

バンプフォイル軸受の安定限界速度に対する軸受設計変数の影響*

畠中 清史^{*1} , 生島 大喜^{*2}

Effect of Design Variables on Stability Threshold Speed of Bump Foil Journal Bearings

Kiyoshi HATAKENAKA^{*3} and Taiki SHOJIMA

^{*3} Kyushu Institute of Technology, 680-4 Kawazu, Iizuka-shi, Fukuoka, 820-8502 Japan

Bump foil journal bearings are prospective applicants for machine elements that can support a small-sized rotor of high-speed rotary machinery. The authors have proposed two models to the bearing, one of which corresponds to the bearing with an excessive static friction between the top and the bump foils and the other to the bearing without the friction. The variation of predicted maximum load capacity of the bearings with respect to the assembly preload was in qualitatively good agreement with the measurement. This study aims at predicting the effect of the design variables of the bearing on the stability threshold speed of the horizontal rigid rotor supported in the model bearings. The modified stability charts show that the effect of two of the variables, the attached angle and the angular extent of top foil, is noticeable, the other two variables, the rigidity of top foil and the equivalent spring constant of bump foil, is modest and the rest of the variables, the density and the thickness of top foil and the pitch angle of bump foil, is negligible. It is also found that the models have to be modified, considering that the top foil is detached from the bump foil.

Key Words: Tribology, Lubrication, Hydrodynamic Bearing, Gas Bearing, Foil Journal Bearing, Stability, Design Variable

1. はじめに

近年の環境保全, 省資源志向の高まりから, 省スペース, メンテナンスフリー, 低価格などの特徴があるマイクロガスタービンが開発されている⁽¹⁾. このロータは小型であり, 高速回転で運転されるため, 動圧型空気軸受で支えることができる⁽²⁾. しかし, この軸受は負荷容量, 剛性, 減衰性において劣るため, その構造を工夫する必要がある.

軸受面を金属製の弾性薄板で構成するフォイル軸受はそのような軸受の一つである. マイクロガスタービンロータの支持軸受には, その一種であるバンプフォイル軸受⁽³⁾(図1)が採用されている. この軸受は軸受面を構成する円筒状のトップフォイルとこれを弾性支持する波状のバンプフォイルからなる.

Radilら⁽⁴⁾の実験によると, この軸受の最大負荷容量は組立の時点でトップフォイルに与える予圧(以下, 組立予圧と記す)に依存して大きく変化する. これに対し, 著者らは, モデル軸受(図2)を用いてその最大負荷容量を求めた⁽⁵⁾. 著者らは, また, このモデル軸受に修正を加え, 両フォイルに作用する摩擦力ならびに組立予圧の影響を考慮できるようにした⁽⁶⁾. そして, これによる理論最大負荷容量の傾向が, 実測値⁽⁴⁾の傾向と

定性的に一致すること, またその予測値が摩擦の有無により大幅に変わることを明らかにした.

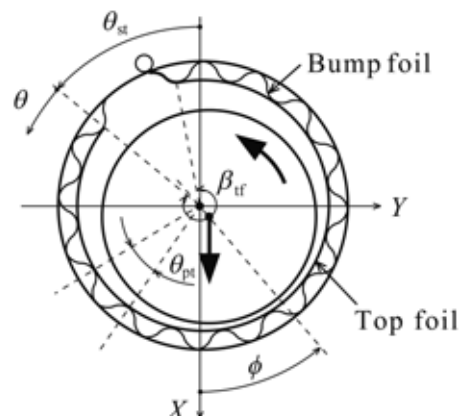


Fig.1 Bump foil journal bearing

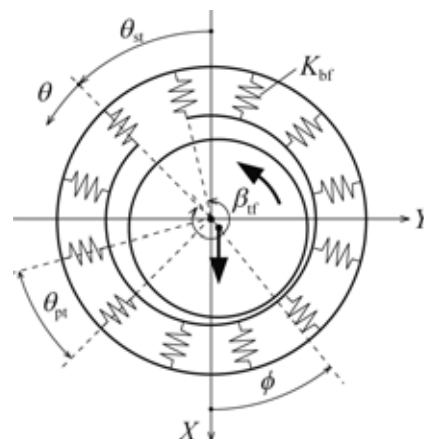


Fig.2 Foil journal bearing supported elastically by bump-equivalent springs

*原稿受付 2008年9月16日

^{*1}正員 九州工業大学(〒820-8502 福岡県飯塚市川津 680-4)

^{*2}学生員 九州工業大学大学院 情報工学府

E-mail: hatake@mse.kyutech.ac.jp

一方、この軸受の実機開発に関連づけて行われている安定性に関する報告⁽⁷⁾によると、その安定性が優れているのは、ジャーナルが静的釣合い位置のまわりで振動する場合に、この振動に応じて軸受面が適宜、弾性変形し、この際にトップフォイルに作用する摩擦力が軸・軸受系の振動を抑制するためと考えられている。

ところが、このような実験的に得られた知見を合理的に説明できる理論モデルは構築の途上にある。著者らは、理論最大負荷容量を求める際に使用したモデル軸受⁽⁶⁾で支えた水平剛体軸の安定性の議論において、フォイルに作用する摩擦の有無ならびに組立予圧がその安定限界速度とホワール比に影響することを明らかにしている⁽⁸⁾が、この軸受における他の設計変数の影響については未解明のままである。本研究では、安定限界速度に対するそれらの影響を明らかにすることを目的とする。

2. 理論解析

2.1 パンプフォイル軸受のモデル化 本研究では、既報⁽⁶⁾と同様のモデル軸受を用いる。すなわち、パンプフォイルの各こぶが半径方向への力に対して弾性変形し、また、隣接するこぶ相互間の干渉がなく、さらに、こぶの頂点（以下、支持部と記す）が円周方向に移動しないと仮定すると、各々のこぶが個別にトップフォイルを支えることになる。本解析では、トップフォイルとこぶは軸方向には一様に変形する（したがって、空気膜厚さは軸方向には変化しない）と仮定し、図2に示すように、各こぶを半径方向に等価ばね（以下、パンプ等価ばねと記す）で置き換えることにする。パンプ等価ばねは、トップフォイルから離れないとする。組立予圧の程度を表す指標には、予圧係数 M_p を用いる。モデルA（図3(a)）は両フォイル間に作用する静摩擦力が極めて大きい場合に、モデルB（図3(b)）は摩擦力がない場合に対応するモデル軸受である。なお本解析では、摩擦に関しては、これ以外の場合については扱わないことにする。

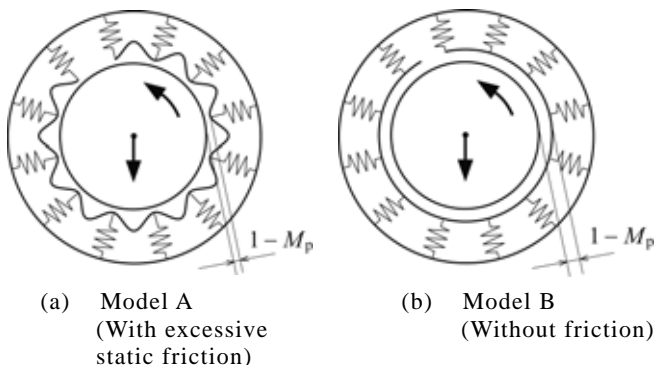


Fig.3 Model bearings

このようなモデル軸受で支えた水平剛体軸の理論安定限界速度を求めるために、圧縮性を考慮した非定常等粘度レイノルズ方程式、トップフォイルの運動方程式、ならびに、軸の運動方程式を用いる。これらの式は、空気膜厚さ式を介して相互に関連する。

本論文では無次元量による解析を行う。無次元量の定義（有次元量との関係）は付録に掲載する。

2.2 非定常圧縮性等粘度レイノルズ方程式 空気膜内で発生する圧力（以下、空気膜圧力と記す） P の分布は、等温状態にある完全気体に対して適用される非定常圧縮性等粘度レイノルズ方程式

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left[PH^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right] + \frac{1}{4\Lambda^2} \frac{\partial}{\partial Z} \left[PH^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right] = 2\Omega \frac{\partial(PH)}{\partial \tau} + \Omega \frac{\partial(PH)}{\partial \theta} \quad (1)$$

を解いて求める。ここで、 θ はトップフォイル前縁を原点とする円周方向座標、 Z は軸受幅中央を原点とする軸方向座標、 τ は時間を表し、 Λ は軸受幅径比、 Ω は気体軸受数である。また、空気膜厚さ H は、

$$H = 1 + A_x X_j + A_y Y_j + H_{if} \quad (2)$$

ここで、 $A_x = \cos(\theta + \theta_{st})$ 、 $A_y = \sin(\theta + \theta_{st})$ であり、 X_j 、 Y_j はそれぞれ鉛直方向、水平方向のジャーナル中心の座標を表す。また、 θ_{st} は鉛直上方とトップフォイル前縁とのなす角（以下、トップフォイル取付け位置と記す）、 H_{if} はトップフォイルの半径方向変位である。

式(1)に対し、トップフォイル前後縁および軸受端において空気膜圧力が大気圧 P_{at} に等しいとする境界条件を与える。

2.3 トップフォイルの運動方程式 トップフォイルを張り角 β_{if} の薄肉曲りばり⁽⁹⁾とみなす。その運動方程式はトップフォイルを弾性支持するパンプ等価ばね、ならびに、組立予圧を考慮すると、

$$\nu^2 [\mathbf{M}] \{\Delta\}'' + ([\mathbf{K}] + [\mathbf{K}_{br}]) \{\Delta\} = \{\mathbf{F}\} + \{\mathbf{F}_p\} \quad (3)$$

ここで、 ν は軸回転速度、 $[\mathbf{M}]$ は全体系整合質量行列、 $[\mathbf{K}]$ は全体系剛性行列、 $[\mathbf{K}_{br}]$ はパンプ等価ばね行列、 $\{\Delta\}$ は全体系節点変位ベクトル、 (\prime) は時間微分、 $\{\mathbf{F}\}$ は空気膜圧力に等価な全体系節点荷重ベクトル、 $\{\mathbf{F}_p\}$ は組立予圧の作用により変形するトップフォイルの組立時での変位を与える等価節点荷重ベクトルである。

式(3)に対し、モデルに対応した幾何学的拘束条件を与える。解として得られる $\{\Delta\}$ の半径方向成分が式(2)の H_{if} に相当する。

2.4 軸の運動方程式 フォイル軸受で支えた水

Table 1 Constants for base case to model bearing

| | | | | | |
|---------------|-----|--------------|--------------------|-----------|-----------|
| θ_{st} | 10° | β_{tf} | 340° | Λ | 0.5 |
| θ_{pt} | 10° | τ_{tf} | 0.05 | λ | 0.1 ~ 1.0 |
| K_{bf} | 10 | E_{tf} | 10 | Γ | 0.2 |
| | | M_{tf} | 1×10^{-5} | M_p | 0.0, 0.5 |

Table 2 Design variables for parametric study

| | |
|---------------|-----------------------|
| θ_{st} | 100°, 280° |
| θ_{pt} | 5°, 20° |
| K_{bf} | 100, 1000 |
| β_{tf} | 220°, 260°, 300° |
| τ_{tf} | 0.03 |
| E_{tf} | 1, 100 |
| M_{tf} | 0, 1×10^{-3} |

平剛体軸の運動方程式は、

$$v^2 X_j'' = \frac{1}{2\Gamma} \int_{-\frac{1}{2}}^{\frac{1}{2}} \int_0^{\beta_{tf}} A_x (P - P_{at}) d\theta dZ + 1 \quad (4.a)$$

$$v^2 Y_j'' = \frac{1}{2\Gamma} \int_{-\frac{1}{2}}^{\frac{1}{2}} \int_0^{\beta_{tf}} A_y (P - P_{at}) d\theta dZ \quad (4.b)$$

ここで、 Γ は軸受荷重である。

2・5 安定限界速度 振動数応答法⁽¹⁰⁾を応用して、軸・軸受系の安定限界速度を求める。微小振動するジャーナルが静的釣合い位置のまわりで δX_j 、 δY_j だけ変位したときの、空気膜圧力の変動成分 δP と、トップフォイルの半径方向変位の変動成分 δH_{tf} のラプラス変換がそれぞれ、

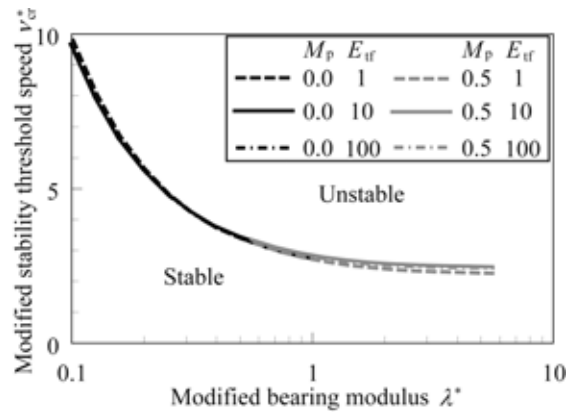
$$\overline{\delta P} = G_{PX} \overline{\delta X_j} + G_{PY} \overline{\delta Y_j} \quad (5.a)$$

$$\overline{\delta H_{tf}} = G_{HX} \overline{\delta X_j} + G_{HY} \overline{\delta Y_j} \quad (5.b)$$

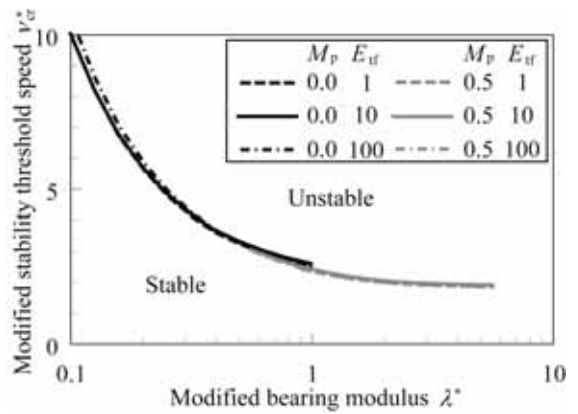
と表されるとする。ここで、 $\overline{(\)}$ はラプラス変換を表し、 G_{PX} 、 G_{PY} および G_{HX} 、 G_{HY} はそれぞれ変動空気膜圧力、トップフォイルの半径方向変位の変動成分に関する鉛直方向、水平方向の伝達関数である。これらの伝達関数ならびに安定限界速度 v_{cr} 、ホワール比 Ω_{wfr} は、式(1)および式(3)の変動成分に関する式、ならびに、式(4.a)、式(4.b)の変動成分に関する式をラプラス変換して得られる式を連立して解き、求める。

3. 結果および考察

既報⁽⁸⁾では、表1に示す仕様のフォイル軸受に対する安定限界速度 v_{cr} とホワール比 Ω_{wfr} を求めた。ただし、 θ_{pt} はパンプ等価ばねを配置する間隔(ピッチ角)、 K_{bf} は



(a) Model A

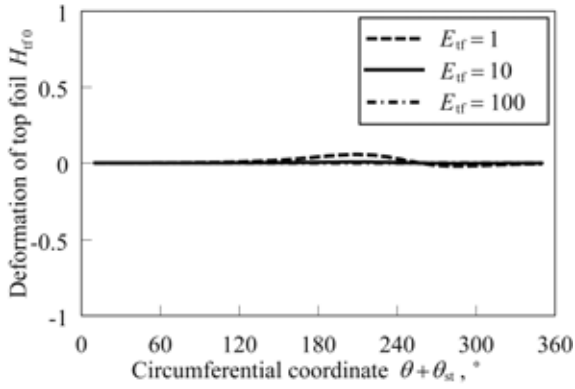


(b) Model B

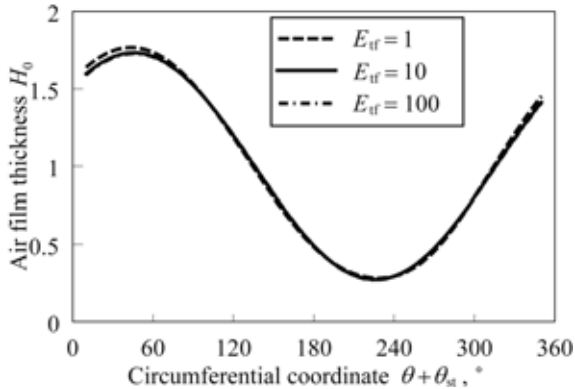
Fig.4 Modified stability chart (Effect of rigidity of top foil)

パンプ等価ばねのばね定数、 τ_{tf} はトップフォイル厚さ、 E_{tf} はトップフォイル曲げ剛性、 M_{tf} はトップフォイル密度、 λ ($\equiv \Omega/v$) は軸受定数である。予圧係数 M_p には 0.0 または 0.5 を与えた。本研究では、表1に示す数値の組を軸受設計変数の基本仕様とし、その中の1つだけを表2に示す値に変更した場合の v_{cr} を求める。以下で提示する修正安定限界線図の縦軸と横軸は、フォイル軸受組立時のパンプ等価ばね支持部における半径すきまを基準すきまとして定義した、修正安定限界速度 v_{cr}^* と修正軸受定数 λ^* であり、安定限界速度 v_{cr} と軸受定数 λ をそれぞれ $\sqrt{1-M_p}$ 倍、 $(1-M_p)^{-2.5}$ 倍して求める。

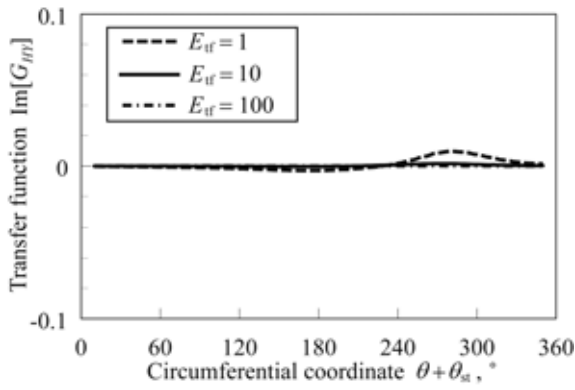
3・1 トップフォイル曲げ剛性の影響 表1に示す設計変数の基本仕様のうち、トップフォイル曲げ剛性 E_{tf} の値のみを表2のように変更して v_{cr}^* を求めた。その修正安定限界線図を図4に示す。軸・軸受系が不安定になるのは、空気膜の連成減衰剛性 C_{XY} に相当する $-\iint A_x \text{Im}[G_{PY}] d\theta dZ$ (以下、 \widehat{C}_{XY} と記す) の値が負になるためである⁽⁸⁾。モデルA(図4(a))では、 E_{tf} が小さいと、トップフォイルの変形が生じやすい(図5(a))ため、静的な空気膜厚さ H_0 は先狭まりすきま部、先広がりすきま部のいずれにおいても急峻なくさびを形成し(図5(b))、静的な空気膜圧力 P_0 はなだらかな分布となる。



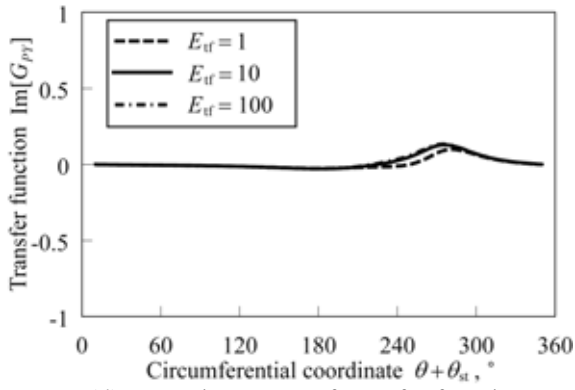
(a) Steady-state deformation of top foil



(b) Steady-state air film thickness

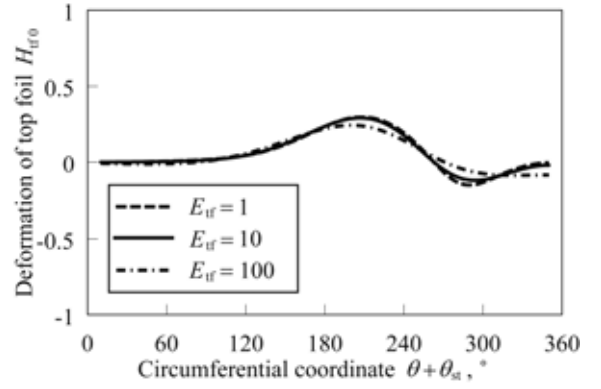


(c) Imaginary part of transfer function for air film thickness

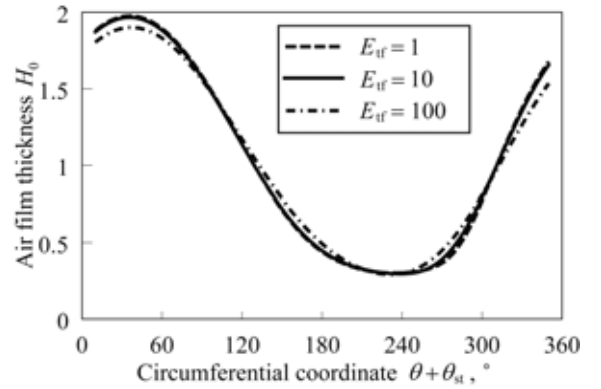


(d) Imaginary part of transfer function for air film pressure

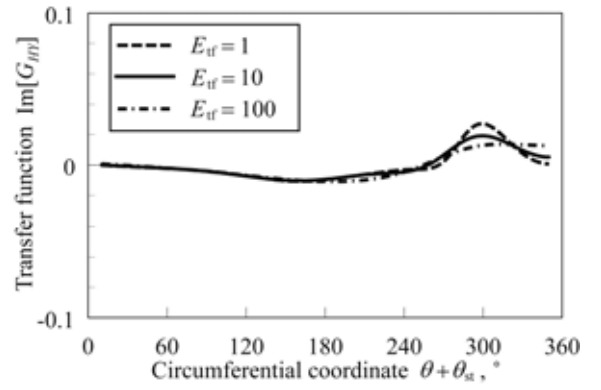
Fig.5 Air film thickness and transfer functions in the mid plane of the bearing at stability threshold speed for $\lambda^* = 0.1$ (Model A, $M_p = 0.0$)



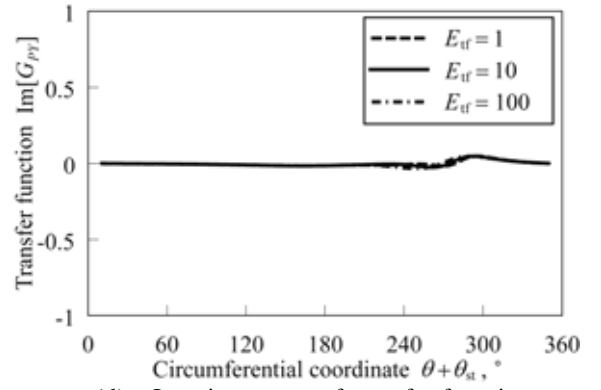
(a) Steady-state deformation of top foil



(b) Steady-state air film thickness

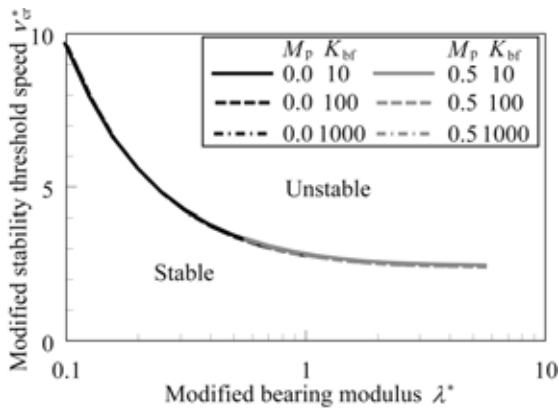


(c) Imaginary part of transfer function for air film thickness

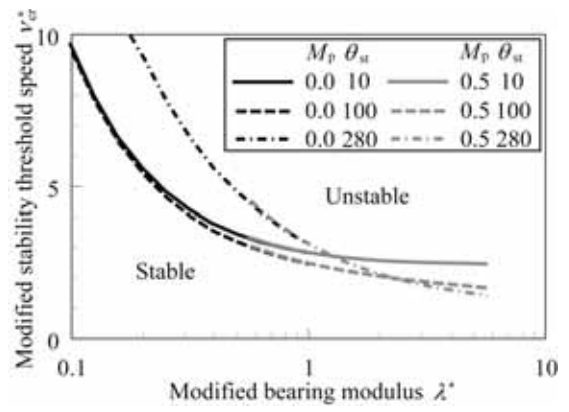


(d) Imaginary part of transfer function for air film pressure

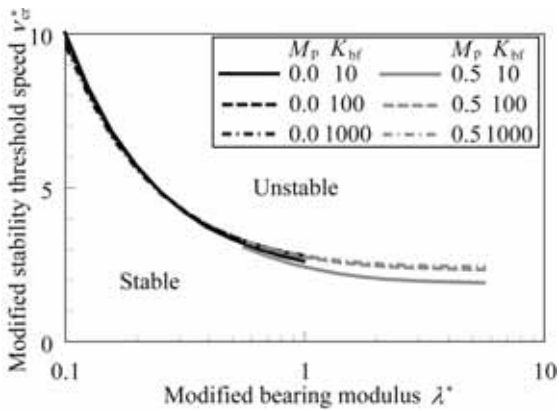
Fig.6 Air film thickness and transfer functions in the mid plane of the bearing at stability threshold speed for $\lambda^* = 0.1$ (Model B, $M_p = 0.0$)



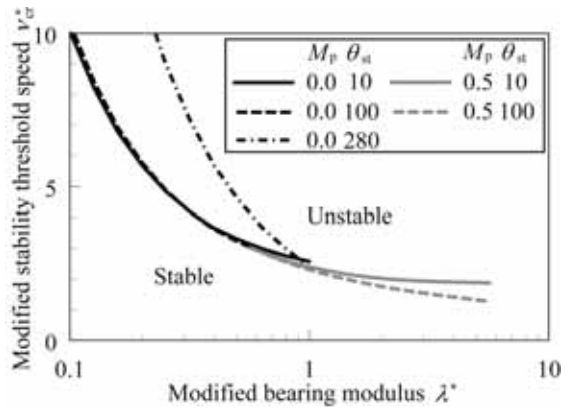
(a) Model A



(a) Model A



(b) Model B



(b) Model B

Fig.7 Modified stability chart
(Effect of stiffness of bump-equivalent spring)

Fig.8 Modified stability chart
(Effect of attached angle of top foil)

これに対し、静的なくさび効果を相殺する作用をもたらす空気膜厚さの変動は大きくなり(図 5(c)), $\text{Im}[G_{py}]$ の分布は先広がりすきま部を除いて平坦になる(図 5(d)). 修正軸受定数 λ^* が小さい場合には、修正気体軸受数 $\lambda^* v_{cr}^*$ が小さく(偏心率が大きく)、 H_0 が形成するくさびが急峻となるが、 λ^* が大きい場合には、 H_0 が形成するくさびがやや緩やかとなるため、空気膜厚さの変動が相対的に大きくなる。この結果、修正軸受定数 λ^* が大きくなるにつれて、 E_{if} が小さい場合の修正安定限界速度 v_{cr}^* は低くなる。

これに対し、図 6(a)のように、トップフォイルの変形が生じやすいモデル B では、 E_{if} が小さいと、静的な空気膜厚さ H_0 は急峻なくさびを形成する(図 6(b))が、このくさび効果を相殺する空気膜厚さの変動も大きくなる(図 6(c)). 修正軸受定数 λ^* が小さい場合には、修正気体軸受数 $\lambda^* v_{cr}^*$ が小さい(偏心率が大きい)ため、静的な空気膜厚さ H_0 の分布に E_{if} による差が現れる。そして、 E_{if} が小さいと、その相殺作用が強まるために、修正安定限界速度 v_{cr}^* が低下することが分かった(図 4(b)).

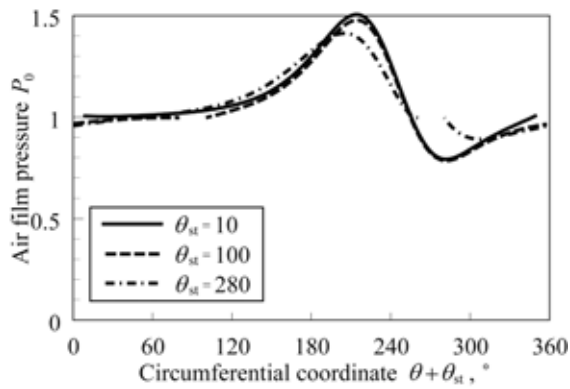
ただし、いずれのモデルにおいても、安定限界速度に対するトップフォイルの曲げ剛性の影響は大きくは

ないといえる。しかし、トップフォイルとバンプフォイル、あるいは、バンプフォイルと軸受ハウジングとの間に作用する動摩擦の影響を考慮できるように本モデル軸受を修正すると、トップフォイルの曲げ剛性が小さく、しかも、予圧がある場合には、本モデルに比べて空気膜厚さの変動が生じにくくなると予想される。その結果、安定限界速度にその影響が現れると考えられる。

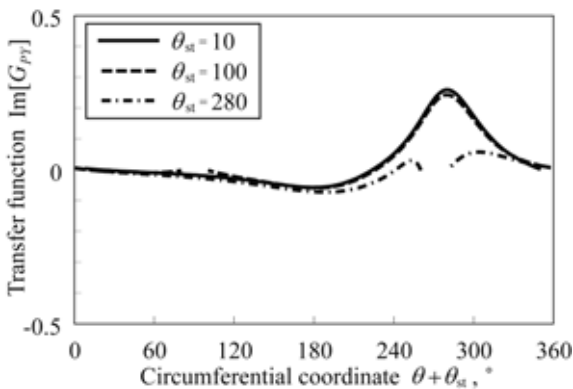
3・2 バンプ等価ばねのばね定数の影響 表 1 に示す設計変数の基本仕様のうち、バンプ等価ばねのばね定数 K_{bf} の値のみを表 2 のように変更して v_{cr}^* を求めた。その修正安定限界線図を図 7 に示す。モデル A では、トップフォイルの変形が K_{bf} の値に依存せず同程度となったため、修正安定限界速度 v_{cr}^* に対する K_{bf} の影響はほとんどなかった(図 7(a)).

一方、モデル B (図 7 (b)) では、 K_{bf} が小さいと、前述したモデル A における修正安定限界速度 v_{cr}^* に対する E_{if} の影響(図 4(a))と同様の理由により、修正軸受定数 λ^* が小さい場合には修正安定限界速度 v_{cr}^* は高くなるが、 λ^* が大きい場合には v_{cr}^* が低くなることが分かった。

3・3 トップフォイル取付け位置の影響 表 1 に示す設計変数の基本仕様のうち、トップフォイル取付



(a) Steady-state air film pressure



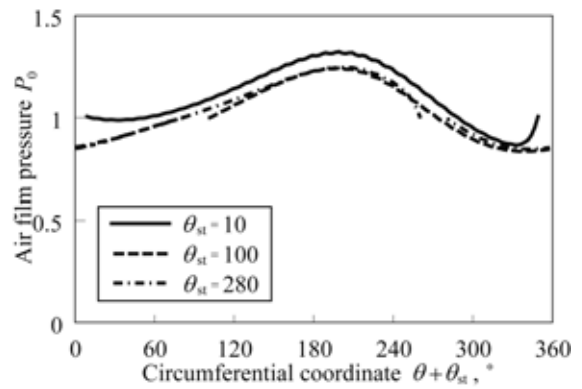
(b) Imaginary part of transfer function for air film pressure

Fig.9 Air film pressure and transfer function in the mid plane of the bearing at stability threshold speed for $\lambda^* = 0.25$ (Model A, $M_p = 0.0$)

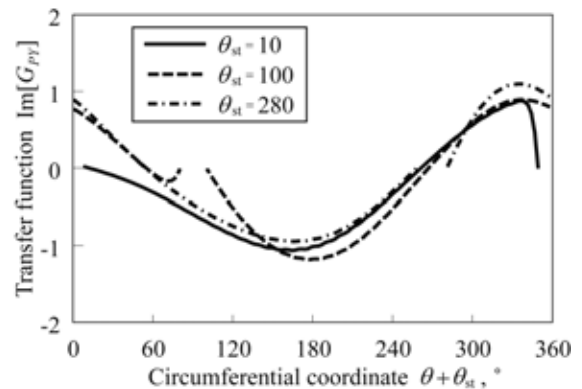
け位置 θ_{st} の値のみを表 2 のように変更して v_{cr}^* を求めた。その修正安定限界線図を図 8 に示す。

モデル A では、修正軸受定数 λ^* が小さい場合、 $\theta_{st} = 10^\circ$ と 100° では、静的な空気膜圧力 P_0 の分布 (図 9(a)) が、レイノルズ方程式に与える円周方向への境界条件として周期境界条件を適用する場合、すなわち、トップフォイルの切れ目がない場合の P_0 の分布とほとんど一致する。また、 $\text{Im}[G_{py}]$ についても、トップフォイルの切れ目がない場合の分布とほとんど一致する (図 9(b))。これに対し、 $\theta_{st} = 280^\circ$ では、トップフォイルの切れ目がない場合であれば P_0 が大気圧 P_{at} 以下となる部分においてトップフォイルが途切れるため、先広がりがすきま部で P_0 が P_{at} を大幅には下回らなくなる。これにともない、 $\text{Im}[G_{py}]$ が先広がりがすきま部において平坦な分布となり、 \widehat{C}_{XY} が増大することになる。このため、 v_{cr}^* が増大することになる。

ところが、修正軸受定数 λ^* が大きい場合には、 $\theta_{st} = 100^\circ$ と 280° における静的な空気膜圧力 P_0 ならびに $\text{Im}[G_{py}]$ が、トップフォイルの切れ目がない場合の分布とほとんど一致する (図 10)。これらの分布では、鉛直上方付近において、 P_0 は P_{at} を下回っており、 $\text{Im}[G_{py}]$ は



(a) Steady-state air film pressure



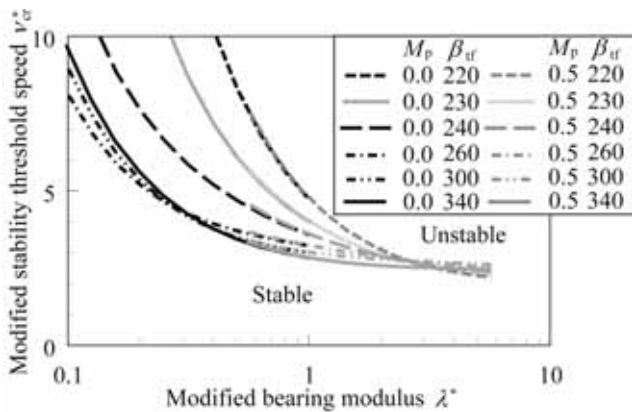
(b) Imaginary part of transfer function for air film pressure

Fig.10 Air film pressure and transfer function in the mid plane of the bearing at stability threshold speed for $\lambda^* = 5.7$ (Model A, $M_p = 0.5$)

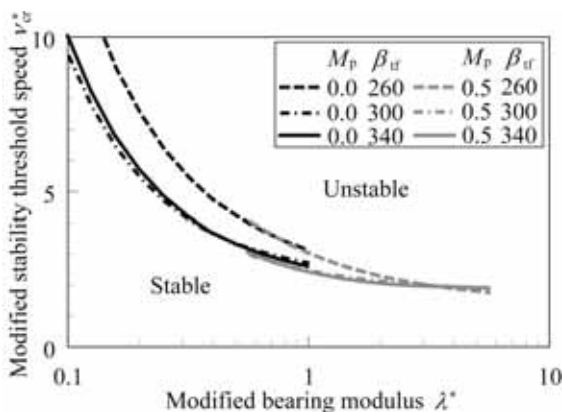
正となる。ところが、鉛直上方付近でトップフォイルが途切れる $\theta_{st} = 10^\circ$ では、 P_0 がトップフォイル前縁において P_{at} にまで高められるため、全体として高い分布となる。これにともない、 $\text{Im}[G_{py}]$ がその付近において 0 程度にまで低下するため、 \widehat{C}_{XY} は増大することになる。この結果、 v_{cr}^* が増大することになる。

モデル B では、 $M_p = 0.5$ 、 $\theta_{st} = 280^\circ$ に対する安定限界速度を得ることができなかったものの、モデル A と同様の理由により、同様の傾向を示すことが分かった。

3・4 トップフォイル張り角の影響 表 1 に示す設計変数の基本仕様のうち、トップフォイル張り角 β_{tf} の値のみを表 2 のように変更して v_{cr}^* を求めた。その修正安定限界線図を図 11 に示す。モデル A (図 11(a)) では、修正軸受定数 λ^* が小さいほど、 $\beta_{tf} = 220^\circ$ の場合の修正安定限界速度 v_{cr}^* が他の β_{tf} の場合と比べて格段に大きくなっている。 $\beta_{tf} = 220^\circ$ の場合、トップフォイル後縁が $\theta + \theta_{st} = 230^\circ$ に位置するため、先広がりがほとんど形成されない。これにともない、 $\text{Im}[G_{py}]$ は先狭まりすきま部において正となる範囲が存在しない分布となる。この結果、 \widehat{C}_{XY} の値が大きくなるため、 v_{cr}^* が増大することになる。参考までに、 $\beta_{tf} = 230^\circ$ 、 240° に



(a) Model A



(b) Model B

Fig.11 Modified stability chart
(Effect of angular extent of top foil)

に対する安定限界線を同図中に示した。

ところが、修正軸受定数 λ^* が小さく、先広がりすきま部が形成される場合には、その範囲が狭いほど、修正安定限界速度 v_{cr}^* が低下することが分かった。先広がりすきま部があると、その一部分で $\text{Im}[G_{py}]$ は正となる。この範囲が狭いほど、その上流側の先狭まりくさび部の終端部付近で $\text{Im}[G_{py}]$ が小さくなる。これにより、 \widehat{C}_{XY} の値が低下することになるため、先広がりすきま部の範囲が狭い $\beta_{ft} = 260^\circ$ の場合の v_{cr}^* が小さくなることが分かった。

これに対し、モデルB（図11(b)）では、修正安定限界速度 v_{cr}^* の数値収束解が得られた範囲において、 v_{cr}^* に対する β_{ft} の影響はモデルAよりも大きくなる。これは、先広がりすきま部が形成され、その一部分で $\text{Im}[G_{py}]$ が正となっても、その範囲が狭い場合は \widehat{C}_{XY} の値が低下しないためであることが分かった。

3・5 他の軸受設計変数の影響 表1に示す設計変数の基本仕様から、パンプ等価ばねピッチ角 θ_{pt} 、トップフォイル厚さ τ_{ft} 、トップフォイル密度 M_{ft} のいずれかの値を変更して修正安定限界線図を求めたが、これらの軸受設計変数は修正安定限界速度 v_{cr}^* に対してほとんど影響しないことが分かった。

3・6 トップフォイルの浮上 3・3ならびに3・4

の考察では、いずれのモデルでも、先広がりすきま部が v_{cr}^* の増減に關与することが明らかになった。この部分では静的な空気膜圧力 P_0 が大気圧 P_{at} 以下となるため、トップフォイルが空気膜厚さを狭める方向に変形する。ところが、本研究のモデル軸受ではパンプ等価ばねがトップフォイルから離れないようになっているため、トップフォイルのこのような変形に対して、パンプ等価ばねの復元力が空気膜厚さを広げる方向に作用する。仮に、トップフォイルがこのように変形するときにパンプ等価ばねからの浮上が可能であるとすると、その部分での空気膜厚さ、空気膜圧力、あるいは、伝達関数の分布が変化し、 v_{cr}^* への影響が現れると予想される。このような理由により、今後は、安定限界速度に対するその浮上の影響について調べることが必要と考えられる。

4. まとめ

本研究では、フォイルに作用する静摩擦が極めて大きい場合と、静摩擦・動摩擦がともに作用しない場合の2ケースに対応するモデル軸受のそれぞれで支えた水平剛体軸の理論安定限界速度を求めた。安定限界速度に対する軸受設計変数の影響が明らかになるように、修正安定限界線図を用いて結果を提示した。本計算条件の範囲内で得られた知見は次の通りである。

- (1) 安定限界速度に対する各軸受設計変数の影響度は、フォイルに作用する摩擦の程度により大きく変わる。これは、静的な空気膜圧力と空気膜厚さ、および、これらの変動成分による連成作用に起因するためである。
- (2) 安定限界速度に対する、トップフォイルの取付け位置と張り角の影響は大きい。一方、パンプ等価ばねピッチ角、トップフォイル厚さ、トップフォイル密度の影響はほとんどない。
- (3) 静摩擦が極めて大きい場合には、パンプ等価ばねのばね定数の影響はほとんどない。トップフォイルの曲げ剛性の影響は大きくはない。
- (4) 静摩擦・動摩擦がともに作用しない場合には、トップフォイルの曲げ剛性の影響は小さい。パンプ等価ばねのばね定数の影響は大きくはない。

本解析において、先広がりすきま部が安定限界速度に大きく關与することが明らかとなった。今後は、この部分におけるトップフォイルの浮上を考慮して解析を行う。また、フォイルに作用する動摩擦があると、予圧がある場合の安定限界速度に特に影響が現れると考えられるため、これを考慮した解析も必要となる。

参考文献

- (1) Ishii, K., *Micro Gas Turbine System* (in Japanese), (2002), p.2, Ohmsha Ltd.
- (2) Yoshimoto, S., Trends in Gas bearings, *Journal of Japanese Society of Tribologists* (in Japanese), Vol.42, No.12 (1997), pp.966-971.
- (3) Heshmat, H., Advancements in the Performance of Aerodynamic Foil Journal Bearings: High Speed and Load Capacity, *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, Vol.116, No.2 (1994), pp.287-295.
- (4) Radil, K. and Dykas, B., The Role of Radial Clearance on the Performance of Foil Air Bearings, *STLE Tribol. Trans.*, Vol.45, No.4 (2002), pp.485-490.
- (5) Hatakenaka, K. and Saito, I., Hydrodynamic Performance of Elastically Supported Gas-Lubricated Foil Journal Bearings, *Journal of Japanese Society of Tribologists* (in Japanese), Vol.48, No.12 (2003), pp.1006-1013.
- (6) Hatakenaka, K. and Yamaguchi, Y., Effect of Design Variables on Maximum Load Capacity of Hydrodynamically Air-Lubricated Foil Journal Bearings with Assembly Preload Applied, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers* (in Japanese), Series C, Vol.74, No. 741 (2008), pp.1154-1162.
- (7) E.g. Heshmat, H., Shapiro, W. and Gray, S., Development of Foil Journal Bearings for High Load Capacity and High Speed Whirl Stability, *Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology*, Vol.104, No.2 (1982), pp.149-156.
- (8) Hatakenaka, K. et al., Theoretical Stability Threshold Speed and Whirl Frequency Ratio of Bump Foil Journal Bearings (Part 1) – Effect of Excessive Static Friction and Assembly Preload –, *Journal of Japanese Society of Tribologists* (in Japanese), Vol.53, No.12 (2008), pp.842-849.
- (9) Washizu, K. et al., *FEM Handbook I Elementary Guide* (in Japanese), (1981), pp.231-233, Baifukan co., Ltd.
- (10) Taniguchi, O. et al., *Handbook of Mechanical Vibration* (in Japanese), (1988), pp.962-964, Yokendo co., Ltd.

付録

本論文で使用した主な無次元量と有次元量との関係は次の通りである。

$$E_{tf} = ce_{tf} / (84p_{at}r_{tf})$$

$$H = h / c$$

$$H_{tf} = h_{tf} / c$$

$$K_{bf} = 60ck_{bf} / (p_{at}r_{tf}l_j)$$

$$K_{bf}^* = 60(c - \Delta c)k_{bf} / (p_{at}r_{tf}l_j)$$

$$M_p = \Delta c / c$$

$$M_{tf} = \rho r_{tf} l_j t_{tf} g / (42w_g)$$

$$P = p / p_{at}$$

$$X_j = x_j / c$$

$$Y_j = y_j / c$$

$$Z = z / l_j$$

$$\Gamma = w_g / (2r_j l_j p_{at})$$

$$\Lambda = l_j / (2r_j)$$

$$v = \omega \sqrt{c / g}$$

$$v_{cr}^* = \omega_{cr} \sqrt{(c - \Delta c) / g}$$

$$\tau = \omega t$$

$$\tau_{tf} = t_{tf} / r_{tf}$$

$$\Omega = (6\mu\omega / p_{at})(r_j / c)^2$$

$$\Omega_{wfr} = 2\pi f_{wfr} / \omega$$

ただし、 c ：軸受平均半径すきま、 e_{tf} ：トップフォイルの縦弾性係数、 f_{wfr} ：ホワール振動数、 g ：重力加速度、 h ：空気膜厚さ、 h_{tf} ：トップフォイルの半径方向変位、 k_{bf} ：バンプ等価ばねのばね定数、 l_j ：軸受幅、 p ：空気膜圧力、 p_{at} ：大気圧、 r_j ：ジャーナル半径、 r_{tf} ：トップフォイル半径、 t ：時間、 t_{tf} ：トップフォイル厚さ、 w_g ：軸受荷重、 x_j ：ジャーナル中心の鉛直方向座標、 y_j ：ジャーナル中心の水平方向座標、 z ：軸方向座標、 Δc ：組立予圧によるすきまの変化量、 μ ：粘度、 ρ ：密度、 ω ：軸回転角速度