

# 流体構造連成解析による動圧型空気フォイルジャーナル軸受の 軸受静特性に関する数値的研究

## Numerical Analysis of the Static Characteristics of Gas Foil Journal Bearings Using Fluid-Structure Interaction Analysis

東理大・院（学）\*仲 誠也 東理大・工（正）宮武 正明 IHI（非）田中 亨 IHI（非）山口 諭

Seiya Naka \*, Masaaki Miyatake \*\*, Tohru Tanaka \*\*\*, Satoshi Yamaguchi\*\*\*

\*Graduate school of Tokyo University of Science, \*\*Tokyo University of Science, \*\*\* IHI Corporation

### 1. はじめに

動圧型空気フォイル軸受は、オイルフリーで高速安定性に優れることから、近年、高速ターボ機械用軸受として使用されている。動圧型空気フォイル軸受は、金属製の薄板で軸受面（トップフォイル）を形成し、それを弾性支持体で支持する空気潤滑軸受であるが、その特性を数値的に求めるには、空気膜圧力、空気膜圧力によるトップフォイルや支持体の変形を連成して解析する必要がある。フォイル軸受の数値解析においては、空気膜圧力をレイノルズ方程式で求め、トップフォイルや弾性支持部を等価的な弾性支持要素とした解析なども行われているが<sup>[1]</sup>、軸が大きく偏心した際の軸受負荷容量を求めるに際しては、トップフォイルと弾性支持体の変形に加えて、トップフォイルと弾性支持体間の接触部の摩擦やすべりを考慮した解析が行われている<sup>[2-3]</sup>。さて先行研究<sup>[2-3]</sup>においては、空気膜圧力の解析と、有限要素法によるトップフォイルや弾性支持体の変形、接触・すべり解析を連成させて解析が行われているが、このような解析においては、トップフォイルと弾性支持体間の接触部位の条件設定に加えて、トップフォイルの回転方向の拘束条件が重要となる。そこで本研究では、汎用 CAE ソフトウェアを用いた流体構造連成解析を行い、トップフォイルと支持体の接触状態やトップフォイルの回転方向の拘束条件が、動圧型空気フォイルジャーナル軸受の負荷容量特性に与える影響を数値的に検証することを目的とした。

### 2. 本研究で取り扱う動圧型空気フォイルジャーナル軸受

本研究では、図 1 に示す、トップフォイルと 3 個のバンプフォイル支持体(バンプフォイル支持体 1 個あた凸部 6 個)により構成される動圧型空気フォイルジャーナル軸受を取り扱う。軸受の基本形状や寸法は文献<sup>[4]</sup>に示されているものを参考とし、表 1 に示す値を用いた。数値解析には、汎用 CAE ソフトウェア Ansys Multiphysics を使用し、空気膜圧力は Ansys CFX, トップフォイルとバンプフォイル支持体の変形は Ansys Mechanical を用いて流体構造双方向連成解析を行った。解析用モデルとしては、軸受形状は軸方向に対称形状であるため、軸方向 1/2 対称モデル(L/2)を用い、軸、空気膜、トップフォイル、バンプフォイル支持体、ハウジングをモデリングした。

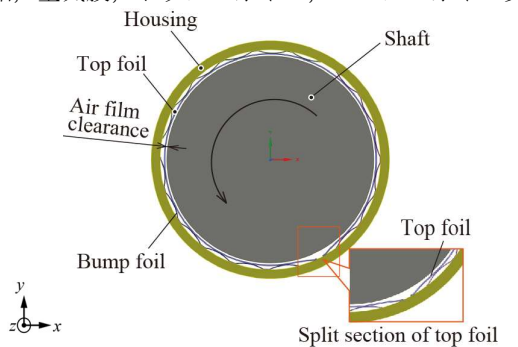


Fig.1 Gas foil journal bearing treated in this study

Table 1 Principal dimensions of the gas foil journal bearing treated in this study

|                                 |                 |
|---------------------------------|-----------------|
| Bearing diameter: $D$ , mm      | 23.0            |
| Bearing length: $L$ , mm        | 23.0            |
| Top foil thickness: $t_p$ , mm  | 0.10            |
| Bump foil thickness: $t_b$ , mm | 0.05            |
| Total number of bumps: $n_b$    | 18              |
| Bump height: $h_b$ , mm         | 0.40            |
| Top foil and bump foil material | Stainless steel |

### 3. 数値計算方法

数値解析においては、軸回転時の解析(流体構造連成解析)を実施した。図 2 に、軸回転時(50,000rpm)：流体構造連成解の概要を示す。空気膜の速度分布、圧力分布は熱流体解析ソフトウェア ANSYS CFX を用いて解析し、空気膜圧力によるトップフォイルや支持体の変形量を有限要素法解析ソフトウェア ANSYS Mechanical を用いて解析し、流体・構造の双方向連成解析を行うことで、動圧型空気フォイルジャーナル軸受の静特性を数値的に求めた。流体解析は層流解析で行い、軸表面(50,000rpm)およびトップフォイル表面はすべり無し等温(293K)条件、空気膜の軸端部を大気圧、初期の軸受すきまは  $10\mu\text{m}$ 、軸受中央部(L/2)において軸方向の対称境界とした。トップフォイルとバンプフォイル支持体の構造解析の設定としては、ハウジングは剛体とし、トップフォイルとバンプフォイル支持体の変形および接触解析を行った。バンプフォイル支持体とハウジングとの間は 6 個あるバンプ支持体裏面の中央の接触面のみハウジングに固定し、その他の接触面、トップフォイル⇄バンプフォイル支持体凸部先端、バンプフォイル裏面⇄ハウジングは摩擦( $\mu=0.3$ )やすべりを考慮した接触状態とした。また、トップフォイルには $\theta=300^\circ$  近傍に割り部があるが、その両端面は図 2 中に示す形状であり、Condition A：トップフォイルの図左端面を圧縮方向(+ $\theta$ 方向)のみ拘束で- $\theta$ 方向は非拘束、右側端面を弾性支持(フォイル端面の単位面積あたりの支持剛性  $1\text{N/mm}^3$ )した条件、Condition B：トップフォイル

の両端面を弾性支持(フォイル端面の単位面積あたりの支持剛性  $10\text{N/mm}^3$ )した条件の2個の拘束条件で解析を行った。双方向連成解析においては、準静的解析により、時間ステップ( $\delta t=0.05\text{s}$ )ごとに回転軸を図上向きに  $0.5\mu\text{m}$ ずつ移動させた際の、時間ステップごとの空気膜圧力とトップフォイルの変形量を、軸とトップフォイルが接触して解析エラーが生じるまで求めた。なお、軸に作用する空気膜反力  $F_{ax}$ ,  $F_{ay}$  の正の向きは図2中の矢印方向とした。

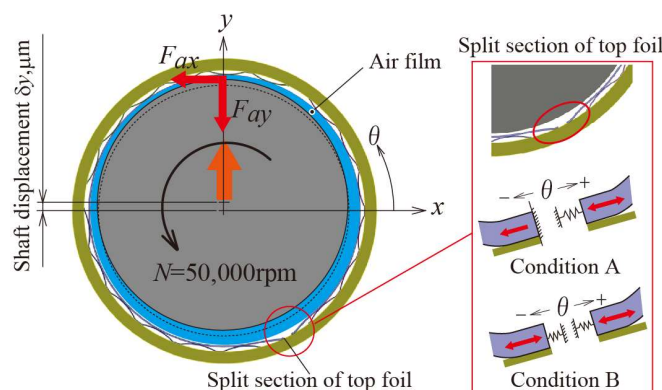


Fig.2 Schematic diagram of fluid-structure interaction analysis

#### 4. 数値計算結果

図3に軸変位量と無次元空気膜反力  $F_{ax}$ ,  $F_{ay}$  (大気圧, 軸径, 軸受幅により無次元化) の関係, 図4に軸受中央部( $z=L/2$ )における円周方向空気膜厚の分布, 図5に軸受すきま内の圧力コンター図を示す。図中には比較ため, 真円ジャーナル軸受(軸径 $\phi 23\text{mm}$ , 軸受すきま  $10\mu\text{m}$ )の結果も示している。図3に示すように, Condition A では軸の最大変位 $\delta_y=58.5\mu\text{m}$ , Condition B では $\delta_y=25\mu\text{m}$ までの結果しか示されていないが, それ以上の軸変位にて, 軸とトップフォイルが接触して解析がストップしたためである。図3に示すように, 真円ジャーナル軸受の場合は, 軸変位に対して空気膜反力  $F_{ax}$  と  $F_{ay}$  は2次関数的に増加し,  $F_{ax}$  は  $F_{ay}$  の40~50%程度であるが, フォイル軸受の場合は, 軸の変位に対して  $F_{ay}$  は直線的に増加し,  $F_{ax}$  は0近傍から負の値と変化しており, フォイル軸受の場合は回転軸の偏心角が真円ジャーナル軸受と比較して小さい値となることがわかる。これは図4や図5に示すように, 空気膜圧力によりトップフォイルやパンプ支持体に変形することと, 軸の回転につれ回るトップフォイルの回転方向の移動により, 最小膜厚位置および最大圧力発生位置が軸の変位方向である $\theta=90^\circ$ から下流側(+ $\theta$ 方向)に移動するためである。フォイル軸受において Condition A と Condition B を比較すると,  $\delta_y=25\mu\text{m}$ における最小空気膜厚が, Condition A では $\theta=107^\circ$ で $5.6\mu\text{m}$ , Condition B では $\theta=127^\circ$ で $2.9\mu\text{m}$ となっており, Condition B では軸とトップフォイルが接触直前の状態となっている。これは Condition A ではトップフォイル割部左端の圧縮方向(+ $\theta$ 方向)を拘束することで, 軸の回転につれ回るトップフォイルの回転方向の移動を拘束しているためである。トップフォイルの回転移動を適切に拘束することで, 軸変位方向 $\theta=90^\circ$ の空気膜厚を維持しつつより高い空気膜圧力を発生させることが可能となる。

#### 5. 結言

本研究では, トップフォイルと支持体の接触状態やトップフォイルの回転方向の拘束条件が, 動圧型空気フォイル軸受の負荷容量特性に与える影響を数値的に検証することを目的とし, 汎用CAEソフトウェアANSYSを用い, フォイル軸受の流体膜圧力, トップフォイルおよび支持体の変形量に関する流体構造連成解析を行った。その結果, トップフォイル端面の拘束条件により, 軸回転時の空気膜のせん断によるトップフォイルの回転移動が変化し, 軸につれ回るトップフォイルの回転移動を拘束することで, 軸変位方向 $\theta=90^\circ$ において, より高い空気膜圧力を発生させることができることが明らかとなった。

今回の研究では数値解析のみ実施しているが, 将来的に, 軸非回転時のトップフォイルと支持体の荷重変位特性や, 軸回転時の特性に関して実験を行い, 数値解析結果との比較を予定している。

#### 6. 参考文献

- 1) 畠中 清史: パンプフォイル軸受の理論最大負荷容量に及ぼすトップフォイル変形解析モデルの影響 (第2報) —アイソパラメトリックシェル要素の適用—トライボロジスト, 2021年 (Vol. 66) 5号 372頁
- 2) Gu, Y., Lan, X., Ren, G., and Zhou, M.: An efficient three-dimensional foil structure model for bump-type gas foil bearings considering friction, Friction 9(6): 1450–1463 (2021) ISSN 2223-7690
- 3) Zhang, W., Alahyari, A. A., and Chiappetta, L. Fully Coupled Fluid-Structure Interaction Model for Foil Gas Bearings, ASME. J. Eng. Gas Turbines Power. February 2017; 139(2): 022501.
- 4) 古野 晃久, 大森直陸: 小型ターボプロア用フォイル式空気軸受の開発および性能検証, 日本機械学会, Dynamics and Design Conference 2016, 2016年8月

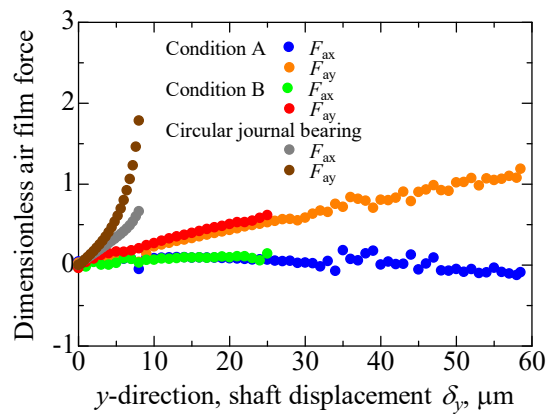


Fig.3 Relation between shaft displacement and air film force

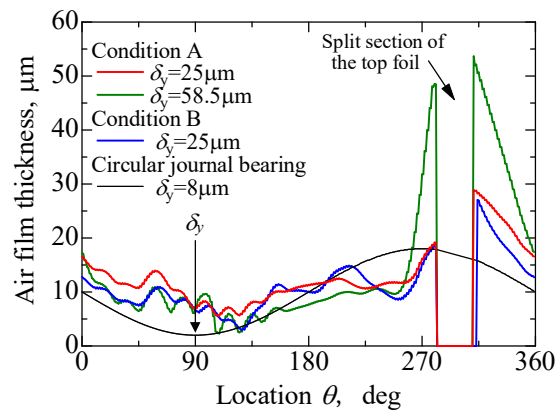


Fig.4 Gas film thickness in the center of the bearing( $z=L/2$ )

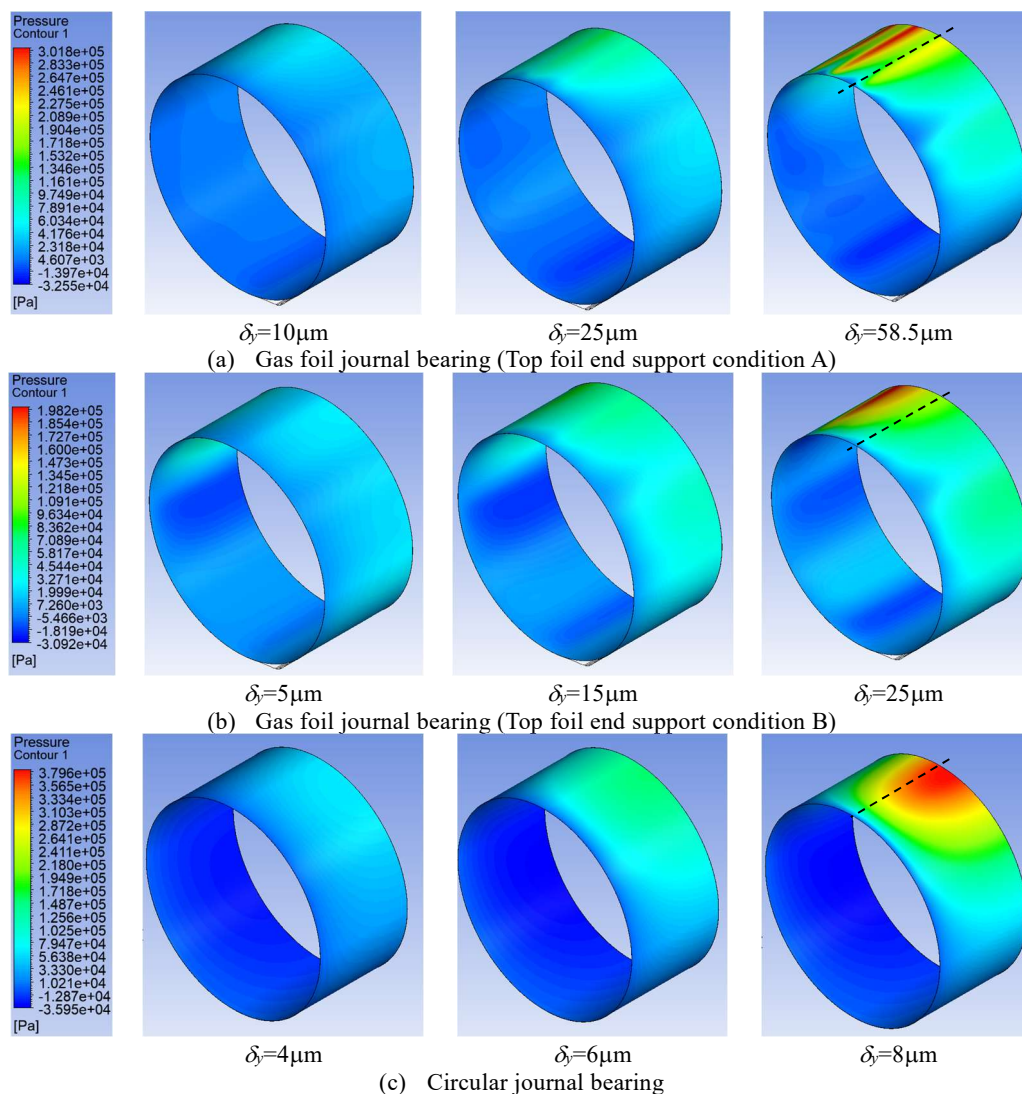


Fig.5 Pressure contour diagrams in the bearing clearance