磁気軸受で支持された弾性ロータの熱曲がり振動*

高橋直彦^{*1}, 三浦治雄^{*1}, 福島康雄^{*1}Thermally Induced Vibration in an Active Magnetic Bearing
Supported Flexible RotorNaohiko TAKAHASHI^{*2}, Haruo MIURA and Yasuo FUKUSHIMA^{*2} Hitachi Plant Technologies, Ltd.,
603 Kandatsu-machi, Tsuchiura-shi, Ibaraki, 300-0013 Japan

This paper describes a synchronous vibration instability problem that occurred on a two-stage overhung centrifugal compressor. The authors encountered an unbalance vibration that increased spirally in a polar plot at/near the first bending critical speed. An iron loss concentration and a thermal bend by heat have been identified as the cause of the phenomenon, because the vibration stops increasing, when an unbalance force rejection control (UFRC) is applied. Iron loss is generated intensively in a higher flux density part that produces larger magnetic force than the others. If an unbalance force is exerted on a shaft, iron loss is concentrated on a certain part of a rotating core and the core is deformed by heat, because the bearing reaction force to the unbalance force is stationary on the rotating core. In order to exceed the first bending critical speed stably, rotor balancing under UFRC and a rapid speed acceleration/deceleration are carried out. The vibration behaviors around the critical speed are measured and the results verify the instability mechanism induced by interaction between iron loss and unbalance vibration control. The mechanism is also modeled by using a transfer function and the stability limit depending on rotational speed is presented. The measurement method for the most important parameter $|H/R|$ that determines the stability is proposed and some measured results are presented.

Key Words: Magnetic Bearing, Self-Excited Vibration, Stability, Iron Losses, Thermal Bow, Unbalance Force, Spiral Vibration

1. 緒 言

磁気軸受の損失は油軸受に比べ小さく、磁気軸受の優位性の一つとなっている。しかし、磁気軸受の冷却は一般に空冷であり、冷却能力が低いため、熱的な問題に十分配慮する必要がある。磁気軸受の損失には軸受ギャップに生じる風損、コイルに発生する銅損、鉄心に発生する鉄損がある。鉄損は、ステータ部と回転部の両方に発生する。

石田ら⁽¹⁾は、磁気軸受を適用した高速モータで、軸の熱曲がり現象を報告している。鉄損は磁束密度が高い部分ほど多く発生するので、磁束密度に偏りがあると、鉄心が熱変形することになる。磁束密度の偏りは通常、主にステータ側に生じるが、回転軸側にも生じている。回転軸側の磁束密度の偏りは回転軸に熱曲がりを起こし、振動問題につながる。このような熱曲がり振動は、これまであまり問題視されていなかったが、鉄損は回転速度の上昇とともに増大するため、高速回転の応用例が増えるにつれ、避けて通れない問題にな

りつつある。

軸の熱曲がり問題に関し著者らは、磁気軸受で支持された弾性ロータの試験機において、回転軸の熱変形が原因と思われる振動増大現象を経験し、そのメカニズムを解明した⁽²⁾。この振動現象は、鉄損分布の偏りが軸の回転と同期したために発生した。磁気軸受が発生する磁気吸引力のうち、不釣り合い力に対する反力成分は、回転軸とともに回っている。磁気吸引力は磁束密度の二乗に比例するものであるから、回転軸表面には磁気吸引力に対応した磁束密度の偏りが生じている。この磁束密度の偏りも、回転軸とともに回っている。一方、鉄損の大きさは磁束密度の大きさに関係するので、鉄損も偏った分布となる。この鉄損の偏りも同様に、回転軸とともに回っており、回転軸から見ると、定在的な不均一分布となる。この鉄損の不均一分布により、回転軸表面に温度こう配が生じ、回転軸が熱変形する。

回転軸の熱曲がりによって生じる振動については、従来、静止部と回転体の接触によって生じるもの(ラビング)や、油軸受の油膜温度の不均一性によって生じるもの(モートン効果)などが知られている^{(3)~(5)}。磁気軸受の鉄損によって生じる熱曲がり振動も、これらのラビングやモートン効果と同様のメカニズムであ

* 原稿受付 2006年1月30日。

^{*1} 正員、(株)日立プラントテクノロジー(〒300-0013 土浦市神立町603)。

E-mail: naohiko.takahashi.qb@hitachi-pt.com

る。

文献(2)において著者らは、熱曲がり振動を回避することができなかったため、危険速度を超えたときの熱曲がり振動の挙動は、シミュレーションの結果のみを示した。本論文では、曲げ一次モードの危険速度において、同様の振動現象が発生した高速ターボ圧縮機で、危険速度前後での熱曲がり振動の挙動を実証する。このターボ圧縮機は磁気軸受支持の電動機直接駆動形で、曲げ一次モードの危険速度を超えて、定格回転速度 $55\,000\text{ min}^{-1}$ で運転する。まず、曲げ一次モードの危険速度通過を実現するため、UFRC(Unbalance Force Rejection Control)を使ったバランス修正法で、熱曲がり振動を低減する。さらに、不釣り合い振動制御(N- ψ s 制御⁽⁶⁾)を使用する時間をできるだけ短くすることで、回転軸への入熱を少なくし、振動増大を抑える。これらの振動抑制手段により、曲げ一次モードの危険速度通過を実現し、著者ら⁽²⁾が予測した危険速度通過前後の振動現象を実際に確認する。また、熱曲がり振動の安定性が回転数依存性を持つことを数式で示すため、熱曲がり振動のモデル化を行い、安定条件を求める。最後に、安定性を左右するパラメータである $|H/R|$ について、いくつかの回転速度で測定した結果を示し、モデルの妥当性を議論する。

2. 圧縮機の概要

2.1 全体構造 文献(2)と同様の軸の熱曲がり振動が観察された高速ターボ圧縮機の概略図を図1に示す⁽⁶⁾。回転軸は横置きであり、軸の中央に配置したモータは、永久磁石式 DC ブラシレスモータである。モータの設計定格は、出力 180 kW、回転速度 $55\,000\text{ min}^{-1}$ である。回転子の永久磁石は、炭素繊維強化樹脂によってシャフトに固定されている。モータは、その外側に配置された磁気軸受によって支持される。インペラは、軸受の外側にオーバハングしてシャフトに固定される。圧縮段数は二段で、回転軸のトータル重

Fig. 1 High-speed turbo compressor

量は約 24 kg である。モータや軸受の発熱は、モータ回転子と固定子の間のすきま、および軸受すきまに通風する冷却空気と、モータ固定子を覆うジャケットを通る冷却水によって除熱される。

2.2 磁気軸受システム ラジアル軸受は内径 $\phi 64\text{ mm}$ 、周方向歯幅が 1 対 2 対 1 のヘテロポーラタイプである。スラスト軸受はサーコイル内蔵の C 字タイプで、ディスク径 $\phi 125\text{ mm}$ である。軸受の設計荷重はラジアル軸受が 734 N、スラスト軸受が 2 740 N である。軸受コイルを駆動するパワーアンプは、最大電流 15 A、供給電圧 300 V の PWM アンプで、駆動方式は A クラスである。軸変位を検出するための変位センサはインダクタンス式で、ラジアル軸受に隣接して配置した。

制御器には DSP ボード (TI 社製 DSP : TMS 320 C 6713、アルテラ社製 FPGA : EP1C6Q 240 C 8 搭載) を使用し、C 言語による浮動小数点演算でプログラミングを行った。サンプリング周波数は 20 kHz である。

2.3 軸振動モード 図2に軸受部を非拘束条件にして計算した、回転軸の振動モード形状を示す。振動モードはほぼ左右対称形となっている。変位センサは左右に一つずつしかないので、センサから見るモード形状は平行モードか、コンカルモードかのどちらかとなる。曲げ一次モードと曲げ三次モードは平行系に、曲げ二次モードと曲げ四次モードはコンカル系に分類される。固有振動数は、曲げ一次モードが 611.7 Hz、曲げ二次モードが 1 241 Hz である。したがって、定格回転速度 $55\,000\text{ min}^{-1}$ は、曲げ一次危険速度と曲げ二次危険速度の間となる。

3. 磁気軸受制御系

3.1 制御系構成 ラジアル軸受の制御系は、回

Fig. 2 Free-free mode shapes

転軸の振動モードを平行系とコンカル系に分け、それぞれに制御器を割り当てるモード制御構造とした⁽⁶⁾。ここで、回転軸の径方向位置を表す座標軸として、 x 軸と y 軸を定める。 x 軸と y 軸は互いに直交し、鉛直方向に対し 45° の角度を有する。 x 軸方向と y 軸方向の機械構造はほぼ対称になっている。左右に一つずつ配置した変位センサによって、 x 軸方向の変位としては x_1, x_2 か³、 y 軸方向の変位として y_1, y_2 が測定できる。図 3 に x 軸の制御系のブロック線図を示す。 y 軸の制御系は x 軸と同じである。制御器は平行モード制御器とコンカルモード制御器、トラッキングフィルタとから成る。変位信号 x_1, x_2 に対し、制御器が出力する操作量(パワーアンプへの命令信号) c_{x1}, c_{x2} は、次のように計算される。

$$\begin{bmatrix} x_p \\ x_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_{11} & u_{12} \\ u_{21} & u_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\begin{bmatrix} c_{xp} \\ c_{xc} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -G_{cp} & 0 \\ 0 & -G_{cc} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_p \\ x_c \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$\begin{bmatrix} c_{x1} \\ c_{x2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} v_{11} & v_{12} \\ v_{21} & v_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} c_{xp} \\ c_{xc} \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここで、

$$G_{cp} = C_p(1 - G_n) - k_{nps}G_{nps}$$

$$G_{cc} = C_c(1 - G_n)$$

である。 C_p, C_c, G_n, G_{nps} はそれぞれ平行モード制御器、コンカルモード制御器、トラッキングフィルタ、位相シフト付きトラッキングフィルタの伝達関数、 k_{nps} は位相シフト付きトラッキングフィルタによる不釣り合い振動制御のフィードバックゲイン、 u_{ij}, v_{ij} ($i, j=1, 2$) はそれぞれ、モード分離、モード合成を行う演算パラメータ、添字の 1, 2 はそれぞれ、1 段め側(図 1 の左側)と 2 段め側(図 1 の右側)を意味する。 x_p, x_c はそれぞれ、平行、コンカルモード変位、 c_{xp}, c_{xc} はそれぞれ、平行モード制御、コンカルモード制御の操作量である。

平行モード制御器 C_p 、コンカルモード制御器

C_c は、ともに位相進み回路、積分回路および直列三段の二次フィルタから構成される。トラッキングフィルタ G_n は、回転速度に追従しながら、回転速度と同じ周波数成分のみを抽出するフィルタである。位相シフト付きトラッキングフィルタ G_{nps} は、さらに入力信号と出力信号の位相差を任意に設定できるトラッキングフィルタである。

3・2 不釣り合い振動制御 不釣り合い振動の制御特性は、回転周波数における制御器のゲインと位相によって決まる。トラッキングフィルタと位相シフト付きトラッキングフィルタの伝達関数は、回転速度 Ω において、それぞれ次のような特性を持つ。

$$G_n(j\Omega) = 1$$

$$G_{nps}(j\Omega) = e^{j\alpha} \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 j は虚数単位 $\sqrt{-1}$ である。 α は位相シフト量であり、任意に設定可能である。これらのフィルタが動作しているとき、式(2)は、回転速度において、

$$\begin{bmatrix} c_{xp} \\ c_{xc} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -k_{nps}e^{j\alpha} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_p \\ x_c \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (5)$$

となる。平行系の不釣り合い振動には、ゲイン k_{nps} 、位相 α のフィードバック制御が働くようになっている。ここでは、これを N-ps 制御と呼ぶことにする。

定格回転速度に到達するまでには、二つの剛体モードと曲げ一次モードの危険速度を通過する必要がある。曲げ一次モードの不釣り合い振動が最も問題となる。曲げ一次モードは平行系として観測されるため、平行系に対してのみ、この N-ps 制御をかけるようにしている。一方、コンカル系の不釣り合い振動に対しては、フィードバックゲインが零となっている。これは、UFRC(Unbalance Force Rejection Control)と呼ばれ、不釣り合い振動に対し制御がかからないようにする手法である。UFRC は、慣性重心回転や外部への振動絶縁、制御電流(交流分)の低減を目的に使用される。コンカル系では、回転速度が剛体モードの危険速度を超えたところで、この UFRC を使用するようにしている。

4. 熱曲がり振動

4・1 熱曲がり振動の発生 曲げ一次危険速度、約 $36\,100\text{ min}^{-1}$ (実測値)に対し、それよりも少し低い $34\,740\text{ min}^{-1}$ で回転速度を固定したところ、不釣り合い振動が、図 4 に示すポーラ線図のようにらせん状に増大した。らせんの回転方向は、軸の回転方向と同じである。図中の破線は、 $6\,000\text{ min}^{-1}$ から $34\,740\text{ min}^{-1}$ に至るまでの軌跡で、回転速度 $18\,000\text{ min}^{-1}$ から

Fig. 3 Block diagram of control system

UFRCを開始し、さらに $34\,200\text{ min}^{-1}$ からパラレル系について N-ps 制御を開始した。

N-ps 制御を中止し、単に UFRC だけを適用したところ、この振動増大は止まった。このことから振動増大の原因は、不釣合い振動を抑えるための磁気吸引力が、軸受回転部の周上の一部分に集中することで鉄損の偏分布を引き起こし、軸受回転部が熱変形したものと推定される。

4・2 振動増大機構 磁気軸受では、磁気吸引力によって回転軸に生じる不釣合い振動を抑制している。この磁気吸引力は、エアギャップを貫く磁束の量によって決まる。磁束密度を高くすることにより吸引力を増大することができるが、一方で、磁気軸受の回転軸側の鉄心(通常、電磁鋼板)は、回転することにより磁束の交番を受け、鉄損(渦電流損、ヒステリシス損)が生じる。鉄損は、磁束密度が高くなるほど大きくなる。

Fig. 4 Polar plot of a measured spiral vibration at constant speed $\Omega=34\,740\text{ min}^{-1}$ (at y_2 axis)

Fig. 5 Hot area due to magnetic flux

いま、回転速度が危険速度より低い場合を考え、不釣合い力 f と軸変位 r の関係が図5のようになっていとする。このとき、磁気軸受は軸変位 r を検出して磁気吸引力 q を発生する。磁気吸引力 q が作用する部分は磁束密度が高くなり、鉄損が集中する。この鉄損は不釣合いに起因するので、鉄損の集中場所は、回転軸側から見るとある固定の位置となる。したがって、不釣合い振動を制御しようとする、回転軸の鉄心には鉄損の集中による定常的な温度こう配が生じ、熱変形を引き起こす。鉄心が熱変形すると、回転軸全体として図6に示すような熱変形モードが生じ、新たな不釣合いを引き起こす。磁気軸受は不釣合い力の変化に反応して新たな磁気吸引力を発生し、この新たな磁気吸引力は、新たな鉄損の増加、そしてさらなる回転軸の変形を招くことになる。図4の現象において、N-ps 制御を中止すると振動増大が収まるのは、磁気吸引力 q がなくなること、軸受回転部の鉄損分布が一様となるためである。

磁気吸引力と不釣合い増大の関係をもう少し詳しく見ると、図7のようになる。不釣合い振動制御は、位相シフト付きトラッキングフィルタによって行われ、 $\alpha=\pi/2$ としている。図7(a)は、回転速度 Ω が危険速度 ω_n より低いときの軸受部の変位と力の釣合いである。 $\alpha=\pi/2$ の場合、軸変位 r の方向に対し位相角 $\pi/2$ だけずれた方向に、軸受力 q が作用する。この軸受力 q は、(初期の)不釣合い力 f 、およびシャフトの剛性、ジャイロモーメント、遠心力などによって発生する力 p と釣合う。

軸受力 q を担うために磁束が集中している部分はホットエリアとなり、回転軸が熱変形し、新たな不釣合い力 Δf が生成される。熱変形形状と曲げ一次振動モードの位相関係は図6に示したとおりで、不釣合い力の変化 Δf は q の方向に対し逆相となる。 Δf が生

Fig. 6 Thermal deflection shape and 1st bending mode shape

じたことにより、不釣合い力 f は f' に変化する。不釣合い力と軸変位は常に一定の位相角を保つので、 f の変化に連動して軸変位 r も r' に変化する。磁気軸受は、新たな不釣合い力 f' に追従して軸受力を変化させるが、これによって、熱変形もまた変化することになる。

以上の連鎖が続くと、変位ベクトルは時間とともに軸の回転方向に方向を変え、結局、図4に示した測定結果のようならせん状の軌跡を描くことになる。

回転速度 Ω が危険速度 ω_n より高い場合は、不釣合いによる力 f が内側を向いてくるため、力の釣合いは図7(b)のような形になる。この場合、軸変位 r の変化が $\Omega < \omega_n$ の場合とは逆の方向になる。軸変位は時間とともに、軸の回転とは逆の方向に方向を変える。

5. 危険速度通過前後の振動挙動

5.1 危険速度の通過 熱曲がり振動の増大はゆっくりとしているので、振動振幅が許容値範囲内にある間に危険速度を通過してしまえば、熱曲がり振動は

Fig. 7 Position vector before and after thermal bend

問題とはならない。危険速度を通過するには、不釣合い振動が許容できそうかどうか、あらかじめ見当をつけておく必要があるが、熱曲がりが発生する状況下では、振動ベクトルが時間とともに変化してしまい、素のバランス状態を確認することが困難である。熱曲がりを抑えてバランス状態を確認するには、UFRCが有効である⁽²⁾。曲げ一次モードに対してUFRCをかけるには、式(2)において $k_{nps}=0$ とすればよい。UFRCをかけている状態で、回転速度を危険速度に近づければ、素の状態に対するバランス修正量を決めることができる。

バランス修正後は、 k_{nps} を正規の値(N-ps制御)に戻し、危険速度通過を行う。このとき、昇速速度が遅いと熱曲がり振動が許容できなくなるので、インバータの加速レートをできるだけ大きくして、熱曲がりが成長しないうちに危険速度を通過する必要がある⁽²⁾。図8は、実際に曲げ一次危険速度通過を実現したときの不釣合い振動の応答曲線である。UFRCをかけた状態でできる限り曲げ一次危険速度に接近し、曲げ一次危険速度を含む狭い回転速度の範囲(34 080~38 880 min^{-1})に限ってN-ps制御を働かせることで、熱曲がりの影響を低減することができる。インバータの加速レートは、720 min^{-1}/s としている。

5.2 危険速度近辺での熱曲がり振動 著者らが文献(2)、あるいは4章で示したように、回転速度が曲げ一次危険速度より低いか高いかによって、熱曲がり振動のらせん回転方向が異なることが予想される。図4に加え、他の回転速度で測定した変位ベクトルのポーラ線図を図9に示す。図9(a)は、図4より少し低い34 380 min^{-1} に回転速度を固定した場合の軸変位の変化である。変位ベクトルは、回転軸の回転方向にらせんを描くように変化するが、増大せずにあるところに落ち着く。図9(b)は、曲げ一次危険速度を超えて、回転速度を37 200 min^{-1} に固定した場合である。この場合の軸変位も同じようにらせん状に変化するが、変化の方向は反回転方向である。これは、文献

Fig. 8 Unbalance response (at y_2 axis)

(2),あるいは4章の説明を裏付ける結果である。図9(c)は、もう少し高い 37800 min^{-1} に回転速度を固定した場合である。この場合の軸変位も同じように反回転方向にらせんを描くが、増大せずにあるところに落ち着く。

以上の結果は、いずれも数分間の変化を測定したも

のである。これらの結果より、危険速度に近いほど不安定性が高く、また、回転速度が危険速度より低いか高いかによって、軸変位の変化方向に違いが生じることが確かめられた。

6. モデルによる安定性検討

熱的な変形速度は回転速度に比べ非常に遅いので、熱変形が引き起こす不釣り合い振動の振幅と位相は、準定常的である。そこで、磁気軸受ロータ系の回転速度成分に関する定常特性をモデル化し、熱曲がり振動の挙動を解析する。

今回、熱曲がり振動が問題になったのは、曲げ一次振動モードである。そこで、解析を容易にするため、図3の制御システムにおいて平行系のみを考え、コンカル系は無視することにする。また、 x 軸方向と y 軸方向に関し異方性はないものとし、複素数表示⁽⁷⁾を導入する。初期不釣り合いとして、平行系に $Ue^{j\Omega t}$ が働くとする。 U は初期不釣り合いの大きさと位相を表す複素数である。同様に複素数を使って、平行モード変位の不釣り合い振動成分を Z 、平行モード制御器が出力する操作量の不釣り合い制御成分を Q で表すと、次式のような2入力1出力モデルを考えることができる。

$$Z = \left(R + \frac{H}{\tau s + 1} \right) Q + WU \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$Q = -CZ \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$R = -\frac{R_0(\omega_z^2 - \Omega^2)}{(\omega_0^2 + \Omega^2)(\omega_n^2 - \Omega^2)} \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$H = -\frac{H_0}{(\omega_0^2 + \Omega^2)(\omega_n^2 - \Omega^2)} \quad \dots\dots\dots (9)$$

ここで、 τ は熱変形の時定数、 W は初期不釣り合いに対する回転軸のコンプライアンス、 C は平行モード制御器の回転周波数における伝達特性である。また、 R は回転軸のコンプライアンスであり、式に示すように曲げ一次危険速度角周波数 ω_n までを考慮する。 ω_z は平行系の零点角周波数、 ω_0 は磁気軸受の負ばねによって生じる不安定極を表す。また、 R_0 は回転軸の質量、モード形状などによって決まるパラメータである。具体的数値としては、 $\omega_n = 3782\text{ rad/s}$ 、 $\omega_z = 2689\text{ rad/s}$ 、 $\omega_0 = 155\text{ rad/s}$ で、これらは、回転軸の周波数応答の測定結果を使って求めた値である。 H は熱曲がりに関するコンプライアンスであり、 H のモデル式は以下の手順で決定することができる。まず、図6に示す熱変形モードに沿って回転軸の各部分が偏心したとして、不釣り合い力を定める。次にこの不釣り合い加振力による周波数応答特性を求め、 H が有する極

Fig.9 Polar plot of a measured spiral vibration at several rotational speeds (at y_z axis)

と零点を決める。\$H\$ が有する極は、\$R\$ の極と同じにならなければならないが、零点は一般に異なる。結果としては、\$H\$ は \$R\$ が持つような零点を持たない。この理由は、熱変形によって生じるオーバハング部の不釣合いと、回転軸中央部の不釣合いが逆相になっているために、加振周波数を変えたときに、センサ部の変位が零になる状態を経ないで、剛体モードから曲げ一次モード(あるいはその逆)へ遷移するからである。なお、以上の手順だけでは式(9)の \$H_0\$ を決めることはできない。この値を計算で決定するには、鉄損、温度分布などを正確に計算する必要がある。

式(6)、(7)の関係をブロック図に表すと、図10のようになる。制御器による操作量が熱的なダイナミクスにも影響し、それがフィードバックされる構造になっていることがわかる。

式(5)で表される不釣合い振動制御では、実際 \$90^\circ\$ の位相進みフィードバック、すなわち \$\alpha = \pi/2\$ に設定した。これは、式(8)の \$C\$ を \$jk_{nps}\$ とおくことに等しい。このとき、熱曲がり振動が不安定化しない条件は次のようになる。

Fig. 10 Model for thermally induced synchronous vibration

Fig. 11 Position vector trajectory during an open loop excitation

$$-H < R + \frac{1}{k_{nps}^2 R} \quad (10)$$

曲げ一次危険速度 (\$\Omega = \omega_n\$) では、\$R = \infty\$、\$H = \infty\$ となるので、不安定化しない条件は、

$$-\frac{H}{R} < 1 \quad (11)$$

となる。この条件が常に成り立つならば、制御系に関係なく熱曲がり振動は安定となる。

7. 熱曲がり振動の不安定性の測定

熱曲がり振動の安定性を左右するパラメータである \$|H/R|\$ を測定する。まず、不安定化を防ぐため、UFRFC、すなわち式(5)において \$k_{nps} = 0\$ とし、フィードバックループを遮断する。これは、図10において \$C(j\Omega) = 0\$ とすることに等しい。次に図10中に示すように、前向きに回るオープンループ加振信号 \$Ae^{j(\Omega t + \phi)}\$ による軸受力を発生させ、それによって生じる軸変位を測定する。モデルの考え方が正しければ加振信号を加えた瞬間、軸変位には \$R\$ による反応が現れ、時間の経過とともに \$H\$ による反応が現れるはずである。図11は、曲げ一次危険速度より低い回転速度 \$34\,200\text{ min}^{-1}\$ において、実際にオープンループ加振したときの軸変位の変化を、ポーラ線図にプロットしたものである。図12は、その振幅変化について時間を横軸にしてプロットしたものである。

Fig. 12 Time response during an open loop excitation

Fig. 13 Stability chart of thermally induced vibration

図 11, 12 において, (A) から (B) までの動きはオーブンループ加振を始めた瞬間であり, R の特性が現れたものである. (B) から (C) までの動きは H の特性が現れたもので, 加振力が誘発した熱曲がりによって, 不釣合いが変化したことを示すものである. 時間的には数分間のゆっくりとした変化である. (A) から (B) への動きと (B) から (C) までの動きが逆であることから, R と H の符号が逆であることがわかる. これは, 回転速度 Ω が $\omega_s < \Omega < \omega_n$ である場合の, 式 (8) と式 (9) の符号関係に対応するものである.

図 11, 12 における長さ S_1 が $|R|$ に対応し, 長さ S_2 が $|H|$ に対応する. これより回転速度 $34\,200\text{ min}^{-1}$ における $|H/R|$ を求めると, 約 2.0 である. また, 図 12 より熱変形の時定数 τ を求めると, 約 28 s である. このようにモデルで予測される挙動が実験的に確認されたことは, モデルが実際によく表現していることの証明である.

図 13 は, いくつかの回転速度で測定した $|H/R|$ をプロットしたものである. 図中の実線は, 式 (10) に基づいて計算した安定条件曲線である. 図 4 と図 9 に示した結果に基づけば, $34\,380\text{ min}^{-1}$ と $34\,740\text{ min}^{-1}$ との間, および $37\,200\text{ min}^{-1}$ と $37\,800\text{ min}^{-1}$ との間に安定不安定の境界がある. 測定した $|H/R|$ のプロットは, この結果をほぼ裏付けるものである. 破線は, 式 (8) と式 (9) から計算で $|H/R|$ を求めたもので,

$$\frac{H}{R} = \frac{H_0}{R_0(\omega_s^2 - \Omega^2)} \dots\dots\dots (12)$$

である. なお, H_0/R_0 の値については, 破線と実線の交点が安定/不安定の境界領域 ($34\,380 \sim 34\,740\text{ min}^{-1}$ 間と $37\,200 \sim 37\,800\text{ min}^{-1}$ 間) に入るような値を仮定した. 仮定値を使っているので, 破線の絶対値を議論しても意味がないが, 実測した $|H/R|$ のプロットと破線の傾向を相対比較することについては意味がある. 傾向を比較すると, 回転速度が低いときに違いが見られるが, 回転速度が高いときに減少しているところは合っており, 式 (8), (9) によって定めたモデル構造は概して妥当であるといえる.

9. 結 言

磁気軸受支持の高速ターボ圧縮機において, 鉄損の偏分布によって発生した熱曲がり振動現象 (らせん状の振動増大) を報告した.

熱曲がり振動を抑えて曲げ一次モードの危険速度を通過するには, 次の方法が有効であることを示した.

まず, UFRC を使った状態でバランス修正を実施する. バランス修正後は, 引き続き UFRC を使った状態で, 回転数をできるだけ危険速度に近づける. 危険速度の極近傍では, N-ps 制御を使用する. その際, 昇速・降速の加減速レートはできるだけ速くする.

熱曲がり振動は, 危険速度に近づくほど不安定性が強くなることと, 回転速度が危険速度より下であるか上であるかで, 振動増大のらせん方向が変わることを実験的に確かめた.

熱曲がりの不安定性を決定するパラメータである $|H/R|$ について, それを測定する方法を示した. この測定結果を計算した安定条件曲線図にプロットしたところ, 実際に現れる不安定範囲とよく合うことが確認できた.

今後, 鉄損, 温度分布, 熱変形の計算方法を確立し, 熱曲がりの振動の不安定性を, シミュレーションによって確認できるようにすることが重要課題となる.

文 献

- (1) Ishida, S. et al., Active Magnetic Bearing, *Yaskawa Technical Review*, Vol. 57, No. 3 (1993), pp. 205-210.
- (2) Takahashi, N. et al., Dynamic Instability Induced by Iron Loss Unbalance in Rotor-Active Magnetic Bearing System, *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 69, No. 685 (2003), pp. 2287-2294.
- (3) Schmied, J., Spiral Vibrations of Rotors, *Proc. 11th Biennial ASME Vibration and Noise Conf.*, (1987-9), pp. 449-456, Boston.
- (4) Liebich, R. and Gach, T., Spiral Vibration-Modal Treatment of a Rotor-rub Problem Based on Coupled Structural/Thermal Equations, *IMEchE Conference Transaction of the 6th International Conference on Vibration in Rotating Machinery*, (1996-9), pp. 205-210, Oxford.
- (5) Kirk, R. G. and Balbahadur, A. C., Thermal Distortion Synchronous Rotor Instability, *IMEchE Conference Transaction of the 7th International Conference on Vibration in Rotating Machinery*, (2000-9), pp. 427-436, Nottingham UK.
- (6) Takahashi, N. et al., Design and Test Results of Active Magnetic Bearing Control System for High-speed Turbo Compressor, *Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 72, No. 721 (2006), pp. 2912-2920.
- (7) Gasch, R. and Pfützner, H., *Rotordynamik-Eine Einführung*, (1975), Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York.