電磁軸受形ロータのジャイロ効果に対応する制御方法*

米 山 光 穂^{*1}, 高 木 亨 之^{*1}
松 下 修 巳^{*1}, 齊 藤 郁 浩^{*1}

Improvement of Phase Margin of Controller for An Electromagnetically Borne Rotor with Large Gyroscopic Effect

Mitsuho YONEYAMA, Michiyuki TAKAGI,
Osami MATSUSHITA, and Ikuhiro SAITOU

The gyroscopic effect is proportional to the rotational speed and polar moment of the inertia of a rotor. This effect appears in a rotating machine borne by electromagnetic bearings due to high speed rotation and compactness of the rotor. Natural frequencies of the rotor system change depending upon the gyroscopic effect, which is proportional to the rotational speed. The natural frequency of a rotor at rest is separated into forward and backward natural frequencies as the rotational speed increases. The former increases with the speed and the latter decreases. The difference between them depends upon the gyroscopic effect. From the viewpoint of control engineering, this effect means the change of a control object. Then, the phase margin of the controller must cover a frequency range where the rotor natural frequencies change. In this paper, some techniques are shown to improve the phase margin through by passing the actuator current, notch filter for rotor bending mode vibration, cross network based on the rotor whirl motion and so on. These techniques have been experimentally proven.

Key Words: Active Magnetic Bearing, Vibration of Rotating Body, Gyroscopic Effect, Control

1. 緒 言

磁気浮上形の回転機器は、軸受部にアクチュエータとして電磁石コイルを用い、回転軸中心が常に中立位置にくるように制御器でサーボフィードバックをかける機構である。この磁気浮上形の電磁軸受は、高速回転が可能、クリーン、メンテナンスフリー、メカロスが少ない、振動が小さいなどの特徴があり、最近ではターボ分子ポンプや工作機械用スピンドルなどに実用化されている。

これに関する理論的な研究は、剛体ロータ系を対象として制御系の最適構造やそのパラメータの最適調整について言及したものが多い。また数式モデルとよく一致した回転実験結果も得られているようである^{(1)~(9)}。しかし現場では、たとえ剛体ロータとしても、制御系のパラメータ調整には多くの時間を要するのが実情である。具体的には剛体ロータであっても、定格回転数以上の曲げ高次モードの高周波発振に悩まされることが多いためである。

また回転体には、回転中のジャイロ効果によって固

有振動数が変化する性質があり、高速の回転体では、その影響は大きい。このため静止時に制御系をうまく調整できても、回転中でもそれが保証されているとは限らない。回転中には、回転上昇とともにジャイロ効果によって前向き固有振動数はより高く、後向き固有振動数はより低く変化していき、時には不安定にいたる場合もある。

本論文ではPID制御則を基本におく。また電磁軸受と変位センサが同一場所に配置されるコロケーションの場合である。現場的な観点から、制御系の具備すべき条件として、以下の点について述べる。

- (1) 高次モードの発振防止
- (2) ジャイロ効果による剛体モードの前向き固有振動数変化に対応した制御系の改善方法
- (3) 同様に後向き固有振動数の変化に対応した制御系の改善

ここでは、実験に使用した具体的な剛体ロータを例にとりあげるが、制御系の改善手法の考え方は一般的なものである。

2. 実験装置

図1は、電磁軸受で構成された回転体の実験装置を示す。上下のラジアル軸受間に駆動モータが配置され

* 昭和63年8月23日 第951回講演会において講演、原稿受付 昭和63年3月2日。

*1 正員、(株)日立製作所機械研究所(〒300 土浦市神立町502)。

ている。回転体の駆動には、500 W 三相高周波誘導電動機を用い、インバータにより回転を調整した。回転軸の上部と下部には、保護用のタッチダウンベアリングがあり、電磁軸受の制御器が OFF の場合に接触して、制御器が ON の状態では、完全に非接触で浮上している。

タッチダウンベアリングと回転軸とのギャップは、0.1 mm であり、電磁軸受部のギャップは、0.3 mm である。回転軸のラジアル方向位置は、差動トランス方式の変位センサにより検出し、またスラスト方向の位置は、回転軸下部の渦電流式リング状変位センサにより検出した。

3. ロータおよび制御系

3.1 ロータ ロータの軸振動解析(回転軸曲げ振動)は、当社開発の回転軸振動解析プログラム HIROT⁽¹⁰⁾により行った。

図2は、軸振動解析結果であり、回転数に対する固有振動数の変化を示したものである。固有振動数を ω と記す。添字の数字はモード次数、添字の f または b は、前向きおよび後向きモードであることを示している。一次モードは剛体コニカルモード、二次モードは剛体パラレルモード、三次以上が軸曲げモードである。

破線が運転曲線 Ω である。20 rps 前後の回転数で不釣り合い共振が現れるが、その後、定格回転数の 800 rps までは不釣り合い共振はない。ここでは、定格回転数は、 ω_{3f} の曲げモード固有振動数に対して低いので回転機としては剛体ロータの部類に入る。

3.2 ロータ特性と問題点 本ロータは、ジャイロ効果の影響が大きく一次の剛体モードの固有振動数

は、17 Hz から後向きが低下して定格回転数の 800 rps では、3 Hz になり、前向きの固有振動数は、上昇して 175 Hz と大きく分離する。

剛体モードに関して、このように前向きの固有振動数が、定格回転数の 800 rps で 175 Hz まで上昇し、後向きが 3 Hz まで低下する。

このため、静止時の固有振動数の 17 Hz に対してうまく制御器を調整して安定した振動特性を得ていても、定格回転数では、それが保証されるとは限らない。正減衰を与えることができる制御周波数は、この例では 175 Hz をカバーしなくてはならないことになる。これが先に述べた改善策(2)である。

一方、前向き固有振動数に比べ後向き固有振動数は低下し、剛性不足でゆれやすくなる。すなわち減衰比は、一般に悪くなる⁽⁹⁾。この例では、定格回転数において、ロータは外乱に対して 3 Hz でゆらぎやすいことになる。そこで低周波数の減衰も高める必要があるわけで、その手法が改善策(3)である。

また、曲げモードの三次の固有振動数は、静止時 560 Hz から定格回転数で 390 Hz と 960 Hz の後向き(ω_{3b})と前向き(ω_{3f})に大きく分かれて変化する。よって、静止時にうまく高次モードの発振を抑えていても、回転により固有振動数が変化してきて、発振しやすくなる。特に後向き曲げモード固有振動数の低下により軟ロータとなるため発振しやすくなる。この高次モードの対策を説明するのが改善策(1)である。

3.3 制御系 電磁軸受の制御の構成は図3のように PID 制御方式である。軸受部センサからのロータ変位信号を入力し、ローパスフィルタ、比例(P)、積分

図1 実験装置

図2 固有振動数マップ

(I), 微分(D)動作の回路を通り, 差動出力段で出力し, パワーアンプを動かし, コイルの X および $\bar{X}$ に電流を流し, ロータを定位置に制御している。この制御回路が個々独立に5軸分あり, ラジアル4軸, スラスト1軸の制御をまかなっている。

図4は, PID制御回路自体の伝達特性を示すボード線図である。ゲインは, 10 Hz 程度まで一定で, 10 Hz から高くなり1 kHzで最大値となる。

また位相は, 0° から徐々に進み, 100 Hz 程度でピークとなり, $50\sim 60^\circ$ 位相が進み, 1 kHzで 0° となっている。このPID回路が各軸の制御を行っている。

4. 静止時の制御系の調整

4.1 一巡伝達関数 ロータ系と制御系とを含めた全系の一巡伝達関数のボード線図の一例を図5に示す。ゲインは, 1 Hzで15 dB程度から徐々に右下がりになり低下する。そして, 静止時曲げ固有振動数585 Hzに共振ピークが見られる。

図3 電磁軸受制御器の構成

図4 PIDコントローラの伝達特性

図5 一巡伝達特性（静止浮上時の調整）

位相特性は, 200 Hz 程度まで位相進みのある特性が得られている。すなわち, これにより低い固有振動数に対しては, 正減衰がロータに付与される。このように, 位相が進み側から遅れ側に移り, 零を切る周波数をここでは, 制御周波数と呼んでいる。

4.2 高次モード発振の対策 微分ゲインを上げてその制御周波数を, 図5のように, 200 Hz 以上に持っていくと, 高周波数の曲げモード振動の発振が発生しやすくなった。これにより回転開始前に磁気浮上のためコントローラのスイッチを入れ直後の過渡期に高周波発振でコントロール不能になることがある。

そこで, 高周波のゲインを低下させるため, 図6に示すように, アクチュエータコイルに並列に抵抗を入れバイパス回路を設けた。パワーアンプの出力電流のうち, 高周波数電流成分をバイパス抵抗側に流れやすくし, コイルに流れる電流の周波数成分を低く抑えた。

この場合, PIDの位相進みは, バイパス回路の一次遅れのために進み量としては減るので, ロータの剛体モードの減衰比は少し減る。そこで微分ゲインを少し上げてそれを補った。

このようにして, 静止時の調整を完了した。そのときの一巡伝達関数が, 図5の点線で示した位相特性であり, 制御周波数は150 Hzに仕上がった。

5. 回転試験と調整

4章で述べたように, 静止磁気浮上時のコントローラのパラメータ調整は完了し, 回転試験に入った。図7は, 固有振動数マップであり, 回転中に発生した異常振動の実測値を●印で示した。

このように, 静止時に調整した制御回路でも, 回転中には不安定振動が発生する場合が多い。そこで回転特性も含めた安定な制御回路系にする再調整が必要となり, その対策を以下順に示す。

5.1 前向き剛体モード対策 先に述べた図5の

図6 パワーアンプ部概略

点線の一巡伝達関数が、静止時に調整した結果である。この制御周波数が 150 Hz 程度のときの制御器で、回転試験を始めたときに不安定振動が発生した。そのときの軸振動スペクトルを図 8 (a) に示す。回転数を 542 rps まで昇速させたとき、542 Hz の回転数成分のほかに 148 Hz の不安定振動が発生した。

そこで、微分ゲインを少し上げ、制御周波数を 185 Hz 程度に再調整して回転させたときのスペクトルが図 8 (b) である。回転数が 772 rps まで昇速したとき、回転同期成分以外に 185 Hz の不安定振動が発生する。

これらはいずれも、一次の剛体モードの前向き固有振動数が、回転上昇とともにジャイロ効果のため上がり、制御周波数を越えたためである。制御周波数が、静止時のロータ固有振動数をカバーしていて安定であっても、回転時にはその固有振動数が大きくなる方向に変化していき、制御周波数域から外れるために不安定になる事例である。

この一次剛体モードの前向きの不安定振動を抑えるために、ロータの固有振動数のジャイロ効果による上がりぐあいを変えることは不可能である。位相をいまい少し進め、制御周波数を高める方策が必要である。この例では、図 5 に示したように、制御周波数を剛体モードの前向き固有振動数の最大値 200 Hz まで確保することが必要である。それには、微分ゲインを低周波数域で上げるとよい。

5・2 高次モード対策 定格回転数 800 rps で 413 Hz の不安定振動が発生したときのスペクトルを図 8

(c) に示す。これは、軸の曲げモードの固有振動数の後向きが、静止時 585 Hz から 413 Hz に低下して発生したものである。

曲げモードの固有振動数は、一般に高周波数である

(a) 542 rps(32 520 rpm)

(b) 772 rps(46 320 rpm)

(c) 800 rps(48 000 rpm)

(d) 800 rps(48 000 rpm)

図 7 固有振動数マップ

図 8 軸振動スペクトル

ため、制御周波数をここまで伸ばし正減衰を付与することは難しい。その代わりに、制御ゲインを低く抑えることが有効と思われる。この例では、後向き不安定振動は、585 Hz から 413 Hz に低下するために、これらの周波数での制御ゲインを低くする必要がある。そのために、ノッチ周波数を約 420 Hz としたノッチフィルタを制御回路に組み込み、曲げモード固有振動数に対応する高周波数のゲインを低くした。

ノッチフィルタのノッチの Q 値が低いと、位相が早く遅れはじめ、5.1 節でせっかく確保した 200 Hz までの位相進み補償が困難になってしまう。そこで、再調整を行い、ノッチ周波数 (429 Hz) と Q 値 ($Q=10$) を選択し、図 9 に示したように位相進みが少なくとも 200 Hz をカバーできるようにした。これが、剛体モード前向き固有振動数のジャイロ対策、および高次曲げモードの高周波不安定振動対策から得られた最終的な制御器の一巡伝達関数のボード線図である。

そして図 9 のように調整した制御器で回転試験を実施した。その結果、安定回転昇速が達成され、図 8 (d) に示すように定格回転数 800 rps でも安定な軸振動スペクトルが得られた。

5.3 後向き剛体モード対策 一般に、ジャイロの効いた剛体ロータでは、後向き固有振動数は、高速回転になるほど大きく低下する。この例では、剛体モードの後向き固有振動は、静止時 20 Hz から始まり、定格回転数では 2~3 Hz まで低下している。

また、前述したようにコニカルモードの後向き固有振動数の減衰比も固有振動数と同様に低下する。そのため、ロータは低周波数の後向きホワールでゆれやすく、時として不安定振動になる。

このような、後向き低周波モードの減衰比の向上あるいは安定化のためには、先に開発したローパス回路と組合せたクロス回路が有効である。

いま後向きに固有振動数 ω でふれまわるとすると

$$x = a \cos \omega t \quad y = -a \sin \omega t$$

したがって

$$\dot{x} = -a\omega \sin \omega t \propto y$$

$$\dot{y} = -a\omega \cos \omega t \propto -x$$

となり、微分をとることと、回路をクロスにすること

図 10 クロス回路

(a) クロス回路なし

(b) クロス回路あり

図 11 軸振動スペクトル (クロス回路の影響)

図 9 ノッチフィルタを含む一巡伝達特性

図 12 軸振動応答測定結果

図 13 各回転数における軸振動スペクトル

とは同一である。低周波振動のみにこの効果を作作用させるためにローパスフィルタ (LPF) を通す必要があり、それを表現したのが図 10 である。

この例では高速回転域でのみ低周波振動を抽出するため 10 Hz 程度のローパスフィルタとした。このローパスフィルタを通った低周波不安定振動成分のみについて、 X の変位信号を Y へ、 Y の変位信号を X へ、といった後向きクロス回路の構成にする。それを、もともとの PID にプラスして、下軸の X 方向と Y 方向に組み込んだ。その結果、図 11 に示すように、低周波振動の減衰効果はあがり、不安定振動が抑制された。図 11(a) は、310 rps で 6.3 Hz の低周波振動が発生したときのスペクトルであり、図 11(b) は、クロス回路を入れたときのスペクトルを示す。この例では、クロス回路を入れることにより 10 dB 程度の減衰効果を示している。

5・4 回転試験結果 以上のトラブルと調整の結果、図 12 に示すように軸振動応答は、剛体の危険速度を超えた後は、定格回転数の 800 rps までほぼ一定な振動振幅であった。

また図 13 は、各回転数における各軸の軸振動スペクトルを示す。回転数成分 (N 成分) の振動が主であり、数 Hz の低周波数成分も多少現れているが、制御周波数をうまく調整することにより、定格回転数まで安定な回転体となった。

6. 結 言

曲げモードをも考慮した剛体ロータの安定化方策の指針は、下記のとおりである。

- (1) 剛体コニカルモードの前向き固有振動数に対して：ジャイロ効果で ω が上昇するので上昇する最大固有振動数まで、微分ゲインにより制御周波数を上げる。これは、一巡伝達関数で確認できる。
- (2) 高次モードの固有振動数に対して：電磁コイルに対するバイパス回路を設けると同時に、できるだけ Q 値の大きいノッチフィルタでゲインを小さくする。
- (3) 剛体コニカルモードの後向き固有振動数に対して：ジャイロ効果で回転上昇とともに ω が低下し、減衰比が小さくなるので、クロス回路をローパスフィルタと組合せ追加すると減衰比が改善される。

文 献

- (1) 大嶋・中関, 日経メカニカル, 10-22 (昭 59), 102.
- (2) 藤本・ほか 3 名, *Koyo Eng. J.* No. 128 (昭 60), 7.
- (3) 磯貝, 機械設計, 29-3 (昭 60), 93.
- (4) 新宮, 機械の研究, 37-4 (昭 60), 467.
- (5) 松村, 機械の研究, 39-1 (昭 62), 31.
- (6) 樋口・ほか 2 名, 精密機械, 50-9 (昭 59), 1439.
- (7) 水野・ほか 2 名, 計測自動制御学会論文集, 19-12 (昭 58-12), 1004.
- (8) 野波, 機械の研究, 39-9 (昭 62), 983.
- (9) Matsushita, O., ほか 5 名, *Proc. IFTOMM Int. Conf. Rotordyn.* Tokyo-Japan (1986-9), 626.
- (10) Matsushita, O., ほか 4 名, *ICVPE*, Xian, June 19 (1986).