電磁石によるオーバハング回転軸系のアクティブ制振*

加藤 一路^{*1}, 藤井 隆 良^{*1}
水谷 一 樹^{*2}, 栗田 裕^{*3}Active Vibration Control of an Overhung Rotor System
Using ElectromagnetsKazumichi KATO, Takayoshi FUJII,
Kazuki MIZUTANI and Yutaka KURITA

This paper describes the suppression of vibration which is generated on rotating machinery with an overhung rotor. We propose a rotor-shaft system supported by rubber springs which are installed on the pole surfaces of the electromagnets. This is a hybrid type equipment in which a bearing housing is supported elastically by rubber springs and controlled actively by electromagnetic actuators. These actuators are controlled by displacement sensors at the pedestal and/or the roller and can apply an electromagnetic force which suppresses any vibration of the roller. In the analysis, we calculate the controller gains which minimized the amplitude of vibration at the roller. In the experiment, the results correspond to the analytical results, and we confirm that the hybrid type equipment is a highly effective method for vibration suppression.

Key Words: Vibration of Rotating Body, Vibration Control, Electromagnetic Actuator, Flexible Rotor, Critical Speed, Damping

1. 緒 言

最近の製造機械では生産性の向上が追求され、より高速で振動の小さい回転機械への要求が高まっている。このような高速回転下で使用される回転機械は、不釣り合い振動の問題が発生し、その低減が重要となる。従来はスクイーズフィルムダンパ⁽¹⁾や動吸振器⁽²⁾⁽³⁾などのパッシブ制振がよく用いられているが、広い回転数の運転範囲にわたって軸系の振動を効率よく抑えるために、最近では電磁力などを用いたアクティブ制振^{(4)~(6)}も用いられるようになってきた。しかし、不釣り合い振動が顕著に現れるオーバハング形の回転機械に対しては、アクティブ制振の方法があまり報告されていない。一般にオーバハング部には負荷装置が配置されることが多く、この部分に制振装置を配置するのはスペース的に困難である。そのため、オーバハング部以外の場所に制振装置を配置し、いかに効果的にオーバハング部の振動を低減するかが重要な課題となる。

著者らは、オーバハング部を有する回転機械の振動を低減する方法として、軸受部を防振ゴムで弾性支持するパッシブ制振に、その軸受部の振動変位を検出し微分器を介して電磁石によって減衰力を与えるアクティブ制振を加えたハイブリッド形の構成を提案してきた⁽⁷⁾⁽⁸⁾。電磁石を用いることにより、スクイーズフィルムダンパなどで必要となる給油装置が不要になるとともに、油を嫌う環境での適用も可能となる。

本論文では、オーバハング部の振動をさらに効果的に抑えるために、軸受部の剛性を制御する方法を提案する。もう一つの構成として、振動を低減したいオーバハング部の振動変位を検出し、離れた場所にある電磁石により、振動モードを考慮して制振する方法を提案する。これらの方法について、制御ゲインを決定するための指針を示すとともに、減衰力だけを付加する従来の方法に比べてコンプライアンスを大きく低減できることを示す。また、実験を行い、解析で得られた制御ゲインが実際の装置にも有効であることを確認するとともに、実機でのチューニングが容易であることを示す。

2. 実験装置と解析モデル

2・1 実験装置 実験装置の概略を図1に示す。

* 1996年8月9日 D&D Conference '96において講演、原稿受付 1996年9月20日。

^{*1} 正員、神鋼電機(株)開発本部(〒516 伊勢市竹ヶ鼻町100)。

^{*2} 正員、三重大学工学部(〒514 津市上浜町1515)。

^{*3} 正員、滋賀県立大学工学部(〒522 彦根市八坂町2500)。

Fig. 1 Experimental apparatus

実験装置は繊維関連の生産ラインで用いられるモータを模擬したもので、軸端には質量 21.2 kg のオーバハングローラが取り付けられている。モータは 3.6 kW, 4 P で定格回転数 10 000 r/min である。

制振装置を反ローラ側の軸受部に取付けた。軸受部のペDESTALを防振ゴムにより弾性支持し、そのペDESTALまたはローラ部の振動を検出し制御回路、パワー回路を通して電磁石により制御力を付加する構成とした。電磁石は 8 極 (2 極一対で 4 組) の円筒形の構成とし、センサは渦電流式変位センサを用い、水平、鉛直方向にそれぞれ一つずつ取付けた。

鉛直方向のそれぞれ一組の電磁石で発生する吸引力 $f_{1,2}$ は、真空中の透磁率を μ_0 、ギャップ部の磁極面積を A_g 、コイルの巻き数を N 、コイルの電流を i 、ギャップの大きさを δ とすると、

$$f_{1,2} = \frac{\mu_0 A_g N^2}{4} \left(\frac{i}{\delta} \right)^2 \quad (1)$$

となる。式 (1) より、一組の電磁石の磁気吸引力 f は、ギャップ δ の二乗に反比例し、電流 i の二乗に比例するという非線形性をもっていることがわかる。この非線形特性に対し以下の補償を行う。初期ギャップを W_0 、ギャップの変化量を $\Delta\delta$ 、定常電流を I_0 、電流の変化量を Δi とすると、式 (1) は次式で表される。

$$f_{1,2} = \frac{\mu_0 A_g N^2}{4} \left(\frac{I_0 + \Delta i_{1,2}}{W_0 + \Delta\delta_{1,2}} \right)^2 \quad (2)$$

式 (2) に対して線形化を行うと、平衡点近傍の微小変動成分 $\Delta f_{1,2}$ は、

$$\Delta f_{1,2} = 2F_0 \left(\frac{\Delta i_{1,2}}{I_0} + \frac{\Delta\delta_{1,2}}{W_0} \right) \quad (3)$$

ここで、

$$F_0 = \frac{\mu_0 A_g N^2}{4} \left(\frac{I_0}{W_0} \right)^2$$

となる。これら 2 組の電磁石をプッシュプル方式とし、それぞれのコイル電流とギャップの関係 $\Delta i_1 = -\Delta i_2 = \Delta i$ 、 $-\Delta\delta_1 = \Delta\delta_2 = \Delta x$ とすると、得られる吸引力 Δf は、

Fig. 2 Control loop diagram

Fig. 3 Analytical model

$$\Delta f = \Delta f_1 - \Delta f_2 = 4F_0 \left(\frac{\Delta i}{I_0} + \frac{\Delta x}{W_0} \right) \quad (4)$$

となる。式 (4) の右辺第 1 項はコイル電流 Δi による制御力を、右辺第 2 項は不安定化力 (電磁石の負のばね剛性) を表す。ここで、電流指令 Δi に対しコイル電流 Δi は一次遅れ応答となるので、電流フィードバックで補償し、また不安定化力に対しては不平衡剛性補償を行う。これらの補償を行った制御系のブロック線図を図 2 に示す。鉛直方向と水平方向は同じとなるので鉛直方向のみ示した。

図 2 は、ペDESTALの変位振幅を検出し、微分器を通して反ローラ側の軸受部に減衰力を作用させる制御器を採用した場合を示す。微分器には、高周波数領域でのノイズおよび飽和対策のため、一次のローパスフィルタ 2 段 (遮断周波数 3.4 kHz, 4.4 kHz) を入れている。コイル時定数は 17.0 ms であるが、電流フィードバックにより、1.55 ms (遮断周波数 103 Hz) まで改善される。制御回路はアナログ回路で構成されており、水平、鉛直方向の制御は独立で行っている。また、パワー回路は FET を用い、PWM 駆動方式 (キャリア周波数 20 kHz) を採用した。

2.2 解析モデル 解析に用いた回転軸系のモデルを図 3 に示す。本モデルは、制御力により支持部の境界条件が変化する系であるので、松下らによる擬モーダル法⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾ を適用し低次元化を行った。この方法では、回転軸 (内部系) についてはモーダル法が適用でき、支持部 (境界) については物理座標のまま直接法で

扱うことができる。回転軸は変断面ごとに分割を行い、先端のローラおよびモータのロータコアは質量および慣性モーメントを考慮し、有限要素法にてモード座標系に変換した。支持部分については、ローラ側は単純支持として考え、反ローラ側は防振ゴムのばね定数と減衰係数に制御力を付加したモデルとした。防振ゴムの減衰係数は実験により減衰比を求め、等価減衰係数に変換して与えている。

図4に制御力が作用していないとき、すなわち防振ゴムだけで支持されている場合の回転数と固有振動数の関係を示す。図中の固有振動数 f の曲線と直線 $f=n$ との交点が危険速度となる。図4より、定格回転数内には一次の危険速度が存在し、二次は範囲外ではあるが、定格回転数近くに存在することがわかる。また、一次、二次は回転数に対する固有振動数の変化は小さく、ジャイロモーメントの影響をほとんど受けない。これらより、以降の解析ではジャイロモーメントを無視し、簡略化する。また解析に考慮する振動次数は定格回転数および制御周波数範囲から一～三次とする。

図5は一～三次の振動モードを示す。一次モードはオーバハングとなっているローラ部がよく振れるモードであることから、本モードの制振が重要となる。一

方、二次、三次はローラ部が振れにくいモードであり、ローラ部の外乱の影響を受けにくい。電磁石と同じ位置にある反ローラ側センサ部のモード変位は一～三次とも大きく、検出感度はよいといえる。また、ローラ側のセンサ部については一次の検出感度はよいが、二次、三次に対しては検出感度が悪い位置といえる。本モデルを用いて、コンプライアンス、ステップ応答、根軌跡をMATLAB/SIMULINK (The MATH WORK Inc.)により計算した。

3. 解析結果と実験結果の検討

3.1 弾性軸受部特性とコンプライアンスの関係

図2の制御方式は、弾性軸受部に減衰を付加するために、ペDESTALの変位信号をフィードバックし、微分器を通して力指令 $\Delta \bar{f}$ を電磁石に与えている。微分器のゲインである C_a を変化させることにより、弾性軸受部の減衰係数を自由に調整することができる。

図6に C_a を変化させた場合のローラ部コンプライアンスの計算結果を示す。 $C_a=0$ は制御がなく防振ゴムだけの減衰係数 $C_p=832$ Ns/mが作用した場合のコンプライアンスを示し、 $C_a=20\,000$ Ns/mは一次モードのコンプライアンスのピーク値が最小となることを示す。これより大きな減衰を付加してもコンプライアンスは逆に大きくなり、 C_a には最適値が存在することがわかる。

次に弾性軸受部のばね定数 K_p について検討する。

Fig. 4 f - n diagram

Fig. 5 Mode shapes of vibration

Fig. 6 Compliance of overhung rotor

Fig. 7 Relations among C_a , K_p and compliance

図7は一次モードのピーク点のコンプライアンスについて、 K_p , C_a をパラメータに計算したものである。計算結果より、弾性軸受部のばね定数 K_p が小さいほど一次モードのコンプライアンスを小さくできることがわかる。また C_a には各ばね定数において、コンプライアンスを最小にする最適値が存在する。ばね定数 K_p は防振ゴムにより決定されるので、防振ゴムの選定段階において、なるべくばね定数を小さくする設計が重要になる。しかし、弾性軸受部のばね定数を小さくしすぎると、静剛性の低下、モータのエアギャップ部の接触などの問題が発生するので、限界がある。また、磁気軸受のように電磁石に静的負荷を負担させることもできるが、消費電力の増加、パワーアンプのコストアップなどにつながるため、今回は採用しなかった。

3・2 弾性軸受部のばね剛性の制御 静的な剛性を確保したうえで、一次モードのコンプライアンスを低減させる方法として、図8に示す剛性制御を試みた。微分ゲインと並列にハイパスフィルタ、比例ゲインを通して正帰還させる制御を加えた。ペDESTALの変位信号を比例ゲインを通して正帰還することは、弾性軸受部に負のばねを付加することと等価となり、ばね定数を制御により低減させることができる。さらにハイパスフィルタを入れることにより、低周波数領域での剛性の低下を防ぐことができる。

本制御方式を用いた場合のローラ部のコンプライアンスの計算結果を図9に示す。図7の弾性軸受部のばね定数 $K_p = 1.3 \times 10^6$ N/m の場合と等価にするため、比例ゲインは $K_f = 5.2 \times 10^6$ N/m とした。図9(a)ハイパスフィルタの時定数 $T_f = 0.005$, (b) $T_f = 0.01$, (c) $T_f = 0.02$ s の場合である。(a)~(c)で実線はコンプライアンスのピーク値を最小とする C_a の値を示す。(a) $T_f = 0.005$ s の場合、ハイパスフィルタの遮断周波数(31.8 Hz)が一次モードの周波数に近くなるため、速度比例形の減衰から位相がずれてしまい、コンプライアンスを十分に低下させることができない。一方、(c) $T_f = 0.02$ s の場合、30 Hz 付近にもコンプライアンスのピークが目立つようになり、低周波数域での過渡応答特性が悪くなる。今回の場合、ハイ

パスフィルタの時定数は(b) $T_f = 0.01$ s が適当と考えられる。図9(b)において、 C_a の最適値は 2500 Ns/m となり、このときのコンプライアンスのピーク値は、剛性制御がない場合(図6)に比べて約 1/5 にできる。

次に外乱が作用した場合の過渡特性を調べるため、ローラ部に 100 N のステップ力を作用させたときのシミュレーション結果を図10に示す。(a)制御なし、(b)微分ゲインのみ(図6の条件)、(c)剛性制御あり、ハイパスフィルタなし、(d)剛性制御あり、ハイパスフィルタあり[図9(b)の条件]となっている。剛性制御を行うことにより過渡振動が早く収束することがわかる。また、過渡振動が収束した後の静たわみは、(c)に比べて(d)は小さくなっており、ハイパスフィルタの効果が確認できる。

図11は図10(b), (d)と同じ条件で実験した結果

(a) $T_f = 0.005$ s

(b) $T_f = 0.01$ s

(c) $T_f = 0.02$ s

Fig. 9 Compliance of overhung rotor (with stiffness controller)

Fig. 8 Stiffness controller

Fig. 10 Simulation results of step response

Fig. 11 Experimental results of step response

を示す。実験結果はシミュレーション結果とよく一致しており、妥当性の確認ができた。実機でのチューニングは物理的な意味付けが明確なため、剛性を調整するボリュームと減衰を調整するボリュームの2個で容易にできる。

3・3 ローラ部変位信号を用いた制御 3・2節では電磁石部のペDESTALの変位を検出し制御を行ったので、センサとアクチュエータが同位置となり、コロケーションが保たれた制御であった。ここでは振動を抑えたいローラ部の変位を直接検出し、振動モードを考慮して制御する方法について検討する。図5の振動モードから今回問題としている一次はローラ部と電磁石部のモードが逆相となることがわかる。これに注目し、ローラ部の変位信号については、微分器を通して位相を逆転させてフィードバックすれば、ローラ部にアクチュエータを配置した場合に近い制振性能が期待できる。一方、二次、三次は同相であるため、位相を逆転させてしまうと不安定になる可能性がある。これ

Fig. 12 Feedback of roller displacement

Fig. 13 Root locus

を防ぐために、ペDESTALの変位信号のフィードバックも同時に行っている。この制御装置を図12に示す。

次に全体システムの根軌跡の計算結果を図13に示す。ここで図13の(a)~(d)は、ペDESTAL変位フィードバックの微分ゲイン C_a が0, 5 000, 10 000, 20 000 Ns/m の場合であり、それぞれローラ変位フィードバックの微分ゲイン C_r を0~60 000 Ns/m まで変化させたものである。ここで原点と特性根を結ぶ直線と虚軸との間の角度を θ とすると、この角度 θ と対数減衰率 δ の関係は、

$$\delta = \frac{2\pi \sin \theta}{\sqrt{1 - (\sin \theta)^2}} \div 2\pi \sin \theta \quad \dots\dots\dots (5)$$

となる⁽¹¹⁾ ので、回転軸系の過渡振動はこの角度 θ が大きくなるほど抑えられる。図13(a)の場合、一次の根は C_r を大きくするほど θ を大きくすることができるが、二次については虚軸を横切り不安定となる。(b)については改善されるものの(a)と同じ傾向を示す。これに対して、(c)の $C_a=10\,000$ Ns/m とした場合は、一次の θ の増加率は小さくなるが、二次は安定化できる。また、 C_r を26 000 Ns/m(黒丸)以上にしても一次の θ はほとんど変化しなくなる。(d)の

Fig. 14 Step responses
($C_a=10\,000\text{ Ns/m}$, $C_r=26\,000\text{ Ns/m}$)

$C_a=20\,000\text{ Ns/m}$ とした場合は、(c)に比べて θ が大きくなることができない。これらより、 $C_a=10\,000\text{ Ns/m}$, $C_r=26\,000\text{ Ns/m}$ が適当なゲインといえる。

図14にこの条件におけるステップ応答のシミュレーション結果と実験結果を示す。図10, 11との比較からわかるように、ローラ部とペダスタルの振動変位がほぼ同相で動き、ローラ部の振動を抑えている。立ち上がり部の振幅も図10(d), 11(b)に比べて小さくなっているのがわかる。実機でのチューニングは C_a と C_r を決定する2個のボリュームで容易にできる。

図15は同じ条件でローラ部のコンプライアンスを計算および実測により求めた結果である。ピーク部の周波数が実測では少し低い目になっているが、ほぼ同じ傾向を示し、制振効果を確認することができた。ピーク部のコンプライアンスは、剛性制御[図9(b)]の場合に比べて4割ほど小さくなる。また、剛性制御に比べ低周波数域(30 Hz付近)におけるコンプライアンスを低減でき、先に述べたように、ステップ応答の立ち上がり部の振幅を小さくすることができる。

4. 結 論

オーバハング部を有する回転軸系の弾性軸受部を制御することにより、ローラ部の振動を効果的に抑制できる実用的な方法を提案した。おもな結果を以下にまとめる。

- (1) 弾性軸受部の減衰係数には最適値が存在す

Fig. 15 Compliance of overhung rotor
($C_a=10\,000\text{ Ns/m}$, $C_r=26\,000\text{ Ns/m}$)

る。また、ばね定数は小さいほうがローラ部のコンプライアンスを小さくできる。

(2) 弾性軸受部に負の剛性を付加する剛性制御を採用することにより、一次モードのコンプライアンスを効果的に低減することができる。また、ハイパスフィルタを通すことにより、静剛性の低下を防げる。この方法では、減衰だけを付加する場合に比べて、コンプライアンスを約1/5にできる。

(3) ローラ部の変位信号を用いて、振動モードを考慮した制御を行うことにより、ステップ応答の立ち上がり部の振幅も抑えることができる。

(4) 各制御方式とも、計算値と実験結果はほぼ一致し、制御の有効性を確認できた。また、実機でのチューニングも2個のボリュームで容易にできる。

文 献

- (1) 斉藤忍・小林正生, 機論, **48**-436, C(1982), 1883-1888.
- (2) 水谷一樹・ほか2名, 機論, **59**-562, C(1993), 1710-1716.
- (3) 山口正博・ほか2名, 機論, **59**-566, C(1993), 2981-2985.
- (4) 岩田義明・野波健蔵, 機論, **49**-446, C(1983), 1897-1903.
- (5) 野波健蔵, 機論, **51**-470, C(1985), 2463-2472.
- (6) 長屋幸助・ほか3名, 機論, **52**-475, C(1986), 997-1002.
- (7) 加藤一路・ほか2名, 機械力学・計測制御講演論文集 Vol. A, 940-26(I), (1994), 350-353.
- (8) 水谷一樹・ほか2名, 機械力学・計測制御講演論文集 Vol. A, 96-5(I), (1996), 331-334.
- (9) 松下修己・井田道秋, 機論, **50**-452, C(1984), 626-634.
- (10) 松下修己・ほか2名, 機論, **48**-431, C(1982), 925-934.
- (11) 山本敏男・太田博, 機械力学(増補改訂版), (1986), 54, 朝倉書店.