# 磁気ディスク装置のシーク制御のための構造系と制御系の同時最適化設計

Simulations Optimization of Structure and Control System in Track Seek Mode for Hard Disk Drives

学 小笠原 悠(秋田高専) 正 木澤 悟(秋田高専)

Yutaka Ogasawara, Akita National College of Technology, 1-1, Bunkyo-cho, Iijima, Akita Satoru Kizawa, Akita National College of Technology, 1-1, Bunkyo-cho, Iijima, Akita

Key Words: Hard Disk, Integrated Design, Servo Mechanics, 2 DOF Control

# 1. はじめに

近年,磁気ディスク装置の高密度化,軽量化に伴い,必 然的に高精度なヘッド位置決めも要求される.HDD は 4 ~5[kHz]付近に構造的な共振モードが存在することが知 られており,制御帯域とは分離して構造系を設計する必要 がある.

本論文では, ヘッドサスペンションアームを FEM 解析 により高い周波数に寄与する構造系の設計パラメータを割 り出し,高次モードを希望する帯域に移動させるためサス ペンションアームの最適形状を求め,さらにトラック位置 決め制御に関してはシークモードに限定し,目標トラック までの参照軌道としての規範モデル(伝達関数)を与え,制 御系はこの規範モデルに対するモデルマッチング問題を満 たすようなコントローラを同時に満たす設計を検討する.

# 2. HDD のモデル化

ハードディスクは VCM,アームサスペンション,ヘッドから構成され,コントローラは VCM に電圧を印加することで VCM ドライバを介してアームに推力を与える.

ここで,  $K_p = 4.15 \times 10^7$ [Track/V]とすれば VCM の入力 電圧[V]から出力[Track]までのノミナルモデルの伝達関数 は以下の近似モデルとなる. Fig.1 に  $P_{nominal} \ge P_{real}$ の周 波数応答を示す.

$$P_{nominal} = K_p \cdot \frac{1}{S^2} \tag{1}$$

一方,実際のモデルは FEM ソフトを用いで導出し,式 (2)を実モデル Preal とした.ただし, Preal は VCM ドライバ の定数を含むと考慮して

$$P_{real} = \left[ \frac{A_{real}}{C_{real}} \mid \frac{B_{real}}{0} \right]$$
(2)

とする.



## 3. 問題設定

#### 3.1 設計仕様

HDD の目標トラックへのシーク制御のための仕様を以下とする.

- (1) 不確定な高域共振モードは FEM 解析よりアームの下 端部のコイル固定部分の形状に依存している.制御帯 域に干渉することを考慮して,高次共振ピークを 5000[Hz]から7000[Hz]に移動できるような最適形状 を構築.
- (2) (1)の形状変更は低周波領域に影響しないので, 5000[Hz]~1[kHz]周辺の帯域を不確かさとして,H 制御を設計する場合の不確定誤差に見積もる.
- (3) スピンドルモータが 4000[rpm]付近で回転している と想定しているのでその周波数領域で感度関数が低 くなるような重み関数を設定する.
- (4) シーク制御においては、2自由度制御系を構築し、H₂ 制御で設計する.この際,目標値に対する応答軌道を 規範モデルで与え,この規範モデルにモデルマッチン グするように設計する.



Fig.2 The Generalized Plant

### 3.2 制御系の設計

外乱抑制とロバスト安定性を同時に満たすためには,感 度関数と相補感度関数のゲインを下げる必要があり,これ はよく知られる H 制御における混合感度問題としてとら えることができる.ただし,ノミナルプラントが原点極を 持つために,これを回避するような Fig.2 に示す一般化プ ラントを設定する.

また,一般化プラントを伝達関数行列で表現すれば次式 となる.

$$\begin{bmatrix} Z_1 \\ Z_2 \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{\gamma} \cdot W_1 \cdot P & 0 & \frac{1}{\gamma} \cdot W_1 \cdot P \\ 0 & 0 & W_2 \\ P & W_3 & P \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \\ u \end{bmatrix}$$
(5)

このとき,制御問題は閉ループ系を安定化することと設計目標を満たすように W1(s),W2(s),W3(s)の重み関数を 定め,式(4)を満たす制御器 C1(s)を求めることである.

$$\left\|P_{ZW}\right\|_{\infty} < l \tag{4}$$

3.3 シークモードと2自由度制御系の設計

Fig.3 に示すように、C1(s)に加えて制御器

$$C_{2}(s) = \begin{bmatrix} C_{21}(s) & C_{22}(s) \end{bmatrix}^{T}$$
(5)

を用いた2自由度制御系によって,予め与えた目標軌跡を トレース出来るようにする.目標軌跡は規範モデルとして 与え,シーク距離に応じて異なる.



Fig.3 The Degree of Freedom Control

Fig.3 の C<sub>22</sub>(s)を規範モデルとすれば, 伝達関数 P<sub>yr</sub>(s) が C<sub>22</sub>(s)にマッチングできれば,制御器 C<sub>21</sub>(s)が求められる.この問題を解くために Fig.4 の拡大プラントを考える.



Fig.4 Generalized Plant

つまり, Pyr(s)と規範モデル C22(s)との誤差伝達関数が小 さくなるような評価値として H2 ノルムを指標とするマッ チング問題に帰着させる.またこのとき, H2 コントローラ C21(s)の操作量の重み付けも考慮し式(6)の H2 ノルムを最 小化するように C21(s)を設計する.

$$\begin{array}{c|c}
\min_{C_{2I}(S)} & W_4 & (u_2 - y) \\
W_5 & C_{2I}(s) \\
\end{array} \tag{6}$$

ここで、W₄(s)は定常位置偏差をなくす意味からも,低周 波領域で大きくする重み関数,W₅は制御入力に制限を与 える重み関数である.

### 4. 設計例と結果

Fig.5 はアームサスペンションのノミナルな形状である. まず, Fig.1 の 5000[Hz]の高次モードを 7000[Hz]に移動 させる形状を求めるために有限要素ソフト FEMLAB<sup>(1)</sup>と Optimization Toolbox<sup>(2)</sup>をリンクさせながら解く.その結 果,最適形状は Fig.6 のようなアームの下端部が段付き形 状となった.周波数応答は Fig.7 である.このとき最適化 された実プラントを Preal とする.次に3節で述べた仕様を 満たすために,H コントローラ C<sub>1</sub>(S)を決定する.次に規 範モデル C<sub>22</sub>(S)として 512[Track],シーク時間 15[ms], を満たすような減衰のない2次システムを仮定する.W4, W5を決定後,式(6)を満たすような H2 コントローラ C<sub>21</sub>(S) を求める.解が見つからなければ構造解析に戻る.求めた コントローラを Fig.3 に挿入し,シーク制御をステップ応 答としたシミュレーション結果が Fig.8 である .Fig.8 より 実プラント Preal が規範モデルの軌跡に充分追従している ことがわかる.



# 5. おわりに

本研究は特定のトラックシークに限定したものであり, あらゆるトラックシークを可能にするためには,コントロ ーラ側に多くの規範モデルを用意する必要がある.また, 提案した手法は 2 Step 設計であるため厳密に言えば同時 最適化がなされなかった.1 Step 設計で規範モデルに適合 するようなサスペンション形状と制御系の統合化設計が今 後の課題である.

# 参考文献

- (1) FEMLAB User's Guide , (2000) , COMSOL , Inc.
- (2) A. Grace , Optimization Toolbox User's Guide , (1992) , The Math Works, Inc.