光ディスク装置における回転系の アンバランス自動修正機構の設計方法*

佐藤 良広^{*1}, 山内 良明^{*1}, 三木 久弘^{*2}
三枝 省三^{*3}, 河野 敬^{*3}, 吉田 忍^{*1}

Design Method for an Auto-Balance Mechanism for Optical Disk Drives

Yoshihiro SATOU^{*4}, Yoshiaki YAMAUCHI, Hisahiro MIKI,
Shozo SAEGUSA, Takashi KOHNO and Shinobu YOSHIDA

^{**} Hitachi Ltd., Mechanical Engineering Research Laboratory,
502 Kandatsumachi, Tsuchiura-shi, Ibaraki, 300-0013 Japan

To reduce structural vibration of high-speed rotating optical disk drives, we developed an auto balancer. The auto balancer automatically corrects the imbalance when the spindle rotates; it consists of several balls in a groove on the spindle motor and insulators that support the rotating structure. We also developed a design method for the auto-balance mechanism. This method can determine the adequate resonance frequency, the damping ratio of the insulators, and the allowable tolerance in the eccentricity of the groove. It was found that the balancer reduces the vibration amplitude of the rotating structure by 80%.

Key Words: Vibration of Rotating Body, Critical Speed, Vibration Control, Auto Balance, Imbalance, Optical Disk Drive

1. 緒 論

パーソナルコンピュータの取り扱うデータ量が増大するに伴い、周辺機器である光ディスク装置にはデータ転送の高速化が要求される[1]。光ディスク装置高速化の必要条件は信号処理回路の処理速度の向上と、ディスク回転数の向上である。しかし、ディスクの高速回転はアンバランスによる機械振動を引き起こし、読み出しを阻害することがある。これを回避する手法として、アンバランス振動を低減する手法が提案されている。従来のインシュレータの性能改善、あるいは装置重量増加の方法では、アンバランス振動がほとんど筐体に伝達してしまうため、ディスク回転数が上昇するほど筐体振動の低減が難しくなる。より高速なディスク回転数における振動抑制を行うためには、今までの振動抑制機構に取って代わる機構が望まれている。Thearleらは旋盤などの工作機械や洗濯機などに可動球を用いたアンバランス自動修正機構(以下オートバランサと称す)を応用し、その実現性を示

した[2], [3]。また、井上らはオートバランサの理論を体系化した[4], [5], [6]。このように、オートバランサは回転体のアンバランスを根本的に解決できるため、比較的大型の回転振動低減構造に適用されている。光ディスク装置に対しても既に搭載され、報告なども行われている[7]。その中で回転支持系の固有振動数とディスク回転数の議論等が行われているが、アンバランス補正精度向上のためのパラメータなどは議論されていない。本報告ではオートバランサを搭載した光ディスク装置のアンバランス補正精度の向上に関して検討したものである。

2. 光ディスク装置におけるアンバランス振動

図1に光ディスク(DVD-ROM)装置の概観を示す。媒体である光ディスクはスピンドルモータにより駆動される。光ディスク上には情報が記録されており、レーザを用いた光学ヘッドにより読み取る。光学ヘッドはディスクの半径方向移動用および微小位置決め用の二段構成のアクチュエータによって位置決め制御される。スピンドルモータとピックアップアクチュエータは1つのユニット機構としてまとめられ、筐体へ防振脚と呼ばれる防振ゴムを介して結合されている。光ディスクの回転数はデータ転送速度の高速化の必要条件となっており、最近では

* 原稿受付 2002年2月14日。

^{*1} 正員, 日立製作所機械研究所(☎ 300-0013 土浦市神立町502)。

^{*2} Hitachi LG Data Storage(☎ 312-8505 ひたちなか市稲田1410)。

^{*3} 正員, 日立製作所ストレージシステム事業部(☎ 256-8510 小田原市国府津2880)。

E-mail: ysato@merl.hitachi.co.jp

CD-ROM については 32 倍速 (4.8Mbyte/s) 以上の転送速度を得るためにディスクを 100Hz 以上で回転する。

Fig. 1 General view of an optical disk drive

光ディスクに求められる要求仕様の例を表 1 に示す。光ディスク装置にはコンピュータに悪影響を与えないように、振動振幅 1m/s^2 以下であることが要求されている。

Table 1 Specification of optical disk drive

Item	Specification
External Vibration	Maximum 1m/s^2
Unit Mechanism Vibration	Maximum 10m/s^2
Optical Disk Drive Weight	Approx. 1kg
Unit Mechanism Weight	Approx. 0.15kg

次に回転体のアンバランス発生要因について述べる。発生要因には次の 2 つに大別することができる。1 つめは、ディスクに発生する質量分布の偏りである。これは、ディスクの製造工程等において、ディスク厚みにばらつきが生じたり、ラベル面にさまざまな印刷、シール貼布を施されることにより生じる。2 つめは、ディスクを装着したときに生じるディスク中心と回転中心の偏心である。これらを原因とするアンバランスが生じたディスクを回転することにより、装置は振動することになる。

3. アンバランス自動修正機構の基本設計

3. 1 可動球を用いたアンバランス自動修正機構

(1) 原理

可動球を用いたアンバランス自動修正機構 (すなわち、オートバランサ) は回転系支持系の固有振動数を超えた回転領域で使用することを前提とし、回転系支持系の位相特性がその領域で反転することで移動質量がアンバランス方向とは逆方向に移動することを利用したものであ

る。したがって、可動球は回転系支持系の位相状態と一致した動きを示す。図 2 にオートバランサの基本構成を示す。ばねで支持された回転支持系の回転軸に同心した溝に移動質量である回転可能な球を入れる。投入する可動球は、ディスクアンバランスがない場合、可動球自体がアンバランスの原因になりうるので、互いに偏心質量を打ち消すことができるよう少なくとも 2 個以上とし、修正したいアンバランス量に応じて任意数入れる。防振脚の剛性と回転支持系の質量で決まる振動系の固有振動数は稼動回転数よりも低く設定する。

Fig. 2 Set up of the auto balancer

つぎに、図 3 を用いて可動球の挙動を説明する。この図は、図 2 の振動系における振幅倍率の振動特性と定常回転数になった場合のアンバランス方向と可動球の位置関係を示す図である。定常状態の回転数が回転系支持ばねの主共振より低い場合 ($\omega < \omega_0$) は、可動球はアンバランス方向と一致した場所に移動する。回転数が回転系支持ばねの主共振より高い場合 ($\omega > \omega_0$) は、振動系の位相反転により可動球はアンバランスの回転軸対称位置に移動し、最終的にはアンバランス方向に対して振動系の位相量と一致した角度に可動球が落ち着く。これによりアンバランスが減少することで、振動が低減する。アンバランスがオートバランサ修正可能量より小さい場合は可動球同士の間隔が少し開いて自動的にアンバランスに修正量が一致する。アンバランスが無い場合、可動球は回転面に対し均等に分布して可動球自体のアンバランスの修正を行う。これらは Thearle [2], [3] あるいは井上ら [4], [5], [6] により詳細に検討されている。

Fig. 3 Principle of ball motion

(2) 光ディスクに適用する上での技術的課題

上述のように、アンバランス修正位置は基本的にアンバランス方向と可動球が対向した位置関係のときに達成されるもので、この領域をいかに効率よく広げるかが課題となる。特に、光ディスクに対してオートバランスを設計する際に考慮すべき課題は、

- ①振動特性 (回転支持系としての防振脚剛性、減衰比とユニット機構質量の関係)
- ②可動球回転半径と可動球質量 (アンバランス補正量)
- ③転動溝の形状 (可動球過渡特性)

である。②、③はオートバランスの土台となる回転支持系の振動条件が整った上で検討する項目なので、本報告では、①の防振脚剛性とユニット機構、すなわち回転支持系の振動特性に対して検討を行った。

3. 2 固有振動数と位相特性の設計

前節の検討により、アンバランスの修正範囲を拡大するためには回転支持系固有振動数を下げ、稼動回転数における回転支持系の位相を 180 度にすればよいことは明らかである。しかし、光ディスク装置に関しては以下の矛盾が生じる。一つ目は、位相特性に関することである。オートバランスの効果は前節に示したように位相反転量に依存するため、ディスクの稼動回転数において位相が 180° に極力近いことが要求される。減衰比を小さくすれば位相周りが急峻となり、位相は 180deg に近づくが外乱振動に弱くなってしまふ。二つ目はディスクが水平面を回転する横置き状態とディスクが垂直面内を回転する縦置き状態の 2 つの形態を考慮しなければならないことである。特に縦

置では、横置きにおけるユニット機構とベース間の横方向の隙間が 1mm 程度であるので、回転支持系固有振動数を下げる (ばね剛性を小さくする) と、ユニット機構の自重沈下量が隙間に対して相対的に大きくなってしまふ。この現象が発生すると、ベースとの衝突が起これ、その振動によって制御系に悪影響を及ぼすことである。以上を加味して、支持系を設計する手順としては、オートバランスが機能する位相特性を決定した後、ユニット機構の自重沈下量の許容値を満たすように支持系固有振動数を決定することが重要である。

まず位相特性を決定するため、ディスクアンバランス方向に対する可動球角度の修正効果を検討した。図 4 は定常回転における回転支持系の位相反転量が θ の時のアンバランスと可動球の位置関係を説明する図である。この図に示すように複数の修正可動球によるアンバランス修正ベクトル U_c と表記して、ディスクのアンバランスベクトル U_d に対する角度 θ を有するときの両者の合ベクトル U_s の絶対値を算出する。その大きさがディスクアンバランス U_d に対して小さいときはアンバランス低減効果あり、大きいときは悪化させていることを示し、その比率を評価した。 U_c と U_d の大きさは同一とした。検討結果を図 5 に示す。これによれば、修正効果を 80%, すなわち光ディスクの最大アンバランス量とされる $1.0 \times 10^{-5} \text{kg} \cdot \text{m}$ のアンバランスを $0.2 \times 10^{-5} \text{kg} \cdot \text{m}$ 相当に低減するには、位相反転量が 168deg 以上必要であることが分かる。

Fig. 4 Total imbalance vectors

Fig. 5 Imbalance correction ratio vs. angle θ between imbalance vector U_d and ball correction vector U_c

次に、固有振動数の下限値の検討を行う。固有振動数の下限値は、光ディスク装置の縦置き状態におけるユニット機構の自重沈下量により制限される。防振脚のばね剛性と支持されたユニット機構の質量の釣り合い関係および固有振動数 ω は以下の2式で表記され、これらを解くことで固有振動数の下限値を決定できる。

$$mg = kx \dots\dots\dots (1)$$

$$\omega^2 = \frac{k}{m} \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 k は防振脚ばね定数、 m はユニット機構質量、 ω は振動系の固有振動数、 x はユニット機構の自重沈下量、 g は重力加速度である。以上の2式より

$$x = \frac{g}{\omega^2} \dots\dots\dots (3)$$

の関係がある。ユニット機構とベース間の隙間を1mmであるので、この1/3を自重沈下量として許容するとして x を0.3mmとすれば、 ω は180rad/s、すなわち30Hzとなる。これにより、固有振動数は30Hz以上であることが、ユニット機構の自重沈下量の条件から規定される下限値である。

次に、固有振動数の上限値と位相特性（減衰比）の検討を行う。前節に示したように、回転支持系を1次ばね質量系として見なすことで、基本的な設計が可能である。したがって、以下の応答倍率 M と位相角 θ により固有振動数の上限値を導くことができる。

$$M = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2\right]^2 + \left[2\zeta \frac{\omega}{\omega_0}\right]^2}} \dots\dots (4)$$

$$\theta = \tan^{-1} \frac{2\zeta \frac{\omega}{\omega_0}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2} \dots\dots\dots (5)$$

ここで、 ζ は防振脚の減衰比、 ω_0 は固有振動数である。上記計算式を基に実稼動状態における支持ばねの剛性（回転支持系の固有振動数）および減衰比に対する回転支持系の100Hz回転時（32倍速相当）における位相反転量を検討した。検討結果を図6に示す。ユニット機構の振動特性は、ゴム等の材料で射出成形される防振脚によって決定されるが、寸法誤差などを考慮して固有振動数

と減衰比の範囲をなるべく大きくすることが要求される。さらに、防振脚の寿命に対しては変形が少ない方がへたりなどが少なくなるため、固有振動数は高く、減衰比は大きくすることも要求される。この条件を加味して、先に述べた位相反転量 θ が168deg以上になる固有振動数および減衰比は、回転支持系の固有振動数が60Hz以下、防振脚減衰比が0.3以下が適切であると判断する。以上をまとめれば、回転支持系の固有振動数と防振脚減衰比の設定範囲は30~60Hz、0.3以下となる。

Fig. 6 Phase of rotating body vs. damping ratio of insulator (rotating speed: 100Hz)

3.3 転動面偏心量の影響の検討 転動面、すなわちアンバランスを修正しようとする可動球の軌道面が回転中心軸より偏心している場合、可動球の周方向位置によって回転中心軸と可動球の距離が変化するので遠心力も同様に变化する。その結果アンバランス修正方向に可動球が移動せず偏心方向に移動してしまい、アンバランス修正の精度が低下する。本節は、このような転動面偏心量がアンバランス修正に及ぼす影響を検討した。

Fig. 7 Explanation of static force of a ball against rolling guide

図7は可動球が転動面を転がっている瞬間の可動球にかかる力をベクトルで示した図である。可動球にかかる

遠心力 $\vec{F}_b$ は式 (6), (7) に示すように, 回転中心 o から偏心している方向および量によって決定される偏心ベクトル $\vec{r}_e$, アンバランスから生じる回転面の振れまわりベクトル $\vec{r}_s$, および可動球の位置ベクトル $\vec{r}$, これら 3 つの合ベクトル $\vec{r}_b$ と回転数の関係から導き出すことができる. 遠心力 $\vec{F}_b$ の回転面に対する接線方向の分力 $\vec{F}_{bt}$ が回転面を転がすための推進力となる. ここで, m は可動球の質量, ω は回転数である.

$$\vec{r}_b = \vec{r}_e + \vec{r}_s + \vec{r} \quad \dots \dots \dots (6)$$

$$\vec{F}_b = m \vec{r}_b \omega \quad \dots \dots \dots (7)$$

回転面の振れまわりベクトル $\vec{r}_s$ は回転支持系の位相反転量, すなわち回転支持系の共振周波数と回転系の回転数の関係によって方向が定まることは前節で述べた通りである. 回転数が回転支持系の共振周波数を超え, 可動球がアンバランスを補正する位置に近づくとき回転面の振れまわりベクトル $\vec{r}_s$ は小さくなっていく. 同時に回転系の位相により, 可動球の位置ベクトル $\vec{r}$ はアンバランスの方向と対向する位置に移動しようとするが, 偏心ベクトル $\vec{r}_e$ の影響によりアンバランス力と可動球の遠心力 $\vec{F}_b$ は対向せず, アンバランス振動が残留してしまう. また, ディスクを出し入れできる光ディスク装置の場合, 回転面の偏心方向とディスクアンバランスの方向の関係がどうなるかは分からないので, 回転面偏心の影響を極力無くするために回転面偏心量の許容値の検討が必要である.

以上により, 回転面の偏心がアンバランス修正量を低下させるので, その影響を実験的に定量化した. 検討項目は, アンバランスの無いディスクの定常回転状態での振動加速度と, 回転面偏心方向に集まる可動球の個数とした. 測定装置を図 8 に示す. また, 図 9 に示すように, オートバランス機構は実機展開できるようにスピンドルモータのターンテーブル部に構成した. 回転面の直径は 23mm, 可動球直径は 3mm, 可動球個数は 12 個とした. この構成でのアンバランス修正可能量は $1.0 \times 10^{-5} \text{kg} \cdot \text{m}$ である. 回転面偏心量は 17, 35, 50, 80 μm の 4 種類とした. スピンドルモータを支えるベースは剛体板とし, 回転支持系の固有振動数を決定する支持ばねはコイルスプリングとした. 回転系の質量はベース, スピンドルモータおよびディスクで 150g とした. また, 回転支持系の固有振動数は 50Hz, 減衰比は 0.1 とした. この値は前節で示した範囲内になっている.

Fig. 8 Set up of the measuring system

Fig. 9 Structure of auto balancer installed in a disk turntable

図 10 に測定結果を示す. 回転面偏心量が大きくなると, 振動加速度も大きくなった. また, 偏心方向に集まる可動球の個数は, 17 μm 偏心品を使用したときに 0 個となった. 以上により, オートバランスの回転面の偏心量は, おおむね 20 μm 以下とすることが望ましい.

Fig. 10 Effect of groove's center of eccentricity

3. 4 回転系振動軌跡のアンバランス補正効果への影響の検討 回転系支持部のばね剛性あるいは回転系の質量分布が不均一であると, 回転中心の振れまわり軌道が円にならない. すなわち, 前節で述べた回転面偏心と同様な影響があることを示す. 本節は, 回転支持系振れまわり軌道の歪率と回転面の偏心量の組み合わせによる影響を検討した.

振れまわり軌跡の歪ませるため、回転支持系の質量分布を意図的に不均一にした。測定系を図 11 に示す。回転軸の振れまわりは楕円であり、その長径と短径の比をパラメータとした時のディスク定常回転後の振動加速度を測定した。同時に転動面偏心量との関係も評価した。測定結果を図 12 に示す。横軸は振れまわり軌跡を楕円とみなし、その短径と長径の比を示している。偏心量が小さい場合は振れまわり軌跡による影響はほとんど無いことがわかる。しかし、転動面の偏心量が大きくなるにつれて、振れまわり軌跡の真円率の大きさに比例して振動レベルも小さくなっていく。真円率が 0.7 となったときに偏心量の影響はなくなっている。オートバランスの精度向上のためには、振れまわり軌跡の真円率を少なくとも 0.7 以上となるように回転系支持部のばね剛性あるいは回転系の質量分布を設計した上で、転動面の偏心量を $20\mu\text{m}$ 以下にすることが必要である。

Fig. 11 Measurement system for travel eccentricity of groove's center

Fig. 12 Effect of acceleration on groove's center travel eccentricity for groove's center eccentricity

4. アンバランス自動修正の効果

本章では、前章まで検討したオートバランス構造をアンバランスを有するディスクを用いて振動低減効果を検証した。測定系は図 8 と同様の系とした。振動測定も前節に示したように、ディスク回転数が定常状態となったときの回転面内方向の振動加速度を測定した。オートバランスはスピンドルモータのターンテーブルに搭載した。転動溝の直径は 23mm 、可動球はステンレス製で直径は 3mm 、個数は 8 個とした。以上の組み合わせによりアンバランス修正の最大値は $1.0 \times 10^{-5} \text{kg} \cdot \text{m}$ である。転動溝の偏心量は $17\mu\text{m}$ 、アンバランス量は $0.4 \times 10^{-5} \text{kg} \cdot \text{m}$ とした。ディスク回転数は、実機の回転数と同等な 100Hz とした。回転支持系固有振動数は 40Hz とした。実験結果を図 13 に示す。

Fig. 13 Effect of reducing vibration due to disk imbalance

オートバランスが無い機構は振動加速度が 0.4m/s^2 であった。これに対してオートバランスがある機構は 0.08m/s^2 となり、約 1/5 に低減できた。オートバランスがある機構はどのアンバランス量のディスクに対しても、同様な加速度であった。以上により、オートバランスを光ディスクに搭載することで回転振動を低減することができ、より低振動かつ高速な光ディスク装置を得ることができる。

5. 結 論

光ディスク装置に搭載するためのオートバランスの基礎検討を行い、以下の結論を得た。

- (1) オートバランスの設計手法を開発し、設計条件を実験的にまとめた。
- (2) オートバランスを光ディスク用スピンドルモータに搭載し、効果を検討した。その結果、1/5

以上の振動低減効果があり、光ディスク装置に適用するオートバランスの修正効果を向上できる見通しを得た。

参考文献

- (1) S. Saegusa and S. Yoshida, "Mechatronics in Optical Head Mechanisms — Review of Drive Technologies for Optical Disc Drives —," International Journal of the Japan Society for Precision Engineering, Vol. 31, No. 3 (1997) 172-176
- (2) E. L. Thearle, Transactions for ASME Vol. 54(1932), 131-141
- (3) E. L. Thearle, Machine Design Vol. 22(1950), 119-124
- (4) 井上順吉, 荒木嘉昭, 宮浦すが, 機論 33-246 (1967) 206-214
- (5) 井上順吉, 荒木嘉昭, 林節子, 機論 32-234 (1966) 184-193
- (6) 井上順吉, 機械力学, 理工学社(1982), 255-260
- (7) 小出博, 片桐進, 精密工学会誌 64-3 (1998) 380-384