

キャビテーションを伴う流れ場における  
ポペット弁の振動現象に関する研究

2016年1月

千葉大学大学院工学研究科  
人工システム科学専攻機械系コース

熊谷 賢人

(千葉大学審査学位論文)

キャビテーションを伴う流れ場における  
ポペット弁の振動現象に関する研究

2016年1月

千葉大学大学院工学研究科  
人工システム科学専攻機械系コース

熊谷 賢人

# 目 次

記号および略号	v
<b>第 1 章 序論</b>	<b>1</b>
1.1 まえがき	1
1.2 従来研究の概要	4
1.2.1. ポペット弁の安定性評価	4
1.2.2. 残存するポペット弁振動問題	7
1.2.3. ポペット弁とキャビテーション	8
1.3 本研究の目的	10
1.4 本論文の構成	11
<b>第 2 章 ポペット弁振動現象の測定</b>	<b>12</b>
2.1 緒言	12
2.2 実験装置と方法	12
2.2.1. 実験装置	12
2.2.2. 計測装置	15
2.2.3. 実験条件	17
2.3 弁振動時の圧力波形	18
2.4 弁振動と騒音の関係	20
2.5 弁振動と流量, 下流圧力の関係	22
2.6 弁振動とキャビテーションの関係	24
2.7 弁振動と油温の関係	27
2.8 結言	30

<b>第 3 章 振動原因の特定</b>	<b>31</b>
3.1 緒言	31
3.2 数値計算手法	31
3.2.1. 基礎計算式	31
3.2.2. 管路モデル	35
3.2.3. 体積弾性係数	37
3.2.4. 計算条件	39
3.3 予測困難な振動現象	40
3.4 気泡混入率の影響	43
3.5 結言	46
<b>第 4 章 弁振動発生メカニズムの考察</b>	<b>47</b>
4.1 緒言	47
4.2 実験装置と方法	47
4.3 弁下流部の流れ状態	49
4.4 弁振動とキャビテーションの相関	51
4.5 弁振動, 気泡量, 圧力の相関	56
4.6 弁振動メカニズムの仮説	60
4.7 結言	61
<b>第 5 章 弁振動予測方法の一提案</b>	<b>62</b>
5.1 緒言	62
5.2 実験装置と方法	62
5.3 気泡体積混入量の取得	64
5.4 数値計算モデルの精度向上	73

5.5 結言	75
<b>第 6 章 結論</b>	<b>76</b>
6.1 統括的結論	76
6.2 今後の課題	80
<b>参考文献</b>	<b>81</b>
<b>本論文に関連した業績</b>	<b>93</b>
<b>謝辞</b>	<b>94</b>
付録 A. 実験に使用したポペット弁形状	95
付録 B. 実験システムの構成機器	99
付録 C. 実験に使用した計測設備	101
付録 D. ポンプおよび歯車式流量計の脈動周波数	106
付録 E. 圧力, 変位, 騒音の相関	108
付録 F. ポペット弁の流量係数	110
付録 G. 計算に用いた系諸元	112
付録 H. 管路の圧力伝播特性の影響	113
付録 I. ポペット固定時の下流部の流れ状態	115
付録 J. 重ね合わせ枚数の検討	118

# 記号および略号

本論文で使用している主な記号, 添字, 略号を以下に記す. また本文中で使用される具体的な記号は文中で都度説明する.

## 記号

$A$	: 受圧面積
$B$	: 画素の明るさ
$C$	: 流量係数
$d$	: 直径
$E$	: 管材の縦弾性係数
$e$	: 配管の肉厚
$e_r$	: 反発係数
$F$	: 力
$f$	: 周波数
$h$	: 隙間高さ
$i$	: 虚数単位
$j$	: インデックス
$K$	: 体積弾性係数
$k$	: ばね定数
$L$	: 長さ
$LA$	: 騒音レベル
$l$	: 単位管路の長さ
$m$	: ポペットの質量
$m_i$	: 重み関数の近似係数
$N$	: 回転数
$n$	: 数
$n_i$	: 重み関数の近似係数
$o$	: インデックス
$P$	: 圧力(ゲージ圧)
$p$	: 単位管路内の圧力
$Q$	: 流量
$q$	: 単位管路間の流量
$R$	: 半径
$S$	: 振幅スペクトル
$T$	: 油温
$u$	: DFT 前のベクトル
$t$	: 時間
$V$	: 油室の容積
$VI$	: 粘度指数
$w$	: DFT 後のベクトル
$X$	: 気泡体積混入率

$x$	: ポペット変位
$y_i$	: 中間変数
$\Delta P$	: 差圧
$\Delta t$	: ステップタイム
$\alpha$	: ポペットの開き角
$\gamma$	: 空気の比熱比
$\nu$	: 動粘度
$\rho$	: 密度
$\omega$	: 1 の $n$ 乗根となる複素数

#### 添字

<i>abs</i>	: 絶対圧
<i>amp</i>	: 全振幅
<i>atm</i>	: 大気圧
<i>ave</i>	: 平均値
<i>c</i>	: ばね室
<i>D</i>	: 支配的な数値
<i>d</i>	: 下流
<i>eff1</i>	: 作動油とホースの等価体積弾性係数
<i>eff2</i>	: 気泡混入時の作動油の見掛けの体積弾性係数
<i>ff</i>	: 静的流体力
<i>flowmeter</i>	: 流量計
<i>g</i>	: 気体
<i>hose</i>	: ホース
<i>i</i>	: 初期値
<i>image</i>	: 画像
<i>in</i>	: 入口
<i>k</i>	: ばね
<i>l</i>	: 液体
<i>leak</i>	: 漏れ
<i>loss</i>	: 損失
<i>max</i>	: 最大
<i>min</i>	: 最小
<i>modi</i>	: 補正
<i>motor</i>	: 電動機
<i>out</i>	: 出口または外径
<i>p</i>	: 圧力
<i>perL</i>	: 1L あたりの数値
<i>piston</i>	: ポンプのピストン
<i>pump</i>	: ポンプ
<i>pv</i>	: ポペット弁
<i>r</i>	: 粘性抵抗
<i>seat</i>	: 弁座

<i>set</i>	: 設定値
<i>t</i>	: オリフィス絞り
<i>tpv</i>	: ポペットに設けられた絞り
<i>ttv</i>	: 可変絞り弁の絞り
<i>u</i>	: 上流

#### 略号

CFD	: 数値流体力学 (Computational Fluid Dynamics)
DFT	: 離散フーリエ変換 (Discrete Fourier Transform)
ISO	: 国際標準化機構 (International Organization for Standardization)
JIS	: 日本工業規格 (Japanese Industrial Standards)
VG	: 粘度グレード (Viscosity Grade)

# 第 1 章 序論

## 1.1 まえがき

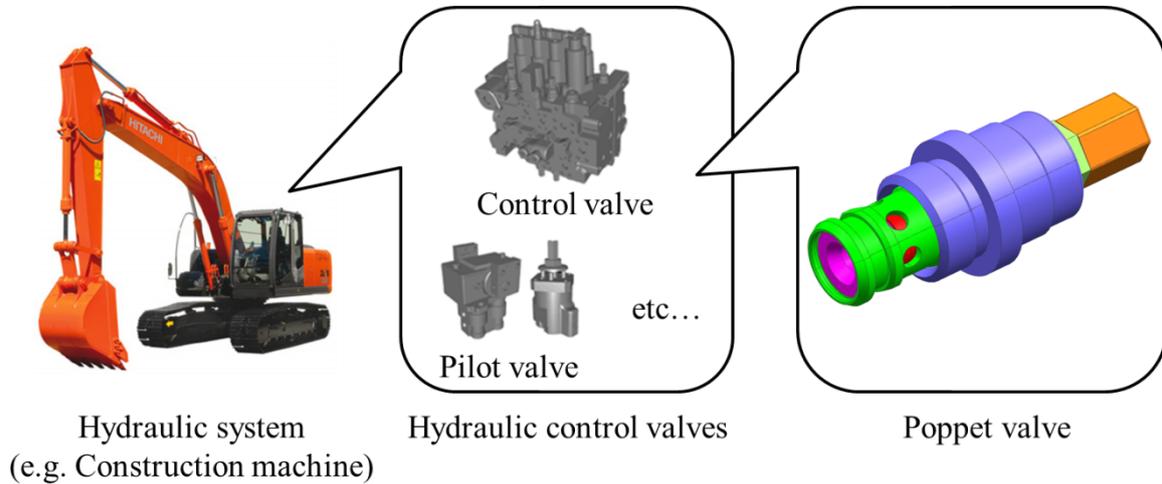


Figure 1-1 Hydraulic system and valves in the case of construction machine

油圧システム<sup>(1)</sup> <sup>(2)</sup>は、高出力密度の動力伝達が可能かつ出力や速度の制御に優れ、建設機械などの複雑かつ高出力なシステム<sup>(3)</sup>から自動車のブレーキ<sup>(4)</sup>や航空機の動翼<sup>(5)</sup>などの精密な制御システムにまで幅広く使用される<sup>(6)</sup>。その油圧システムは図 1-1 に例示するように様々な油圧制御弁を備えており、それらはアクチュエータを駆動するためのエネルギー媒体である作動油の「速度」、「圧力」、「方向」を制御する役割を持つ。

本研究で対象とするポペット弁も油圧制御弁の 1 種であり、日本工業規格 JIS には「弁体が弁座シート面から直角方向に移動する形式のバルブ」<sup>(7)</sup>と定義されている。

図 1-2 に示した圧力制御を目的としたポペット弁(いわゆる、リリース弁)を例にとり、基本的な構造と動作を説明する。リリース弁は、ポペットと呼ばれる弁体、ばね、油路を形成するハウジングおよびばねの端面を支持するプラグの 4 部品で構成される。リリース弁の動作には待機状態とリリース状態があり、それらは以下の圧力条件に依存する。

<待機状態>

$$P_u \leq P_{set} = \frac{F_k}{A_u} \dots\dots\dots (1.1)$$

<リリース状態>

$$P_u > P_{set} = \frac{F_k}{A_u} \dots\dots\dots (1.2)$$

ここで、 $P_u$ は上流圧、 $P_{set}$ はリリース弁の設定圧、 $F_k$ はばね力、 $A_u$ は上流圧力の受圧面積である。なお、弁に作用する力の理論式は複雑であるため、ここでは便宜上簡略化した表現を用いる。弁挙動導出式の詳細は第3章3.2節にて述べる。

図1-2(a)に示すようにリリース弁はばねがポペットを座面に押し付けることで上流と下流を遮断しており、 $P_u \leq P_{set}$ の場合はこの状態を維持する(待機状態)。 $P_u > P_{set}$ の場合は、図1-2(b)に示すようにポペットが圧油に押し上げられることでポペットと弁座の間に開口部が形成され、上流と下流が連通する。連通時は圧油が上流から下流へと放出されるため、上流圧力の過度な上昇が抑えられる(リリース状態)。再び $P_u \leq P_{set}$ となった場合は、ポペットが座面に押し付けられ待機状態に戻る。

ポペット弁の主な利点は次のように挙げられる。Ⅰ；ポペットに作用する圧力が直接駆動力となることによってポペットの動作が圧力変動に素早く追従できるため圧力応答性に優れる。Ⅱ；弁座とポペットが接触することで油路を遮断するため漏れによる損失が少ない。Ⅲ；開口部や油路の形状を簡素化することができるため圧力の損失が少ない。Ⅳ；摺動部がほとんどないので異物の噛み込みや固着が発生しにくい。Ⅴ；ソレノイドなどとの相性がよく電磁制御化しやすい。Ⅵ；多機能化、小型化しやすい。そのため、油圧システムの圧力制御弁などに多く用いられる<sup>(8)</sup>。特に、高出力、高応答性、高精度を要求される油圧システムは必然的に高圧力を有しており、その性能を実現する圧力制御弁は重要な構成要素のひとつである。ゆえに、圧力制御弁には非常に高い信頼性が要求される。

しかし、図1-2に示したようにポペット弁はばねと圧油の力のバランスで作動し、減衰力も作用しにくい構造のため、ポペットの挙動が不安定化しやすいという問題点<sup>(9)(10)</sup>を併せ持つ。ポペット弁が発振すると、圧力流量制御性能の低下や部品形状の変形・損

傷が発生し、信頼性が著しく低下する。さらに、発生した振動<sup>(11)</sup> <sup>(12)</sup> <sup>(13)</sup>や異音<sup>(14)</sup>は、弁だけでなく油圧回路<sup>(15)</sup>や構造体<sup>(16)</sup>にも悪影響を及ぼすこともある。

このようにポペット弁の振動は油圧機器やシステムの信頼性を著しく損なうため、ポペット弁の設計では弁性能の安定性を考慮することが極めて重要である。このため、ポペット弁の振動発生メカニズムの理解と安定性の評価は、油圧機器の開発において重要な課題のひとつとなっている。

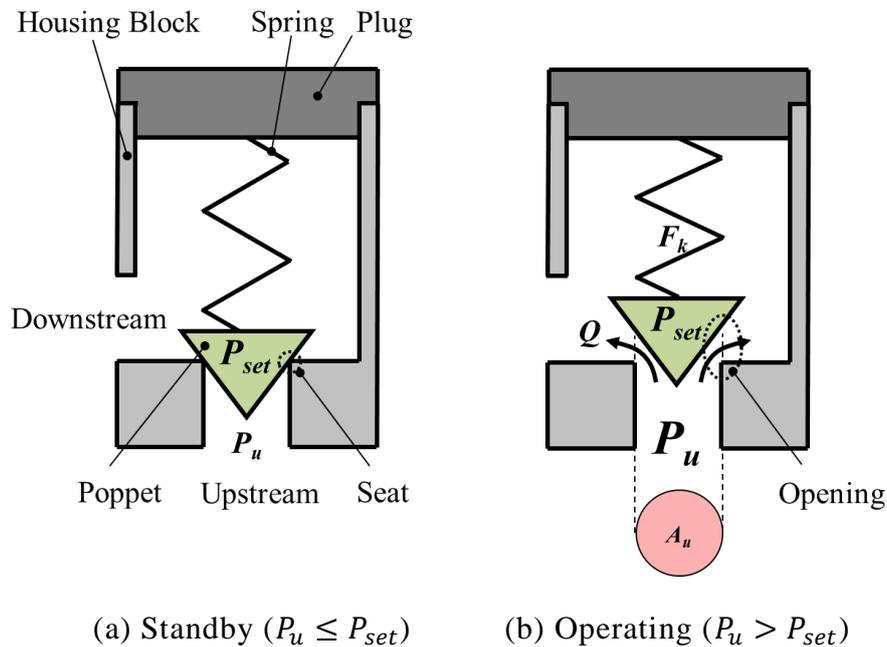


Figure 1-2 Structure and operation of poppet type relief valve

## 1.2 従来研究の概要

前節で述べたようにポペット弁の振動は油圧機器やシステムに大きな影響を及ぼすため、その安定性に関する研究は古くから多くの研究者によって取り組まれてきた。本節では、ポペット弁の振動原因や安定性評価に関する研究を概観し、本研究が意図する背景について説明する。

### 1.2.1. ポペット弁の安定性評価

ポペット弁もしくはそれに類似した弁の安定性に関する初期の研究は、弁単体およびその直近の油室を対象とした検討が主であった。Lutz<sup>(17)</sup>はディーゼルエンジンのポペット形燃料噴射弁を対象に安定化の検討を行い、弁不安定化の原因は弁室における作動油の圧縮性によるものと報じた。同時期にポペット弁と類似点が多い円形弁については、沖の実験的検討<sup>(18)(19)(20)</sup>と鵜沢<sup>(21)</sup>の理論的な説明によって弁自重と流体力とのバランスが不安定化につながることを示されている。

その後、ポペット弁以外の構成要素の影響が注目され、対象とする系の範囲が拡大されていった。Joergensen<sup>(22)</sup>はポペット弁を含む油圧システムを対象に実験と数値計算を用いた基礎的な検討を行い、ポペットの動的安定性に対する作動油の圧縮性、流体慣性、静的流体力、圧力応答遅れなどの多項目の基礎的な影響を明らかにした。Bickel ら<sup>(23)</sup>は、作動油の圧縮性による圧力応答遅れよりも油圧ポンプやモータの運動との連成のほうが弁不安定化の支配的な要因となる場合もあると指摘し、Backé ら<sup>(24)</sup>がそれを理論的に証明している。Funk<sup>(25)</sup>は上流弁室と管路が安定性に及ぼす影響に関する理論的な検討を行い、管路がポペット弁の安定性に及ぼす定性的な影響を示した。この Funk の報告を補完する形で、市川ら<sup>(26)</sup>は安定限界条件の理論的な導出と実験検証を行い、笠井<sup>(27)(28)</sup>は外乱振動数による系の不安定化条件を理論的および実験的に示し、Wandling ら<sup>(29)(30)</sup>は弁室における作動油の圧縮性よりも上下流管路の動特性、ばねの動特性、弁質量などの影響が支配的であることを指摘した。

ポペット弁を含む系全体の特性に起因する不安定化が明らかになってきた一方で、ポペット単体の力学的特性に起因する不安定化の研究もなされていた。流体力は弁開口部を液体が通過する際に生じる力のことで、下流弁室の形状に強い依存性を示す

(31) (32). McCloy ら<sup>(33)</sup>は流出形態の変化に伴う流体力の変化で弁が励振される可能性を指摘した。前田<sup>(34)(35)</sup>は弁体に作用する非定常流体力がポペットの横方向の安定性に影響することを理論的および実験的に証明した。小嶋<sup>(36)</sup>は弁座面上の流れ状態とポペット弁の縦方向自励振動との関連を明らかにした。市川ら<sup>(37)</sup>は弁座面上の圧力変化と弁軸方向の力の関係を理論的および実験的に説明している。また、大島ら<sup>(38)</sup>はポペット弁に作用する非定常流体力を実測し、弁の安定性への詳細な影響を述べた。

ポペット単体の特性と系全体の特性の両観点から研究によってポペット弁の安定性に影響する因子が明らかになると共に、弁安定性評価手法の検討<sup>(39)(40)(41)</sup>も行われていた。しかし、これらの検討のほとんどは線形化手法を基本としており、その精度は定性的な一致こそ得られるものの、定量的な評価を行うまでには至らなかった。そのため、より実条件に近い検討を行うために、数値計算を用いた検討が取り組まれた。

特にポペット弁の動特性に及ぼす影響が大きい配管は、管路特性の数値計算モデル<sup>(42)(43)(44)(45)</sup>の構築が進められると共に多数の研究者によってポペット弁の振動現象との関連性が調査された。Hans<sup>(46)</sup>は配管諸元が弁振動及ぼす影響を詳細に検討し、服部ら<sup>(45)</sup>は複雑な系における弁と油圧配管との連成による自励振動を詳細に再現し、Shorin ら<sup>(47)</sup>は配管諸元次第でポペット弁の自励振動を低減できること示した。さらに、林ら<sup>(48)</sup>や中村ら<sup>(49)</sup>は管摩擦や油の粘性摩擦が弁安定性に与える影響を報じている。

また、林らや王らは線形化手法による安定性検討では大域的挙動の予測は困難であると指摘し<sup>(10)(50)(51)</sup>、配管の影響に加え、圧力流量特性、弁と弁座の衝突などの非線形性に着目した理論的および実験的な検討を行い、ポペット弁回路に発生する硬発振現象<sup>(52)(53)</sup>、カオス的挙動の発生機構<sup>(49)(54)(55)(56)(57)</sup>、弁安定化に対するドレインオリフィスの有効性<sup>(58)</sup>などを示した。さらに林らはこれらの知見が直動型ポペット弁よりも構造が複雑なバランスピストン形リリーフ弁の動特性評価にも応用可能であることを示している<sup>(59)(60)</sup>。

だが、中村らや鷲尾らはポペット弁の動特性には静特性モデルでは説明しきれない現象が存在すること指摘し<sup>(61) (62)</sup>、理論式や実験式を基本とした解析的アプローチでのポペット弁動特性の解明には限界があることを示唆した。

この点に関しては CFD 解析技術<sup>(63)</sup>の発達が解決の糸口となり、多くの研究者が二次元三次元の油路形状におけるポペット弁近傍の非定常流れの影響検討に取り組ん

だ。CFD 解析を用いたポペット弁の研究初期は、変位を固定したポペット弁絞りを対象に検討がなされた。築地は二次元流れ<sup>(64)</sup>を、伊藤らは三次元軸対称流れ<sup>(65)</sup>を対象とした数値シミュレーションを行い流速や圧力分布の詳細を検討した。また、上野ら<sup>(66)</sup>は三次元非定常流れを対象とした検討で内部流動状態と騒音との関係について報じた。築地らはこれらの検討をより深化させ、ポペットの軸方向挙動<sup>(67)</sup>、弁上流の流量脈動<sup>(68)</sup>、ポペットの横方向挙動<sup>(69)</sup>を考慮した数値シミュレーションによってポペット弁流れの複雑な流動状態を明らかにした。佐藤ら<sup>(70)</sup>は CFD 解析と数式モデルとの弱連成解析を行い広範囲の系における動特性の詳細な検討を報告した。渡部ら<sup>(71)</sup>は移動境界法を用いた CFD 解析とポペット運動方程式との連成解析によって弁振動現象の数値シミュレーションを実施し、ポペットの運動方向に対する流体力のヒステリシスの影響を明らかにしている。そして近年では、Takahashi ら<sup>(72)</sup>がポペット弁回路の配管および油圧機器を対象とした大規模な CFD 解析を行い、弁振動と作動油共振との相互作用によって発生した自励振動が油圧システムの騒音の原因であることを示している。

上述したように、数値シミュレーション技術の発達とともに多数の研究者によって検討が行われ、ポペット弁を不安定化する原因とその具体的なメカニズムの大部分が詳細に明らかとなった。これらの研究知見は現在のポペット弁技術の基盤となるものであり、これまでに多くの製品開発の礎となってきた。

### 1.2.2. 残存するポペット弁振動問題

これまでに多くの研究者によってポペット弁の安定性に関する研究がなされ、その原因、発生メカニズム、対策方法が明らかにされてきた。しかしながら、これらの知見を基に開発されたにも関わらず、油圧弁では未だにある種のポペット弁振動が問題となることがある。この弁振動現象は、同形状同構成の弁や油圧システムにおいても弁稼働環境によって振動発生有無に違いがあり、その現象の捉え難さから油圧技術者たちに「幽霊現象」と称されることもある。

ポペット弁振動を誘起する要因は前述したように数多く存在するが、これらは弁形状やシステム構成に依存するものがほとんどで稼働環境に大きく影響を受けるものではない。よって、このポペット弁振動は前述したもの以外の要因が支配的であると考えられる。

この点について、筆者はポペット弁開発工程において自らこの振動問題を経験するなかで、振動現象の高い周囲環境依存性がキャビテーション現象と多く共通することを見出し、キャビテーションの影響がポペット弁振動の原因ではなかろうかとの仮説に至った。

管路内を流れる流体が絞りなどの急激な流路断面積減少部に流入すると、流速の増加とともにベルヌーイの式に従い局所的に静圧が低下する。この時、液体の圧力がその温度によって決まる飽和蒸気圧よりも低くなると液体が蒸発し、気泡が発生する。この現象をキャビテーションと呼ぶ<sup>(73)</sup>。

ポペット弁では開口部がこの急激な流路断面積減少部に該当し、特に大流量もしくは高圧力差を制御する場合は、開口部でのキャビテーションの発生は避けられない。キャビテーションが油圧機器に様々な悪影響を及ぼすことは既知<sup>(74)(75)(76)</sup>であり、ポペット弁も例外ではないため、キャビテーションがポペット弁の安定性に影響を及ぼしている可能性は十分に考えられる。

### 1.2.3. ポペット弁とキャビテーション

前述した通り、未だに問題とされるポペット弁の振動現象はキャビテーション現象が影響している可能性が高い。そこで、ポペット弁とキャビテーションの関係に着目して、これまでに取り組まれた研究を整理する。

キャビテーションがポペット弁の流れ性能へ及ぼす影響の研究の初期段階は実験的な調査が主であった。青山らはポペット弁の弁頂角、弁座面取り部の長さ、上下流圧力、弁流路断面積の変化とキャビテーションとの相関<sup>(77)</sup>およびキャビテーション発生域での推力や弁面の圧力分布<sup>(78)</sup><sup>(79)</sup>を実験的に調査し、さらにキャビテーションが広がり流れ(外向き流れ)<sup>(80)</sup>と狭まり流れ(内向き流れ)<sup>(81)</sup>のポペット弁横振動に及ぼす影響についても検討している。大島らは半割りモデルを用いた可視化実験<sup>(82)</sup>を用いてキャビテーションの状態と弁特性に関する詳細な検討を行い、キャビテーション発生形態と流量特性の関係<sup>(83)</sup>、弁座面取長さの影響<sup>(84)</sup>、弁頂角と油温の影響<sup>(85)</sup>、スラスト特性への影響<sup>(86)</sup>、絞り部とその上下流部などの弁諸元の影響<sup>(87)</sup>などを明らかにした。

以上の研究は、簡素な円錐形ポペット弁を対象に、弁変位を固定し、流れ条件も一定とした場合のキャビテーションの静的な特性を検討したものであったが、これに対し青山ら<sup>(88)</sup><sup>(89)</sup>は時間に対する上下流圧力条件の変化が弁特性、キャビテーション発生消滅時のキャビテーション係数、臨界キャビテーション係数のヒステリシス特性へ与える影響などキャビテーションの動的な特性を実験的に検討した。

また、大島らは弁形状がキャビテーションに与える影響の重要性を指摘し、弁座角と弁頂角が異なる形状<sup>(90)</sup>、ポペット先端部に平面を持つ形状<sup>(91)</sup>、つば付きポペット形状<sup>(92)</sup>、球形ポペット形状<sup>(93)</sup>など数種の弁形状に対して実験的検討を行い、キャビテーションの発生形態や流体力や流量係数などへ与える影響を報じた。

液圧機器内部で発生するキャビテーションは気液二相流かつ高圧力差高流速という複雑な流体構造を有するうえに、キャビテーション気泡の発生消滅により生成される広周波数帯の圧力脈動や数 GPa の衝撃圧<sup>(94)</sup>の存在によって、その実験計測は困難を極めた。しかし、CFD 解析の発達によって数値シミュレーションでの流れ場の検討が可能となると、ポペット弁に対するキャビテーションの影響検討は大きく前進した。

青山ら<sup>(95)</sup>は大島らが実験で明らかにしたつば付きポペット形状のキャビテーション抑制効果<sup>(92)</sup>に関して、半割りモデルを対象とした可視化実験と数値シミュレーションを行

い、流動状態の詳細を明らかにした。さらに、築地ら<sup>(96)</sup>は 3 次元の弁形状を対象に可視化実験と数値シミュレーションを行い、キャビテーション抑制に最適なつば形状とその検討方法を提案した。

Ueno ら<sup>(97)</sup>は 2 次元ポペット弁モデルを対象に可視化実験と数値シミュレーションを行い、キャビテーションと騒音との相関を検討した。Mohammad ら<sup>(98)</sup>は 2 次元ポペット弁モデルを対象にした数値シミュレーションで弁頂角と弁座角の影響を検討し、大島ら<sup>(90)</sup>が報じた結果との定性的な一致を得ている。また、Gao ら<sup>(99)</sup>は 2 次元ポペット弁モデルを対象に、Sandor ら<sup>(100)</sup>は 3 次元ポペット弁モデルを対象に円錐形ポペットの絞り部後方のキャビテーション挙動について報じている。

これらの研究は弁変位を固定した流路モデルを対象に行われ、その内容はポペット弁の静特性に対するキャビテーションの影響を検討したものがほとんどであった。だが、キャビテーションは流れ条件や流路形状によって自身の様相を著しく変化させるため、キャビテーションがポペット弁の動特性へも影響及ぼすことが当然のごとく予想される。

しかし、1.2.1 で述べたように様々な不安定化要因が存在するなかで、実験によってキャビテーションが動特性に与える影響を特定するのは容易ではない。また、キャビテーションが流れ場や油圧機器に及ぼす影響に対する有力な解析技術は未だに構築されておらず数値シミュレーションでの検討にも課題が多い。特に液体の物性値が不明瞭な作動油の流れ場においては、その取り組みすら少ないのが現状である。

そのため、ポペット弁の振動現象とキャビテーションの相互作用に関する研究は、キャビテーションを伴う流れ場におけるポペット弁の横振動現象が 10kHz を超える高周波数の異音を誘発すること実験的に調査した Yi ら<sup>(76)</sup>の報告以外にあまり例が無い。また、弁が不安定化したときに流量や圧力により大きな影響を及ぼすのは弁変位に対する開口面積変化の大きい縦振動であり、筆者が問題としている油圧システムの動作に影響を及ぼすほど過大な振動現象の振動形態は縦振動だと予想される。しかしながら、ポペット弁の縦振動とキャビテーションとの関連性に関する検討はほとんど報告されていない。

### 1.3 本研究の目的

そこで本研究では、実機油圧弁に近い形状のポペット弁を用いて主に縦振動を対象とし、キャビテーションを伴う流れ場におけるポペット弁の振動現象の原因とその発生メカニズムを明らかにすることを目的とする。

具体的には、まず実機油圧弁と同等の機能をもちつつ比較的構造が単純な直動式狭まり流れ形ポペット弁を対象に可視化実験によるポペット弁挙動とキャビテーション発生状態の計測を実施し、キャビテーションを伴う流れ場のみで発生する弁振動現象を実験的に捉える。次に、対象とするポペット弁挙動の数値シミュレーションによって系に存在する複数の弁振動原因を分析し、キャビテーションが原因で発生する弁振動現象の存在を理論的に説明する。それから、可視化実験とともに弁周辺の圧力計測を行い弁挙動、圧力、キャビテーションの相互関係の詳細を分析し、キャビテーションが弁の自励振動を誘起する具体的なメカニズムについて考察する。最後に、計測した可視化データと画像処理を用いて流れ場に存在する気泡の油中体積混入率を簡易的に取得する方法を構築し、得られた気泡体積混入率を数値シミュレーションモデルに適用することでキャビテーションの影響を考慮した弁振動予測手法の一提案を行う。

## 1.4 本論文の構成

本論文は、以上のような研究背景、目的に基づいて行った研究成果を全 6 章にまとめたものである。本論文の構成と各章の内容は、次のとおりである。

第 1 章「序論」では、ポペット弁の安定性評価とキャビテーションの影響に関する従来の研究を概観し、本論文の目的と概要が述べられている。

第 2 章「ポペット弁振動現象の測定」では、直動式狭まり流れ形ポペット弁を対象に各流れ条件(圧力, 流量, 油温)における弁挙動とキャビテーション発生状態を計測し、キャビテーションを伴う流れ場で発生するポペット弁の振動現象の存在を示す実験的な検証がなされている。

第 3 章「振動原因の特定」では、第 2 章の実験で確認された弁振動現象に対してポペット弁の挙動予測に関する既知の理論式に加えて油中へのキャビテーション気泡の混入による見掛けの体積弾性係数の変化を考慮した数値シミュレーションを用いて、キャビテーションを伴う流れ場でのみ発生するポペット弁振動の理論的な検討について述べられている。

第 4 章「弁振動発生メカニズム」では、第 2 章の実験内容に加えて弁周辺の圧力計測を行い、その計測結果から弁変位, 圧力, キャビテーションの相互関係の詳細を分析し、キャビテーションがポペット弁の自励振動を誘起する具体的なメカニズムについて考察を行っている。

第 5 章「弁振動予測法の一提案」では、可視化データに画像処理を施すことで油中のキャビテーション気泡の体積混入率の簡易的な取得方法と、得られた気泡体積混入率を第 3 章にて構築した数値シミュレーションモデルに適用することでキャビテーションの影響を考慮したポペット弁振動予測手法の提案がなされている。

第 6 章「結論」では、研究成果の総括を行っている。

## 第 2 章 ポペット弁振動現象の測定

### 2.1 緒言

本研究で対象とするキャビテーションを伴う流れ場で発生するポペット弁の振動現象は、それと疑わしき振動事例の報告はあるものの、実験計測でその存在を示した報告は筆者の知る限りではまだない。

そこで本章では、直動式狭まり流れ形ポペット弁を対象に各条件(圧力, 流量, 油温)における弁挙動とキャビテーション発生状態を計測し、キャビテーションを伴う流れ場で発生するポペット弁振動現象の存在を示す実験的な検証について述べる。

### 2.2 実験装置と方法

#### 2.2.1. 実験装置

本研究で用いた実験システムを図 2-1 に、計測対象としたポペット弁の概略図および概観写真をそれぞれ図 2-2, 2-3 に示す。装置は可変容量式アキシアルピストンポンプ(ピストン数 9 本, 電動機回転数  $1500 \pm 20$  rpm)(1), 計測対象のポペット弁(2), 弁下流圧調整用の可変絞り弁(3), 作動油タンク(4)で主に構成され, 各機器は油圧用ゴムホース(6)(7)で連結されている。ポペット弁は透明なアクリル樹脂製(PMMA)のブロック(20), 鉄製(S45C)のポペット(21), ばね(22), プラグ(23)で構成されている。

ポペットは、弁挙動とキャビテーションの状態を観察しやすくするために狭まり流れ形とし、ポペットとブロック間の摺動部(24)を長くすることで横振動を防止する構造とした。また、ポペットのガイド(25)によつてばね室(26)と弁座部(27)を遠ざけ、同じく上流圧力が作用する受圧面積(28)を弁座部から遠ざけることで、弁座部で発生するキャビテーションの複雑な圧力変動がポペットの挙動に直接影響を与える<sup>(101)</sup>ことを防止した。弁座はシャープエッジ仕上げとなっており、弁座とポペット間の平行部分は無視できるほど小さいものである。なお、本実験で使用したポペット弁形状の詳細は付録 A に、実験システム構成機器の詳細は付録 B に示す。

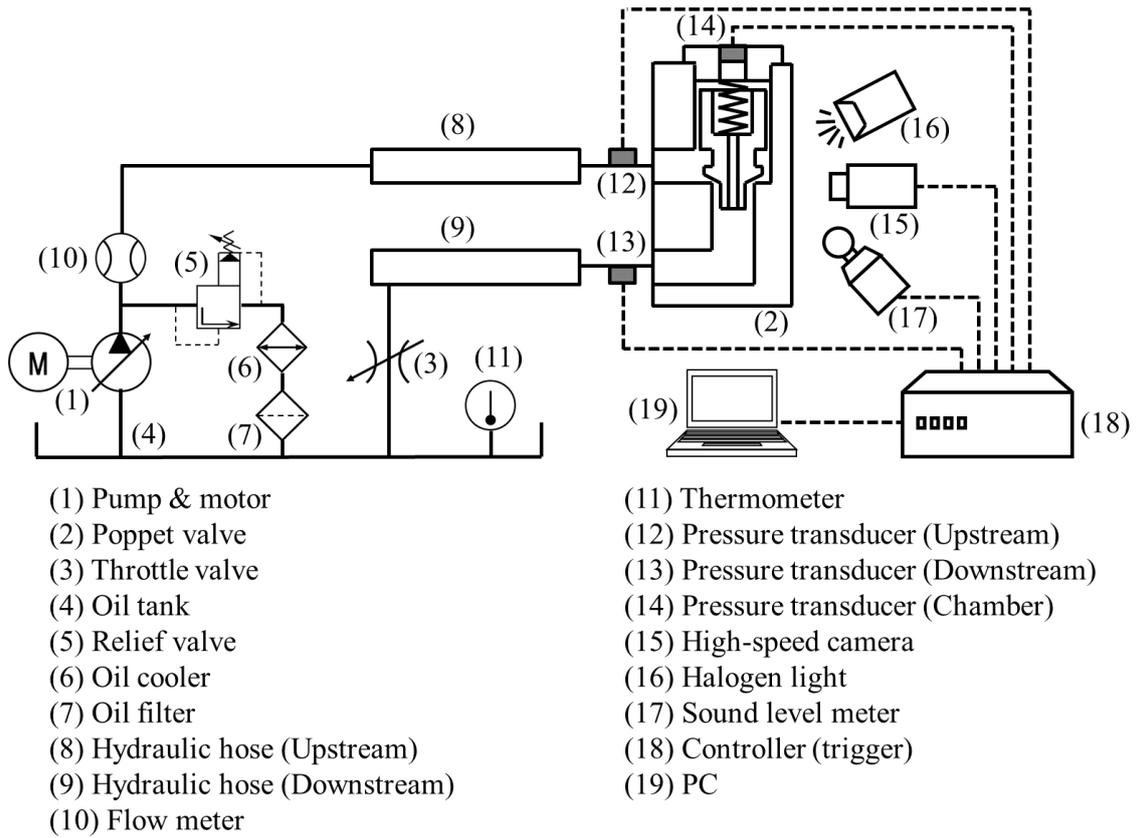


Figure 2-1 Experimental system

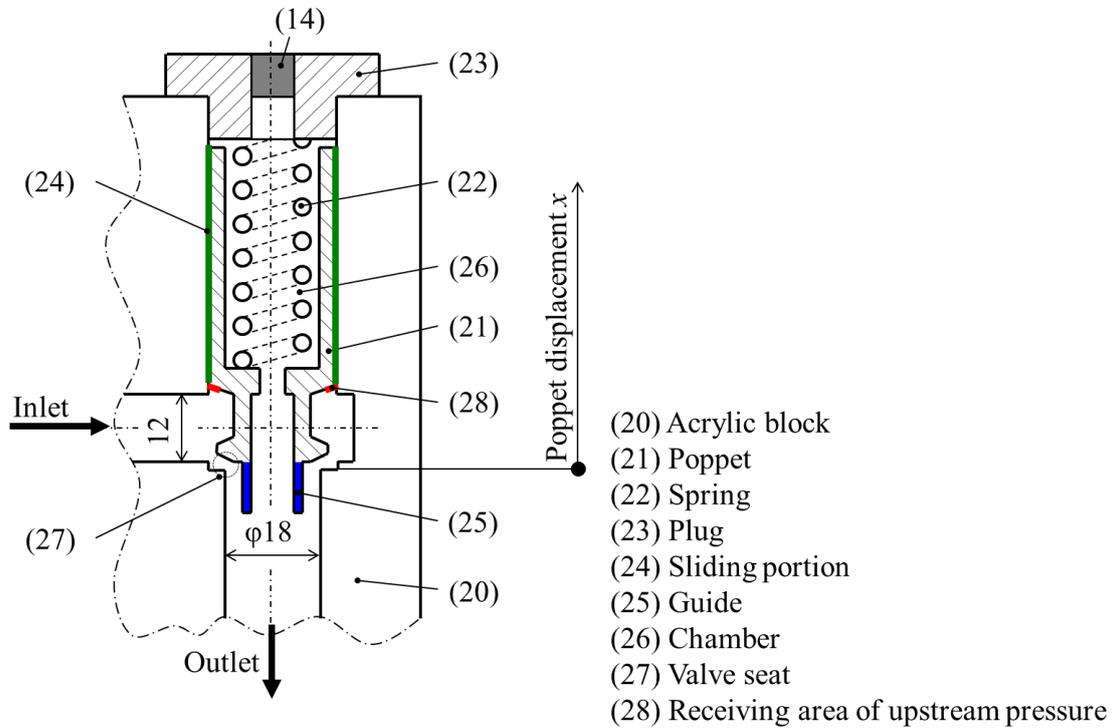


Figure 2-2 Tested poppet valve



Figure 2-3 Photograph of tested poppet valve

### 2.2.2. 計測装置

本実験では圧力、流量、油温、騒音、ポペット弁変位、キャビテーション気泡の計 6 項目の計測を行った。圧力はアクリルブロックの流入部(12)、流出部(13)およびばね室(14)の 3 箇所にて圧力変換器(共和電業株式会社 : PGL-A-5MP)によって、流量はポペット弁上流で歯車式流量計(KRACHT GmbH : VC1)(10)によって、油温は作動油タンクで测温抵抗体(理化工業株式会社 : R-101S)(11)によって計測された。ポペットの挙動は図 2-4 に示すように設置された高速度カメラ(株式会社キーエンス : VW600M)(15)とメタルハライドランプ(株式会社キーエンス : OP-84310)(16)によって計測され、撮影条件はフレームレート 6,000 fps, シャッタースピード 1/16,000 ms であった。また、騒音はポペット弁から約 200 mm の位置に設置された騒音計(リオン株式会社 : NL-14)(17)で計測された。

流量の信号は F/V コンバータ(コリサーチ株式会社 : TDP-3621)を介してアナログ計測ユニット(株式会社キーエンス : NR-HA08)に、圧力の信号はひずみ計測ユニット(株式会社キーエンス : NR-ST04)に、油温の信号は温度計測ユニット(株式会社キーエンス : NR-TH08)にそれぞれ入力され、データロガー(株式会社キーエンス : NR-500)にサンプリング周波数 10 kHz で記録された。騒音の信号はデータレコーダ(リオン株式会社 : DA-20)にサンプリング周波数 3 kHz で記録され、映像はハイスピードマイクロスコープ(株式会社キーエンス : VW-9000)に記録された。データロガー、ハイスピードマイクロスコープ、データレコーダはコントローラ(株式会社キーエンス : KV-5000)(18)に接続されており、圧力、流量、油温、騒音、映像のデータはトリガによって同期計測された。計測データはパーソナルコンピュータ(Acer Incorporated : AS3820T-F52C)に保存された。

ポペット変位は、保存した高速度カメラの映像データを動画編集ソフトウェア(株式会社ペガシス : TMPGEnc plus 2.5)で静止画に分割後、ポペット着座状態の画像と変位取得対象の静止画を写真編集ソフトウェア(Adobe Systems Incorporated: Adobe Photoshop Elements)で合成し、その合成画像から両画像のポペット位置の差分を計測することで取得した。なお、本実験で使用した計測設備の詳細は付録 C に示す。

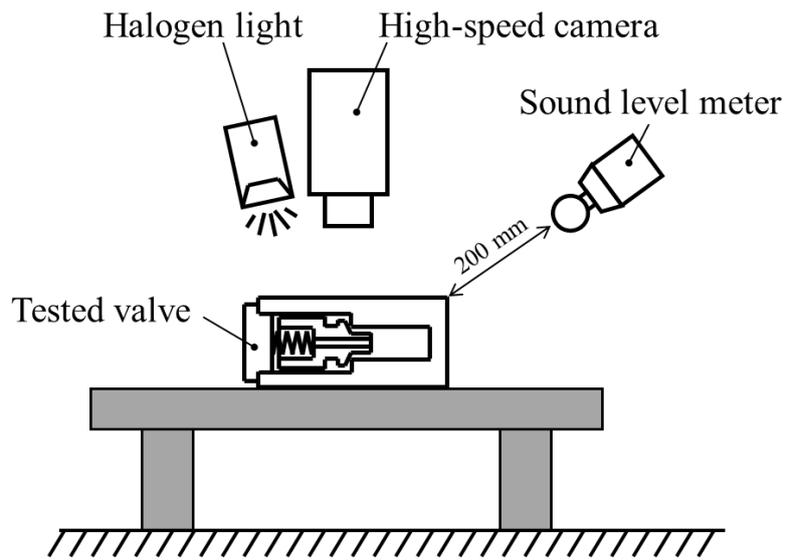


Figure 2-4 Arrangement of measuring equipment

### 2.2.3. 実験条件

表 2-1 に実験条件を示す. 計測対象のポペット弁差圧は $\Delta P_{pv} = 1.75$  MPa に設定され, 供試液体は ISO VG46 相当の油圧作動油(出光興産株式会社 : ダフニーハイドロリックフルイド 46)が用いられた. ポンプ流量は $Q_{pump} = 10, 20, 30, 40, 50, 55 \pm 1.5$  L/min に設定された. ここで, 55 L/min はポンプの最大流量である. 各流量条件において平均下流圧力は $P_{d\_ave} = 0.05, 0.10, 0.50, 1.00 \pm 0.05$  MPa に設定された. なお, 0.05 MPa は可変絞り弁(3)全開口時の圧力であり, 流量に応じて 0 ~ 0.1 MPa の範囲で変化するが, 便宜上, 本報では平均をとり 0.05 MPa と称する. 油温はオイルクーラ(6)に流す冷却水の量を調整することで $T = 30, 40 \pm 2$  °C に設定された. リリーフ弁(5)は計測時に実験条件範囲で作動しない設定圧に設定され流れを遮断しているが, 油温調整時は設定圧が下げられオイルクーラ(6)が設置されている回路に作動油を導いている.

Table 2-1 Experimental conditions

Symbol	Value	Units
$P_{d\_ave}$	0.05, 0.10, 0.50, 1.00 $\pm$ 0.05	MPa(Gauge)
$Q_{pump}$	10, 20, 30, 40, 50 $\pm$ 1.5	L/min
$T$	30, 40 $\pm$ 2	°C
$\Delta P_{pv}(= P_{u\_ave} - P_{d\_ave})$	1.75	MPa
$\nu$	$45.47 \times 10^{-6}$	m <sup>2</sup> /s@40°C
$\rho$	868.9	kg/m <sup>3</sup> @15°C
VI	109	-

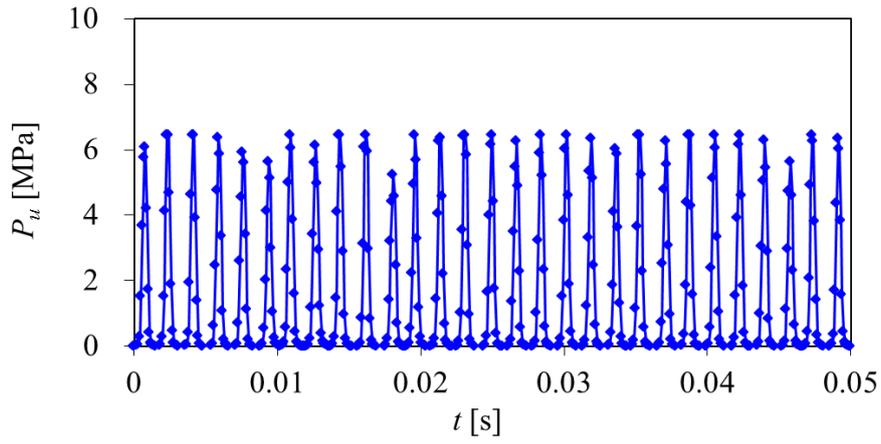
## 2.3 弁振動時の圧力波形

ここでは実験結果から弁振動時の圧力波形について考察する. 図 2-5(a)に条件  $Q_{pump} = 30 \text{ L/min}$ ,  $P_{d\_ave} = 0.05 \text{ MPa}$ ,  $T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$  での時間  $t$  に対する上流圧力  $P_u$  を示す. また,  $P_u$  の圧力波形データに式(2.1)を用いた離散フーリエ変換(DFT)を行い, その結果を周波数  $f$  に対する振幅スペクトル  $S_p$  で図 2-5(b)に示す.

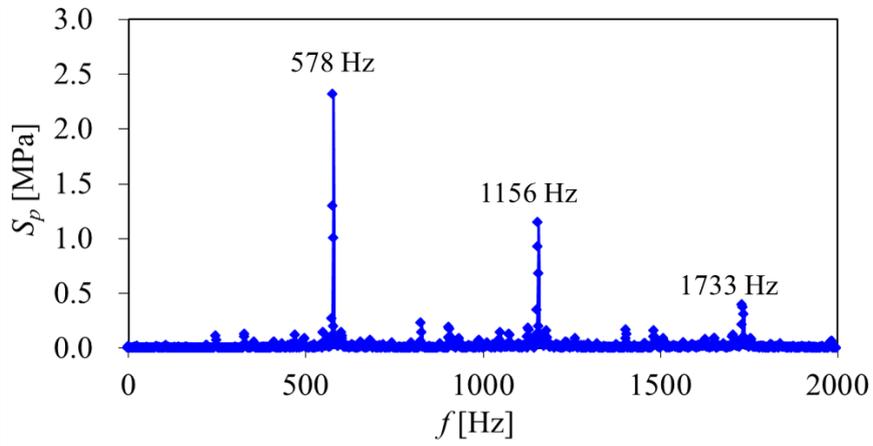
$$w_{o+1} = \sum_{j=0}^{n-1} \omega^{jo} u_{j+1} \dots\dots\dots (2.1)$$

ここで,  $n$  はサンプリングデータ数,  $u$  は DFT の対象となる長さ  $n$  のベクトル,  $w$  は長さ  $n$  のベクトルであり数複素数である.  $\omega$  は 1 の  $n$  乗根となる複素数であり,  $\omega = e^{-2\pi i/n}$  で表される.  $i$  は虚数単位,  $j$  と  $o$  は 0 から  $n-1$  までのインデックスである. この  $w$  の絶対値が振幅スペクトル  $S$  に相当する.

図 2-5(a)から  $P_u$  が楕形の振動波形を示していることがわかる. 1 振動当たりの圧力変動量はポペット弁の設定圧  $P_{set}(= \Delta P_{pv} + P_{d\_ave}) = 1.8 \text{ MPa}$  を上回っており, これはポペット弁性能として許容できない過大な圧力振動が発生していることを示している. また, 図 2.5(b)から 3 つのピークが確認できる. これらは  $S_p$  が最大値となる  $f = 578 \text{ Hz}$  の  $n$  倍の関係にあることから,  $f = 566 \text{ Hz}$  が振動発生源の周波数であり,  $f = 1156, 1733 \text{ Hz}$  の振動はその高調波<sup>(111)</sup>であると判断できる. この  $578 \text{ Hz}$  の周波数は付録 D に示す予備実験で確認したポンプの脈動周波数とも歯車式流量計の周波数とも一致していないことから, これらの脈動が振動の原因ではないことがわかる.



(a) Waveform of upstream pressure



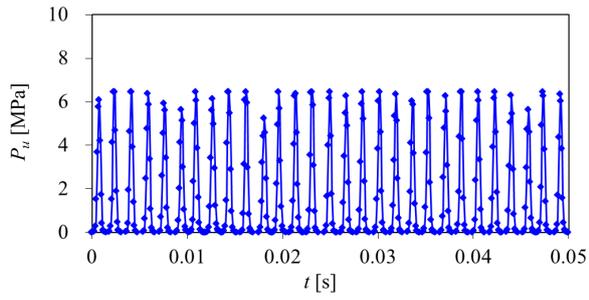
(b) Frequency characteristic of upstream pressure

Figure 2-5 Waveform (a) and frequency characteristic (b) of upstream pressure  $P_u$  for  $Q_{pump} = 30$  L/min,  $P_{d_{ave}} = 0.05$  MPa and  $T = 40$  °C.

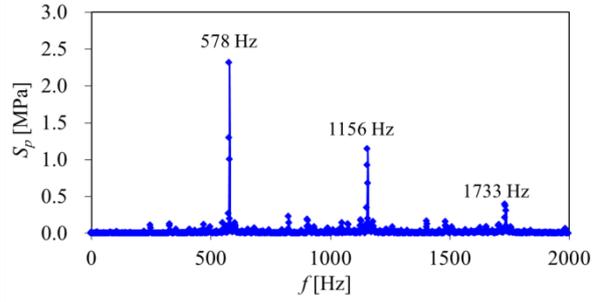
## 2.4 弁振動と騒音の関係

ここではポペット弁の振動現象と騒音との関係について考察する. 条件  $Q_{pump} = 30$  L/min,  $P_{d_{ave}} = 0.05$  MPa,  $T = 40$  °C での, 時間  $t$  に対する上流圧力  $P_u$ , ポペット変位  $x$ , 音圧レベル  $LA$  をそれぞれ図 2-6(a), (c), (e) に示す. また,  $P_u$ ,  $x$ ,  $LA$  の周波数分析結果を周波数  $f$  に対する振幅スペクトル  $S_p$ ,  $S_x$ ,  $S_{LA}$  でそれぞれ図 2-6(b), (d), (f) に示す.

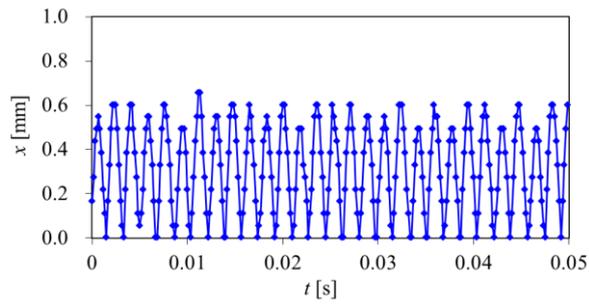
図 2-6 によると  $P_u$ ,  $x$ ,  $LA$  は同じ振動周波数 ( $f \approx 578$  Hz) が支配的であり, これらは弁振動に強い相関があることがわかる. なお,  $Q_{pump}$  や  $P_{d_{ave}}$  を変更して実験を行った場合でも  $P_u$ ,  $x$ ,  $LA$  の関係は保持されることを確認しており, この詳細は付録 E で述べる.



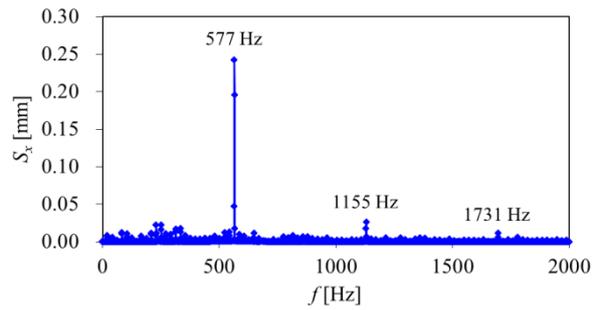
(a) Waveform of  $P_u$



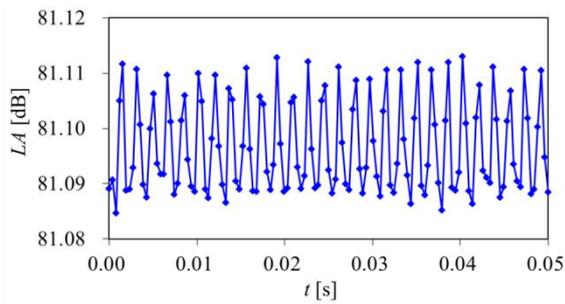
(b) Frequency characteristic of  $P_u$



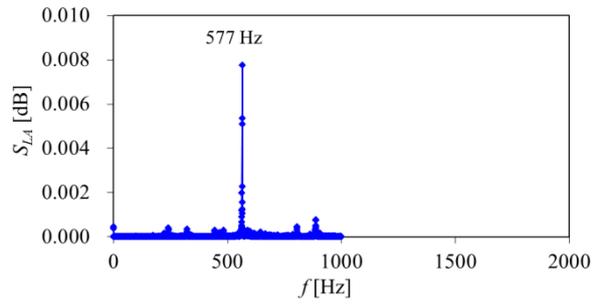
(c) Waveform of  $x$



(d) Frequency characteristic of  $x$



(e) Waveform of  $LA$



(f) Frequency characteristic of  $LA$

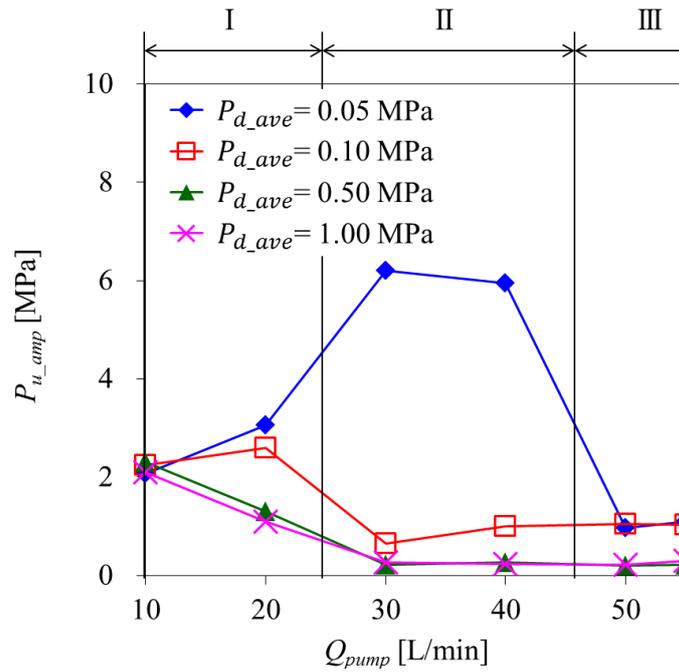
Figure 2-6 Waveform of upstream pressure  $P_u$  (a), poppet displacement  $x$  (c) and sound pressure level  $LA$  (e), frequency characteristic of  $P_u$  (b),  $x$  (d) and  $LA$  (f) for  $Q_{pump} = 30$  L/min,  $P_{d\_ave} = 0.05$  MPa and  $T = 40$  °C.

## 2.5 弁振動と流量, 下流圧力の関係

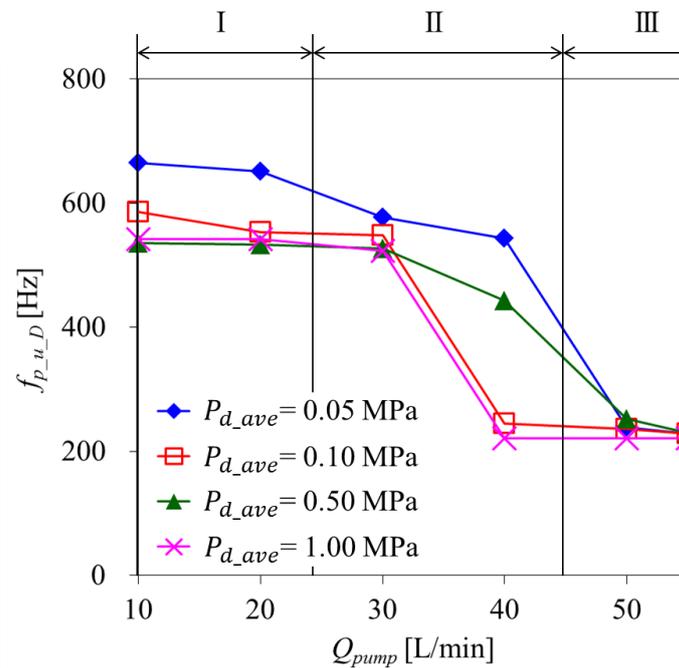
ここではポペット弁の振動現象と流量や下流圧力との関係について考察する. 条件  $Q_{pump} = 10, 20, 30, 40, 50, 55$  L/min,  $P_{d\_ave} = 0.05, 0.10, 0.50, 1.00$  MPa,  $T = 40$  °C での実験結果を  $Q_{pump}$  に対する上流圧力脈動の全振幅  $P_{u\_amp}$  と支配的な周波数  $f_{p\_u\_D}$  をそれぞれ図 2-7(a)と(b)に示す. ここで,  $P_{u\_amp}$  は上流圧力  $P_u$  ( $0 \leq t \leq 1$  s)のうち上位 10 点の平均値  $P_{u\_max\_ave}$  と下位 10 点の平均値  $P_{u\_min\_ave}$  の差であり,  $f_{p\_u\_D}$  は  $P_u$  の周波数分析結果のうち最大振幅スペクトル  $S_{p\_max}$  をとった周波数である.

条件  $P_{d\_ave} = 0.05$  MPa では,  $P_{u\_amp}$  は  $Q_{pump} = 30, 40$  L/min でピークとなり,  $Q_{pump}$  の増加につれて徐々に  $f_{p\_u\_D}$  が 660 Hz から 225 Hz に減少した. 条件  $P_{d\_ave} = 0.10$  MPa では,  $P_{u\_amp}$  は  $Q_{pump}$  の増加につれて徐々に減少し,  $f_{p\_u\_D}$  も  $P_{d\_ave} = 0.05$  MPa の結果と比較するとその数値は全体的に減少した. 条件  $P_{d\_ave} = 0.50, 1.00$  MPa では,  $P_{u\_amp}$  は  $Q_{pump}$  の増加につれて徐々に減少し,  $Q_{pump} = 30 \sim 55$  L/min ではほとんど確認できなくなった. また,  $f_{p\_u\_D}$  は 540 Hz ( $Q_{pump} = 10 \sim 30$  L/min) と 225 Hz ( $Q_{pump} = 40 \sim 55$  L/min) の 2 種類が確認された.

これらの結果から, このポペット弁の振動は, 振動が発生する条件 I,  $P_{d\_ave}$  の値によって振動有無が変化する条件 II, 弁挙動が安定する条件 III の 3 条件で傾向が異なることがわかる.



(a) Amplitude of upstream pressure  $P_{u\_amp}$



(b) Dominant frequency of upstream pressure  $f_{p\_u\_D}$

Figure 2-7 Characteristic of poppet valve vibration; (a) amplitude of upstream pressure  $P_{u\_amp}$  and (b) dominant frequency  $f_{p\_u\_D}$ . Data of  $Q_{pump} = 10, 20, 30, 40, 50, 55$  L/min,  $P_{ave} = 0.05, 0.10, 0.50, 1.00$  MPa and  $T = 40$  °C.

## 2.6 弁振動とキャビテーションの関係

ここではポペット弁の振動現象とキャビテーションとの関係について考察する. 図 2-8 に条件  $Q_{pump} = 30 \text{ L/min}$ ,  $P_{d\_ave} = 0.05 \text{ MPa}$ ,  $T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$  において高速度カメラで撮影された弁座部の画像を示す. 画像の上半分は上流部(高圧部), 下半分は下流部(低圧部)であり, 中心の黒い部分はポペットを, 下流側の白い部分はキャビテーション気泡を示している. さらにこの画像を時系列に並べて図 2-9 に示し, 弁座部近傍の流れ状態の時間的な変化を観察する. なお, 時間  $t$  の範囲は弁振動周波数が  $565 \text{ Hz}$  であること(図 2-6)を受けて, 振動周期よりも大きくなるよう  $t = 0 \sim 14/6000 \text{ s}$  とした.

図 2-9 により弁下流部にキャビテーション気泡が発生していることと, その状態が弁の振動周期内に著しく変化していることがわかる.

この弁振動とキャビテーション気泡との動的な関係についての考察は第 4 章で述べることとし, ここでは画像処理によってキャビテーション気泡の状態を平均化することで両者の静的な関係について考察する. 図 2-10 に条件  $Q_{pump} = 10, 20, 30, 40, 50 \text{ L/min}$ ,  $P_{d\_ave} = 0.05, 0.10, 0.50, 1.00 \text{ MPa}$ ,  $T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$  での実験結果に平均化処理を施した画像を示す. 画像の平均化は, 各画像の明るさをピクセル単位で足し合わせた後, 使用した画像枚数で割ることで行った.

図 2-10 から,  $P_{d\_ave} = 0.05, 0.10 \text{ MPa}$  では下流部にキャビテーション気泡が存在し, その気泡量が  $Q_{pump}$  とともに増えていることが定性的に見て取れる.  $P_{d\_ave} = 0.50, 1.00 \text{ MPa}$  では下流部に白色部分がほとんど存在せず, キャビテーションが発生していないことがわかる.

さらに図 2-7 と図 2-10 によって, 弁下流のキャビテーションの発生状態に関係なく条件 I では弁が振動し, 条件 III では弁が安定していること, 条件 I と条件 III の間に位置する条件 II ではキャビテーションの発生状態によって弁の安定不安定に違いがでることがわかる. これは, このポペット弁には安定もしくは不安定な領域が存在し, 両者の境界がキャビテーションの影響を受けて変化していることを示している.

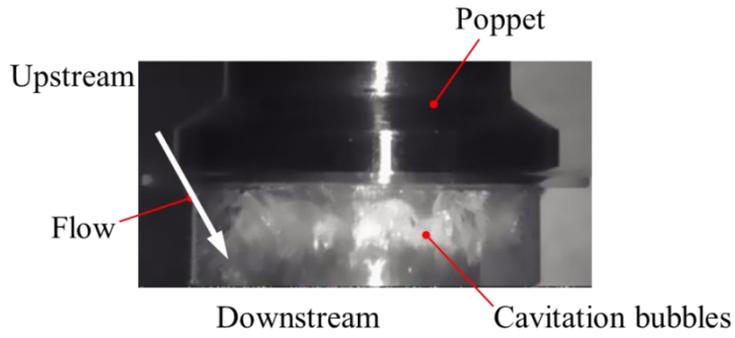


Figure 2-8 Image taken by high-speed camera at  $Q_{pump} = 30$  L/min,  $P_{d_{ave}} = 0.05$  MPa and  $T = 40$  °C.

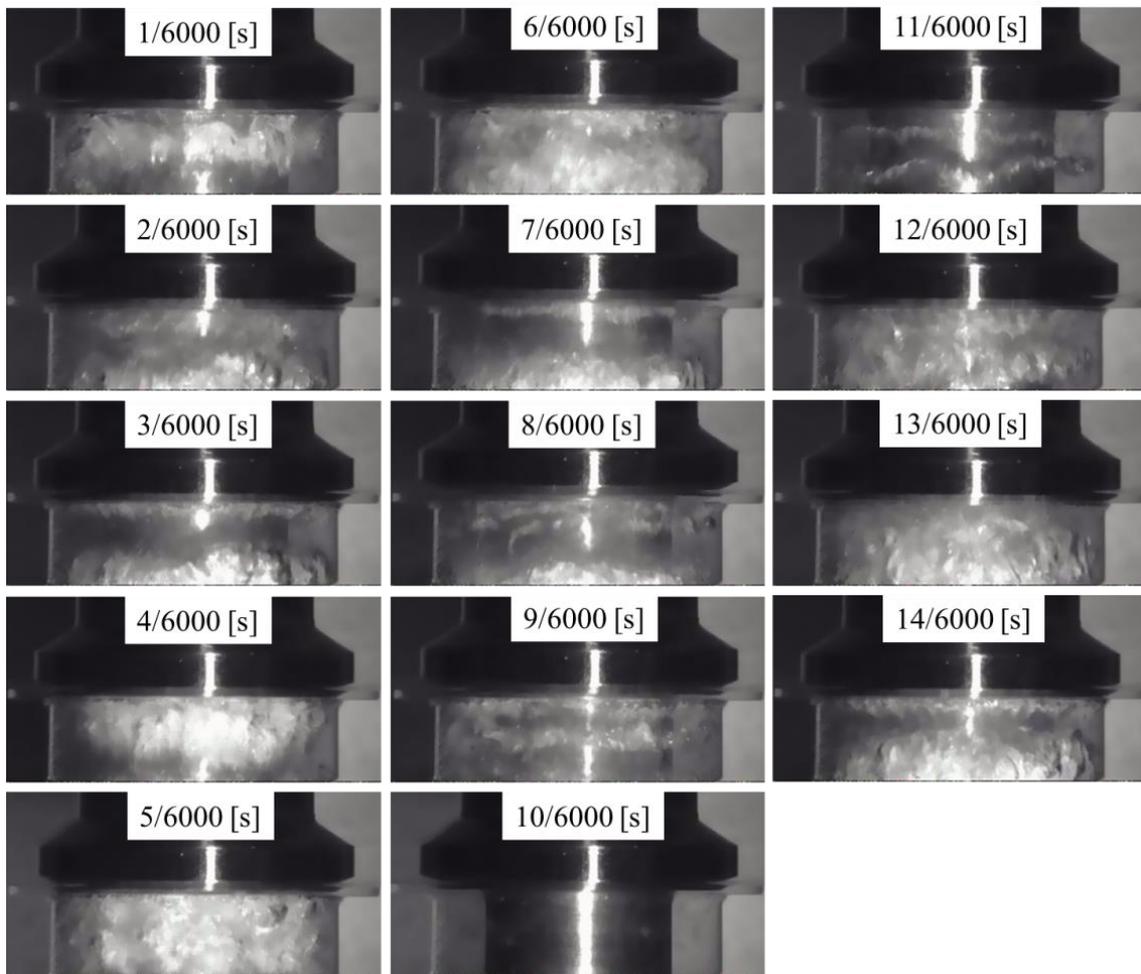


Figure 2-9 Transient state of cavitation at  $Q_{pump} = 30$  L/min,  $P_{d_{ave}} = 0.05$  MPa and  $T = 40$  °C.

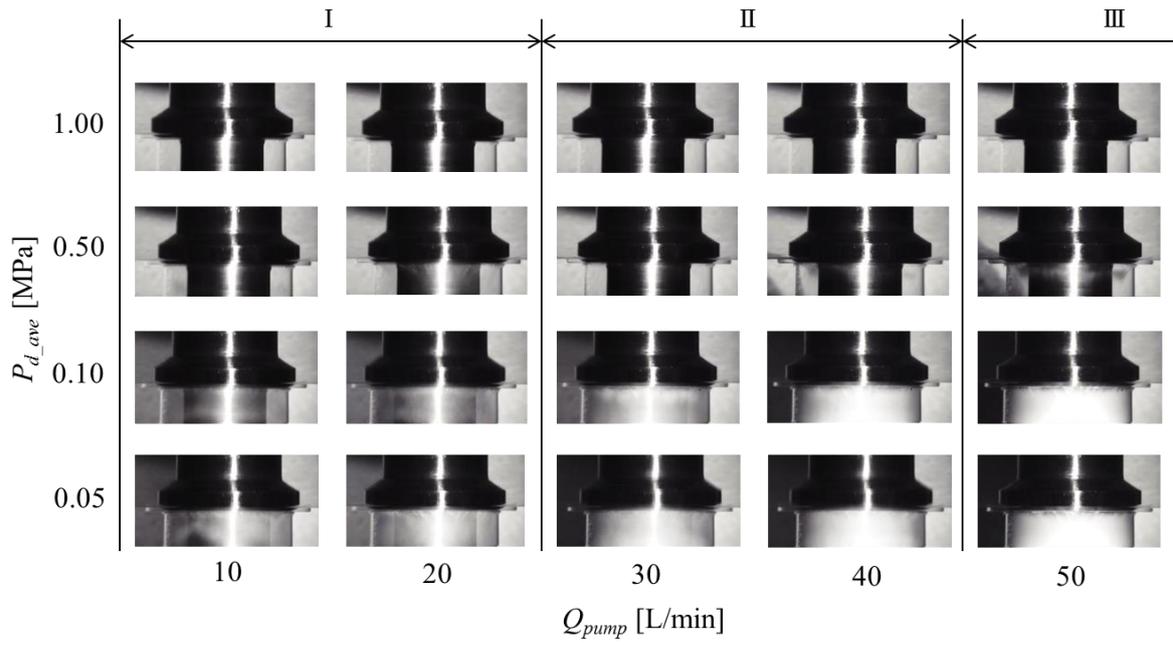


Figure 2-10 Static state of cavitation at  $Q_{pump} = 10, 20, 30, 40, 50$  L/min,  $P_{d\_ave} = 0.05, 0.10, 0.50, 1.00$  MPa and  $T = 40$  °C.

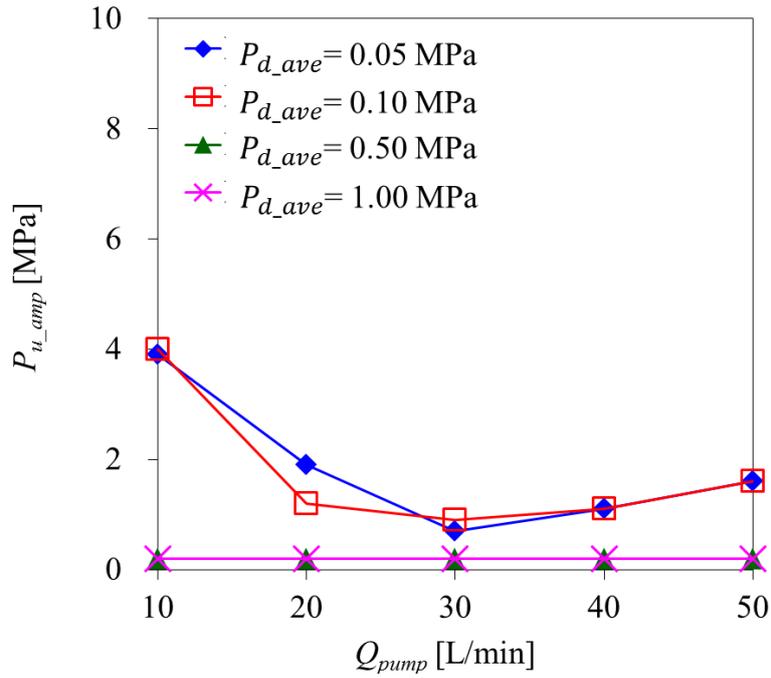
## 2.7 弁振動と油温の関係

ここではポペット弁の振動現象と油温との関係について考察する。2.6 節のポペット弁の安定領域がキャビテーションの影響を受けて変化するという実験的知見を受け、キャビテーション現象に強い相関を持つ油温<sup>(102)</sup>が弁振動に及ぼす影響を調査した。なお、油温の影響調査には作動油が使用される温度条件(油圧作業機械が対象の場合、 $T = -40 \sim 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$  程度)を対象に網羅的に調査されることが望ましいが、本実験では可視化実験装置の耐熱性能と調整可能な温度の制限により、実験条件を $T = 30, 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$  の2種類とした。

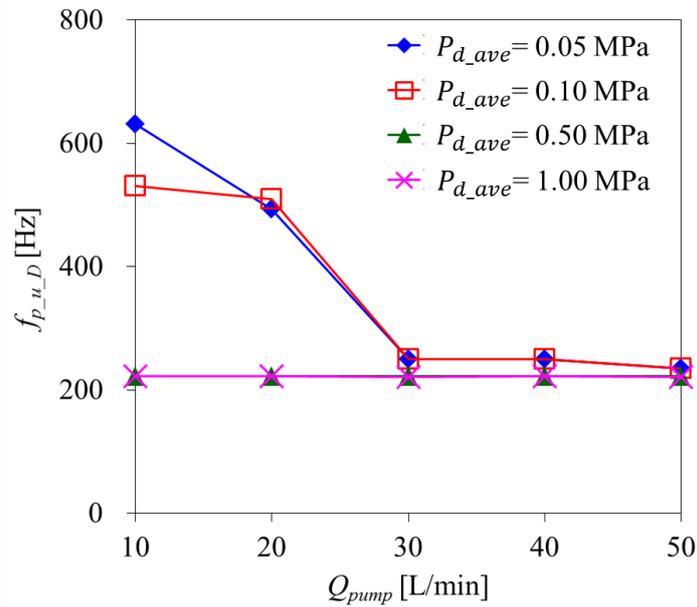
条件 $Q_{pump} = 10, 20, 30, 40, 50 \text{ L/min}$ ,  $P_{d_{ave}} = 0.05, 0.10, 0.50, 1.00 \text{ MPa}$ ,  $T = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$  での実験結果を $Q_{pump}$ に対する上流圧力脈動の全振幅 $P_{u_{amp}}$ と支配的な周波数 $f_{p_{u_D}}$ をそれぞれ図 2-11(a)と(b)に示す。また、各条件におけるキャビテーションの状態を平均化画像で図 2-12 に示す。

$P_{d_{ave}} = 0.05, 0.10 \text{ MPa}$  では $Q_{pump}$ の増加に伴い $P_{u_{amp}}$ および $f_{p_{u_D}}$ が減少し、 $P_{d_{ave}} = 0.50, 1.00 \text{ MPa}$  では $P_{u_{amp}}$ および $f_{p_{u_D}}$ がほぼ一定の値をとった。この結果を図 2-6と比較すると、 $Q_{pump} = 20 \sim 40 \text{ L/min}$ ,  $P_{d_{ave}} = 0.05 \text{ MPa}$ ,  $T = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$ で確認された振動が $T = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$ では発生しておらず、弁振動の特性が変化していることがわかる。さらに、各条件でのキャビテーション気泡量も図 2-10 に比べて全体的に減少していることがわかる。

これらの結果は、実験点数が少ないため限定的ではあるものの、キャビテーションの影響によってポペット弁の安定領域に変化が生じ、特定の条件下でのみ発生するポペット弁振動が存在することを裏付けているといえる。



(a) Amplitude of upstream pressure  $P_{u\_amp}$



(b) Dominant frequency of upstream pressure  $f_{p\_u\_D}$

Figure 2-11 Characteristic of poppet valve vibration; (a) amplitude of upstream pressure  $P_{u\_amp}$  and (b) dominant frequency  $f_{p\_u\_D}$ . Data of  $Q_{pump} = 10, 20, 30, 40, 50$  L/min,  $P_{ave} = 0.05, 0.10, 0.50, 1.00$  MPa and  $T = 30$  °C.

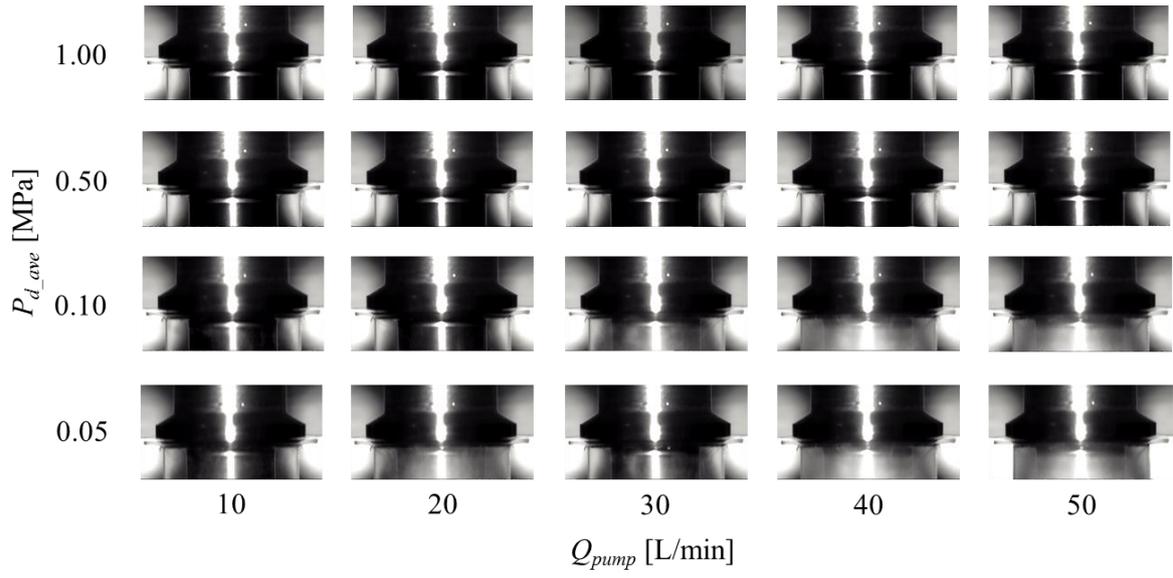


Figure 2-12 Static state of cavitation at  $Q_{pump} = 10, 20, 30, 40, 50$  L/min,  $P_{d\_ave} = 0.05, 0.10, 0.50, 1.00$  MPa and  $T = 30$  °C.

## 2.8 結言

本章では、直動式狭まり流れ形ポペット弁を対象に各条件(圧力, 流量, 油温)における弁挙動とキャビテーション発生状態を計測し, キャビテーションを伴う流れ場で発生するポペット弁の振動現象の存在を示す実験的な検証を行い, 以下の知見を得た.

(1) ポペット弁は, 実験条件において圧力制御機能を維持できないほどの過大な振動の発生が確認され, その振動周波数はポンプや流量計の脈動周波数とは一致しないものであった.

(2) 弁振動時の圧力脈動, ポペット変位, 騒音の周波数は全ての実験条件でほぼ一致しており, これら 3 要素と弁振動は強い相関を持つ.

(3) このポペット弁の振動は, 流量や下流圧力に対して弁の振動が発生する条件と弁挙動が安定する条件に加えて平均下流圧力の値によって振動有無が変化する条件を持つ.

(4) 平均下流圧力の値によって振動有無が変化する条件は, キャビテーションの発生状態と弁の安定不安定に相関がある.

(5) 油温の変化に伴いキャビテーション発生状態が変化すると, ポペット弁の振動特性も大きく変化する.

(6) (1) ~ (5)の知見によって, キャビテーションの影響によってポペット弁の安定領域に変化が生じ, キャビテーションを伴う流れ場のみで発生するポペット弁振動の存在が実験的に明らかとなった.

# 第3章 振動原因の特定

## 3.1 緒言

第2章でポペット弁のキャビテーションを伴う流れ場でのみ発生する弁振動現象を実験的に確認した。しかし、実験では弁形状や条件が限定的であるため、確認された振動現象が一般的なものであるとは明言できない。

そこで本章では、第2章の実験で確認された弁振動現象に対してポペット弁の挙動予測に関する既知の理論式に加えて油中へのキャビテーション気泡の混入による見掛けの体積弾性係数の変化を考慮した数値シミュレーションを用いて、キャビテーションを伴う流れ場でのみ発生するポペット弁振動の理論的な検討について述べる。

## 3.2 数値計算手法

### 3.2.1. 基礎計算式

本研究で数値シミュレーションの対象とする系は図3-1に示すように、ポンプ、上流ホース、上流弁室、ポペット弁、下流弁室、下流ホース、可変絞り弁、作動油タンクで構成され、実験装置と同様の構成をとっている。

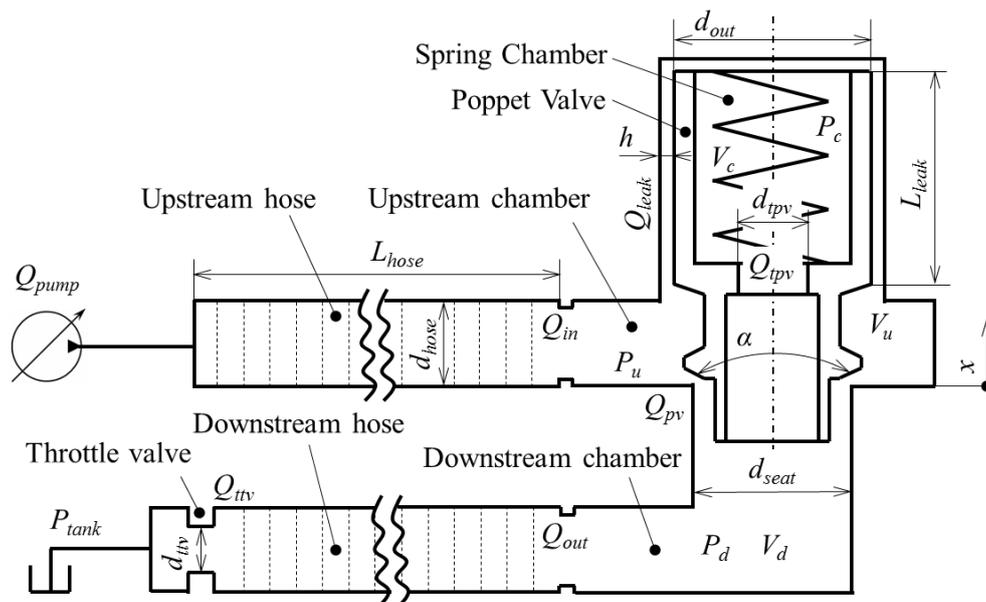


Figure 3-1 Simulation model

以下にこの系の動的挙動の基礎導出式を記す.

本研究では計算式の未知数を極力減らしてモデル化を行うためにポペット弁に作用すると考えられる力のうち, ポペットに作用する重力による力, ポペットがブロックの挿入部に対して偏心もしくは傾きを持つ場合に発生する摩擦力, 流体の流量変化に起因する動的流体力, さらに流体が流れ込むことでポペット弁側面に働く動圧による押し付け力などは考慮しないこととした. なお, 下記の導出式は特に参考文献の表記がない場合, 油空圧便覧<sup>(103)</sup>や機械設計便覧<sup>(104)</sup>に記載された式を参考に行っている.

ポペット弁の運動方程式は式(3.1)で与えられる,

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = F_p + F_k + F_{ff} + F_r \dots\dots\dots (3.1)$$

ここで,  $m$ はポペットの質量,  $t$ は時間,  $x$ はポペットの変位である. ポペットに作用する圧力による力 $F_p$ , ばね力 $F_k$ , 静的流体力 $F_{ff}$ , ポペットとブロック間で発生する粘性抵抗力 $F_r$ はそれぞれ式(3.2), (3.3), (3.4), (3.5)で与えられる,

$$F_p = \frac{\pi}{4}(d_{out}^2 - d_{seat}^2)P_u + \frac{\pi}{4}(d_{seat}^2 - d_{tpv}^2)P_d - \frac{\pi}{4}(d_{out}^2 - d_{tpv}^2)P_c \dots\dots\dots (3.2)$$

$$F_k = -k(x + x_i) \dots\dots\dots (3.3)$$

$$F_{ff} = -\rho Q_{pv} \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \sqrt{\frac{2|P_u - P_d|}{\rho}} \dots\dots\dots (3.4)$$

$$F_r = -\pi\rho\nu \frac{d_{out}L_{leak}}{h} \frac{dx}{dt} \dots\dots\dots (3.5)$$

ここで,  $d_{out}$ はポペット摺動部の外径,  $d_{seat}$ は弁座直径,  $d_{tpv}$ はポペットに設けられた絞りの直径,  $P_u$ は上流弁室の圧力,  $P_d$ は下流弁室の圧力,  $P_c$ はばね室の圧力,  $k$ はばね定数,  $x$ はポペット変位,  $x_i$ はばねの初期縮み量,  $\rho$ は作動油の密度,  $\alpha$ はポペットの開き角,  $\nu$ は作動油の動粘度,  $L_{leak}$ はポペットとブロック間の摺動部長さ,  $h$ はポペットとブロック間の隙間高さである. ポペット弁開口部の流量 $Q_{pv}$ は式(3.6)で与えられる,

$$Q_{pv} = \text{sgn}(P_u - P_d) \times \pi C_{pv} d_{seat} x \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \sqrt{\frac{2|P_u - P_d|}{\rho}} \dots\dots\dots (3.6)$$

ここで、 $C_{pv}$ はポペット弁の流量係数である。流量係数は絞り部などの流れに発生する様々な損失を集中定数に落とし込んだものであり、理論計算による算出が困難である<sup>(105)</sup>。本研究では、 $C_{pv}$ を付録 F に示す予備実験から得た値を近似することで式(3.7)のように表した。

$$C_{pv} \approx \begin{cases} 12.2x & (0 \leq x < 0.05 \text{ mm}) \\ 0.0918 \log_e(x) + 0.885 & (0.05 \leq x < 0.4 \text{ mm}) \\ 0.8 & (0.4 \leq x \text{ mm}) \end{cases} \dots\dots\dots (3.7)$$

上流弁室とばね室の連続の式は式(3.8), (3.9)で与えられる,

$$\frac{dP_u}{dt} = \left(\frac{K_l}{V_u}\right) (Q_{in} - Q_{pv}) \dots\dots\dots (3.8)$$

$$\frac{dP_c}{dt} = \left\{ \frac{K_l}{V_c - \frac{\pi}{4}(d_{out}^2 - d_{tpv}^2)x} \right\} \left\{ \frac{\pi}{4}(d_{out}^2 - d_{tpv}^2) \frac{dx}{dt} + Q_{leak} - Q_{tpv} \right\} \dots\dots\dots (3.9)$$

ここで、 $K_l$ は作動油の体積弾性係数、 $V_u$ は上流弁室の容積、 $Q_{in}$ は上流弁室への流入流量、 $V_c$ はばね室の容積である。なお、下流弁室の連続の式も式(3.8)を用いて得られる。ポペットとブロック間の隙間からの漏れ流量 $Q_{leak}$ は、流れを $h \ll d_{out}$ の関係にある環状すきま流れと仮定し、式(3.10)で与えられる。

$$Q_{leak} = \frac{\pi d_{out} h^3}{12 \rho \nu L_{leak}} (P_u - P_c) \dots\dots\dots (3.10)$$

ポペット弁に設けられた絞りの通過流量 $Q_{tpv}$ は絞りをオリフィス絞りと仮定して式(3.11)で与えられる,

$$Q_{tpv} = \text{sgn}(P_c - P_d) \times \frac{\pi C_t d_{tpv}^2}{4} \sqrt{\frac{2|P_c - P_d|}{\rho}} \dots\dots\dots (3.11)$$

ここで、 $C_t$ はオリフィス絞りの流量係数である。なお、可変絞り弁の通過流量 $Q_{ttv}$ も式(3.11)を用いて算出した。また、図 2-6 からも確認できるように本研究で対象としているポペット弁振動ではポペットと弁座との衝突が起きている。そこで衝突直前の弁速度を $(dx/dt)^-$ 、衝突直後のポペット速度を $(dx/dt)^+$ として式(3.12)を定義する、

$$\left(\frac{dx}{dt}\right)^+ = -e_r \left(\frac{dx}{dt}\right)^- \dots\dots\dots (3.12)$$

ここで、 $e_r$ は反発係数である。

### 3.2.2. 管路モデル

本報では、油圧ホースにおける管路損失や圧力伝播速度による応答遅れを考慮するために図 3-1 に示すように管路を単位管路に分割し、単位管路ごとに作動油の連続の式と運動の式を用いて集中定数系モデルを構築した。以下に管路動特性の導出式を記す。

管路内における作動油の連続の式は式(3.13)で与えられる、

$$\left(\frac{\pi d_{hose}^2}{4K_{eff1}}\right) \frac{dp}{dt} \approx \frac{q_{in}-q_{out}}{l} \dots\dots\dots(3.13)$$

ここで、 $d_{hose}$ は管路直径、 $p$ は単位管路内の圧力、 $q_{in}$ は単位管路への流入流量、 $q_{out}$ は単位管路からの流出流量、 $l$ は単位管路長さである。管材が油圧ホースのようにゴム材の場合、配管の圧力伝播特性の算出には管材の粘弾性特性<sup>(45)</sup>を考慮するのが一般的である。しかし、実験に用いた油圧ホースの材料特性が入手困難であったため、本研究では式(3.14)で与えられる鋼管肉厚補正式による等価体積弾性係数 $K_{eff1}$ を代用して簡易的に計算を行った。

$$K_{eff1} = \frac{eEK_l}{eE+K_l d_{hose}} \dots\dots\dots(3.14)$$

ここで、 $E$ は管材の縦弾性係数、 $e$ はホースの肉厚であり、 $t \ll d_{hose}$ と定義する。管路内における作動油の運動の式は式(3.15)で与えられる、

$$\left(\frac{4\rho}{\pi d_{hose}^2}\right) \frac{dq}{dt} + p_{loss} \approx \frac{p_{in}-p_{out}}{l} \dots\dots\dots(3.15)$$

ここで、 $q$ は単位管路間の流量、 $p_{in}$ は単位管路の入口圧力、 $p_{out}$ は単位管路の出口圧力である。層流状態での単位管路の圧力損失 $p_{loss}$ は式(3.16)および式(3.17)で近似される<sup>(44)</sup>、

$$p_{loss} \approx \frac{32\rho v}{d_{hose}^2} \left( \frac{4q}{\pi d_{hose}^2} + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n y_i \right) \dots\dots\dots(3.16)$$

$$\frac{dy_i}{dt} = -\frac{4n_i v}{d_{hose}^2} y_i + \frac{4m_i}{\pi d_{hose}^2} \frac{dq}{dt} \dots\dots\dots(3.17)$$

ここで、式(3.16)の第 1 項は定常損失項、第 2 項は非定常損失項である。  $y_i$  は中間変数、  $m_i$  と  $n_i$  は重み関数の近似係数であり、文献(44)を参考にした値を用いる(表 3-1)。

Table 3-1 Approximation coefficient

$i$	$m_i$	$n_i$
1	1.0	26.3744
2	1.16725	72.8033
3	2.20064	187.424
4	3.92861	536.626
5	6.78788	1570.60
6	11.6761	4618.13
7	20.0612	13601.1
8	34.4541	40082.5
9	59.1642	118153
10	101.590	348316

### 3.2.3. 体積弾性係数

一般的な油圧システムの数値シミュレーションでは作動油の体積弾性係数に定数が用いられるが、図 2-10 が示すように弁下流部は作動油にキャビテーション気泡が混入した状態になる。気泡が混入すると作動油の体積弾性係数が大きく変化するため<sup>(106)(107)</sup>、本報では式(3.18)で与えられる気泡が混入した作動油の見掛けの体積弾性係数 $K_{eff2}$ <sup>(108)</sup>を弁下流部、ばね室、下流ホースに適用し、その影響を考慮する、

$$K_{eff2} = \frac{K_l K_g}{K_g + X(K_l - K_g)} \dots \dots \dots (3.18)$$

ここで、 $K_g$ は混入気泡中の気体を考慮した体積弾性係数であり、 $K_g = \gamma P_{abs}$ で表される。 $\gamma$ は比熱比、 $P_{abs}$ は絶対圧である。なお、本研究では気泡中の気体が空気と同程度の物性を有していると仮定し、 $\gamma = 1.4$ とした。 $X$ は $P_{abs}$ における作動油中の気泡(気体)の体積混入率であり、式(3.19)で与えられる、

$$X = \frac{K_l X_{atm} (K_g - P)}{K_g (1 - X_{atm}) (K_l - P) + K_l X_{atm} (K_g - P)} \dots \dots \dots (3.19)$$

ここで、 $P$ はゲージ圧、 $X_{atm}$ 大気圧における気泡体積混入率である。

参考として、式(3.18)によって算出される $P_{abs}$ に対する $K_{eff2}$ を図 3-2 に示す。図 3-2 から $X_{atm}$ が増加すると $P_{abs}$ の低下に対する $K_{eff2}$ の減少傾向が大きくなっていることがわかる。

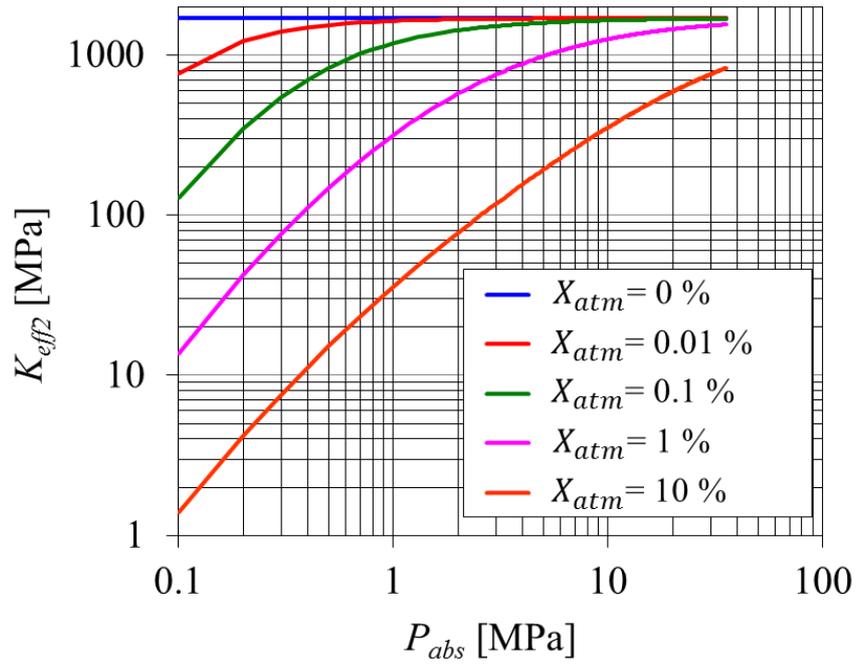


Figure 3-2 Effective bulk modulus of the oil containing bubbles

### 3.2.4. 計算条件

数値シミュレーションモデルは MATLAB Simulink(The MathWorks, Inc.)を用いて構築され, 式(3.1) ~ (3.19)はルンゲ・クッタ(Runge-Kutta)法によって計算された. 計算に用いられた系諸元や計算条件は実験装置や実験条件に準じており, 系諸元の詳細は付録 G に計算条件の詳細を表 3-2 に記す. 平均下流圧力 $P_{d\_ave}$ の設定は実験と同様に可変絞り弁の直径 $d_{ttv}$ の値を変更することで行った. また大気圧における作動油の気泡体積混入率 $X_{atm}$ は 0, 0.01, 0.1, 1 %の 4 段階で設定した. また本研究の全ての計算はステップタイム $\Delta t = 1 \times 10^{-6}$  s で行われた.

Table 3-2 Calculation conditions

Symbol	Value	Units
$P_{d\_ave}$	0.05 ± 0.05, 1.00	MPa(Gauge)
$Q_{pump}$	10, 20, 30, 40, 50, 55	L/min
$T$	40 ± 2	°C
$X_{atm}$	0, 0.01, 0.1, 1	%
$\Delta t$	$1 \times 10^{-6}$	s

### 3.3 予測困難な振動現象

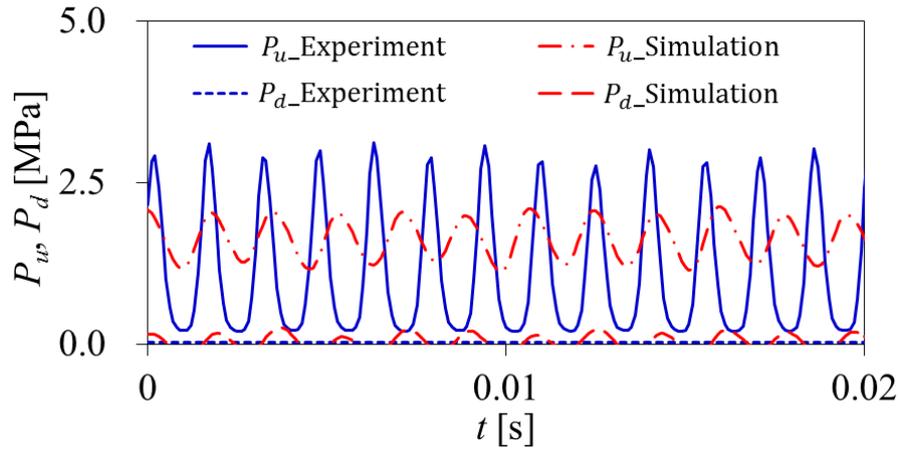
ポペット弁の安定性に影響する要素は第 2 章の実験で判明したキャビテーションの影響以外にも複数存在<sup>(17)(24)(25)(36)(52)</sup>する。これらの要素とキャビテーションの影響とを分離するために、まず気泡の影響を考慮しない状態(大気圧における気泡体積混入率  $X_{atm} = 0\%$ )で数値シミュレーションを行い、その結果を実験結果と比較した。

図 3-3(a), (b)は流量  $Q_{pump} = 20$  L/min, 平均下流圧力  $P_{d,ave} = 0.05, 1.00$  MPa の条件での実験および計算結果の上下流圧力  $P_u, P_d$  を比較したものである。実験結果ではキャビテーションが発生する条件  $P_{d,ave} = 0.05$  MPa と発生しない条件  $P_{d,ave} = 1.00$  MPa では両者の結果が大きく異なった。さらに実験と計算の結果を比較すると  $P_{d,ave} = 1.00$  MPa では両者の波形が概ね一致したが、 $P_{d,ave} = 0.05$  MPa では波形が大きく異なった。

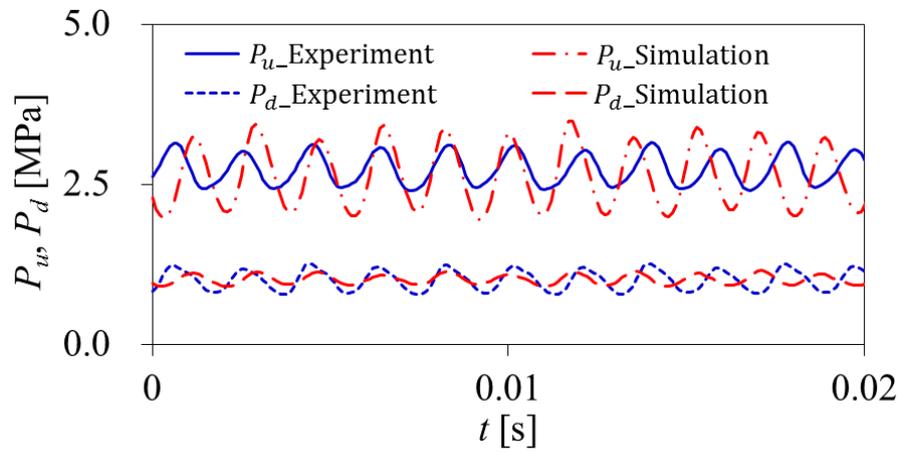
図 3-4(a), (b)は実験および計算結果を  $Q_{pump}$  に対する上流圧力の全振幅  $P_{u,amp}$  と支配的な周波数  $f_{p,u,D}$  で示し、比較したものである。条件  $P_{d,ave} = 1.00$  MPa では  $Q_{pump}$  に対する  $P_{u,amp}$  と  $f_{p,u,D}$  の傾向も実験値と計算値がほぼ一致したが、条件  $P_{d,ave} = 0.05$  MPa では  $Q_{pump} = 20 \sim 40$  L/min で実験値と計算値が大きく異なった。

このうち条件  $P_{d,ave} = 1.00$  MPa で発生した振動は、付録 H に示す予備解析で管路の圧力伝播特性を考慮しなければシミュレーションで予測できないことが確認されている。よって、この振動は Funk が報じている管路の圧力伝播遅れに起因するポペット弁の自励振動<sup>(25)</sup>であると判断でき、それはこの数値シミュレーションで予測できているといえる。

これらの結果から、図 2-7 の実験結果で確認された 3 条件のうち、弁が安定する条件 I やキャビテーションの有無に関係なく振動が発生した条件 III に関しては、管路の圧力伝播特性を考慮した数値シミュレーションによって気泡の影響を考慮せずとも弁挙動を予測することができるが、キャビテーションの有無によって弁の安定性が変化する条件 II では弁挙動を予測できないことがわかる。これは、キャビテーションを伴う流れ場のみに発生する振動現象の存在が理論的に示されたことを意味する。

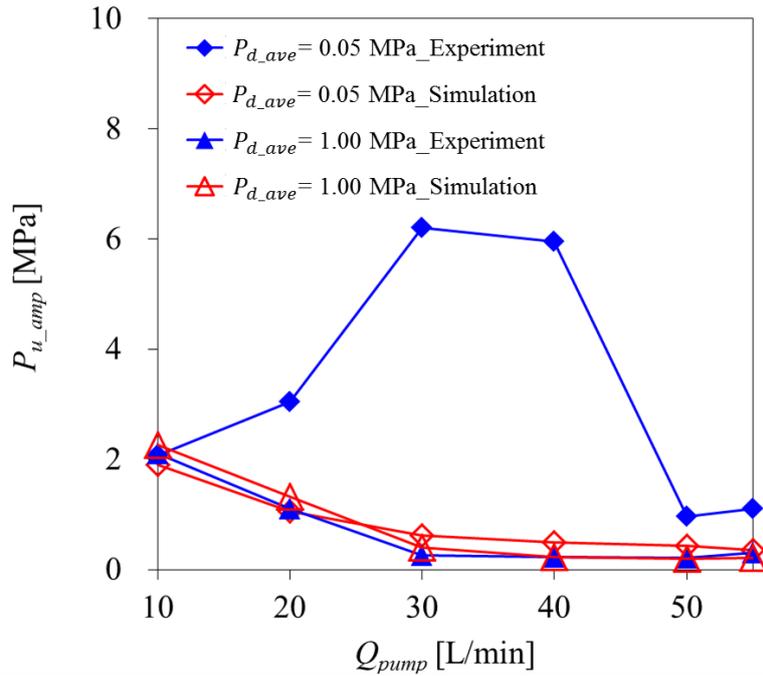


(a)  $P_{d\_ave} = 0.05$  MPa

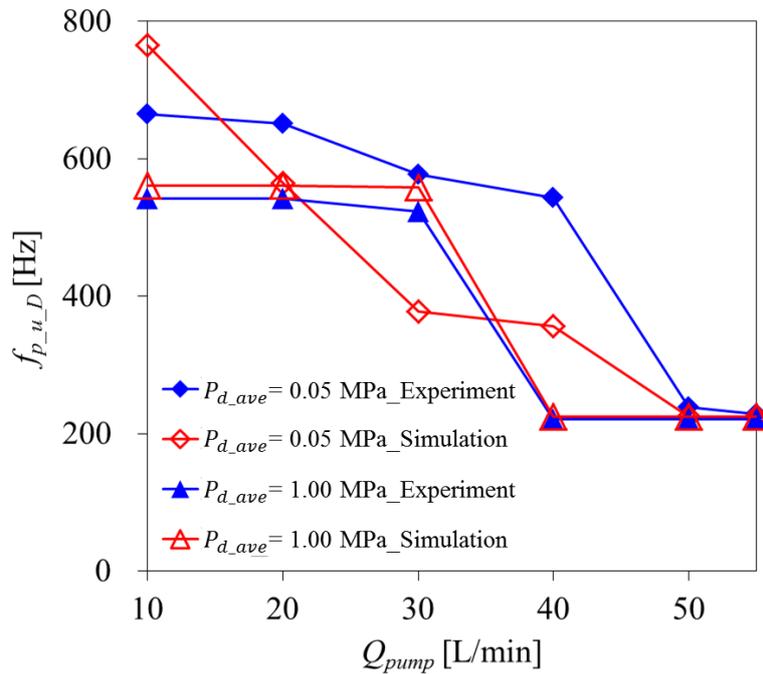


(b)  $P_{d\_ave} = 1.00$  MPa

Figure 3-3 Waveform of upstream pressure  $P_u$  and downstream pressure  $P_d$  of experimental and simulation results;  $P_{d\_ave} = 0.05$  MPa (a) and  $P_{d\_ave} = 1.00$  MPa (b). Data of  $Q_{pump} = 20$  L/min and  $T = 40$  °C.



(a) Amplitude of upstream pressure  $P_{u\_amp}$



(b) Dominant frequency of upstream pressure  $f_{p\_u\_D}$

Figure 3-4 Comparison of experimental and simulation results; amplitude of upstream pressure  $P_{u\_amp}$  (a) and dominant frequency  $f_{p\_u\_D}$  (b). Data of  $Q_{pump} = 10, 20, 30, 40, 50, 55$  L/min,  $P_{ave} = 0.05, 1.00$  MPa.

### 3.4 気泡混入率の影響

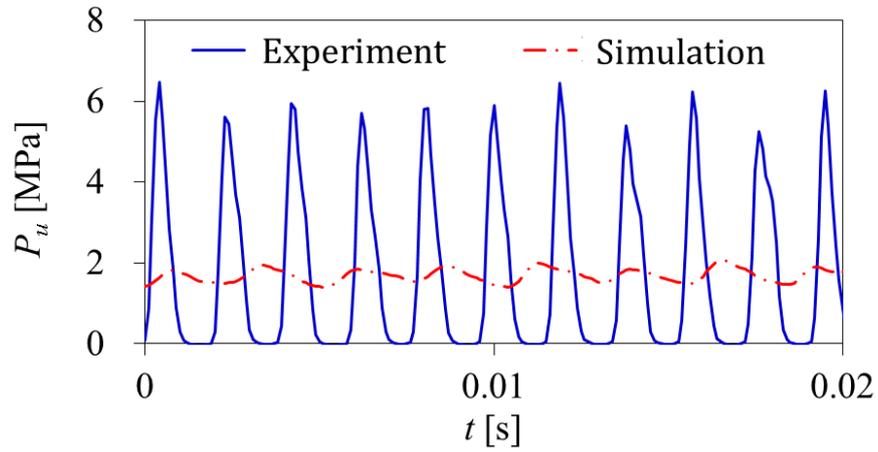
ここでは、前節にて確認されたキャビテーションが発生する条件(平均下流圧力  $P_{d\_ave} = 0.05$  MPa)でのみ発生する弁の振動現象を対象にキャビテーションの具体的な影響について調査する。

弁挙動に与えるキャビテーションの影響を調査するため、図 2-10 で多量のキャビテーション気泡が確認された下流弁室、ばね室、下流ホースの体積弾性係数に、作動油への気泡混入を仮定した場合の見掛けの体積弾性係数  $K_{eff2}$  を設定し計算を行った。

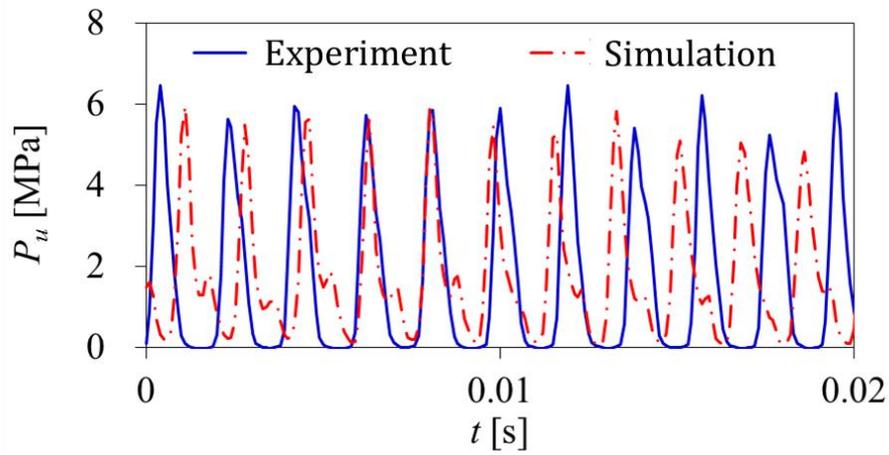
図 3-5(a), (b)は流量  $Q_{pump} = 30$  L/min, 平均下流圧力  $P_{d\_ave} = 0.05$  MPa, 大気圧における作動油の気泡体積混入率  $X_{atm} = 0, 0.1$  %の条件での計算結果の上流圧力  $P_u$  を実験結果と比較したものである。  $X_{atm} = 0$  %では実験と計算結果が大きく異なったが、  $X_{atm} = 0.1$  %では計算結果の波形が楕形の波形を示しており、実験結果と近い波形を示した。

図 3-6(a), (b)は、  $X_{atm} = 0, 0.01, 0.1, 1$  %の条件で計算を行った結果を流量  $Q_{pump}$  に対する上流圧力の全振幅  $P_{u\_amp}$  と支配的な周波数  $f_{p\_u\_D}$  で示し、実験結果と比較したものである。  $X_{atm}$  を考慮すると  $P_{u\_amp}$  は増加する傾向を示し、その傾向は  $X_{atm}$  の増加に伴い強くなった。さらに気泡混入を考慮した条件  $X_{atm} = 0.01, 0.1, 1$  %では、気泡混入を考慮していない条件  $X_{atm} = 0$  %で再現することが出来なかった流量条件においても、実験値と近い値をとる場合を得た。  $f_{p\_u\_D}$  についても  $X_{atm}$  を考慮すると、  $X_{atm} = 0$  %の条件よりも  $Q_{pump}$  に対する傾向が実験結果と似た傾向となった。

これらの結果から、気泡体積混入率を考慮した見掛けの体積弾性係数を導入することで、気泡体積混入率に応じて弁挙動が不安定となる条件が拡大し、気泡を考慮しない場合では予測できなかった弁の振動を予測可能だということが判明した。また、図 2-10 で確認できるように流量によってキャビテーション気泡の発生量は変化する。つまり、この変化に応じた気泡体積混入率を考慮することで気泡の影響による振動を高い精度で再現することが可能であるといえる。

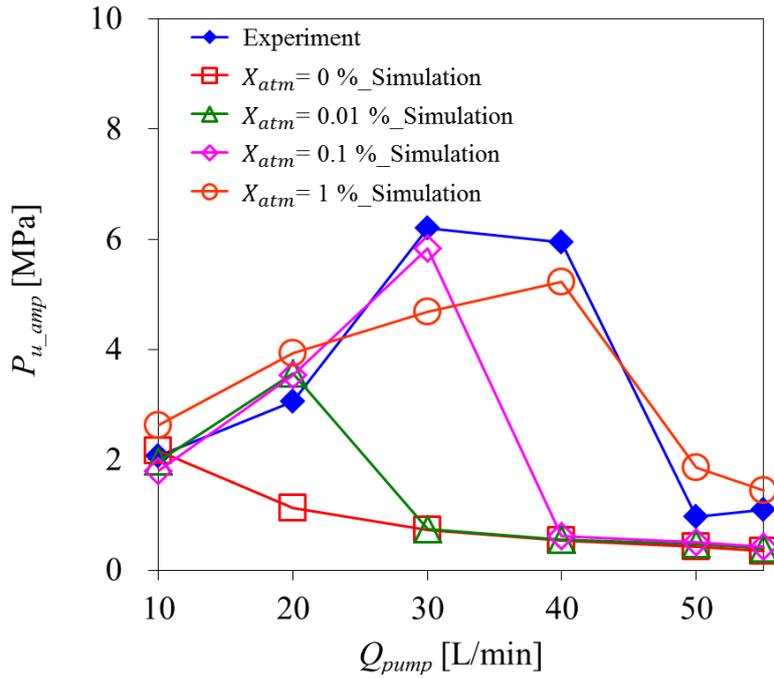


(a)  $X_{atm} = 0\%$

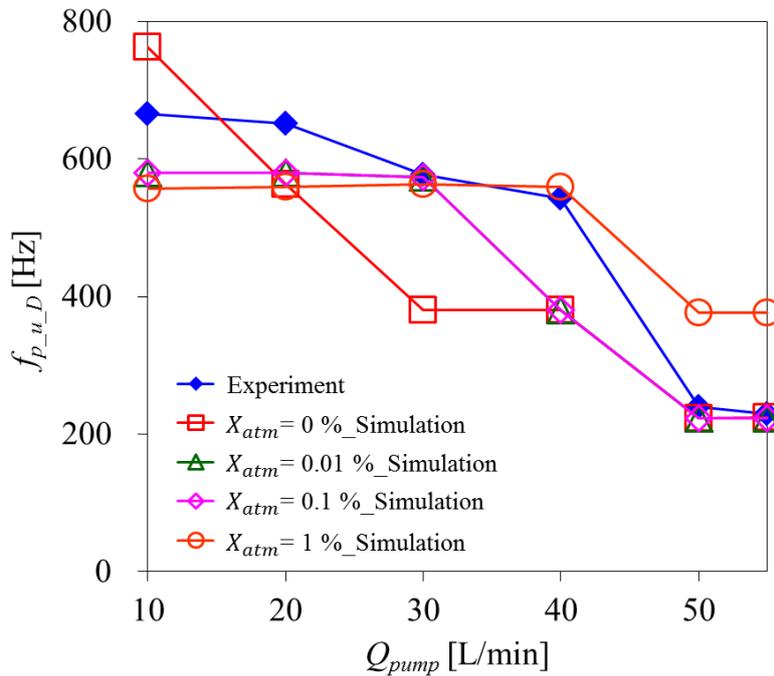


(b)  $X_{atm} = 0.1\%$

Figure 3-5 Waveform of upstream pressure  $P_u$  of experimental and simulation results;  $X_{atm} = 0\%$  (a) and  $X_{atm} = 0.1\%$  (b). Data of  $Q_{pump} = 30$  L/min, and  $P_{d_{ave}} = 0.05$  MPa.



(a) Amplitude of upstream pressure  $P_{u\_amp}$



(b) Dominant frequency of upstream pressure  $f_{p\_u\_D}$

Figure 3-6 Comparison of experimental and simulation results; amplitude of upstream pressure  $P_{u\_amp}$  (a) and dominant frequency  $f_{p\_u\_D}$  (b). Data of  $Q_{pump} = 10, 20, 30, 40, 50, 55$  L/min,  $P_{ave} = 0.05$  MPa and  $X_{atm} = 0, 0.01, 0.1, 1\%$ .

### 3.5 結言

本章では、第2章の実験で確認された弁振動現象に対してポペット弁の挙動予測に関する既知の理論式に加えて、油中へのキャビテーション気泡の混入による見掛けの体積弾性係数の変化を考慮した数値シミュレーションを用いて、キャビテーションを伴う流れ場でのみ発生するポペット弁振動の理論的な検討を行い、以下の知見を得た。

(1) ポペット弁の挙動予測に関する既知の理論式を用いてポペット弁の運動、作動油の圧縮性、管路の影響などを考慮した数値シミュレーションにより、流れ場が液体のみの状態となる条件ではポペット弁の挙動を再現することが可能である。しかし、ポペット弁下流部にキャビテーションが発生している流れ条件において発生したポペット弁の振動現象は、これらの要素を考慮するだけでは予測できない。

(2) キャビテーションが発生している状態で発生するポペット弁振動現象は、作動油中へのキャビテーション気泡の混入を仮定した見掛けの体積弾性係数を導入することで数値シミュレーションによって予測可能である。

(3) (1)および(2)から、ポペット弁の振動原因はポペット弁単体構造、周辺機器、管路、作動油などの既知の要因の影響だけでなく、キャビテーションもまた主要因の一つであることが理論的に明らかとなった。

## 第 4 章 弁振動発生メカニズムの考察

### 4.1 緒言

第 3 章で気泡の混入による作動油の見掛けの体積弾性係数の変化を仮定することで、数値シミュレーションでキャビテーションを伴う流れ場における弁振動を予測できることが明らかとなった。この知見は複雑なキャビテーションの影響を体積弾性係数で近似することで 1 次元の数値シミュレーションで弁挙動が予測可能となる点で工学的に有用である。しかし、流れ場の詳細な状態やキャビテーションが弁振動を引き起こす具体的なメカニズムはまだ明らかになっていない。

そこで、本章では第 2 章の実験に加えて弁座直近の圧力計測を行い、その計測結果から弁変位、圧力、キャビテーションの相互関係の詳細を分析し、キャビテーションがポペット弁の自励振動を誘起する具体的なメカニズムについて考察する。

### 4.2 実験装置と方法

本章の実験で用いた実験システムの基本的な構成は図 2-1 と同様であるが、図 4-1 に示すようにポペット弁の弁座付近の上流圧力 $P_{u2}$ と下流圧力 $P_{d2}$ を計測するために圧力変換器(FISO Technologies Inc. : FOP-M-BA)を弁座から上流側および下流側へ 2.5mm の位置に設置した。

圧力の信号は圧力計測専用モジュール(FISO Technologies Inc. : FPI-HS)に入力され、パーソナルコンピュータ(Acer Incorporated : AS3820T-F52C)に記録および保存された。なお、本実験で使用した実験設備および計測設備の詳細は付録 B, C に示す。

表 4-1 に実験条件を示す。なお、表 4-1 に示す項目以外は第 2 章の実験条件と同じである。

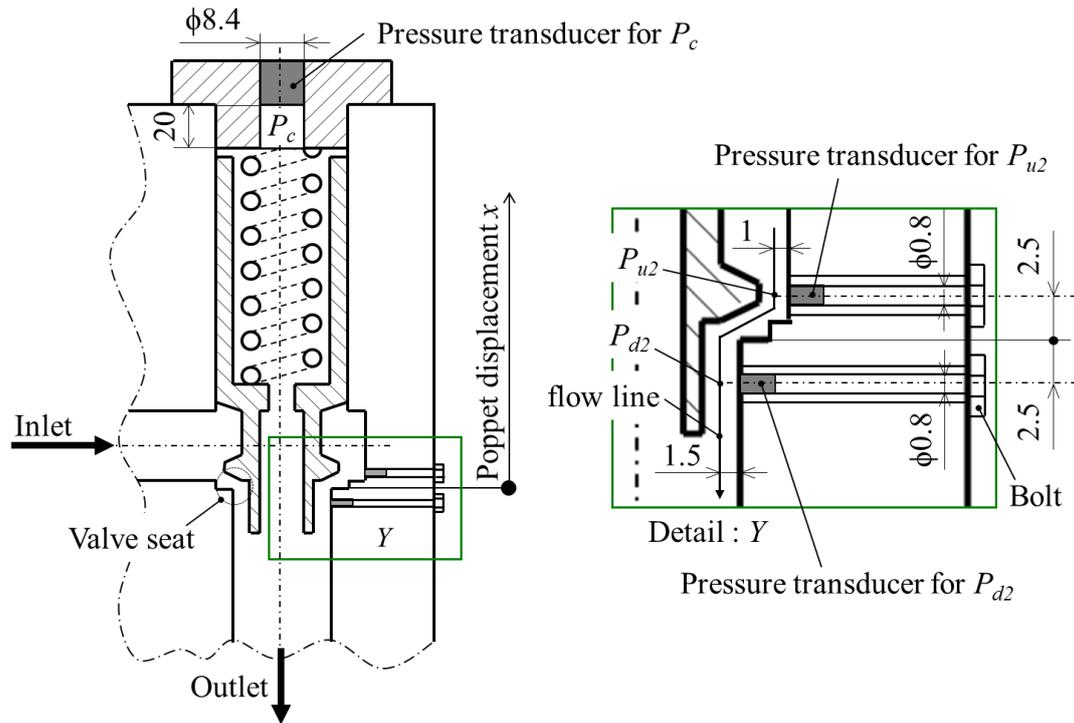


Figure 4-1 Tested poppet valve

Table 4-1 Experimental conditions

Symbol	Value	Units
$P_{d\_ave}$	$0.05 \pm 0.05$	MPa(Gauge)
$Q_{pump}$	10, 20, 30, 40, $50 \pm 1.5$	L/min
$T$	30, $40 \pm 2$	°C

### 4.3 弁下流部の流れ状態

ここでは、キャビテーションを伴う流れ場におけるポペット弁振動が発生しているときの下流部の流れ状態を観察する。図 4-2 にポンプ流量 $Q_{pump} = 10 \text{ L/min}$ 、油温 $T = 30 \text{ }^\circ\text{C}$  の条件で撮影した高速度カメラの画像を示す。画像中央の黒い部分はポペットを、ポペット弁下流部の白い部分はキャビテーション気泡を、赤い矢印は作動油の流れ方向を示す。枠 A および B で囲まれた部分は観察もしくは画像処理のための抽出領域を示す。図 4-3 に条件 $Q_{pump} = 10 \text{ L/min}$ 、 $T = 30 \text{ }^\circ\text{C}$  における高速度カメラ画像を時系列に並べて表示する。なお、図 4-3 の画像は図 4-2 の枠 A で示した部分を拡大して表示したものである。また、画像中の表示される数字は各画像における時間 $t$ を意味する。

図 4-3 から弁下流部の流れ状態を考察する。 $t = 2/6000 \text{ s}$  で弁座付近からキャビテーション気泡が発生し、 $t = 3/6000 \text{ s}$  で弁座部からキャビテーション気泡が放出された後、気泡群を形成した。キャビテーション気泡は円形の弁座部からほぼ均等に発生しており、これによって形成された気泡群もポペットを取り囲むように環状を有している。その後、 $t = 3/6000 \sim 9/6000 \text{ s}$  にかけてこの環状の気泡群は下流側へと放出された。さらに、 $t = 10/6000 \text{ s}$  では気泡が下流部の弁座付近にほとんど存在していないタイミングがある。

また、 $t = 3/6000 \text{ s}$  の画像の円で囲まれた部分の気泡の動きに着目すると、 $t = 3/6000 \sim 5/6000 \text{ s}$  にかけて環状気泡群の外側を気泡が下流側から弁座に向けて逆流し、 $t = 6/6000 \sim 7/6000 \text{ s}$  で気泡の流れ方向が変わり、再び下流側へと流れていることがわかる。このことはポペット弁の下流部には渦流れが存在し、キャビテーション気泡がこの渦に巻き込まれることによって環状の気泡群が形成されていることを意味している。

これらの結果から、キャビテーションを伴う弁振動が発生しているとき、その下流部ではキャビテーション気泡の発生と消滅が起こっている。また、キャビテーション気泡群を巻き込んだ環状の渦が形成され、その渦は下流部へ放出されていることがわかった。なお、この下流部で発生する環状渦の放出は弁振動時のみに発生する特有の現象であることを付録 I に記す予備実験によって確認している。

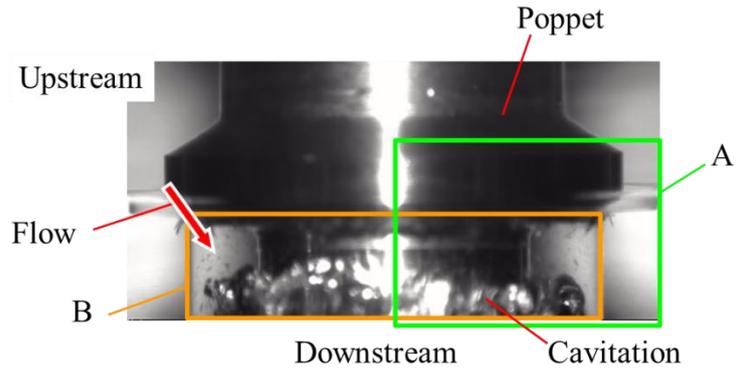


Figure 4-2 Image taken by high-speed camera at  $Q_{pump} = 10$  L/min and  $T = 30$  °C

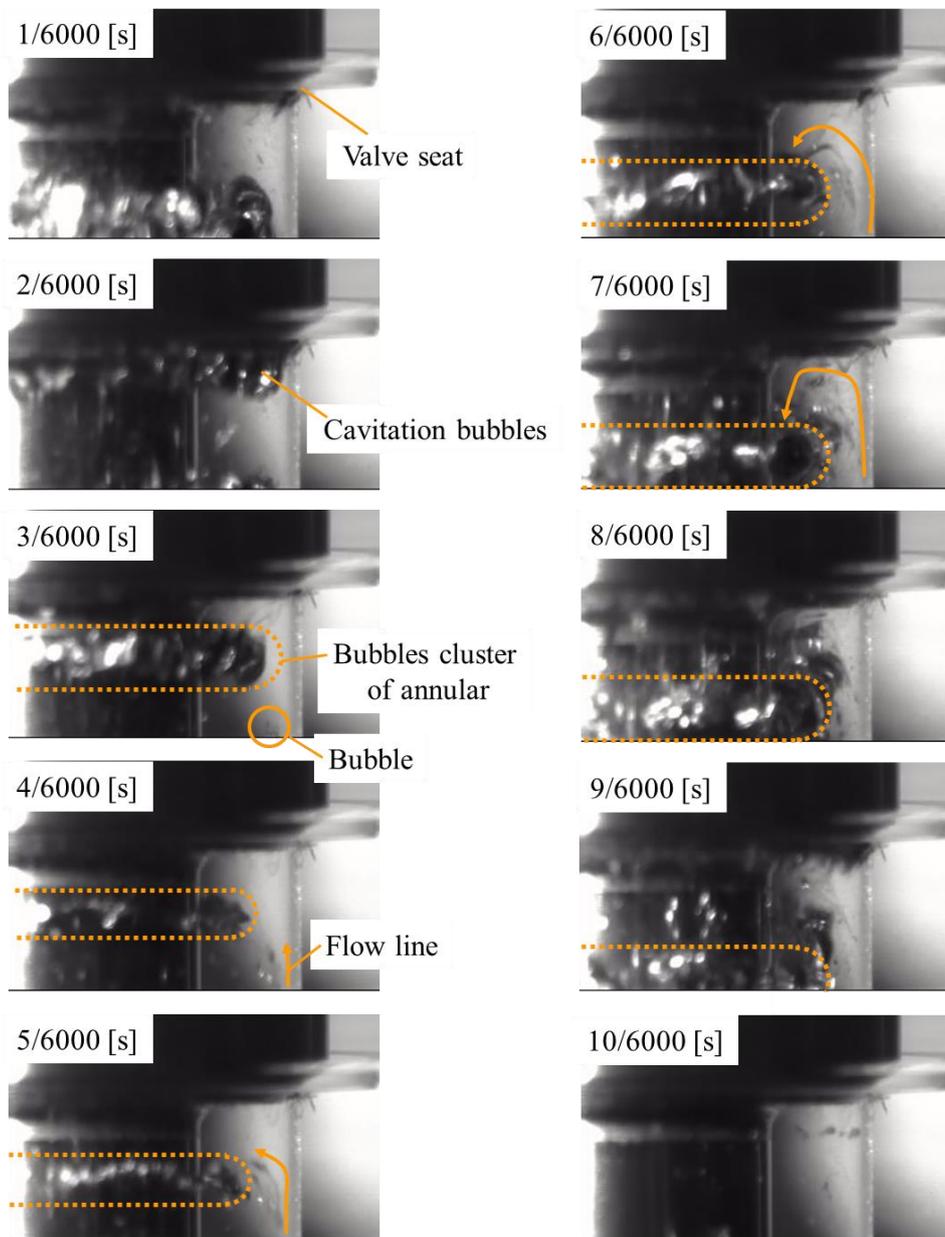


Figure 4-3 Flow state in downstream for  $Q_{pump} = 10$  L/min and  $T = 30$  °C.

## 4.4 弁振動とキャビテーションの相関

ここでは、4.3 節で確認された弁下流部のキャビテーション気泡や渦の状態と弁振動との動的な相関を考察する。なお、4.3 節ではキャビテーション気泡の挙動を観察し易くするために気泡量が少ない油温  $T = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$  の条件で考察を行ったが、本節では弁振動の傾向に対する相関をとるために流量  $Q_{pump}$  に対する弁振動の変化が顕著であった第 2 章 2.5 節の  $T = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$  での実験を対象に考察を行う。

図 4-4 に  $Q_{pump} = 30 \text{ L/min}$ ,  $T = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$  での時間  $t$  に対するポペット変位  $x$  を示す。このとき、ポペット弁の振動周期での下流部の状態変化を観察するために時間範囲を  $1/6000 \leq t \leq 14/6000 \text{ s}$  とした。図 4-5 に図 4-4 の各データに対応する弁下流部の状態を高速度カメラの画像で示す。

キャビテーション気泡は弁下流部に大量に発生し、その気泡の挙動は環状渦の存在を示していた。また、この環状渦は弁振動周期内に 2 度放出された。1 度目の放出はポペットが弁座付近に位置するとき ( $t = 1/6000 \sim 3/6000 \text{ s}$ )、2 度目の放出はポペットが最大変位に達した直後 ( $t = 6/6000 \sim 8/6000 \text{ s}$ ) である。さらに、キャビテーション気泡は 2 度目の環状渦の放出が起こった後 ( $t = 10/6000 \text{ s}$ ) に瞬間的に消滅した。

これは弁振動周期内に弁下流部で液体と気泡の混相状態と液体のみの单相状態との瞬間的な切り替わりが発生していることを意味する。

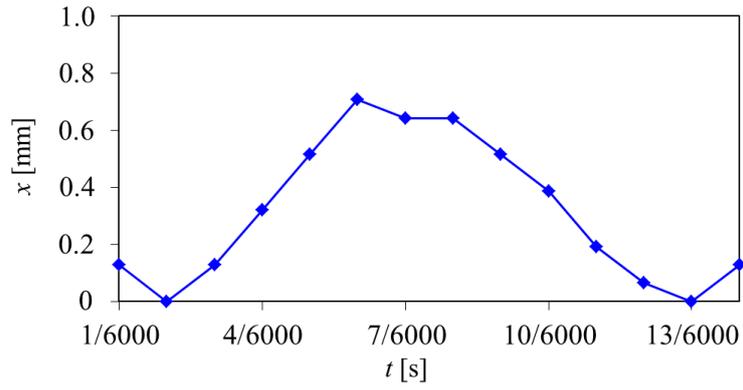


Figure 4-4 Displacement of poppet at  $Q_{pump} = 30$  L/min and  $T = 40$  °C.

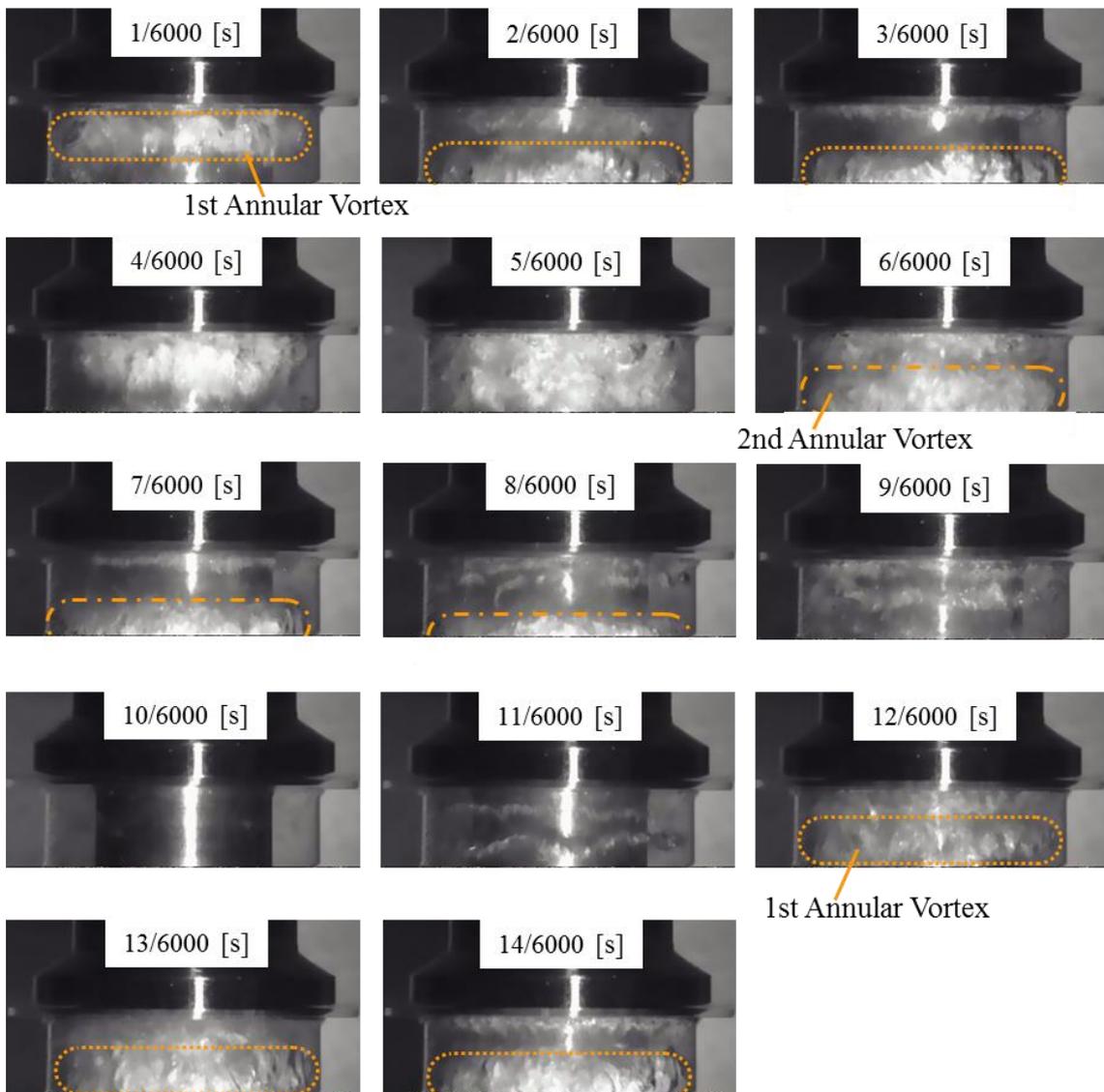


Figure 4-5 Transient state of cavitation for  $Q_{pump} = 30$  L/min and  $T = 40$  °C.

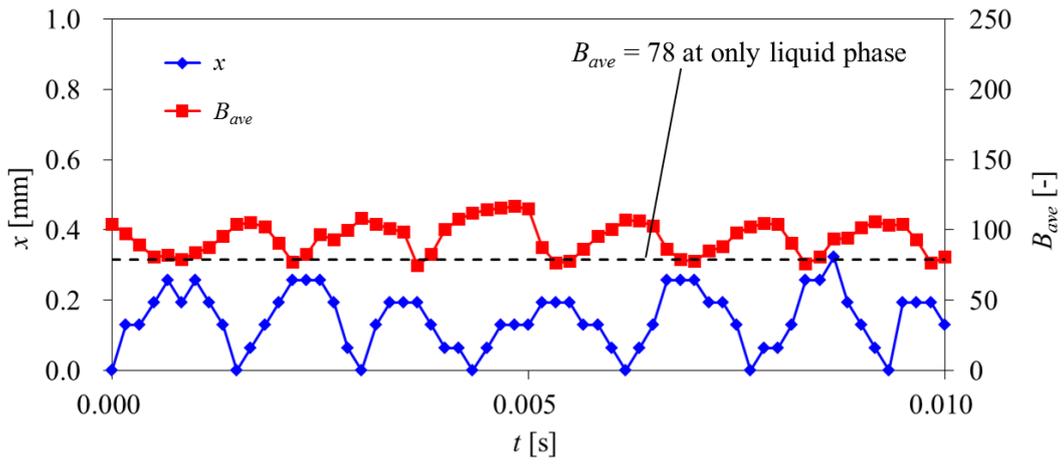
この結果を受け、上記の流れ場の変化が弁振動に対して継続的に発生する現象なのかを検証する。

本研究で対象とする流れ場のように絞り部でキャビテーションが発生する場合、図 4-5 の示されるように下流部には気泡径の小さい気泡の集合によって気泡群が形成される。そこに光を照射すると微細な気泡が光を乱反射することでその部分が明るくなり、その明るさの度合いは図 2-5 に示されるようにキャビテーションの気泡量の増加に伴い強くなる。このことから、本研究では画像の明るさとキャビテーションの気泡量にはある程度の相関があると仮定し、その明るさの変化を見ることでキャビテーションの気泡量の変化を定性的に評価した。明るさを抽出する領域はキャビテーション気泡が存在している図 4-2 の抽出領域 B とし、その領域で取得される各画素の明るさ  $B$  の平均値  $B_{ave}$  ( $0 \leq B_{ave} \leq 255$ ) をとることで集中定数化した。また  $B_{ave}$  で定義される明るさは気泡に反射した光から直接計測される「全光束 単位:lm」, 「照度 単位:lx」, 「光度 単位:cd」, 「輝度 単位:cd/m<sup>2</sup>」のいずれでもなく、画像から取得した輝度値であるため単位は存在しない。よって、 $B_{ave}$  から推定される気泡量の変動も定量的な変化量を示すものではなく、あくまでも定性的な傾向を示すものであることを述べておく。

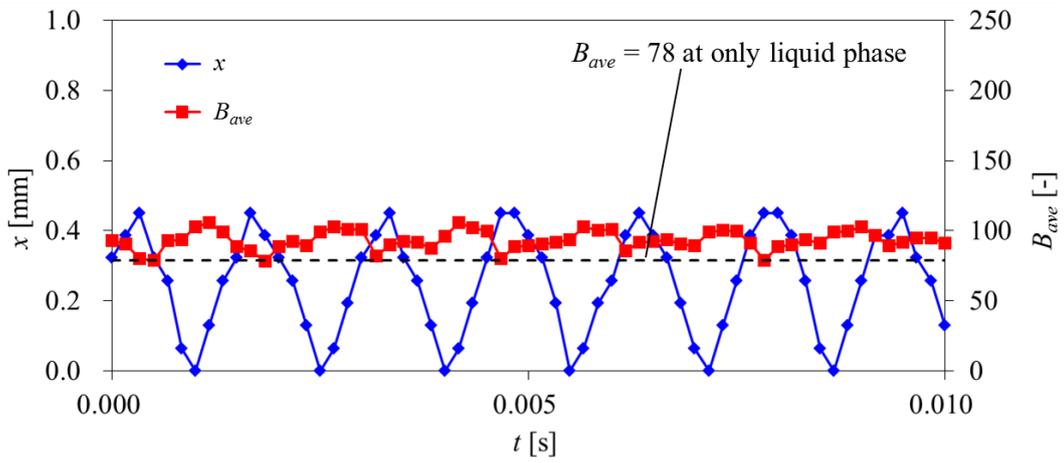
図 4-6(a) ~ (e) に  $Q_{pump} = 10 \sim 50$  L/min,  $T = 40$  °C の条件での  $x$  と  $B_{ave}$  の関係を示す。グラフ中の黒い破線は抽出領域 B が液体のみの単相状態になった場合の  $B_{ave}$  を示しており、その値は  $B_{ave} = 78$  である。

$Q_{pump} = 10 \sim 50$  L/min のどの条件でも、 $B_{ave}$  は振動し続けており、その振動周波数は  $x$  と一致していた。また  $Q_{pump} = 10$  L/min では  $B_{ave}$  は  $x$  に対して逆位相を示し、 $Q_{pump} = 20$  L/min ではその位相が徐々に移動し、 $Q_{pump} = 30, 40$  L/min では  $x$  に対して逆位相からさらに約 1/4 波長ずれた関係となった、そして、 $Q_{pump} = 50$  L/min では再び  $x$  に対して逆位相を示した。さらにポペット弁の振動が発生した  $Q_{pump} = 10 \sim 40$  L/min の条件では、 $B_{ave}$  が瞬間的に  $B_{ave} = 78$  付近まで減少した。逆に弁の挙動が安定していた  $Q_{pump} = 50$  L/min では  $B_{ave}$  が常に  $B_{ave} = 78$  よりも大きな値を示した。

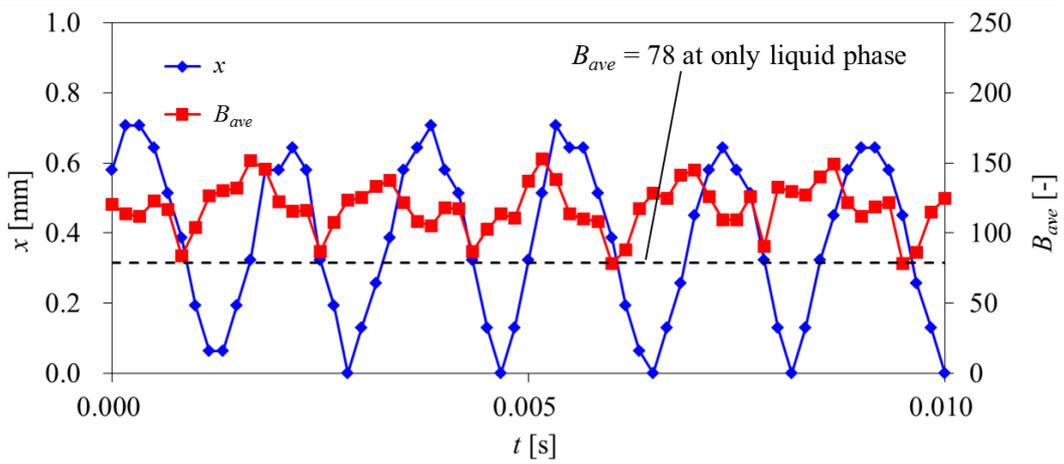
これらの結果からキャビテーションを伴う弁振動が発生する条件では、混相状態と単相状態が切り替わるほどのキャビテーション気泡量の大きな変化が発生し、さらにポペット変位波形とキャビテーションの気泡量の波形は逆位相から 1/4 波長さらにずれた関係にあることが明らかとなった。



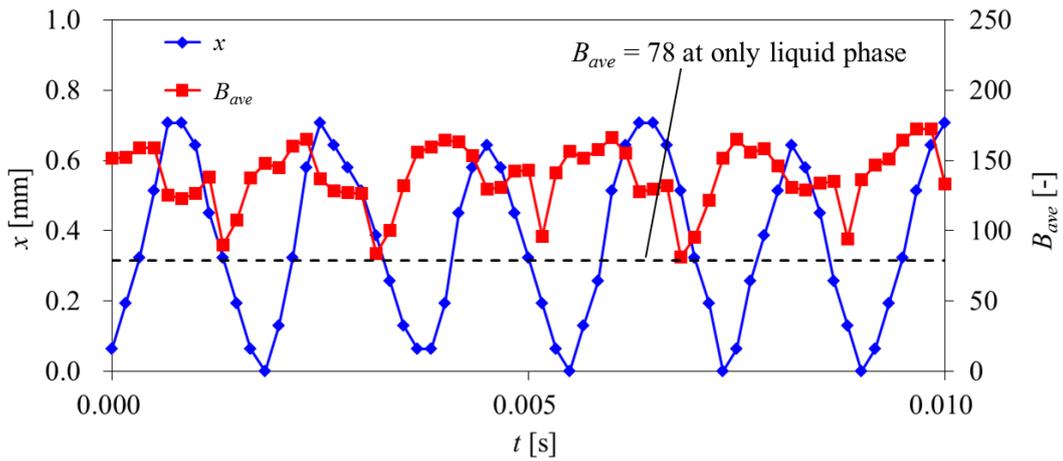
(a)  $Q_{pump} = 10$  L/min



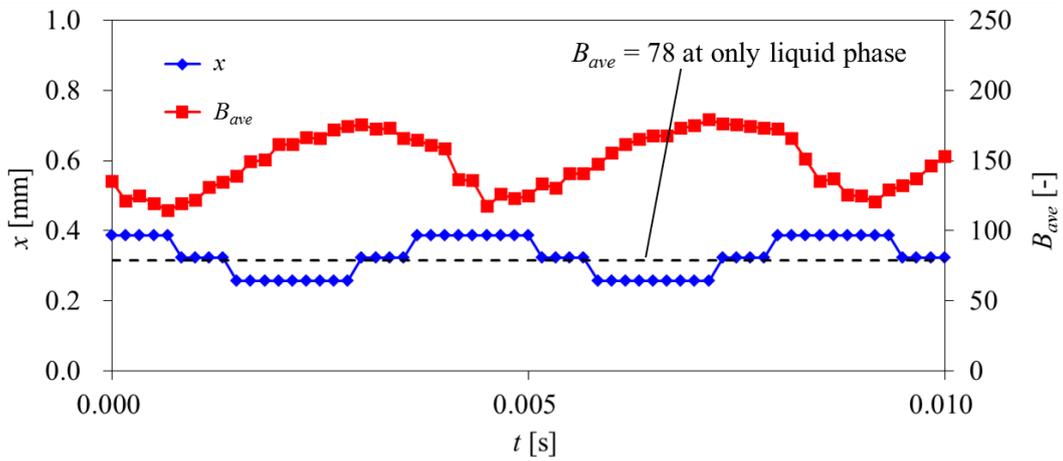
(b)  $Q_{pump} = 20$  L/min



(c)  $Q_{pump} = 30$  L/min



(d)  $Q_{pump} = 40$  L/min



(e)  $Q_{pump} = 50$  L/min

Figure 4-6 Relationship between average brightness  $B_{ave}$  and displacement of poppet  $x$  at  $T = 40$  °C; (a)  $Q_{pump} = 10$  L/min, (b)  $Q_{pump} = 20$  L/min, (c)  $Q_{pump} = 30$  L/min, (d)  $Q_{pump} = 40$  L/min, (e)  $Q_{pump} = 50$  L/min. Dashed black line  $B_{ave} = 78$  indicates brightness when inspection area is completely in liquid phase.

## 4.5 弁振動, 気泡量, 圧力の相関

4.4 節でキャビテーションを伴う流れ場における弁振動発生時には, 弁下流部でキャビテーション気泡量の大きな変動が確認された. キャビテーションは圧力に強い依存性を持つことから<sup>(73)</sup>, 気泡量の変動は圧力変動に起因するものだと推測される. そこで本章では, 弁座付近の上流圧力 $P_{u2}$ , 下流圧力 $P_{d2}$ , ばね室圧力 $P_c$ をポペット変位 $x$ , 抽出領域の平均明るさ(キャビテーション気泡量) $B_{ave}$ と比較し, それらの相関を調査した.

図 4-7 に流量 $Q_{pump} = 20 \text{ L/min}$ ,  $T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$  の条件での各要素の関係を示す. (a) は時間 $t$ に対する $P_{u2}$ ,  $P_{d2}$ ,  $P_c$ を, (b)は $t$ に対する $x$ と $B_{ave}$ を, (c)は計測結果を用いて式(4.1)から算出されたポペットに作用する力 $F_{pv}$ を示す.

$$F_{pv} = A_{pu}P_{u2} + A_{pd}P_{d2} - A_{pc}P_c - k(x + x_i) \dots\dots\dots (4.1)$$

ここで,  $A_{pu}$ は $P_{u2}$ の受圧面積,  $A_{pd}$ は $P_{d2}$ の受圧面積,  $A_{pc}$ は $P_c$ の受圧面積である. また, 図 4-8 に各フレーム No.に対応した弁下流部のキャビテーションの状態を示す.

$P_{u2}$ ,  $P_{d2}$ ,  $P_c$ はポペットの振動周期内で次のように変動していた.  $P_{u2}$ はフレーム No.1 ~ 4 のポペットがシートした直後から $x$ が最大値に達する直前までの間に急激に増加し, No.4 ~ 7 で急速に減少, そして No.7 ~ 10 のポペットがシートするまでの間に徐々に回復した.  $P_{d2}$ は No.1 のシート時に最初の極大値をとり, No.3 で最初の極小値をとる. そして, No.3 ~ 5 にかけて再び増加して No.5 で2度目の極大値をとった. その後, No.5 ~ 9 で徐々に減少し, No.9 で2度目の極小値を迎えた.  $P_c$ は No.1 ~ 10 の間ほとんど変動しなかった.

ここで $B_{ave}$ と各要素との関係に注目する.  $B_{ave}$ は No.1 ~ 4 で高い値を, No.5 で急激に減少し最小値を, No. 6 ~ 10 では比較的到低い値をとった. この $B_{ave}$ と $P_{u2}$ ,  $P_{d2}$ ,  $x$ の関係みると,  $P_{u2}$ の急激な増加を伴うポペットの開口過程ではキャビテーションが発生膨張し,  $P_{d2}$ が最大値をとるときにキャビテーション気泡は消滅し,  $P_{u2}$ が急速に減少するポペットの閉口過程ではキャビテーション気泡量が比較的に少ないことがわかる. このキャビテーション気泡量の変化は図 4-8 の画像からも確認でき, さらに No.1 ~ 4 のポペットの開口過程では環状渦の放出が発生していることもわかる.

次に $F_{pv}$ と各要素との関係に注目する。 $F_{pv}$ は $P_{u2}$ と近い波形を取っていることから $P_{u2}$ が弁振動に支配的に作用していることがわかる。これは $P_{u2}$ が大きく変動していることが弁振動の直接的な原因であることを示し、同時にこの $P_{u2}$ の変動を引き起こしている要素がこの振動現象の本質的な原因であることを意味している。

これらの結果を受けて、上流圧力とキャビテーション気泡量との関係について考察する。絞り流れでは理論上の流量 $Q_{theory}$ よりも実流量 $Q_{pv}$ が少なくなるため、ポペット弁絞り部の実開口面積 $C_{pv}A(x)$ は式(4.2)で算出される、

$$C_{pv}A(x) = Q_{pv} \sqrt{\frac{\rho}{2(P_{u2} - P_{d2})}} \dots\dots\dots (4.2)$$

ここで、 $A(x)$ は変位から算出されるポペット弁の理論開口面積、 $C_{pv}$ はポペット弁の流量係数である。また、ポペット弁にはポンプから一定流量が送り込まれているため $Q_{pv} = Q_{pump}$ となり、 $\rho$ や $P_{d2}$ も変化量が小さいため、これらはほぼ定数と見なせる。 $C_{pv}$ はキャビテーションの状態によって変化することが知られており<sup>(85)</sup>、キャビテーションが発生すると $C_{pv}$ が低下する。そのため、キャビテーションの状態によって $C_{pv}$ が変動すると、その変化は $P_{u2}$ の値を変化させる。

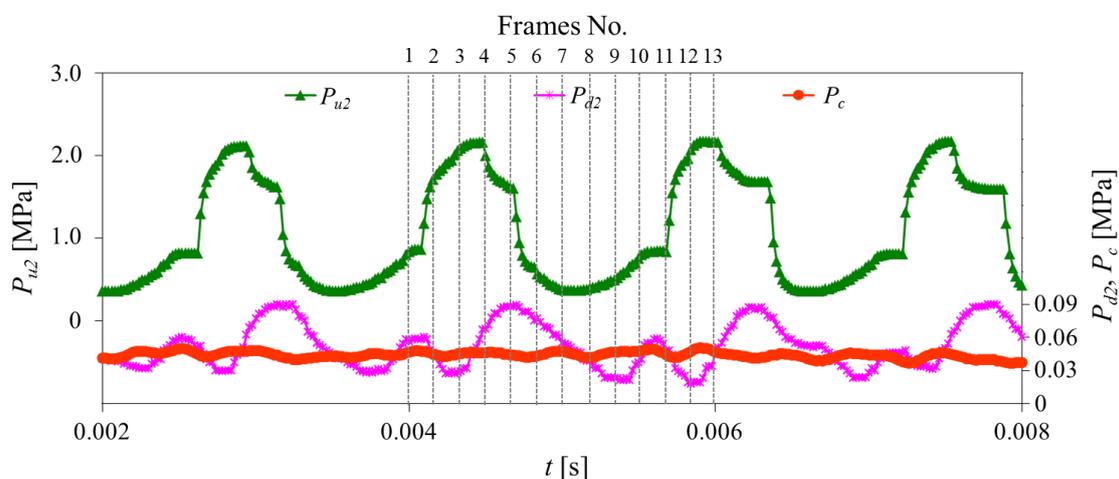
図 4-7 と式(4.2)から、 $P_{u2}$ と $B_{ave}$ は次のような関係にあることがわかる。まず、 $B_{ave}$ が増大するポペット弁の開口過程では $C_{pv}$ の低下によって液体が流れ難い状態となる。そして、 $B_{ave}$ が減少する閉口過程では $C_{pv}$ の回復によって液体が流れやすくなる。言い換えると、キャビテーション気泡量の変動によってポペット弁開口過程では上流圧力が増加し、閉口過程では低下するというを示している。そのため、キャビテーション気泡量の変動はこのポペット弁現象の本質的な原因であるといえる。

キャビテーションの気泡量と下流圧力は強い相関を持つため、上記の考察は下流圧力も重要な要素であることを意味している。そこで、次に $P_{d2}$ の挙動について考察する。図 4-7 が示すように、No.5 の $B_{ave}$ が最初値となったとき $P_{d2}$ は最大値をとっている。これは $P_{d2}$ の増加によってキャビテーション気泡が消滅したことを意味している。

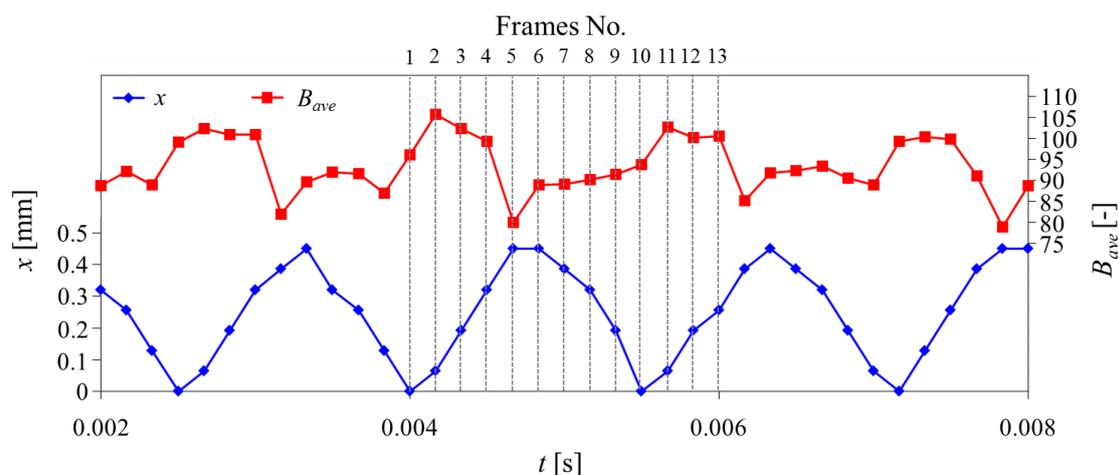
ここで、 $P_{d2}$ が増加した理由について考える。図 4-8 の No.1 ~ 3 の画像からキャビテーション気泡が消滅する前に環状渦が下流へと放出されていることがわかる。ポペットの

開口過程で渦の放出が起きていることから、これは変位に伴って増加した流量が渦を押し流したために発生したと考えられる。

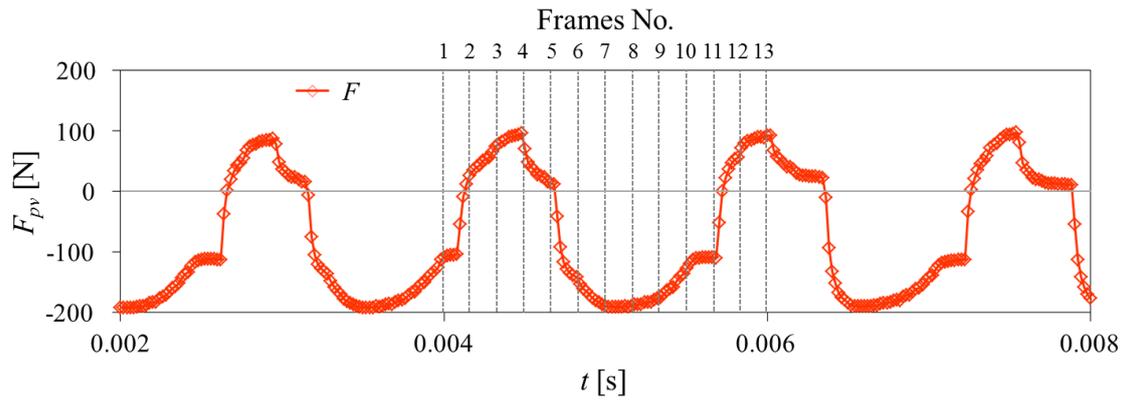
このことから、下流圧力の変動には次のようなメカニズムが存在すると推察される。まず、渦の放出によってポペット開口部と放出された渦の間に一時的に空間が形成される。そして、その空間に上流側から油が流れ込む。しかし、空間の先には放出された渦が残存しているため、そこから先への流れが妨げられ、結果、空間内の圧力が上昇する。



(a) Upstream pressure  $P_{u2}$ , downstream pressure  $P_{d2}$  and chamber pressure  $P_c$



(b) Poppet displacement  $x$  and average brightness  $B_{ave}$



(c) Force acting on the poppet  $F_{pv}$

Figure 4-7 Correlation of factors at  $Q_{pump} = 20$  L/min and  $T = 40$  °C; (a) upstream pressure  $P_{u2}$ , downstream pressure  $P_{d2}$  and chamber pressure  $P_c$ , (b) poppet displacement  $x$  and average brightness  $B_{ave}$ , (c) force acting on the poppet  $F_{pv}$ .



Figure 4-8 Transient state of cavitation for  $Q_{pump} = 20$  L/min and  $T = 40$  °C.

## 4.6 弁振動メカニズムの仮説

ここでは、4.5 節の実験結果の考察から得られた知見を整理し、弁振動発生メカニズムの仮説について説明する。

図 4-9 にキャビテーションを伴うポペット弁振動発生メカニズムの仮説の概要を示す。具体的には、1)ポペット弁変位が小さいとき、弁下流部にキャビテーションと環状渦が発生する、2)キャビテーションと環状渦によって流れが阻害され、流量係数が低下する、3)流量係数の低下に伴い上流圧力が増加する、4)上流圧力の上昇でポペットが開口方向に変位する、5)開口面積の増大に伴い流量が増加する、6)流量の増加で環状渦が下流へと放出される、7)放出された渦が油の流れを阻害し、開口部付近の下流部の圧力が増加する、8)下流圧力の増加でキャビテーション気泡が押しつぶされ、消滅する、9)気泡の消滅で下流部が液体のみの单相状態に切り替わる、そして油が流れやすくなり流量係数が回復する、10)流量係数が回復したことで上流圧力が減少する、11)上流圧力の減少でポペットが閉口方向に変位する、12)ポペット変位の減少に伴い絞り部の流速の増加と圧力の低下が起こる。その後は、1)～12)を繰り返す。

本研究で構築した仮説は、キャビテーションが実際にポペット弁の振動を励起する役割を果たしている実験的事実を説明するものである。

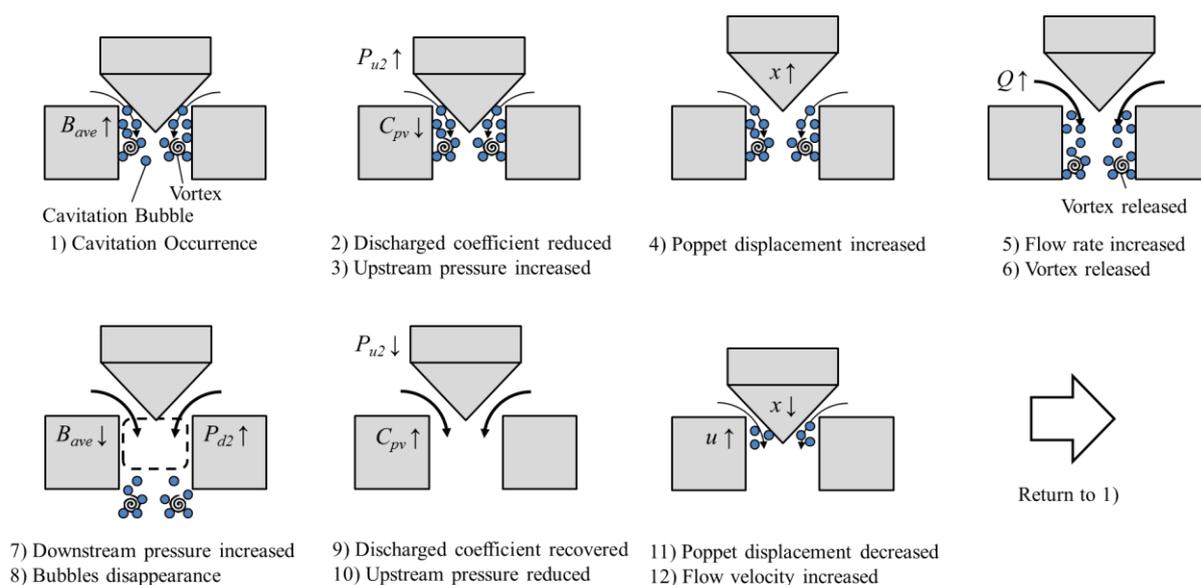


Figure 4-9 Transient state of cavitation for  $Q_{pump} = 20 \text{ L/min}$  and  $T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ .

## 4.7 結言

本章では、第 2 章の実験に加えて弁座直近の圧力計測を行い、その計測結果から弁変位、圧力、キャビテーションの相互関係の詳細を分析し、キャビテーションがポペット弁の自励振動を誘起する具体的なメカニズムについて考察を行い以下の知見を得た。

- (1) キャビテーションを伴う流れ場における弁振動発生時に、弁下流部では環状の渦流れが形成され、さらにその環状渦の下流への放出が発生していた。
- (2) 弁下流部では混相状態と单相状態が切り替わるほどのキャビテーション気泡量の大きな変化が生じ、その周波数はポペットの振動周波数と一致した。さらに、弁振動時にはポペット変位波形とキャビテーション気泡量の波形は逆位相から 1/4 波長ずれた関係にあった。
- (3) 上流圧力は、キャビテーション気泡量の多いポペットの開口過程で急激に上昇し、キャビテーション気泡量が少ないポペットの閉口過程で急速に低下していた。下流圧力は環状渦の放出が起こった直後にピークをとり、そのタイミングで下流部のキャビテーション気泡は消滅していた。
- (4) (1) ~ (3)の知見によって、キャビテーションがポペット弁の振動を励起する役割を果たしているという実験的事実を説明する具体的な発生メカニズムの仮説を構築した。

本研究で構築した仮説を裏付ける理論的な説明には、CFD 解析を用いた大規模かつ高度な解析的検討が必要になる。本研究の内容は別に筆者が行った取り組みでは、弁衝突を仮定したゼロギャップ状態を考慮した流体-機構連成解析技術を構築し、液体のみの流れ場における弁振動の再現までは可能としているが<sup>(109)</sup>、まだキャビテーションがポペット弁の動特性に与える影響を予測できるまでには至っていない。この点に関しては、解析技術の高度化とともに継続的に研究を続けていく所存である。

# 第 5 章 弁振動予測方法の一提案

## 5.1 緒言

第 3 章で作動油へのキャビテーション気泡の混入を仮定して見掛けの体積弾性係数を数値シミュレーションモデルに適用することで、キャビテーションを伴う流れ場におけるポペット弁振動の挙動を予測できるとの知見を得た。これは、油中の気泡体積混入率を正確に入力することで 1 次元の数値シミュレーションでも精度の高い弁挙動予測が可能であることを意味している。

しかし、ポペット弁が稼働している状態で作動油に混入しているキャビテーションの気泡量を動的に計測するには技術的に困難であり、一般的に普及している技術は筆者の知る限りでは存在しない。

そこで本章では、可視化実験データに画像処理を施すことで油中のキャビテーション気泡の体積混入率を簡易的に取得する方法と、得られた気泡体積混入率を第 3 章にて構築した数値シミュレーションモデルへ適用することでキャビテーションの影響を考慮したポペット弁振動予測手法の提案について述べる。

## 5.2 実験装置と方法

本章で用いた実験システムの基本的な構成は図 4-1 と同様であるが、図 5-1 に示すようにボルトでポペットの変位を調整および固定可能とし、さらにポペット弁の弁座付近の上流圧力  $P_{u2}$  と下流圧力  $P_{d2}$ ,  $P_{d3}$ ,  $P_{d4}$ ,  $P_{d5}$  を計測するために圧力変換器 (FISO Technologies Inc. : FOP-M-BA) を弁座から上流側 2.5 mm の位置と下流側へ 2.5, 7.5, 12.5, 17.5 mm の位置に設置した。ボルトを取り付けるプラグ以外は第 2 章の実験で用いたポペットと同形状であり、計測設備や作動油なども同じものを使用した。また、本章の実験では高速度カメラとメタルハライドランプは図 5-2 のように配置された。なお、本実験で使用した実験設備および計測設備の詳細は付録 B, C に示す。

表 5-1 に実験条件を示す。なお、表 5-1 に示す項目以外は第 2 章の実験条件と同じである。

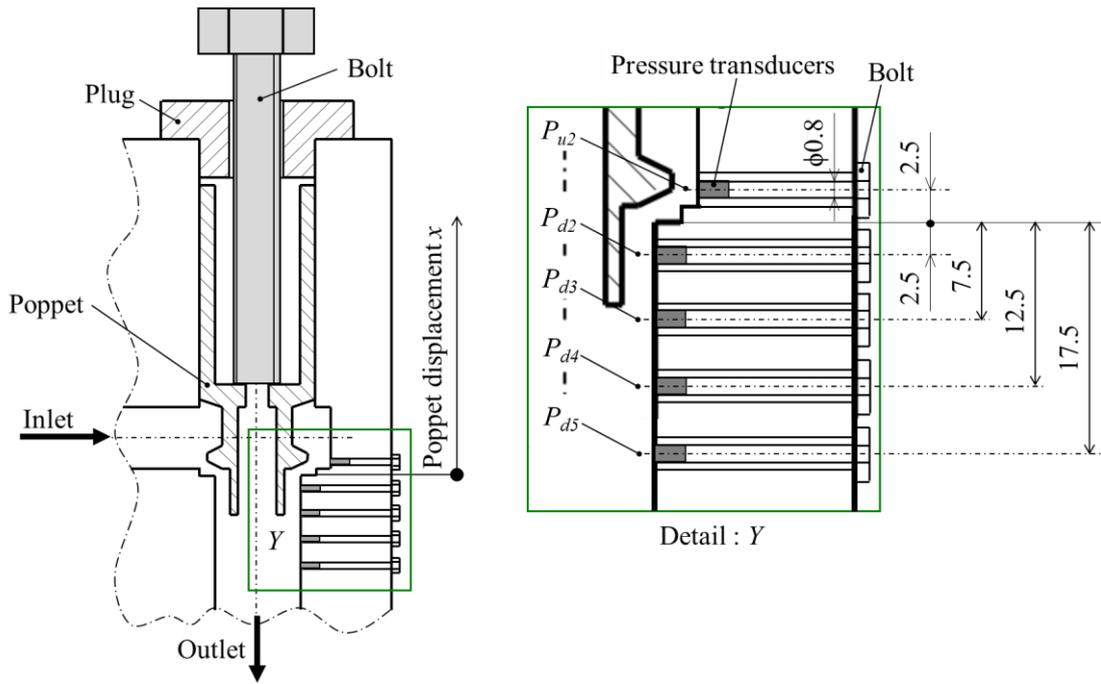


Figure 5-1 Tested poppet valve for fixed displacement

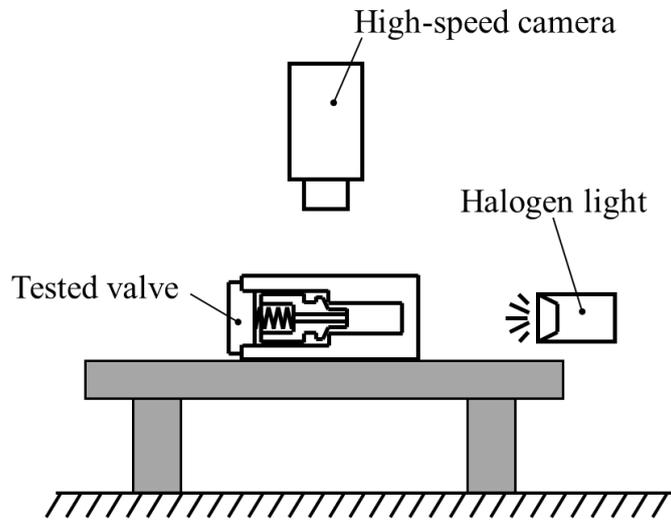


Figure 5-2 Arrangement of measuring equipment

Table 5-1 Experimental conditions

Symbol	Value	Units
$P_{d\_ave}$	$0.05 \pm 0.05$	MPa(Gauge)
$Q_{pump}$	0, 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55 $\pm 0.7$	L/min
$T$	30, 40, 50 $\pm 2$	$^{\circ}\text{C}$

### 5.3 気泡体積混入量の取得

ここでは高速度カメラで撮影した映像データと画像処理を用いて油中のキャビテーション気泡の体積混入率を簡易的に取得する。以下に、その方法の詳細を述べる。

#### (1) 動画データを静止画に分割

キャビテーションの状態を撮影した高速度カメラの映像データを時系列に静止画分割する(図 5-3)。本研究では、この静止画分割処理に動画編集ソフトウェア(株式会社ペガシス : TMPGEnc plus 2.5)を用いた。

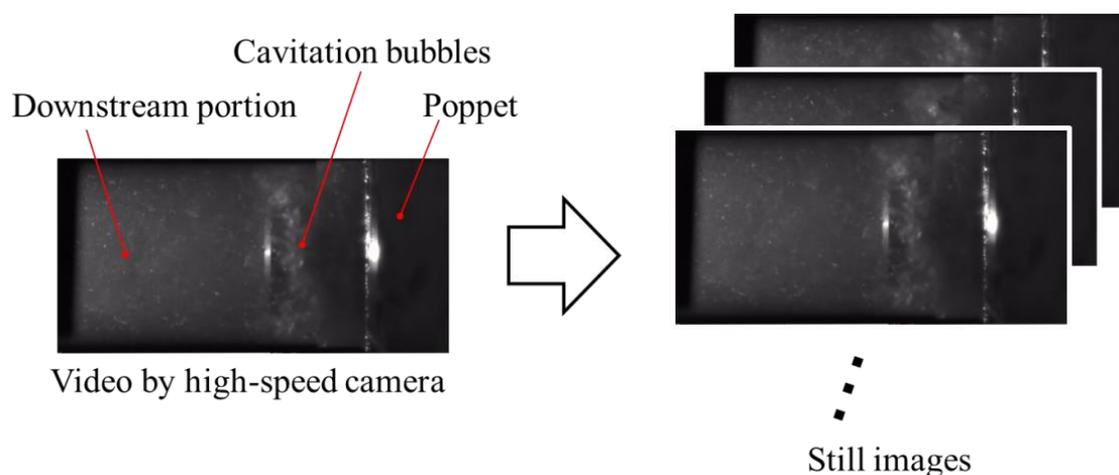


Figure 5-3 Split video to still images

## (2) 画像を平均化

時系列に分割した静止画像を合成し、平均化処理を施す。平均化は各画像の明るさをピクセル単位取得して足し合わせた後、合成に使用した画像枚数で割ることで行った(図 5-4)。本研究では、この画像の平均化処理に数値解析ソフトウェア(The MathWorks, Inc. : MATLAB R2013b)を用いた。なお、本研究では弁下流部の平均明るさが安定する重ね合わせ枚数 $n_{image}$ の事前検討(付録 J)を行い、その結果から $n_{image}$ を 125 枚と定義した。

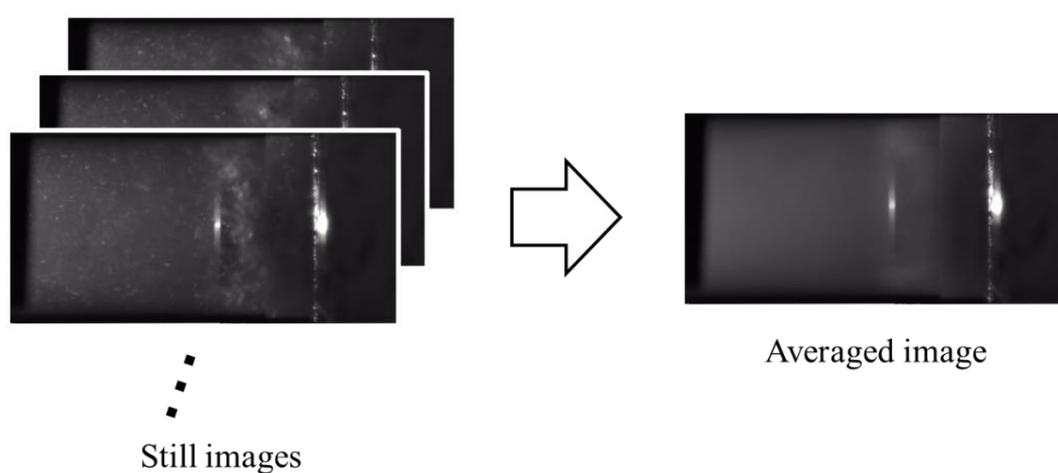


Figure 5-4 Averaging processing of images

### (3) 周囲環境の明るさの差異を補正

周囲の明るさや気泡量の増減に伴う反射量の変化によって抽出領域 C 以外でも画像の明るさの差異が出てしまう. そのため, 図 5-5 に示すようにブロック表面に張り付けたテープを黒色の指標 V とし, メタルハライドランプの光をポペットが直接反射している部分を白色の指標 W として, 各画像において指標 V の明るさが  $B=0$  に, 指標 W の明るさが  $B=255$  になるように明るさを補正した. なお, 画像の明るさの補正は写真編集ソフトウェア(Adobe Systems Incorporated: Adobe Photoshop Elements)を用いて行った.

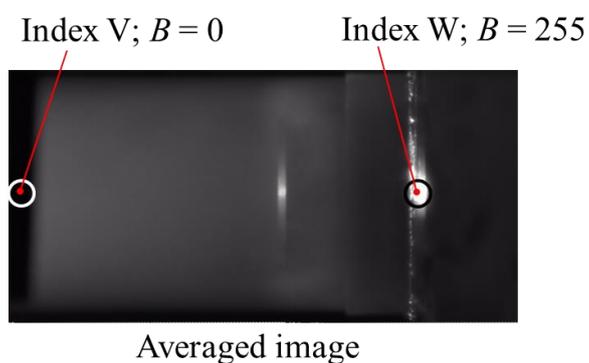


Figure 5-5 Correction of brightness of averaged image



(5) 油路形状の影響補正

抽出領域 C の明るさを画素ごとを取得し、それらのデータからZ方向の平均明るさ  $B_{c\_ave}(R)$  を算出して油路の半径方向  $R$  で整理したものを図 5-8 に示す。

$B_{c\_ave}(R)$  は  $R = 0$  mm で最大値をとり、 $R$  の絶対値が増加するにつれて減少し、 $R = -9, 9$  mm で最小値をとった。これは、気泡に反射した光が油路の厚み分だけ積算されているためである。そこで、各  $R$  の  $B_{c\_ave}(R)$  から同半径位置における油路の厚みを除算することで補正平均明るさ  $B_{c\_ave\_modi}(R)$  を取得した。図 5-8 から  $B_{c\_ave\_modi}(R)$  の  $R$  に対する変化が  $B_{c\_ave}(R)$  に比べて小さくなっており、油路の厚みの影響が取り除かれていることがわかる。

しかし、 $B_{c\_ave\_modi}(R)$  も  $R$  に対して一定値をとっている訳ではない。これは、円管壁面の光の屈折が影響しているためである。そこで、曲面による光の屈折の影響を最小限に抑えるためにデータの抽出範囲  $D$  を  $-3 \leq R \leq 3$  mm に限定した。本研究では、この抽出範囲  $D$  の値の平均値を平均明るさ  $B_{c\_ave}$  と定義し、気泡体積混入率の同定に用いた。

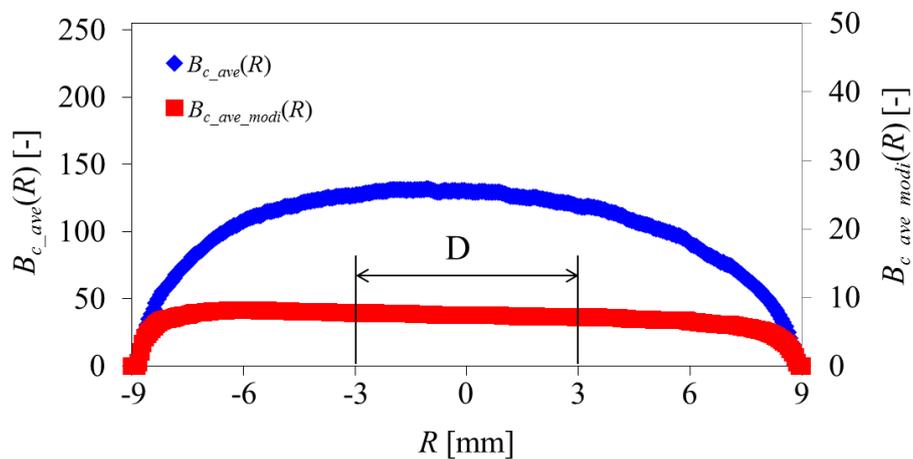


Figure 5-8 Average brightness  $B_{c\_ave}(R)$  of direction Z at extraction region C and average brightness  $B_{c\_ave\_modi}(R)$  after correcting influence of thickness

(6) 平均明るさの取得

$Q_{pump} = 0 \sim 55$  L/min,  $T = 30, 40, 50$  °C の条件で得られたデータに(1) ~ (5)までの処理を行い, 平均明るさ $B_{c\_ave}$ を取得する. その結果を図 5-9 に示す.

$Q_{pump} = 0$  L/min の条件, すなわち下流部にキャビテーション気泡が存在しない状態では $B_{c\_ave} = 13$ であった.  $Q_{pump}$ が増加するにつれてどの温度条件でも $B_{c\_ave}$ 増加した.  $T = 40, 50$  °C の $Q_{pump} = 25 \sim 55$  L/min の条件では $Q_{pump}$ に対して $B_{c\_ave} \approx 26$ 以上は増加しない傾向を示した.

これらのことから $B_{c\_ave} = 13$  は絶対圧 $P_{abs}$ における作動油中の気泡体積混入率 $X = 0$  %に相当することと,  $Q_{pump}$ の増加に伴い $X$ が増加し, その $X$ の大きさや変化率は $T$ によって異なることがわかる.

また, 阿部らの実験によって体積混入率 1 %程度の微細な空気気泡の混入によって液体は完全に白濁することが明らかになっている<sup>(110)</sup>. このことは, 本研究においても, 体積混入率 1 %以上の微細なキャビテーション気泡が作動油に混入した場合は完全に白濁した状態となり, 光や色による変化を捉えられなくなることを意味している. よって, 本研究では, 対象油路において $B_{c\_ave} \approx 26$  となる条件では作動油中に $X \geq 1$  %の気泡が混入していると判断した.

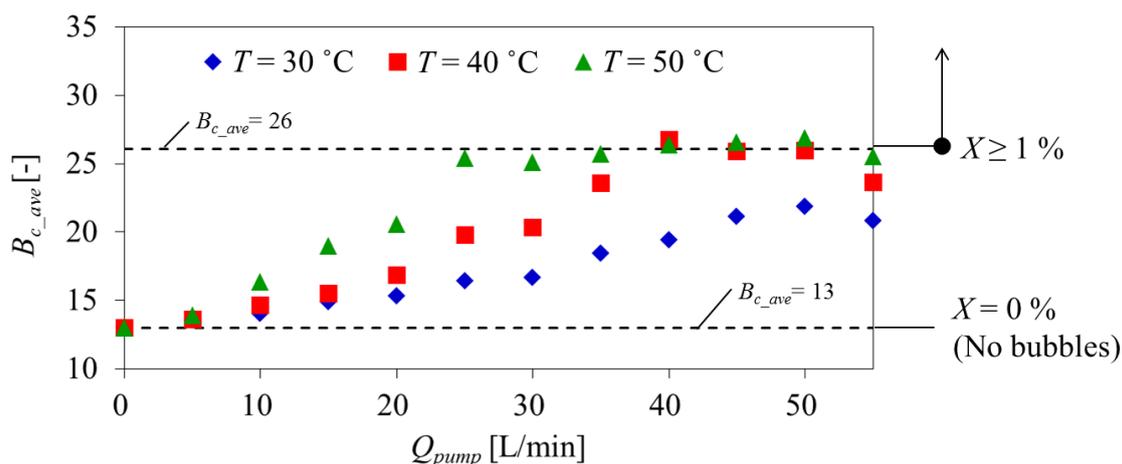


Figure 5-9 Average brightness  $B_{c\_ave}$  of extraction region C. Data of  $Q_{pump} = 0 \sim 55$  L/min and  $T = 30, 40, 50$  °C.

(7) 平均明るさと気泡体積混入率の関係を定義

図 5-9 で得られた知見から平均明るさ $B_{c\_ave} = 13$  は絶対圧 $P_{abs}$ における油中の気泡体積混入率 $X = 0 \%$ ,  $B_{c\_ave} \approx 26$  は $X \leq 1 \%$ に相当し, この手法では $0 \leq X \leq 1 \%$ の範囲で $X$ の変化を捉えることが可能だと分かった. そこで, 次に $B_{c\_ave}$ と $X$ の関係を定義する.

このポペット弁の下流部に発生しているキャビテーション気泡は, その大半の気泡径が約  $100 \mu\text{m}$  以下であることが可視化画像からの計測でわかっている. 特に, 図 5.6 の結果からわかるように明るさの流出領域 C では流れ場の圧力も安定していることから, 気泡径の変動が少ないと推測される. このような流れ場では, 気泡が反射する光の量(明るさ)は気泡の数(量)に比例して変化するとみなせる. よって, 本研究では $B_{c\_ave}$ と $X$ の間には式(5.1)のような比例関係が成り立つと仮定した.

$$B_{c\_ave} \propto X \dots\dots\dots (5.1)$$

この仮定をもとに図 5-9 のデータを整理すると, 図 5-10 のグラフが得られる.

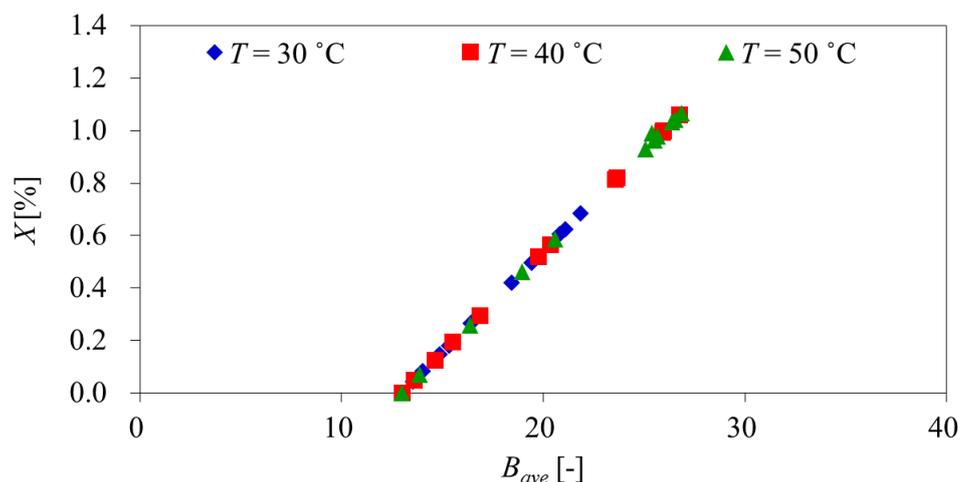


Figure 5-10 Correlation between average brightness  $B_{c\_ave}$  at region C and volume mixing ratio of cavitation bubble in oil  $X$ . Data of  $Q_{pump} = 0 \sim 55 \text{ L/min}$  and  $T = 30, 40, 50 \text{ }^\circ\text{C}$ .

(8) 大気圧における気泡体積混入率の算出

(7)で定義した平均明るさ $B_{c\_ave}$ と気泡体積混入率 $X$ の関係を用いて図 5-9 を変換すると、図 5-11 に示す油温 $T = 30, 40, 50$  °C での流量 $Q_{pump}$ に対する $X$ が得られる。この結果を数値シミュレーションに適用するためには、さらに大気圧における気泡体積混入率 $X_{atm}$ を求める必要がある。よって、第 3 章で $X$ を算出するために用いた式(3.19)を変形して得られる式(5.2)によって $X_{atm}$ を算出する。

$$X_{atm} = \frac{K_g(XK_l - P)}{K_g(K_l - XP) + K_lP(X - 1)} \dots\dots\dots (5.2)$$

ここで、 $K_g$ は混入気泡中の気体を考慮した体積弾性係数、 $P$ はゲージ圧であり、実験結果の $P_{d5}$ の値を用いた。図 5-12 に油温 $T = 30, 40, 50$  °C での流量 $Q_{pump}$ に対する $X_{atm}$ を示す。図中の実線で示した範囲が実験から計測可能であった  $0 \leq X \leq 1$  % の数値から算出された $X_{atm}$ の範囲を示しており、この範囲内のデータは信頼できる数値と考えられる。

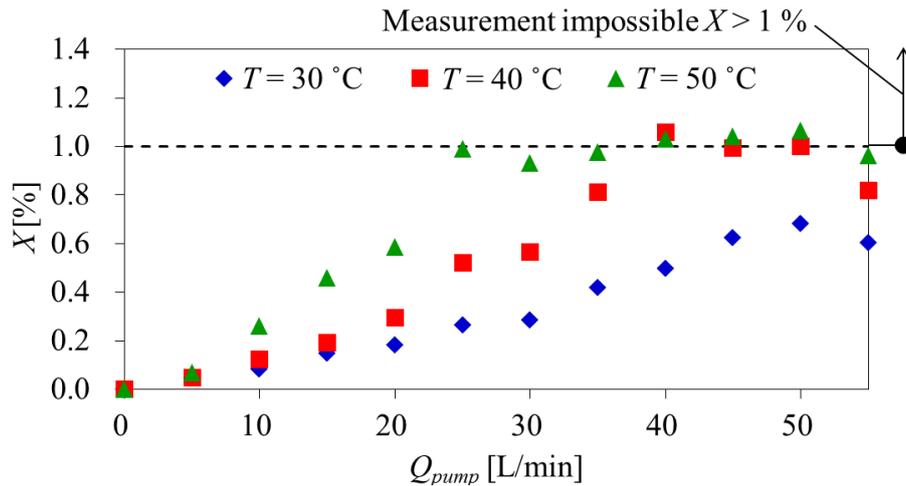


Figure 5-11 Volume mixing ratio of cavitation bubble in oil  $X$ . Data of  $Q_{pump} = 0 \sim 55$  L/min and  $T = 30, 40, 50^\circ\text{C}$ .

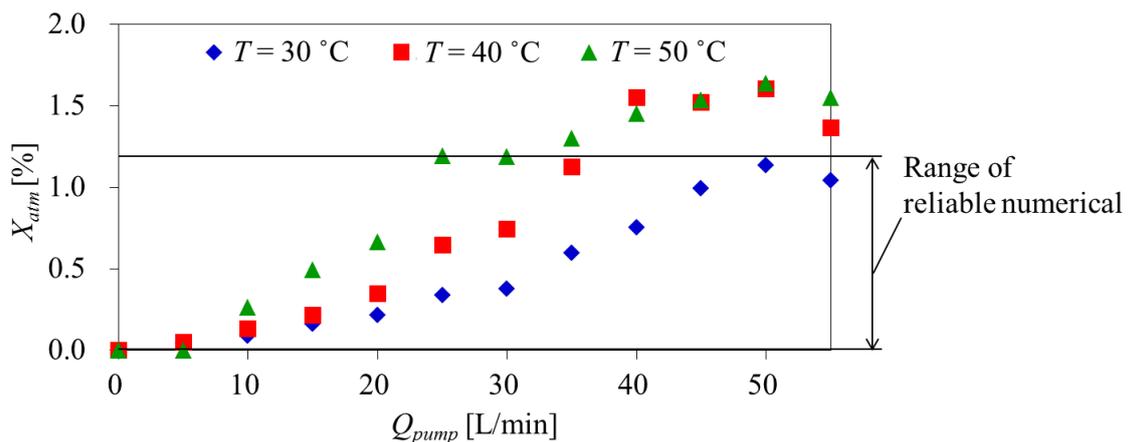


Figure 5-12 Volume mixing ratio of cavitation bubble in oil under atmospheric pressure  $X_{atm}$ . Data of  $Q_{pump} = 0 \sim 55$  L/min and  $T = 30, 40, 50^\circ\text{C}$ .

以上の(1) ~ (8)の手順を経て、実験で撮影した高速度カメラの画像から大気圧における気泡の体積混入率を取得した。ただし、油路内の気泡体積混入率が1%以上になると気泡量の増減に対する光や色の変化が著しく低下するため、本手法によって計測できる油路の気泡体積混入率の範囲は0 ~ 1%の範囲である。また、本手法は可視化データを用いているため、撮影時の光源や周囲の光の変化などによって計測結果に誤差が発生する可能性があることを述べておく。

## 5.4 数値計算モデルの精度向上

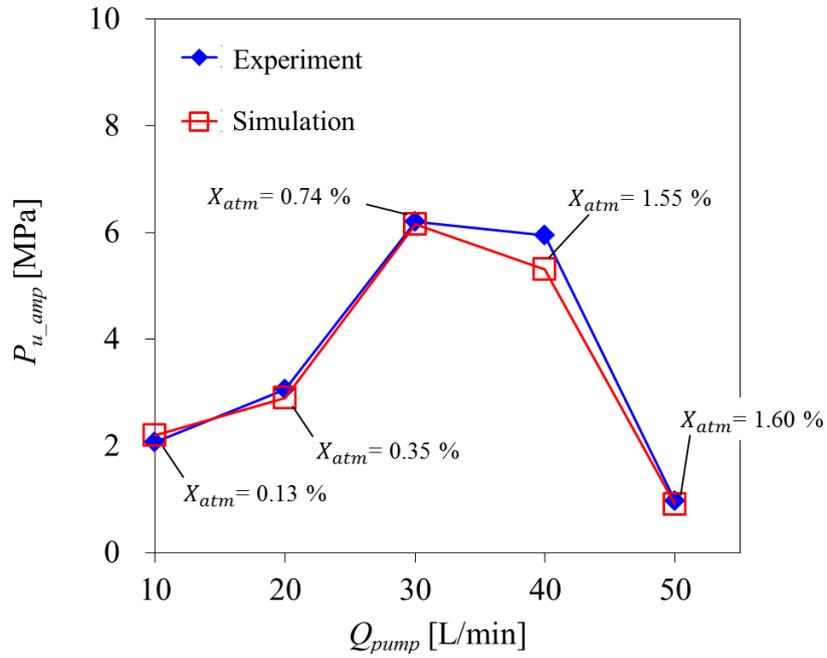
ここでは、5.3 節で得られた大気圧における気泡の体積混入率 $X_{atm}$ を第 3 章で構築した数値シミュレーションモデルに適用することで、キャビテーションを伴う流れ場における弁振動現象の予測が可能であることを確かめる。

数値シミュレーションモデルの構成、諸元、条件は第 3 章と同じであり、比較対象の実験結果は第 2 章の実験結果を用いる。

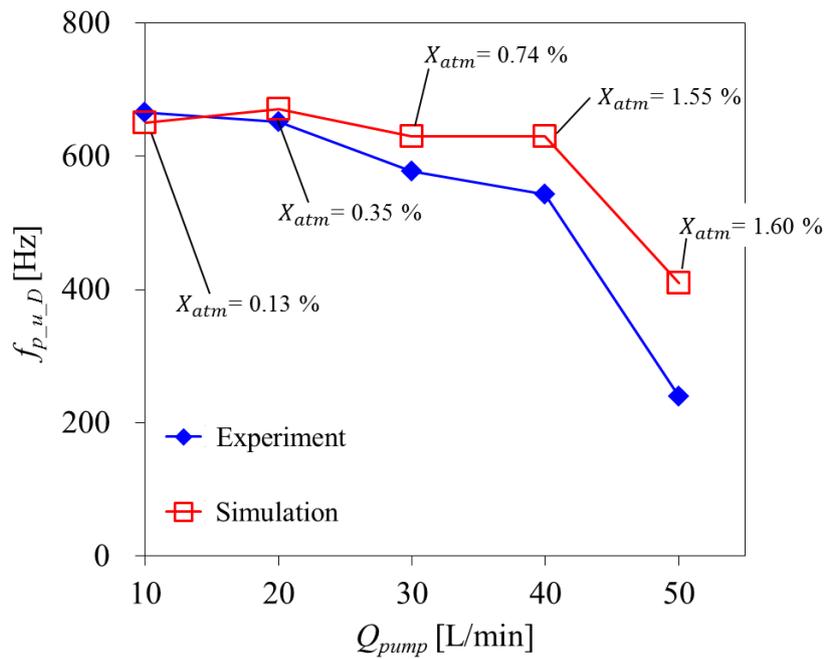
図 5-13(a), (b)に平均下流圧力 $P_{ave} = 0.05$  MPa, 油温 $T = 40$  °C における $X_{atm} = 0.13$  % @10 L/min, 0.35 % @20 L/min, 0.74 % @30 L/min, 1.5 % @40 L/min, 1.6 % @50 L/min の条件で計算を行った結果を流量 $Q_{pump}$ に対する上流圧力の全振幅 $P_{u\_amp}$ と支配的な周波数 $f_{p\_u\_D}$ で示し、実験結果と比較する。

$X_{atm}$ を考慮していなかった数値シミュレーションでは $P_{ave} = 0.05$  MPa での実験値と計算値が大きく異なった(図 3-4)が、実験結果から取得した各 $Q_{pump}$ における $X_{atm}$ を適用した数値シミュレーションでは $P_{u\_amp}$ がほぼ一致し、 $f_{p\_u\_D}$ も実験値により近い値をとった(図 5-13)。この結果は、第 3 章で得られた $X_{atm}$ を精度よく入力することでキャビテーションを伴う弁振動を数値シミュレーションで予測可能であるという結論を裏付けるものである。

なお、 $Q_{pump} = 30 \sim 50$  L/min の条件では $f_{p\_u\_D}$ の実験値と計算値に差異が生じているが、これは本研究で提案した気泡体積混入率の取得方法で油路の気泡体積混入率 $X \geq 1\%$ の値が同定できないことと、数値シミュレーションモデルで配管の粘弾性特性を考慮していないことが原因であると考えられる。よって、これらの点を解決し、より実条件に近い気泡体積混入率と配管の圧力伝播特性を考慮することで、さらに精度の高い弁挙動予測が行えると推察される。



(a) Amplitude of upstream pressure  $P_{u\_amp}$



(b) Dominant frequency of upstream pressure  $f_{p\_u\_D}$

Figure 5-13 Comparison of experimental and simulation results; amplitude of upstream pressure  $P_{u\_amp}$  (a) and dominant frequency  $f_{p\_u\_D}$  (b). Data of  $Q_{pump} = 10, 20, 30, 40, 50, 55$  L/min,  $P_{ave} = 0.05$  MPa,  $T = 40$  °C and  $X_{atm} = 0.13$  % @10 L/min, 0.35 % @20 L/min, 0.74 % @30 L/min, 1.5 % @40 L/min and 1.6 % @50 L/min.

## 5.5 結言

本章では、可視化実験データに画像処理を施すことで油中のキャビテーション気泡の体積混入率の簡易的な取得方法と、得られた気泡体積混入率を第 3 章にて構築した数値シミュレーションモデルへ適用することでキャビテーションの影響を考慮したポペット弁振動予測手法の提案を行い、以下の知見を得た。

(1) 実験で撮影した高速度カメラの映像データに画像処理を施すことによって油路における油中の気泡体積混入率を同定できた。ただし、油路の気泡体積混入率が 1% 以上になると気泡量の増減に対する光や色の変化が著しく低下するため、測定可能な気泡体積混入率の範囲 0 ~ 1% であった。

(2) 本手法によって同定した油路の気泡体積混入率から大気圧における気泡体積混入率を算出し、その値を数値シミュレーションに適用することで、気泡体積混入率を考慮していない場合では予測できなかったキャビテーションを伴う流れ場における弁振動現象を数値シミュレーションで予測することができた。

(3) (1)と(2)の知見によって、計測できる油路の気泡体積混入率は限定的ではあるものの可視化実験データと画像処理によって油中の気泡体積混入率を簡易的に取得する方法と、その方法によって得られた気泡体積混入率を数値シミュレーションモデルへ適用することでキャビテーションの影響を考慮したポペット弁の振動予測手法を提案できた。

# 第 6 章 結論

## 6.1 統括的結論

本研究では、キャビテーションを伴う流れ場におけるポペット弁の振動現象を対象にとり、可視化実験と数値シミュレーションを行い、キャビテーションが原因で発生する弁振動現象の存在を実験的および理論的に示した。また、弁挙動、圧力、キャビテーションの相互関係の詳細を分析し、キャビテーションが弁自励振動を誘起する具体的なメカニズムについて考察した。さらに、可視化実験データに画像処理を施すことで、キャビテーション気泡の油中体積混入率を簡易的に取得する方法を構築し、得られた気泡体積混入率を数値シミュレーションモデルに適用することでキャビテーションの影響を考慮した弁振動予測手法の一提案を行った。本論文の各章で得られた結論は、以下のとおりである。

第 1 章「序論」では、本研究の背景と工学的意義について述べ、ポペット弁の安定性評価とキャビテーションの影響に関する従来の研究を概観するとともに、本論文の目的を示した。

第 2 章「ポペット弁振動現象の測定」では、直動式狭まり流れ形ポペット弁を対象に各条件(圧力、流量、油温)における弁挙動とキャビテーション発生状態を計測し、キャビテーションを伴う流れ場で発生するポペット弁の振動現象の存在を示す実験的な検証を行い、以下の知見を得た。

- (1) ポペット弁は、実験条件において圧力制御機能を維持できないほどの過大な振動の発生が確認され、その振動周波数はポンプや流量計の脈動周波数とは一致しないものであった。
- (2) 弁振動時の圧力脈動、ポペット変位、騒音の周波数は全ての実験条件でほぼ一致しており、これら 3 要素と弁振動は強い相関を持つ。

(3) このポペット弁の振動は、流量や下流圧力に対して弁の振動が発生する条件と弁挙動が安定する条件に加えて平均下流圧力の値によって振動有無が変化する条件を持つ。

(4) 平均下流圧力の値によって振動有無が変化する条件は、キャビテーションの発生状態と弁の安定不安定に相関がある。

(5) 油温の変化に伴いキャビテーション発生状態が変化すると、ポペット弁の振動特性も大きく変化する。

(6) (1) ~ (5)の知見によって、キャビテーションの影響によってポペット弁の安定領域に変化が生じ、キャビテーションを伴う流れ場のみで発生するポペット弁振動の存在が実験的に明らかとなった。

第3章「振動原因の特定」では、第2章の実験で確認された弁振動現象に対してポペット弁の挙動予測に関する既知の理論式に加えて、油中へのキャビテーション気泡の混入による見掛けの体積弾性係数の変化を考慮した数値シミュレーションを用いて、キャビテーションを伴う流れ場でのみ発生するポペット弁振動の理論的な検討を行い、以下の知見を得た。

(1) ポペット弁の挙動予測に関する既知の理論式を用いてポペット弁の運動、作動油の圧縮性、管路の影響などを考慮した数値シミュレーションにより、流れ場が液体のみの状態となる条件ではポペット弁の挙動を再現することが可能である。しかし、ポペット弁下流部にキャビテーションが発生している流れ条件において発生したポペット弁の振動現象は、これらの要素を考慮するだけでは予測できない。

(2) キャビテーションが発生している状態で発生するポペット弁振動現象は、作動油中へのキャビテーション気泡の混入を仮定した見掛けの体積弾性係数を導入することで数値シミュレーションによって予測可能である。

(3) (1)および(2)から、ポペット弁の振動原因はポペット弁単体構造、周辺機器、管路、作動油などの既知の要因の影響だけでなく、キャビテーションもまた主要因の一つであることが理論的に明らかとなった。

第4章「弁振動発生メカニズム」では、第2章の実験に加えて弁座直近の圧力計測を行い、その計測結果から弁変位、圧力、キャビテーションの相互関係の詳細を分析し、キャビテーションがポペット弁の自励振動を誘起する具体的なメカニズムについて考察を行い以下の知見を得た。

- (1) キャビテーションを伴う流れ場における弁振動発生時に、弁下流部では環状の渦流れが形成され、さらにその環状渦の下流への放出が発生していた。
- (2) 弁下流部では混相状態と単相状態が切り替わるほどのキャビテーション気泡量の大きな変化が生じ、その周波数はポペットの振動周波数と一致した。さらに、弁振動時にはポペット変位波形とキャビテーション気泡量の波形は逆位相から1/4波長ずれた関係にあった。
- (3) 上流圧力は、キャビテーション気泡量の多いポペットの開口過程で急激に上昇し、キャビテーション気泡量が少ないポペットの閉口過程で急速に低下していた。下流圧力は環状渦の放出が起こった直後にピークをとり、そのタイミングで下流部のキャビテーション気泡は消滅していた。
- (4) (1)～(3)の知見によって、キャビテーションがポペット弁の振動を励起する役割を果たしている実験的事実を説明する具体的な発生メカニズムの仮説を構築した。

第5章「弁振動予測法の一提案」では、可視化実験データに画像処理を施すことで油中のキャビテーション気泡の体積混入率の簡易的な取得方法と、得られた気泡体積混入率を第3章にて構築した数値シミュレーションモデルへ適用することでキャビテーションの影響を考慮したポペット弁振動予測手法の提案を行い、以下の知見を得た。

- (1) 実験で撮影した高速度カメラの映像データに画像処理を施すことによって油路における油中の気泡体積混入率を同定できた。ただし、油路の気泡体積混入率が1%以上になると気泡量の増減に対する光や色の変化が著しく低下するため、測定可能な気泡体積混入率の範囲0～1%であった。

(2) 本手法によって同定した油路の気泡体積混入率から大気圧における気泡体積混入率を算出し、その値を数値シミュレーションに適用することで、気泡体積混入率を考慮していない場合では予測できなかったキャビテーションを伴う流れ場における弁振動現象を数値シミュレーションで予測することができた。

(3) (1)と(2)の知見によって、計測できる油路の気泡体積混入率は限定的ではあるものの可視化実験データと画像処理によって油中の気泡体積混入率を簡易的に取得する方法と、その方法によって得られた気泡体積混入率を数値シミュレーションモデルへ適用することでキャビテーションの影響を考慮したポペット弁の振動予測手法を提案できた。

## 6.2 今後の課題

本研究で行ったキャビテーションを伴う流れ場におけるポペット弁振動現象のメカニズム解明とその予測手法に関する課題については以下のとおりである。

- (1) 本研究で構築した弁振動発生メカニズムの仮説に対する理論的な検証に関して、油路で発生するキャビテーションが流れ場やポペット弁の動特性に与える影響を検討できる CFD 解析技術の開発が望まれる。
- (2) 本研究で構築したポペット弁挙動の数値シミュレーションモデルに関して、管路の粘弾性特性を考慮することによる管路の圧力伝播特性の予測精度の高度化および算出に必要な系諸元の簡易的な取得方法の開発が望まれる。
- (3) 本研究で提案した画像処理による気泡体積混入率の取得方法の適用性について、撮影環境や流れ条件による結果のばらつきに関する詳細な検証が望まれる。
- (4) 油中の気泡体積混入率の取得に関して、本研究で提案した手法に限らず、より簡易かつ高精度に油中気泡体積混入率を動的に取得できる技術の開発が望まれる。
- (5) 本研究で提案したキャビテーションの影響を考慮した数値シミュレーションモデルの適用性について、より複雑な構造のポペット弁へ適用を通して検証を行うことが望まれる。

## 参考文献

- (1) 森下正; 油圧市場動向と今後の展望, 不二越技報. Vol.53, No.1 (1997), pp.10-17.
- (2) 西邨信吾, 保里忠孝, 山田修道; 建設機械用油圧の動向, 不二越技報, Vol.53. No.1 (1997), pp.29-42.
- (3) 岡部信也 著; 油圧シヨベル大全, 日本工業出版(2007), pp.63-124.
- (4) 自動車技術ハンドブック編集委員会; 自動車技術ハンドブック 設計(シャシ)編, 社団法人 自動車技術会(2005), pp.127-205.
- (5) 高橋教雄; 事例 航空機と油圧技術およびその技術動向(特集 環境時代の油圧技術最新トレンド), 機械設計, Vol.54, No.12 (2010), pp.46-51.
- (6) (社団)日本油空圧学会 編; 新版 油空圧便覧, 株式会社オーム社(1989), pp.607-681.
- (7) 日本工業規格; JIS B 0142 (2011) 油圧及び空気圧用語, 一般財団法人 日本規格協会.
- (8) 不二越ハイドロニクスチーム 著; 新・知りたい油圧 基礎編, ジャパンマシニスト社(1993), pp.2867-2872.
- (9) 井土久雄; 安全弁に起因する振動現象, バルブ技報, No.53 (2004), pp.34-39.
- (10) 林叡; ポペット弁に発生する不安定振動について, 日本機械学会論文集(B編), Vol.57, No.541 (1991), pp.2867-2872.
- (11) 藤井澄二; 振動弁による流体柱の励振(第 1 報), 日本機械学会論文集, Vol.18, No.66 (1952), pp.182-184.

- (12) 藤井澄二; 振動弁による流体柱の励振(第 2 報), 日本機械学会論文集, Vol.18, No.73 (1952), pp.40-43.
- (13) 藤井澄二; 振動弁による流体柱の励振(第 3 報), 日本機械学会論文集, Vol.21, No.105 (1955), pp.374-377.
- (14) 前田照之, 金子武, 黒田新, 中根正隆; ブレーキ弁の鳴きに関する研究, 油圧と空気圧, Vol.26, No.4 (1995), pp.132-137.
- (15) 服部勝彦, 鈴木秀之; 冷却ファン油圧駆動システムの圧力変動解析, 豊田中央研究所 R&D レビュー, Vol.28, No.3 (1993), pp.23-33.
- (16) D. Fromm, W. Liebe, and W. Siegel; Pipe Rupture Caused by Vibrations of a Safety Valve, Ammonia Plant Safety and Related Facilities, Vol.28 (1988), pp.39-44.
- (17) Lutz O.; Die Vorgaenge in Federbelasteten Einspritzduesen Von Kompressorlosen Oelmaschinen, Ingenieur Archiv, Vol.4, No.2 (1933), pp.153-163.
- (18) 沖巖; 圓形瓣の研究第一期報告, 機械学会誌, Vol.24, No.65 (1921), pp.1-52.
- (19) Oki I. and Kawakami K.; Characteristics of Disc Valves of High-Lift Safety-Valve Type, Bulletin of JSME, Vol.1, No.3 (1958), pp.286-292.
- (20) 沖巖, 中山泰熹, 川上幸作, 中喜一; 円形弁の研究 : 第 12 報 広幅弁座を有する平面座弁の水中放出の特性, 日本機械学会論文集, Vol.32, No.241 (1966), pp.1393-1398.
- (21) 鶴沢高吉; 平板円形弁の静特性について, 日本機械学会論文集(第 2 部), Vol.26, No.165 (1960), pp.691-697.
- (22) Joergensen J. E.; Dynamic stability of hydraulic poppet valves, Massachusetts Institute of Technology (1963), <http://hdl.handle.net/1721.1/28156>.

- (23) Bickel E. and Acel St.; Statisches und Dynamisches Verhalten von Ueberdruckventilen in Oelhydraulischen Kreislaeufen, Technisches Rundschau, Vol.55, No. 22 (1963), pp.3-13.
- (24) Backé W. and Ruennenburger M.; Zur Klaurung des Verhaltens Von Ueberdruckventilen, Industrie Anzeiger, Vol. 88, No.98 (1964), pp.2017-2116.
- (25) Funk E. J.; Poppet Valve Stability, Transactions of ASME Journal of Basic Engineering, Vol.86, No.2 (1964), pp.207-212.
- (26) 市川常雄, 中村京市; ポペット形油圧弁の安定性について, 日本機械学会論文集(第 2 部), Vol.34, No.257 (1968), pp.91-99.
- (27) 笠井浩爾; 弾性支持を有するポペット弁の安定性について (第 1 報, 入口管路の影響を考慮した場合), 日本機械学会論文集(第 2 部), Vol.34, No.250 (1968), pp.655-669.
- (28) 笠井浩爾; 弾性支持を有するポペット弁の安定性について (第 2 報, 入口および出口管路の影響を考慮した場合), 日本機械学会論文集(第 2 部), Vol.35, No.270 (1969), pp.350-357.
- (29) Johnson B. L. and Wandling D. E.; Actual Popping Pressure of a Relief Valve with a Real Helical Spring under Dynamic Load, Transactions of ASME Journal of Engineering for industry, Vol. 91, No. 4 (1969), pp.1142-1146.
- (30) Wandling D. E. and Johnson, B. L.; Hydraulic Poppet Valve Stability, SAE Transactions Journal of Engineering for Industry, Vol.81, No.4 (1972), pp.2358-2368.
- (31) Schrenk E.; Disc Valves, Flow Patterns, Resistance, and Loading, British Hydromechanics Research Association, Vol.547 (1957), pp.1-17.
- (32) Stone A. J.; Discharge Coefficients and Steady-State Flow Forces for Hydraulic Poppet Valve, Transactions of ASME Journal of Basic Engineering,

Vol.82, No.1 (1960), pp.144-154.

- (33) McCloy D. and McGuigan R. H.; Some Static and Dynamic Characteristics of Poppet Valves, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol.179 (1964), pp.199-213.
- (34) 前田照行; ポペット弁の動特性に関する研究(第1報, 理論解析), 日本機械学会論文集(第2部), Vol.35, No.274 (1969), pp.1285-1292.
- (35) 前田照行; ポペット弁の動特性に関する研究(第2報, 実験解析), 日本機械学会論文集(第2部), Vol.35, No.274 (1969), pp.1293-1299.
- (36) 小嶋英一; 圧力制御弁の安定性に関する研究(第2報, ポペット形圧力制御弁), 日本機械学会論文集(第2部), Vol.38, No.310 (1972), pp.1437-1446.
- (37) 市川常雄, 日比昭, 伊藤博; ポペット弁に作用する流体力 (内向き流れの場合), 日本機械学会論文集(B編), Vol.47, No.423 (1981), pp.2225-2228.
- (38) 大島茂, 市川常雄; ポペット弁に作用する非定常流体力の測定, 日本機械学会論文集(B編), Vol.49, No.447 (1983), pp.2473-2477.
- (39) 浦田瑛三; ばね・質量・流体系の安定問題, 日本機械学会論文集(第2部), Vol.37, No.301 (1971), pp.1653-1661.
- (40) 高橋浩爾, 山口隆平; 一つの制御弁を含む油圧系の安定性 (第1報 安定判別法), 油圧と空気圧, Vol.10, No.3 (1979), pp.191-199.
- (41) 浦田瑛三; 弁, 管路および容量系の安定問題 (第1報 安定判別法), 日本機械学会論文集(B編), Vol.57, No.534 (1991), pp.473-480.
- (42) Zielke W.; Frequency-Dependent Friction in Transient Pipe Flow, Transactions of ASME Journal of Basic Engineering, Vol.90, No.1 (1968), pp.2638-2644.
- (43) 山口健二, 市川常雄; 管端流量が直線的に変化する油圧管路の圧力応答, 日本機械学会論文集(第2部), Vol.39, No.322 (1973), pp.1863-1872.

- (44) 香川利治, 李一永, 北川能, 竹中利夫; 特性曲線法における非定常層流圧力損失の高速高精度計算法, 日本機械学会(B編), Vol.49, No.447 (1983), pp.2638-2644.
- (45) 橋本強二, 今枝正夫, 菊池健一; 粘弾性管壁を有する油圧管路の過渡応答特性, 油圧と空気圧, Vol.17, No.1 (1986), pp.66-73.
- (46) Hans T.; Oscillations of a Simple Valve Connected to a Pipe, Journal of Applied Mathematics and Physics, Vol.27 (1976), pp.23-40.
- (47) Shorin V. and Sverbilov V.; on Possibility of Suppressing Self-excited Oscillations of Relief and Check Valves by Actions on Pipeline Performance, Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power, No.2 (1993), pp.465-470.
- (48) 林叡, 王偉民, 早瀬敏幸, 白井敦; 直動型ポペット弁回路のカオス振動に及ぼす管摩擦の影響, 日本油空圧学会論文集, Vol.31, No.5 (2000), pp.123-131.
- (49) 中村義也, 鷲尾誠一; 軌跡判定法を利用した弁-管路油圧系の安定判別, 日本機械学会論文集(C編), Vol.68, No.665 (2002), pp.197-203.
- (50) 林叡; ポペット弁における不安定現象, 油圧と空気圧, Vol.24, No.2 (1993), pp.189-195.
- (51) Hayashi S.; Instability of Poppet Valve Circuit, JSME International Journal Series C, Vol.38, No.3 (1995), pp.357-366.
- (52) 林叡, 大井清利; ポペット弁回路に発生する硬発振現象について, 日本機械学会論文集(C編), Vol.56, No.532 (1990), pp.3185-3190.
- (53) 林叡, 倉橋哲郎, 早瀬敏幸; ポペット弁における硬発振現象の発生機構 (第1報, 定常弁リフトの大きな場合), 日本機械学会論文集(C編), Vol.59, No.563 (1993), pp.2020-2025.

- (54) Hayashi S. and Mochizuki T.; Chaotic Oscillations Occurring in a Hydraulic Circuit (Digital Simulation and Experimental Study), Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power, No.1 (1989), pp.475-482.
- (55) 林叡, 早瀬敏幸, 倉橋哲郎; ポペット弁回路に発生するカオス振動, 日本機械学会論文集(C編), Vol.61, No.585 (1995), pp.1810-1815.
- (56) Hayashi S., Hayase T. and Kurahashi T.; Chaos in a Hydraulic Control Valve, Journal of Fluids and Structures, Vol.11, No.6 (1997), pp.693-716.
- (57) Wang W., Hayashi S., Hayase T. and Shirai A.; Chaotic Oscillations in a Direct-Acting Poppet Valve Circuit (Pipeline Length as a Control Parameter), Fluid Power 4<sup>th</sup> JHPS International Symposium, No.1 (1999), pp.597-602.
- (58) 林叡, 山本宏之, 飯村或郎; ポペット弁の安定性に及ぼすドレインオリフィスの影響, 油圧と空気圧, Vol.24, No.2 (1993), pp.283-290.
- (59) 林叡, 飯塚祐二, 早瀬敏幸, 飯村或郎; バランスドピストン型リリース弁動特性の数値解析 (第1報, 数値シミュレーションと実験的検討), 油圧と空気圧, Vol.28, No.2 (1997), pp. 232-238.
- (60) 林叡, 飯塚祐二, 飯村或郎, 早瀬敏幸; バランスドピストン型リリース弁動特性の数値解析 (第2報, リリース弁の安定性), 油圧と空気圧, Vol.28, No.2 (1997), pp.239-244.
- (61) 中村義也, 鷺尾誠一, 庄司野公也; 油圧ポペット弁特性の測定とモデル化, 日本機械学会論文集(C編), Vol.68, No.668 (2002), pp.1149-1156.
- (62) 鷺尾誠一, 陳恵青, 高橋智, 祝守新; 動特性モデル構築を目的としたポペット弁可変絞り非定常特性の実験的検討, Vol.72, No.724 (2006), pp.3912-3918.
- (63) H. K. Versteeg and W. Malalasekera 原著, 松下洋介, 斉藤泰洋, 青木秀之, 三浦隆利; 数値流体力学 (第2版), 森北出版株式会社(2011), pp.1-9.

- (64) 築地徹浩; 離散渦法によるポペット弁絞りからの 2 次元噴流の数値解析, 足利工業大学研究集録, Vol.17, No.1 (1991), pp.7-14.
- (65) 伊藤和巳, 高橋浩爾, 井上淳; ポペット弁まわりの流れ (流線座標を用いた圧力分布の一計算手法), 日本機械学会論文集(B 編), Vol.57, No.539 (1991), pp.2225-2232.
- (66) 上野久儀, 岡島厚, 田中弘義, 長谷川高則; 圧力制御弁の騒音実験と油の数値流動シミュレーション, 日本機械学会論文集(B 編), Vol.58, No.547 (1992), pp.743-749.
- (67) 築地徹浩, 米澤至彦, 石井祐一郎; 油圧用三次元ポペット弁内の流れ, 日本機械学会論文集(B 編), Vol.61, No.583 (1995), pp.998-1004.
- (68) 築地徹浩, 鈴木芳和; 渦法による油圧用軸対称ポペット弁内流の数値シミュレーション, 日本機械学会論文集(B 編), Vol.63, No.606 (1997), pp.552-559.
- (69) 築地徹浩, 中山真吾; 油圧用ポペット弁の横振動に関する研究, 日本機械学会論文集(B 編), Vol.64, No.620 (1998), pp.1088-1094.
- (70) 佐藤直人, 林叡, 早瀬敏幸, 白井敦; 油圧弁式セミアクティブダンパ主弁まわりの流動数値解析と流体力がダンパの安定性に及ぼす影響, 日本油空圧学会論文集, Vol.31, No.1 (2000), pp.22-29.
- (71) 渡部尚, 若生宏, 直井康夫, 中野政身; 移動境界法 CFD を用いた逆止弁自励振動メカニズム解析, 自動車技術会論文集, Vol.43, No.6 (2012), pp.1393-1399.
- (72) Takahashi M., Nomura R., Aoki M. and Okahashi T.; Unsteady CFD Simulation of Pure-tone Noise Generated by a Hydraulic Relief Valve, Proceedings of the 9<sup>th</sup> JFPS International Symposium on Fluid Power, No.1 (2014), pp.774-781.
- (73) 加藤洋治 編著; 新版 キャビテーション 基礎と最近の進歩, 槇書店(1999),

pp.1-5.

- (74) 奥津良之; キャビテーションによる調整弁の損傷事例と技術対応の現状, 社団法人日本バルブ工業会, Vol.13, No.3 (1999), pp.20-25.
- (75) Maeda T. and Sato S.; Erosion of Poppet Valve Chamber by High Water Content Fluid, Proceedings of the JHPS International Symposium on Fluid Power, No.1 (1989), pp.503-510.
- (76) Yi D., Lu L., Zou J. and Fu X.; Interactions between poppet vibration and cavitation in relief valve, Journal of Mechanical Engineering Science Proceedings of the institution of Mechanical Engineers Part C, Vol.229, No.8 (2015), pp.1447-1461.
- (77) 青山邑里, 山本全男, 小池昇, 松岡祥浩; ポペット弁のキャビテーションについて, 油圧と空気圧, Vol.7, No.2 (1976), pp.105-111.
- (78) 青山邑里, 山本全男, 小池昇, 松岡祥浩; ポペット弁のキャビテーション (とくに弁面圧力, 推力及び騒音について), 油圧と空気圧, Vol.9, No.7 (1978), pp.508-515.
- (79) 青山邑里, 松岡祥浩; 油圧機器の絞り部に発生するキャビテーション (続報, ポペット形弁の細まり流れにおける場合), 日本機械学会論文集(B編), Vol.51, No.470 (1985), pp.3083-3091.
- (80) 青山邑里, 山本全男, 小池昇, 松岡祥浩, 牛尾純二郎; ポペット弁のキャビテーション (とくに弁座, 弁室の圧力, 推力及び横振動について), 油圧と空気圧, Vol.11, No.4 (1980), pp.246-254.
- (81) 青山邑里, 山本全男, 小池昇, 松岡祥浩; 油圧機器の絞り部に発生するキャビテーション (ポペット形弁の狭まり流れにおける場合), 日本機械学会論文集(B編), Vol.49, No.447 (1983), pp.2282-2291.
- (82) Oshima S., Leino T., Linjama M., Koskinen K. T. and Vilenius M. J.; Effect of

Cavitation in Water Hydraulic Poppet Valves, International Journal of Fluid Power, Vol.2, No.3 (2001), pp.5-13.

- (83) 大島茂, 市川常雄; ポペット形油圧弁におけるキャビテーション現象と弁特性 (第 1 報, キャビテーションの発生形態と流量特性), 日本機械学会論文集(B 編), Vol.51, No.462 (1985), pp.427-435.
- (84) 大島茂, 市川常雄; ポペット形油圧弁におけるキャビテーション現象と弁特性 (第 2 報, 弁座面取長さの影響と流量特性), 日本機械学会論文集(B 編), Vol.51, No.462 (1985), pp.628-636.
- (85) 大島茂, 市川常雄; ポペット形油圧弁におけるキャビテーション現象と弁特性 (第 3 報, 流量特性に対する弁頂角と油温の影響), 日本機械学会論文集(B 編), Vol.51, No.467 (1985), pp.2043-2052.
- (86) 大島茂, 市川常雄; ポペット形油圧弁におけるキャビテーション現象と弁特性 (第 4 報, スラスト特性に対するキャビテーションの影響), 日本機械学会論文集(B 編), Vol.51, No.467 (1985), pp.2249-2257.
- (87) 大島茂, 市川常雄; ポペット形油圧弁におけるキャビテーション現象と弁特性 (第 5 報, スラスト特性に対する弁諸元の影響), 日本機械学会論文集(B 編), Vol.51, No.469 (1985), pp.3023-3031.
- (88) 青山邑里, 松岡祥浩, 山本全男, 小池昇, 谷奥基資; ポペット形油圧弁のキャビテーション特性 (圧力変化率の違いによる臨界キャビテーション係数), 日本機械学会論文集(B 編), Vol.54, No.498 (1988), pp.398-403.
- (89) 青山邑里, 松岡祥浩, 山本全男, 小池昇, 谷奥基資; ポペット形油圧弁のキャビテーション特性 (続報, 圧力変化率の違いによる臨界キャビテーション係数), 日本機械学会論文集(B 編), Vol.54, No.503 (1988), pp.1710-1715.
- (90) 大島茂, 市川常雄; ポペット形油圧弁の特性に対する弁形状の影響 (第 1 報, 弁座角と弁頂角が異なる場合), 日本機械学会論文集(B 編), Vol.52, No.474

(1986), pp.801-806.

- (91) 大島茂, 市川常雄; ポペット形油圧弁の特性に対する弁形状の影響 (第2報, ポペット先端に平面を持つ場合), 日本機械学会論文集(B編), Vol.52, No.482 (1986), pp.3513-3518.
- (92) 大島茂, 殷慶文, 市川常雄; ポペット弁の流体力補償に関する研究 (第2報, 半割りモデルによる考察), 油圧と空気圧, Vol.19, No.2 (1988), pp.163-170.
- (93) 大島茂; 球形ポペット弁におけるキャビテーションと弁特性, 油圧と空気圧, Vol.23, No.3 (1992), pp.302-308.
- (94) 加藤洋治 編著; 新版 キャビテーション 基礎と最近の進歩, 槇書店(1999), pp.203-204.
- (95) 青山邑里, 山本義和, 山本全男, 小池昇, 松岡祥浩; つば付きポペット弁まわりの流れの可視化, 可視化情報学会誌, Vol. 17, No.Supplement1 (1997), pp.185-188.
- (96) 築地徹浩, 永井宏治, 住田隆; ポペット弁のつば近傍でのキャビテーションの抑制に関する研究, 日本油空圧学会論文集, Vol.32, No.1 (2001), pp.7-12.
- (97) Ueno H., Okajima A. and Muromiya Y.; Visualization of cavitating flow and numerical simulation of flow in a poppet valve, Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power, No.2 (1993), pp.385-390.
- (98) Mohammad P. F. and Hossein M.; A Computational Study of Cavitation in a Hydraulic Poppet Valve, Proceedings of the HEAT 5<sup>th</sup> International Conference on Transport Phenomena in Multiphase Systems, No.1 (2008), pp.1-8.
- (99) Gao H., Fu X., Yang H. and Tsukiji T.; Numerical investigation of cavitating flow behind the cone of a poppet valve in water hydraulic system, Vol.3, No.4 (2002), pp.395-400.

- (100) Sandor I. B. and Romeo S. R.; Numerical Model for Cavitation Flow in Hydraulic Poppet Valves, *Modelling and Simulation in Engineering*, No. 742162 (2012), pp.1-10. DOI: 10.1155/2012/742162.
- (101) 日本機械学会 編; 事例に学ぶ 流体関連振動 第 2 版, 技報堂出版 (2003), pp.219-220.
- (102) 広瀬達三, 大本日出夫; キャビテーション作用の温度依存性について, *日本音響学会誌*, Vol.26, No.2 (1970), pp.55-66.
- (103) (社団)日本油空圧学会 編; 新版 油空圧便覧, 株式会社オーム社(1989), pp.3-47.
- (104) 機械設計便覧編集委員会 編; 第 3 版 機械設計便覧, 丸善株式会社 (1992), pp.923-987.
- (105) 日本工業規格; JIS Z 8762-1 (2007) 円形管路の絞り機構による流量測定方法-第 1 部 : 一般原理及び要求事項, 一般財団法人 日本規格協会.
- (106) Schrank K. and Murrenhoff H., Measurements of air absorption and air release characteristics in hydraulic oils at low pressure, *Proceedings of the ASME/BATH 2013 Symposium on Fluid Power & Motion Control FPMC2013*, No. FPMC2013-4450 (2013), pp.1-9. DOI: 10.1115/FPMC2013-4450.
- (107) 坂間清子, 田中豊, 東春那, 五嶋裕之; 油中気泡の除去が油の体積弾性係数におよぼす影響, 平成 26 年春季フルードパワーシステム講演会講演論文集, No.1 (2014), pp.40-42.
- (108) 小波倭文朗, 西海孝夫; 油圧制御システム, 東京電機大学出版局(1999), pp.18-22.
- (109) 王宇, 熊谷賢人; 油圧弁用移動境界流体解析技術の構築, 日本機械学会 第 28 回計算力学講演会(CMD2015), 講演論文集, No.1 (2015), pp.128-129.
- (110) 阿部晃久, 大谷清伸, 高山和喜, 西尾茂, 三村治夫, 武田実; 衝撃波作用

による微小気泡群の崩壊と衝撃圧生成, 日本機械学会論文集(B編), Vol.75,  
No.752 (2009), pp.668-675.

(111) 小寺忠, 矢野澄雄 共著; 演習で学ぶ 機械力学, 森北出版株式会社  
(1994), pp.165-167.

(112) (社団)日本油空圧学会 編; 新版 油空圧便覧, 株式会社オーム社(1989),  
pp.296-299.

## 本論文に関連した業績

### 論文(査読付き)

- (1) 熊谷賢人, 龍小平, 太田匡則, 前野一夫, 鄒俊; 油圧回路におけるポペット弁の振動現象 (弁振動とキャビテーション現象の関連性), 日本フルードパワーシステム学会論文集, Vol.45, No.6 (2014), pp.94-100.
- (2) Kumagai K., Ryu S., Ota M. and Maeno K.; Investigation of poppet valve vibration with cavitation, International Journal of Fluid Power, Vol.17, No.1 (2016), DOI: 10.1080/14399776.2015.1115648.

### 国際会議・シンポジウム

- (1) Kento Kumagai, Ryu Shohei, Kazuo Maeno and Jun Zou; Renewed Study of Vibration Phenomenon in Poppet Type Valve, Proceedings of the 9<sup>th</sup> International Fluid Power Conference, 9. IFK, Aachen, Germany, Vol.2, pp.80-91, March 24-26, 2014.

### 国内学会発表

- (1) 王宇, 熊谷賢人; 油圧弁用移動境界流体解析技術の構築, 日本機械学会 第28回計算力学講演会 (CMD2015), 講演論文集, OS10-2, pp.128-129, 2015.10.10-11.

## 謝辞

本論文をまとめるにあたり、終始適切な御指導とご鞭撻を頂きました木更津工業高等専門学校 前野一夫学校長(当時 千葉大学大学院工学研究科 教授)ならびに千葉大学大学院工学研究科 太田匡則准教授に心から深く感謝し、厚く御礼申し上げます。また、本論文の提出にあたり、有意義な御教示と御校閲を賜りました千葉大学大学院工学研究科 武居昌宏教授、森吉泰生教授、劉浩教授、田中学准教授に厚く御礼申し上げます。

本研究を遂行に関して、実験解析結果の考察や論文の作成に関して多くの有意義なご助言を頂いた日立建機株式会社 龍小平主任研究員に深く感謝の意を表します。実験装置の製作について多くの御助言をくださった日立建機株式会社 滝口和夫技師(当時)に感謝いたします。数値シミュレーションモデルの構築に関して、多くの御助言と御助力をくださった中国 浙江大学 鄒俊准教授に厚く御礼申し上げます。

本研究の実施にあたり、実験計測や解析モデル構築に関して多大なご助力を頂いた日立建機株式会社 塩飽晃司殿に深く感謝の意を表します。数値シミュレーションの基礎モデル構築および検証にご協力頂いた千葉大学大学院 川上浩史殿、同じく千葉大学大学院 米元天馬殿(当時)、中国 浙江大学 馮強博士研究生(当時)、牛玉国修士研究生(当時)、中国 同濟大学 陸亮助理教授(当時 浙江大学 研究員)ならびに中国 西南交通大学 李光飛博士研究生(当時)に厚く御礼申し上げます。また、流体機構連成解析による実験の検証にご協力頂いた株式会社日立製作所日立研究所 王宇殿に深く感謝いたします。

また、千葉大学大学院工学研究科博士後期課程への進学のお機をを与えて頂いた日立建機株式会社研究本部 福本英士本部長、研究本部技術開発センタ 山口祥司センタ長、三柳直毅センタ長(当時)、釣賀靖貴主管研究員、藤島一雄主管研究員(当時)、山本弘主任研究員(当時)、平工賢二主任研究員ならびに人事部 青山忠広人事部長(当時)に深く感謝の意を表します。

最後に、本論文をまとめるまでの3年間、終始暖かく支援してくれた妻 麗麗、娘 徐櫻に心より感謝し、謝辞といたします。

## 付録 A. 実験に使用したポペット弁形状

実験で計測対象としたポペット弁の基本形状の詳細を下記に記す. 図 A-1 はプラグ形状を, 図 A-2 はばね形状を, 図 A-3 はポペット形状を, 図 A-4 はブロック形状を, 図 A-5 はポペット弁の組み立て形状を示す. なお, 本研究で用いた実験装置は, これらの形状を基本とし, 実験内容に応じてセンサの取り付け穴などの変更が加えられていることを述べておく.



Figure A-1 Plug

材質	SWP-B
巻方向	右
総巻数	13.5
有効巻数	11.5
SPRING取付時長さ	40.9 [mm]
SPRING取付加重	236 ± 11.8 [N]
SPRING定数	21.0 [N/mm]

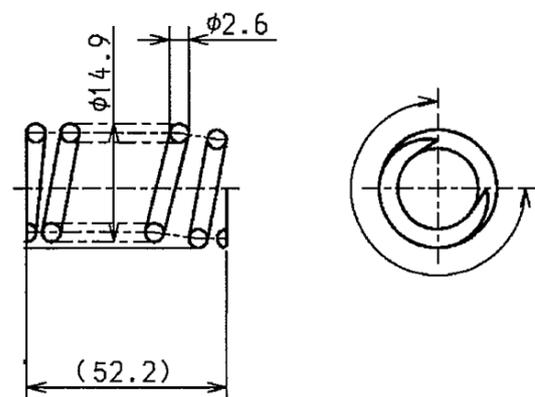


Figure A-2 Spring





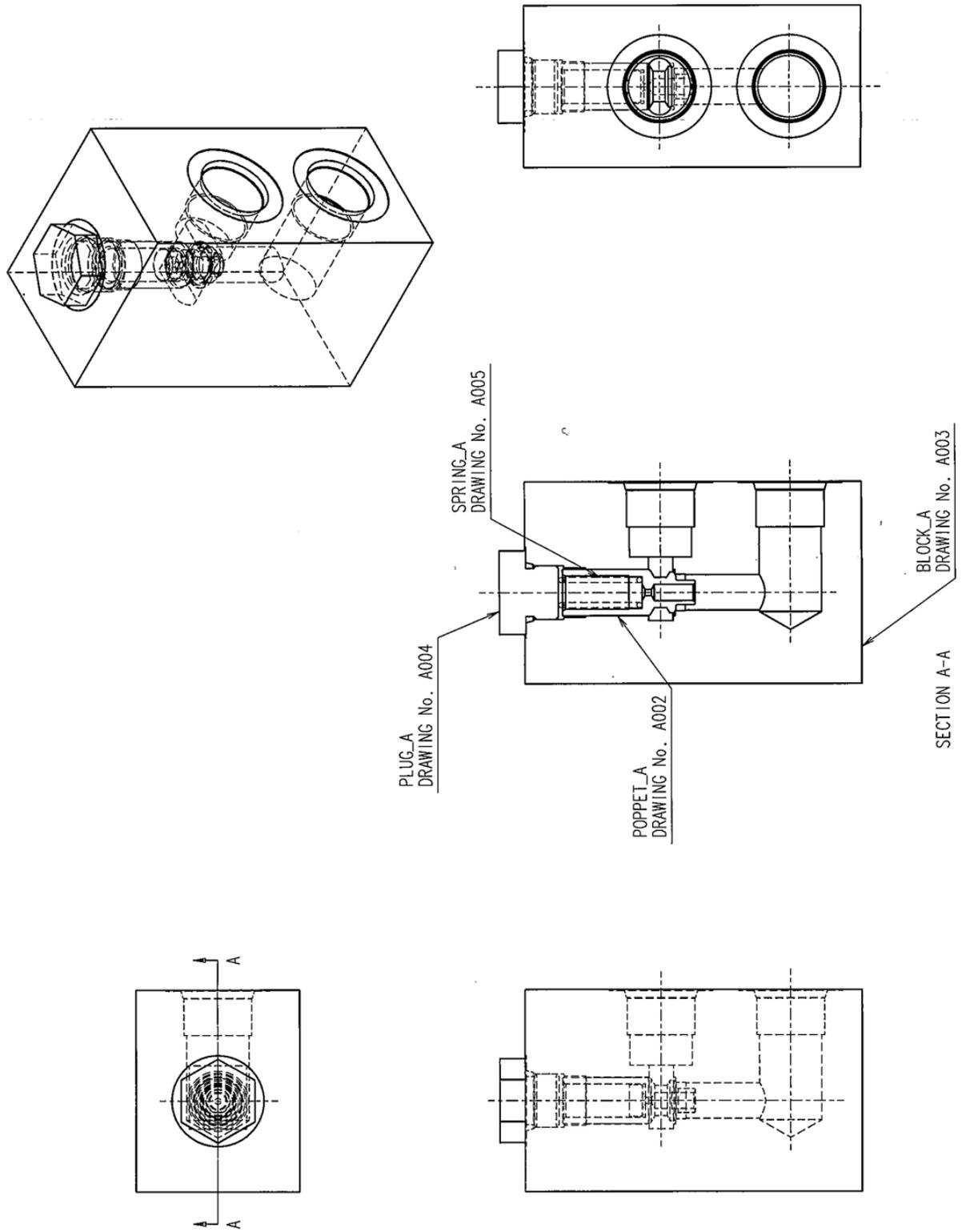


Figure A-5 Assembly of tested poppet valve

## 付録 B. 実験システムの構成機器

実験システムの構成機器の詳細を下記に示す。

### 油圧ポンプ

メーカー	ダイキン工業株式会社
品名	油圧ポンプ V38A3RX-95
仕様	最高使用圧力 21.0MPa 定格使用圧力 14.0MPa ポンプ吐出量 55L/min (50Hz) at 1.0MPa

### 電動機

メーカー	東芝
品名	電動機 SP1975-751RE
仕様	回転数 1500rpm * 負荷に応じて回転数変動. 本実験条件では 1500±20rpm.

### 可変絞り弁

メーカー	油研工業株式会社
品名	SRG-06-50
仕様	定格流量 85L/min 最高使用圧力 25MPa

### オイルタンク

メーカー	ダイキン工業株式会社
品名	— * 油圧源ユニット内蔵品
仕様	油量 160L

リリーフ弁

メーカー	内田油圧(現 ボッシュレックスロス株式会社)
品名	DB-10A-1-4/350
仕様	定格圧力 35MPa 定格流量 150L/min

オイルクーラ

メーカー	ダイキン工業株式会社
品名	LT0707A-10
仕様	伝熱面積 0.7cm <sup>2</sup> 最大油流量 75L/min

オイルフィルタ

メーカー	株式会社増田製作所
品名	MAR10-10P-E エレメント: AR10-01DP (HP31675)
仕様	ノミナル 10μm

油圧ホース(上流)

メーカー	株式会社ブリヂストン
品名	55-21-25-3000N
仕様	最高使用圧力 20.5MPa ホース呼び径 1 インチ 長さ 3m

油圧ホース(下流)

メーカー	株式会社ブリヂストン
品名	55-07-19-1000N
仕様	最高使用圧力 7MPa ホース呼び径 3/4 インチ 長さ 1m

## 付録 C. 実験に使用した計測設備

実験に使用した計測設備の詳細を下記に示す。

### 圧力変換器

メーカー	共和電業株式会社
品名	小型圧力変換器 PGL-A-5MP-A
仕様	定格容量 5MPa 定格出力 2mV/V ( $4,000 \times 10^{-6}$ ひずみ) $\pm 20\%$ 分解能 0.005MPa (定格容量の 0.1%) 応答周波数 12.2kHz 温度補償範囲 -10~60°C

### 圧力変換器

メーカー	FISO Technologies Inc.
品名	光ファイバー超小型圧力センサ FOP-M-BA(Evolution 用)
仕様	計測レンジ 0~6.8MPa 分解能 0.0034MPa (フルスケールの 0.05%) 応答周波数 15kHz 動作温度範囲 -20~150°C
備考	第 4 章および第 5 章の実験で使用

### 歯車式流量計

メーカー	KRACHT GmbH
品名	VC1BKP2S61
仕様	1 歯の容積 1.036cm <sup>3</sup> 最大使用圧力 40MPa 瞬時許容圧力 48MPa インパルス/リッター 956.25 回転開始流量 0.02L/min 測定推量範囲 0.4-80L/min 精度 $\pm 0.3\% \geq 20\text{mm}^2/\text{s}$

### 高速度カメラ

メーカー	株式会社キーエンス
品名	ハイスピードマイクロスコープ VW-9000 高速モノクロカメラユニット VW600M
仕様	タイプ モノクロ 素子解像度 640×480 走査方式 プログレッシブ フレームレート 30~230,000fps 最大解像度 640×480 (30~4,000fps), 640×320 (6000fps), 640×240 (8000fps), 640×192 (10,000fps), 320×240 (12,000~15,000fps), 320×160 (23,000fps), 256×128 (35,000fps), 160×112 (57,000fps), 160×80 (80,000fps), 160×42 (120,000~150,000fps), 160×32 (230,000fps) 電子シャッター 1/30~1/900,000sec

### メタルハライドランプ

メーカー	株式会社キーエンス
品名	モノクロ用高輝度ランプユニット OP-84310
仕様	モノクロカメラ用:高輝度タイプ 80W 寿命(平均寿命) 2000 時間 色温度 モノクロカメラ用: 6400K

### 騒音計

メーカー	リオン株式会社
品名	精密騒音計(インパルス付) NL-14
仕様	周波数特性 A, C, Z(FLAT) 測定範囲 28~130dB(A), 33~130dB(C), 36~130dB(Z) * 自己雑音は下限より-8dB 測定周波数範囲 20~12,500Hz

### 測温抵抗体

メーカー	理化学工業株式会社
品名	シース測温抵抗体 R-101S-3.2-100-3000-EXC-Y-PDM-NG-E
仕様	使用温度範囲: 0~350°C

### F/V コンバータ

メーカー	ココリサーチ株式会社
品名	ユニバーサル回転・速度計 TDP-3621-EMA
仕様	入力周波数範囲 6mHz~500kHz 入力分解能 40ns(25MHz) 出力信号 0-10V, 0-5V, 1-5V, 4-20mA 出力精度 $\pm 0.1\%$ of FS@23°C (FS ; フルスケール) 出力更新時間 0.001~19.999s

### データロガー

メーカー	株式会社キーエンス
品名	PC ダイレクトインターフェースユニット NR-500 NR-500 用 AC アダプタ NR-U4
仕様	計測ユニット間同期 $\pm 1\mu\text{s}$ 以下 時間軸精度 $\pm 50\text{ppm}(23^\circ\text{C}\pm 2^\circ\text{C})$ トリガ入力電圧 DC10-30V(最小パルス間隔 2ms, 有効パルス幅 10 $\mu\text{s}$ 以上)

### アナログ計測ユニット

メーカー	株式会社キーエンス
品名	高速アナログ計測ユニット NR-HA08
仕様	測定周期 最高サンプリング周期 1 $\mu\text{s}$ (1MHz)~60s 入力電圧 $\pm 10\text{V}$ , $\pm 5\text{V}$ , $\pm 2.5\text{V}$ , $\pm 1\text{V}$ , $\pm 0.5\text{V}$ , $\pm 0.25\text{V}$ 入力電流 $\pm 20\text{mA}$

### ひずみ計測ユニット

メーカー	株式会社キーエンス
品名	ひずみ計測ユニット NR-ST04
仕様	測定周期 最高サンプリング周期 20 $\mu\text{s}$ (50kHz)~60s ひずみ入力 $\pm 1000\mu\text{ST}$ , $\pm 2000\mu\text{ST}$ , $\pm 5000\mu\text{ST}$ , $\pm 10000\mu\text{ST}$ , $\pm 20000\mu\text{ST}$ , 電圧入力 $\pm 2\text{mV}$ , $\pm 5\text{mV}$ , $\pm 10\text{mV}$ , $\pm 20\text{mV}$ , $\pm 50\text{mV}$

### 温度計測ユニット

メーカー	株式会社キーエンス
品名	高精度温度電圧計測ユニット NR-TH08
仕様	測定周期 最高サンプリング周期 100ms(AD 積分時間 2ms)~1h 電圧入力 $\pm 50V, \pm 10V, \pm 5V, \pm 1V, \pm 0.5V, \pm 0.1V$ 熱電対入力 K, J, E, T, R, S, B, N, W 測温抵抗体 Pt100, JPt100 3線式 規定電流 1mA

### 圧力計測専用モジュール

メーカー	FISO Technologies Inc.
品名	シグナルコンディショナー EVOLUTION システム EVO-SD-5 Model ハイスピード圧力計測専用モジュール FPI-HS
仕様	圧力センサ FOP-M 使用時 計測レンジ R1 : 0 to 5psi / R2 : 0 to 50psi / R3 : 0 to 150psi / R4 : 0 to 1000psi 動作温度範囲 $-20 \sim 150^{\circ}\text{C}$ 精度 $\pm 0.5\%$ of full scale 分解能 $0.05\%$ of full scale サンプリング周波数 最大 15kHz アナログ出力 0 to 5V / 16 bit resolution
備考	第 4 章および第 5 章の実験で使用

### データレコーダ

メーカー	リオン株式会社
品名	4ch データレコーダ DA-20
仕様	電圧入力 $\pm 0.01V, \pm 0.03V, \pm 0.1V, \pm 0.3V, \pm 1V, \pm 3V, \pm 10V$ ファイル形式 WAVE 形式(16bit 直線非圧縮) 周波数レンジ 100Hz, 500Hz, 1kHz, 5kHz, 10kHz, 20kHz サンプリング周波数 周波数レンジ $\times 2.4 / 2.56$ トリガ入力 オープンコレクタ対応

コントローラ

メーカー	株式会社キーエンス
品名	プログラマブルコントローラ KV-5000 出力ユニット KV-B16RC
仕様	出力形態 リレー 定格負荷 AC250V / DC30V 2A(8A / 1 コモン) ON 抵抗 50mΩ 以下 動作時間 OFF→ON 10ms 以下, ON→OFF 10ms 以下

パーソナルコンピュータ

メーカー	Acer Incorporated
品名	Aspire Timeline X AS3820T-F52C
仕様	CPU Corei5-480M OS Windows 7 Home Premium 64bit

## 付録 D. ポンプおよび歯車式流量計の脈動周波数

ここではポペット弁の振動源となり得るポンプと歯車式流量計の脈動周波数を調査する。実験システムの基本的な構成は図 2-1 と同様で、ポペット弁形状は図 4-1 と同様のボルトでポペットの変位を調整および固定可能なものを用いた。なお、ボルトを取り付けるプラグ以外は第 2 章の実験で用いたポペットと同形状であり、計測設備や作動油なども同じものを使用した。表 D-1 に実験条件を示す。平均下流圧力  $P_{d\_ave}$  は可変絞り弁によって設定され、流量  $Q_{pump}$  は実験システムに備えられたリリーフ弁から作動油をリリーフさせた状態でポペット変位をボルトで調整することで設定された。

図 D-1 に計測された上流圧力  $P_u$  の周波数分析結果を周波数  $f$  に対する振幅スペクトル  $S_p$  で示す。全ての流量条件において、 $f = 222, 443, 664$  Hz でピークが確認できる。また、 $Q_{pump} = 10$  L/min では  $f = 328$  Hz、 $Q_{pump} = 20$  L/min では  $f = 645$  Hz、 $Q_{pump} = 30$  L/min では  $f = 964$  Hz にそれぞれピークが確認できる。

ポンプの脈動周波数  $f_{pump}$  は式(D.1)で、歯車式流量計の周波数  $f_{flowmeter}$  は式(D.2)で与えられる、

$$f_{pump} = \frac{N_{motor}}{60} \times n_{piston} \dots \dots \dots (D.1)$$

$$f_{flowmeter} = \frac{f_{flowmeter\_perL}}{60} \times Q_{pump} \dots \dots \dots (D.2)$$

ここで、電動機の定格回転数は  $N_{motor} = 1500$  Hz、ポンプのピストン数は  $n_{piston} = 9$ 、歯車式流量計の流量 1 L/min あたりの出力周波数は  $f_{flowmeter\_perL} = 1912$  Hz である。

式(D.1)から  $f_{pump} = 225$  Hz と算出され、実験結果の  $f = 222$  Hz と概ね一致する。よって、これがポンプ脈動周波数であり、 $f = 443, 664$  Hz の周波数はその高調波<sup>(11)</sup>であるといえる。また、式(D.2)から  $Q_{pump} = 10$  L/min で  $f_{flowmeter} = 318$  Hz、 $Q_{pump} = 20$  L/min で  $f_{flowmeter} = 637$  Hz、 $Q_{pump} = 30$  L/min で  $f_{flowmeter} = 956$  Hz とそれぞれ算出され、これは各流量でピークを取った周波数  $f = 328, 645, 964$  Hz と概ね一致している。さらに、 $S_p$  の値からこれらの脈動振幅は最大で  $\pm 0.035$  MPa 程度だということがわかる。本予備実験で得られたデータは、本章の考察に使用する。

Table D-1 Experimental conditions

Symbol	Value	Units
$P_{d\_ave}$	$1.00 \pm 0.05$	MPa(Gauge)
$Q_{pump}$	10, 20, 30, 40, 50 $\pm$ 0.7	L/min
$T$	$40 \pm 2$	$^{\circ}$ C

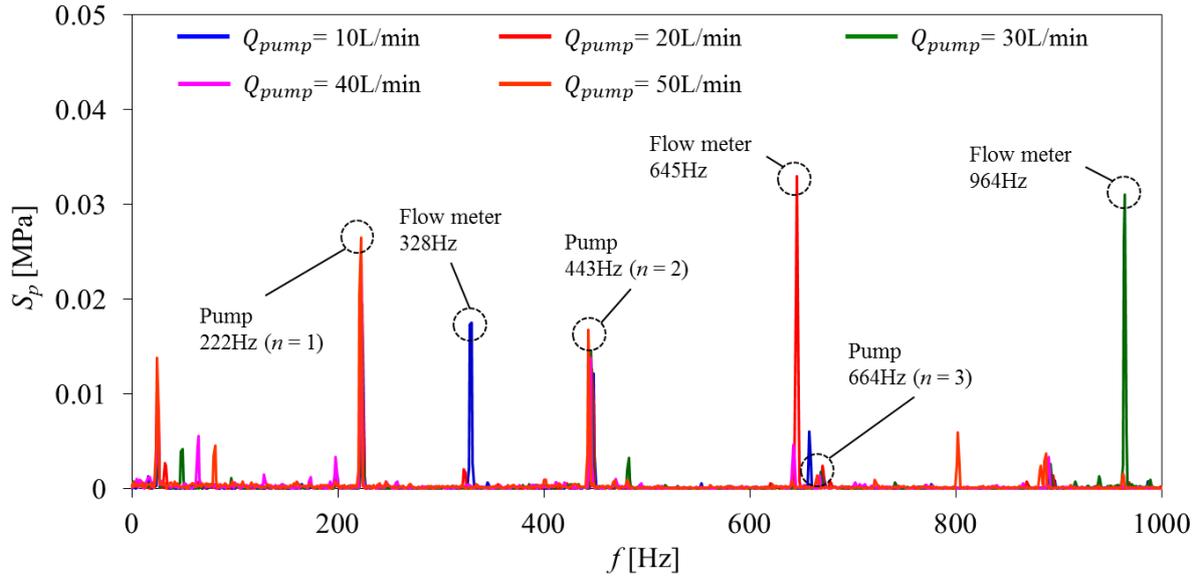


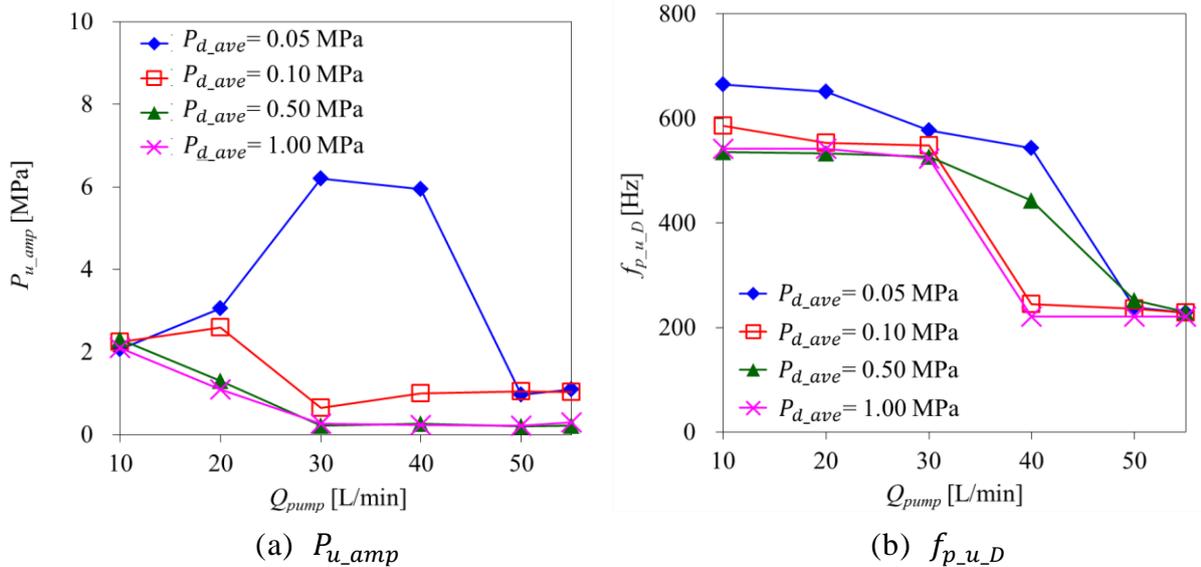
Figure D-1 Frequency characteristic of upstream pressure  $P_u$  in fixed poppet valve,  $Q_{pump} = 10, 20, 30, 40, 50$  L/min,  $P_{d\_ave} = 1.00$  MPa and  $T = 40$   $^{\circ}$ C.

## 付録 E. 圧力, 変位, 騒音の相関

ここでは, 第 2 章 2.4 節で述べた上流圧力 $P_u$ , ポペット変位 $x$ , 音圧レベル $LA$ の関係についての補足を述べる. なお, 実験方法や条件は第 2 章 2.2 節と同じである.

ポンプ流量 $Q_{pump} = 10, 20, 30, 40, 50, 55$  L/min, 平均下流圧力 $P_{d_{ave}} = 0.05, 0.10, 0.50, 1.00$  MPa, 油温 $T = 40$  °C での実験結果を $Q_{pump}$ に対する上流圧力脈動の全振幅 $P_{u_{amp}}$ と支配的な周波数 $f_{p_{u_D}}$ を図 E-1(a), (b)に, ポペット変位の全振幅 $x_{amp}$ と支配的な周波数 $f_{x_D}$ を図 E-1(c), (d)に, 音圧レベルの全振幅 $LA_{amp}$ と支配的な周波数 $f_{LA_D}$ を図 E-1(e), (f)に示す.

$f_{p_{u_D}}, f_{x_D}, f_{LA_D}$ はどの条件でも概ね一致しており,  $Q_{pump}$ や $P_{d_{ave}}$ の変化に対する $P_{u_{amp}}, x_{amp}, LA_{amp}$ の変化も同じような傾向を示していることから,  $P_u, x, LA$ の関係は流れ条件に依存せずに維持されていることがわかる.



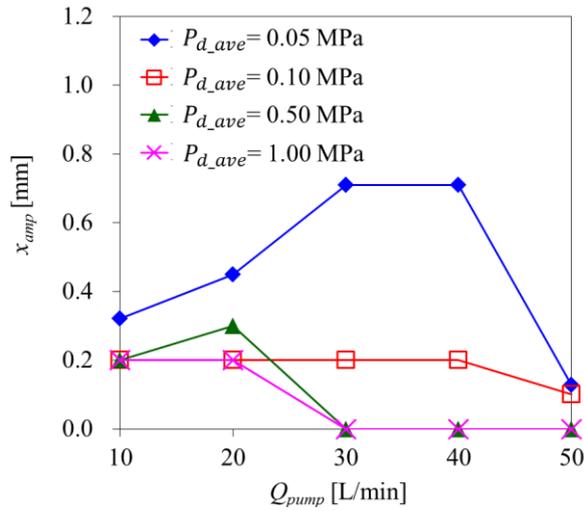
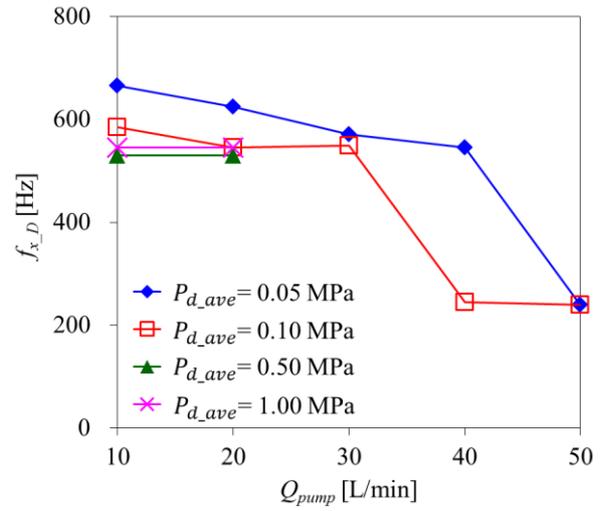
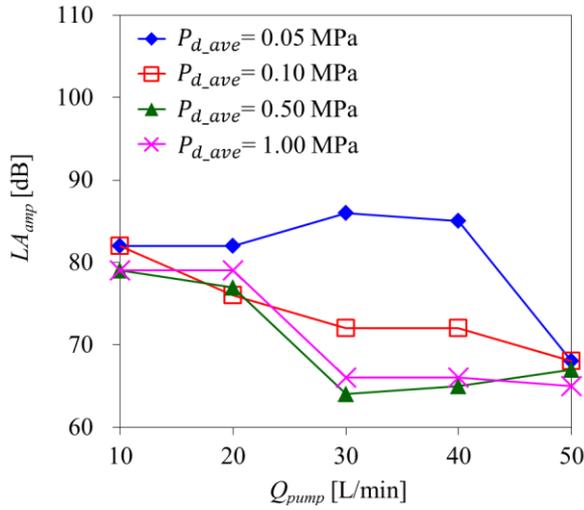
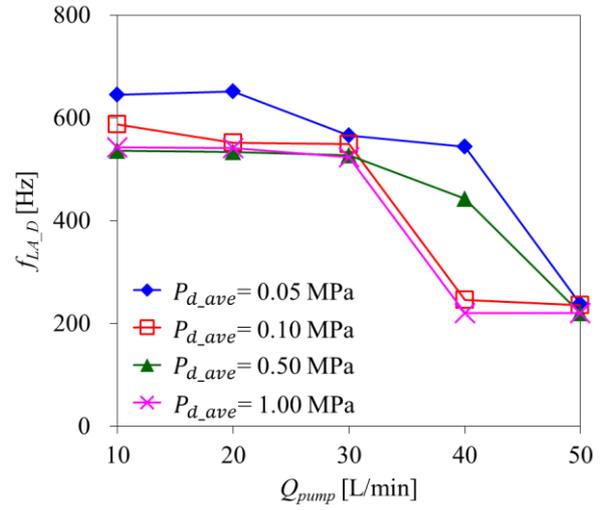
(c)  $x_{amp}$ (d)  $f_{x,D}$ (e)  $LA_{amp}$ (f)  $f_{LA,D}$ 

Figure E-1 Characteristics of poppet valve vibration; amplitude of upstream pressure  $P_{u,amp}$  (a), poppet displacement  $x_{amp}$  (c) and sound pressure level  $LA_{amp}$ , and dominant frequency of upstream pressure  $f_{p-u,D}$  (b), poppet displacement  $f_{x,D}$  and sound pressure level  $f_{LA,D}$ . Data of  $Q_{pump} = 10, 20, 30, 40, 50$  L/min,  $P_{ave} = 0.05, 0.10, 0.50, 1.00$  MPa and  $T = 40$  °C.

## 付録 F. ポペット弁の流量係数

ここでは、直動式逆流れ形ポペット弁の数値シミュレーションモデルの構築に必要なポペット弁開口部の流量係数を実験的に調査し、その近似式を定義する。実験システムの基本的な構成は図 2-1 と同様で、ポペット弁は図 4-1 と同様のボルトでポペットの変位を調整および固定可能なものを用いた。なお、ボルトを取り付けるプラグ以外は第 2 章の実験で用いたポペットと同形状であり、計測設備や作動油なども同じものを使用した。表 F-1 に実験条件を示す。平均下流圧力  $P_{d\_ave}$  は可変絞り弁によって設定され、ポペット弁を通過する流量  $Q_{pv}$  は実験システムに備えられたリリーフ弁から作動油をリリーフさせた状態でポペット変位をボルトで調整することで設定された。

図 F-1 にポペット変位  $x$  に対する流量係数  $C_{pv}$  を示す。赤い四角のマーカは実験結果と式(F.1)から算出した理論流量  $Q_{theory}$  と実流量  $Q_{pv}$  の比である、

$$C_{pv} = \frac{Q_{pv}}{Q_{theory}} = \frac{Q_{pv}}{A} \sqrt{\frac{\rho}{2(P_{u\_ave} - P_{d\_ave})}} \dots\dots\dots (F.1)$$

ここで、 $A$  はポペット弁の開口面積、 $P_{u\_ave}$  は平均上流圧力、 $\rho$  は作動油密度である。実験条件が設定可能であった  $0.04 \leq x < 0.4 \text{ mm}$  では、式(F.1)で算出した  $C_{pv}$  を近似することで式(F.2)を得た。

$$C_{pv} \approx 0.0918 \log_e x + 0.885 \quad (0.04 \leq x < 0.4 \text{ mm}) \dots\dots\dots (F.2)$$

ポペット変位が微小である  $0 \leq x < 0.04 \text{ mm}$  では実験による取得が困難であったため、微小変位領域でのポペット弁の流量係数は直線で近似できるとの知見<sup>(112)</sup>を参考にして、式(F.3)で定義した。

$$C_{pv} = 12.2x \quad (0 \leq x < 0.04 \text{ mm}) \dots\dots\dots (F.3)$$

さらに  $0.4 \leq x$  mm の弁変位が大きい条件では  $x$  の変動に対する  $C_{pv}$  の変化が小さくなるので<sup>(112)</sup>, 式(F.4)に示すように定数で定義した.

$$C_{pv} = 12.2x \quad (0 \leq x < 0.04 \text{ mm}) \dots\dots\dots (F.4)$$

式(F.2 ~ F.4)を用い数値シミュレーションでポペット弁の流量係数を考慮した.

Table F-1 Experimental conditions

Symbol	Value	Units
$P_{d\_ave}$	$1.00 \pm 0.05$	MPa(Gauge)
$Q_{pv}$	5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, $55 \pm 1.5$	L/min
$T$	$40 \pm 2$	°C

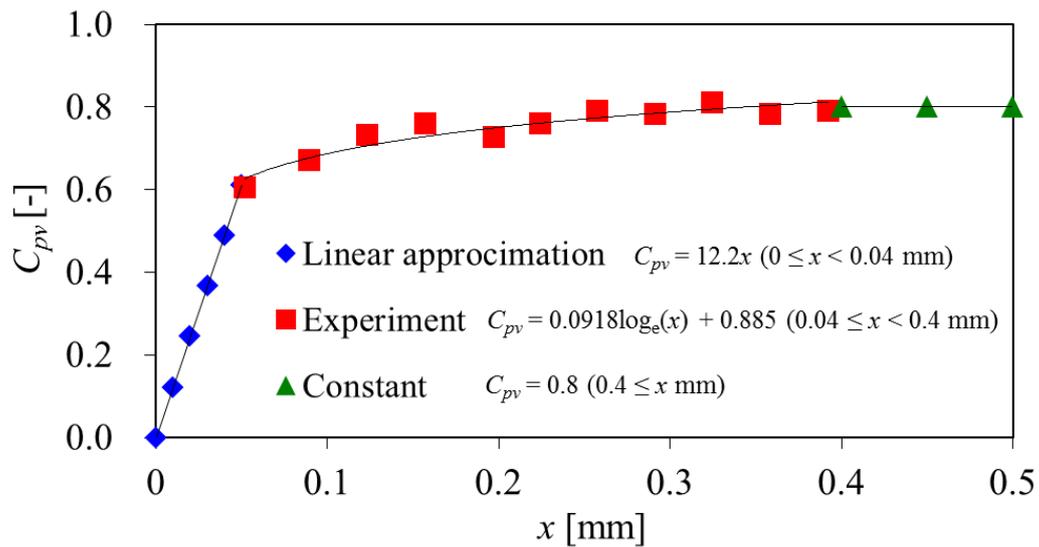


Figure F-1 Discharge coefficient of tested poppet valve

## 付録 G. 計算に用いた系諸元

数値シミュレーションに用いた系諸元を表 G-1 に記す.

Table G-1 Specifications of parameters

Quantity	Symbol	Value	Units
Discharge coefficient of throttle	$C_t$	0.7	-
Inside diameter of downstream hose	$d_{hose\_d}$	19E-3	m
Inside diameter of upstream hose	$d_{hose\_u}$	12.7E-3	m
Outside diameter of poppet valve	$d_{out}$	23E-3	m
Diameter of valve seat	$d_{seat}$	18E-3	m
Orifice diameter of poppet	$d_{tpv}$	3E-3	m
Young's modulus of hoses	$E$	0.6E+9	Pa
Thickness of Downstream pipe	$e_{hose\_d}$	5E-3	m
Thickness of Upstream pipe	$e_{hose\_u}$	3.5E-3	m
Restitution coefficient	$e_r$	0.035	-
Gap between poppet and block	$h$	0.1E-3	m
Bulk modulus of hydraulic oil	$K_l$	1E+9	Pa
Spring constant	$k$	20E3	N/m
Length of sliding portion between poppet and block	$L_{leak}$	28E-3	m
Length of downstream hose	$L_{hose\_d}$	1	m
Length of upstream hose	$L_{hose\_u}$	3	m
Length of divided downstream hose	$l_d$	0.0039	m
Length of divided upstream hose	$l_u$	0.0078	m
Mass of poppet	$m$	0.1	kg
Pressure of tank (Gauge pressure)	$P_{tank}$	0	Pa
Thickness of downstream hose	$t_{hose\_d}$	5E-3	m
Thickness of upstream hose	$t_{hose\_u}$	3.5E-3	m
Volume of spring chamber	$V_c$	8E-6	m <sup>3</sup>
Volume of downstream chamber	$V_d$	55.6E-6	m <sup>3</sup>
Volume of upstream chamber	$V_u$	27E-6	m <sup>3</sup>
Initial shrinkage length of spring	$x_i$	11.9E-3	m
Cone angle of poppet	$\alpha$	110	deg
Heat capacity ratio of air	$\gamma$	1.4	-
Kinetic viscosity of hydraulic oil	$\nu$	45.47E-6	m <sup>2</sup> /s
Density of hydraulic oil	$\rho$	868.9	kg/m <sup>3</sup>

## 付録 H. 管路の圧力伝播特性の影響

ここでは、第 2 章 2.5 節においてキャビテーションが発生しない条件(平均下流圧力  $P_{d\_ave} = 1.00$  MPa)で確認された振動の原因について考察する. この検証を行うために数値シミュレーションモデルには管路特性を考慮しないモデルと考慮するモデルの 2 種類を用いた. なお, 管路モデル以外の計算式, 計算条件, シミュレーション環境は第 3 章 3.2 節と同一である.

図 H-1(a), (b)は管路特性を考慮しないモデル(a)での計算結果を  $Q_{pump}$  に対する上流圧力の全振幅  $P_{u\_amp}$  と支配的な周波数  $f_{p\_u\_D}$  で示し, 第 2 章 2.5 節の実験結果と比較したものである. 図 H-2(a), (b)は管路特性を考慮するモデル(b)での計算結果を図 3-4 と同様の形式で表示し, 実験結果と比較したものである.

図 H-1(a)では実験と計算の結果が概ね一致しており, ポペット弁の振動が再現できているように見て取れるが, 図 H-1(b)では両者の結果は大きく異なっており, 振動が再現できていないことがわかる. これに対し, 図 H-2 では  $P_{u\_amp}$  と  $f_{p\_u\_D}$  ともに実験と計算結果がよく一致しており, 弁振動が再現できている.

これらの結果から, キャビテーションが発生しない条件  $P_{d\_ave} = 1.00$  MPa で確認された振動は Funk が報じた管路の圧力伝達遅れに起因する弁の自励振動<sup>(25)</sup>であると考えられ, それはシミュレーションで管路の圧力伝播特性を考慮することで予測可能であることがわかった.

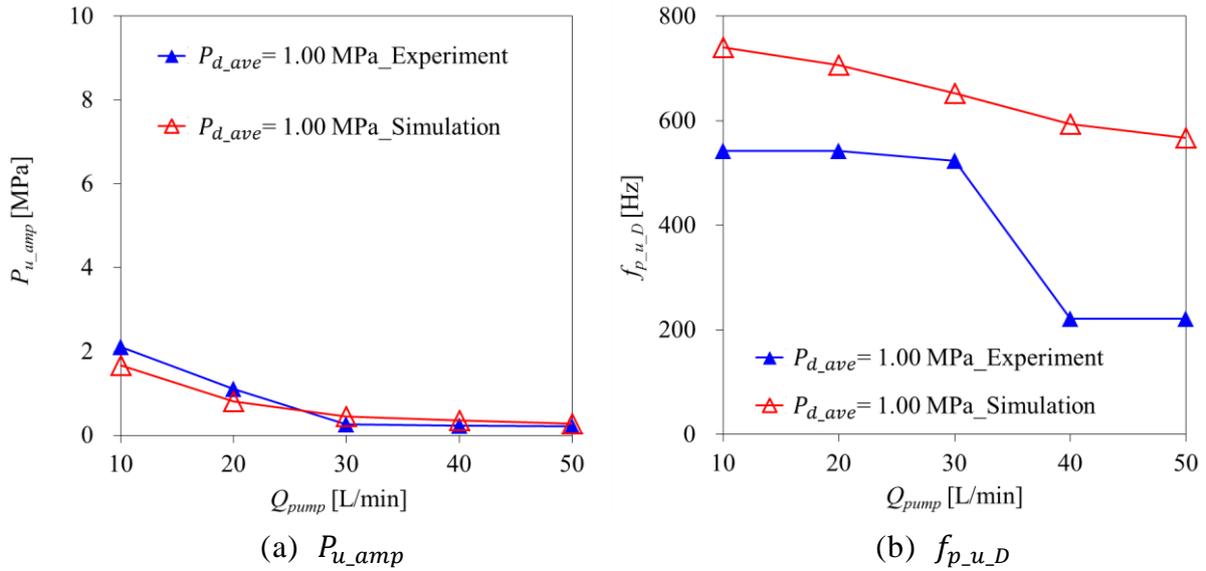


Figure H-2 Comparison of experiment and simulation results by simulation model which does not include pipeline model; amplitude of upstream pressure  $P_{u\_amp}$  (a) and dominant frequency  $f_{p\_u\_D}$  (b). Data of  $Q_{pump} = 10, 20, 30, 40, 50$  L/min,  $P_{ave} = 1.00$  MPa.

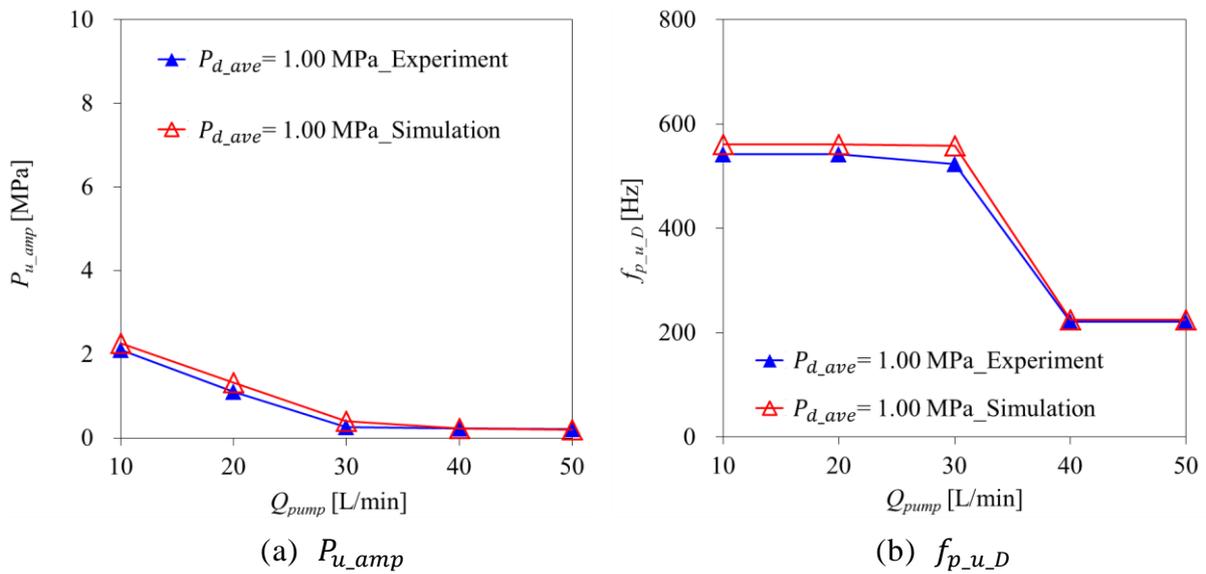


Figure H-3 Comparison of experiment results and simulation results by simulation model including pipeline model; amplitude of upstream pressure  $P_{u\_amp}$  (a) and dominant frequency  $f_{p\_u\_D}$  (b). Data of  $Q_{pump} = 10, 20, 30, 40, 50$  L/min,  $P_{ave} = 1.00$  MPa.

## 付録 I. ポペット固定時の下流部の流れ状態

ここでは、ポペットを固定した場合の下流部の流れ状態に関して考察する。実験システムの基本的な構成は図 2-1 と同様、ポペット弁の基本的な構造は図 4-1 と同様であるが、図 I-1 に示すようにボルトでポペットの変位を調整および固定可能なものを用いた。なお、ボルトを取り付けるプラグ以外は第 4 章の実験で用いたポペットと同形状であり、計測設備や作動油なども同じものを使用した。表 I-1 に実験条件を示す。平均下流圧力  $P_{d\_ave}$  は可変絞り弁によって設定され、ポペット弁を通過する流量  $Q_{pv}$  は実験システムに備えられたリリーフ弁から作動油をリリーフさせた状態でポペット変位をボルトで調整することで設定された。

図 I-2(a) に時間  $t$  に対する弁座付近の上流圧力  $P_{u2}$  と下流圧力  $P_{d2}$  を、(b) にポペットの変位  $x$  と図 4-2 に示す抽出領域  $B$  の平均明るさ  $B_{ave}$  を示す。ここで、 $B_{ave}$  はキャビテーション気泡量の相対的な変化量を示し、その定義は第 4 章 4.3 節に記す。また図 I-3 には高速度カメラで撮影した弁下流部の画像を時系列に示す。フレーム No. は図 I-3 の画像と図 I-2 のデータとの対応を示す。

図 I-2 は  $x$  が固定された条件で  $P_{u2}$  と  $B_{ave}$  はほとんど変化せず、 $P_{d2}$  は変動幅が僅かだが不規則な変化をしていることを示している。図 I-3 は下流部でのキャビテーションの発生を示しているが、第 4 章 4.3 節で確認された環状渦の生成や渦の放出は確認できない。 $P_{d2}$  の不規則な変動はキャビテーションの発生による圧力変動だと考えられるが、 $P_{u2}$  や  $B_{ave}$  がほとんど変化していないことから、この流れ場に対する  $P_{d2}$  の変動による影響はほとんどないと推察される。

これらの結果から、第 4 章で確認された環状渦の生成、渦の放出およびそれに伴う圧力変動などはキャビテーションを伴う弁振動発生時のみに発現する現象であることがわかった。

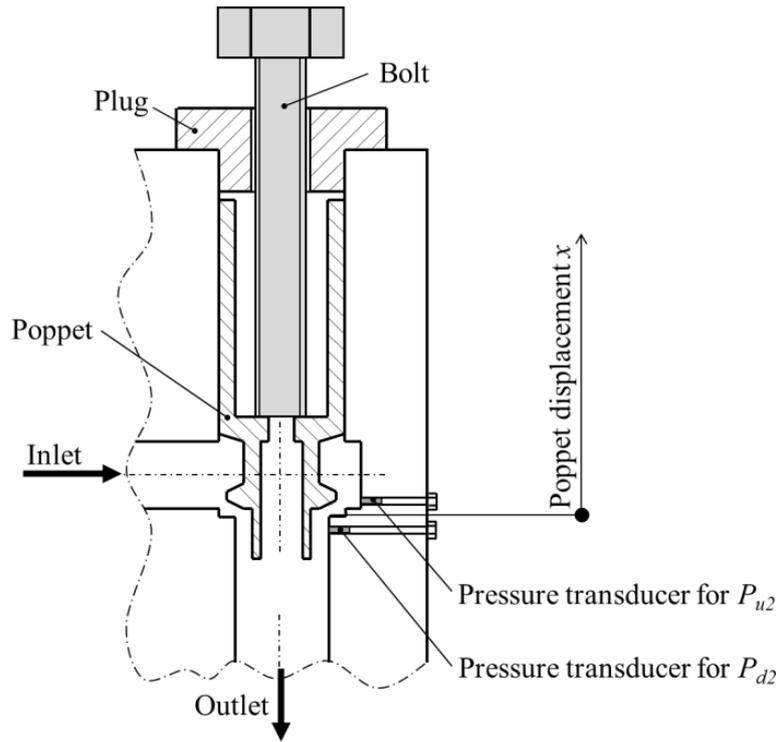
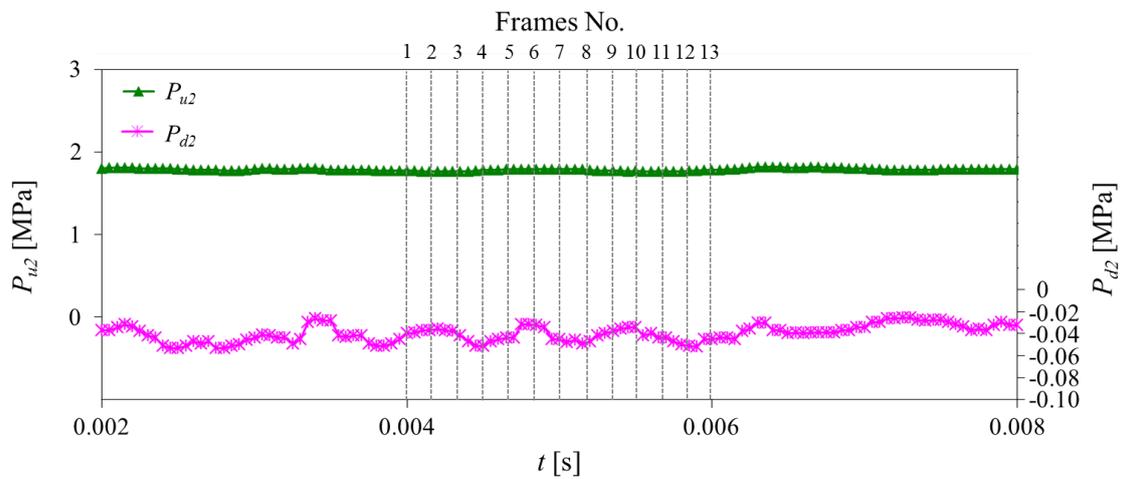


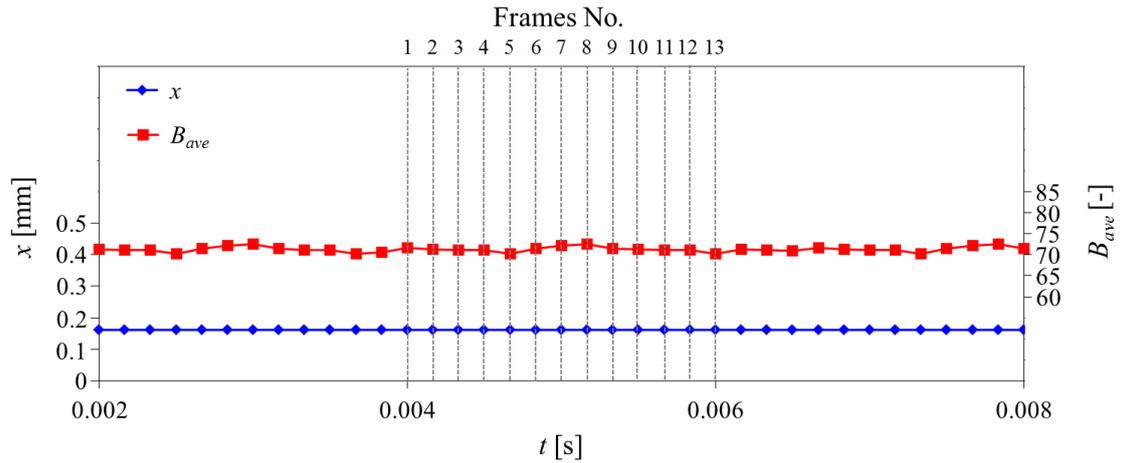
Figure I-1 Tested poppet valve for fixed displacement

Table I-1 Experimental conditions

Symbol	Value	Units
$P_{d\_ave}$	$0.05 \pm 0.05$	MPa(Gauge)
$Q_{pv}$	$20 \pm 0.7$	L/min
$T$	$40 \pm 2$	°C



(a) Upstream pressure  $P_{u2}$  and downstream pressure  $P_{d2}$



(b) Poppet displacement  $x$  and average brightness  $B_{ave}$

Figure I-2 Correlation of factors at  $Q_{pv} = 20$  L/min,  $P_{d_{ave}} = 0.05$  MPa and  $T = 40$  °C in fixed poppet valve; (a) upstream pressure  $P_{u2}$  and downstream pressure  $P_{d2}$  and (b) poppet displacement  $x$  and average brightness  $B_{ave}$ .

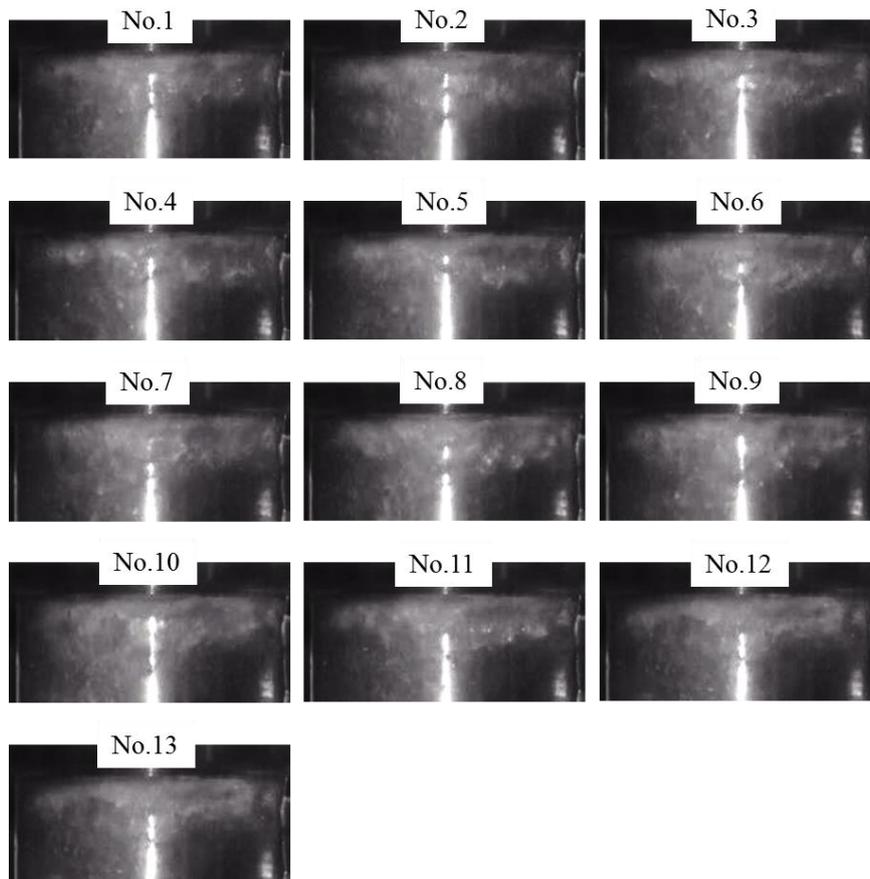


Figure I-3 Transient state of cavitation bubbles for  $Q_{pv} = 20$  L/min,  $P_{d_{ave}} = 0.05$  MPa and  $T = 40$  °C in fixed poppet valve.

## 付録 J. 重ね合わせ枚数の検討

ここでは、第 5 章 5.3 節(2)の画像の平均化での画像の重ね合わせ枚数 $n_{image}$ の妥当性について検討する。 $n_{image}$ の検討は、 $n_{image}$ ごとに作成した 5 枚(I ~ V)の平均化画像から図 J-1 に示す明るさ取得領域 E での平均明るさ $B_{D\_ave}$ を取得し、それらのばらつきを比較することで行った。また、5 枚(I ~ V)の平均化画像の作成に用いた画像は全て異なるフレームの画像を用いており、各平均化画像のなかに同じ画像の情報が入り込まないようにした。ここで行った静止画分割処理、画像平均化処理および $B_{D\_ave}$ の取得などの各画像処理には、第 5 章で用いたものと同じソフトウェアを使用した。なお、画像は第 5 章 5.2 節の実験装置、実験方法および実験条件を用いて撮影したものであり、ここでは特にポンプ流量 $Q_{pump} = 30 \text{ L/min}$ 、平均下流圧力 $P_{d\_ave} = 0.05 \text{ MPa}$ 、油温 $T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ での画像を用いて検討した結果を述べる。

図 J-2 に各 $n_{image}$ での平均化画像 I, II, III, IV, V の $B_{D\_ave}$ を示す。 $1 \leq n_{image} < 125$ の範囲では各平均化画像の $B_{D\_ave}$ のばらつきが大きいが、 $125 \leq n_{image} \leq 400$ の範囲では比較的 $B_{D\_ave}$ のばらつきが小さくなり、その傾向は $n_{image}$ が大きいくほど顕著である。この結果から、本研究では静止画から平均化画像を作成するとき、 $n_{image} = 125$ とすれば使用する静止画枚数に対するばらつきを十分に抑えられると判断した。

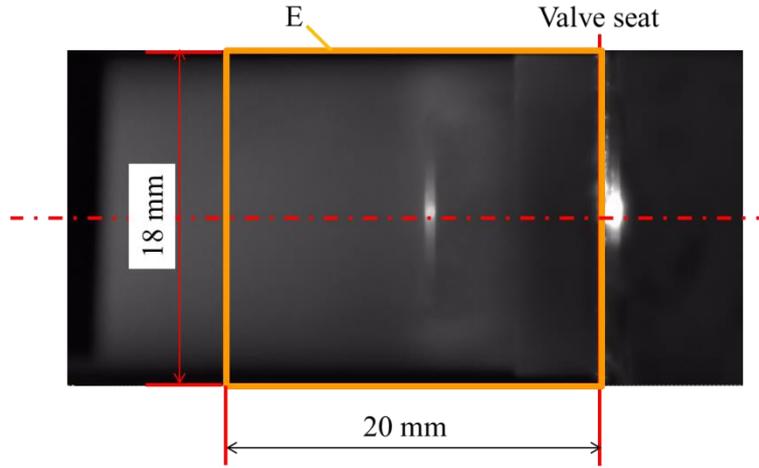


Figure J-1 Extraction region E

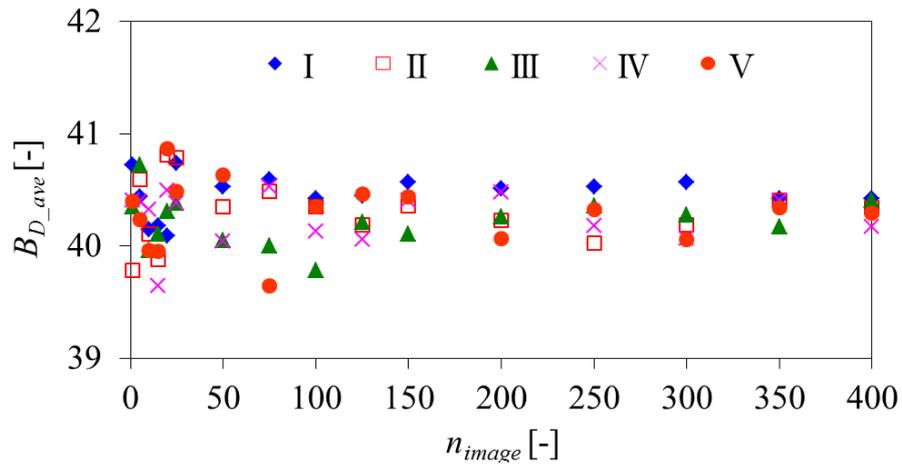


Figure J-2 Average brightness  $B_{D_{ave}}$  of averaging image I, II, III, IV and V in each number superposition of the image  $n_{image}$ . Data of  $Q_{pump} = 30$  L/min,  $P_{ave} = 0.05$  MPa and  $T = 40$  °C.