

エアベアリングを用いた高速軸システムの研究

Research of High Speed Shaft System Using Air Foil Bearing

清水 則 生*
Norio SHIMIZU
岩 橋 仁 志*
Hitoshi IWADATE

松 島 光 生* 石 井 一 郎*
Mitsuo MATSUSHIMA Ichiro ISHII
中 田 秀 彦*
Hidehiko NAKATA

要 旨

マイクロガスタービンのメンテナンス性向上を目的として、エアフォイルベアリングを用いた高速軸システムの研究を行った。従来のエンジンシステムのレイアウトを大きく変えずに新規軸システムの適用を可能とするため、独自の構造で減衰性能の高いエアフォイルベアリングを開発し、軸システムの最適化を行った。単体の性能評価試験において、極端にオーバーハング支持された重さ 9.2kg の組立て構造軸を、一次曲げ危険速度(42 500rpm)を低い振幅レベル(30 μ m 以下)で通過させ、定格回転数 77 000rpm で安定して運転することができた。このエアフォイルベアリングおよび軸システムをマイクロガスタービンに搭載し、安定した運転ができることを実証した。

ABSTRACT

The demand for reliable, low maintenance, oil-free micro-gasturbine imposes significant demands on the bearing system. The air foil bearing provides low power loss, adequate damping for supercritical operation and long life with oil-free. In this application, foil bearings support a 9.2kg, multi-component rotor operating at 77 000rpm with a bending critical speed of approximately 42 500rpm. Stable and reliable operation over full speed range on shaft system rig and micro-gasturbine has been demonstrated.

1. はじめに

小型分散発電への関心が高まりつつある中、マイクロガスタービンは、駆動部分が回転する主軸のみであり、また部品点数も少ないことから、発電機用エンジンとして経済性の面で優位とされてきた。この優位性をさらに高めるためには、機器の寿命およびメンテナンス性の向上が重要であり、その手段としてエアフォイルベアリングが注目されている。

エアフォイルベアリングを用いることにより、空気によって軸を浮上させ、非接触で軸を回転させることができる。したがって、潤滑システムの廃止と長寿命化によるメンテナンス性の向上を同時に実現できることから、マイクロガスタービンにこれを搭載することがキーテクノロジーとなりつつある。しかしながら、この技術は航空機用APU等に実用化されている例があるものの、その詳細については

公開されていない。したがって、本研究では高い減衰性能を実現できるエアフォイルベアリングの構造を明らかにするとともに、実際のエンジンに搭載し、マイクロガスタービンへの適用性を実証することを狙いとした。

2. 概要および目標設定

2.1. マイクロガスタービン

エアフォイルベアリングを適用するマイクロガスタービンの諸元を Table 1 に、エンジン概略図を Fig. 1 に示す^{(1), (2)}。

このエンジンは、軸対称レイアウトを採用し、高温部をエンジン中心に配置することで、放熱を抑え、熱応力の影響を受けにくい構造としている。その結果、軸は高圧圧縮機とタービンが極端なオーバーハング支持となり、軸受の負荷条件は非常に厳しい。

*和光基礎技術研究センター

Table 1 Specifications of micro-gasturbine

Items	Specifications
Rated engine speed	77 000 rpm (ISO conditions)
Allowable Max. speed	84 000 rpm
Life	60 000 hrs
Max. generator output	47.8 kW (ISO conditions)
Emissions (CO, HC, NOx)	< 3 ppm
Dimensions (D × L)	φ460 mm × 840 mm
Weight	145 kg

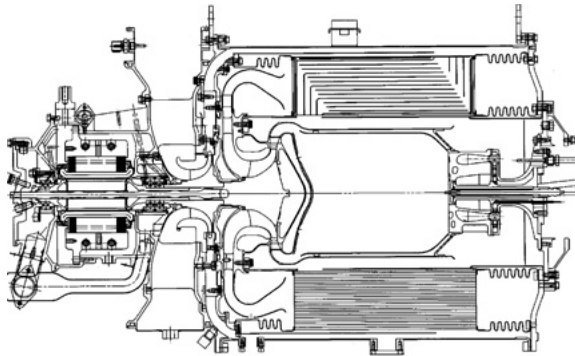


Fig. 1 Layout of micro-gasturbine

2.2. 目標設定

エアフォイルベアリングを適用するための最大の課題は、それ自身の剛性が低いことにより、運転レンジ内に軸の1次曲げ危険速度が存在することである。一般には、軸剛性を下げ、危険速度をごく低回転側に回避する手法がとられる。しかし、この方法では軸構造が複雑化すること、転がり軸受との置き換えが容易ではないことから、エンジンレイアウトの大幅な変更が必要となる。

本研究では、1次曲げ危険速度を積極的に運転レンジ内に設定し、低い振動レベルで乗り越えることにより、エンジンレイアウトの大幅な変更をすることなく、エンジン運転が可能なエアフォイルベアリングの実現をめざす。このエンジンでの軸システムの目標値を、Table 2に示す。2次曲げ危険速度は、エンジン許容最大回転数84 000rpm以上に、1次曲げ危険速度通過時のベアリング部での許容振幅は、パンプフォイル(2.3.2 参照)の繰返し疲労強度から 30 μm に、ベアリング内径は、適用エンジンの磁石ロータの外径に合わせて 48.8mm に設定した。

Table 2 Shaft system performance target

Items	Performance target
Rated engine speed	77 000 rpm (ISO conditions)
1 st bending critical speed	Above lift up speed & As low as possible
2 nd bending critical speed	Above 84 000 rpm
Life	60 000 hrs
Bearing inner diameter	φ 48.8 mm

2.3. エアフォイルベアリング

2.3.1. 作動原理

エアベアリングの代表的な例として、真円空気軸受の作動原理を Fig. 2 に示す。軸受内での軸の偏心により、図に示すようなくさび状のすきまが形成される。軸の回転とともに、作動流体である空気をこのすきまに巻込むことで、動圧が発生し、軸を浮上させることができる。しかし、回転数の上昇に伴う動圧の増加により、くさびの位置が軸受内を回転方向に移動し、軸自重の方向と動圧による発生荷重の方向のずれが大きくなると、軸の浮上を維持できなくなる。その結果発生する自励振動(ホワールインスタビリティ: Whirl Instability)により、運転範囲が限られてしまう。このくさび状のすきまを維持するためには、ベアリング内周面に追従性(Compliance)を持たせることが不可欠となる。

2.3.2. 構造と機能

本研究では、このような追従性を実現するため、パンプフォイルを基本とした構造を採用した。基本的構造は、Fig. 3 に示すような高強度 Ni-Cr 合金(AMS5542)製の薄板を波形形成したパンプフォイルと、円筒状に成形され、軸受面を

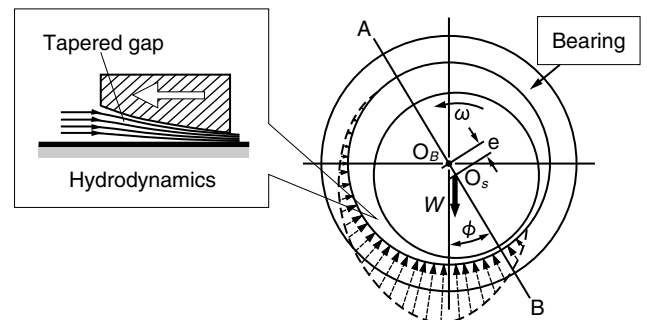
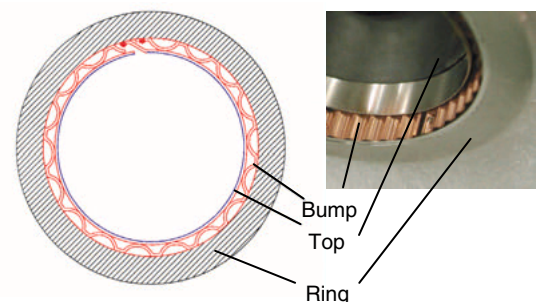
Fig. 2 Mechanism of air bearing⁽³⁾

Fig. 3 Compliant foil bearing

形成するトップフォイルで構成される。軸受剛性は、パンプフォイル剛性と空気膜による剛性から決定され、減衰性能はフォイル間のすべり摩擦(クーロン摩擦)⁽⁴⁾により決定される。また、運転状態に応じたフォイルの変形により追従性が得られる。

2.3.3. 技術課題

前述したように、エアフォイルベアリングはその構造上、従来の転がり軸受に対して軸の支持剛性が著しく低いため、運転レンジ内に軸の一次曲げ危険速度を持つ。この危険速度を通過するためには、ベアリングには非常に高い減衰性能が要求される。また、高回転域で発生する自励振動(2.3.1参照)の回避にも、高い減衰性能が要求される。さらに、軸回転数がゼロから低域の条件(起動、停止)では、空気膜の生成は行われないうちに軸との接触が避けられず、摩擦および摩耗低減対策が不可欠となる。

軸については、危険速度通過時の軸の加振力を抑えるため、1次曲げ危険速度を運転レンジ内のできるだけ低い回転数に設定し、かつ2次曲げ危険速度を運転レンジ以上の回転数に回避する必要がある。

3. エアフォイルベアリング構造

3.1. 減衰性能

エアフォイルベアリングの減衰は、前述の Fig. 3 に示すようにフォイル間の相対すべり摩擦により発生する。減衰発生個所の特定、減衰性能に影響を及ぼすコーティングの効果、ベアリング構造の影響を確認するために単体加振試験を行った。半円形状のベアリング供試体を加振器により加振して、その応答から減衰性能を評価した。単体加振試験装置の概要を Fig. 4 に示す。

3.1.1. コーティング効果及び減衰発生個所の特定

フォイル間のすべり摩擦、すなわち減衰性能を上げるために、フォイルにコーティングを施した。コーティングには摩擦係数が高く、安価で耐久性の高い Cu コーティングを選択した。Fig. 5にコーティングの効果、および減衰発生個所の特定を行った結果を示す。

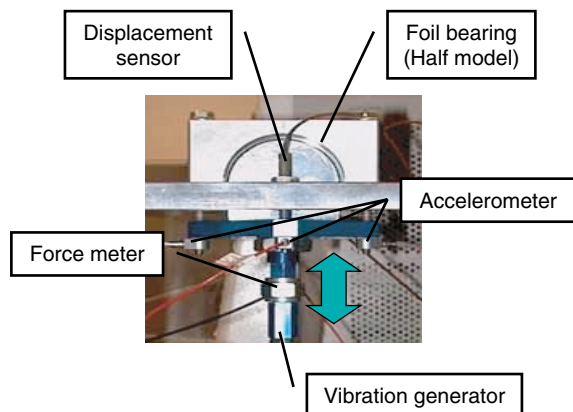


Fig. 4 Vibration test rig

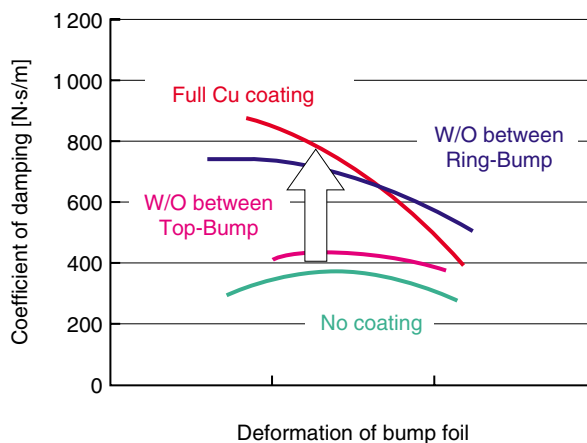


Fig. 5 Effect of Cu coating on damping coefficient

Fig. 5 より、Cu コーティングによる減衰性能向上は明らかで、すべり摩擦を増やすことにより効果が得られることがわかる。また、フォイル全ての接触面に Cu コーティングを施した仕様に対し、パンプ～トップフォイル間のコーティングを無くした場合、全くコーティングが無い状態の減衰性能まで低下してしまうこと、一方、リング～パンプ間のコーティングを無くしても減衰性能には差が無いことがわかる。これは、主たる減衰がトップフォイルの移動によるパンプフォイルとの間の摩擦によって生じることを示している。以上の結果から、トップ、パンプフォイルに Cu コーティングを施すこととした。

3.1.2. ベアリング構造の減衰性能への影響

3.1.2.1. パンプフォイル形状、板厚、分割幅

パンプフォイル形状、板厚、分割の有無が減衰性能へ与える影響を Figs. 6, 7, 8 に示す。

パンプフォイル形状について、Fig. 6 に示す2種類で比較を行ったが、減衰係数に大きな差は見られなかった。ここでは、より減衰性能が高いこと、面接触部があることで加圧時のトップフォイルのパンプフォイル間への落ち込みが抑制されるため、くさび形状の形成に有利と考えられる Type-A を選択した。

パンプフォイル板厚は、Fig. 7 から 4 mils を選択した。最大減衰係数は殆んど変わらないが、4 mils はパンプフォイルのたわみが大きいところでの性能低下が緩やかであること、3 mils ではフォイル強度の差により負荷荷重限界が低いことからこの選択をした。

パンプフォイルの分割の影響を、Fig. 8 に示す。最大減衰係数では、13mm×2枚に分割したほうが優れている。これは、フォイルを分割することで、小さな荷重でより動きやすくなったためである。しかし、フォイルのたわみが大きいところでの性能低下が著しく、危険速度通過時に振動が分散してしまうこと、また、幅を狭くしたことにより負荷荷重限界が小さくなり、フォイルが塑性変形を起こしてしまうことが懸念されるため、分割なしを選択した。

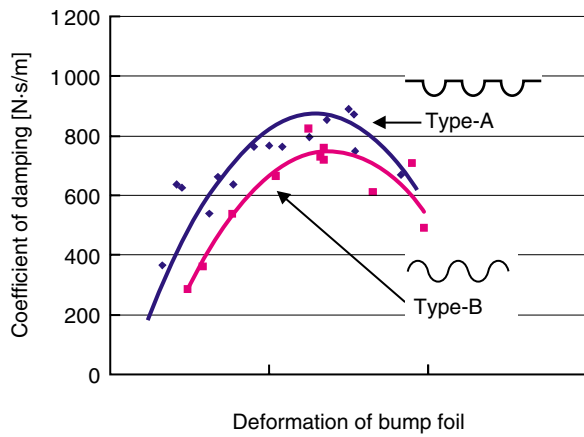


Fig. 6 Effect of bump foil type on damping coefficient

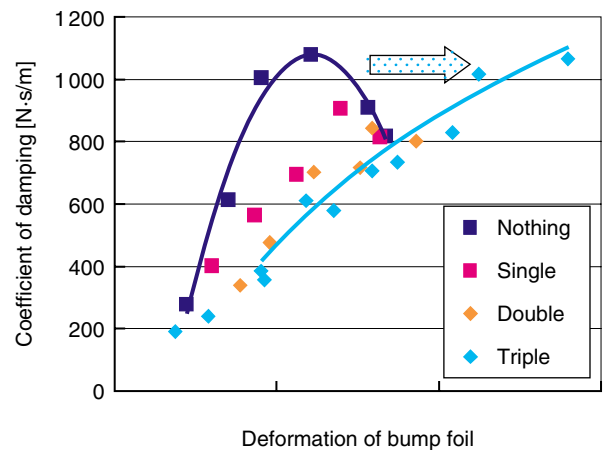


Fig. 9 Effect of multiplex middle foil on damping coefficient

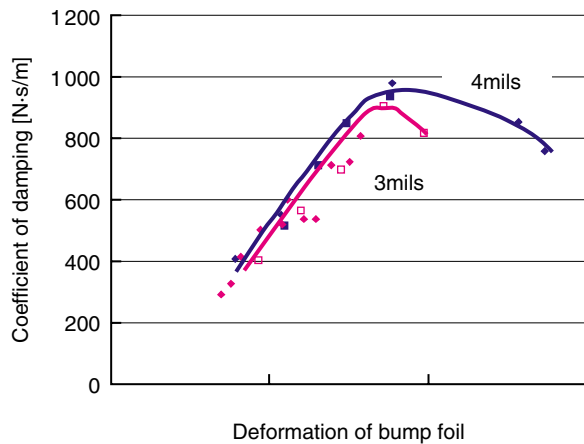


Fig. 7 Effect of bump foil thickness on damping coefficient

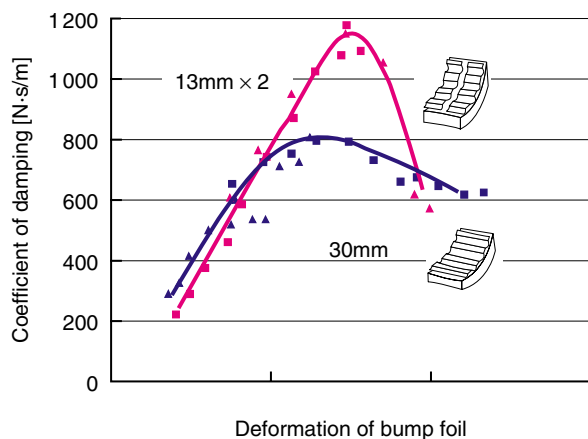


Fig. 8 Effect of bump foil separation on damping coefficient

3.1.2.2. ミドルフォイルの追加

減衰発生個所がトップ～バンプフォイル間であること、トップフォイルの移動により減衰が発生していることから、そこにフォイルを追加して(ミドルフォイルと呼ぶ)、減衰性能向上を図った。フォイル枚数による減衰性能の変化を Fig. 9 に示す。枚数の増加に伴い、減衰係数のピー

クがフォイルのたわみが大きい側に移動していることがわかる。また、ミドルフォイル3枚の場合ではフォイルのたわみに伴い減衰性能が緩やかに向上していくが、それ以外は、減衰性能のピークを超えてから急激に性能劣化している。以上のことから、危険速度通過時の振幅の最も大きいところで高い減衰性能を発揮するミドルフォイル3枚の仕様を採用した。

3.2. トップフォイル摺動コーティングの選定

トップフォイルの摺動コーティングを選定するにあたり、低フリクション、耐摩耗性の2点に主眼をおいた。

摺動試験結果を Fig. 10 に示す。負荷をかけたフォイルと回転軸を摺動させ、摩擦係数の変化を計測し、その変動の発生をもって摩耗限界とした。連続して摺動できる時間として 20 000 秒(10 秒× 2 000 サイクル)を耐摩耗性の基準として設定した。基準を満足し、最も摩擦係数の小さい、軸側コーティングに硬質膜の DLC(Diamond like carbon)、フォイル側コーティングに PTFE(フッ素系樹脂)の組合せを選択した。

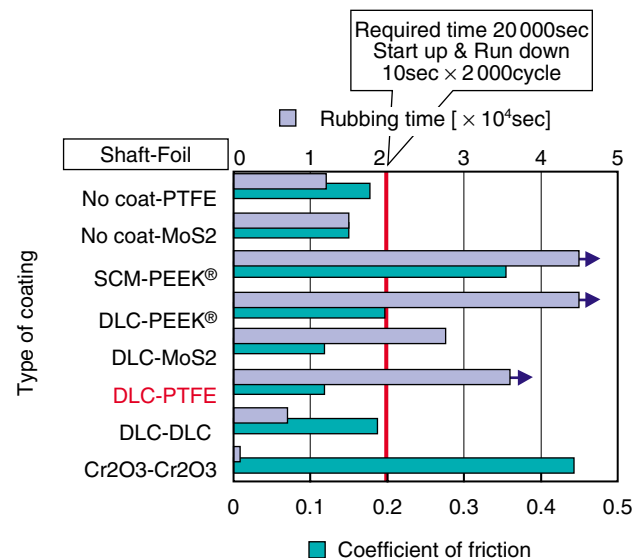


Fig. 10 Results of coating rubbing test

3.3. エアfoilベアリング仕様

以上の結果から決定したエアfoilベアリングの構造を Table 3, Figs. 11, 12 に示す。また、エアfoilベアリングの軸支持位置は、減衰をより効率的に発生させるため、foil間のすべりが最も大きくなる場所、すなわち振幅が最大となる軸1次曲げモードの腹位置と軸先端部とした(Fig. 13 参照)。

Table 3 Specifications of air foil bearing

Items	Specifications
Bearing inner diameter	$\phi 48.8$
Bearing width	30 mm
Top foil	Thickness 4 mils PTFE & Cu coating
Middle foil	Thickness 3 mils 3 pieces
Bump foil	Thickness 4 mils Cu coating 7 pieces
Foil material	AMS 5542

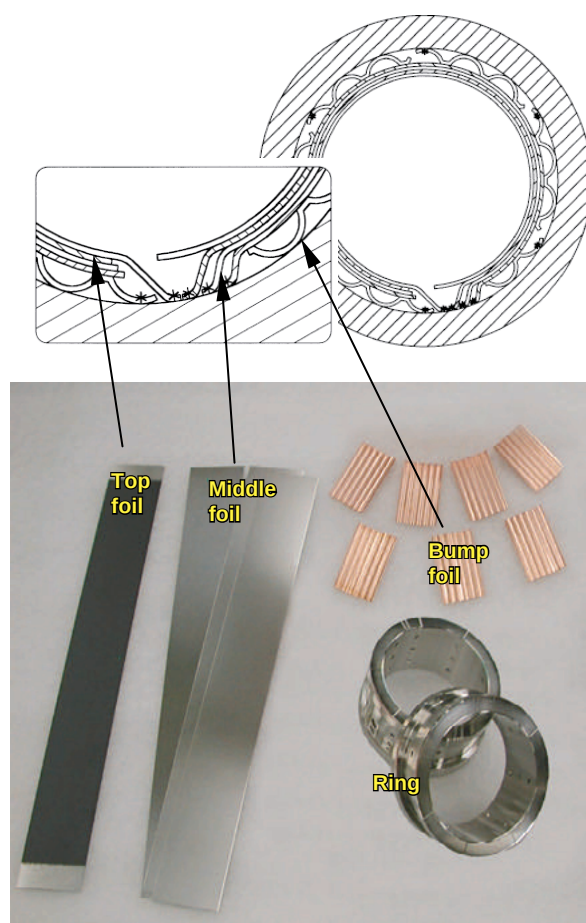


Fig. 11 Air foil bearing (Component)

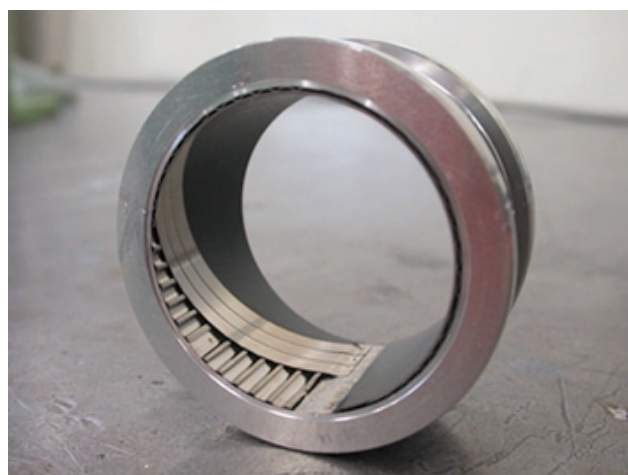


Fig. 12 Air foil bearing (Cut model)

4. 軸構造

4.1. エアベアリング適用軸構造

エアfoilベアリングを適用する軸形状を、Fig. 13 に示す。FEM 解析から、転がり軸受を用いたエンジン軸に対し、軸径を一定として軸長を伸ばし、軸重量9.2 kgと重くすることで、危険速度をできるだけ下げる形状とした。さらに、エンジン軸は軸構成部品を軸張力で締め上げる構造であるため、各構成部品間の突き当て部の剛性低下と1次曲げ危険速度乗越え時の曲げによる影響を考慮しなければならない。上記に対応し、実モード解析を用いて軸形状の最適化を行った結果、Fig. 14 の危険速度マップに示されるように、各危険速度の目標値を満足する設計ができた。

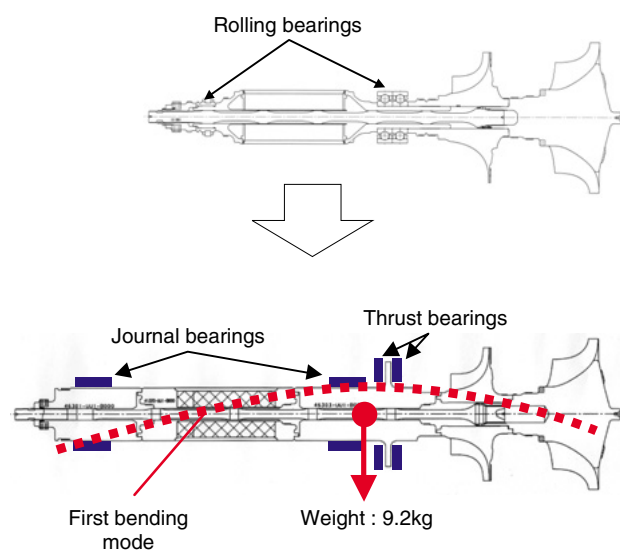


Fig. 13 Multi-component shaft for air foil bearing

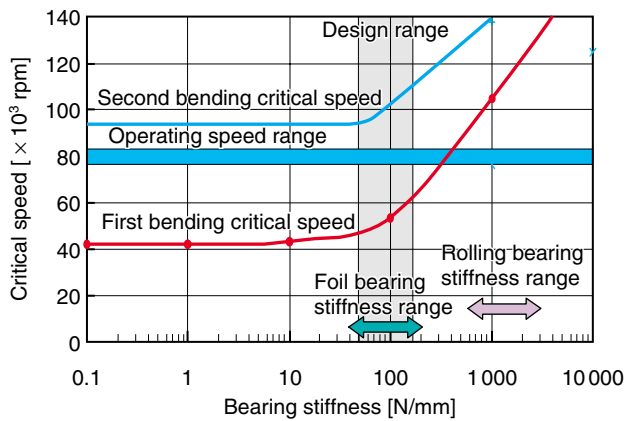


Fig. 14 Critical speed map

5. 軸システム単体試験

5.2. 軸システム単体試験装置

軸システム単体試験にてエアフォイルベアリングの性能、及び軸構造の評価を行った。試験装置をFig. 15に示す。軸は、軸の右端部にあるエアタービンで駆動され、軸中央部のスラストベアリングで軸方向に拘束されている。運転時、軸各部に取り付けた位置センサーにて軸の変位を、熱電対にてエアフォイルベアリング外輪温度、フォイル温度、スラストベアリング温度を、ベアリングスタンドに取り付けたロードセルによりエアフォイルベアリングのフリクショントルクを計測した。

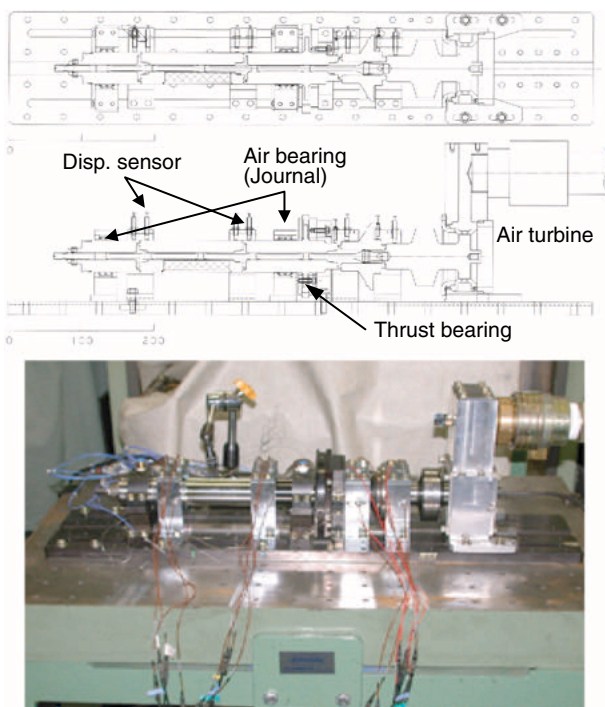


Fig. 15 Shaft system test stand

5.3. 単体試験結果

5.3.1. 回転試験結果

軸システムでの性能確認の結果をFig. 16に示す。Fig. 16上図に示すトラッキングデータからわかるようにエアフォイルベアリングの減衰性能を向上することにより、42500rpm 近傍で軸1次曲げ危険速度を低い振幅レベルで通過し、定格回転数 77000rpm に到達することができた。また、Fig. 16下図に示すコンター図から、定格回転において軸の剛体モードである Rigid body mode の周波数で励振されるホワールインスタビリティのレベルが低く、安定して回転していることがわかる。さらに、Fig. 17に示す試験結果から、1次曲げ危険速度乗越えに必要な減衰比(減衰係数を無次元化した値)を把握することができ、軸1次曲げ危険速度以下の回転数で軸動特性(軸1次曲げ危険速度、減衰比)を確認することで供試ベアリング性能と乗越え振幅予測が可能となった。

Fig. 18に、ホワールインスタビリティに対するエアベアリング円筒度と軸とのはめあいすきまの影響を示す。ホワールインスタビリティレベル(図中:W.I. Amplitude)が4 μm 以下となるように、ベアリングの目標寸法を、円筒度 65 μm (図中青点)以下とし、はめあいすきまは、起動時トルクを考慮し -25 ~ 0 μm と決定した。

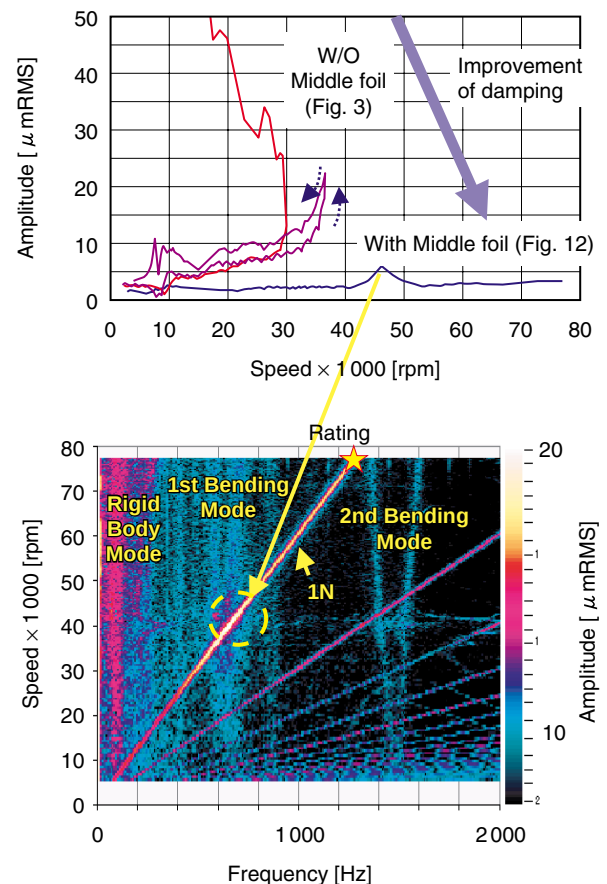


Fig. 16 Shaft system test results

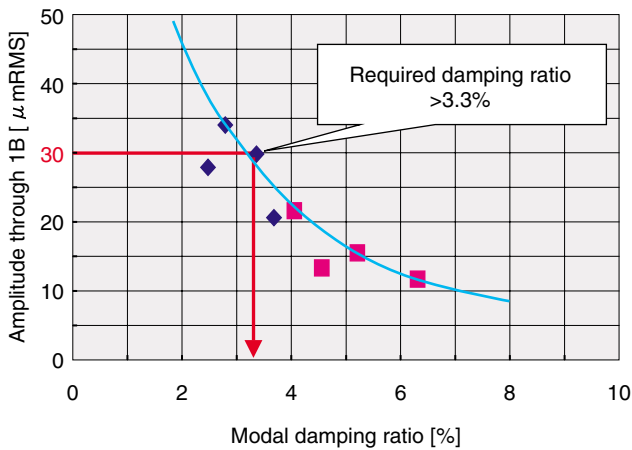


Fig. 17 Required damping ratio

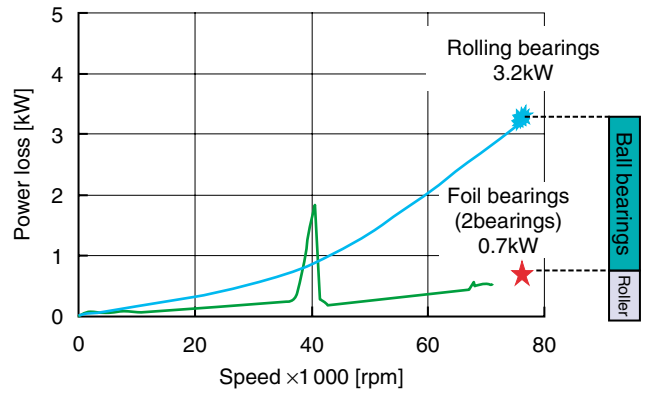


Fig. 19 Comparison of friction for foil and rolling bearings

6. マイクロガスタービンへの適用

6.1. マイクロガスタービンへの適用

軸システム単体試験により、軸1次曲げ危険速度の乗越え、高回転安定性が確認されたことから、マイクロガスタービンへエアフォイルベアリングを適用した。マイクロガスタービンのレイアウトを Fig. 20 に示す。

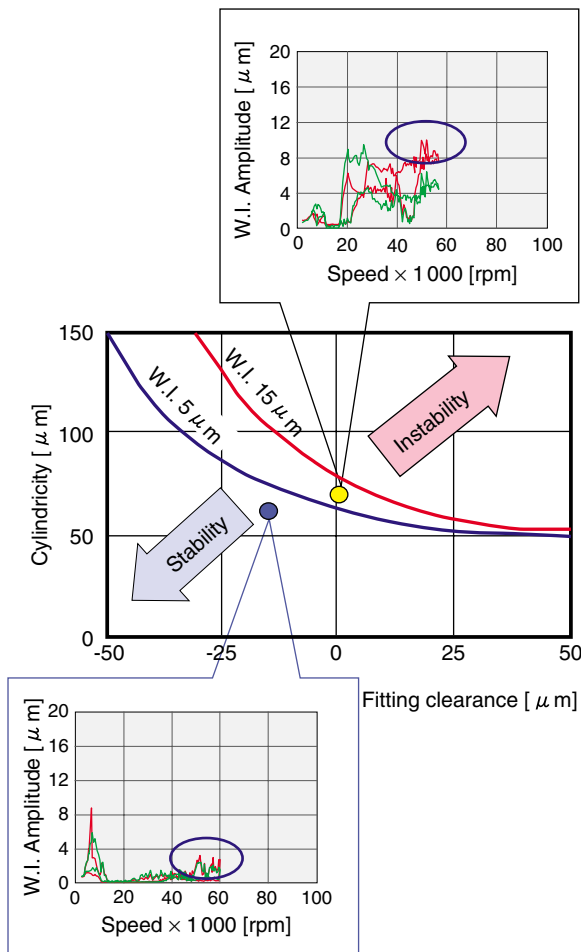


Fig. 18 Whirl Instability toughness

5.3.2. フリクション計測結果

試験結果を Fig. 19 に示す。定格回転数 77000rpm でのエアフォイルベアリングの軸受損失は 0.7kW である。転がり軸受仕様のころ軸受 1 個分の損失に相当することから、エアフォイルベアリングを用いることによりフリクションを低減できることがわかる。1 次曲げ危険速度通過時のフリクションの増加は、軸が振れまわり、空気膜が狭くなることが原因であるが、常用回転域ではないこと、また瞬時に通過してしまうことから問題ないと判断できる。

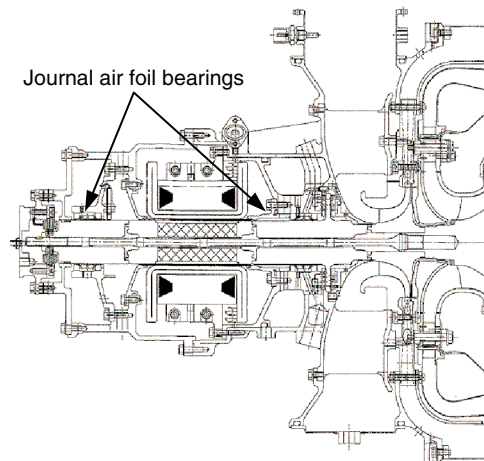


Fig. 20 Micro-gasturbine layout with air foil bearing

6.2. マイクロガスタービンでの運転結果

マイクロガスタービンでの振動計測結果を Fig. 21 に示す。1 次曲げ危険速度通過時の振幅は 15 μm 以下、定格回転数での振幅は 5 μm 以下であり、目標値を達成できた。マイクロガスタービンへの適用にあたり、永久磁石発電機駆動時の負荷変動による加振力、空力要素による加振力、エンジン高温部からの熱引きの影響などによるエアベアリング性能への影響が懸念されていた。本試験の結果から、発電機駆動時の磁石の影響により、回転上昇、下降時で乗越え振幅に差異が生じたが、問題ないレベルであることが確認できた。

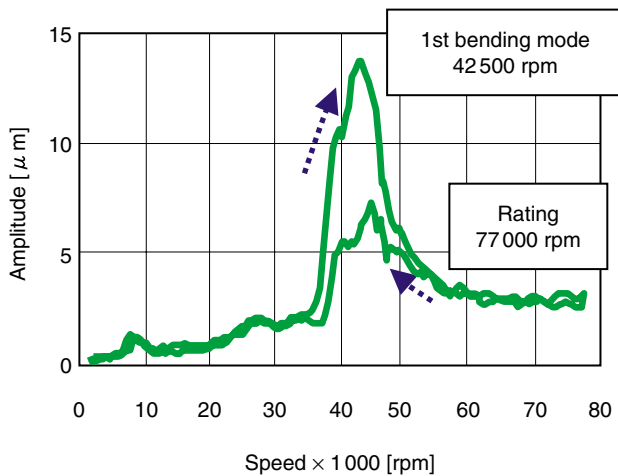


Fig. 21 Shaft vibration of micro-gasturbine

7. まとめ

マイクロガスタービンのメンテナンス性を向上させるため、エアフォイルベアリングおよび軸システムの研究を行い、以下の成果を得た。

- (1) 独自の構造をもつエアフォイルベアリングを用いた軸システム単体試験で、オーバーハング支持された重量9.2kgの軸を運転レンジ内に存在する1次曲げ危険速度を十数 μm という低い振幅レベルで通過させるとともに、高回転で安定した運転が可能であることを実証した。
- (2) マイクロガスタービンエンジンにこのエアフォイルベアリングを搭載し、単体試験と同レベルの性能を再現することができ、実機への適用性を実証した。

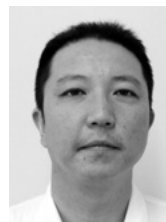
8. 謝辞

本研究にあたり、御協力を頂きました社内外の関係者の方々に紙面を借りて厚く御礼申し上げます。特に、エアベアリング製作にあたり、多大なご尽力をいただいた試作技術課の方々には深く感謝の意を表します。

9. 参考文献

- (1) 新村光一, 山口浩司, 木村英海, 都築貞親, 加藤武士: マイクロガスタービン発電機の研究, Honda R&D Technical Review, Vol.15, No.2, p.7-16 (2003)
- (2) Koichi Shinmura: Micro-gasturbine Research at Honda, Presented in 2003 ASME TURBO EXPO panel session (2003)
- (3) 十合晋一: 気体軸受 設計から製作まで, 共立出版 (1984)
- (4) 山本敏男, 石田幸男: 回転機械の力学, コロナ社 (2001)

■ 著 者 ■



清水 則生



松島 光生



石井 一郎



岩橋 仁志



中田 秀彦