

〔論文〕

# バランスピストン機構による軸方向振動の 安定性に関する検討

林 光昭<sup>\*1</sup> 都丸裕司<sup>\*2</sup> 川崎 聡<sup>\*3</sup> 志村隆<sup>\*3</sup> 内海政春<sup>\*3</sup>

## A Study of the Stability for Axial Thrust Force Vibration in Balancing Piston Mechanism

Mitsuaki HAYASHI, Hiroshi TOMARU, Satoshi KAWASAKI, Takashi SHIMURA  
and Masaharu UCHIUMI

In order to analyze a stability of the balancing mechanism for the axial thrust force in turbo-pumps, the simplified model expressing the essentials of dynamic behavior is shown. By the examination on that model, the dynamic characteristics in several working conditions are considered, it is shown that what kind of conditions determine the response and stability of the balancing mechanism.

*keywords* : Pump, Vibration, Rocket, Dynamic Response

### 1. 諸言

高圧の推進剤を供給するロケットエンジン用ターボポンプでは、過大な軸スラスト力を支えるバランスピストン（以下 BP と略す）機構が多く採用されている<sup>(1)</sup>。Fig. 1 に BP 機構の構成を示す。BP 機構は、軸スラスト力を支えるロータ背面とケーシング間の圧力を、ロータ外径側と内径側に配置した絞り部により発生させる構成となっていて、軸スラスト力変化により軸方向のロータ位置が移動して、2 カ所の絞り部の隙間量が調整されることにより、自律的に軸スラスト力と釣り合うロータ背面圧力（バランス圧力）を発生させる機構となっている。軸スラスト力特性に関する研究は従来から行われているが、回転壁とケーシング壁間の隙間流れに

よる圧力分布を対象としたものが多く<sup>(2)(3)</sup>、BP 機構のような絞り部を有する構成の場合、それとは異なる検討が必要になると考えられる<sup>(4)</sup>。BP 機構の場合、軸スラスト力を支えるバランス圧力の発生は、主に絞り部の作用に因る。この場合、軸スラスト力調整機能の動特性には、ロータ背面 BP 室内での作動流体の圧縮性が影響すると考えて、BP 機構による軸スラスト力調整機構の動特性を表す解析モデルを示し、その安定性について検討した。

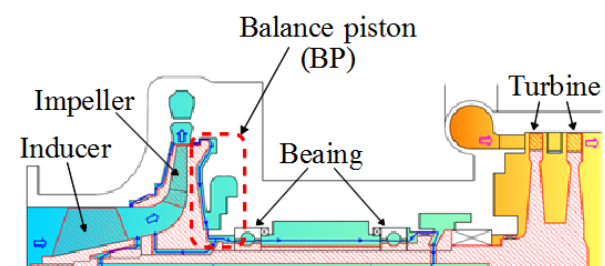


Fig. 1 Component of rocket engine turbo-pump

\*1 (株)IHI 技術開発本部

E-mail: mitsuaki\_hayashi@ihi.co.jp

\*2 (株)IHI 航空宇宙事業本部

\*3 (独)宇宙航空研究開発機構 宇宙輸送ミッション本部

## 2. 記号

$x$	: BP 変位
$p$	: BP 室内圧力
$P_{in}$	: BP 入口圧力
$P_{out}$	: BP 出口圧力
$q_{in}$	: BP 入口流入流量
$q_{out}$	: BP 出口流出流量
$A$	: BP 室受圧面積
$F_t$	: 軸スラスト力
$D_1$	: BP 室入口位置でのロータ直径
$D_2$	: BP 室出口位置でのロータ直径
$V_d$	: BP 室付加容積
$L_0$	: BP 基準位置でのロータ背面隙間間隔
$L_1$	: BP 基準位置での入口側絞り部隙間間隔
$L_2$	: BP 基準位置での出口側絞り部隙間間隔
$A_{in}$	: 入口側絞り部の流路面積
$A_{out}$	: 出口側絞り部の流路面積
$C_d$	: 入口および出口側隙間における流量係数
$\rho$	: 作動流体の密度
$K_f$	: 作動流体の体積弾性係数
$M$	: BP 可動部質量
$C$	: BP 可動部に作用する減衰力係数

## 3. 応答解析モデルの導出

BP 機構における軸方向振動の応答解析モデルとしては、本質的な BP 機構による軸スラスト力調整機能の応答メカニズムを解明するために、Fig. 2 で示すように、実際には存在する複雑な内部流路や流体現象は省略して、BP 機構の基本的な動作を表すのに必要十分な要素のみを抽出して、集中定数系近似による簡易解析モデルによる検討を行った。

### 3-1 運動方程式

BP 機構の基本的な動作は、集中定数系近似による運動方程式により、以下の内容により表すことができる。

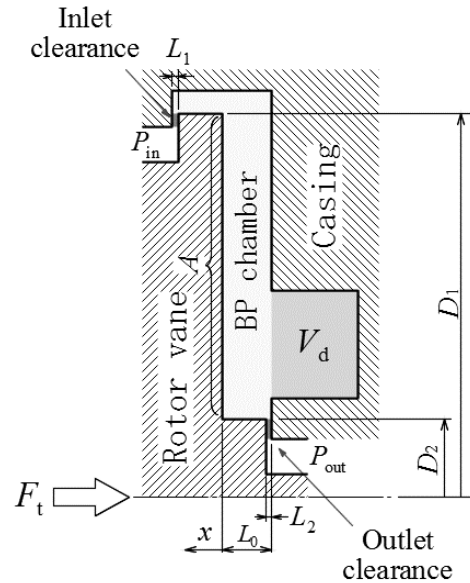


Fig. 2 Component of modeling for balance-piston

### (1) バランスピストン動作 (Fig. 3)

BP 機構のスラスト軸方向の動作は、BP 可動部（ロータ）質量に作用する軸方向の力を考慮した運動方程式により表される。スラスト軸方向の力としては、ターボポンプで発生する軸スラスト力と、BP 機構により調整される BP 室内圧力によるバランス力に加えて、BP に作用する流体による減衰力が作用すると考えられる。

$$M \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + C \cdot \frac{dx}{dt} = A \cdot p - F_t \quad \cdots (1)$$

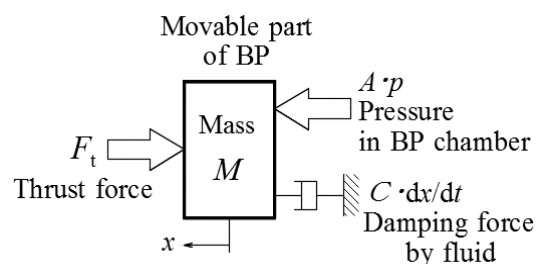


Fig. 3 Motion of balance-piston

### (2) バランスピストン室の発生圧力 (Fig. 4)

BP 機構により調整される BP 室内の圧力は、BP 室内への作動流体の流出入流量と、BP 室容

積および作動流体の体積弾性係数により決定される。BP室容積としては、ロータ背面とケーシング間の隙間に加えて、取り付けボルト用スペース等による付加容積を考慮する。BP室への流出入流量としては、BP室への作動流体の出入口に配置されている絞り部隙間で発生する流量に加えて、BP動作に伴う容積変化に相当する流量を考慮する。

$$\frac{dp}{dt} = \frac{K_f}{A \cdot (x + L_0) + V_d} \left( q_{in} - q_{out} - A \cdot \frac{dx}{dt} \right) \quad \dots (2)$$

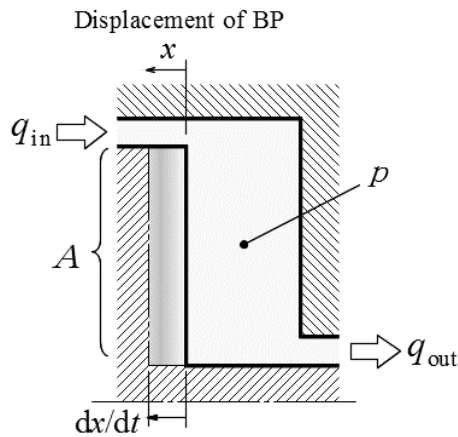


Fig. 4 Pressure response in BP chamber

### (3) 絞り部隙間における流出入流量 (Fig. 5)

絞り部隙間における圧力流量特性は、同等の流路面積を持つ円形オリフィスで表されるものとして、各オリフィス面積を、BP可動部の軸方向変位に応じて変化する可変オリフィスとしてモデル化することにより、絞り隙間で生じる流量を表すことができる。

$$q_{in} = C_d \cdot A_{in} \cdot \sqrt{2 \cdot (P_{in} - p) / \rho} \quad \dots (3.1)$$

$$q_{out} = C_d \cdot A_{out} \cdot \sqrt{2 \cdot (p - P_{out}) / \rho} \quad \dots (3.2)$$

ここで、絞り部隙間面積の  $A_{in}$ 、 $A_{out}$  は、BP変位に応じて変化して、以下のように表される。

$$A_{in} = \pi \cdot D_1 \cdot (L_1 - x) \quad \dots (3.1.1)$$

$$A_{out} = \pi \cdot D_2 \cdot (L_2 + x) \quad \dots (3.2.1)$$

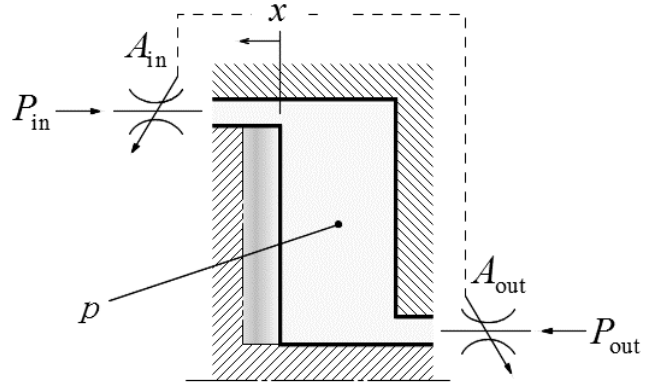


Fig. 5 Flow at inlet & outlet of BP chamber

### 3-2 応答解析モデル

前項で導出した運動方程式を、作動状態点の近傍で線形近似化することにより、応答解析モデルが導出される。作動状態点を  $x=X_0$ 、 $p=P_0$  として、作動状態点からの状態量変化を  $\Delta x$ 、 $\Delta p$  とすれば、線形化された状態方程式は、以下のように表される。

$$M \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} + C \cdot \frac{dx}{dt} = A \cdot (P_0 + \Delta p) - F_t \quad \dots (1')$$

$$\frac{dp}{dt} = \frac{K_f}{A \cdot (X_0 + L_0) + V_d} \left( \Delta q - A \cdot \frac{dx}{dt} \right) \quad \dots (2')$$

$$\Delta q = q_{in} - q_{out} = -Q_x \cdot \Delta x - Q_p \cdot \Delta p \quad \dots (3')$$

ここで  $Q_x$  と  $Q_p$  は、絞り部流量の式(3.1)(3.2)を線形近似することにより、BP室への流出入流量の変化率として得られる係数であり、以下のように表される。

$$Q_x = \pi C_d \sqrt{2/\rho} \left( D_1 \sqrt{P_{in} - P_0} + D_2 \sqrt{P_0 - P_{out}} \right) \quad \dots (4)$$

$$Q_p = \frac{\pi C_d \sqrt{2/\rho}}{2} \left( \frac{D_1 (L_1 - X_0)}{\sqrt{P_{in} - P_0}} + \frac{D_2 (L_2 - X_0)}{\sqrt{P_0 - P_{out}}} \right) \quad \dots (5)$$

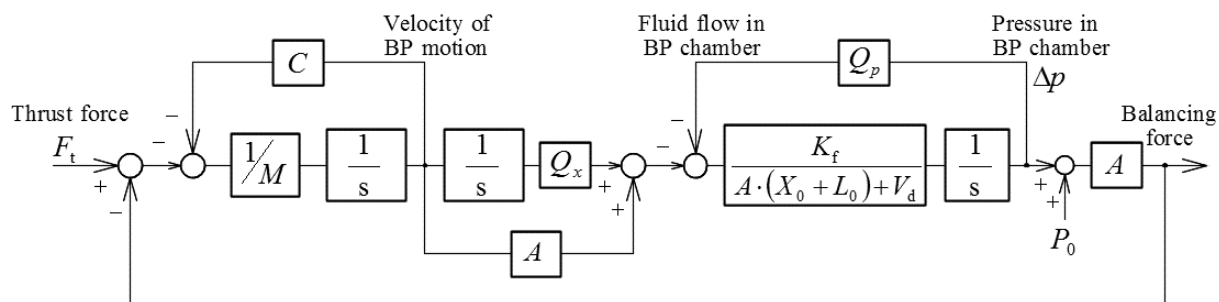


Fig. 6 Forms as linear equation

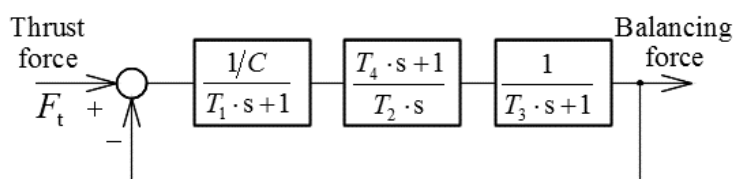


Fig. 7 Forms as transfer function

Fig. 6 は、式(1') (2') (3')に基づいて、ロータに作用する軸スラスト力に対向して発生するBP機構によるバランス力の応答を、伝達関数形式によるシグナルフロー線図で表したものである。これを整理すると、Fig. 7 のような伝達関数によるブロック線図で表すことができ、軸スラスト力に対して発生するバランス力の応答は、以下の特性により決定されていると解釈できる。

#### (1) BP 可動部動作の応答

BP 機構における可動部（ロータ）の運動を示す応答特性であり、BP 機構の可動部（ロータ）質量に作用する力の釣り合いによるものである。この応答は、以下の伝達関数により示される。

$$\begin{aligned} \text{BP 可動部応答} &= \frac{\text{可動部速度}}{\text{作用力}} \\ &= \frac{1/C}{T_1 \cdot s + 1}, \quad T_1 = \frac{1}{C/M} \end{aligned} \quad \dots (6)$$

#### (2) BP 室内圧力の応答

バランス力を発生させる BP 室内圧力の応答は、BP 室内への作動流体の流出入流量により決定される。この流出入流量による BP 室内の圧

力応答を示すものであり、その応答特性は、以下の伝達関数により示される。

$$\begin{aligned} \text{BP 室圧力応答} &= \frac{\text{BP 室内圧力}}{\text{BP 室への流出入流量}} \\ &= \frac{1}{T_3 \cdot s + 1}, \quad T_3 = \frac{1}{Q_p \cdot K_f / \{A \cdot (X_0 + L_0) + V_d\}} \end{aligned} \quad \dots (7)$$

#### (3) BP 可動部動作に伴う流量変化の応答

BP 室で発生する作動流体の流出入流量の応答は、BP 室への作動流体の出入口となっている絞り部隙間で発生する流量と、BP 動作による BP 室内の容積変化が作用し、以下の伝達関数により表される。

$$\begin{aligned} \text{BP 室流出入流量応答} \\ &= \frac{T_4 \cdot s + 1}{T_2 \cdot s}, \quad T_2 = \frac{1}{A \cdot Q_x / Q_p}, \quad T_4 = \frac{1}{Q_x / A} \end{aligned} \quad \dots (8)$$

### 3-3 安定性解析手法

BP 機構における軸スラスト力調整機能の応答特性は、Fig. 7 のブロック線図で示される伝達関数に基づく特性であって、このシステムの

安定性は、その一巡周波数伝達特性から判定することが可能であり、この一巡伝達関数  $G(s)$  は以下で与えられる。

$$G(s) = \frac{1/C}{T_1 \cdot s + 1} \cdot \frac{T_4 \cdot s + 1}{T_2 \cdot s} \cdot \frac{1}{T_3 \cdot s + 1} \quad \dots (9)$$

システムが安定である条件としては、一巡周波数伝達特性における振幅比が 0dB となる周波数において、位相遅れが 180 度を超えないことであって、180 度を超える場合には不安定となる。ここで、振幅比=0dB となる周波数での位相遅れの値と、位相遅れ=180 度との差が位相余裕であり、位相余裕が大きいほどシステムは安定と言えるが、一般的には、機械系の閉ループ構成においては、40～60 度程度の位相余裕が目安とされる<sup>(5)</sup>。

#### 4. BP 機構の安定性評価／検討

上記で示した応答解析モデルにより、Table 1 で示すような BP 機構の構成および作動条件の違いが、応答特性に与える影響を確認した。

##### 4-1 標準的な作動条件における応答

BP 機構の構成および作動条件として、ロケット用 LH2 ターボポンプの運転状態に基づく条件を設定した場合の応答を、Fig. 8 に示す。ただし、BP 動作に作用する流体による減衰力としては、別途 BP 室内の流れの CFD 解析<sup>(6)</sup>の結果から、その減衰力係数  $C$  の値を設定した。一巡

周波数伝達特性においては、閉ループでの安定性を決定する位相余裕は約 27 度となり、軸スラスト調整機能が安定領域で作動する状況にあることが確認できる。

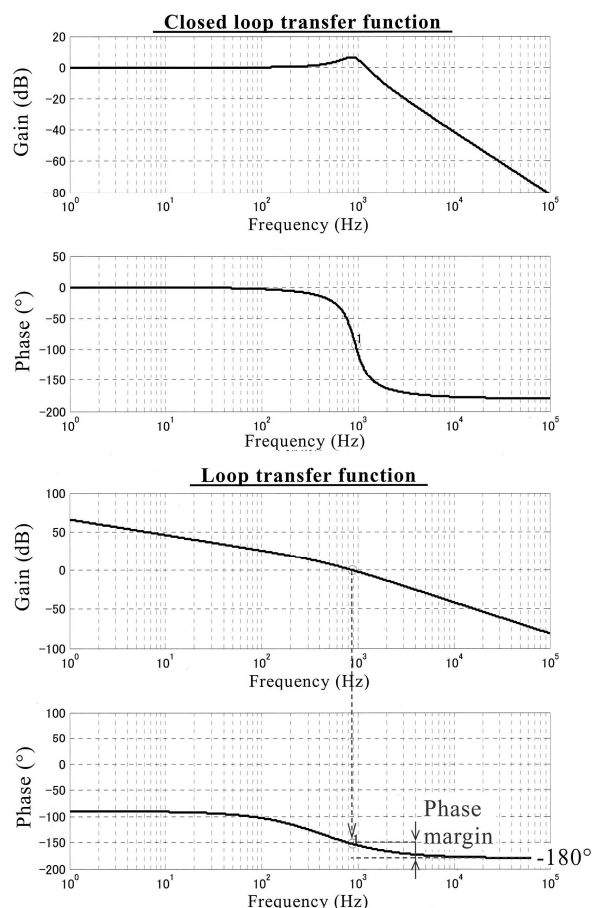


Fig. 8 Frequency response at reference condition

Table 1 Results of stability analysis

Form or Condition of BP system	Response (*1)	Phase Margin	
		Effect (*1)	Value (°)
Reference condition (LH2: $\rho=72\text{kg/m}^3$ , $K_f=82\text{MPa}$ )	1	1	27
Volume reduction in BP-chamber ( $V_d$ : Reference volume $\times 1/5$ )	1.4	1.3	35
Wider clearance at inlet & outlet orifice ( $L_1, L_2$ : Reference clearance $\times 2$ )	1.0	1.8	49
Working fluid (Water, $\rho=1000\text{kg/m}^3$ , $K_f=2250\text{MPa}$ )	5.4	1.5	41

(\*1) Ratio to value at reference condition

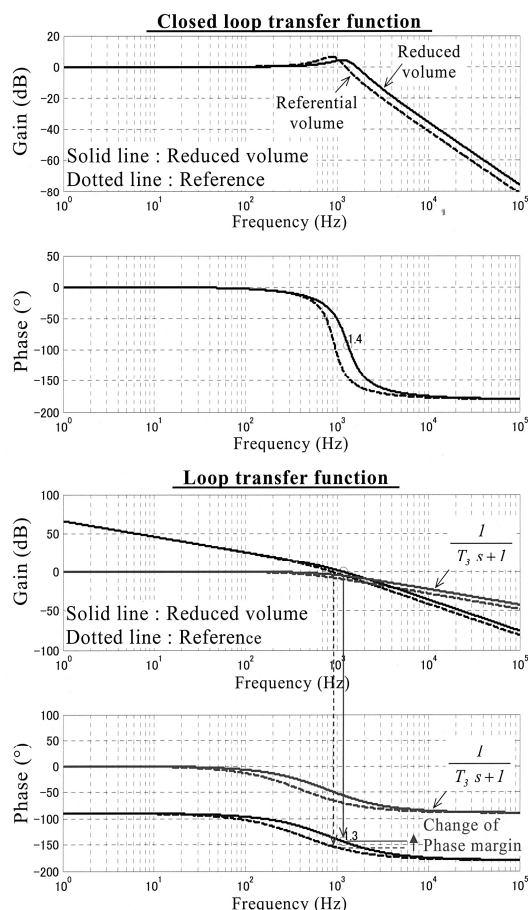


Fig. 9 Effect of volume reduction in BP chamber

#### 4-2 BP 室容積の変更による影響

標準的な作動条件に対して、BP 室付加容積を 1/5 に小さくした場合の応答を Fig. 9 に示す。BP 室容積→小の変化により、BP 応答特性を示す伝達関数のうち、式(7)における時定数  $T_3$  が小さくなるが、これは  $T_3$  で決定される BP 室圧力の応答が速くなることを示していて、軸スラスト調整の応答特性が向上すると共に、一巡伝達特性における位相余裕が大きくなることから、より安定性が向上する方向に特性が変化することが判る。

#### 4-3 絞り部隙間の変更による影響

標準的な作動条件にたいして、絞り部隙間 ( $L_1, L_2$ ) を 2 倍に大きくした場合の応答を Fig. 10 に示す。絞り部隙間→大により、式(5)で示される圧力流量係数  $Q_p$  は大きくなるが、これは、

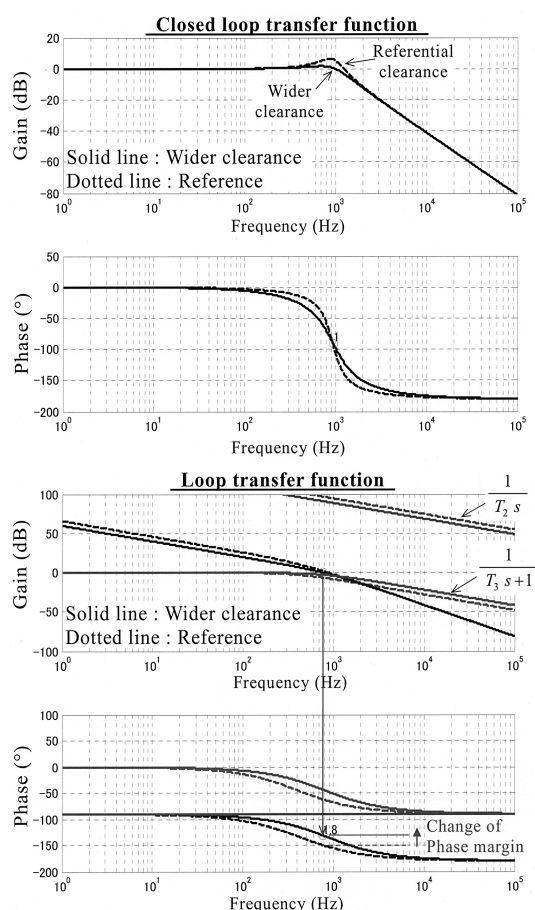


Fig. 10 Effect of wider clearance at orifice

BP 室圧力変化に伴う BP 室内への流出入流量変化が大きくなることを示している。BP 応答特性を示す伝達関数においては、式(7)(8)における時定数  $T_2$ 、 $T_3$  が影響を受け、 $T_3$ →小により BP 室圧力応答が速くなる。また、 $T_2$  が大きくなるが、これは Fig. 7 のブロック線図でのループゲインを全体的に低下させるように作用するので、 $T_3$  による BP 室圧力応答特性の変化と合わせると、一巡伝達特性での位相余裕が大きくなり、安定性が向上するような特性変化となる。

#### 4-4 作動流体の変更による影響

作動流体として、標準的な作動条件での LH2 の代わりに、水を想定した場合の応答を Fig. 11 に示す。これまでの BP 機構の構成変更による特性変化に比べて大きな特性変化が発生することから、作動流体の種類がその応答特性に大き

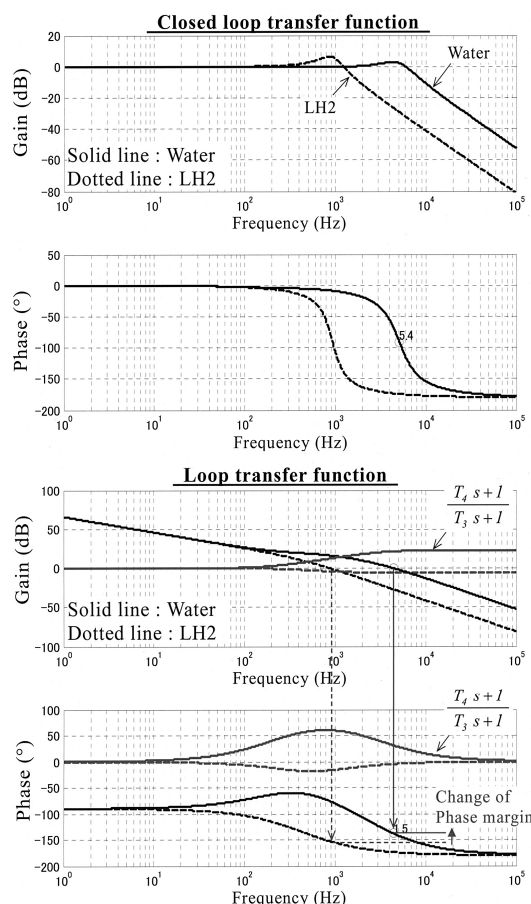


Fig. 11 Effect of working fluid

く影響することが確認できる。ただし、作動流体の変更に伴い、BP 動作に作用する流体による減衰力も変化すると考えられるが、作動流体を水とした場合の減衰力が不明であるため、LH2 の場合と同じ減衰力係数  $C$  を想定している。

作動流体を変更した場合、その密度と体積弾性係数の違いが、BP 機構の応答特性に影響を与える。密度の違いにより、式(4)(5)で示される変位流量係数  $Q_x$  と圧力流量係数  $Q_p$  が変化するが、水の密度は LH2 に比べて大きく、LH2→水の変更により各流量係数は小さくなる。BP 応答特性の伝達関数においては、式(7)(8)における時定数  $T_3$  と  $T_4$  が影響を受け、各時定数は大きくなる。ただし、作動流体の密度変化に加えて体積弾性係数も変化し、水の体積弾性係数は LH2 に比べて大きいので、これは密度変化の影響とは逆に、 $T_3$  を小さくするように作用する。

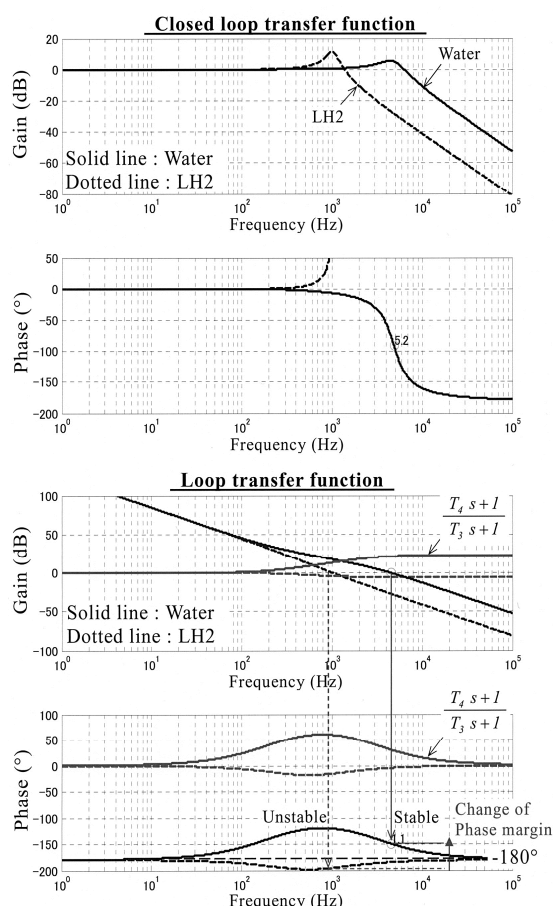


Fig. 12 Effect of working fluid

結果として、 $T_3$  は体積弾性係数変化の違いの影響が大きく作用して、 $T_3 \rightarrow$  小により BP 室圧力応答を速くするような特性変化となる。

安定性を決定する一巡伝達関数は、LH2 では  $T_3 > T_4$  の位相遅れ特性となるのに対して、作動流体を水とすると、 $T_3 \rightarrow$  小/ $T_4 \rightarrow$  大の特性変化により、 $T_3 < T_4$  の位相進み特性となる。この特性変化の作用により、作動流体が水となると、軸スラスト調整機能の応答特性が向上すると共に、位相余裕が増加して、より安定な方向に特性が変化ようになる。

なお、水を作動流体とした場合の BP に作用する流体による減衰力が不明であったため、LH2 での値をそのまま適用したが、減衰力を考慮しない ( $C=0$ ) とした場合の応答を Fig. 12 に示す。作動流体が水の場合、流体による減衰力が作用しなくても安定であるのに対して、LH2

の場合には不安定となる。減衰力としては、流体による減衰力の他、絞り部での圧力流量特性  $Q_p$  による減衰が作用するが、その減衰力発生には BP 室の圧力応答が作用する。LH2 の場合、作動流体の圧縮性の影響により、その圧力応答の遅れが大きくなることから、BP 動作に対する減衰が十分に作用しなくなり、不安定な状態になり易いと考えられる。

## 5. 結語

ターボポンプにおける BP 機構による軸スラスト調整機能を、集中定数系による簡易モデルで表すことにより、BP 機構を構成する各部要素によって、その応答特性がどのように決定されるかを示した。また、この簡易モデルにおいて、BP 機構の構成および作動条件の違いが、その応答特性に与える影響を確認することにより、以下の結論が得られた。

- (1) 集中定数系による簡易モデルにより、BP 機構の応答特性が、どのような要因で決定されるかが把握可能となり、BP 機構の各種要素および作動条件の違いに応じた、応答特性および安定性の評価を行う事ができる。
- (2) 作動流体の圧縮性は、BP 機構の応答特性に大きな影響を与えて、安定性を左右する主要因になっている。
- (3) 液体水素が作動流体の場合、その圧縮性の影響が他の流体と比べて著しく大きくなることから、軸スラスト調整機能の応答が遅くなり、安定性が損なわれる傾向となる。

## <参考文献>

- (1) Kamijo, K., Yamada, H., Sakazume, N. and Warashina, S., Developmental History of Liquid Oxygen Turbopumps for LE-7 Engine, Transactions of the Japan Society for Aeronautical and Space Sciences, Vol. 44, No.145 (2001), pp. 155-163.
- (2) Childs, D.W., Fluid-Structure Interaction Forces at Pump-Impeller-Shroud Surfaces for Axial Vibration Analysis, Journal of Vibration and Acoustics, Trans. ASME, Vol. 113 (1991), pp.108-115.
- (3) 堀口・上野・辻本・高橋・宮川, 回転しながら軸方向に振動する円盤と静止円盤の間の半径方向隙間流れの動特性, ターボ機械, Vol. 37, No. 1 (2009), pp. 52-62.
- (4) 川崎・志村・木村・内海・林・松井, ターボポンプの軸スラストおよび軸方向振動の解析技術, ターボ機械, Vol. 40, No. 6 (2012), pp.331-339.
- (5) 日本機械学会著, 機械工学便覧デザイン編・β 66 制御システム, 丸善株式会社 (2006), pp. 30-31.
- (6) 木村・川崎・志村・内海・林・松井, 軸方向に振動するバランスピストンに作用する非定常流体力の数値解析, 日本機械学会論文集(B 編), Vol. 78, No. 787 (2012-3), pp. 588-597.