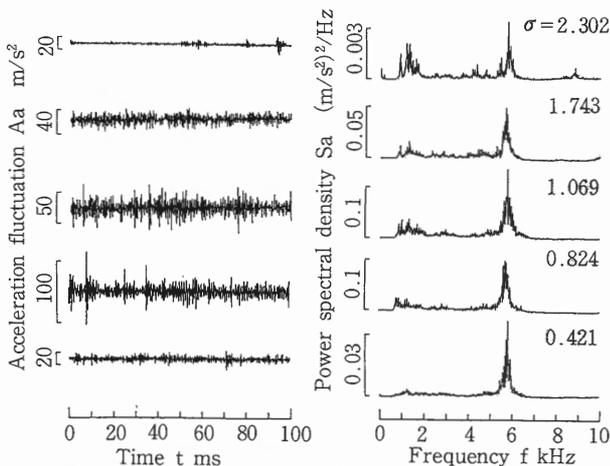


図7 (b) 振動加速度の波形とパワースペクトラム (Type-B, $\alpha_v=60^\circ$, $U_1=3.0\text{m/s}$)

Fig. 7 (b) Wave-forms and power-spectra of vibrational acceleration

テーションに対応している」と言える。そして、この領域2は、渦キャビテーションが発達する過程でも顕著に増加している。

ここで、感圧紙法による衝撃圧試験、流れの可視化等により比較的流れの様相が分かっている $\alpha_v=40^\circ$ の場合図6(a), (b)を例に取り考察してみると、初生時には、Type-A、Bのいずれの場合でも弁軸付近より微細な気泡キャビテーションが発生している。さらに、キャビテーション係数 σ が下がると、Type-Aの場合には、弁軸付近から渦キャビテーションの周期的放出と、それらのペアリング (既報¹¹⁾の高速ビデオによる観察を参照) が観察される。これに対応するように、領域1においてパワースペクトラム密度 S_a が増加している。一方、Type-Bの場合には、渦キャビテーションは生じてはいるが、その発生は非定常的であり、頻度もType-Aの場

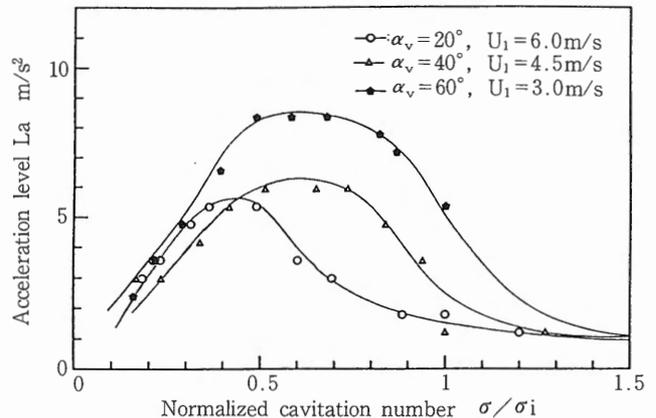


図8 (a) 振動加速度 L_a とキャビテーション係数 σ/σ_i の関係 (Type-A)

Fig. 8 (a) Relation between vibrational acceleration L_a and cavitation number σ/σ_i

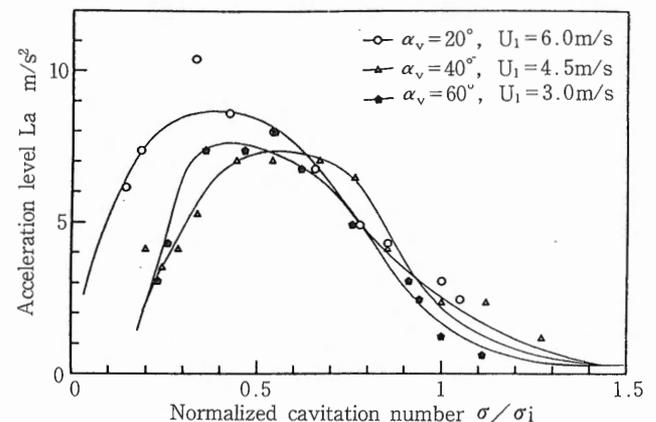


図8 (b) 振動加速度 L_a とキャビテーション係数 σ/σ_i の関係 (Type-B)

Fig. 8 (b) Relation between vibrational acceleration L_a and cavitation number σ/σ_i

*1 ばらつきがあるので既報⁷⁾の実験式で平均的値を求めている。また、括弧内のA、BはType-A、Bを示し、数字は開度 α_v を示している。

論文・報告

合のそれに比べて低い。そのため、領域1でのSaがType-Aのそれに比べて低レベルとなっているのであろう。また、 $\alpha_v = 20^\circ$ 、 60° の場合にも同様の傾向が認められる。

4.3 開度の影響

図8(a)、(b)には、Type-A、Bの場合の振動加速度 L_a を、初生キャビテーション係数(既報⁷⁾の実験式による平均値) σ_i で無次元化したキャビテーション係数 σ/σ_i と種々の開度 α_v について示す。

明らかに、振動加速度 L_a は、 σ/σ_i の減少とともに、期待されたように $\sigma/\sigma_i = 1$ の初生付近から急速に増大し、やがてピークを取り、そして、 $\sigma/\sigma_i \approx 0.15$ に示されるチョーキング状態⁷⁾に向けて急速に低下している。また、Type-AとBの場合の曲線には顕著な違いが認められる。まず、弁体背面が平面状で、オリフィス側はく離が極めて安定的に行われるType-Bの場合のそれでは、開度が変わっても、曲線は相似性を保っており、「開度を変えても基本的なキャビテーションの種類、発達過程に差が無い」ことを物語っている。一方、Type-Aの場合のそれでは、各開度ともに曲線の形状が組織的に変わり、「キャビテーションの発生機構が開度により複雑に変わる」ことを明瞭に裏付けている。

5. 結言

「バタフライ弁の弁体に生じる振動がいかなるタイプのキャビテーションによるものか?」、また、「弁体の形状がどの程度、振動に影響するか?」の解明を目的として、弁体まわりのキャビテーション振動、および、弁体のやや下流の壊食域に生じるキャビテーションノイズを種々の開度 α_v 、キャビテーション係数 σ および弁体取付状態(Type-A、B)について系統的に解明した。得られた結果をまとめると、次のようになろう。

- (1) 弁棒軸上で測定された振動加速度は、弁体表面に発生するキャビテーションによる振動に良く対応している。
- (2) 周波数分析により、キャビテーションのタイプとそれに対応する周波数帯を明らかにした。すなわち、初生時に発生するキャビテーションに関わる周波数帯は、領域2 ($5.0\text{kHz} \leq f \leq 6.3\text{kHz}$)であり、弁体表面から発生する渦キャビテーションに対応する周波数帯は、領域1 ($f \leq 3.0\text{kHz}$)である。
- (3) 各開度における振動加速度の曲線により、キャビテーションの発生状態が開度により複雑に変わり得ることを明らかにした。すなわち、Type-Aの場合には、弁体背面形状の影響を著しく受け易く、キャビテーションのタイプ、発達過程は異なったものとなるが、しかし、Type-Bの場合には、開度の影響はあまり現れない。

終りに臨み、本研究に対して御指導いただきました、元東北大学流体科学研究所所長、大場利三郎名誉教授に

感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 大西：バルブの基本特性、水道協会雑誌、第53巻、3号(1984)、56-62頁
- 2) 大島：大口径ちょう形弁のキャビテーション初生法則、日本機械学会論文集(B編)、第54巻、504号(1988)、1885-1890頁
- 3) Ball, J.W. and Tullis, J.P.: Cavitation in Butterfly Valves, Proc. Am. Soc. Civ. Eng., J. Hydr. Div., Vol. 99-HY9 (1973), pp. 1303-1318
- 4) 木村、小川：ちょう形弁のキャビテーション振動および騒音測定、日本機械学会論文集(B編)、第52巻、474号(1986)、501-507頁
- 5) 山田、谷、樋口、平田、大場：バタフライ弁のキャビテーション振動、日本機械学会講演論文集(東北支部)、No921-1(1992.3)、42-44頁
- 6) 谷：キャビテーションを伴う流量制御弁の信頼性向上に関する流体工学的研究、東北大学大学院博士論文、(1993.3)、33-41頁
- 7) 岩崎：偏心形バタフライ弁まわりに発生するキャビテーションに関する研究(第1報)、クリモト技報、No34(1996.1)、40-46頁
- 8) 大場、伊藤、金、樋口：回転機械内のキャビテーション衝撃圧の速度依存性(第1報、キャビテーションの様相と衝撃圧)、日本機械学会論文集(B編)、第43巻、376号(1977)、4519-4528頁
- 9) 伊藤、山田、大場、大西、飯高、岩崎：ちょう形弁まわりに発生するキャビテーション流れパターンの観察、日本機械学会論文集(B編)、第54巻、508号(1988)、3317-3324頁
- 10) 祖山、李、外崎、浦西、加藤、大場：振動とノイズによる高比速度遠心ポンプに生じる激しい壊食の挙動の解明、日本機械学会論文集(B編)、第61巻、589号(1995.9)
- 11) 祖山、大場、武田、大場：バタフライ弁まわりの高壊食性渦キャビテーションの高速写真観察、日本機械学会論文集(B編)、第60巻、572号(1994)、1133-1138頁

執筆者

岩崎正博

Masahiro Iwasaki

昭和52年入社

バルブ等の流体機器の開発に従事
工学博士(東北大学)

