小型磁気ディスク装置の位置決め機構の耐衝撃特性を向上する設計法*

冨永 潤**, 半谷正夫**, 西田辰彦**

Design Methods to Improve Shock Characteristics for a Swing Arm Actuator of a Hard Disk Drive

Jun TOMINAGA, Masao HANYA, Tatsuhiko NISHIDA,

In many cases, the compact type hard disk drive (HDD) is employed in mobile devices, and a shockproof design is essential for this kind of application. A swing arm type positioning actuator is vulnerable to the vibration of arm bending modes excited by natural frequency when the shock impulse is imposed.

In this paper, we studied different kind of swing arm type positioning actuators. Their mass and geometry are close each other, however, their vibration characteristics are quite different when the shock impulse is imposed. It turned out that the big difference in vibration response comes from the frequency interval of two arm bending modes in the actuator. The vibration system of three arm actuator consists of the main vibration system with top & bottom arm and the sub vibration system with the middle arm.

We established the design method to minimize the frequency interval of two arm bending modes in order to improve the shockproof capability by utilizing the dynamic damping effect.

Key Words: Hard disk drive (HDD), Swing arm actuator, Mode, Shock characteristics, Vibration

1. 緒 論

小型磁気ディスク装置（以下、HDD）、特に2.5inch以下のディスクを搭載した小型HDDは、モバイル機器で 사용되는ことが多く、耐衝撃特性の向上が求められている。最近のHDDでは記録密度向上のためスライダの低浮上化が進んでおり、回転中のディスクに対してスライダをロード/アンロードさせるランプロード方式が採用されている。この方式は非動作時の耐衝撃特性の向上にも効果があることから、小型HDDに展開が進んでいる¹⁾。

一方、動作時の耐衝撃特性の向上に対する問題はスライダの跳躍である。これは、スライダ質量やサスペンション形状によって決まる等価質量とサスペンション荷重が大きく影響しているが、特にサスペンションの軽量化が有効である。しかし、サスペンションが対応できるサーボ帯域を広くするためには、高剛性化の必要がある。一般的に高剛性化を実現するには質量を増加させる必要があるため、軽量化と高剛性化は相反する特性となる。したがって、サスペンションはこれらの特性を高いレベルで両立することが

要求される。伊藤らはパーシャルエッチング加工を導入して、同一部材で形成されたロードビームと荷重曲げ部の厚みを独立に設計することを可能とした。これにより、ねじれ共振モードの周波数を向上させるとともに外部から衝撃が加わった際にスライダが跳躍して着地時にディスクにダメージを与える問題についても大幅に改善した²⁾。

しかしサスペンションだけではなく、基台（ベース）剛性やサスペンションを支持する揺動型位置決め機構（以下、キャリッジ）も動作時の耐衝撃特性に大きな影響を与える。伊藤らは、基台において衝撃が加わった際に励振されやすいのは底板が太鼓状に変形する最低次の固有振動モードであり、この固有振動数をなるべく高く設計することが重要であると報告している。一方、キャリッジにおいては揺動軸ピボット部の弾性変位に起因する固有振動モードとアーム部の曲げに起因する固有振動モードがあり、前者の方が低次となる。この低次側となる揺動軸ピボット部の弾性変位に起因する固有振動モードは、制御帯域を制限するため、小野らがさまざまな提案をしているが、ピボット軸受部の

剛性を大きくすることによりこの固有振動数を高くするか、軸受部の減衰を大きくして安定化を図るといった設計がおもに行われており、これは耐衝撃特性の向上にも効果があると考えられる³⁾。しかし衝撃が加わったときは、この固有振動モードだけでなくアーム部の曲げに起因する固有振動モードも励振される。このため、アーム部の軽量化が望まれる。しかし、キャリッジもサスペンションと同様にサーボ帯域を広くするために高剛性化の必要があるため、軽量化と高剛性化を両立することが要求される。

そこで本論文では、キャリッジのアーム形状や重量がほとんど同一であるが、衝撃が加わったときの応答特性が異なる二つのサンプルを対象に、数値計算を用いてこの特性の差異が生じた要因を明らかにする研究を行った。この結果、キャリッジの剛性を向上するのではなく、その固有振動数を調整することで、アーム部の曲げに起因する固有振動モードの振幅を抑制し、動作時の耐衝撃特性を向上する設計法を確立した。

2. 比較する二つのキャリッジサンプル

Fig. 1に二枚のディスクに対応するキャリッジを示す。キャリッジはスライダをディスク上で揺動方向に移動させるための軸受が中心に設置されている。そこから、形状の等しいアルミニウム製の三本のアームが突出する形状となっている。このアームを上方からトップアーム、ミドルアーム、ボトムアームと呼ぶこととする。トップアームとボトムアームの先端には、サスペンションとスライダが一個装着され、ミドルアームの先端には二個装着される。ミドルアームの厚さは、二つのサスペンションとスライダの支持に必要な剛性を確保するため、トップアームとボトムアームよりも厚くなっている。また、三本のアームの反対側には樹脂で部分的に覆われたコイルが装着されている。このキャリッジは軸受の上下面の二箇所でも基台にねじ締結される。

Table 1に二つの耐衝撃特性が異なるキャリッジのサンプルの形状を示す。これらをサンプルAとサンプルBとする。各アームの厚さと穴形状に微小な差異があるが、重量や剛性に大きな差異はない。これらのサンプルに搭載されるサスペンションとスライダ、および軸受やコイルは同一である。したがって、これらのサンプルの耐衝撃特性の差異は、ア

Fig. 1 Swing arm actuator (Carriage)

ームの厚さや形状の微小な差異が要因であると考えられる。

これらのサンプルの耐衝撃特性は、スイングアーム式の衝撃試験機を使用して実験的に取得した。サンプルの各アームにはサスペンションとスライダを搭載し、軸受の上下面の二箇所を剛性の高い治具にねじ締結した。そして加速度が 8330m/s^2 (850G)、作用時間が0.4msの正弦半波となる衝撃加速度を入力した。Fig. 2にそれぞれのサンプルに衝撃加速度を入力したときの各アームの加速度振幅の応答特性の実験結果を示す。サンプルAではトップアームとボトム

Table 1 Carriage sample.

	Sample A	Sample B
Geometric difference
Thickness (Top & Bottom arm)	0.90mm	0.89mm
Thickness (Middle arm)	1.10mm	1.11mm

Fig. 2 Transient response (Experimental result)

アームの振幅が大きく、ミドルアームの振幅が小さくなった。そして、トップアームとボトムアームの第四波と第七波の振幅が大きくなった。この二つの波の間隔は約0.00225sで、周波数では444Hzとなる。この現象は、サンプルBにおいても第二波と第五波で見られる。この二つの波の間隔は約0.00242sで、周波数では419Hzとなる。これは、後述するサンプルの固有振動モードにおいて、モード1とモード4の結合による「うなり」と考えられる。

ここで、それぞれのサンプルの三本のアームの振幅の絶対値に着目すると、サンプルAのトップアームの振幅が最も大きい。これは、サンプルAのトップアームが最もディスクに接触しやすく、耐衝撃特性が良くないことを意味する。言い換えれば、サンプルBは各アームの振幅の最大値が小さいため、ディスクに衝突しにくく、耐衝撃特性が良好であると言える。

3. 数値計算方法

キャリッジの運動は、衝突や摩擦といった非線形特性を示す現象が作用しないため、本論文では線形特性を示す系の運動と仮定する。こうした系に任意の周波数成分を持つ正弦波の運動を加えると、その応答も同じ周波数の正弦波の運動となる。

ここで、キャリッジに衝撃加速度を印加したときの応答特性を考える。印加した衝撃加速度は、0.8msの周期の正弦波の半周期に近い波形となることから、1250Hzの振動数と考えることができる。この衝撃加速度が加わったとき、キャリッジの応答特性は、第一波がこの振動数となり、その後は自由振動（系の固有振動）となる。したがって、キャ

リッジの応答特性は系の固有振動モードの線形和だけで表現することができる⁴⁾。

これより、二つのサンプルの応答特性の差異は、各アームの固有振動モードの差異であると考えられる。しかし、1000Hz以上の固有振動数を持つ三本のアームの挙動を実験で把握することは困難であることから、数値計算を使用してアームの固有振動モードと固有振動数を算出し、これらの差異を明らかにすることとした。

数値計算は、汎用FEMソフトであるABAQUS Standard Ver.6.54を使用した。そして線形摂動法により、固有振動モードと固有振動数を算出した。また、これらの固有振動モードを利用するモーダル法を用いて周波数応答特性を算出した。Fig. 3に数値計算モデルを示す。使用した要素は六面体一次低減積分要素で、要素数は約17200である。なお、スライダとサスペンション、コイル、軸受については、以下のようにモデル化した。

・スライダとサスペンション

形状を簡略化し、それらに相当する集中質量（0.69N）をトップアームとボトムアームの先端には一つ、ミドルアームの先端には二つ搭載した。

・コイル

体積と重量が実験に使用したサンプルと等しくなるように密度を調整した。

・軸受

上層部、中層部、下層部の三層構造とし、固定箇所となる上層部と下層部のヤング率を小さくし、ポアソン比を大きくした。

境界条件は、軸受の上層部と下層部を完全固定し、軸受部中心部の一節点に上下方向に10Nの力加振を加えた。

減衰については、モデル内の材料ごとの減衰係数を臨界減衰比として定義した複合モーダル減衰を使用した。Table 2に各物性値を示す。

Table 2 Material property.

	Aluminum	Plastic	Coil
Young modulus (MPa)	67.6	19.6	0.294
Specific gravity	2.73	1.53	7.1
Poisson ratio	0.3	0.3	0.3
Damping coefficient	0.001	0.01	0.01

	Bearing 1	Bearing 2	Bearing 3
Young modulus (MPa)	0.0294	205.8	0.0294
Specific gravity	7.8	7.8	7.8
Poisson ratio	0.49	0.3	0.49
Damping coefficient	0.01	0.001	0.01

Table 3 Mode shape (Calculation result)

Displacement.	Mode.1	Mode.2	Mode.3	Mode.4
Sample A	1281 Hz	1405 Hz	1464 Hz	1723 Hz
Sample B	1319 Hz	1483 Hz	1496 Hz	1724 Hz

Fig. 3 Calculation model (Calculation result)

4. 数値計算による固有振動モードの差異

Table 3に、サンプルAとサンプルBの固有振動モードと固有振動数を示す。なお本論文では、固有振動モードを振動数が低い方からモード1、モード2…と呼ぶこととする。固有振動モードは、サンプルAとサンプルBで同一である。モード1はキャリッジ全体が揺動振動するモード、モード2はトップアームとボトムアームが逆位相で振動するモード、モード3はミドルアームが振動するモード、モード4はコイルが振動するモードである。ここで、モード1は揺動軸ピボット部の弾性変位に起因する固有振動モードであり、モード2とモード3がアーム部の曲げに起因する固有振動モードである。そこで、本論文ではアームの基本モードであるモード2とモード3に着目する。サンプルAではモード2とモード3の固有振動数の間隔が約50Hzであるのに対し、サンプルBではモード2とモード3の固有振動数の間隔が約10Hzと狭い。これより、サンプルAとサンプルBの固有振動モードの大きな違いは、モード2とモード3の固有振動数の間隔の違いであることがわかる。

Fig. 4にサンプルAとサンプルBの周波数応答特性を示す。サンプルBはサンプルAと比較して、モード2とモード3のトップアームとボトムアームの振幅が小さい。一方、ミドルアームの振幅はモード2において大きい。参考ではあるが、モード1とモード4においては、サンプルAとサンプルBの各アームの振幅に大きな差異はない。これより、サンプルBはサンプルAと比較して、モード2とモード3におけるトップアームとボトムアームの振幅が小さいため、衝撃が加わったときの応答特性において、トップアームとボトムアームの振幅が小さくなると考えられる。

5. 差異が生じる要因とそれを利用した設計法

ここでは、「トップアームとボトムアームが振動するモード2の固有振動数とミドルアームが振動するモード3の固有振動数の間隔が小さい」とこと、「モード2とモード3において

Fig. 4 Frequency response (Calculation result)

トップアームとボトムアームの振幅が小さい（ミドルアームの振幅が大きい）」ことの因果関係を明らかにし、それを利用したキャリッジの耐衝撃特性を向上する設計法を示す。

そこで、各アームの固有振動モードと固有振動数の関係を調べるために、トップアーム、ミドルアーム、ボトムアームの三本のアームのみからなる構造体のモデル（以下、モデル3）と、ミドルアームからなる構造体のモデル（以下、モデル1）とトップアームとボトムアームからなる構造体のモデル（以下、モデル2）の固有振動モードを考える。Fig. 5にこれらの構造体の数値計算モデルと境界条件を示す。これらのモデルは上下方向を加振方向とし、その方向の自由度があるように弾性支持する。物性値はTable 2で示したアルミニウムとし、衝撃加速度は10Nの力加振とする。Fig. 6に数値計算によって算出した固有振動数と固有振動モードを示す。ただし、ここでは構造体と弾性支持の系による固有振動モード（アーム以外の固有振動モード）は示していない。これより、モデル3の固有振動モードはトップアームとボトムアームが振動するモード（以下、モード1）とミドルアームが振動するモード（以下、モード2）となる。すなわち、モード1がモデル2、モード2がモデル1の固有振動モードと同一となる。したがって、モデル3はモデル1の振動系とモデル2の振動系を合わせた振動系であると考えられる。

次に、モデル3の固有振動数と各アームの振幅の関係を考

Fig. 5 Concept model (Calculation model)

Fig. 6 Modal shape (Concept model)

Fig. 7 Frequency response (Concept model)

える。そこで、モデル3においてモード1の振動数とモード2の振動数の間隔が大きい場合をモデル3A、小さい場合をモデル3Bとする。モデル3Bでは、ミドルアームの厚さを小さくしてモード2の振動数を小さくすることで、二つの固有振動数を近づけた。Fig. 7に数値計算によって算出した周波数応答特性を示す。モデル3Bはモデル3Aと比較して、二つの固有振動モードにおける各アームの振幅が重なり、トップアームとボトムアームの振幅が小さく、ミドルアームの振幅が大きい。これより、モデル3Aとモデル3Bは、それぞれキャリッジのサンプルAとサンプルBと同様の現象となっている。そして、二つの振動系の固有振動数の間隔の違いによって、モード2とモード3における各アームの振幅が変化している。これより、三本のアームから構成されるモデル3は、トップアームとボトムアームから構成される系を主系とし、ミドルアームから構成される系を付加系とした振動系となり、モデル3Bのように主系と付加系の固有振動数の間隔が小さいときは、付加系がダイナミックダンパの作用をする（主系の振幅が小さくなり、付加系の振幅が大きくなる）と考えられる³⁾。

以上のことから、三本のアームからなるキャリッジの耐

衝撃特性を向上するためには、トップアームとボトムアームが振動するモードの固有振動数とミドルアームが振動するモードの固有振動数の間隔を小さくして、ミドルアームにダイナミックダンパの作用をさせる方法が有効である。これにより、衝撃が加わった後の三本のアームの応答振幅の最大値を小さくすることができる。

6. 結 論

本論文では、キャリッジのアーム部の形状や重量がほとんど同一であるが、衝撃が加わったときの耐衝撃特性が大きく異なる二つのキャリッジサンプルについて、数値計算を用いてこの特性の差異が生じた要因を明らかにする研究を行い、耐衝撃特性を向上する設計方法を示した。以下に結論を示す。

- 1) キャリッジのアームの基本モードはモード2とモード3である。
- 2) 耐衝撃特性の異なるキャリッジのサンプルの差異は、モード2とモード3の固有振動数の間隔の違いである。この間隔が小さいと、周波数応答特性においてトップアームとボトムアームの振幅が小さくなるため、衝撃が加わったときの応答特性における三本のアームの振幅の最大値が小さくなる。すなわち、耐衝撃特性が良好となる。
- 3) 三本のアームから構成される構造体は、トップアームとボトムアームを主系とし、ミドルアームを付加系とする振動系となる。
- 4) トップアームとボトムアームが振動する固有振動数とミドルアームが振動する固有振動数の間隔を小さくすることにより、ミドルアームがダイナミックダンパの作用をさせることができる。これにより、衝撃が加わったあとの応答特性におけるトップアームとボトムアームの振幅を小さくし、三本のアームの振幅の最大値を小さくすることができる。

最後に本研究を進めるにあたり、サンプルの提供をして頂いた富士通株式会社の林丈雄氏に謝意を表する。

参考文献

- 1) 伊藤淳, 柳原茂樹, 東芝レビュー, 57-7 (2002), 14.
- 2) 山本耕太郎, 大坪康郎, 東芝レビュー, 57-7 (2002), 8.
- 3) 例えば, 寺本律, 小野京右, 日本機械学会論文集 (C編), 55-520(1989), 2919.
- 4) 長松昭男, “モード解析入門”, (1993), P88, コロナ社.
- 5) 原文雄, “機械力学”, (1988), P.193, 裳華房.