

## ポペット弁の3次元振動抑制技術

## Attenuation Technology Against Poppet Valve 3D Vibration

中西 博  
Hiroshi NAKANISHI

## 要 旨

油圧ポペット弁の振動を引き起こす要因を数値解析から特定し、改善策を検討して挙動を安定化し、量産に繋げた。

非定常乱流と剛体ポペットで構築したモデルにもとづき解析を実施した。このようなバルブのモデルでは、ポペットとバルブシート間の隙間における流体格子の変形が過度になりすぎて解析が発散することが多いため、それがバルブシートに拘束されず、大きな変形を発生させないような機能を持つ重合格子を適用することで特に困難な小開度時の振動解析を可能とした。

ポペット振動には様々な要因が考えられるが、作動油の噴流とそれによって引き起こされる渦が大きな影響を及ぼす。本報では、ポペット弁近傍において渦による連続的圧力振動機構である、エッジトーン、キャビティトーン、が生成されるとともに、他の振動要因よりも大きなエネルギーのポペット振動を引き起こすことがわかった。

## Abstract

We investigated the factors that brought about vibrations of the hydraulic poppet valve with numerical analysis and found a solution to stabilize the behavior of said valve for deployment for production.

Analysis was conducted with non-stationary turbulent flow coupled with a rigid poppet charged with flow forces.

If the clearance between the poppet and the valve seat is small, the deformations of the fluid meshes may be excessive and analysis could diverge.

Therefore, we adopted the mesh superposition method capable of avoiding the constraint of the fluid meshes onto the valve seat and noticeable deformations

Occasionally, the poppet vibrations were supposed to be generated due to a hydraulic jet and eddies born from the jet. We found an “edge tone” and “cavity tone”, a continual pressure vibrational phenomena, which caused a large energy poppet vibration.

## 1 緒言

ポペット弁は現在も多くの油圧機器に使われているが、振動しやすく、簡単な構造であるにも関わらずそれが改善されていない。ポペット周囲の乱流流れがそれに複雑な流体荷重を与え、不安定な挙動を発生させていることが推定されるが、これまで計測的技術が確立されておらず振動の原因が十分に把握されてこなかった。

一方、ここ数年の流体解析ツールの進歩によって複雑な流れとポペットの挙動が予測できるようにな

りつつあり、解析結果にもとづいた振動対策を実機に施すことができるようになってきた。

本技術解説では振動しやすいポペット弁について非定常乱流流れと剛体ポペットで構築した連成モデルを適用した解析により流体中の振動要因を把握し、改善に繋げる試みについて述べる。

振動を引き起こす乱流中の要因として渦の発生に注目している。解析の中で渦が圧力変動を起こし、ポペットの振動を発生させる機構を明らかにする。

また、渦以外の推定振動要因についてもその影響を調べ、渦による振動と比較していく。

## 2 乱流渦による圧力変動発生原理

ポペットの振動に関わる渦の圧力振動発生機構について述べる。これらは本来、管楽器の発音や流体騒音の発生原理に対して研究されてきたものである<sup>1)2)</sup>。

### 2.1 エッジトーン

図1に示すような鋭利な先端（エッジ）にノズルからの平板状の噴流を連続的に衝突させる構造により生成される音をエッジトーンという。

噴流がエッジに衝突するとそこで渦が規則的に発生して下流に移動していく。ノズル～エッジ間の噴流はこの渦の影響を受けて、流れに対して垂直方向の規則的な振動を発生させる。このときの周波数はノズル～エッジ間距離に依存する。

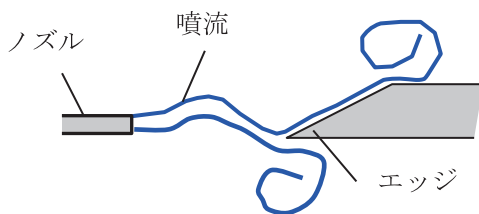


図1 エッジトーン

### 2.2 キャビティトーン

流れに平行な壁面に設けた直方体の空洞をキャビティという。キャビティ上流前縁では流れが壁面から剥離したときに渦が発生する。渦は、不安定な自由せん断層領域をキャビティの長さ分だけの距離を進み後縁に衝突する。このとき発生した音波が前縁まで廻り伝播して新しい渦を生成する擾乱となる（フィードバック機構）。これによる規則的な発音をキャビティトーンという。図2にキャビティと渦の模式図を示す。

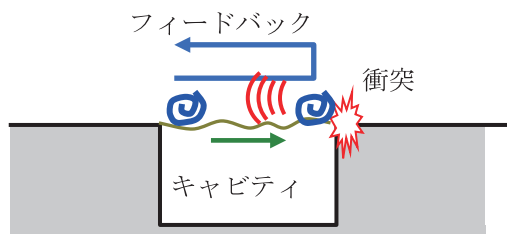


図2 キャビティトーン

## 3 ポペット弁～流体の連成振動モデル

一般に、連成モデルでは、流れ領域に設定した移動・変形することができる流体格子の境界壁面によってポペットとその運動を表すが、これを含みす

べての壁面上の格子節点は壁面から離れることができないように拘束されているためにポペットの動きによっては格子の変形が過大となって計算不能となる場合がある。特にポペットに軸直角方向（以下、横方向）の自由度を与えると、近傍に位置するバルブシートとの干渉によりそのような不具合が生じやすいため、実機ポペット弁で発生が確認されている横振動の数値解析が困難になる。

本報では流れ領域に設定した流体格子に対しバルブシートを独立の重合格子で構成して重ね合わせ、その壁面における流体格子節点の拘束を必要としないモデルを作成した。

なお、重合格子には以下の機能と制約がある。

- ①流れ領域の中で、流体格子から独立した移動可能な壁面として流れを制御できる。
- ②あらかじめ設定した運動を与えることができる（ポンプの回転等）。
- ③流体力を受けて、それに応じた運動を発生する。
- ④他の物体への接触時など機械的外力による運動の拘束ができない（すり抜ける）。

以上により、ポペットの軸方向の運動に加えて、横方向への動きやバルブシートへの衝突を含む解析が可能となる。ただし、制約となる④項のためにポペット側で接触時の運動拘束条件を付加することが必要になる。

図3に流体格子と重合格子の構成、図4にポペット弁モデル構造を示す。ここで図4のポペット弁モデルは振動対策前の形状を表しており、“オリジナルモデル”ということにする。

## 4 推定振動要因

これまでの経験にもとづき推定されるポペットの振動要因を以下に列挙し、振動への影響度を解析にて確認する。なお各要因が発生する部位を図5に示す。

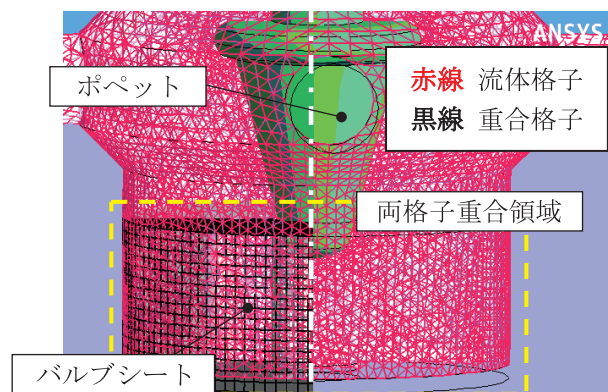


図3 流体格子と重合格子の設定

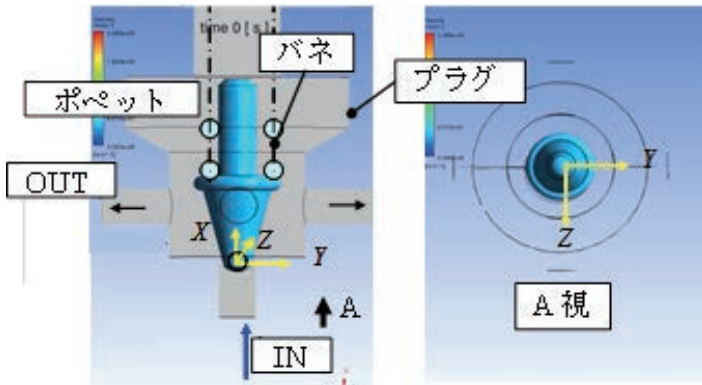


図4 ポペット弁モデル (オリジナルモデル構造)

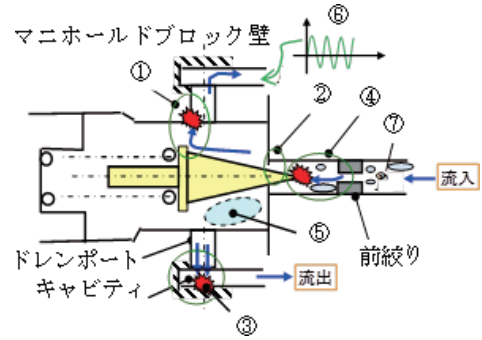
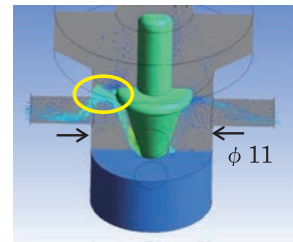


図5 推定振動要因 (要因①～⑦の部位)

- 要因① 噴流のドレンポートへの衝突
- 要因② ポペットの軸偏芯
- 要因③ 噴流のドレン部マニホールドブロック壁面への衝突
- 要因④ 噴流のポペット頂点への衝突
- 要因⑤ キャビテーション発生
- 要因⑥ 背圧変動
- 要因⑦ 空気混入

(a)オリジナルモデル

$$W_m = 18.9 \text{ [mm}^2\text{]}$$



(b)基準モデル

$$W_m = 3.12 \text{ [mm}^2\text{]}$$

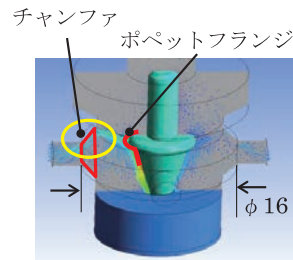


図7 チャンファの設定による流速分布の違い

## 5 解析結果

### 5.1 要因① 噴流のドレンポートへの衝突

図6にポペット変位-時間特性、ポペット変位-周波数特性の解析結果を示す。また、図7にポペットからドレンのエッジに向かって発生する噴流流速分布を示す。

オリジナルモデルではポペットフランジからドレ

ンポートへの噴流衝突によるエッジトーン機構が要因となって大きな振動が発生している。ここでドレ

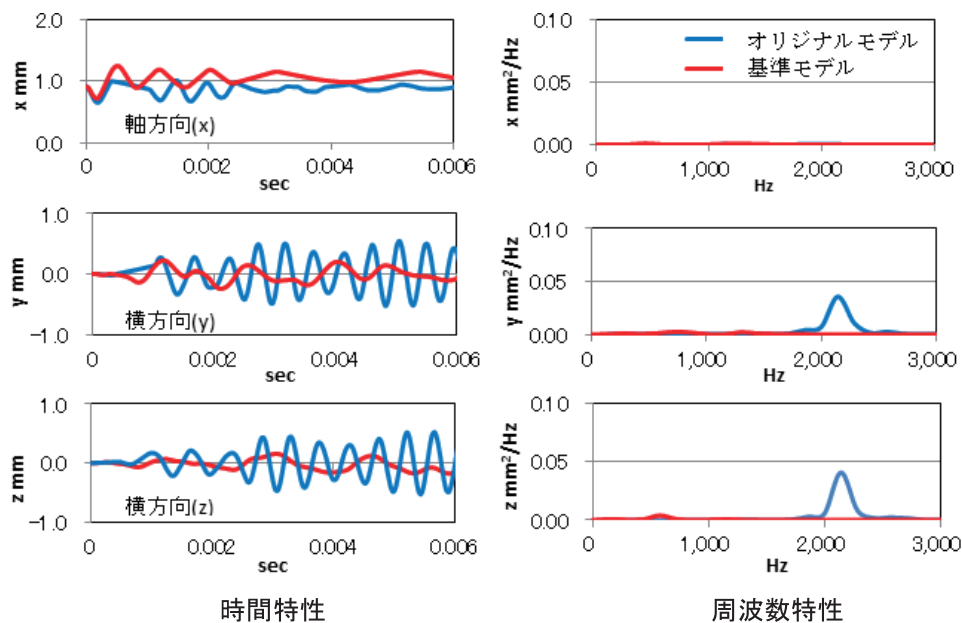


図6 要因① ポペット変位解析結果

ンポート位置に全周にわたってチャンファを設け制振効果を確認したところ、横振動の大きさと周波数が大きく低減した。エッジ位置の移動により噴流が到達しにくくなったこと、フランジ～エッジ距離が大きくなったこと、が有効に作用していることが流速解析結果により推定された。

チャンファは実験的にも効果が確認され現行量産品に採用されている。このモデルを“基準モデル”とし、個別に推定振動要因（図5）に対してその影響を確認していく。

なお、ポペット振動強さの評価値として(1)式で表す振動エネルギー  $W_m$  を適用した。

$$W_m = \int_0^F \{I_x(f) + I_y(f) + I_z(f)\} df \quad (1)$$

$F$ : 評価する最大周波数 (3 [kHz])

$I_*$ : 各方向変位のパワースペクトル密度

### 5.2 要因② ポペットの軸偏芯

偏芯は要因①のエッジトーンの対称性を損じるために横振動の原因になると推定できる。ここでは実機のバネの偏芯を考慮し、基準モデルのポペットに10 [N] の一定偏芯荷重（偏芯量1.7 [mm] 相当）を仮定してこれをy方向に与えたときの振動を解析した（図8）。それにより偏芯方向の振動が増加し、振動エネルギーが1.8倍程度になった。

### 5.3 要因③ 噴流のドレン部マニホールブロック壁面衝突

ドレンポート下流にマニホールブロック壁面を設定し（図9）、ドレンポートの出口で剥離した噴

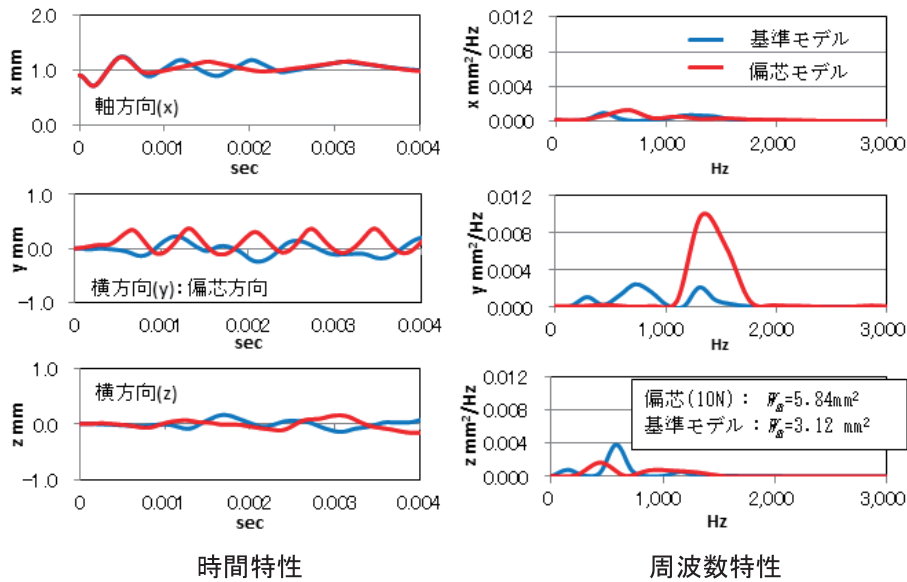


図8 要因② ポペット変位解析結果

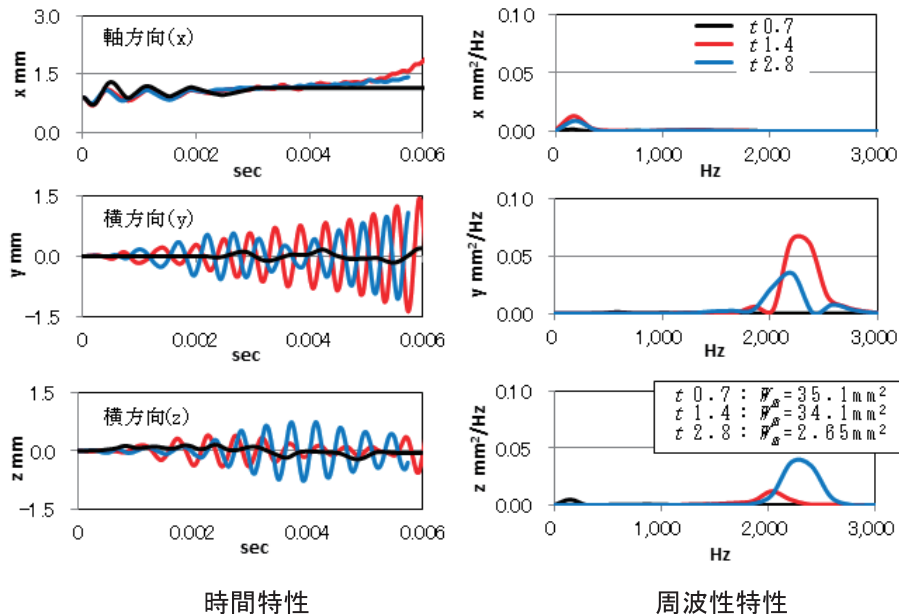


図10 要因③ ポペット変位解析結果

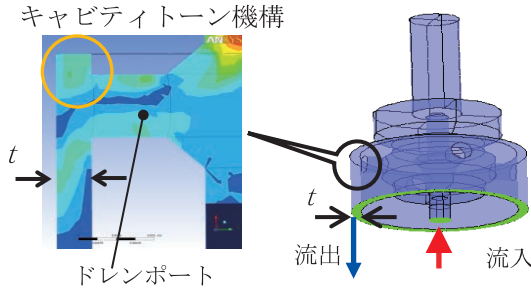


図9 マニホールドブロック設定モデルとキャビティ渦

流がそれに衝突してキャビティトーン機構を生成したときポペット振動に及ぼす影響を解析する。図10はマニホールドブロックドレン部の通路隙間が $t0.7$ ,  $t1.4$ ,  $t2.8$ の場合のポペット振動解析結果を示す。 $t0.7$ ,  $t1.4$ におけるポペットの振動エネルギーは主要因中でもっとも大きい。

一方 $t2.8$ の場合は振動エネルギーが前二者の場合の $1/13$ 程度に低下し、壁面までの距離を増加させた効果が大きく表れている。これにより隙間を十分大きく設定すれば振動が効果的に改善されることが

推定された。

#### 5.4 要因④ 噴流のポペット頂点への衝突

前絞り（ポペット上流オリフィス）からの噴流がポペット頂点に衝突し、エッジトーン機構を生成してそれが振動源になることは容易に予測できる。そのとき、前絞り～ポペット距離によって振動の大きさと振動数が変化することを噴流のポテンシャルコア長さ（前絞り出口から、噴流の断面流速分布が前絞り出口速度を消失する点までの長さ）との関係から推定できる。解析ではシートからの前絞り出口距離 $L'$ は5 [mm], 7.5 [mm], 10 [mm] の3種類に設定した（図11）。前絞り径はすべて現状の値とした。

図12は前絞り距離で比較したポペットの振動解析結果を示す。エッジトーンによる横振動が発生し、距離 $L'$ による振動の大きさはポテンシャルコアとの関係に従う（図中 $W_m$ 参照、ポテンシャルコア消失点近傍 $L'=7.5$  [mm] で振動エネルギー最大値を示す）が、周波数が変化せず、フィードバック現象の特徴は明確には得られなかった。

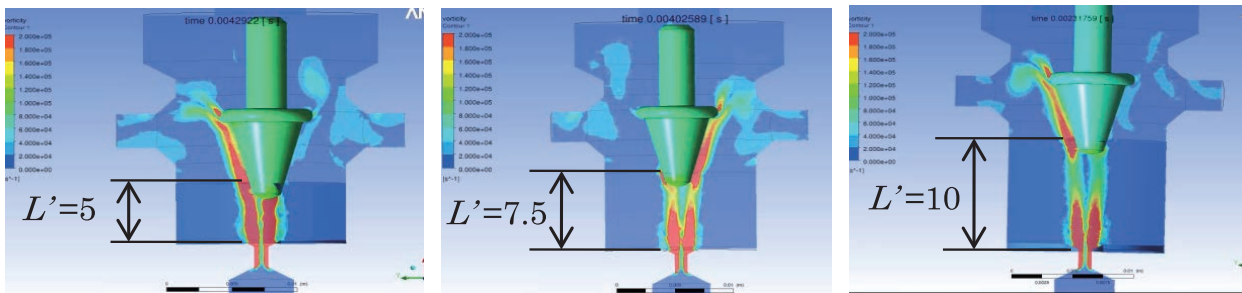


図11 前絞り出口距離と渦度分布解析結果例

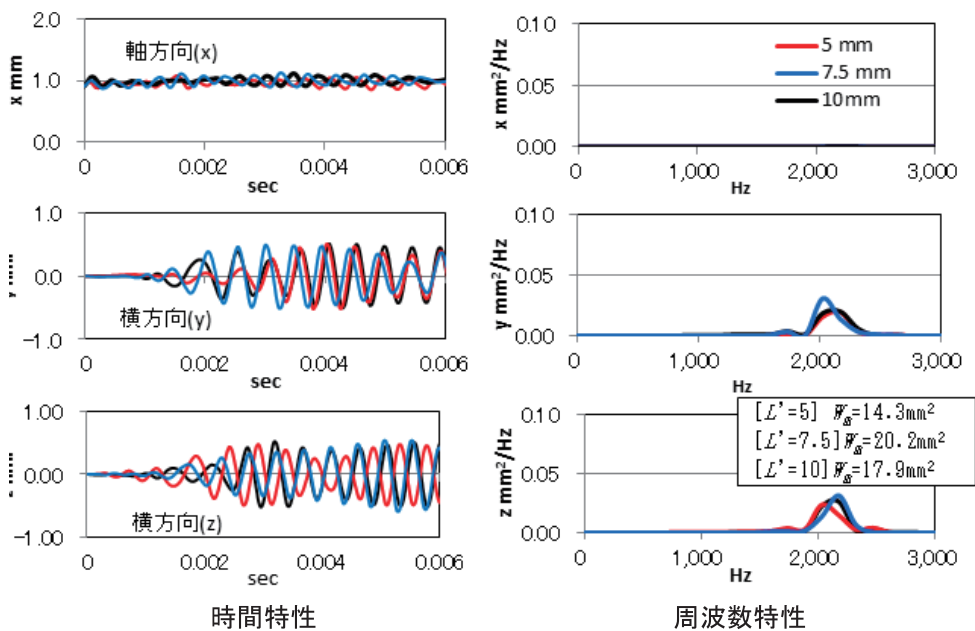


図12 要因④ ポペット変位解析結果

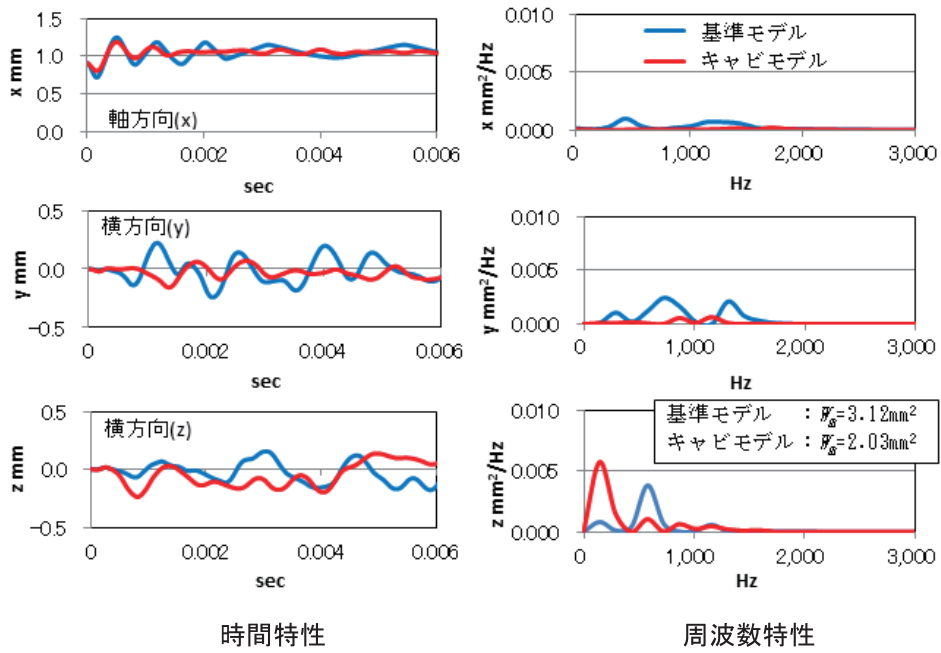


図13 要因⑤ ポペット変位解析結果

5.5 要因⑤ キャビテーション発生

設定する流体モデルを3相流（液体、蒸気、空気）とし、このうち液体は作動油と溶解空気の2成分を持つとする。作動油はパラフィン系炭化水素を仮定した。また解析を通じて作動流体の温度は25℃とした。図13に基準モデルと合わせて振動解析の結果を示す。キャビテーションの発生はポペットの振動を増加させないことが推定され、逆にやや振動を抑制する傾向が得られた。

5.6 要因⑥ 背圧変動

ドレンポート全4本の下流端圧力に正弦波変動を想定し、ポペット振動に対する影響を解析する。基準モデルのドレンポート出口に、実機と同程度の背圧変動を正弦波  $1 \pm 1$  [MPa] で仮定して入力し、ポペット変位を推定したところ、1,300 [Hz] 付近の背圧で振動エネルギーが最大になった（図14）。

そこで、周波数1,300 [Hz] にて  $0.5 \pm 0.5$  [MPa],  $1 \pm 1$  [MPa] の2パターンの背圧を入力したときのポペット振動への影響を解析し傾向をみた。上

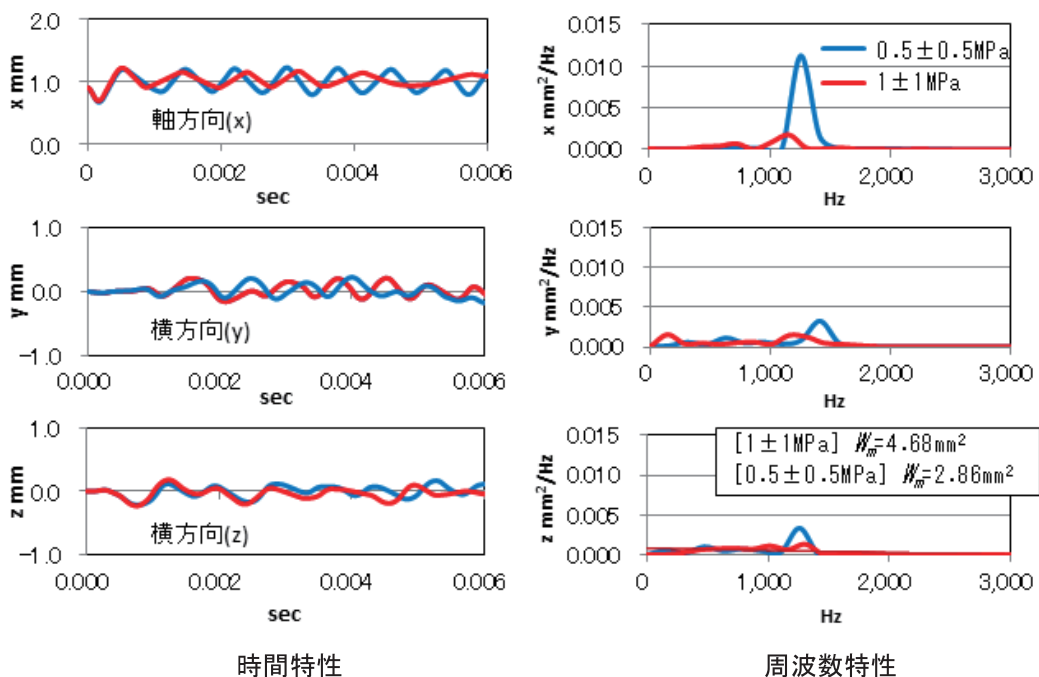


図15 要因⑥ ポペット振動解析結果

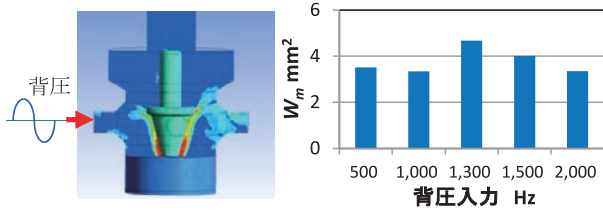


図14 背圧変動の入力と振動エネルギー

流圧は29 [MPa] 一定とした。結果を図15に示す。圧力振幅を増加させると軸方向で振動が大きくなるのは、ポペット絞り部を挟む差圧変化の増加によりポペットの軸方向のつり合い位置変化が大きくなることを表すと考える。ここでは1 ± 1 [MPa] 負荷時の振動エネルギー  $W_m$  が基準モデルの1.5倍程度になった。

5.7 要因⑦ 空気混入

作動油に空気が混在した2相流が上流から流れ込む場合を想定してポペットの運動を解析する(図16)。本モデルでは気泡径が多分散として定義され、解析中に合体、分裂が考慮される。図16に流入部の境界条件において空気体積比  $\gamma$  を0.3と0.5に設定したときの解析結果を比較し示す。空気比率が大きいほうが振動は大きく、 $\gamma=0.5$ では基準モデルの振動エネルギー  $W_m$  をわずかに超える値となるが大きな影響は発生していない。 $\gamma=0.3$ の場合と同様に空気混入率によっては振動が抑制傾向を示すと思われる。

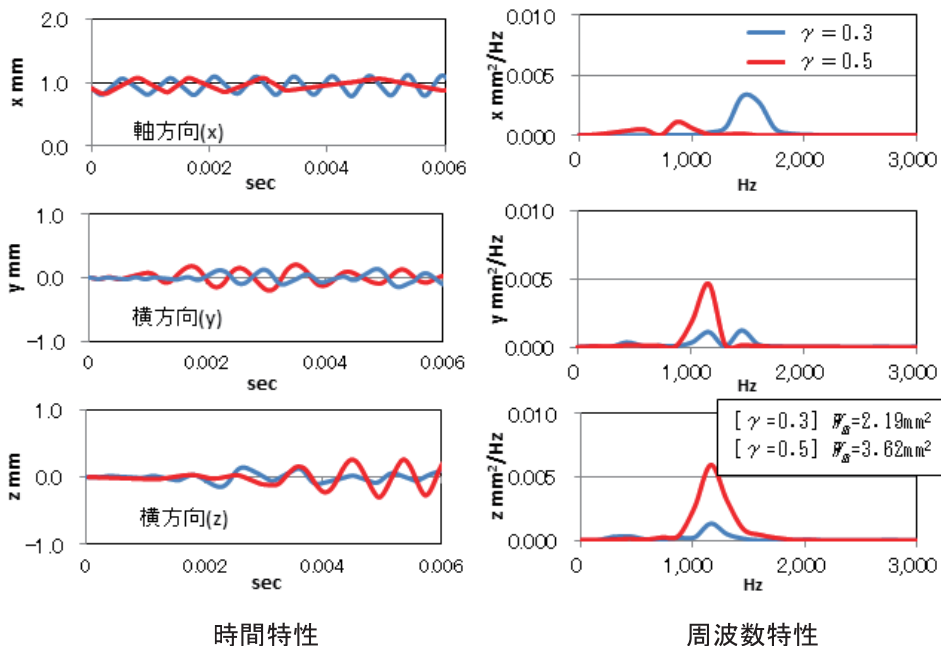


図16 要因⑦ ポペット振動解析結果

6 推定振動要因による振動エネルギー結果比較

図17にこれまで述べてきた渦によって生じる振動を含め、すべての推定振動要因に対するポペット振動エネルギーを比較する。

比較結果から、

- (1)ポートのチャンファを設定した基準モデルのポペット振動に対して、ドレンポート衝突を伴うオリジナルモデルでは6倍のエネルギーが生じ、エッジトーンの振動への影響が大きいことが推定できた。
- (2)ポペット軸偏芯は偏芯方向の振動拡大によりエネルギーを1.8倍程度拡大させる。
- (3)マニホールドブロック壁面を設定するとポート出

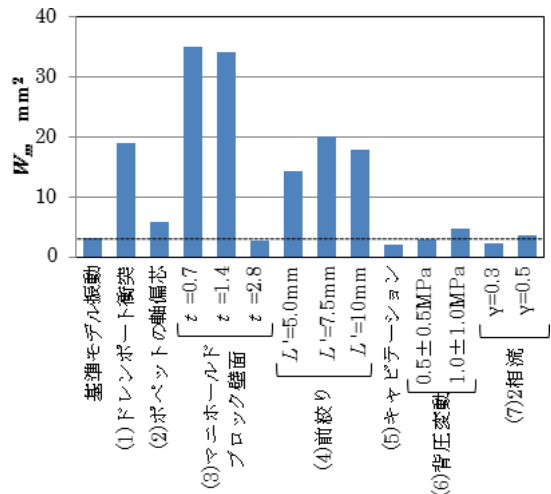


図17 振動推定要因による振動エネルギーの比較

口から壁面までの領域でキャビティトーン機構が生成され、壁面の距離が小さい ( $t0.7, t1.4$ ) としそれが大きな起振源になった (基準モデルの10倍程度)。一方で、 $t2.8$ ではその影響がほとんど消失し、振動は壁面距離に大きく影響することがわかった。

- (4)前絞り～ポペット距離とポペット振動エネルギーの大きさの関係は噴流の特性で表わされ、ポテンシャルコア消失点近辺 ( $L'=7.5$ ) で最大となった。ただしフィードバック発生を示唆する周波数変化は得られなかった。
- (5)キャビテーション発生時の振動への影響は小さい、むしろ抑制傾向がある。
- (6)背圧変動はポペット振動にやや影響を与える。0～2 [MPa] の振幅を与えると基準モデルの1.5倍程度の振動になる。
- (7)2相流モデルを適用してポペットへの振動の影響を調べたところモデル入口の空気体積混入割合が大きいほうが振動は大きくなる傾向にあったが、解析の範囲 ( $\gamma=0.3, 0.5$ ) では大きな振動は発生しなかった。
- (8)総合的にエッジトーン (要因①, 要因④)、キャビティトーン (要因③) による起振効果が大きいこ

とがわかったが、要因①、要因③では噴流の衝突を抑制するための形状変更によって振動を減少できることを推定した。

## 7 結言

軸方向、軸直角方向の自由度を持つ3次元振動解析を可能としたポペット弁と非定常乱流の連成モデルを構築して、外乱である背圧変動、空気混入も含め、その振動要因を特定した。その結果、特に要因①、要因④エッジトーン機構、要因③キャビティトーン機構、を生成する要因は、それらが無い基準モデルに比較して4.5～11倍の振動エネルギーを生ずることがわかり、その振動を抑制する方策としての噴流衝突緩和形状を見出した。また3次元振動の解析を可能とした重合格子の有効性が確認できたので、同様の解析技術を必要とする油圧機器へ今後、適用し展開を図る。

## 参考文献

- 1) 望月, 丸田, 流体音工学入門, 朝倉書店, 初版, 10刷 (2010).
- 2) 吉川, 和田, 音源の流体音響学, 日本音響学会編, コロナ社, 初版, 1刷 (2007).

## 著者



中西 博

1984年入社。技術本部CAE推進部専門部長。製品の技術解析に従事。