

(論文)

ジャーナル軸受とラビリンスシールの性能評価プラットフォームの開発

馬場祥孝^{*1}・安倍慎一郎^{*1}・森中俊輔^{*2}

Development of Performance Evaluation Platforms for Journal Bearings and Labyrinth Seals

Yoshitaka BABA・Shinichiro ABE・Shunsuke MORINAKA

要旨

ターボ圧縮機やスクリュ圧縮機に使用されるジャーナル軸受とラビリンスシールは回転機械が所定の性能と安定した運転を実現するために必要となる重要機械要素である。そのため、設計段階でその性能（静特性と動特性）を正確に予測する必要がある。当社は、実験と解析技術を組み合わせたジャーナル軸受とラビリンスシールの性能評価プラットフォームを開発し、製品設計と技術開発に活用している。このプラットフォームは、CFDなどの高度解析技術の利用だけでなく、サロゲートモデルを用いた軸受性能計算機能や一次元シール性能計算ツールが含まれており、計算コストを削減しながら高精度な性能予測を実現し、圧縮機の信頼性向上と、設計および開発業務の効率化に貢献している。

Abstract

Journal bearings and labyrinth seals used in turbo compressors and screw compressors are critical machine components that ensure the rotating machinery achieve the specified performance and stable operation. For this reason, it is necessary to accurately predict their performance (static characteristics and dynamic characteristics) at the design stage. Kobe Steel has developed a performance evaluation platforms for journal bearings and labyrinth seals, combining experiments and analysis technology, and is exploiting it in product design and technology development. This platform uses advanced analysis technology such as CFD and further includes bearing performance calculation functions based on surrogate models and one-dimensional seal performance calculation tool, achieving highly accurate performance prediction while reducing calculation costs, contributing to improving compressor reliability, and streamlining design and development work.

検索用キーワード

ジャーナル軸受、ラビリンスシール、静特性、動特性、電磁加振実験、熱流体潤滑解析、CFD解析、サロゲートモデル、Bulk Flow Model、性能計算ツール、圧縮機

まえがき＝ターボ圧縮機やスクリュ圧縮機に使用される軸受は、高速回転するロータを支える重要機械要素で、油潤滑軸受を採用することが多い。これらの圧縮機は大容量化、高圧化、小型高速化が進んでおり、高周速高面圧など様々な軸受支持条件での安定した運転が求められる。また、圧縮ガスの漏れ流れを低減させる目的でラビリンスシールが広く使われている。圧縮機の高圧化に伴って、シールで発生する流体力が増大し、ロータ振動を不安定化させるリスクが高まっており、その発生防止は設計段階での重要な検討事項のひとつである。以上述べたように、圧縮機の信頼性と性能を担保し、コストとのバランスが取れた競争力のある製品設計を行うために、軸受とラビリンスシール性能（静特性と動特性）を短時間で正確に予測する技術がますます重要になっている。

当社では圧縮機の重要機械要素であるジャーナル軸受とラビリンスシールの性能を評価するプラットフォーム（実験、解析評価技術）を開発し、設計および製品開発に活用している。本稿では、その概要について紹介する。

1. ジャーナル軸受評価プラットフォーム

ジャーナル軸受評価プラットフォームは、実験評価技術と性能解析技術、プラットフォームを活用した設計ツールから構成される。本章ではその構成技術について紹介する。

1.1 実験評価技術

図1に軸受試験装置の概要図を示す。この試験装置は可変速モータで駆動され、最高回転速度は30,000 rpmである。試験軸受の軸受ハウジング下部に静荷重を負荷する油圧シリンダ機構を有するとともに、軸受ハウジングの周囲四か所に非接触で動荷重を付与する電磁加振装置が配置されている。加振装置は四つの電磁石が独立に動作可能であり、試験軸受に対して一方向や円軌道の加振を行うことができる。軸受の動特性を算出するためのモデルは図2となり、その運動方程式は次式で表される。

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{y}_1 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{1x} & 0 \\ 0 & k_{1y} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ y_1 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{2xx} & k_{2xy} \\ k_{2yx} & k_{2yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 - x_2 \\ y_1 - y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad \cdots (1)$$

^{*1} 機械事業部門 技術本部 技術企画部 ^{*2} 技術開発本部 機械研究所

$$\begin{bmatrix} m_2 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_2 \\ \ddot{y}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{3x} & 0 \\ 0 & k_{3y} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_2 \\ y_2 \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} k_{2xx} & k_{2xy} \\ k_{2yx} & k_{2yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 - x_2 \\ y_1 - y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -F_x \\ -F_y \end{Bmatrix} \dots (2)$$

ここで、 k_{1x} , k_{1y} , $k_{2xx} \sim k_{2yy}$, k_{3x} , k_{3y} は減衰を含む複素剛性とする。

ロータ x_1 , y_1 と軸受ハウジング x_2 , y_2 の相対変位 $x_d (= x_1 - x_2)$, $y_d (= y_1 - y_2)$ を代入して整理すると、

$$\begin{bmatrix} k_{2xx} & k_{2xy} \\ k_{2yx} & k_{2yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_d \\ y_d \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} m_2 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_2 \\ \ddot{y}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{3x} & 0 \\ 0 & k_{3y} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_2 \\ y_2 \end{Bmatrix} \dots (3)$$

となる。軸受ハウジングの支持剛性を k_3 を k_2 より十分に小さくすることにより、右辺の第3項を省略でき、

$$\begin{bmatrix} k_{2xx} & k_{2xy} \\ k_{2yx} & k_{2yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_d \\ y_d \end{Bmatrix} \approx \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} m_2 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_2 \\ \ddot{y}_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_x + m_2 \ddot{x}_2 \\ F_y + m_2 \ddot{y}_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F'_x \\ F'_y \end{Bmatrix} \dots (4)$$

とすることができる。式(4)に対して一次独立な2種類の荷重の組合せのデータを用いると、次式により x , y の2自由度の剛性行列が算出できる。

$$\begin{bmatrix} k_{2xx} & k_{2xy} \\ k_{2yx} & k_{2yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{d1} & x_{d2} \\ y_{d1} & y_{d2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F'_{x1} & F'_{x2} \\ F'_{y1} & F'_{y2} \end{bmatrix} \Rightarrow \begin{bmatrix} k_{2xx} & k_{2xy} \\ k_{2yx} & k_{2yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F'_{x1} & F'_{x2} \\ F'_{y1} & F'_{y2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{d1} & x_{d2} \\ y_{d1} & y_{d2} \end{bmatrix}^{-1} \dots (5)$$

表1に示すテイルテイングパッド型ジャーナル軸受の性能測定結果の一例を図3と図4に示す。両図は軸受面圧1MPaの結果である。図3左図に各軸受パッドの前縁から5%と75%位置の軸受温度を、図3右図に軸受給油量と給排油温度差から求めた軸受損失を示した。図4は50~300 Hzまでの軸受動特性(剛性係数, 減衰係数)の測定結果である。本試験装置は様々な周速, 面圧, 給油条件における軸受静特性と動特性を同時に計測する機能を持っており, 圧縮機で発生した事象の検証試験や, 新たに採用する軸受の実機適用前の健全性と安定性を確認する試験などに活用している。

1.2 性能解析技術

当社ではReynolds方程式とエネルギー方程式を基礎方程式とする熱流体解析と有限要素法による軸受パッド

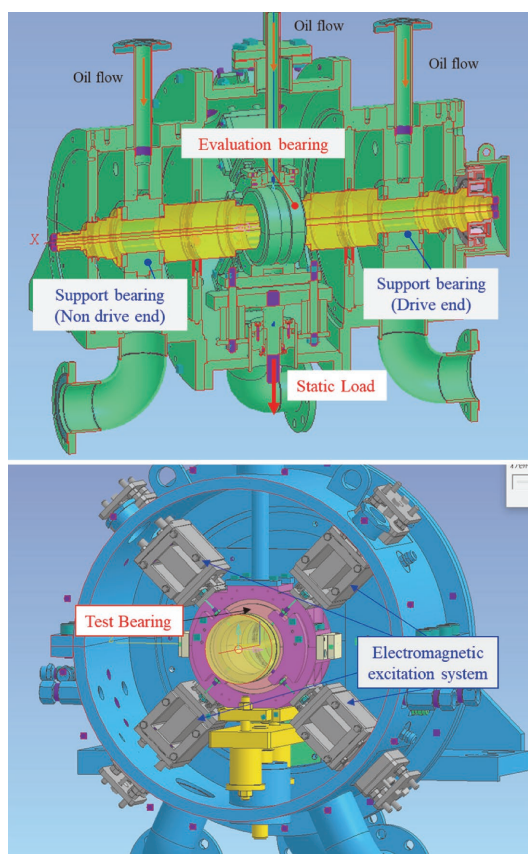


図1 軸受試験装置
Fig.1 Bearing test rig

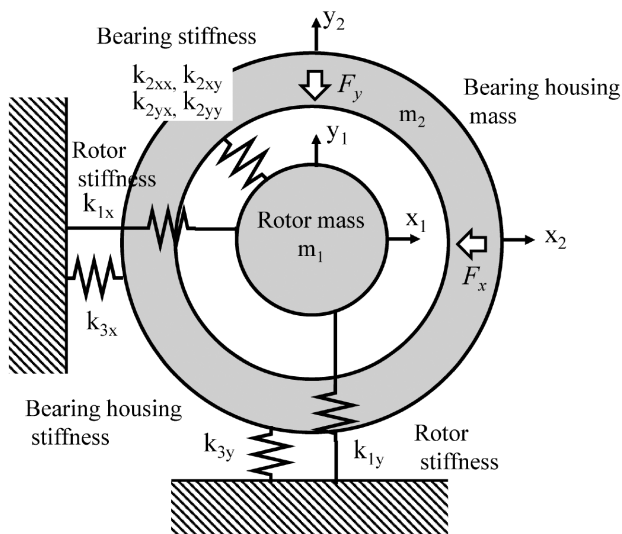


図2 動特性測定の物理モデル
Fig.2 Physical model of dynamic measurement

表1 試験軸受諸元
Table 1 Test bearing specification

Bearing diameter	(mm)	101.6
Pad length	(mm)	76.2
Number of pad	(-)	4
Radial clearance	(mm)	0.162
Preload	(-)	0.282
Pivot offset	(-)	0.6

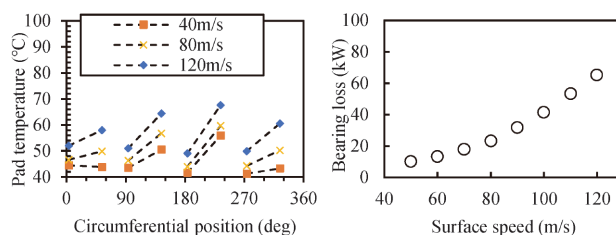


図3 静特性測定結果
Fig.3 Experimental results of static performance

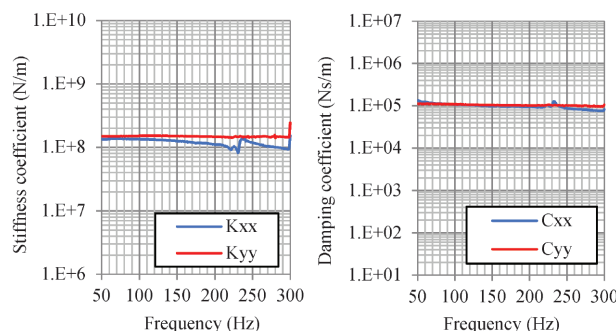


図4 動特性測定結果
Fig.4 Experimental results of dynamic coefficients

変形解析を連成させた軸受性能解析コードを開発し、設計および技術開発に活用している¹⁾。このプログラムは、様々な緒元（軸径、パッド枚数、隙間、L/Dなど）のテイルティングパッド軸受と、真円や多円弧軸受に代表される各種スリーブ軸受の性能計算が可能である。図5と図6は、表1に示すテイルティングパッド型ジャーナル軸受を軸受面圧1MPaで運転した時の静特性と動特性の測定と解析結果である。図に示すように実験値に対し良好な解析精度を示している。このプログラムは自社開発であるため、試験結果を反映させた予測精度の改善や、機械設計の様々な要求に合わせたオプションの追加などの機能向上を容易に行うことができる。

1.3 サロゲートモデルを使った性能計算ツール

1.2節で述べた軸受解析コードは詳細な軸受性能を高精度で求めることができ、軸受選定から機械の詳細設計までの様々な設計段階で活用している。しかしながら概略設計時やさらに前工程の見積検討段階では、迅速に軸受性能を把握する必要があるが、本解析コードは入力しなければいけない諸元が多く、軸受技術に詳しくない技術者には計算難易度が高い。また、詳細設計時においても、軸受性能の目的値を満たす軸受寸法を探索するよう

な場合は、インプット項目の多さや計算時間の長さが課題となってくる。

それらの課題を解決するため、機械学習や数値計算の分野で多く使用されているRBF補間（Radial Basis Function Interpolation）を用いたサロゲートモデルを開発した。RBF補間は、ある点からの距離のみで値が決定する放射基底関数（RBF）を用いたノンパラメトリックな補間手法で、式（6）～（8）で定義される。この手法は、既知のデータそのものを補間計算する場合、必ず元データと値が一致するという特徴を持ち、きわめてS/N比が低いデータでなければ、非線形的な曲面でもなめらかに近似できる汎化性の高さを持つ。この特徴から、多様な目的関数を上手く補間することができるため、軸受温度や軸受損失、各種動特性等の多様な値を少ない変数で補間できる。

$$\text{RBF 補間式: } f(x) = [\phi(x, x_1) \cdots \phi(x, x_N)] \begin{bmatrix} w_1 \\ \vdots \\ w_N \end{bmatrix} \cdots (6)$$

$$\text{重み係数定義式: } \begin{bmatrix} w_1 \\ \vdots \\ w_N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \phi(x_1, x_1) & \cdots & \phi(x_1, x_N) \\ \vdots & & \vdots \\ \phi(x_N, x_1) & \cdots & \phi(x_N, x_N) \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} y_1 \\ \vdots \\ y_N \end{bmatrix} \cdots (7)$$

$$\text{放射基底関数: } \phi(x, c) = \|x - c\| \cdots \cdots (8)$$

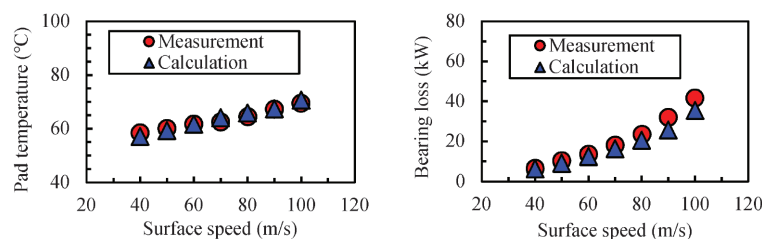


図5 静特性の実験結果と解析結果の比較

Fig.5 Comparison of calculated and experimental results of static performance

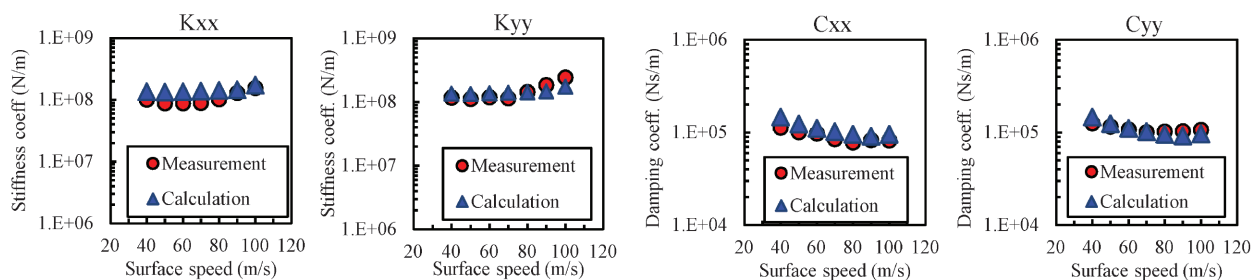


図6 動特性の実験結果と解析結果の比較

Fig.6 Comparison of calculated and experimental results of dynamic coefficients

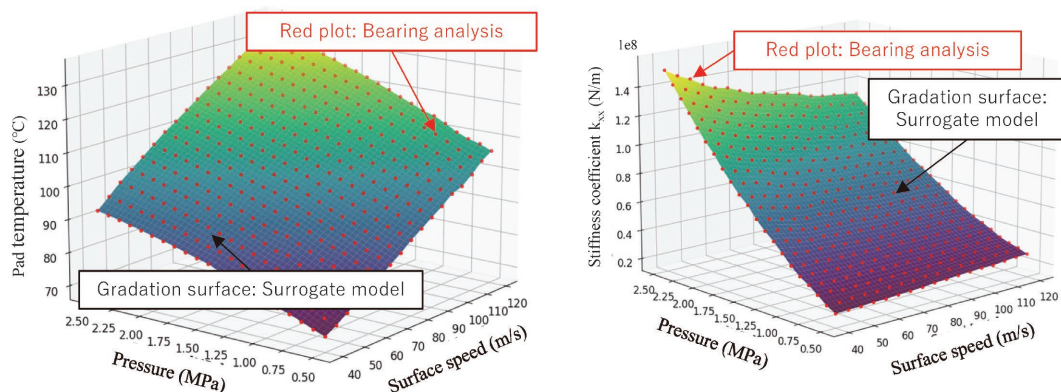


図7 サロゲートモデルでの計算例（パッド温度、軸受動特性、 k_{xx} ）

Fig.7 Calculation example of surrogate model (Pad temperature and bearing dynamic coefficient, k_{xx})

ここで、 x ：説明変数、 y ：目的変数、 x_i ： i 番目の既知の説明変数、 y_i ： i 番目の既知の目的変数、 c ：基準点の座標、 $f(x)$ ：補間関数、 w_i ：重み係数、 ϕ ：放射基底関数、 N ：既知の変数セット数とする。

今回開発したサロゲートモデルには1.2節で解説した解析コードによる数十万件の計算結果が搭載されており、計算したい情報（直径、 L/D 、油種、周速、面圧など）を入力すれば、即座に図7に示すような補間結果から必要な軸受特性値を得ることができる。

2. ラビリンスシール評価プラットフォーム

ラビリンスシール評価プラットフォームは、実験評価技術、CFD解析評価技術、Bulk Flow Modelによる振動特性の計算ツールで構成され、これらの技術すべてを活用することで、ラビリンスシールの動特性を正確に評価し設計可能とする技術基盤である。本章ではプラットフォームを構成するそれぞれの技術を紹介し、評価結果を例示する。

2.1 実験評価技術²⁾

図8にラビリンスシール試験装置の概要図を示す。可変速モータ駆動の回転軸を高速対応可能なグリース封入式玉軸受で剛支持することで軸回転速度 20,000 rpm まで対応可能とした。非回転側は同じ形状の一对のラビリンスシールを対向させて配置し、その中央から圧縮ガスを流入させて両ラビリンスシール出口で大気解放している。ガスの流入口を2カ所設け、それぞれの流量バランスをコントロールすることで任意の予旋回流速を与えることができる。流入口に繋がる配管に配置した流量計で質量流量を計測し、装置中央に設けた2口ピトー管と熱電対でガスの予旋回流速と圧力、ガス温度を計測している。

ラビリンスシールはロードセルを介して、スプリングによって柔軟支持されるハウジングに固定される。周囲に配置した電磁加振装置によって回転方向に対して前向き（Forward）や後ろ向き（Backward）のふれまわり加振を実現し、以下の手法で動特性を求めている。

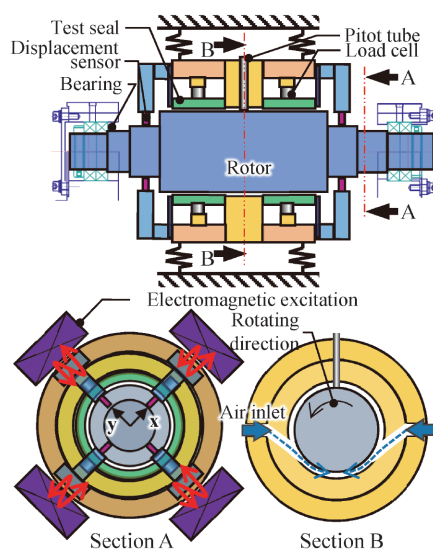


図8 実験装置概要図
Fig.8 Overview of test rig

ロータの断面で直交座標系 x, y をとるとき、ガスの付加質量による荷重への影響が小さいとして、ガス荷重によるシールへの反力 f_x, f_y を式（9）、（10）で表す。

$$-\begin{bmatrix} f_x \\ f_y \end{bmatrix} = \mathbf{K} \begin{bmatrix} \delta_x \\ \delta_y \end{bmatrix} + \mathbf{C} \begin{bmatrix} \dot{\delta}_x \\ \dot{\delta}_y \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \quad \mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (10)$$

ここで、 δ_x, δ_y は、軸とシールの相対変位である。

任意周波数のForwardとBackwardのふれまわり加振において、非回転側のラビリンスシール出口部に配置された8個の渦電流式変位計でシールハウジングと回転軸の相対変位を計測し、同時にロードセルによってラビリンスシールに作用する荷重を計測する。ロードセルで検出される荷重はガス反力に加えてシールの慣性力も含むので、この慣性力を別途計測・除去することでガス反力を求めることができる。これを用いて加振信号に対するガス反力の伝達関数 $\mathbf{F}$ 、変位の伝達関数 $\mathbf{D}$ を式（11）で導出する。

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} f_{xf} & f_{xb} \\ f_{yf} & f_{yb} \end{bmatrix} \quad \mathbf{D} = \begin{bmatrix} X_f & X_b \\ Y_f & Y_b \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (11)$$

剛性係数 $\mathbf{K}$ は式（12）、減衰係数 $\mathbf{C}$ はふれまわり周波数を Ω としたとき、式（13）で表せるため、

$$\mathbf{K} = -[\text{Re}(\mathbf{F})][\text{Re}(\mathbf{D})]^{-1} \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$\mathbf{C} = -\frac{1}{2\pi\Omega} [\text{Im}(\mathbf{F})][\text{Im}(\mathbf{D})]^{-1} \quad \dots\dots\dots (13)$$

ガス流体力による任意周波数のラビリンスシール動特性を本装置による実験で求めることができる。

2.2 CFD解析評価技術

高圧、高温等の環境条件やガス種類の制約によって要素実験を実施することが困難な場合がある。そこでCFD解析を利用し、実測できない条件においてもシール動特性を予測することが広く行われており、その評価技術について以下で説明する。

軸に作用する流体力は変位振幅に依存するが、現実的な範囲では流体力は変位振幅に対して線形依存であることが知られており、真円軌道でふれまわると仮定した場合、ふれまわり振幅 ε と流体力の半径方向成分 f_n 、接線方向成分 f_t との関係は式（14）で表される。

$$\begin{cases} f_n/\varepsilon = -K - c\Omega \\ f_t/\varepsilon = k - C\Omega \end{cases} \quad \dots\dots\dots (14)$$

式（14）から各ふれまわり周波数（ Ω ）におけるロータに作用する流体力の半径方向成分と接線方向成分を求めることで剛性係数（ K, k ）と減衰係数（ C, c ）が導出可能であるが、図9（a）に示す静止座標系ではメッシュを変形させながらの非定常解析を複数の周波数で計算する必要があり、計算コストが膨大となる。そこで、ラビリンスシールの軸対称性を利用し、図9（b）に示すように移動基準座標系の中心を軸中心に置いて軸を固定し、逆に静止側をふれまわり周波数でふれまわりと逆方向に回転させ定常解析を実現した上で、遠心力とコリオリ力も考慮することで計算コスト削減した上で実現現象を模擬した評価を行っている³⁾。

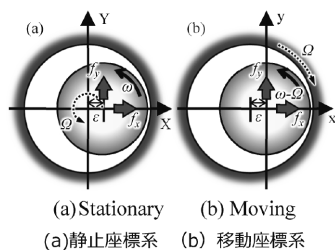


図9 CFDモデルの座標系
Fig.9 Coordinate system of CFD model

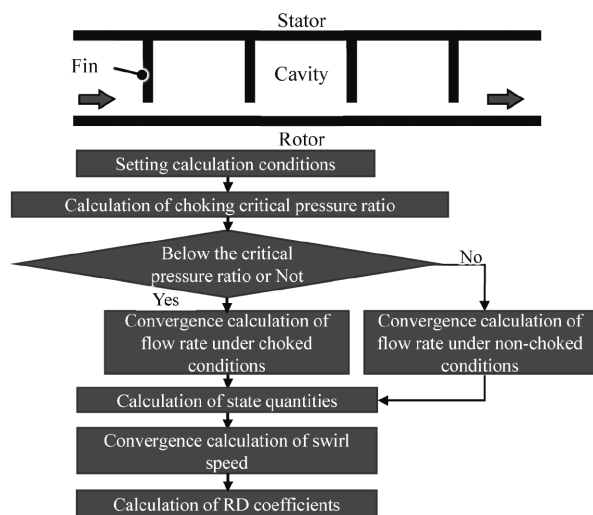


図10 Bulk Flow Modelの計算概略図
Fig.10 Process flow diagram of the bulk flow model

2.3 Bulk Flow Modelによる振動特性計算ツール

Bulk Flow Modelとは、対象となる流体評価領域について、複数の連続する検査体積で離散化し、境界条件と流体の支配方程式から各検査体積の流体の状態量を算出する1次元的な計算手法である。古くからラビリンスシールの動特性評価に用いられており⁴⁾、CFD解析と比較して計算コストが小さいため、ロータ安定性の設計計算に活用される。いっぽうで、シール形状の違いに伴う計算モデルの差異や、採用する摩擦係数モデルの違いが計算精度に影響するため、実験や解析結果との比較による精度検証が必須である。当社では設計者用の計算ツールとして開発し、前記の実験・解析結果との比較によって計算精度を確認している。

図10にBulk Flow Modelによるラビリンスシール動特性の計算概要図を示す。シール形状とガス物性、境界条件から、チョーク発生の有無で場合分けをした上で、支配方程式から流量・入口出口の境界条件が合致するように収束計算を行い、シールFinとCavityの通過前後の状態量を求めている。シール内の周速成分については、境界条件と摩擦モデル、導出した状態量を用いて検査体積の上流側から順に導出する。動特性については支配方程式に対して摂動法を用いて線形化し、軸に作用する圧力の変動成分を積分して流体力を算出することで求められる。

2.4 評価結果の比較

本章で紹介した実験技術、CFD解析技術、Bulk Flow Model計算ツールによる評価例を示す。最大軸径109 mm、フィン枚数13枚のStraight型とStep Down型を供試シ

表2 シールの評価条件
Table 2 Evaluation conditions for seals

Differential pressure (kPa)	100	500
Rotating speed (rpm)	5,000	15,000
Excitation freq. (Hz)	50	50

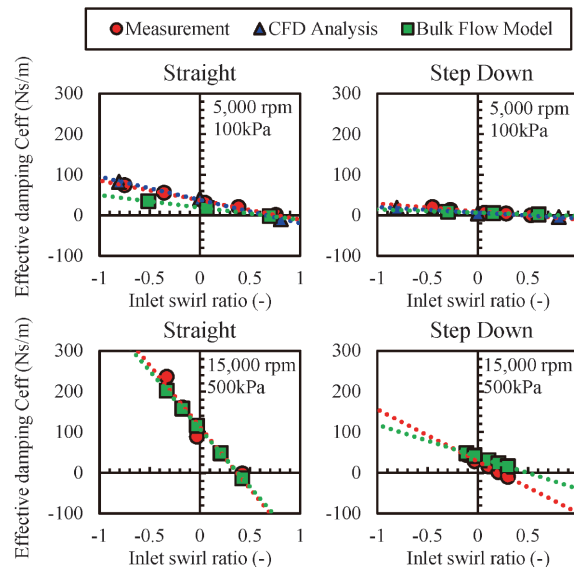


図11 実験計測、CFD解析、Bulk Flow Model計算による有効減衰の比較
Fig.11 Comparison of measurement, CFD analysis and BFM results of effective damping.

ールとした。表2に評価条件を示す。

ラビリンスシールの安定性は、式(15)で表される有効減衰係数 C_{eff} で評価可能⁵⁾で、負になるとロータ系の安定性が低減する。

$$C_{eff} = C(1 - k/C\Omega) \quad \dots\dots\dots (15)$$

軸回転速度に対する入口旋回流速の比と有効減衰係数の関係を図11に示す。実験結果とCFD解析結果はよく一致している。また、Bulk Flow Modelの結果も実験値と比較して良好な評価精度を示しており、設計者用計算ツールとして有用である。

むすび＝要素実験と解析技術を組み合わせたジャーナル軸受とラビリンスシールの性能評価プラットフォームを開発し、ジャーナル軸受とラビリンスシール性能を精度良くかつ効率的に求めることが可能になった。本技術は、性能と信頼性を高めた圧縮機製品づくりに貢献するとともに、設計開発業務の効率化に役立っている。引き続き関連技術の開発を進めていく。

参考文献

- 1) H. Arihara et al. ASME, J. Eng. Gas Turbines and Power. Feb 2019, 141 (2), p.021023-1-9.
- 2) 森中俊輔ほか。日本機械学会論文集, 2022, Vol.88, No.910, p.22-27.
- 3) ANSYS, Inc., ANSYS Fluent 理論ガイド, (2018), p.16-19.
- 4) 岩壺卓三ほか。機械力学・計測制御講演論文集, 1995, Vol.B, No.95, p.525-528.
- 5) 岩壺卓三ほか。理論応用力学講演会講演論文集, 2003, No.52, p.417-418.