

# 宇宙航空研究開発機構研究開発資料

## JAXA Research and Development Memorandum

---

### ロータ構成要素と軸シールの配置が ロケット用ターボポンプの軸振動特性に与える影響について

Effects of Layout of Rotor Components and Shaft Seal  
on Rotor Vibration Characteristics for Rocket Turbopump

川崎 聡, 菊池 竜, 安達 和彦

KAWASAKI Satoshi, KIKUCHI Ryu and ADACHI Kazuhiko

2023年1月

宇宙航空研究開発機構

Japan Aerospace Exploration Agency

## 目次

概要	1
1. はじめに	1
2. 解析対象と解析方法	2
2.1 解析対象 .....	2
2.2 解析モデルと解析方法 .....	3
2.3 RD 流体力 .....	4
2.4 解析コード .....	4
3. ロータ構成要素の配置配列	5
4. 解析結果と考察	6
4.1 配置配列に対する危険速度とモード減衰比 .....	6
4.2 軸シール位置による軸振動特性への影響 .....	8
4.2.1 軸シールが軸受Tよりタービン側に配置された場合 .....	8
4.2.2 軸シールが軸受Pと軸受Tの間に配置された場合 .....	10
4.2.3 軸シールが軸受Pよりポンプ側に配置された場合 .....	12
5. おわりに	13
参考文献	13

# ロータ構成要素と軸シールの配置が ロケット用ターボポンプの軸振動特性に与える影響について

川崎 聡<sup>\*1</sup>, 菊池 竜<sup>\*2</sup>, 安達 和彦<sup>\*3</sup>

## Effects of Layout of Rotor Components and Shaft Seal on Rotor Vibration Characteristics for Rocket Turbopump

KAWASAKI Satoshi<sup>\*1</sup>, KIKUCHI Ryu<sup>\*2</sup>, ADACHI Kazuhiko<sup>\*3</sup>

### ABSTRACT

A rocket turbopump is a high-speed and high-power turbomachinery to feed the propellant into the combustion chamber of a liquid rocket engine. Therefore, various problems of turbopump rotor vibration had occurred in the past development. The Rotordynamic fluid force generated by the shaft seal affects the vibration characteristics of the turbopump rotor. It has been reported that the floating ring seal often applied to rocket turbopumps has a stabilizing effect on rotor vibration. On the other hand, component layout of the turbopump rotor also affects the vibration characteristics.

In this study, we investigate effects of the component layout and the shaft seal position on the rotor vibration characteristics by using complex eigenvalue analysis. The rotordynamic fluid force of the floating ring seal is modeled using the cross-coupled stiffness. The computational results showed that the cross-coupled stiffness of the floating ring seal is effective to improve the modal damping ratios in some component layout. In addition, the effective position of the floating ring seal on the turbopump rotor demonstrates the stabilization capability of the rotor vibration.

**Keywords:** Turbopump, Rocket engine, Floating ring seal, Rotordynamic fluid force, Rotor vibration, Component layout, Stability

### 概要

ロケット用ターボポンプは、推進剤を液体ロケットエンジンの燃焼室に供給するための高速回転・高出力の回転機械である。そのため、過去の開発において様々な軸振動問題を経験してきた。軸シールで生じるロータダイナミック流体力は、ターボポンプロータ全体の軸振動特性に影響を与える。ロケット用ターボポンプによく使用されるフローティングリングシールは、ロータ振動を安定化させる作用を持つことが報告されている。一方、ターボポンプロータの要素配列もまた、軸振動特性に影響を与える。

本研究では、ロータの要素配列と軸シールの位置関係が軸振動特性に与える影響を、複素固有値解析を用いて調べた。フローティングリングシールのロータダイナミック流体力は連成剛性を用いてモデル化した。解析の結果、フローティングリングシールの連成剛性は要素配列パターンによってはモード減衰比の改善効果があることが分かった。また、ターボポンプロータに対して、軸振動の安定化効果を得やすいフローティングリングシールの設置について示した。

### 1. はじめに

液体燃料ロケットのエンジンに推進剤を供給するターボポンプは、極めて高速かつ高エネルギー密度の回転機械であり、これまでの開発において様々な軸振動問題を経験してき

た<sup>(1)(2)</sup>。ターボポンプは高効率・高性能の厳しい要求から、回転系と静止系のクリアランスを非常に小さく設定する必要があり、接液部・接ガス部に発生するロータダイナミック流体力（以下、RD 流体力）に起因する自励振動の発生リスクを抱えている。そのため、接液部・

\* 2022年11月21日受付 (Received November 21, 2022)

<sup>\*1</sup> 研究開発部門 第四研究ユニット (Research Unit IV, Research and Development Directorate)

<sup>\*2</sup> イーグル工業株式会社 (Eagle Industry Co., Ltd.)

<sup>\*3</sup> 中部大学 工学部 (College of Engineering, Chubu University)

接ガス部を有するターボポンプの各種軸シールの RD 流体力が調べられ<sup>(3)~(5)</sup>、中でもフローティングリングシールは軸振動の安定化に効果を示すことが報告されている<sup>(6)</sup>。更に、近年ではフローティングリングシールの動特性向上のための設計も試みられている<sup>(7)(8)</sup>。著者らも、液体酸素ターボポンプに使用されるフローティングリングシールの RD 流体力がロータ系の安定性に及ぼす影響について解析により調べ、ターボポンプおよび軸シールの設計・開発における有効な知見を得ることができた<sup>(9)</sup>。

一方、ターボポンプの軸振動はロータ系を構成する各要素が影響し合うシステム的な問題であるため、各要素に生じる RD 流体力を設計初期段階から考慮し、システムとして軸振動を抑制させる設計手法の研究が進められてきた<sup>(10)</sup>。また、ロータ構成要素の配置配列は軸振動特性に大きな影響を及ぼすため、著者らは要素の配置配列を最適化する設計方法を研究し、「形態設計」手法として提案した<sup>(11)(12)</sup>。このような設計手法を利用し、軸振動特性に対するロータ構成要素の配置配列と各要素の RD 流体力の関係性を把握できれば、システムおよび各要素の設計開発における有用な知見を得ることができるとともに、システムの最適化を定量的に評価しつつ各要素の研究開発目標を適切に設定することが可能になる。

本研究では、ロケットエンジン用ターボポンプを対象にして、ロータ構成要素の配置配列とフローティングリングシールの配置の関係が軸振動特性に与える影響を複素固有値解析により調べ、軸振動安定化に対する傾向や特徴についてまとめた。

なお、本稿は 2019 年 8 月 27~30 日に開催された日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2019 にて講演発表した内容<sup>(13)</sup>を基に、追記・修正を加えて再編集したものである。

## 2. 解析対象と解析方法

### 2.1 解析対象

Fig. 1 に代表的なロケットエンジン用液体水素ターボポンプの断面写真を示す。本研究では、ターボポンプの形態設計研究<sup>(11)(12)</sup>において設定した推力 300kN 上段エンジン用の液体水素ターボポンプを解析対象とした。推進剤昇圧部はインデューサ付き 2 段遠心インペラ、軸駆動部は軸流衝動 2 段タービン、軸シール部はフローティングリングシール、軸支持部は 2 組のアンギュラ玉軸受で構成されたターボポンプであり、Table 1 に対象ターボポンプの仕様を示す。本仕様に基づいて要素の主要体格（例えばインペラ外径やインペラ翼高さなど）を決定したが、詳細部（例えばインペラ翼詳細形状など）までは設計していない。また、形態設計研究の際には定格回転速

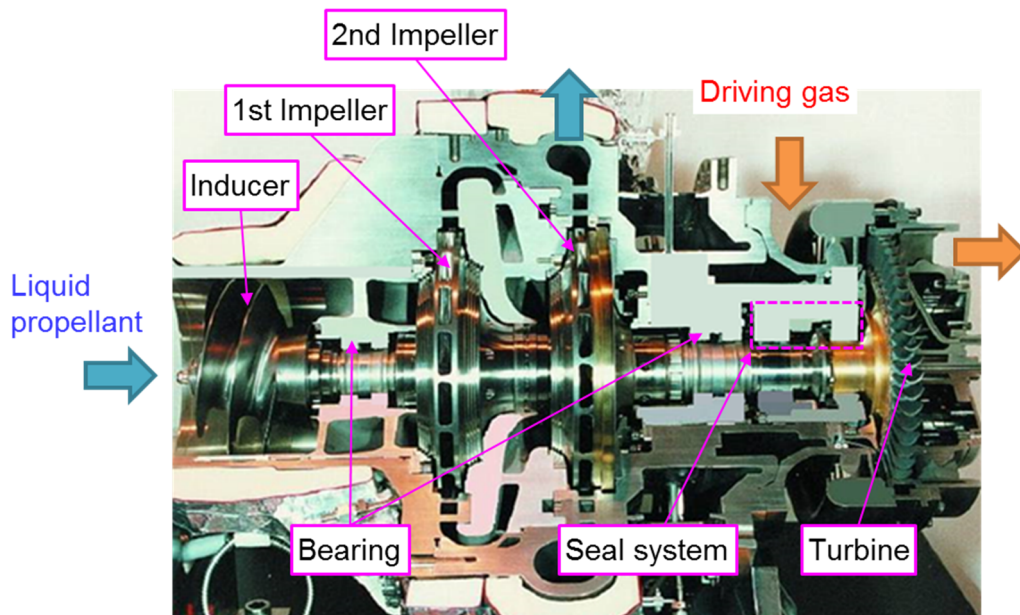


Fig. 1 Cut view of typical liquid hydrogen turbopump of rocket engine

Table 1 Specifications of the liquid hydrogen turbopump to be analyzed

Item	Value, Type	Item	Value, Type	
Engine cycle system	Expander bleed cycle	Turbopump system configuration	Pump	2-stage centrifugal impeller with inducer
Engine thrust	300 kN		Turbine	2-stage axial flow impulse turbine
Pump flow rate	7.8 kg/s		Shaft seal	Floating ring seal
Pump discharge pressure	20 MPa		Bearing	Angular ball bearing
Turbine flow rate	1.5 kg/s			
Turbine inlet pressure	11 MPa			
Turbine inlet temperature	632 K			
Rotational speed	70,000 rpm			
Shaft diameter	30 mm			

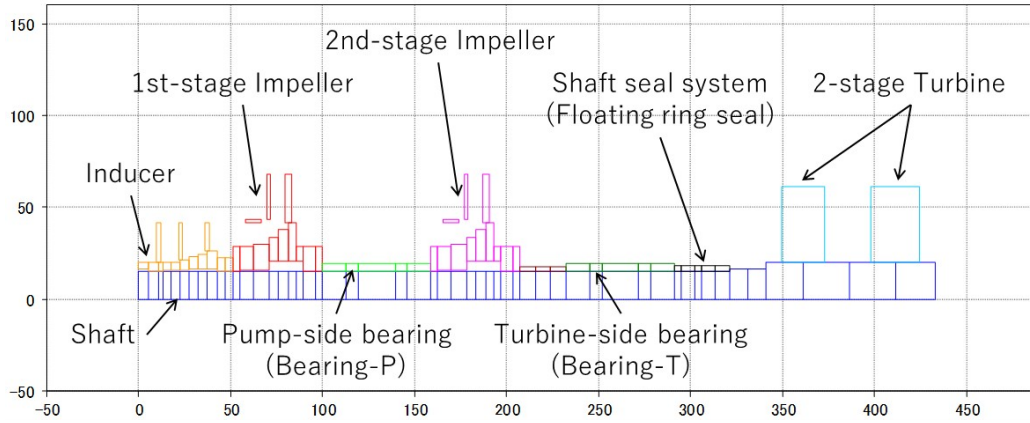


Fig. 2 Finite element model of liquid hydrogen turbopump rotor (typical component layout)

度や軸径をパラメータとして変化させて検討を行ったが、本研究では定格回転速度 70,000rpm、軸径 $\phi$ 30mmに固定した。

## 2.2 解析モデルと解析方法

Fig. 2 に解析対象の液体水素ターボポンプの有限要素モデルを示す。図に示すロータ構成要素の配置配列はロケットエンジン用ターボポンプとしては一般的なものであり、本モデルを基準にしてロータ構成要素の配置配列を変えながら RD 流体力を考慮した軸振動解析を行った。

全節点 ( $n$  個) の要素変位ベクトルを縦に並べた変位ベクトル  $\mathbf{q} = [\mathbf{q}_1^e \dots \mathbf{q}_n^e]^T$  を導入すると、軸系全体の運動方程式は式(1)のように表すことができる。

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + (\mathbf{C} + \omega\mathbf{G})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = \mathbf{f}_{RD} + \mathbf{f}_{un} \quad (1)$$

ここで、 $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}$ 、 $\mathbf{G}$ 、 $\mathbf{K}$  はそれぞれ軸系全体の質量マトリクス、減衰マトリクス、ジャイロマトリクス、剛性マトリクスであり、 $\mathbf{f}_{RD}$  および  $\mathbf{f}_{un}$  はそれぞれ RD 流体力および不釣り合い力である。軸受作用力が働く節点には、減衰マトリクス  $\mathbf{C}$  および剛性マトリクス  $\mathbf{K}$  にそれぞれ軸支持減衰係数  $C_B$  および軸支持剛性係数  $K_B$  が組み込まれる。

RD 流体力  $\mathbf{f}_{RD}$  は、それが働く節点  $j$  における  $x$  方向変位と  $y$  方向変位をそれぞれ  $x_{RDj}$ 、 $y_{RDj}$  とすれば、式(2)のように表される。

$$\mathbf{f}_{RD} = \sum_{j=1}^{N_{RD}} \left\{ \begin{array}{c} \left[ \begin{array}{cc} M & m \\ -m & M \end{array} \right] \begin{Bmatrix} \ddot{x}_{RDj} \\ \ddot{y}_{RDj} \end{Bmatrix} - \\ \left[ \begin{array}{cc} C & c \\ -c & C \end{array} \right] \begin{Bmatrix} \dot{x}_{RDj} \\ \dot{y}_{RDj} \end{Bmatrix} - \left[ \begin{array}{cc} K & k \\ -k & K \end{array} \right] \begin{Bmatrix} x_{RDj} \\ y_{RDj} \end{Bmatrix} \end{array} \right\} \quad (2)$$

ここで、 $N_{RD}$  は RD 流体力が作用する全節点数である。また、式(2)右辺の各係数マトリクスの成分は RD 流体力を二次関数近似することで得られるロータダイナミック係数(以下、RD 係数)である。

式(1)において不釣り合い力を考慮しない時 ( $f_{un}=0$ )、式(2)における RD 流体力  $f_{RD}$  の係数マトリクスを軸系全体の係数マトリクス  $M$ 、 $C$ 、 $K$  に組み込み、それによって得られる新たな係数マトリクスをそれぞれ  $\bar{M}$ 、 $\bar{C}$ 、 $\bar{K}$  とすると、式(1)の運動方程式は式(3)のように整理できる。

$$\bar{M}\ddot{q} + (\bar{C} + \omega G)\dot{q} + \bar{K}q = 0 \quad (3)$$

式(3)に対して複素固有値解析を行い、各モードにおける固有振動数およびモード減衰比を算出した。

### 2.3 RD 流体力

RD 流体力は、インデューサ、1 段および 2 段インペラ、タービン、フローティングリングシールに負荷した。インデューサの RD 係数は吉田らの文献(14)に関連したふれまわり試験より、インペラの RD 係数は Uchiumi らによるふれまわり試験から得られた無次元係数<sup>(15)</sup>より換算した値を用いた。タービンの RD 係数は、Motoi らが示した Thomas Force の推定方法<sup>(2)</sup>を元にして算出した値を用いた。フローティングリングシールの RD 流体力については前報<sup>(9)</sup>と同様の取り扱いとし、以下のようにモデル化した。

Fig. 3 にフローティングリングシールの概略図を示す。フローティングリングが半径方向に自由に浮動 (Floating) し、ロータとのシールクリアランスを確保しながらロータのふれまわり運動に追従する非接触型シールである。Fig. 4 にフローティングリングシールに作用する RD 流体力の定義を示す。 $F_r$  は半径方向流体力、 $F_t$  は接線方向流体力、 $\omega$  は軸回転角速度、 $\Omega$  はふれまわり角速度、 $e$  はふれまわり半径である。Fig. 5 に実験により取得したフローティングリングシールの RD 流体力<sup>(3)</sup>を示す。ふれまわり半径  $e = 0.080 \sim 0.120\text{mm}$  の範囲において、半径方向流体力  $F_r$  は小さくほぼゼロを示している。接線方向流体力  $F_t$  は減衰作用

域(第 2 および第 4 象限)にあり、低  $\Omega/\omega$  領域 ( $|\Omega/\omega| < 0.2$ ) を除いて絶対値の変化が小さい。弘松らは、フローティングリングシールの接線方向流体力  $F_t$  の大きさは二次シール面の摩擦力が支配的であると報告している<sup>(3)</sup>。ロータのふれまわり角速度が二次シール面のすべり速度に対応すると考えると、ふれまわり角速度が同程度の範囲であれば摩擦係数の速度変化は小さく、二次シール面の摩擦力の変化は小さいと考えられる。そこで、半径方向流体力  $F_r$  は 0 とし、接線方向流体力  $F_t$  はふれまわり角速度  $\Omega$  によらず絶対値が一定となると仮定し、Fig. 6 示すようにフローティングリングシールの RD 流体力をモデル化した。

半径方向流体力  $F_r$  と接線方向流体力  $F_t$  は、RD 係数  $M$ 、 $C$ 、 $K$ 、 $m$ 、 $c$ 、 $k$  を用いて、式(4)および式(5)のように表される。

$$F_r/e = M\Omega^2 - c\Omega - K \quad (4)$$

$$F_t/e = -m\Omega^2 - C\Omega + k \quad (5)$$

Fig. 6 に示す RD 流体力のモデルを適用すると、式(6)のように連成剛性係数  $k$  以外の RD 係数はゼロとなり、連成剛性係数  $k$  は前向きふれまわり ( $\Omega/\omega > 0$ ) のとき負の値 ( $k_{FRS} < 0$ )、後ろ向きふれまわり ( $\Omega/\omega < 0$ ) のとき正の値 ( $k_{FRS} > 0$ ) として表現される。

$$\{M, C, K, m, c, k\} = \{0, 0, 0, 0, 0, k_{FRS}\} \quad (6)$$

なお、フローティングリングシールの動特性をより正確に把握するためには、二次シール面の摩擦やロータとシールとの隙間流れなどについて詳細にモデル化して検討する必要があると考えられる。しかし、本研究では概念設計レベルにおける影響度の比較評価を目的としているため、式(6)を用いて解析を進めることにした。

### 2.4 解析コード

軸振動解析コードは、安達らがターボポンプの形態設計のために構築した解析コード<sup>(16)(17)</sup>を使用した。ターボポンプのロータ系挙動がオイラー・ベルヌーイはりで記述できると仮定し、一次元はり要素を用いて構築した解析コードである。本解析コードを H-II A ロケットのメインエンジン LE-7A 液体水素ターボ

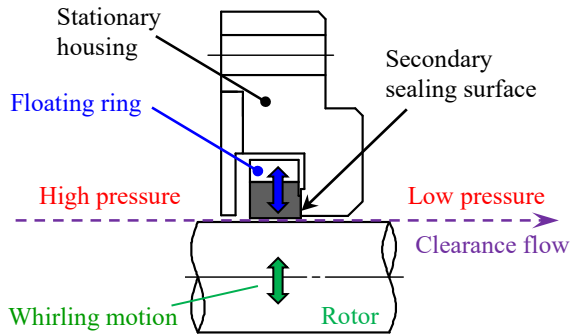


Fig. 3 Schematic of floating ring seal for rocket turbopump

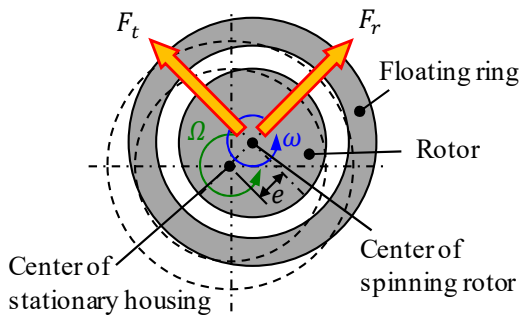


Fig. 4 Definition of rotordynamic fluid force

ポンプに適用した結果、報告されている固有振動数や固有モードと良好な一致を示し、解析コードの妥当性が確認されている<sup>(16)</sup>。

### 3. ロータ構成要素の配置配列

本研究では、ターボポンプの形態設計研究で適用したロータ構成要素の配置配列の組合せ<sup>(12)</sup>を利用した。Fig. 2 に示す7つのロータ構成要素（インデューサ、1段インペラ、2段インペラ、ポンプ側軸受（以下、軸受P）、タービン側軸受（以下、軸受T）、軸シール、タービン）に対し、要素の配置と要素の向きの組合せを考えると  $7! \times 2^7$  通りの配置配列が存在する。その中からターボポンプ機能が成立しない配置や向きなどを省くと、84通りの配置配列に絞り込むことができる。ターボポンプの形態設計研究においてタービンの向きが軸振動特性に与える影響は比較的小さいことが確認されているため、本研究ではタービンの向きは固定し、42通りの配置配列を選択して軸振動解析を実施する。

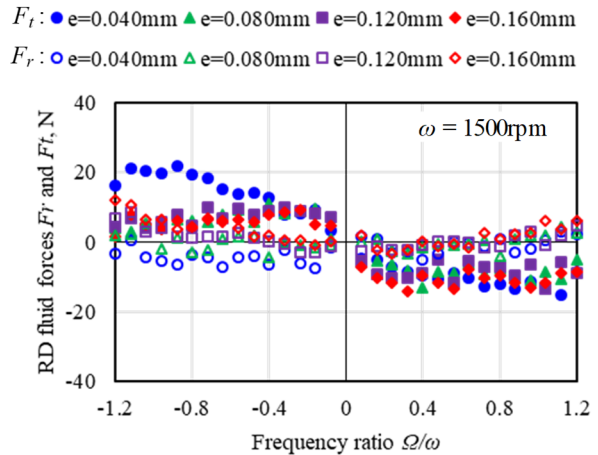


Fig. 5 Rotordynamic fluid forces of floating ring seal measured by rotordynamics test stand with active magnetic bearings<sup>(3)</sup>

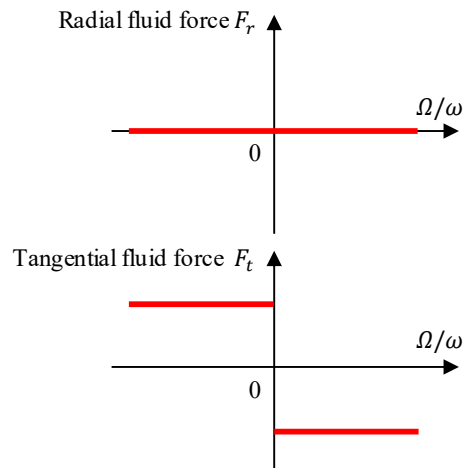


Fig. 6 Modeling of rotordynamic fluid forces of floating ring seal<sup>(9)</sup>

NASAの液体ロケットエンジン用ターボポンプの設計指針では、軸受の配置とオーバハングの有無によってターボポンプ形態を分類している<sup>(18)</sup>。指針の中では、軸受配置と軸振動特性の関係について直接触れられていないが、ターボポンプ形態と軸振動特性の関係を調べる上でオーバハングによる分類は技術的に妥当な整理方法と考えられる。Fig. 7に軸受からのオーバハング量と軸シール位置によって選択した42通りの配置配列を分類した模式図を示す。本分類を基準にして解析結果の比較評価を進める。

### 4. 解析結果と考察

#### 4.1 配置配列に対する危険速度とモード減衰比

初期検討として、フローティングリングシールに生じるRD流体力を考慮せずに軸振動解析を実施し、ロータ構成要素の配置配列に対する危険速度とモード減衰比の全体傾向を確認した。なお、インデューサ、インペラおよびタービンのRD流体力は考慮している。

Fig. 8 に配置配列 42 通りに対する前向き 1

次～3 次の危険速度を示す。配置配列によって危険速度が大きく異なるが、全ケースで 3 次危険速度は定格回転速度 70,000rpm (1167Hz) より大きい。そこで本研究では、1 次と 2 次の振動モードを対象にして軸振動特性について調べることにした。なお、大半の配置配列において定格回転速度は 2 次と 3 次の危険速度の間に位置するが、いくつかの配置配列では 1 次と 2 次の危険速度の間に位置する。Fig. 9 に配置配列に対する 1 次およ

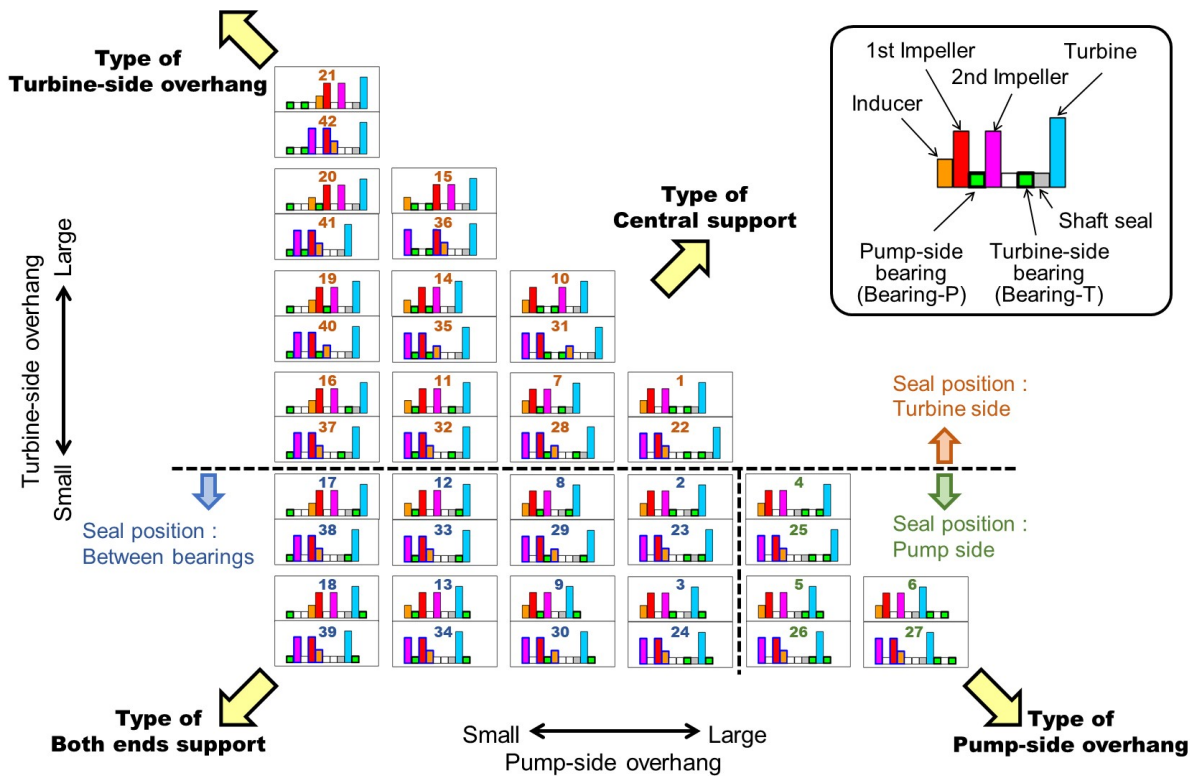


Fig. 7 Grouping of component layouts of turbopump rotor, based on the overhang of rotor and the shaft seal position

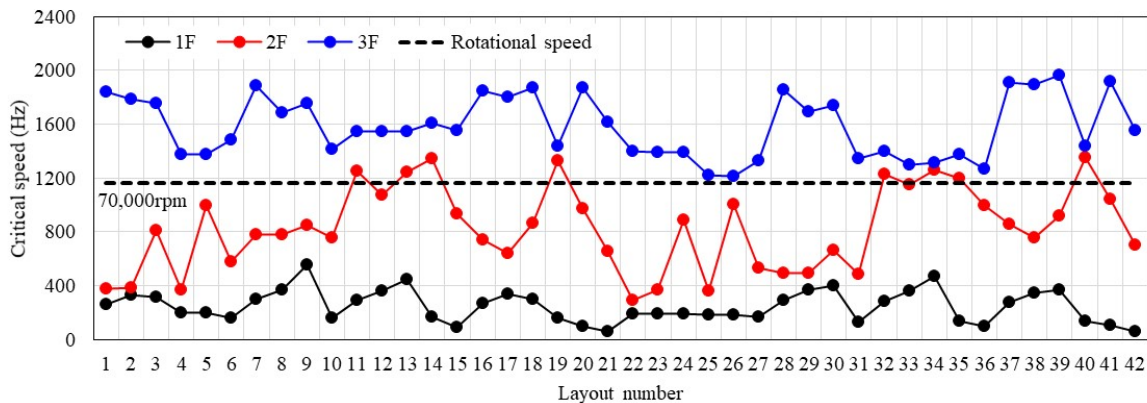


Fig. 8 1st-3rd forward critical speeds of the turbopump rotor for each component layout without consideration of rotordynamic fluid force by floating ring seal



び2次のモード減衰比の比較を示す。なお、Fig. 9の数値の配置はFig. 7に示す配置配列の分類図と対応しているが、分かり易くするためにポンプ部（インデューサと2段インペラ）が順向き配置配列（配置配列番号1～21）と逆向き配置配列（配置配列番号22～42）に分けて表示した。配置配列に対するモード減衰比の定性的な傾向は、ポンプ部の向きに余り影響を受けていないことがわかる。ポンプ側およびタービン側オーバハングが大きい配置配列（図中のaおよびb）では1次のモード減衰比が著しく悪化し、技術的に見て妥当な結果となっている。1次および2次のモード減衰比が良好な配置配列（図中のcなど）は、ポンプ側およびタービン側オーバ

ハングともに小さい場合であるが、両端支持の配置配列（図中のdなど）のモード減衰比は良好ではない。両端支持の場合、軸受間距離が大きくなるとともに軸受間に質量が重くRD流体力の大きな要素（インデューサ、インペラ、タービン）が配置されるため、軸振動特性が悪化したものと考えられる。この配置配列に対する定性的傾向は形態設計研究における結果<sup>(12)</sup>と一致しており、軸振動解析結果の再現性が確認できた。

なお、Fig. 9に示す極端にモード減衰比の悪い配置配列（図中の赤で示したケース）は、実機ターボポンプとして採用される見込みが無いと判断し、以降の解析結果の評価からは除外した。

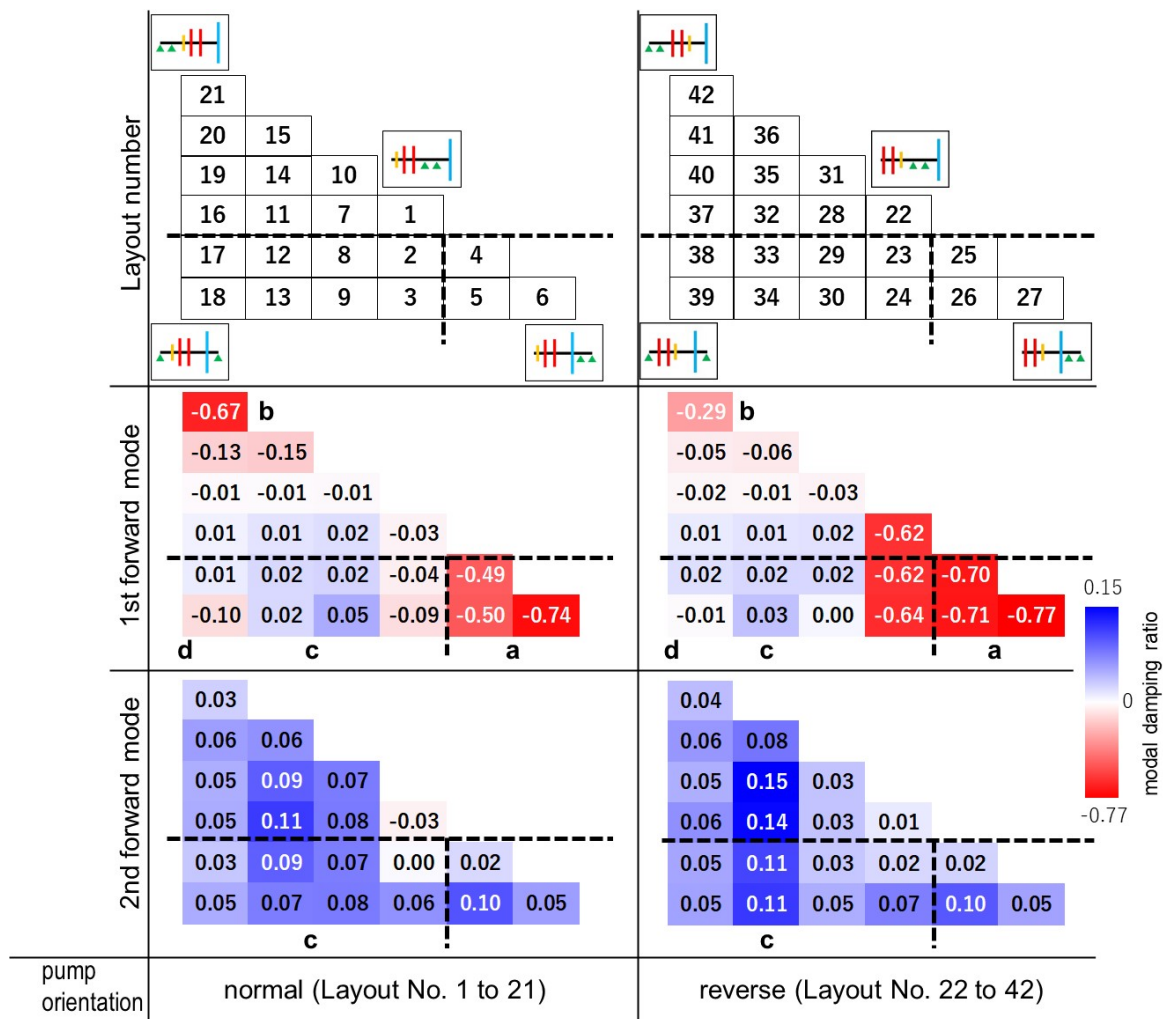


Fig. 9 1st and 2nd modal damping ratio of the turbopump rotor without consideration of rotordynamic fluid force by floating ring seal. Each value is the damping ratio of the component layout correspond to the position in Fig. 7

## 4.2 軸シール位置による軸振動特性への影響

フローティングリングシールの連成剛性  $k_{FRS}$  を変化させて軸振動解析を行い、フローティングリングシールの RD 流体力を考慮した場合の軸振動特性について調べた。フローティングリングシールの連成剛性については、その絶対値を軸受支持剛性で正規化した  $|k_{FRS}|/K_B$  を用いて整理した。なお、フローティングリングシールのふれまわり実験結果<sup>(3)</sup>から、一般的なロケット用ターボポンプのフローティングリングシールの場合、 $|k_{FRS}|/K_B$  は  $10^{-2}$  オーダーになると推測される。ただし、軸受および軸支持部の仕様やターボポンプの作動条件などによって値は異なる。

軸シールの位置は、軸シールが軸受 T よりタービン側に配置されるグループ (Fig. 7 の Seal position : Turbine side)、軸受 P と軸受 T の間に配置されるグループ (Fig. 7 の Seal position : Between bearings)、軸受 P よりポンプ側に配置されるグループ (Fig. 7 の Seal position : Pump side) に大別され、この分類に基づき評価を進める。

なお、解析結果の評価については以下に着目して行った。ロータのモード減衰比は当然大きいほど良いロータと評価できる。一方、ロータの固有振動数の絶対値については評価しない。しかし、軸シール連成剛性の変化に対して固有振動数が大きく変化するロータは、ターボポンプ全体の設計に大きな影響を与えるため、良いロータとは評価できない。つまり、設計的には固有振動数を大きく変化させずにモード減衰比を向上させることが望ましい。

### 4.2.1 軸シールが軸受 T よりタービン側に配置された場合

#### (1) 1 次モード

Fig. 10(a)に軸シールが軸受 T よりタービン側に配置されたロータ配置配列と代表的な 1 次モード形状を、Fig. 10(b)にフローティングリングシールの連成剛性に対する 1 次のモード減衰比の変化を示す。対象の配置配列では軸受 T とタービンにある程度の距離ができるため、1 次モードの多くはタービン側がふれまわるモード形状である (配置配列番号 1 と 22 のみ、ポンプ側がふれまわるモード形状である)。

Fig. 10(b)に示す通り、軸シールの連成剛性に対する 1 次のモード減衰比の変化は全体的には同じ傾向を示すが、タービン側オーバハングの大きさによって 2 つのグループに分けられる。タービン側オーバハングが大きいグループ A の場合、 $10^{-3} < |k_{FRS}|/K_B < 10^{-1}$  においてモード減衰比が向上し、モード減衰比の最大値は比較的大きな値を示す。一方、タービン側オーバハングが小さいグループ B の場合、 $10^{-2} < |k_{FRS}|/K_B < 10^{-1}$  においてモード減衰比が向上するが、モード減衰比の最大値はグループ A の半分程度である。モード形状を確認すると、グループ A は軸シールが軸受 T から離れて配置されているため、ふれまわり振幅の大きい位置で軸シールの連成剛性が作用していることが分かる。一方、グループ B は軸シールが軸受 T に近接しているため、ふれまわり振幅が小さい位置で軸シールの連成剛性が作用し、モード減衰比の向上効果が相対的に少なくなったと考えられる。つまり、軸受 T と軸シールとの間隔が十分にあり、ふれまわり振幅の大きな位置に軸シールが配置されていればモード減衰比の向上効果が期待できる。

一方、固有振動数の変化を見ると、グループ A の場合は  $|k_{FRS}|/K_B < 10^{-1}$ 、グループ B の場合は  $|k_{FRS}|/K_B < 10^0$  であれば固有振動数の変化は小さい。従って、グループ A の場合は  $10^{-3} < |k_{FRS}|/K_B < 10^{-1}$ 、グループ B の場合は  $10^{-2} < |k_{FRS}|/K_B < 10^0$  の範囲においては、固有振動数は大きく変化せずにモード減衰比の向上を図ることができる。

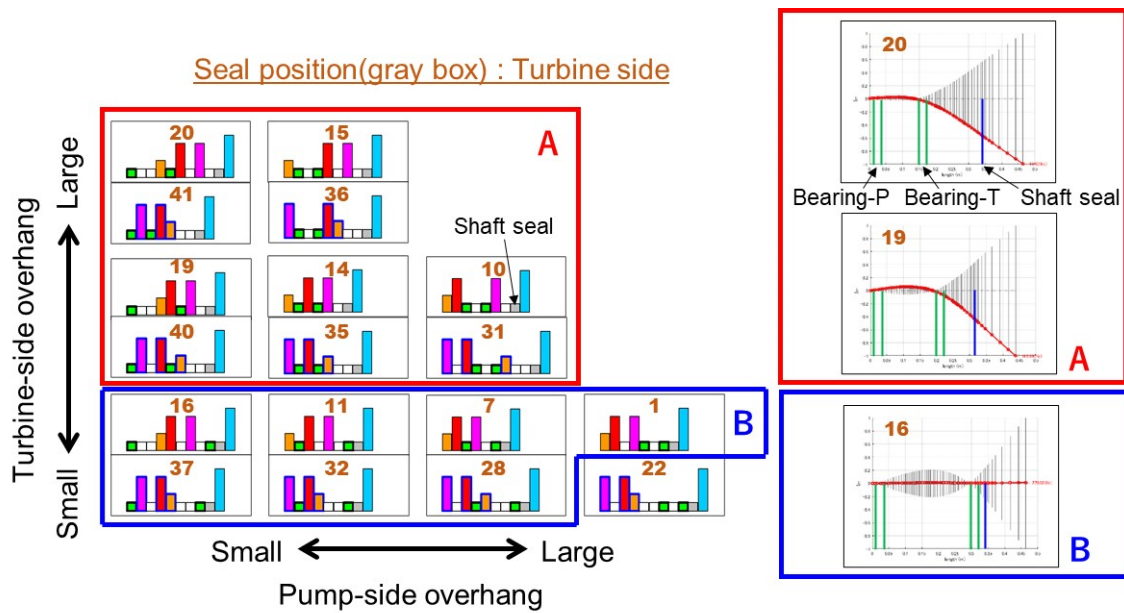
以上から、グループ A の場合、一般的なロケット用ターボポンプのフローティングリングシールであっても、軸振動の安定化効果が得られる可能性がある。一方、グループ B の場合でモード減衰比の向上を目指す場合は、一般的なフローティングリングシールよりも連成剛性を向上させる必要がある。なお、このような安定化効果については、軸受や軸支持部の仕様によっても異なる点に注意する必要がある。

#### (2) 2 次モード

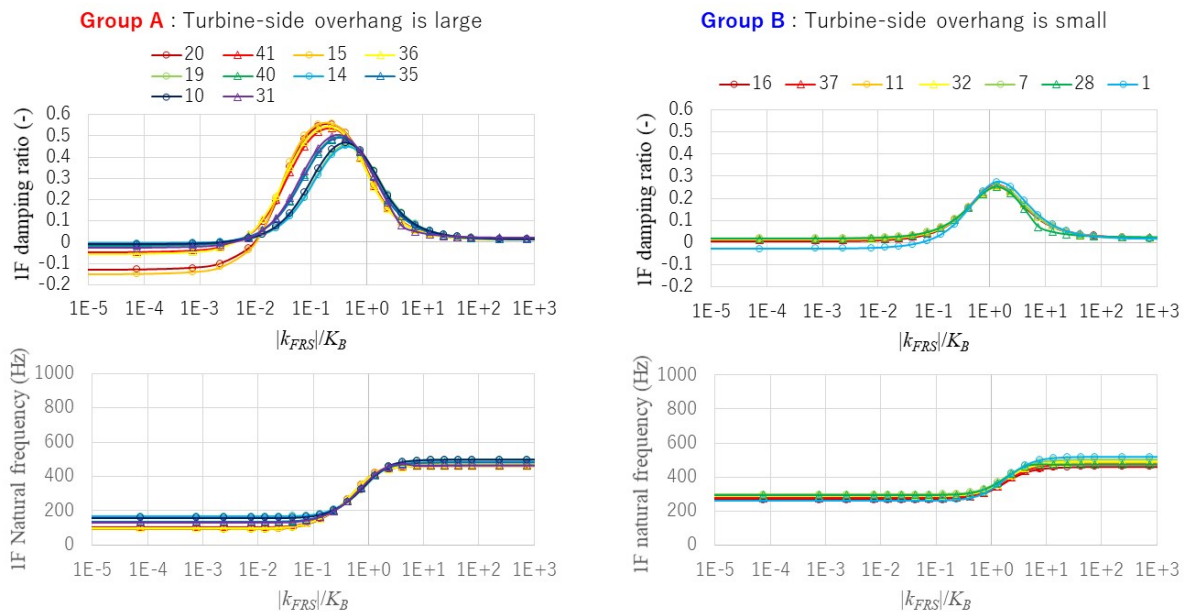
Fig. 11(a)に軸シールが軸受 T よりタービン側に配置されたロータ配置配列と代表的な 2 次モード形状を、Fig. 11(b)にフローティング

リングシールの連成剛性に対する2次のモード減衰比の変化を示す。図中の赤枠（グループC）は、軸シールの連成剛性が2次モードの軸振動特性に影響を及ぼすロータ配置配列を示している。対象の配置配列の2次モードは、ポンプ側のみがふれまわるモード形状（配置配列番号10など）およびポンプ側・ロータ中央・タービン側がふれまわるモード形状（配置配列番号14、19など）が存在し、軸シールの連成剛性に影響を受けるモード形状は後者

である。Fig. 11(a)の代表的なモード形状から見ても分かるように、ある程度タービン側オーバーハングが大きく、ふれまわり振幅の大きな位置に軸シールが配置された場合にモード減衰比の向上効果が現れる。このような特徴は1次のモード減衰比と同様である。また、赤枠で示した配置配列に対しては、軸シールの連成剛性が  $10^{-1} < |k_{FRS}|/K_B < 10^0$  の範囲であれば、固有振動数は大きく変化せずにモード減衰比の向上を図ることができる。

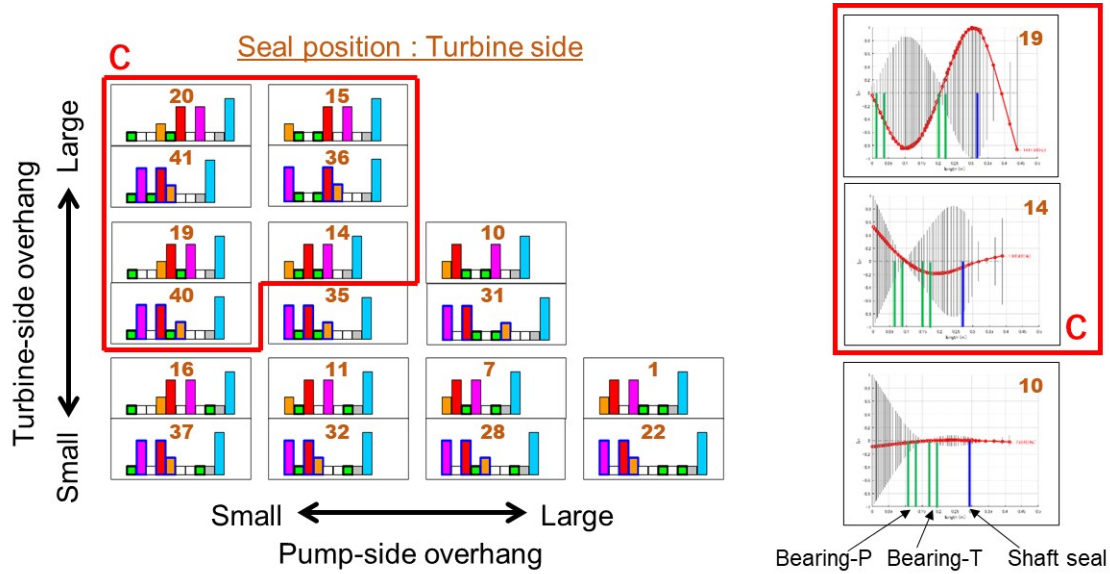


(a) Corresponding component layouts(left) and modal shapes of rotors for typical component layouts(right)

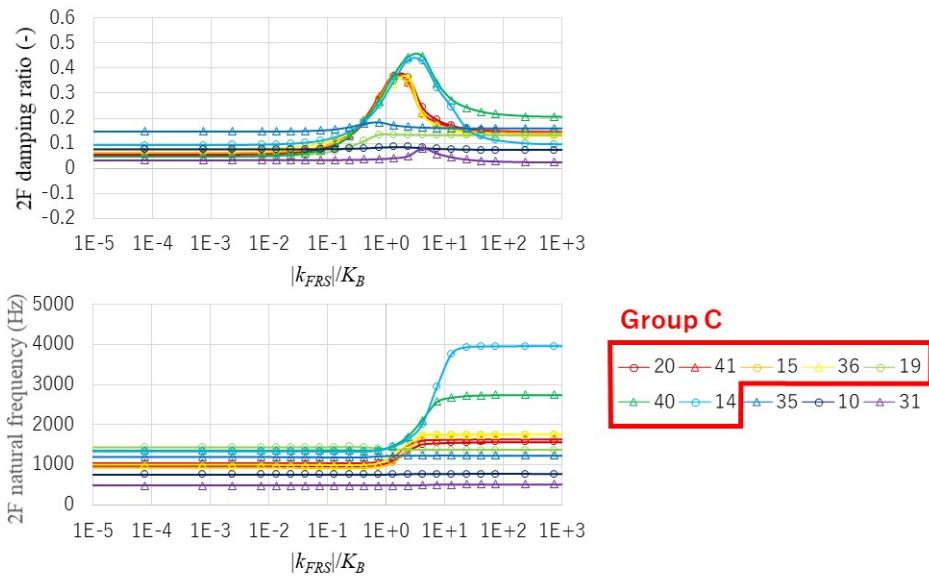


(b) Damping ratios and natural frequencies

Fig. 10 1st modal characteristics of the rotors with shaft seal on the turbine-side of the bearing T



(a) Corresponding component layouts(left) and modal shapes of rotors for typical component layouts(right)



(b) Damping ratios and natural frequencies

Fig. 11 2nd modal characteristics of the rotors with shaft seal on the turbine-side of the bearing T

4.2.2 軸シールが軸受 P と軸受 T の間に配置された場合

(1) 1 次モード

Fig. 12(a)に軸シールが軸受 P と軸受 T の間に配置されたロータ配置配列と代表的な 1 次モード形状を、Fig. 12(b)にフローティングリングシールの連成剛性に対する 1 次のモード減衰比の変化を示す。対象の配置配列はタービン側オーバーハングが比較的小さい形態であるが、軸受とタービンの位置関係によりター

ビンがふれまわるモード形状（配置配列番号 12 など）になる場合と、軸受間のロータ中央部がふれまわるモード形状（配置配列番号 13 など）になる場合がある。

図中の赤枠（グループ D）は、軸シールの連成剛性が 1 次モードの軸振動特性に影響を及ぼすロータ配置配列を示している。この影響の有無は軸受 T の位置によって分類でき、軸受 T がタービンより外側に配置される場合（配置配列番号 13 など）は影響が生じ、ター

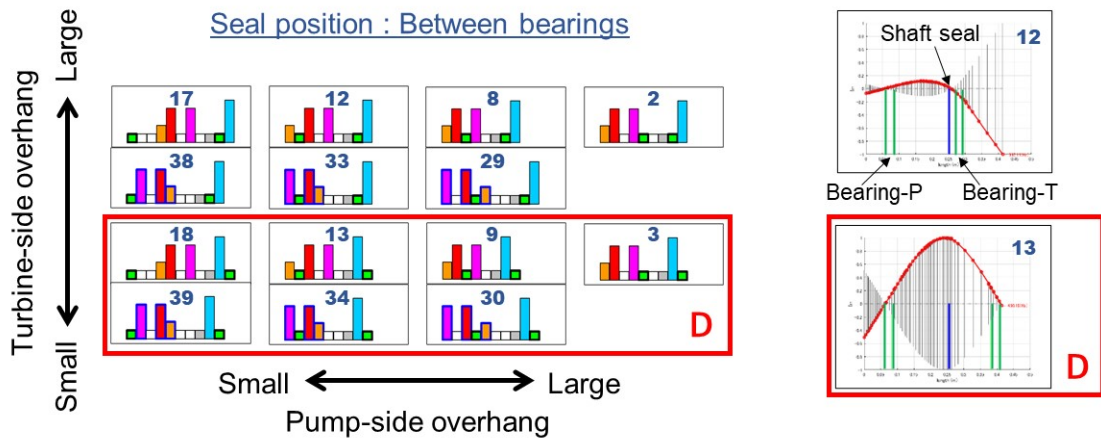
ビンより内側に配置された場合（配置配列番号 12 など）はほとんど影響が現れない。Fig. 12(a)のモード形状を確認すると、軸振動特性への影響が大きい配置配列番号 13 の場合は軸受 T と軸シールの間にある程度の距離があるため、軸シールはふれまわり振幅の大きい位置に配置される。一方、軸振動特性への影響がほとんどない配置配列番号 12 の場合は軸受 T と軸シールが隣接しているため、軸シールはふれまわり振幅が小さい位置に配置される。つまり、軸シールの連成剛性による軸振動特性への影響の有無は軸受 T と軸シールとの間隔に強く依存する。

Fig. 12(b)より、赤枠で示した配置配列に対

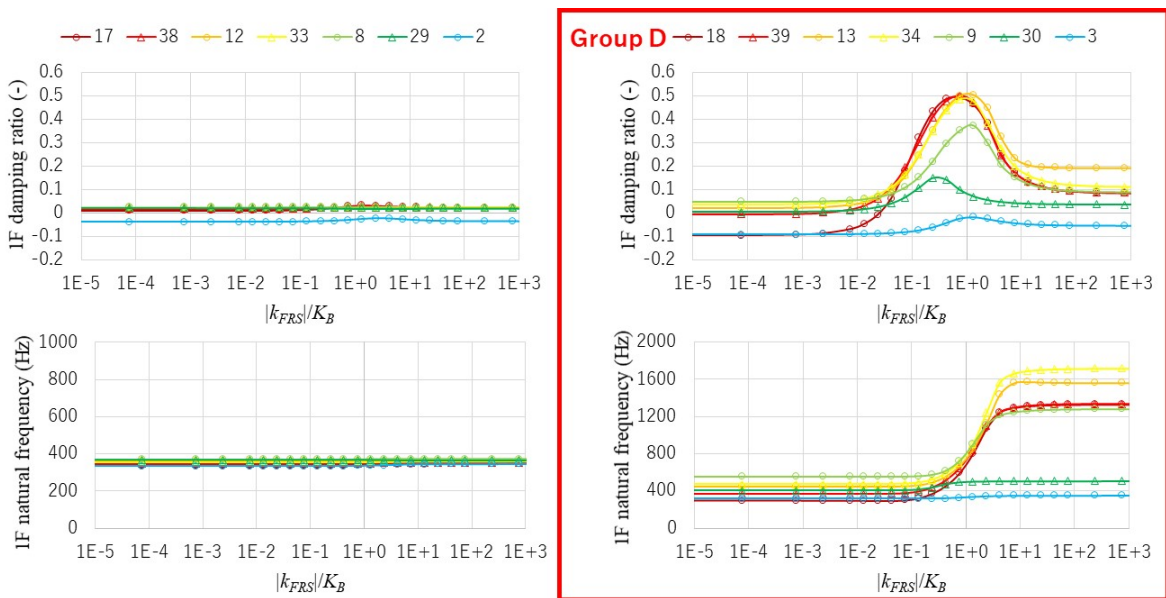
しては、軸シールの連成剛性が  $10^{-2} < |k_{FRS}| / K_B < 10^{-1}$  の範囲であれば、固有振動数は大きく変化せずにモード減衰比の向上を図ることができる。

(2) 2次モード

Fig. 13(a)に軸シールが軸受 P と軸受 T の間に配置されたロータ配置配列と代表的な 2 次モード形状を、Fig. 13(b)にフローティングリングシールの連成剛性に対する 2 次のモード減衰比の変化を示す。2 次モードはポンプ側がふれまわるモード形状およびポンプ側とロータ中央がふれまわるモードなどが存在しているが、タービン側がふれまわるモードは見

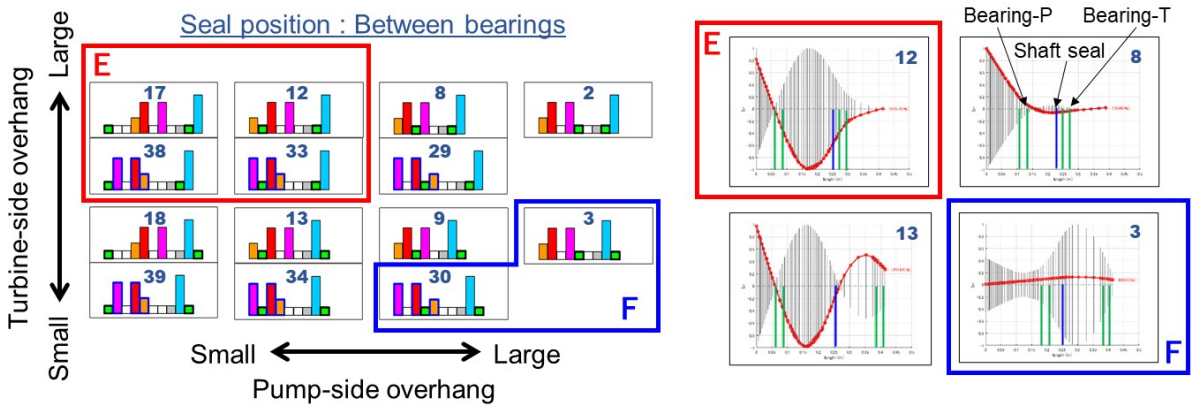


(a) Corresponding component layouts(left) and modal shapes of rotors for typical component layouts(right)

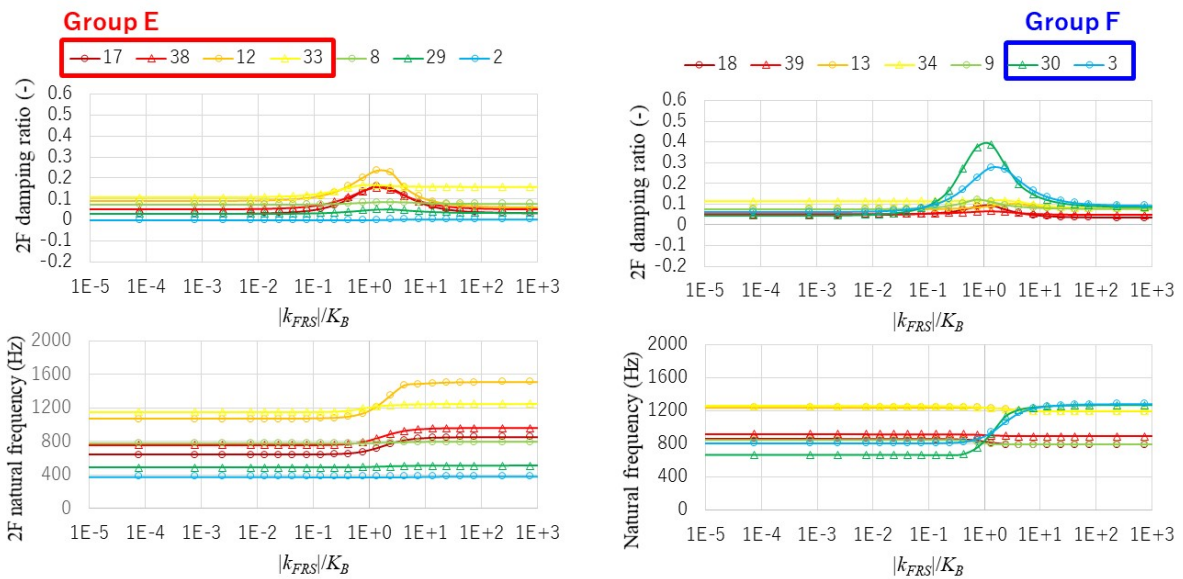


(b) Damping ratios and natural frequencies

Fig. 12 1st modal characteristics of the rotors with shaft seal on the turbine-side between the bearings P and T



(a) Corresponding component layouts(left) and modal shapes of rotors for typical component layouts(right)



(b) Damping ratios and natural frequencies

Fig. 13 2nd modal characteristics of the rotors with shaft seal on the turbine-side between the bearings P and T

られない。

図中の赤枠 (グループ E) および青枠 (グループ F) は、軸シールの連成剛性が 2 次モードの軸振動特性に影響を及ぼすロータ配置配列を示している。影響を及ぼすロータ配置配列 (配置配列番号 3、12 など) のモード形状を確認すると、ふれまわり振幅の大きい位置に軸シールが配置されていることが分かる。しかし、影響の有無をロータ構成要素の配置配列パターンによって判別することは難しく、影響度合いの正確な把握のためには個別にモード形状を確認する必要がある。

赤枠および青枠の配置配列の配置配列とも、連成剛性が  $10^{-1} < |k_{FRS}|/K_B < 10^0$  の範囲であ

れば、固有振動数は大きく変化せずにモード減衰比の向上を図ることができる。

#### 4.2.3 軸シールが軸受 P よりポンプ側に配置された場合

軸シールが軸受 P よりポンプ側に配置されるロータ配置配列は、Fig. 7 における配置配列番号 4~6、25~27 に相当する。これらの配置配列は極端にポンプ側オーバハングが大きい形態であり、軸シールの影響に関わらず軸振動特性に対して望ましい配置配列ではないことが見た目で見える。Fig. 9 に示す 1 次のモード減衰比も負を示しており、軸シールの連成剛性によらずモード減衰比は正にならないことを確認している。

## 5. おわりに

ロケットエンジン用液体水素ターボポンプを対象にして、フローティングリングシールの RD 流体力を簡易モデル化して複素固有値解析を行い、ロータ構成要素の配置配列と軸シールの配置の関係が軸振動特性に与える影響を調べた。その結果、以下のロータの動的設計に関する知見を得た。

- (1) ロータ構成要素の配置配列によって、フローティングリングシールの RD 流体力は 1 次および 2 次のモード減衰比を向上させ、軸振動の安定化に寄与すると考えられる。
- (2) フローティングリングシールをふれまわり振幅が大きい場所に配置することは、モード減衰比の向上に有効である。全ての配置配列に当てはまる訳ではないが、総じて見ると、軸受と軸シールが隣接する場合にはモード減衰比の向上効果は少ないが、軸受と軸シールとの間にある程度の距離があればモード減衰比の向上効果が期待できる。
- (3) ロータ構成要素の配置配列および軸シールの配置のパターンによって、フローティングリングシールの連成剛性による軸振動特性への影響の有無を推定できる場合もあり、設計や開発における有用な知見として利用できる。一方、本研究における軸受間に軸シールが配置されるような配置配列の場合などは影響の有無の判断が難しく、正確に影響度を推定するためにはモード形状を丁寧に確認する必要がある。

## 参考文献

- (1) 岡安彰, 太田豊彦, 尾池守, 藤田敏彦, LE-7 用液体水素ターボポンプ 軸系振動問題と対策, ターボ機械, Vol. 26, No. 8 (1998), pp. 456-562.
- (2) Motoi, H., Kitamura, A., Sakazume, N., Uchiumi, M., Uchida, M., Saiki, K., Nozaki, O. and Iwatsubo, T., Sub-synchronous whirl in the LE-7A rocket engine fuel turbopump, Proceedings of the 2nd International Symposium on Stability Control of Rotating Machinery (ISCORMA-2) (2003).
- (3) 弘松純, 内海政春, 長尾直樹, 江口真人, Floating Ring Seal に作用するロータダイナミック流体力, ターボ機械, Vol. 41, No. 10 (2013), pp. 617-624.
- (4) 黒木康洋, 内海政春, 長尾直樹, 井上秀行, メカニカルシールのロータダイナミック特性, 日本機械学会 第 92 期流体工学部門講演会講演論文集 (2014), Paper No. 1023.
- (5) Kuroki, Y., Uchiumi, M., and Iguchi, T., Experimental investigation on rotordynamic fluid force of segmented seal for rocket turbopump, Proceedings of the 13th Asian International Conference on Fluid Machinery (2015), Paper No. AICFM13-177.
- (6) 黒木康洋, 内海政春, 徳永雄一郎, ロータのふれまわり運動下における各種シールの動特性, 日本機械学会 2016 年度年次大会講演論文集 (2016), Paper No. J1030101.
- (7) Lee, Y.B., Shin, S.K., Ryu, K. and Kim, C.H., The results for leakage and rotordynamic coefficients of floating ring seals in a high-pressure, high-speed turbopump, Tribology Transactions, Vol. 48, No. 3 (2005), pp. 2735-282.
- (8) Lee, Y.B., Kim, K.W., Kim, C.H. and Chung, J.T., Theoretical analysis of bump-floating-ring seals, Proceedings of the 14th International Federation for the Promotion of Mechanism and Machine Science World Congress (IFTToMM 2015) (2015).
- (9) 菊池竜, 川崎聡, 弘松純, 徳永雄一郎, 安達和彦, ターボポンプ軸系の安定性に及ぼすフローティングリングシールのロータダイナミック流体力の影響に関する検討, 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2018 講演論文集 (2018), Paper No. 425.
- (10) 内海政春, 吉田義樹, ターボポンプのダイナミック設計 (軸振動の抑制をめざしたロータシステムの最適化), ターボ機械, Vol. 40, No. 6 (2012), pp. 324-330.
- (11) 内海政春, 島垣満, 川崎聡, ターボポンプのダイナミック設計 (その 2), ターボ機械, Vol. 41, No. 10 (2013), pp. 578-585.
- (12) 川崎聡, 島垣満, 内海政春, 安達和彦, 要素の配置配列をパラメータとしたロケット用ターボポンプの形態設計, 日本機械学会論文集, Vol. 82, No. 842 (2016), DOI: 10.1299/transjsme.16-00134.
- (13) 川崎聡, 菊池竜, 安達和彦, ロケット用ターボポンプのロータ構成要素と軸シールの配置が軸振動特性に及ぼす影響, 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2019 講演論文集 (2019), Paper No. 606.
- (14) 吉田義樹, 江口真人, 本村泰一, 内海政春, 呉宏堯, 丸田良幸, キャビテーション発生下でふれまわり運動するインデューサに作用するロータダイナミック流体力, 宇宙航空研究開発機構研究開発資料 (2009), Paper No.

JAXA-RM-09-004.

- (15) Uchiumi, M., Nagao, N., Yoshida, Y. and Eguchi, M., Comparison of rotordynamic fluid forces between closed impeller and open impeller, Proceedings of the ASME 2012 Fluids Engineering Summer Meeting (2012), Paper No. FEDSM2012-72348.
- (16) 安達和彦, 内海政春, 井上剛志, ターボポンプの形態設計のための線形振動モデリング, ターボ機械, Vol. 40, No. 7 (2012), pp. 433-440.
- (17) 安達和彦, 内海政春, 島垣満, 四宮教行, 川崎聡, 井上剛志, 軸振動解析に基づくターボポンプの形態設計法の開発, 第72回ターボ機械協会(大分)講演会講演論文集 (2014).
- (18) Douglass, H. W., Turbopump system for liquid rocket engines, NASA SP-8107 (1974).



宇宙航空研究開発機構研究開発資料 JAXA-RM-22-003  
JAXA Research and Development Memorandum

ロータ構成要素と軸シールの配置がロケット用ターボポンプの軸振動特性に  
与える影響について

Effects of Layout of Rotor Components and Shaft Seal on Rotor Vibration Characteristics  
for Rocket Turbopump

---

発行 国立研究開発法人宇宙航空研究開発機構(JAXA)  
〒182-8522 東京都調布市深大寺東町7-44-1  
URL: <https://www.jaxa.jp/>

発行日 2023年1月20日  
電子出版制作 松枝印刷株式会社

※本書の一部または全部を無断複写・転載・電子媒体等に加工することを禁じます。  
Unauthorized copying, replication and storage digital media of the contents of this publication, text and images are  
strictly prohibited. All Rights Reserved.

---

