

博士学位論文

磁性流体を用いた自動平衡装置の設計に関する研究

A study on design of an automatic balancer using magnetic fluid

2015年6月

東京都市大学大学院 工学研究科

電気電子専攻

1391302 宍戸 祐司

目次

第1章 序論	1
1. 1 研究の背景	1
1. 1. 1 緒論	1
1. 1. 2 振動のメカニズム	5
1. 1. 3 振動におけるアンバランスの影響	8
1. 1. 4 従来の振動低減技術とその課題	10
1. 1. 5 自動平衡装置の普及の課程と有用性の考察	21
1. 2 本研究の目的	32
1. 3 本研究の概要と構成	33
第2章 従来技術の自動平衡装置の課題	35
2. 1 緒言	35
2. 2 主な記号の説明	36
2. 3 自動平衡装置の動作原理	37
2. 4 摩擦係数とバランス修正特性への影響	41
2. 4. 1 自動平衡装置に要求される摩擦係数の計算	41
2. 4. 2 摩擦係数の測定	46
2. 4. 3 従来の自動平衡装置のバランス修正特性の実験	49
2. 5 結言	55
第3章 磁性流体を用いた自動平衡装置の構成	57
3. 1 緒言	57
3. 2 構造の説明	58
3. 3 マグネットの磁気特性	63

3. 4	磁性流体の特性	66
3. 5	振動系の特性	72
3. 6	バランス修正能力	75
3. 7	結言	77
第4章	磁性流体の圧力と動作回転数, 及びバランス修正能力の設計方法	79
4. 1	緒言	79
4. 2	主な記号の説明	80
4. 3	磁性流体の圧力	82
4. 3. 1	磁性流体とマグネットの特性	82
4. 3. 2	磁性流体の圧力の測定方法	83
4. 3. 3	磁性流体の圧力の計算方法	84
4. 3. 4	計算結果と実験結果	86
4. 4	自動平衡装置が動作可能な回転角速度の計算	87
4. 5	動作回転角速度とバランス修正能力の設計方法	90
4. 5. 1	マグネット極数と磁界, 磁性流体圧力の関係	90
4. 5. 2	マグネット厚さと磁界, 動作回転角速度, バランス修正能力の関係と設計方法	92
4. 6	結言	96
第5章	磁性流体とマグネットを用いた自動平衡装置の摩擦係数	97
5. 1	緒言	97
5. 2	主な記号の説明	99
5. 3	許容される摩擦係数の計算	101
5. 4	摩擦係数の測定方法	105
5. 5	摩擦係数の理論計算	106

5. 6	摩擦係数の測定結果と理論計算結果	110
5. 7	結言	114
第6章	バランス修正特性の実験	115
6. 1	緒言	115
6. 2	バランス修正特性の実験方法	116
6. 2. 1	実験システム	116
6. 2. 2	実験の手順	118
6. 3	バランス修正特性の実験結果	122
6. 3. 1	基準加速度 a_0 の測定	122
6. 3. 2	バランス修正時の振動波形	123
6. 3. 3	バランス修正特性 a/a_0 のヒストグラム	125
6. 4	結言	132
第7章	結論	135
7. 1	本研究で得られた成果	135
7. 2	今後の課題	139
	参考文献	143
	謝辞	147
	研究業績	148

第1章 序 論

1.1 研究の背景

1.1.1 緒 論

扇風機、洗濯機や冷蔵庫などの家電から、PC、レコーダーなどのIT機器、AV機器に至るまで、モータなどの回転体を有するシステムは多岐にわたり、回転体が原因となり生じる振動、騒音は非常に身近な問題であり、常に対処すべき課題となっている。

回転体の振動問題は、人間の五感に影響を与えるに留まらず、非常に深刻な問題の原因となってきたことも周知である。タービンやモータなどの回転体のアンバランス、ミスアライメントなどにより発生する振動対策は非常に重要であり、装置の信頼性を確保するための課題でもある。故に多くの回転体の振動に関する不具合事例やその対策が数多く紹介されてきた⁽¹⁾⁽²⁾。また HDD や光ディスクドライブなどの記憶装置においては、軸受から生じる振動やスピンドルモータ、ローディングモータなどの各種モータ起因の振動が、正常な情報の記録再生を阻害する要因ともなる。中でもディスク自体のアンバランスやアライメントによる振動はその影響が大きく、対処すべき基本的な課題であり、回転体を含む製品において、振動問題は常に考慮されなければならない重要な課題である⁽³⁾。

前述したように、回転体を含む機構の開発には必ずと言っていい程、振動問題が存在しており、これら振動問題を解決する手段として様々な方法、装置が研究、開発され実用されてきている。これらには次のようなものが挙げられる。

- ① バランスの直接修正
- ② 振動絶縁
- ③ 動吸振器
- ④ アクティブダンパー
- ⑤ 自動平衡装置

例えば自動車のタイヤのように、ホイールに直接ウェイトを取り付けてアンバランスを修正する方法が最も基本的である。アンバランス量を測定し、修正する装置は小型モータ用のものから自動車のタイヤ用のものまで実用化されている。また使用回転数の範囲が比較的狭い場合や、特定の回転数で発生する振動を低減したい場合には、振動絶縁や動吸振器が用いられる場合がある。そして本研究の主題となっている自動平衡装置は、自動でアンバランスを修正してくれる機構であり、一度バランス修正をした後は使用できる回転数範囲は広く、振動の原因の中で影響が大きいアンバランスを修正するので非常に効果的な装置である。

自動平衡装置は回転体のアンバランスをパッシブで自動的に修正する装置であり、最も基本的で大きな影響力をもつアンバランスを修正する非常に有用なシステムである。例えば一度固定されたら取り外されることのないハードディスク装置（HDD）のディスクや自動車のタイヤのように長期間取り外されることのない回転体は、直接バランスを修正すればよいが、洗濯機や光ディスク装置のように、毎回未知のアンバランスの回転体を回転させなければならない装置には何等かの対策が必要であり、その都度アンバランス量を修正し、振動を抑制してくれる自動平衡装置は効果的な装置である。また直接アンバランスを修正するので周波数に限定されることはなく、低回転から高速回転ま

で広い回転数範囲で振動を抑制することができ、周波数が限定される振動絶縁や動吸振器にはない効果を得ることができる。また振動絶縁のように、装置内部の振動の低減と外部への漏洩振動の低減が背反関係にあることはなく、入力となるアンバランス自体を修正するという解決方法であるので、内部振動、振動漏洩の低減を両立することが可能となる。その機構は簡素でありながら大きな効果を得ることができることや未知のアンバランスをもった回転体によって生じる振動問題への解決手段としての必然性から普及をしてきた。

中でも光ディスク装置においては、高速転送レートに対応するために、ディスクを高速で回転させなければならず、その都度ローディングされる未知のアンバランスのディスクを高速回転させなければならなくなり、その結果発生した振動対策の解決手段としてバランスウェイトに鋼球を用いた構造の自動平衡装置が普及した。バランスウェイトに鋼球を用いる構造の自動平衡装置は、Thearle によって提案され⁽⁴⁾、その後井上らによってその動作原理が研究されている⁽⁵⁾⁽⁶⁾。光ディスク装置に採用され普及されていく中で、小型でバランス修正量の大きい多数個の鋼球を用いた構造の自動平衡装置の研究がなされてきた⁽⁷⁾⁽⁸⁾⁽⁹⁾。

光ディスク装置において、装置内部に発生した振動は非常に深刻であり、騒音問題にとどまらず、光学ピックアップを加振し、良好な情報の記録再生を阻害する原因となる。また装置外部へと漏洩した振動はHDDなど周辺機器の動作を妨げてしまう可能性もあるので、対処しなければならない課題であった。このように自動平衡装置は、振動を起因とする深刻な問題を解決する手段として有用である。

しかしながら、鋼球を用いた従来の自動平衡装置は、小型化できるという利点があり普及してきたものの、鋼球が移動するときの摩擦係数の影響によってバランス修正特性にばらつきがあり、結果安定してバランスを修正できないことや、鋼球が移動する際生じる摺動音の発生やバランス修正時の振動の変化が激しいなどの課題があり、記録型光

ディスク装置や、Blu-ray レコーダーなど静寂性を要求されるAV機器に適さないという課題があった。摩擦係数のバランス修正特性への影響については陣内らが言及している⁽⁷⁾。また著者らは、優れたバランス特性と静穏性を目的として磁性流体を用いた新たな構造の自動平衡装置を提案している⁽¹⁰⁾。

そこで本研究では記録型光ディスク装置や静寂性を要求されるオーディオビジュアル、パーソナルコンピュータ機器などに適した新たな振動低減装置を提供することを目的とし、磁性流体とマグネットを用いた新しいタイプの自動平衡装置についての検討を行う。

磁性流体とマグネットを用いた自動平衡装置の原理装置を製作し、実験によってそのバランス修正特性を確認するとともに、バランス修正特性にとって重要な要因となる摩擦係数の検討についても、実験、理論計算の両面から検討を行う。また、今後実用化に向けての設計効率をはかるために、具体的な設計手法についての検討も行い報告をする。

1. 1. 2 振動のメカニズム

図1-1は振動を発生させる要因を分野別に示し、その関係性を表したものである。振動や騒音が生じるときには様々な分野が関係しあう複雑なメカニズムであることを表している。

例えばヒートシンクに取り付けられているファンモータは、ファンのアンバランスやモータの駆動回路のスイッチング、モータのコギングトルク、羽根の風損など様々な振動の原因を抱えている。もしここでモータのスイッチング周波数とファンモータの筐体の固有振動数が一致すれば、共振により筐体は激しく振動する。その振動が筐体に取り付けられたヒートシンクを加振して騒音を発生させることになる。このような事例では、駆動回路のスイッチングノイズを改善するのは電気分野であり、筐体の固有振動数を調整するのは機械分野である。もしここで羽根の風損や流路設計が関係してくれば流体力学が必要となり、振動は様々な要因が重なり合う複雑な問題である。

振動は、モータなどの回転体によって発生するケースが多く、洗濯機が上手くバランスできない場合に激しい振動を発生させるなど、身近な問題であるが、激しい振動が発生することにより装置が破壊されることもある。HDDや光ディスク装置においては、振動によって情報の記録再生に支障をきたすこともある深刻な問題である。HDDでは、軸受から発生する振動であるNRRO (Non Repeatable runout ; 軸受が原因で発生する機械振れ、振動) は、高記録密度の重要な要因ともなっているがその変位量は50nm以下とされる場合があり、振動問題が繊細な課題であることの例である。

光ディスク装置の振動問題は、転送レート的高速化に伴うディスク回転速度の高速化によって顕著となった例である。アンバランスを有するディスクが高速で回転すれば激しい騒音を発生させる他に、振動が光学部品を加振して情報の記録再生に支障をきたすなどの機能を損なうような問題も発生する。更に振動が大きければ、振動絶縁が施されていたとしても、振動が外部へと漏洩し、周辺装置に悪影響を及ぼす問題もある。

振動問題の発生原因は様々な分野にあり、発生原因が様々な伝達経路を通じて症状を現す。例えば共振問題などは、単に機械部品のみによって起きるものではなく、その経路は、機械部品の振動→電気制御の不具合→機械部品の振動→電気制御の不具合、となるなど、非常に複雑である。

しかしながら、様々な振動の原因の中で最も基本的な要因であり、対応しなければならないのは、エネルギーの大きな回転体のアンバランスであることは周知の事実である。

アンバランスをもった回転体が高速で回転したときのエネルギーは非常に大きく、またその影響は振動、騒音に限らず、例えば軸受への負荷増大による寿命の問題や主機能へも及ぶ。回転体のアンバランスへの取組みは、モータなどの回転体を含んだ装置において普遍的な課題となっている。

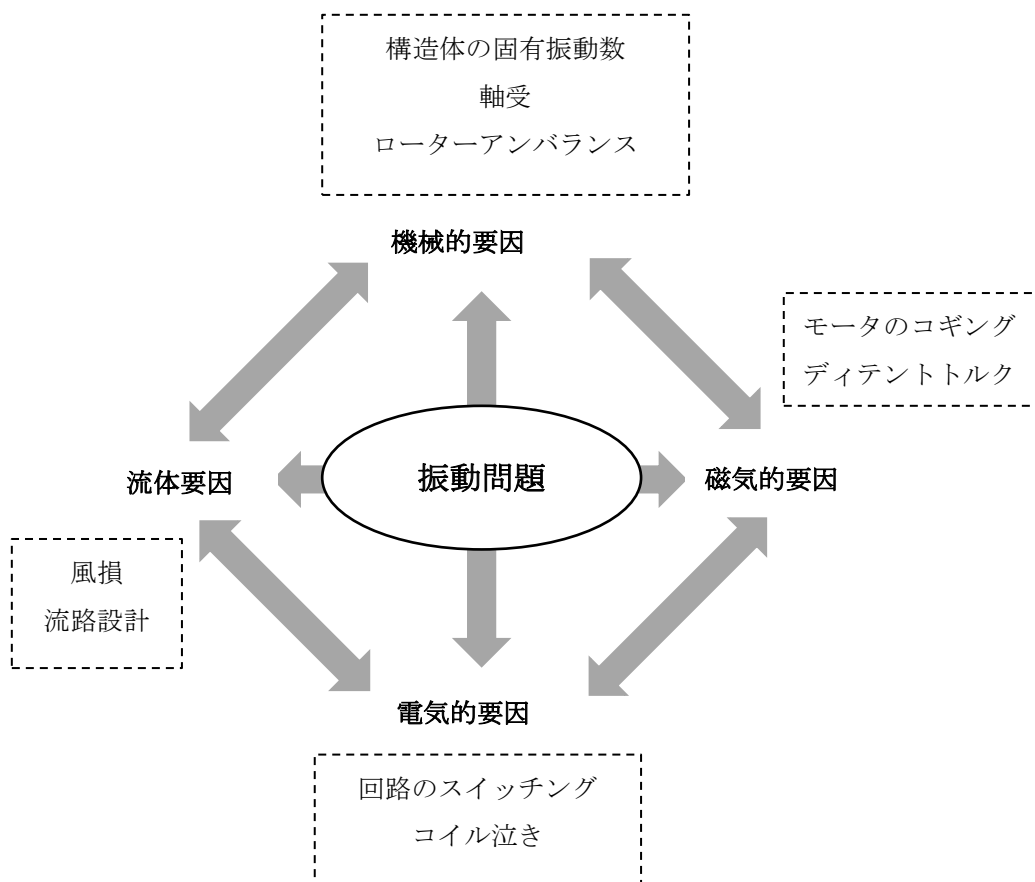


図. 1 - 1 振動問題の要因

Fig. 1 - 1 Factors of problem of vibration

1. 1. 3 振動におけるアンバランスの影響

図1-2には、振動について簡略的にまとめたモデルを示す。ばね k と質量 m からなる振動系上にアンバランス I_0 の回転体が角速度 ω で回転しているとき、運動方程式は式(1-1)となる。式(1-1)を変位 x について解けば式(1-2)となる。式(1-2)は、右辺第1項が強制振動を表し、第2項は自由振動を表している。

式(1-2)からは、振動の変位 x は強制振動、自由振動のどちらもアンバランス I_0 に比例して増加することが理解できる。アンバランスは振動へ大きな影響を及ぼすことから、その対策は非常に重要であることは周知である。例えば自動平衡装置が採用される前の洗濯機は、質量 m を大きくとって振動の変位 x を低減しようとしたものであり、自動平衡装置は、アンバランス I_0 を小さくして変位 x を低減しようとするものである。

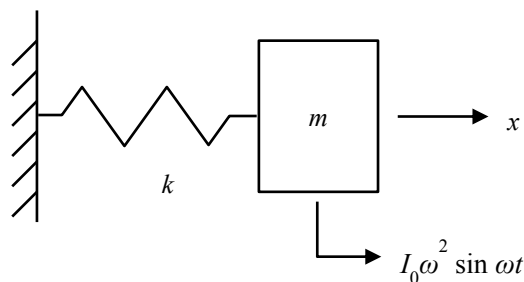


図. 1-2 振動モデル

Fig. 1-2 Vibration model

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + kx = I_0 \omega^2 \sin \omega t \quad (1-1)$$

$$x(t) = -\frac{I_0 \omega^2}{m} \frac{1}{\omega^2 - \omega_n^2} \sin \omega t + \frac{I_0 \omega^2}{m} \frac{\omega}{\omega_n} \frac{1}{\omega^2 - \omega_n^2} \sin \omega_n t \quad (1-2)$$

ここで、 $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$

図1-3は、式(1-2)を用いて角速度 ω と振動系の固有角振動数 ω_n との比 ω/ω_n が変化した場合の振動の変位 x の変化を定性的に表した計算結果である。 $\omega/\omega_n=1$ に近づく程、振動振幅が大きくなる共振の状態である。このように振動は、回転体のアンバランスが入力となって共振が発生すれば、更に振動が増大して構造物を破壊するなどの深刻な不具合を生じさせることになる。したがって、 ω/ω_n によって振動の伝達を考慮すると同時に、入力となるアンバランスを低減することは振動問題にとって非常に重要であり、且つ効果的な解決手段となる。

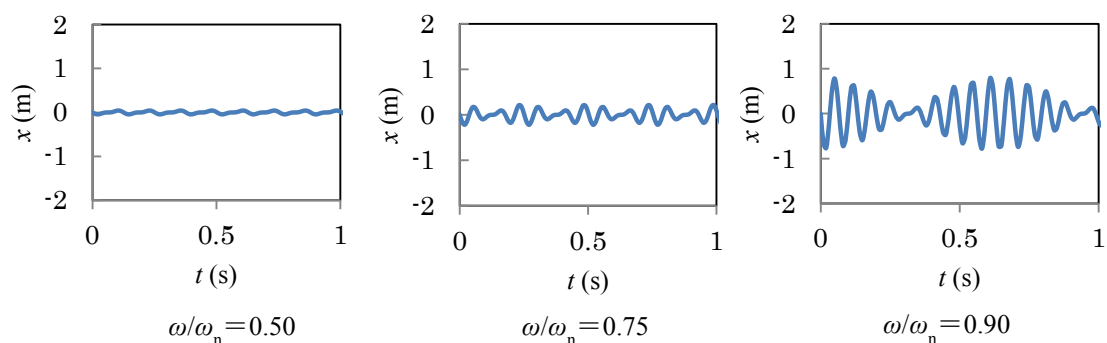


図. 1-3 振動モデル (図 1-2 参照) の振動波形

($I_0=0.1$, $m=1$, $\omega_n=100$ として計算)

Fig. 1-3 Vibration waveforms of vibration model shown in Fig. 1-2

1. 1. 4 従来の振動低減技術とその課題

前述したように、回転体を有する装置において振動対策は常在している課題であり、状況に応じて様々な対策が施され実用化が成されてきた。ここでは代表的な手段である①振動絶縁、②動吸振器、③自動平衡装置について解説し、その特徴と課題について述べる。

振動絶縁は、機械内部で発生する振動の外部への漏洩を防ぐことができ、逆に外部からの振動の流入を防ぐこともできる。簡素で効果的な手段であり、CD (Compact Disc) では光学ピックアップが外部からの振動で加振されることを防止していた。デジタルカメラの手振れ補正などに用いられるジャイロセンサーでは、パッケージ内部の圧電素子の振動が外部へ漏洩することを防ぎ、且つ安定動作のために外部からの振動が圧電素子に及ばないようにするなど、広く実用された技術となっている。日常でも振動、或は大きな騒音を発生しているものを、市販された制振ゴムなどの柔らかな材質の上に載せたときに静寂を取り戻すことを経験することができるが、これは振動絶縁が構成されたことによる場合が多い。

図1-4には、振動絶縁を説明するためのモデル図を示した。振動系は質量 m 、ばね k 、粘性減衰係数 c とから構成されている。外乱としてアンバランス I_0 の回転体が角速度 ω で回転している。ここでの運動方程式は式(1-3)となり、 $I_0\omega^2\cos\omega t$ と外部へ漏洩する力との伝達率 τ は、式(1-4)として表すことができる⁽¹¹⁾。式(1-4)での計算結果を図1-5に示した。図1-5からは $\omega/\omega_n > \sqrt{2}$ で振動の伝達を低減することができる。

このように振動絶縁は、簡素な構成で大きな効果を得ることができる優れた手法であり、あらゆる製品に実用されているが、例えば、振動の漏洩を低減するために、粘性 c を低くした場合、逆に内部装置の振幅は大きくなってしまう。またその逆に内部の振動を抑えた場合には振動の漏洩が増加する。このように、振動絶縁は、装置内部の振動の

低減と装置外部への振動漏洩を両立させることは困難であるという課題がある。

また $\frac{\omega}{\omega_n} > \sqrt{2}$ でしか振動は低減されないで、低速から高速までの広い回転数範囲で振動を低減したい場合には、設定が困難であるという課題もある。

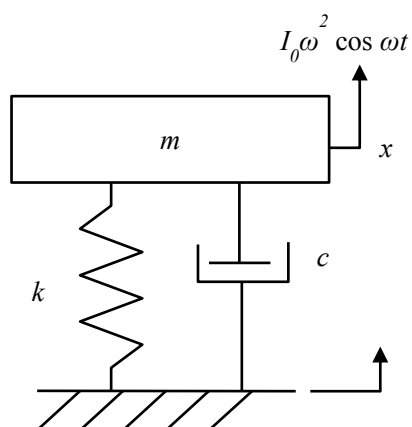


図. 1-4 振動絶縁

Fig. 1-4 Vibration isolation.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = I_0 \omega^2 \cos \omega t \quad (1-3)$$

$$\tau = \frac{\sqrt{1 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}}{\sqrt{\left\{1 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right\}^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (1-4)$$

ここで $\zeta = \frac{c}{2\sqrt{mk}}$, $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$

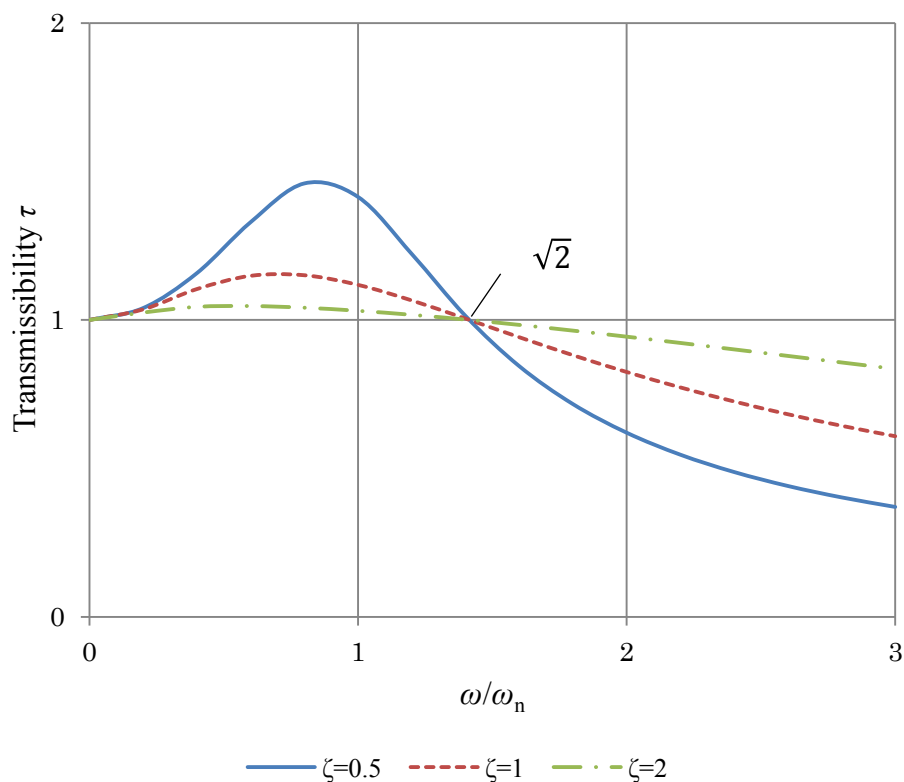


図. 1-5 振動絶縁の伝達率

Fig. 1-5 Transmissibility of vibration isolation.

次に図 1-6 に動吸振器のモデル図を示し説明を行う。動吸振器は質量 m_1 とばね k_1 から成る主振動系上に、質量 m_2 とばね k_2 から成る副振動系を構成している。図 1-6 では主振動系にはアンバランス I_0 の回転体が角速度 ω で回転している。このときの運動方程式は、式 (1-5a), (1-5b) となるので、これを解けば式 (1-6) を得る。式 (1-6) をみれば、右項 $\omega = \omega_{n_2}$ となって $(\omega^2 / \omega_2^2) = 1$ となったとき、 $\frac{x_1}{(I_0 \omega^2) / k_1} = 0$ となることが解る。即ち、副振動系の固有角振動数 ω_{n_2} と外乱の回転角速度 ω が一致したとき、主振動系は振動しないことになる⁽¹²⁾。このように低減したい振動の角周波数に副振動系の固有角振動数を合わせることで、主振動系の振動を低減しようとするの

が動吸振器である。

しかしここで、式(1-7)に示すように、式(1-6)の分母を0とする新たな固有振動数 ω_0 が生ずるので、振動低減効果を得られるのは、副振動系の固有角振動数 ω_{n2} 近辺に限られることになる。

副振動系によって振動を打ち消すという点では、高層建造物で用いられる制振装置がある。タワーでは、風による揺れを防ぐために上部に水をはっているが、風の強弱に合わせて日々水の量を調整して対応している。防振用の水をカウンターウェイトと呼ぶときがある。また高層ビルでは内部に振り子を設けて風による揺れを防止している例が理解しやすい。横浜ランドマークタワーで採用されている多段振り子を用いたアクティブダンパーは広く知られている⁽¹³⁾。

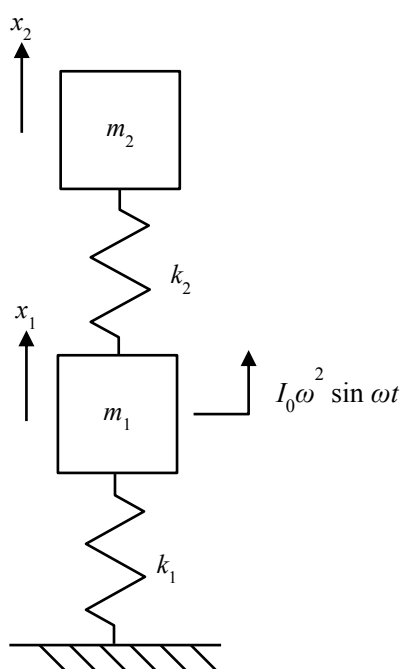


図. 1-6 動吸振器

Fig. 1-6 Dynamic damper

$$m_1 x_1 + k_1 x_1 - k_2 (x_2 - x_1) = I_0 \omega^2 \sin \omega t \quad (1-5a)$$

$$m_2 x_2 + k_2 (x_2 - x_1) = 0 \quad (1-5b)$$

$$\left| \frac{x_1}{(I_0 \omega^2)/k_1} \right| = \frac{1 - (\omega^2 / \omega_2^2)}{D} \quad (1-6)$$

$$\text{ここで } D = \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{n2}^2} \right) \left(1 + \frac{k_2}{k_1} - \frac{\omega^2}{\omega_{n2}^2} \right) - \frac{k_2}{k_1}$$

ω_{n1} と ω_{n2} は、それぞれ主振動系、副振動系の固有角振動数である。

$$\omega_0 = \omega_{n1} \left[\left(1 + \frac{m_2}{2m_1} \right) \pm \left\{ \frac{m_2}{m_1} + \left(\frac{m_2}{2m_1} \right)^2 \right\}^{1/2} \right]^{1/2} \quad (1-7)$$

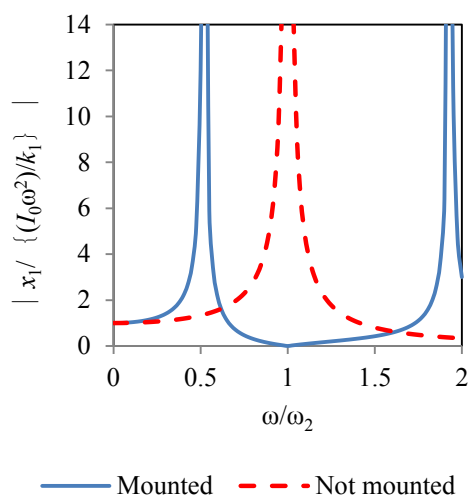


図. 1-7 動吸振器の振動低減効果

Fig. 1-7 Vibration reduction effect of dynamic damper

k_2/k_1 is fixed to 1.

動吸振器は建築物からストレージ装置である光ディスクまで実用がされてきた⁽³⁾⁽⁸⁾。

図. 1-8 には、一例として市販された動吸振器を搭載した光ディスク装置の分解写真を示す。メインシャーシである主振動系には、外部との振動絶縁を行うためのゴム製ばね、金属製のウェイトとゴム製ばねから構成される副振動系を観ることができる。

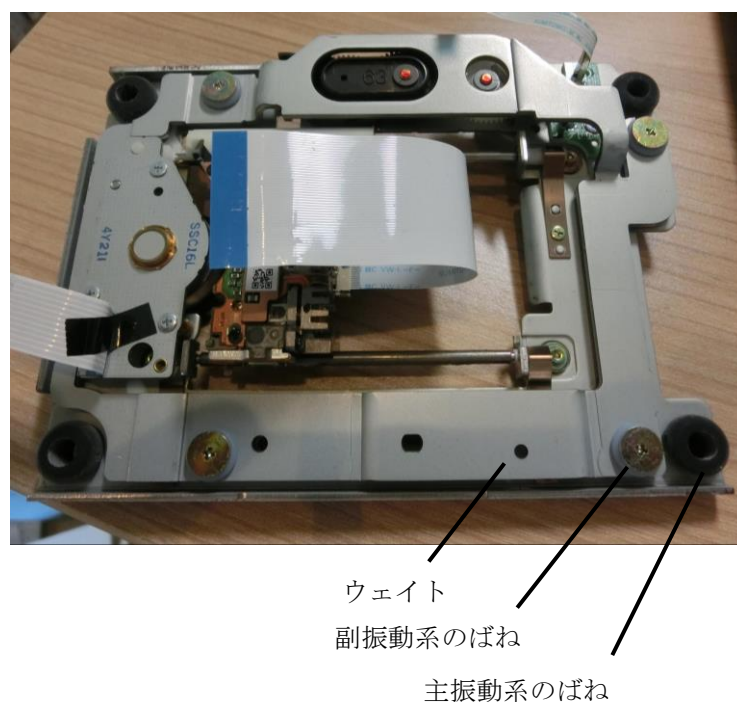


図. 1-8 動吸振器を搭載した光ディスク装置

Fig. 1-8 Photograph of optical disk drive of which the dynamic damper is mounted

このように動吸振器は簡素な構造で振動低減効果を得ることができる有用な装置であるが、構造をみても解るように、副振動系を必要とするので、小型装置にあっては重量が増加してしまうという課題がある。

また、図 1-7 に示した計算結果から解るように副振動系の固有角振動数近辺でしか効果を発揮することができないので、広帯域での振動低減は困難であるという欠点がある。また新たに発生する 2 つ固有角振動数についても考慮しなければならないことが解る。

そこで動吸振器を光ディスク装置に搭載する際の設計方法の例を図 1-9 に示す。図 1-9 の実線で示された例のように、再生だけを行う高速回転の再生回転数で動吸振器を作動させ、新たに発生する下側の固有角振動数付近においては不使用領域とし、記

録再生を行わず，記録は低速の記録回転数領域を使うという施策が図られていた⁽³⁾⁽¹⁴⁾。

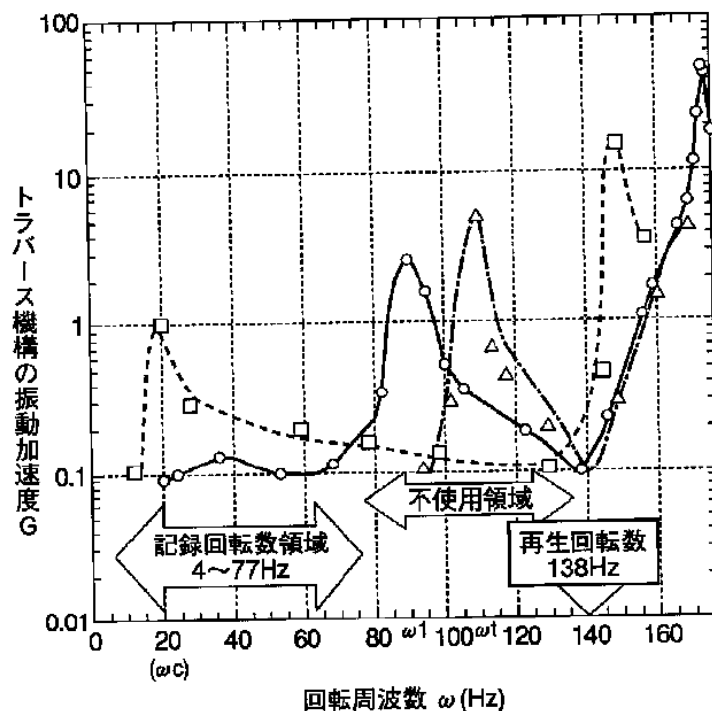


図 1-9 動吸振器を搭載した光ディスク装置の回転数マップ

(宍戸ら，特開 2001-195874，2000.⁽¹⁴⁾より引用)

Fig. 1-9 Rotation speed map of equipped with optical disc apparatus the dynamic damper

この節の最後に自動平衡装置について述べる。自動平衡装置については，その原理等については後述することとし，ここでは構造を簡単に説明するに留める。

図 1-10 には，1932 年に Thearle によって提案された自動平衡装置⁽⁴⁾を示した。ロータケース内に自在に移動することができる鋼球が 2 個設けられている。ロータケースは弾性をもった回転軸と共に回転する構成となっている。動作原理は，“回転軸が危険速度以上で運転されていれば，鋼球はアンバランスを修正する位置へと移動し，ロータ

の偏心が修正される位置に止まる”とある。簡素に動作原理を解説すれば、危険速度とは、回転軸の固有角振動数であり、周波数特性上、回転周波数が固有角振動数を上回れば、アンバランスの方向と回転軸が振動する方向は反転することになる。その結果バランスウェイトである鋼球は、アンバランスの角度とは逆側へと移動するという原理である。偏心がなくなれば鋼球を移動させる力がなくなるので、そこに静止することとなる。したがって、自動平衡装置は振動系上に配置することで動作が可能となる。実際には弾性をもつ軸によって実用されるのではなく、図 1-11 に示すように、別途振動系を設けその上に自動平衡装置を配置するのが通常である。

また図 1-12 には、光ディスク装置に搭載された自動平衡装置の一例の写真を示したが、バランス修正量を大きくとるために鋼球は 2 個ではなく、複数用いられている。

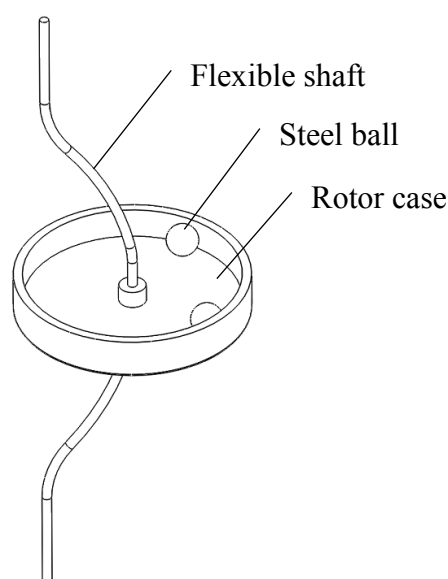


図. 1-10 Thearle が提案した自動平衡装置

Fig. 1-10 Automatic balancer Thearle proposed

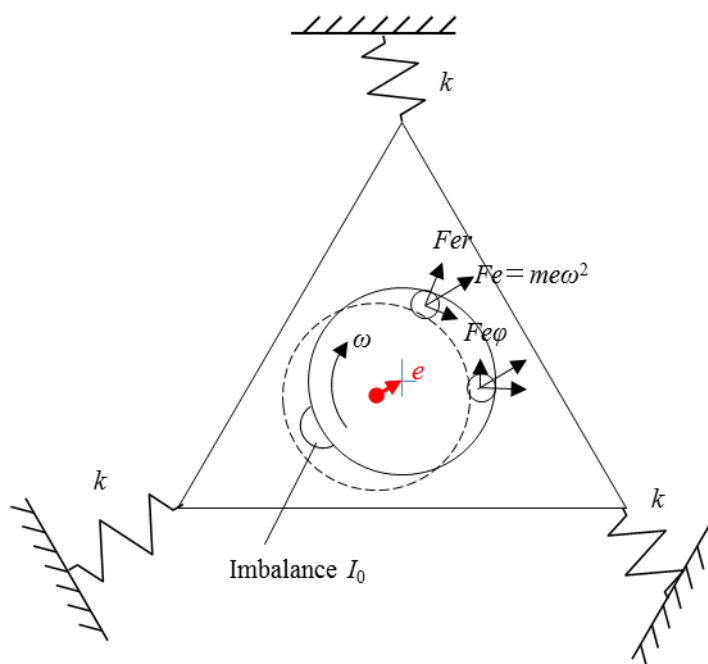


図 1-11 自動平衡装置の振動系

Fig. 1-11 Vibration system of automatic balancer

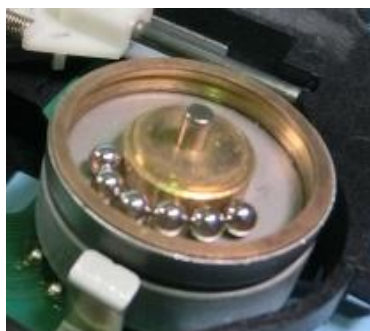


図 1-12 光ディスク装置に搭載された自動平衡装置

Fig. 1-12 Automatic balancer mounted on optical disc drive

自動平衡装置は、振動の要因となるアンバランスを自動的に修正してくれる装置であるので、非常に効果的である。図1-11に示したように振動系上に配置し、振動系の固有角振動数以上でバランスを修正することができる。動作後は振動の原因となるアンバランス自体が軽減されるので、装置内部の振動と外部への振動漏洩を両立して軽減することができる。

またHDDや自動車のタイヤのように、一度アライメントされた後は取り外されない、或は長期間取り外されるこのとのない装置に対して、洗濯機や光ディスク装置のように、毎回未知のアンバランスが負荷されるような装置にとって、自動的にバランス修正をしてくれる自動平衡装置は非常に有用な振動低減装置である。最も効力を発揮したのはランサーに流体を用いた洗濯機と Thearle の提案した鋼球を用いた自動平衡装置を搭載した光ディスクであったことは必然と思える。

以上、振動絶縁、動吸振器、自動平衡装置について簡素ではあるが、その動作原理と特徴を述べた。それぞれに長所があり、様々な振動問題の解決策として採用されている。

ここで本研究の主題となっている自動平衡装置の利点、他の振動低減装置との相違点をまとめれば、

- ①未知のアンバランスに対応することができる。
- ②バランス修正後は、広い回転数帯域でその効果を維持することができる。
- ③他の振動低減装置にはない内部振動と漏洩振動を共に低減することができる。

などを挙げるることができる。

1. 1. 5 自動平衡装置の普及の課程と有用性の考察

ここで、自動平衡装置が普及した課程を調査することで、その有用性について考察を行った。

表 1-1 には洗濯機の自動平衡装置の普及課程を示した。洗濯機関連の文献では、自動平衡装置という表現はなく、流体バランサーとなっている。

1932 年に Theale によってバランスウェイトに鋼球を用いたタイプが提案された⁽⁴⁾後、洗濯機では 1940 年に既に流体バランサーの特許が出願されており、1940 年には特許査定となっていると報告されている⁽¹⁵⁾。自動平衡装置が普及するのには、1968 年に普及が始まった二槽式洗濯機がきっかけとなっており、脱水時の高速回転による振動を抑制するためであった。

従来は洗濯機自体の重量を大きくとることで、振動を抑制し、また脱水機が普及したときには、洗濯物のアンバランスを相対的に軽減するために、コンクリートをリング内に充填したものを回転バランサーとして用いていたが、1975 年に流体バランサー（流体をバランスウェイトに用いた自動平衡装置）搭載の洗濯機が発売され、流体バランサーは、洗濯機の軽量化、低振動、低騒音、低価格を実現した技術として画期的と評されている⁽¹⁵⁾。その後特許出願が増加し、バランス修正特性や自励振動（流体が公転してしまふ自由振動）を防ぐための解決手段が提案されている^{(16)(17) (18)}。図 1-13 には 1975 年に出願されている流体バランサー⁽¹⁶⁾の図を引用する。

その後集合住宅の普及による騒音の問題や時間の制限を受けずいつでも洗濯をするというライフスタイルの高まりによって、低騒音の要求が高まり、流体バランサーは研究されつづけた。

以上洗濯機における自動平衡装置の普及課程を述べたが、ここでの普及には、洗濯物という未知のアンバランスを高速で脱水するときの振動対策として必然性がある。更に自動平衡装置によって洗濯機自体の重量が不要となり、筐体に金属ではなく樹脂を用い

ることができるようになったことから、軽量化、低価格化にも寄与していたことが分かった。

洗濯機においては、バランスを計測しながら回転数を上昇させるなどの制御や、MR流体（磁気粘性流体）を用いたアクティブサスペンションを用いるなど、振動対策における技術革新が続いている⁽¹⁹⁾。

表 1-1 洗濯機における自動平衡装置（流体バランサー）の普及課程

Table 1-1 Dissemination process of the automatic balancer (fluid balancer) in the washing machine

1940	流体バランサーの特許出願があった（1941 に特許査定） ⁽¹⁵⁾
1968	コンクリートを封入したバランスリングの特許出願 ⁽¹⁵⁾ 2 層式洗濯機の普及
1975	流体バランサー搭載の全自動洗濯機 発売 三洋電機（SW-8000）、シャープ(ES-9000) <p style="text-align: center;"><画期的な技術。軽量化、低振動、低騒音、低価格の効果></p> 流体バランサーの特許出願の増加 山本憲治，軽量型全自動洗濯機の開発研究，三洋電機技報，Vol.8, No.1, pp.37-44, 1975. ⁽²⁰⁾ 脱水機のバランスリング，実願昭 50-061404，1975. ⁽¹⁶⁾ 脱水洗濯機，特願昭 51-123061，1976. ⁽¹⁷⁾ 流体バランサ，特願昭 52-089770，1977. ⁽¹⁸⁾
1987	住宅事情，ライフパターンによる静穏性の追求（日立 静御前） 洗濯機およびバランス体，特許 3653776，1987. ⁽²¹⁾

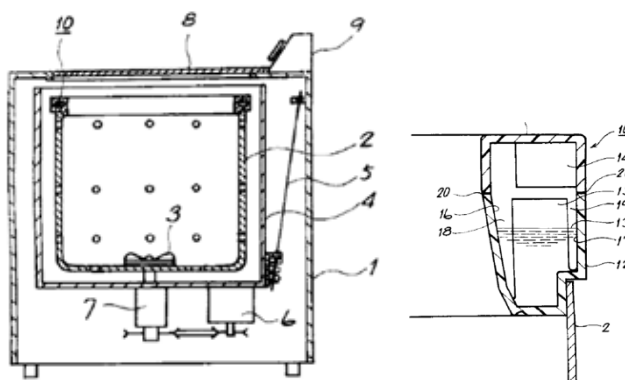


図 1-13 流体バランサーの構造

(脱水機のバランスリング, 実願昭 50-061404⁽¹⁶⁾より引用)

Fig. 1-13 Fluid balancer.(source: practical S50-061404)

もう一方の光ディスク装置における自動平衡装置の普及の課程を表 1-2 に示した。1932 年に Tearle により提案されたバランスウェイトに鋼球を用いた構造の自動平衡装置 (図 1-10) ⁽⁴⁾ は, その後 1979 年から井上ら ⁽⁵⁾ ⁽⁶⁾ 陣内ら ⁽⁷⁾ によって動作原理の解析や自励振動の発生などの課題が報告され始めた。その後陣内らによって従来 2 個の鋼球だった構成を多数化した自動平衡装置とその提案がされている ⁽⁷⁾。1995 年 CD-ROM ドライブの PC への標準搭載が始まって以来, データの転送レート的高速化を目的として 1997 年に始まる CD-ROM ドライブの高速化競争がきっかけとなり, アンバランスをもったディスクが高速で回転したときに発生する振動問題が顕著となった。振動問題の解決策として自動平衡装置が普及することになるが, それまでに Thearle タイプの自動平衡装置が実用化された資料を見つけることはできなかった。

光ディスク装置へ自動平衡装置が搭載されて以来, 実用化に向けて, 使用される姿勢, 自励振動対策など様々な課題を解決するための手段が提案され, 特許出願がされて

いる⁽²²⁾⁽²³⁾⁽²⁴⁾。その後 2000 年に普及する CD-RW ドライブ，2003 年に発売された Blu-ray レコーダーなど，記録型の光ディスクドライブに対して，バルンサーに鋼球を用いた従来構造の自動平衡装置は，動作時に激しい振動を伴い，情報の記録再生を司る光学ピックアップを加振してしまう可能性があるという記録動作時の信頼性に対する懸念から搭載が見送られている。またバランスウェイトの鋼球は，バランス修正時に摺動音を生じる場合もあるので，静寂性を求められる AV 機器には適さないという課題もあった。

表 1-2 光ディスク装置における自動平衡装置の普及課程

Table 1-2 Dissemination process of the automatic balancer in the optical disc drive (in Japanese)

1932	Thearle, E. L., A new type of dynamic balancing machine, Trans, ASME, Vol.54, 1932, pp.131-141. ⁽⁴⁾ 2 個の鋼球を用いた自動平衡装置
1979	井上他, 自動平衡装置, JSME 論文集 C 編, Vol.45, No.394, 1979, pp.646-652. ⁽⁵⁾ 井上他, 自動平衡装置, JSME 論文集 C 編, Vol.49, No.448, 1983, pp.2142-2148. ⁽⁶⁾ 陣内他, 自動平衡装置, JSME 論文集 C 編, Vol.59, No.557, 1993, pp.79-84. ⁽⁷⁾
1995	CD-ROM が PC に標準搭載 高速化競争スタート →振動問題が発生
1997	Theale 型自動平衡装置 (バルンサーに鋼球を用いる構造) の特許出願の増加 自動平衡装置搭載の CD-ROM ドライブ発売 宍戸祐司, 回転駆動機構, 特許第 3755233 号, 1997. ⁽²²⁾ 中原他, 1 名, 回転駆動機構, 特開平 10-309057, 1997. ⁽²³⁾ 宍戸祐司, 回転駆動機構, 特許第 3755233 号, 1997. ⁽²⁴⁾
2000	CD-RW の普及 →記録型となり自動平衡装置自身の振動変化に懸念が生じた) 佐藤他, 光ディスク装置における回転系のバランス自動修正機構 の設計方法, JSME 論文集 C 編, Vol.168, No.675, 2002, pp.50-56. ⁽⁹⁾
2003	BD レコーダー発売
2005	宍戸他, 2 名, 自動平衡装置, 回転装置, ディスク駆動装置及びバルンサー, 特許第 4301243, 2005. ⁽¹⁰⁾ →磁性流体とマグネットを用いた自動平衡装置 「バランス修正特性に優れ, 動作時の激しい振動, 騒音がなく, 記録型光ディスクドライブ, BD レコーダーなどの AV 機器に適している」

更に、光ディスク装置に要求されてきた一般的な回転数をまとめ、図 1-14 に示す。

CD-ROM ドライブ装置は 1990 年代にパーソナルコンピューター用として発売されて以来、一気に普及することになる。その中で CD-ROM ドライブは転送レート的高速化に伴いディスク回転数の高速化が要求され、ディスクの高速回転によって発生する振動問題を解決する手段として自動平衡装置が用いられ、CD-ROM ドライブの多くに採用されることになる。音楽用として普及が始まった CD (Compact Disc) の回転数は内周側で約 500 rev/分であったが、その後 10000 rev/分 を越える回転数となった。繰り返すことになるが、このような高速回転化の中で発生した振動問題に伴い自動平衡装置は普及した。

CD-ROM ドライブに搭載された自動平衡装置の一例の写真を図 1-15 に示す。ターンテーブル直下のケース内に自在に移動することができバランスウェイトとなる複数の鋼球を観ることができる。バランスの修正能力を大きくとるためにバランスウェイトとなる鋼球は複数設けられていた。

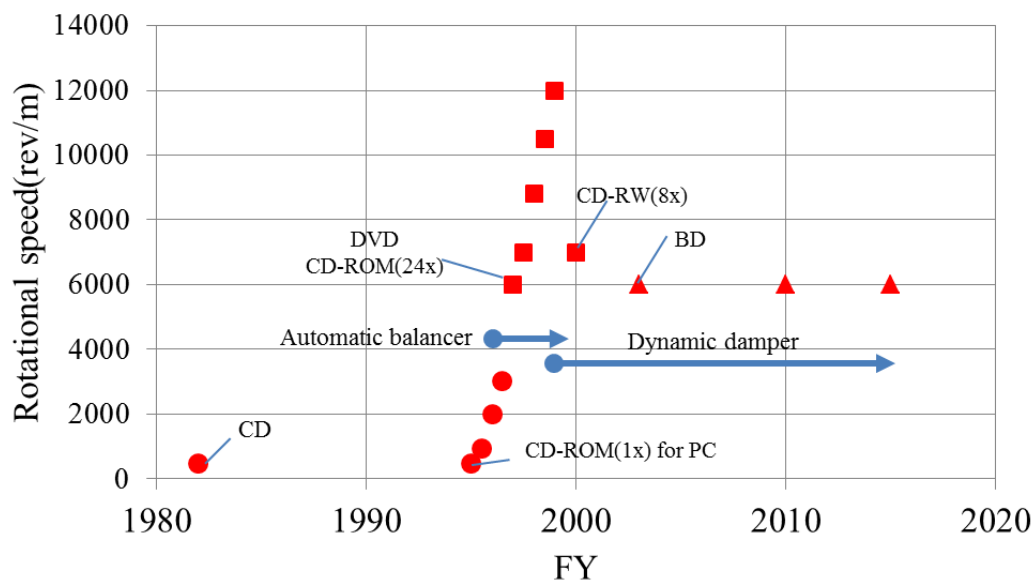


図 1-14 光ディスク装置が要求された回転数

Fig. 1-14 Rotational speed of the optical disk drive is requested



図 1-15 光ディスク装置に搭載された自動平衡装置

Fig. 1-15 Automatic balancer mounted on optical disk drive

ここで自動平衡装置が普及した必然性についての説明をするために図 1-16 に光ディスクドライブ装置の概略を示し、振動問題についての説明をする。

シャーシ上には情報が書き込まれているディスク、ディスクを取り付けるためのターンテーブル、ターンテーブルが取り付けられディスクを回転させるためのスピンドルモータ、ディスクのトラックの各ピット（再生情報）をレーザーで読み取るための光学ピックアップなどから構成されるメカデッキが、ゴム製の弾性体を介して筐体に取り付けられている。

図 1-17 には市販されている光学ピックアップの写真を示す。光学ピックアップにはトラックにレーザーの焦点を結ぶための光学レンズ群が設けられており、またトラッキング、フォーカシングを行うためにアクチュエータが構成されている。トラック上に焦点を結ぶための対分レンズはバネを介して光学ピックアップのシャーシに取り付けられ可動自在になっている。対物レンズに一体に取り付けられたコイルとコイルに対抗し

て配置されたマグネットによってアクチュエータを構成している。レーザーの焦点をトラックの径方向の振れに追従させることをトラッキング制御、面方向の振れに追従させることをフォーカシング制御と呼ぶ。例えば 1980 年代初頭に発売された容量 650MB の CD (Compact Disc) ですらトラックピッチは $1.6 \mu\text{m}$ であり、レーザーの焦点は、径方向に数百マイクロメートル振れるトラックをサブマイクロメートルの精度で追従しなければならぬので、60dB 程度のサーボゲインが必要であったが、Blue-ray でのトラックピッチは $0.32 \mu\text{m}$ であり、更に高度な制御が必要となっていることは周知である。要は、光学ピックアップは非常に繊細な制御をしており、印加される振動には注意をはらわなければならないということである。

またシャーシとメカデッキの間に設けられているゴム製の弾性体はインシュレーターと呼ばれる。インシュレーターの名のとおり振動絶縁のための弾性体である。図 1-5 に示したように振動絶縁とは、その振動系の固有角振動数を ω_n とすれば、 $\sqrt{2} \omega / \omega_n$ 以上で振動を減衰することができるということである。言い換えればローパスフィルターである。ここでは自動平衡装置を主として展開しているので、振動絶縁とはアンバランスをもつ回転体、即ちアンバランスをもったディスクが回転することにより発生する振動が外部へ漏洩するのを防ぐためにインシュレーターが設けられていると考えるとこともできるが、当初の目的は逆のものであり、外部からの振動を絶縁し内部へ侵入することを防ぐのが目的であった。それは光学ピックアップの構成にあり、先述したようにトラッキングサーボ、フォーカシングサーボを行うために対物レンズは制御されている。例えば外部から振動が印加された場合にその振動が対物レンズに伝わり、オフトラックすることを防ぐためのものであった。

CD では $1.2 \text{ m/s} \sim 1.4 \text{ m/s}$ の線速度一定制御 (CLV) であって、最内周側での回転数も 450 rev/分 程度と低速であったので、アンバランスをもつディスクを高速で回転させたときに発生する問題については想定されていなかったともとれる。

表 1-2 でも説明したように、振動の課題が顕著となったのは 1990 年代に起きた CD-ROM ドライブの高速回転化である。1997 年、転送レートが 24 倍速、ディスクの回転数で 6000 rev/分 となったときにディスクの回転に起因する振動問題が顕著となり自動平衡装置の搭載がスタートしている。

アンバランスをもったディスクが回転した場合、大きくは三つの課題が発生する。

- ① ディスクが高速で回転することによって発生した振動が外部へと漏洩し、HDD などの周辺装置を加振し、良好な動作を妨げること。
- ② 光学ピックアップを加振し、サーボマージンを減少させ、光ディスクドライブ自身の良好な動作を妨げること。
- ③ 振動が大きくなることによるメカデッキと周辺筐体との接触、それに伴う振動、騒音の発生。
が挙げられる。

例えば①の振動の漏洩の対策を行おうとすれば、インシュレーターを柔らかくして振動系の固有角振動数を低くすることで効果を得ることができる。しかしこの場合には内部のメカデッキの振動は大きくなるので、光学ピックアップに印加される振動は大きくなってしまい、また大きく加振されるメカデッキは隣接する筐体と接触しやすくなってしまふ。逆にインシュレーターを固くすれば、振動は外部へ漏洩しやすくなってしまふ。

即ち上記した課題をインシュレーターのみで解決することは困難であり、振動問題の新たな解決手段が求められていたことになり、そこで注目されたのが簡素な構造で小型化が可能な Thearl の提案した鋼球を用いた自動平衡装置（図 1-10）である⁽⁴⁾。自動平衡装置は振動系を具備しなければならないが、当初より外部からの振動流入の絶縁用と

して、弾性体であるインシュレーターを有していた光ディスク装置には都合がよかったこともある。

振動問題への対策は、入力を低減するか、伝達関数を工夫するかであるので、ここでは入力となるディスクのアンバランスを修正して、前述した三つの課題を全て解決しようとしたものである。

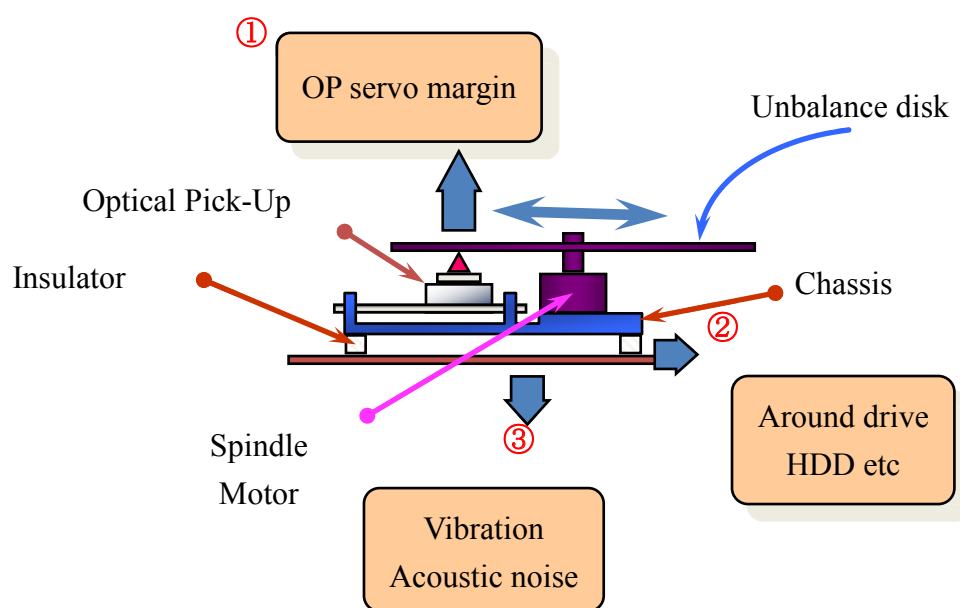


図 1-16 高速回転における光ディスク装置の問題

Fig. 1-16 Problem of the optical disk apparatus in high-speed rotation



図 1-17 光学ピックアップ

Fig. 1-17 Optical pickup.

光ディスク装置では、自動平衡装置の採用によりディスクの高速回転が可能となり、その後転送レートは48倍速を越え、ディスクの回転数は1万 rev/分 を越えている。CD-ROM の記憶容量 640MB から 4.7GMB となった DVD においても回転数は1万 rev/分 を越え、自動平衡装置は搭載され続けた。

CD-ROM と同時に普及したのが記録可能な光ディスクであり、CD-ROM とコンパチビリティのある CD-R (Compact Disc-recordable)、CD-RW (Compact Disc-rewritable) である。特に書換えが可能な CD-RW は1999年ごろ急速に普及した。光ディスク装置において書換え可能なものには MO (光磁気ディスク) があったが、独立した規格の MO に対して CD-RW は広く受け入れられることになる。

CD-RW ドライブは当初1倍速から8倍速程度で書き込みがされていたが、コンボとして CD-ROM も高速で読めなければならなかったため、ここでもディスクの回転による振動問題が考えられた。しかしここで自動平衡装置は搭載されていない。その代わりとして光ディスク装置用の動吸振器 (ダイナミックダンパー) が開発されている (図 1-8) ⁽³⁾⁽²⁵⁾。「1. 1. 4 従来の振動低減技術とその課題」でも述べたように、動吸振器には、特定の回転数でのみでしか効果を発揮することができない、重量が増加するなどの課題がある。また高速回転に対応するためには、副振動系の質量を軽量化するか、ばね定数を高くして、固有角振動数を高速回転側へと設定しなければならないが、それには限界があり、設計が困難であるという課題もある。しかしながら動吸振器に代わる新たな振動低減装置がなく、現在の主流となっている。

1. 2 本研究の目的

本研究の目的は、遠心分離機や光ディスク装置のように、未知のアンバランスをもった回転体を高速で回転させなければならない装置に適したバランス修正特性に優れた自動平衡装置を検討することにある。

磁性流体を用いた自動平衡装置は、光ディスク装置においては従来の振動低減技術に比べ、装置内部の振動低減と装置外部への漏洩振動の両方を改善することができる。情報の記録再生の信頼性の改善と、ディスクの高速回転が可能となり、記録型光ディスクへの搭載や転送レート的高速化にも貢献することができる。

またバランス修正特性に優れているだけでなく、動作時の激しい振動変化がなく、動作音も静寂であることから、激しい振動変化を嫌う記録系光ディスクドライブや、静寂性を要求される Blu-ray レコーダーなどの AV 機器へ適した振動低減装置となるので、記録系、AV 機器向け光ディスク装置において高速化に貢献しようとするものである。

1. 3 本研究の概要と構成

本研究の目的である①バランス修正特性に優れ、②動作時の激しい振動変化がなく、③動作時の騒音がない自動平衡装置を検討することを目的として、磁性流体とマグネットを用いた新たな構造の自動平衡装置を提案している。

新型の自動平衡装置の原理装置を製作し、実験によってそのバランス修正特性を確認する。

更に、新型の自動平衡装置の動作にとって重要な要因について次の3つの検討を行う。

- ① 磁性流体に生じる圧力の検討による自動平衡装置の動作回転数の設計方法
- ② バランスウェイトとなるマグネットが移動する際の摩擦係数のバランス修正特性への影響についての検討
- ③ 原理装置によるバランス修正特性の確認

①、②については、それぞれについて専用の測定装置を製作し、精度よく測定することに努め、要因についての検討を行っている。

①の磁性流体に生じる圧力は、磁性流体とマグネットを用いることにより新たに発生する課題である。磁性流体の膜は、バランスウェイトとなるマグネットに印加される遠心力に対抗して、マグネットを浮揚させなければならないので、磁性流体に生じる圧力の検討は重要である。また計算方法についても検討を行いその後の実用化に向けた設計法の検討も行う。

②のマグネットが移動する際の摩擦係数は、バランス修正特性への影響が大きく、重要な要因である。摩擦係数については、従来型の自動平衡装置から抱える課題である。

摩擦係数とバランス修正特性の関係については、陣内ら⁽⁷⁾、著者⁽³⁾も言及している。本研究では磁性流体を用いた自動平衡装置での摩擦係数を実験と理論計算によって確認し、バランス修正特性との関係性を検討する。

③の原理装置によるバランス修正特性の実験については、磁性流体を用いた自動平衡装置の原理装置を製作し、実験によってバランス修正特性を確認するものである。またバランスウェイトに鋼球を用いた比較的摩擦係数の高い従来型の自動平衡装置を製作し、磁性流体を用いた自動平衡装置との比較を行いながら、摩擦係数とバランス修正特性との関係性についての検討も行う。

また本研究では、

- ① マグネットと磁性流体に関する磁気学
- ② 摩擦係数の検討に関するトライボロジー，流体力学
- ③ 振動系，振動評価に関する振動工学
- ④ その他モータを駆動するための駆動回路
- ⑤ 測定器に必要なセンサーに関する知識

と多岐にわたる分野が必要なり、様々な記号を用いることになるので、主な記号の説明は、各章ごとに行っているが、極力、式、図の近傍に記号の説明をさせていただいている。

第2章 従来技術の自動平衡装置の課題

2.1 緒言

本章では、バランスウェイトに鋼球を用いている従来構造の自動平衡装置の課題についての検討を行う。また課題の検討を行うために必要となる自動平衡装置の動作原理についても述べる。

自動平衡装置のバランス修正特性にとって、バランスウェイトが移動する際の摩擦係数は重要な要因であり、摩擦係数がバランス修正特性へ及ぼす影響については、陣内ら⁽⁷⁾、著者⁽⁸⁾によっても言及されている。鋼球を用いた場合、摩擦の形態は、低い摩擦係数を得やすい転がり摩擦となるので都合がよかった。しかしながら、摩擦係数は低くとも存在し、鋼球を用いた従来技術の自動平衡装置では、バランス修正特性を安定して発揮できないという課題がある。

そこで本章では、バランスウェイトに鋼球を用いた従来技術の自動平衡装置を製作し、実験によって、摩擦係数がバランス修正特性へ及ぼす影響についての検討を行ったので報告する。

また摩擦係数とバランス修正特性との関連を述べるにあたっては、自動平衡装置の動作原理を説明することが必要となり、本章にて説明を行う。動作原理については井上によって解析されている⁽²⁶⁾。本研究の磁性流体とマグネットを用いた自動平衡装置と Thearle が提案したバランスウェイトに鋼球を用いた従来構造の自動平衡装置とでは、各計算値が違うものの動作原理は同様である。

2.2 主な記号の説明

以下に主な記号の説明をする。

I_0 : 負荷される初期のアンバランス量 (kg m)

φ, r : 回転座標系

φ_0 : アンバランス I_0 がの角度 ($^\circ$)

φ_i : 鋼球の角度 ($^\circ$) $i=1, 2$.

m : 鋼球の質量 (kg)

R : 鋼球の公転半径 (m)

e : 偏心量 (m)

e_0 : バランスが修正されていないとき (初期) の偏心量 (m)

ω : 回転角速度 (rad/s)

F_c : バランスウェイトに印加される遠心力 (N)

F_e : バランスウェイトに印加される偏心による力 (N)

f : 摩擦係数

2. 3 自動平衡装置の動作原理

Thearle の提案した自動平衡装置⁽³⁾を図 2-1 に示す。Thearle の提案した自動平衡装置は、ローターケース内に自在に移動することができる鋼球が 2 個設けられており、ローターケースは回転軸と共に回転する。ここでのポイントは、回転軸は弾性をもった軸でなければならないことである。弾性をもっている軸であるので、図 2-1 では、軸は歪んで描かれており、名称は“Flexible shaft”としている。

回転数が回転軸の危険速度を上回ったとき、鋼球は回転部がもつアンバランスを修正する方向へと移動し、回転軸の偏心がなくなれば静止する。自動平衡装置の動作原理については、井上によっても紹介されている⁽²⁶⁾。

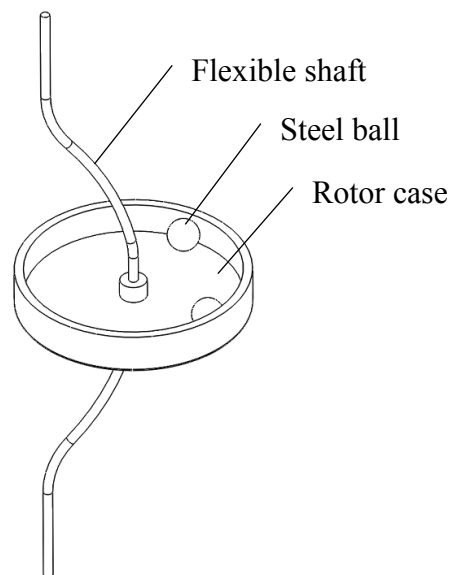


図 2 - 1 Thearle が提案した自動平衡装置

Fig. 2 - 1 Conventional automatic balancer that has been proposed to Thearle

動作原理の説明を行うために、図2-2には鋼球に印加される力を示している。またここでは、鋼球は質点として説明を行う。

ローターケースには、角度 φ_0 にアンバランス I_0 がある。また質量 m の鋼球の角度は、それぞれ φ_1, φ_2 にある。またローターは角速度 ω で回転している。

①ローターは弾性のある回転軸と一体に回転しているので、静止座標から見れば偏心量 e が発生することになる。偏心量 e によって鋼球には、 $m e \omega^2$ なる偏心による力 Fe が加わることになる。

②偏心による力 $Fe = m e \omega^2$ は、分力 $Fe\varphi = m e \omega^2 \sin(\varphi_i - \varphi_e)$ と $Fer = m e \omega^2 \cos(\varphi_i - \varphi_e)$ となるので、ここでは接線方向の分力 $Fe\varphi = m e \omega^2 \sin(\varphi_i - \varphi_e)$ がローターケースの内壁沿いに鋼球を移動させることができる。

③ここで危険速度、即ち振動系の固有角振動数 ω_n を回転数 ω が上回れば図2-3に示すように、入力と出力との位相関係は反転するのであるから、偏心量 e の振動する角度 φ_e は、アンバランスの角度 φ_0 とは反転した方向となる。

④結果、バランスウェイトである鋼球は、分力 $Fe\varphi$ によって偏心量 e がなくなるまでアンバランス I_0 の角度 φ_0 とは逆の角度へと移動し、バランスを修正する。

以上が自動平衡装置の動作原理である。

実用されている振動系は、図2-1のような回転軸を弾性とするのではなく、振動特性を調整しやすいことから図2-4に示すように、ゴム製弾性体などのばね k を設けて別途振動系を設けている。

このように、自動平衡装置は振動系上に設けられることで動作可能となり、振動系によって生じる偏心量 e によってバランスウェイトを移動させてバランス修正を行うものである。

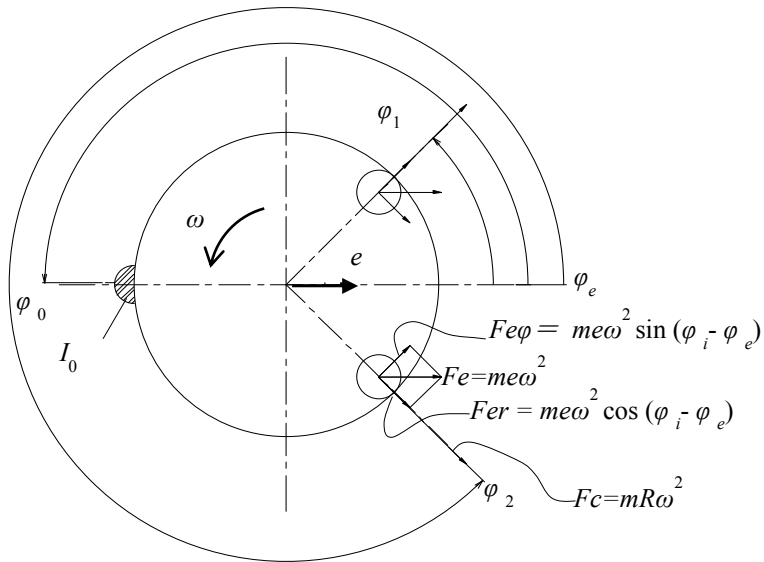


図 2 - 2 自動平衡装置の原理, 鋼球に印加される力

Fig. 2 - 2 The principle of automatic balancer. Forces applied on ball

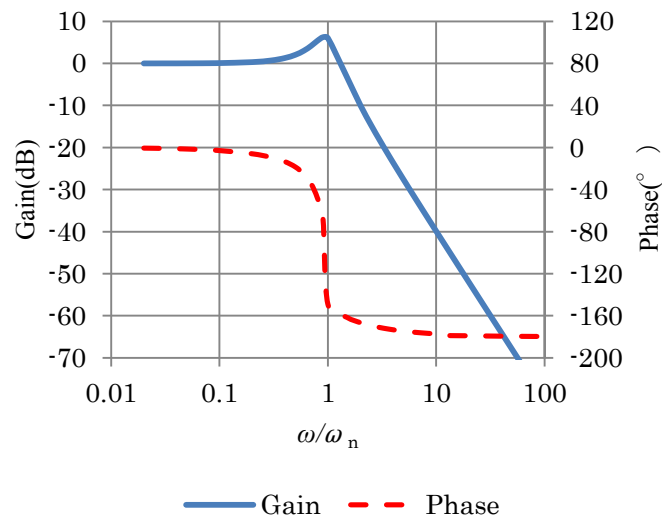


図 2 - 3 振動系の振動特性

Fig. 2 - 3 Vibration characteristics of the vibration system

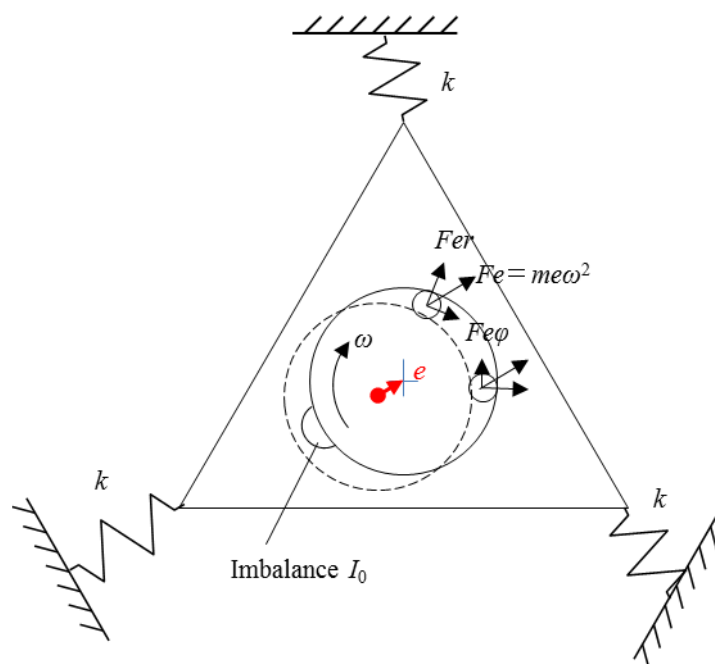


図 2-4 振動系上の自動平衡装置

Fig. 2-4 Automatic balancer on the vibration system

2. 4 摩擦係数のバランス修正特性への影響

2. 4. 1 自動平衡装置に要求される摩擦係数の計算

ここでは、バランスウェイトに鋼球を用いた従来構造の自動平衡装置において、バランスウェイトが移動する際に要求される摩擦係数の条件とバランス修正特性への影響について述べる。

「2. 3 自動平衡装置の動作原理」図 2-2 を用いて説明を行ったバランス修正の動作原理では、振動系の偏心によって生じた力の分力 $F_{e\varphi} = m e \omega^2 \sin(\varphi_i - \varphi_e)$ によってバランスウェイトは移動できることを説明したが、バランスウェイトには更に回転角速度 ω によって生じる遠心力が印加されることを考慮しなければならない。印加された遠心力によって自動平衡装置には、バランスウェイトの移動の条件として低い摩擦係数が要求されることになる。遠心力が摩擦係数の条件に影響を及ぼし、更にバランス修正特性へ影響することについては、陣内ら⁽⁷⁾、著者⁽⁸⁾も言及している。

図 2-5 にバランスウェイトである鋼球に印加される力を示し、バランスが移動する際に要求される摩擦係数についての説明をする。ここでは鋼球は質点 m として考えている。 φ_0 にアンバランス I_0 があり、質量 m の鋼球は、それぞれ角度 φ_1 , φ_2 , 公転半径 R にある。またローターケースは角速度 ω で回転している。アンバランス I_0 と振動系によって発生する偏心量 e が角度 φ_e にある。

ここで、鋼球には偏心によって生じる力 F_e とローターケースの回転によって生じる遠心力 F_c が印加されることになる。更に、偏心による力 F_e は、鋼球をローターケースの内壁に沿って移動させ、バランス修正を行わせようとする接線方向の分力 $F_{e\varphi}$ とローターケース内壁に押し付ける分力 F_{er} となり、それぞれ式(2-1)、式(2-2)となる。ローターケース内壁に押し付けようとする力は式(2-3)に示すように遠心力 F_r と偏心

の分力 $F_{e\varphi}$ の合力となるので、このとき鋼球が移動することができる摩擦係数 f は分力 $F_{e\varphi}$ と、遠心力 F_c と分力 F_{er} の合力との比で求まり式(2-4)となり、式(2-4)を整理すれば鋼球が移動するのに必要される摩擦係数 f の条件である式(2-5)となる。

$$F_{e\varphi} = me\omega^2 \sin(\varphi_i - \varphi_e) \quad (2-1)$$

$$F_{er} = me\omega^2 \cos(\varphi_i - \varphi_e) \quad (2-2)$$

$$F_r + F_{er} = m\omega^2 \{R + e \cos(\varphi_i - \varphi_e)\} \quad (2-3)$$

$$f = \frac{F_{e\varphi}}{F_r + F_{er}} = \frac{me\omega^2 \sin(\varphi_i - \varphi_e)}{m\omega^2 \{R + e \cos(\varphi_i - \varphi_e)\}} \quad (2-4)$$

鋼球が移動することができる摩擦係数の条件

$$f < \frac{e \sin(\varphi_i - \varphi_e)}{R + e \cos(\varphi_i - \varphi_e)} \quad (2-5)$$

ここで e は偏心量(m), R は鋼球の公転半径(m), φ_i, φ_e はそれぞれ鋼球のある角度($^\circ$), 偏心 e の角度($^\circ$)である。

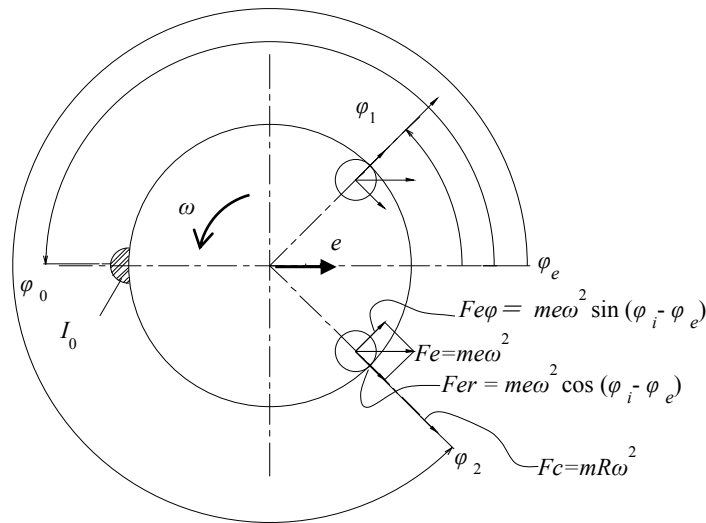


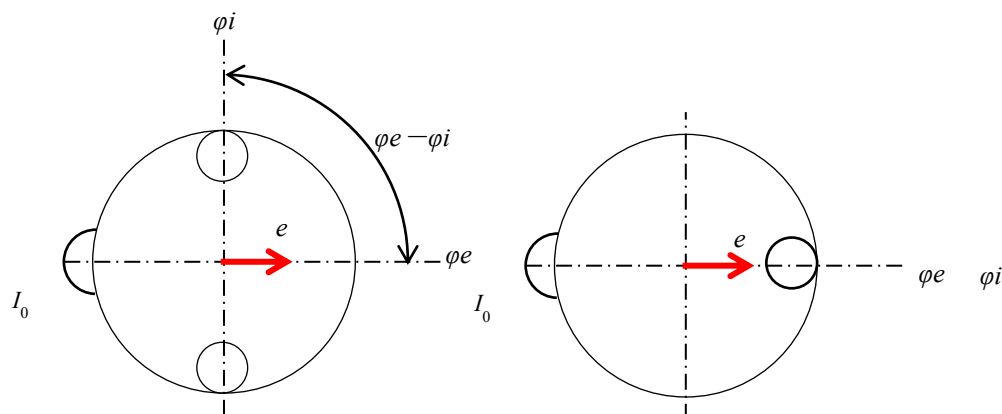
図 2-5 鋼球に印加される力

Fig. 2-5 Forces applied on steel ball

更に鋼球が移動するのに要求される摩擦係数の条件を具体的な値を用いて計算を行う。

許容される摩擦係数の計算条件は、公転半径 $R=10.8$ mm, 負荷された初期のアンバランス量 I_0 のとき (バランスが修正される前) の初期偏心量 $e_0=0.085$ mm とし, また偏心量 e は, 図 2-6 に示すように, ここでは鋼球がバランスを修正するにしたがって減少していくものとして計算する。図 2-6(a) に示すように $\varphi_i - \varphi_e = 90^\circ$ の場合には, 鋼球はバランスを修正していないので $e=e_0$ となり, 図 2-6(b) のように $\varphi_i - \varphi_e = 0^\circ$ の場合にはバランスの修正を完了したとして $e=0$ となるような関数 $e=e_0 \{1 - \cos(\varphi_i - \varphi_e)\}$ として計算を行う。式 (2-5) に $e=e_0 \{1 - \cos(\varphi_i - \varphi_e)\}$ を代入した摩擦係数の計算式を式 (2-6) に示す。

$$f < \frac{e_0 \{1 - \cos(\varphi_i - \varphi_e)\} \sin(\varphi_i - \varphi_e)}{R + e_0 \{1 - \cos(\varphi_i - \varphi_e)\} \cos(\varphi_i - \varphi_e)} \quad (2-6)$$



(a) 鋼球はバランスを修正していない場合

$$\begin{aligned} e &= e_0 \{1 - \cos(\varphi_e - \varphi_i)\} \\ &= e_0 \{1 - \cos(90^\circ)\} \\ &= e_0 \end{aligned}$$

(b) 鋼球はバランスを修正している場合

$$\begin{aligned} e &= e_0 \{1 - \cos(\varphi_e - \varphi_i)\} \\ &= e_0 \{1 - \cos(0^\circ)\} \\ &= 0 \end{aligned}$$

図 2-6 $\varphi_e - \varphi_i$ と偏心量 e との関係

Fig. 2-6 Relationship between $\varphi_e - \varphi_i$ and eccentricity e

図 2-7 に式(2-6)を用いて計算した $\varphi_i - \varphi_e$ と要求される摩擦係数 f の関係の計算結果を示した。計算結果からは、鋼球が移動するには、各 $\varphi_i - \varphi_e$ において、1000 分の 1 位の極めて低い摩擦係数 f が要求されることが明らかとなった。図 2-7 の計算結果によれば、例えば摩擦係数が $f=0.004$ とすれば、約 $\varphi_i - \varphi_e < 30^\circ$ 内の範囲においては鋼球が移動することができない。摩擦係数が大きくなれば、鋼球はバランスを修正するために移動することのできない角度範囲が広がってしまうので、摩擦係数はバランス修正特性に影響を与える重要な要因であることが確認された。

精度の高い転がり軸受においても転がり摩擦係数で 0.007 程度の値が用いられるとある⁽²⁷⁾ので、通常の機械部品で静止摩擦に近い低速移動時に 1000 分 1 位の摩擦係数を

維持することは容易なことではないことは公知である。

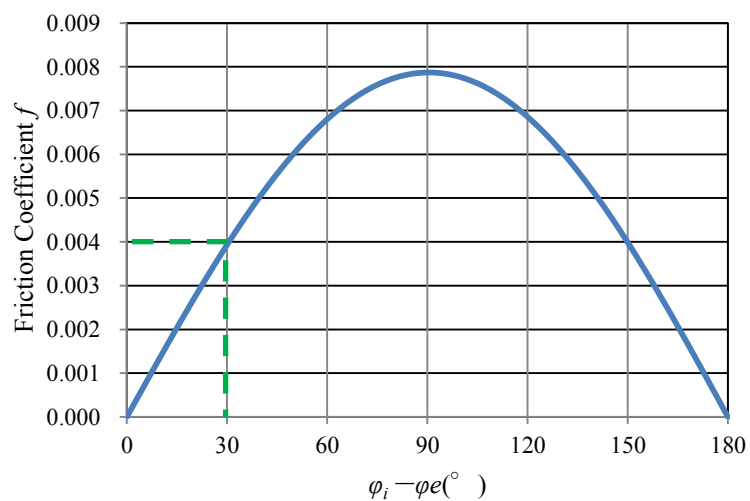


図 2-7 鋼球を用いた自動平衡装置における許容される摩擦係数の計算

Fig. 2-7 Calculation results for limits on allowable friction coefficient for operation of balancer in the case using steel ball ($R=10.8$ mm, $e_0=0.085$ mm)

2. 4. 2 摩擦係数の測定

実験によって摩擦係数のバランス修正特性への影響についての検討を行うために、ここで鋼球を用いた従来構造の自動平衡装置を製作し、摩擦係数の測定を行う。図 2-8 に製作した鋼球を用いた従来構造の自動平衡装置を示す。真鍮 C3603 製レースをもつローターケース内に、ステンレス SUS440C 製で直径 3.5 mm、質量は $m=0.168$ g の鋼球 4 個を組み入れた。公転半径 $R=10.8$ mm であり、バランス修正の最大能力は 0.68×10^{-5} kg m となっている。

鋼球の摩擦係数の測定を行った結果を表 2-1 に示した。図 2-9 に示すように、測定された摩擦係数は、傾斜法によって測定された静止摩擦係数である。測定はクリーン度：一般環境下、雰囲気：空気中で行った。表 2-1 における鋼球 1 個、鋼球 2 個とは、図 2-9(a),(b)に示すように、鋼球 1 個と鋼球 2 個の場合である。

製作した鋼球を用いた自動平衡装置の摩擦係数は、鋼球 1 個、2 個の場合の平均値でそれぞれ 0.0286 と 0.141 であり、ともに図 2-7 で要求された摩擦係数の条件を満足していない。特に鋼球 2 個の場合には、鋼球同士が接触することで、鋼球間の接触部では摩擦は転がり摩擦ではなく滑り摩擦になるので、摩擦係数は増大していることが確認された。摩擦係数は、部品の材質、表面粗さ、洗浄などに影響をされるものであり、1000 分の 1 位の摩擦係数を維持するには高い機械精度や管理が必要とされることは周知である⁽²⁷⁾。

表 2-1 の測定結果からは、試作された鋼球型の自動平衡装置は、図 2-7 で行った鋼球が移動するために要求される摩擦係数を満足していない。したがって、製作された鋼球型自動平衡装置では、バルンサーとなる鋼球は移動することができないので、どの角度に静止するのか定まらないことになり、バランス修正特性は不安定なものになることが推測できる。



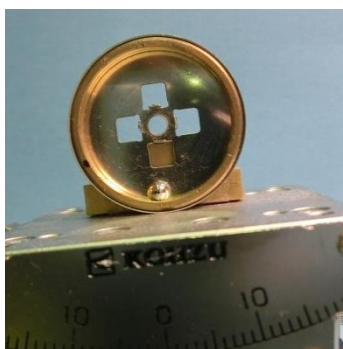
図2-8 鋼球を用いた自動平衡装置

Fig.2-8 Automatic balancer using steel ball

表 2-1 鋼球の摩擦係数の測定

Table 2-1 Measurement results of friction coefficient of steel ball

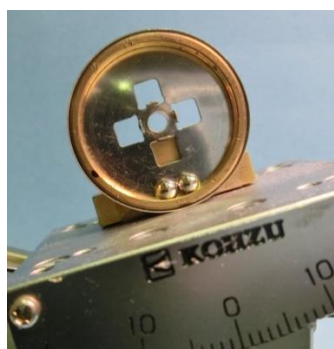
	鋼球 1 個 1 ball	鋼球 2 個 2 balls
1	0.0175	0.225
2	0.0279	0.151
3	0.0279	0.0699
4	0.0244	0.0629
5	0.0454	0.194
平均値	0.0286	0.141
標準偏差	0.0103	0.0728



(a)ボール1個の場合

(摩擦は転がり摩擦)

(a)1 ball(Rolling friction)



(b)ボール2個の場合

(摩擦に滑り摩擦が加わる)

(b)2 balls (Sliding friction)

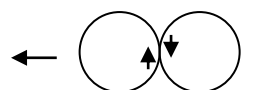


図 2-9 鋼球の摩擦係数の測定

Fig. 2-9 Measurement of friction coefficient of the steel ball

2. 4. 3 従来の自動平衡装置のバランス修正特性の実験

次に図2-8に示した鋼球型の自動平衡装置のバランス修正特性を測定する。

図2-10には製作した鋼球型の自動平衡装置のバランス修正特性の測定系を示す。

測定系は、自動平衡装置とアンバランス量 $0.5 \times 10^{-5} \text{ kg m}$ のディスクが、モータによって一体に回転し、モータはアルミ製のフレームに取り付けられ、フレームはゴム製の弾性体を介して基台に取り付けられて振動系を構成している。アンバランスをもったディスクが回転することにより発生する振動加速度をフレーム上に取り付けた加速度センサーによって測定するシステムである。即ち測定した振動量によってバランス修正を評価するものである。

図2-11に振動系の振動特性を示す。振動特性は自動平衡装置から鋼球を取り除きバランス修正がされない状態において、アンバランス $0.5 \times 10^{-5} \text{ kg m}$ が負荷された場合の測定結果である。振動特性からは、振動系によって与えられる偏心量 e_0 は、測定回転数とする $\omega = 340 \text{ rad/s}$ のとき $e_0 = 0.085 \text{ mm}$ となっている。また図2-12には測定系のブロック図を示した。ここで e_0 の添字 0 の意味は、バランスが修正されないアンバランス $0.5 \times 10^{-5} \text{ kg m}$ での（初期）偏心量であることを示している。

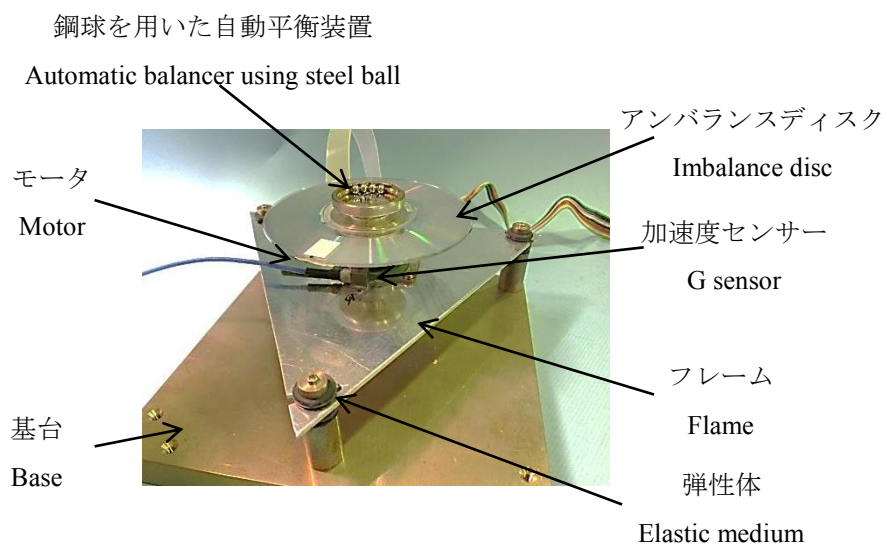


図 2-10 鋼球を用いた従来技術の自動平衡装置と測定系

Fig. 2-10 Prototype of automatic balancer using steel ball, and the measurement system of balance correction characteristics

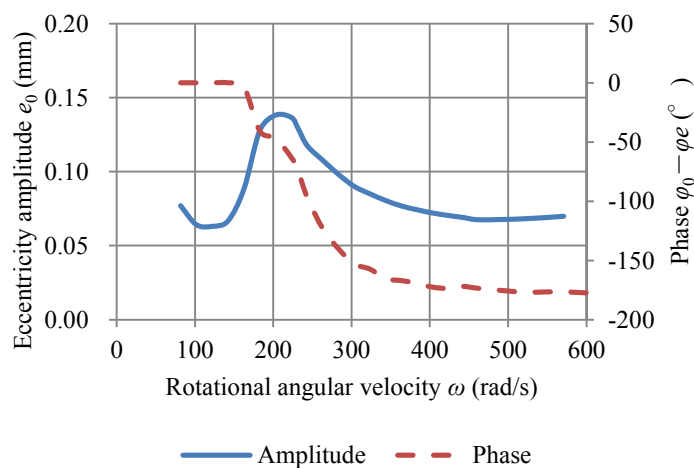


図 2-11 振動系の振動特性

Fig. 2-11 Characteristics of vibration system

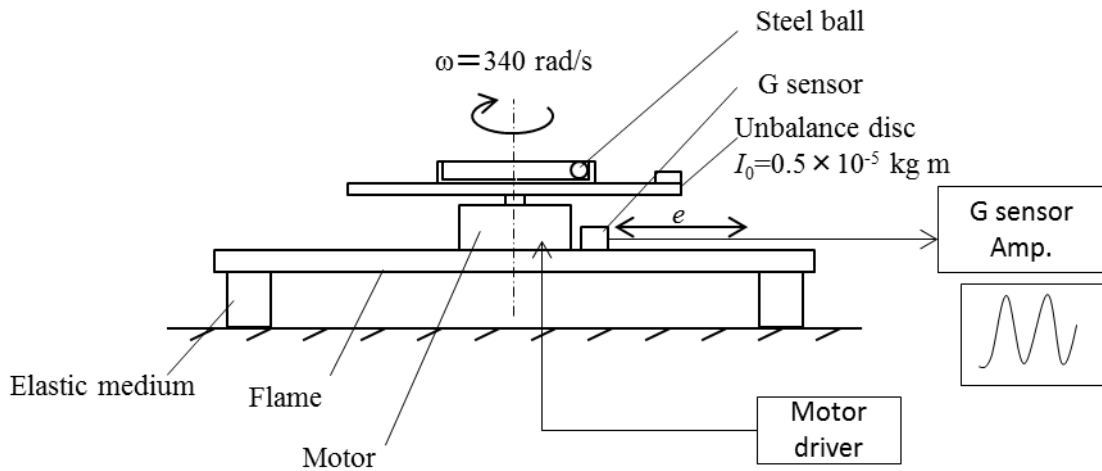


図 2-12 バランス修正特性の測定系

Fig. 2-12 Measuring system of the balance correction characteristics

図 2-13 は、自動平衡装置から鋼球を全て取り除き、バランス修正をすることができない状態でアンバランス量 $0.5 \times 10^{-5} \text{ kg m}$ のときに発生する振動加速度波形を図 2-10 の測定系を用いて測定した結果である。時間経過とともに上昇し到達する回転角速度は 340 rad/s に設定されている。振動波形からはモータ回転数の上昇とともにアンバランスによって発生するフレーム上の振動が増加し、やがてモータの回転数が飽和し一定となれば、振動加速度も一定となる様子を観察することができる。図 2-13 での測定結果から、回転角速度 340 rad/s での振動加速度は 9.8 m/s^2 となった。この振動加速度を自動平衡装置のバランス修正特性を評価する基準の振動値 a_0 として用いる。振動加速度はおよそアンバランス量に比例して発生するので、自動平衡装置がバランスを修正すれば発生する振動は基準振動値 a_0 に比べ小さくなる。即ちバランス修正特性は、自動平衡装置が作動しバランスを修正して、発生する振動が低減された度合いである相対比によって評価する。

次に鋼球をローターケースに戻し入れ（自動平衡装置が作動できる状態に戻し）バラ

ンス修正特性の実験を行う。図2-14には、自動平衡装置がバランス修正をした場合の振動加速度の波形の一例を示したものである。図2-14に示した振動波形からは、モータが回転を開始し、回転の上昇とともに一時振動は増加していくが、自動平衡装置が作動しバランスを修正したことによって振動が低減されていく様子を観察することができる。ここでは、図2-13に示した基準振動 a_0 の測定結果とは違い、縦軸は振動加速度 (m/s^2) ではなく、相対比 a/a_0 としている。 a/a_0 は、自動平衡装置がバランス修正をした後の振動値 a と自動平衡装置が無い場合の振動値 a_0 との比であり、自動平衡装置が低減した振動量を相対比によって示しているものである。

図2-14の測定結果から、この例においては振動加速度の相対比 a/a_0 は最終的に0.34となっており、自動平衡装置がバランスを修正することによって発生する振動を0.34倍まで低減したことになる。振動を66%削減したと言い換えることができる。バランス量と振動量とが比例関係にあるとすれば、アンバランスを66%修正したということもできる。

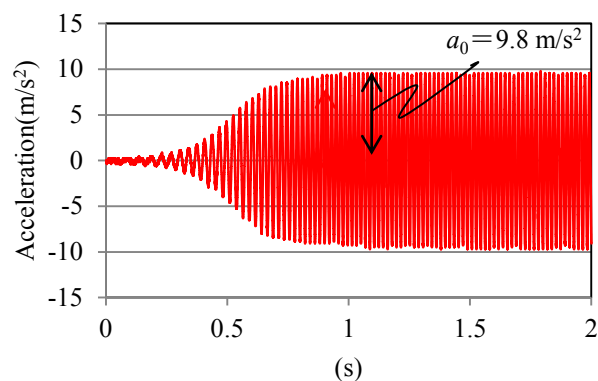


図 2-13 基準となる振動加速度（自動平衡装置が動作しない場合）

（アンバランス量 0.5×10^{-5} kg m, 最大回転数 $\omega = 340$ rad/s）

Fig. 2-13 Acceleration a_0 for reference vibration (The characteristic of vibration was determined while the automatic balancer was not operating)

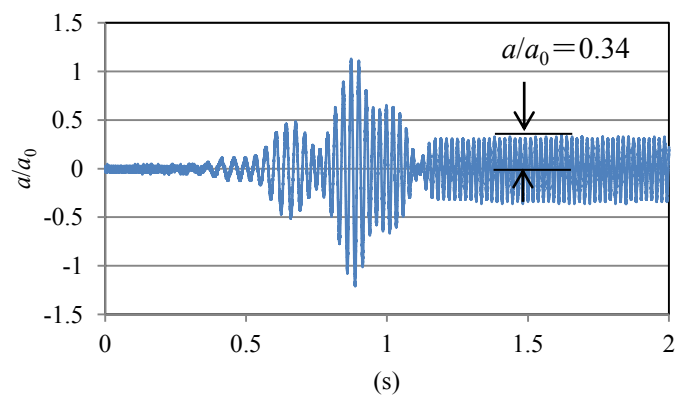


図 2-14 鋼球を用いた自動平衡装置の振動波形

（ディスクのアンバランス量 $I_0 = 0.5 \times 10^{-5}$ kg m, 最大回転数 $\omega = 340$ rad/s）

Fig. 2-14 Vibration waveform of automatic balancer using steel ball

更に図 2-14 で行った実験を 32 回繰り返したときの、 a/a_0 のヒストグラムを作成し図 2-15 に示す。図 2-15 の結果は、 a/a_0 の平均値、標準偏差はそれぞれ 0.41, 0.23

となった。ヒストグラムを観ても解るように、 a/a_0 のばらつきは大きく、 a/a_0 は最大で 0.9 とバランスをほとんど修正できていない場合もあった。平均値と 3 シグマの合計は $0.41+3\times 0.23=1.10$ となり、バランスを修正できない場合もありうる結果となった。

図 2-15 の結果から、鋼球が移動するために要求される摩擦係数を満足することができていない自動平衡装置では、バランス修正特性のばらつきが大きく、バランスを修正できない場合があることが確認された。鋼球が移動できる摩擦係数の条件を満たせなければ、鋼球はバランスを修正する角度へと移動することができないので、鋼球が静止する角度が不安定になるということである。

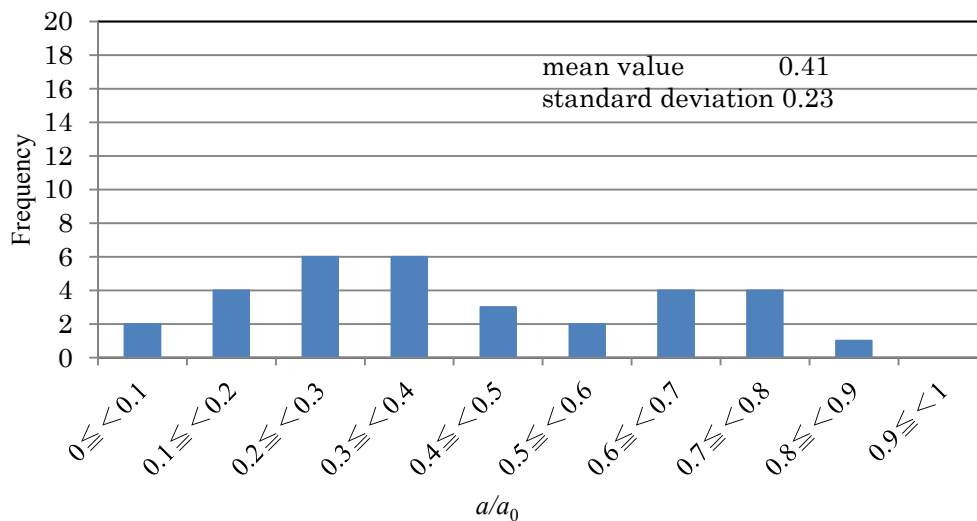


図 2-15 鋼球型自動平衡装置のバランス修正特性 a/a_0 のヒストグラム

(アンバランス量 0.5×10^{-5} kg m, 測定回転数 $\omega=340$ rad/s, 測定回数 32 回)

Fig. 2-15 Histogram of relative ratio a/a_0 for the balance correction in conventional type using steel ball

2-5 結 言

図2-15の結果から、自動平衡装置に要求される摩擦係数が得られない場合には、バランス修正をするためにバランスウェイトが移動することができないので、バランスウェイトの角度はばらつき不安定となる。その結果バランス修正特性のばらつきは大きくなり、確実にバランス修正を行うことができないことが明らかとなった。これらの結果から摩擦係数のバランス修正特性への影響を確認することができた。

鋼球を用いた従来技術の自動平衡装置では、要求される1000分の1台の摩擦係数を維持することは非常に困難であるので、結果従来技術の自動平衡装置は、バランス修正特性が不安定で、確実に振動低減効果を得ることができないという課題をもっていることが確認された。

例えば高速回転を要求される光ディスク装置において、バランス修正特性が不安定な自動平衡装置は、アンバランスをもったディスクが高速で回転したときに発生してしまう振動を除去することで光学ピックアップのサーボマージンへの貢献や、装置外部への振動漏洩を低減するなどの性能が安定しないということになるので、高速化、良好な情報の記録再生、振動による周辺機器への影響、振動、騒音自体の低減などに貢献することが困難である。

更に従来技術の自動平衡装置では、図2-14のバランス修正動作時の振動波形を観ると、激しい振動加速度の変化を観察することができ、光ディスクドライブにおいては光学ピックアップの正常な動作を妨げる可能性があるという信頼性への懸念という観点から、記録系の光ディスク装置には適さないという課題もある。

また鋼球が移動する際にレースとの接触によって発生する摺動音が聴感によって観察され、静寂性を求められるBlu-rayレコーダーなどのAV機器に適さないという課題

もある。

上記のように、バランスウェイトに鋼球を用いた従来構造の自動平衡装置は、

- ① バランス修正特性のばらつきが大きい
- ② バランス修正動作時の振動加速度の変化が激しい
- ③ バランス修正動作時に摺動音が発生する

という課題を抱えているので、遠心分離機などの高速回転を要求される装置においてアンバランスを修正し、発生する振動を低減するという基本的な性能を維持することが困難であり、特に光ディスク装置においては、高い信頼性を要求される記録系、Blu-rayレコーダーなどの静寂性を要求されるAV機器に適さないという課題がある。

そこで本研究では、

①摩擦係数を低く抑えることでバランス修正特性に優れ、②動作時の激しい振動加速度の変化や、鋼球が移動するときの摺動音などがなく静寂な振動低減装置の提案を目的として、磁性流体を用いた新たな構造の自動平衡装置の検討を行うものである。

光ディスクなどの回転体を含む装置の高速化に貢献し、例えばAV機器などの静寂を要求される記録系光ディスク装置に適した自動平衡装置の設計に関する研究を行うものである。

第3章 磁性流体を用いた自動平衡装置の構成

3-1 緒言

本章では磁性流体を用いた新たな構造の自動平衡装置の説明と新型自動平衡装置の要点となっているマグネットと磁性流体の特性についても述べる。

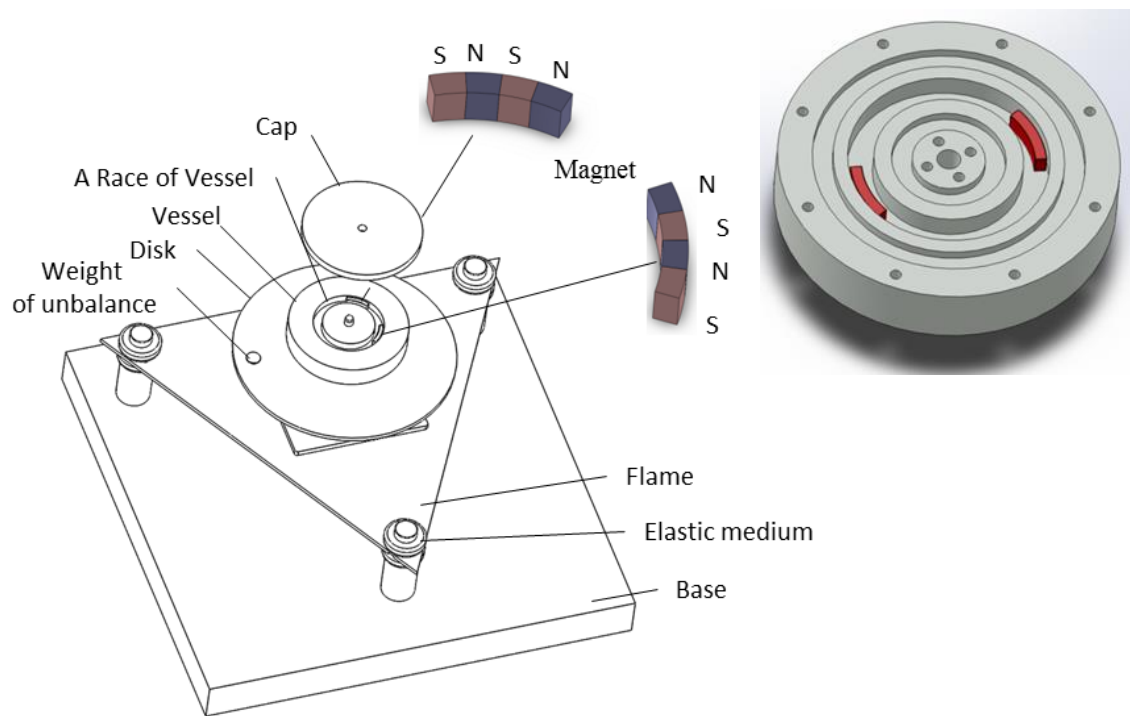
「第2章 従来技術の自動平衡装置の課題」では鋼球を用いた従来構造の自動平衡装置において、摩擦係数がバランス修正特性に及ぼす影響について検討し、良好なバランス修正特性を得るためには、摩擦係数条件を満足する必要性が明らかとなったが、磁性流体を用いた自動平衡装置は、バランスウェイトとなるマグネットに磁性流体が吸着し、マグネットを浮揚させる構造となっているので流体潤滑摩擦のような状態を作り上げ、バランスウェイトであるマグネットが移動するときの摩擦係数を低くすることができる。即ち低い摩擦係数を得ることで、優れたバランス修正特性を得ようとするものである。

そこで本章では、磁性流体を用いた自動平衡装置の構成を述べるとともに、以後マグネットを浮揚させる磁性流体の圧力、摩擦係数、バランス修正特性を検討する上で必要となるマグネット、磁性流体の特性、振動系の特性についてまとめ、述べる。

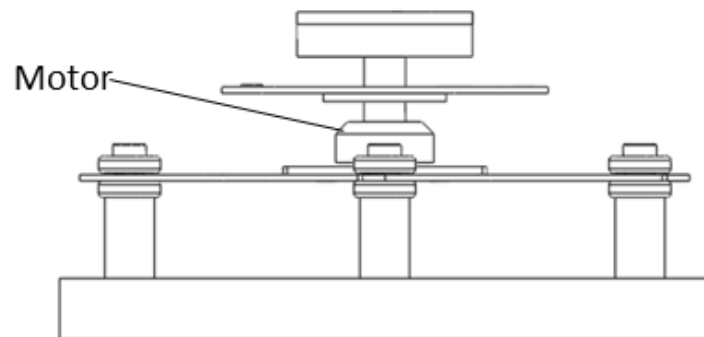
3-2 構造の説明

図3-1には、本研究の主題である磁性流体を用いた自動平衡装置の原理装置の構造を示した。磁性流体とバランスウェイトの役割を果たすマグネットを用いた構造の自動平衡装置は、著者らによって基本的な構造が提案されている⁽¹⁰⁾。新型の自動平衡装置の構造を説明すれば、ポリカーボネート樹脂製のベッセルの溝の中に、径方向に4極に着磁された2個のマグネットが組み入れられている。それぞれのマグネットには磁性流体0.1mlを吸着させてある。磁性流体はマグネットに吸着され磁性流体膜を形成し、マグネットをベッセル内に浮揚させる。ベッセルとアンバランスをもったディスクはモータに取り付けられ一体に回転させられる。モータはアルミ製のフレームに取り付けられ、アルミ製のフレームはゴム製の弾性体を介して基台に取り付けられることで振動系を形成している。

新構造での狙いは、マグネットに吸着された磁性流体が、マグネットとベッセルの内壁の間に流体膜を形成し、流体潤滑摩擦の状態をつくり、簡素に低い摩擦係数を得られるという狙いにある。磁性流体によって浮揚し動きやすくなっているマグネットが、バランスを修正する角度へと移動する。また例えば滑り軸受であれば潤滑油などの流体に圧力を発生させるには回転軸と軸受が相対的に回転しなければならない⁽²⁸⁾が、マグネットに吸着した磁性流体はマグネットから生じる磁界によって圧力を得るのであるから、回転する必要がなく相対的な速度がなくとも圧力を発生し、流体潤滑摩擦のような状態が得られるという狙いである。バランスウェイトは、最後は静止してバランス修正を行うのであるから低速で移動するときの摩擦係数が低いことが理想である。



(a) Structure of prototype



(b) Side view

図 3-1 磁性流体を用いた新型自動平衡装置の原理試作機の構造

Fig. 3-1 Structure of an automatic balancer which use magnetic fluid

また図3-2には新型の自動平衡装置の写真を示した。ベッセルには磁性流体が飛散しないように蓋を取り付けてあり、Oリングによって密閉性を高めてある。

図3-3には、マグネットに磁性流体が吸着している様子を示した。4極に着磁されたマグネットのパーミアンスの高い部分に磁性流体が集中していることが観察できる。マグネットは磁性流体膜を介してレース上であり、軽やかに移動することができる。

図3-4, 図3-5にはそれぞれマグネットとベッセルの寸法を示す。

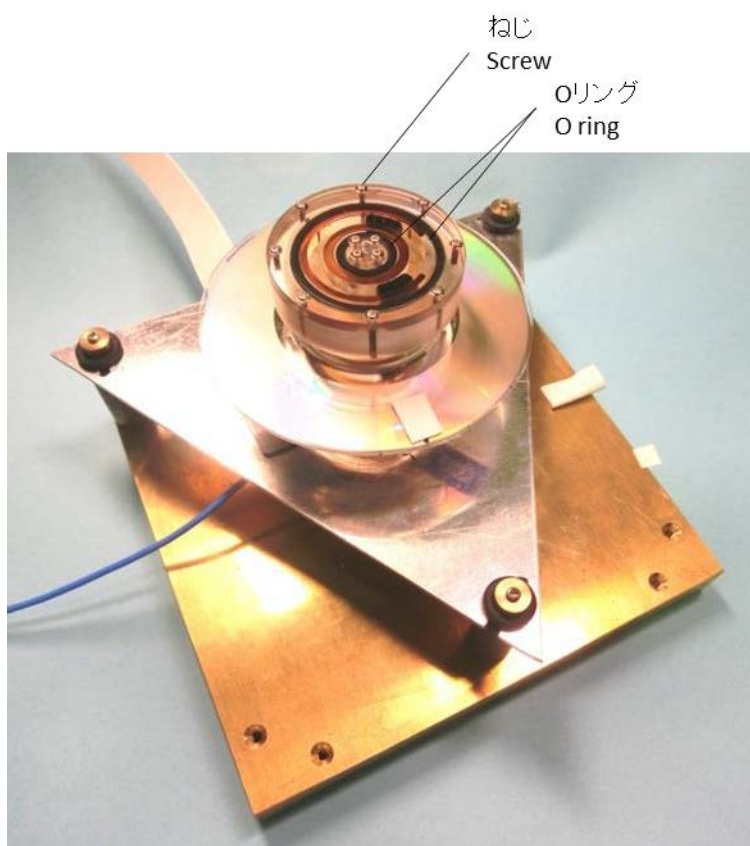


図3-2 磁性流体を用いた新型自動平衡装置の写真

Fig. 3-2 Photograph of new automatic balancer



図 3-3 磁性流体を付着させたマグネット

Fig. 3-3 Photograph of a magnet covered magnetic fluid

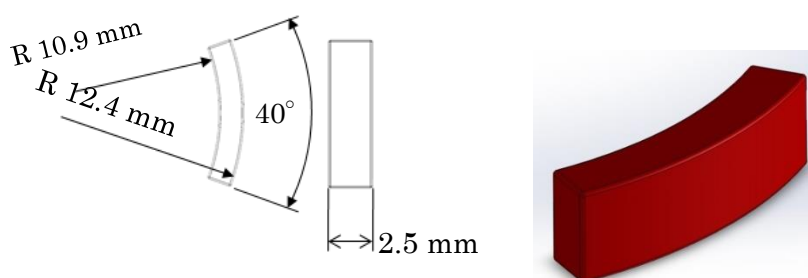


図 3-4 マグネットの寸法

Fig. 3-4 Dimension of magnet

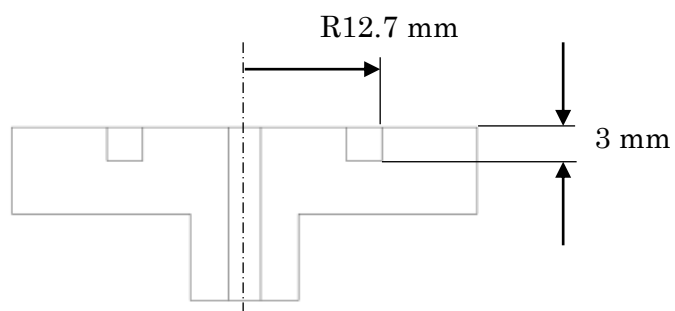


図 3-5 ベッセルの寸法

Fig. 3-5 Dimension of vessel

3.3 マグネットの磁気特性

磁性流体に圧力を発生させる要因として、マグネットが作る磁界は重要であるので、マグネットの磁気特性について述べる。

マグネットは、日立金属商事(株)社製型式 HS-46CH の Nd-F-B 焼結マグネットを用いた。図 3-6 には型式 HS-46CH の B-H 曲線を示し、図 3-6 の B-H 曲線を元に有限要素法を用いてシミュレーションをした磁束密度分布の計算結果を図 3-7 に示す。計算ソフトには JMAG-Designer を用いた。

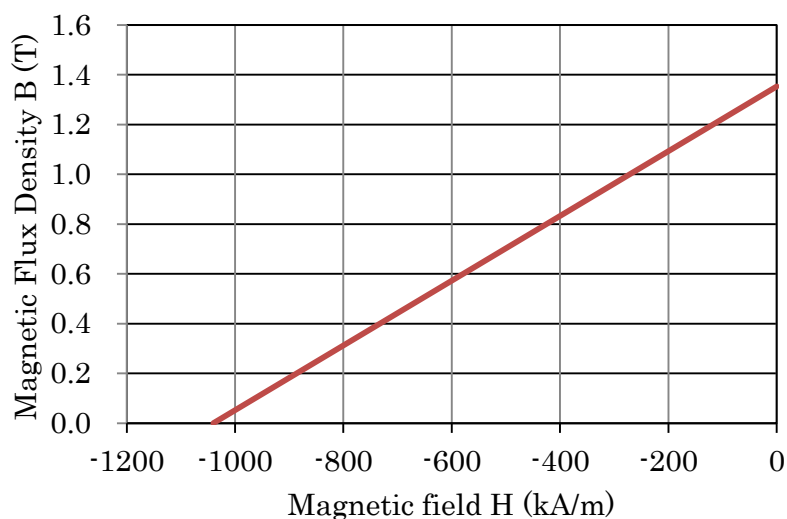


図 3-6 マグネット (HS-46CH) の B-H 曲線 (出展：日立金属商事(株)社)

Fig. 3-6 The B-H curve of code No.HS-46CH magnet

(Source:Hitachi Metals admet)

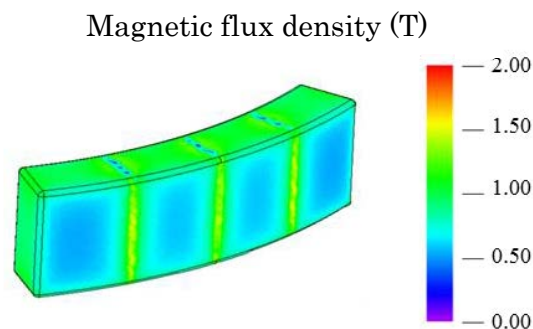


図 3-7 マグネットの磁束密度分布計算結果

Fig. 3-7 A simulated results of the drawing of the contouring graph of the magnetic flux density of magnetized a magnet

原理試作機では、マグネットは4極に着磁しているが、マグネットの性能を引き出せているのかの確認を行うために、図 3-7 に示した有限要素法による飽和着磁された場合の磁束密度の計算結果と測定結果との比較を行っている。ステッピングモータによってマグネットを回転させながら、ガウスメーター (ADS 社製型式 HGM8300p) により磁束密度波形を測定している様子を図 3-8 に示し、シミュレーション結果と測定結果との磁束密度波形の比較を図 3-9 に示した。

図 3-9 から、磁束密度のピーク値の測定結果は 0.45 T となり、シミュレーションによる飽和着磁の計算結果と比較するとピーク値での差は 5.15 %、積分値で 12.0 % であることを確認し、今後若干の磁束密度の改善が可能であることが明らかとなった。

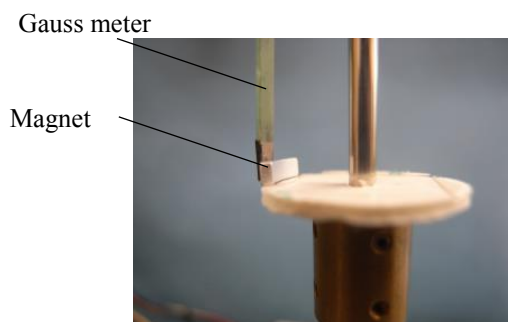


図 3-8 マグネットの磁束密度波形の測定

Fig. 3-8 Measurement system for magnetic flux density

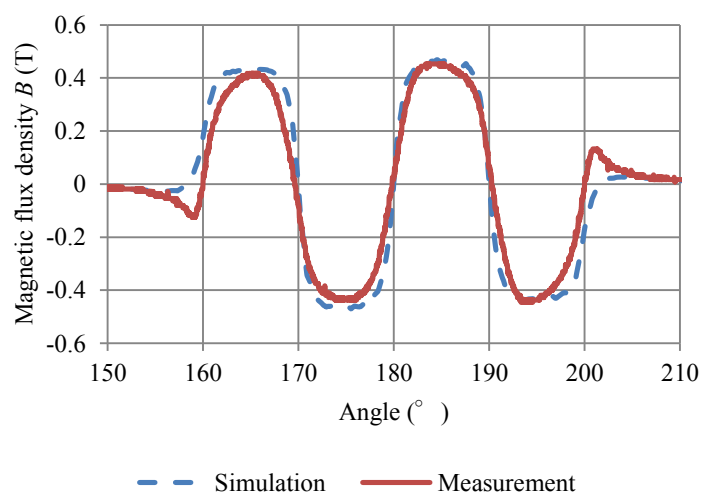


図 3-9 マグネットの磁束密度波形

(マグネット外周からの距離 $\Delta r = 0.2$ mm)

Fig. 3-9 Comparison of calculation and measurement results for magnetic flux density waveform on $\Delta r = 0.2$ mm

3.4 磁性流体の特性

マグネットにより磁性流体に圧力を発生させ、マグネットを磁性流体上に浮揚させて流体潤滑摩擦のような状態を得ようとするものである。磁性流体の物理特性、磁気特性は非常に重要である。

磁性流体は媒体（液相分子）中に 10 nm 以下の磁性粒子を安定的に分散させた液体である。磁性粒子の偏析を防ぐために磁性粒子表面には界面活性剤が処理されているので、磁性粒子の偏析がない。したがって磁界下や遠心力によっても偏析することはなく、液体自体が磁性を帯びているように振る舞う特徴的な流体である。磁性流体は 1960 年代に NASA で真空中での燃料の移動手段、封止剤として研究されて以来、様々な分野で応用され紹介がされている⁽²⁹⁾。また基礎的な研究から応用分野まで広く研究がされている。

工業的分野では、磁性流体に砥粒を混ぜ、硬度の高いセラミックスを研磨する方法の研究⁽³⁰⁾ や、センサーやアクチュエータへの応用も研究されている⁽³¹⁾⁽³²⁾。

また磁性流体の他に、粒子径を数 μm と大きくとり、磁界を印加したときに見掛けの粘度が変化する MR 流体（磁気粘性流体）を用いた可変ダンパの研究や実用化がなされており、洗濯機への実用化も始まっている⁽¹⁹⁾⁽³³⁾。身近なところでは HDD 内のスピンドルモータ（ディスク回転用モータ）のボールベアリングから発生するコンタミネーションが装置内部に入り込むことを防止する役割で磁性流体シールとして普及した⁽²⁹⁾。最近ではオーディオのスピーカーの VCM の粘性用として用いられ発売もされている⁽³⁴⁾。

この他にも磁性流体は様々な分野で実用化、研究がなされ応用が期待されている。

ここで磁性流体の基本的な性質を知るために、図 3-10 に神山⁽³⁵⁾によって紹介され

た磁性流体の微粒子の分散モデルを示す。磁性流体は液中の強磁性微粒子の安定な分散が必要であり、ブラウン運動を利用して粒子の沈降を防ぐために、粒子の大きさは平均直径で 10nm 程度まで微細化されている。また、粒子には界面活性剤を吸着させて反発力をもたせることで、粒子同士が近接しクラスターとなることを防いでいる。これらの工夫がなされて磁性流体は流体自身が磁性を帯びたような振る舞いを見せる。

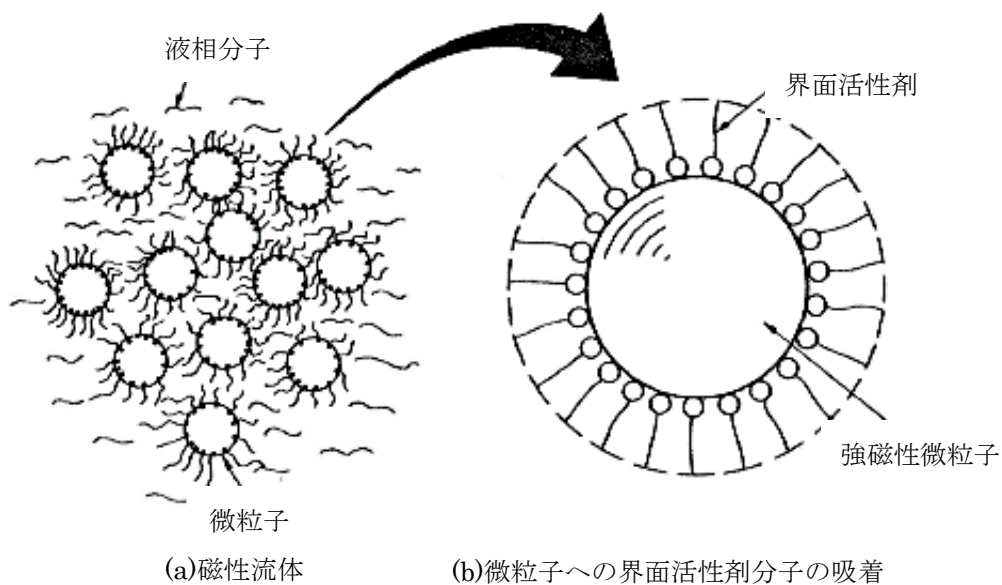


図 3-10 磁性流体の微粒子の分散モデル

(神山新一, 磁性流体入門, 1989, p.6.より引用⁽³⁶⁾)

Fig. 3-10 Distributed model of fine particles of magnetic fluid

磁性流体の分散安定性の要素の一つである界面活性剤の長さの影響を説明するために Rosensweig⁽³⁶⁾により計算され、神山⁽³⁷⁾によっても紹介されている粒子間のポテンシャルエネルギーの計算結果を引用し図 3-11 に紹介する。図 3-11 は、粒子径 10 nm で界面活性剤の長さが 0.5nm, 2nm それぞれの場合で、粒子間距離の無次元数 l における、

(1)粒子間に働く磁気力による吸引力のポテンシャルエネルギー, (2)ファン・デル・ワールス力によるポテンシャルエネルギー, (3)長さ δ の界面活性剤によって生じる粒子間の反発力のポテンシャルエネルギーと, それぞれのポテンシャルの合計(1)+(2)+(3)の計算結果を示している。正の値のとき反発力が働くことに相当するので, ポテンシャルエネルギーの合計が正になっているとき, 粒子は分散することができる。ここでは界面活性剤の長さが0.5nmの場合には粒子は合体してしまうが, 2nmと長い場合において粒子どうしは反発し, 合体しないことになる」と説明されている。

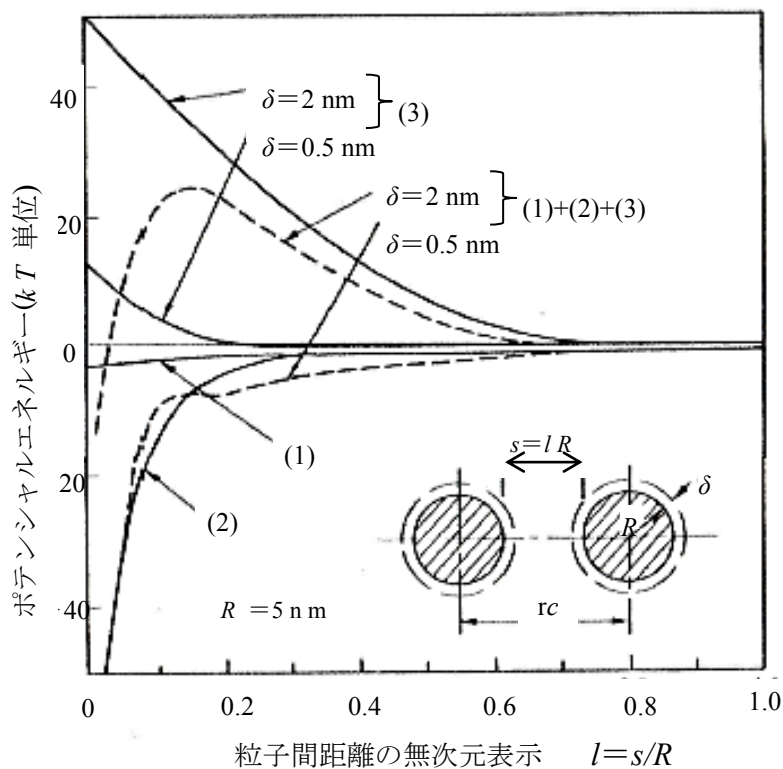


図3-11 粒子間のポテンシャルエネルギー

(R.E.Rosensweig, Advances in Electron Phys., Vol.48, 1979, p.109.

神山新一, 磁性流体入門, 1989, p.15.より引用⁽³⁷⁾)

Fig. 3-11 Potential energy between the particles

次に粒子径による磁性流体の分散の安定性への影響を述べるために、神山による粒子の沈降速度との所要時間の計算結果⁽³⁸⁾を引用し表3-1に紹介する。表3-1の計算結果からは、粒子径が小さくなるとその2乗に反比例して沈降速度は低下し、沈降の所要時間が長くなるので滞留時間が長くなると説明されている。即ち粒子径が小さくなれば沈降を防ぐことができ、更にブラウン運動を得ることができるので、粒子は沈降することはない。

表3-1 粒子の沈降速度と所要時間

(神山新一, 磁性流体入門, 1989, p.17より引用⁽³⁸⁾)

Table 3-1 Sedimentation velocity of particles and the time required for settling

粒子径 (μm)	沈降速度 (m/s)	10mm 当りの所要時間
10	2×10^{-4}	50 秒
1	2×10^{-6}	1 時間 23 分
0.1	2×10^{-8}	5.8 日
0.01	2×10^{-10}	580 日

ここで原理装置に用いる磁性流体 フェローテック社製 型式 MSG-P50C の特性を表3-2に示す。また図3-12にはB-H曲線の実測値を示す。

本研究において磁性流体に生じる圧力が重要であるので、表3-2の項目の中で、実効飽和磁束密度は高い程よい。MSG-P50Cでは50 mTとなっている。また摩擦係数が低く保たれることを必要とするので粘度は低い方が好ましい。MSG-P50Cでは粘度は

じゅうぶんに低い<80 mPa s となっている。フェローテック社にて実測をいただいた結果、実測値は 51.5 mPa s であった。

注意しなければならないのは、媒体である。代表的な媒体には水、ケロシン、ハイドロカーボンベースがあるが、水、ケロシンは大気中では揮発が激しく本研究には適していないので、安定しているハイドロカーボンベースを選択した。

図3-12に示す磁性流体（型式 MSG-P50C）のB-H曲線を積分すれば、磁性流体に生じる圧力を計算することができ、またB-H曲線によって非線形な計算を行うことができる。

表3-2 本研究の自動平衡装置に用いる磁性流体フェローテック社製型式MSG-P50Cの物理特性（出展 フェローテック社）

Table 3-2 Physical properties of magnetic fluid type.MSG P50C (Sorce: Ferrotec Corporation)

Items	Data
Carrier liquid	Synthetic hydrocarbon
Saturation magnetization	50 mT
Viscosity (at 27 °)	< 80 mPa s
Density (at 25 °)	$1.27 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$
Surface tension (at 25 °)	32 mN/m

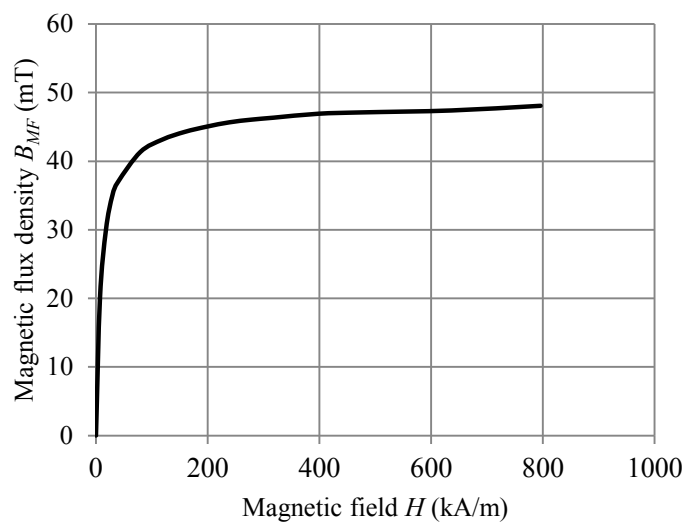


図 3-12 磁性流体（型式 MSG-P50C）の B - H 曲線

出展 フェローテック社

Fig. 3-12 B-H curve of magnetic fluid type MSG-P50C

(Source: Ferrotec Corporation)

3.5 振動系の特性

「第2章 従来技術の自動平衡装置の課題 2.3 自動平衡装置の動作原理」でも述べたように、自動平衡装置が動作するには、振動系による偏心が必要であることと、アンバランスの方向と偏心する方向が反転する振動特性を利用してバランスウェイトを、アンバランスを修正する角度へと移動させるので、振動系の振動特性を測定し確認しておく必要がある。

図3-13には、振動特性を測定するためのシステムを示している。自動平衡装置からバランサーとなるマグネットを取り除きバランスを修正しない状態として、アンバランス量 $0.5 \times 10^{-5} \text{ kg m}$ のディスクを負荷し、モータで回転数を調整し、フレーム上の振動加速度を加速度センサーで計測する。振動加速度を2階積分して振幅 e_0 としている。ここで振幅 e_0 に添字 0 を付したのは、自動平衡装置を作動させず、初期のアンバランス $0.5 \times 10^{-5} \text{ kg m}$ のときの振幅であることを示している。

アンバランスの角度と偏心の角度との位相遅れ $\varphi_0 - \varphi_e$ は、回転部に取り付けたインデックスマグネットをインダクターで計測することで1周に1パルスのインデックスをとり、計測した振動加速度との位相を計測することで測定する。各角速度での振動振幅 e_0 と位相 $\varphi_0 - \varphi_e$ を測定する。

図3-14には、振動系の測定時の写真を示し、図3-15には実際に測定した振動加速度の波形とインデックスの波形を示した。

図3-16に原理装置の振動特性の測定結果を示す。測定結果からは、 $300 \text{ rad/s} \sim 400 \text{ rad/s}$ には位相 $\varphi_0 - \varphi_e$ は $-160^\circ \sim -178^\circ$ とほぼ反転し、このときの振幅量 $e_0 = 0.065 \text{ mm} \sim 0.09 \text{ mm}$ である。原理装置では位相 $\varphi_0 - \varphi_e$ がほぼ反転している 300 rad/s 以上程度で自動平衡装置を動作させることが可能であることを確認した。

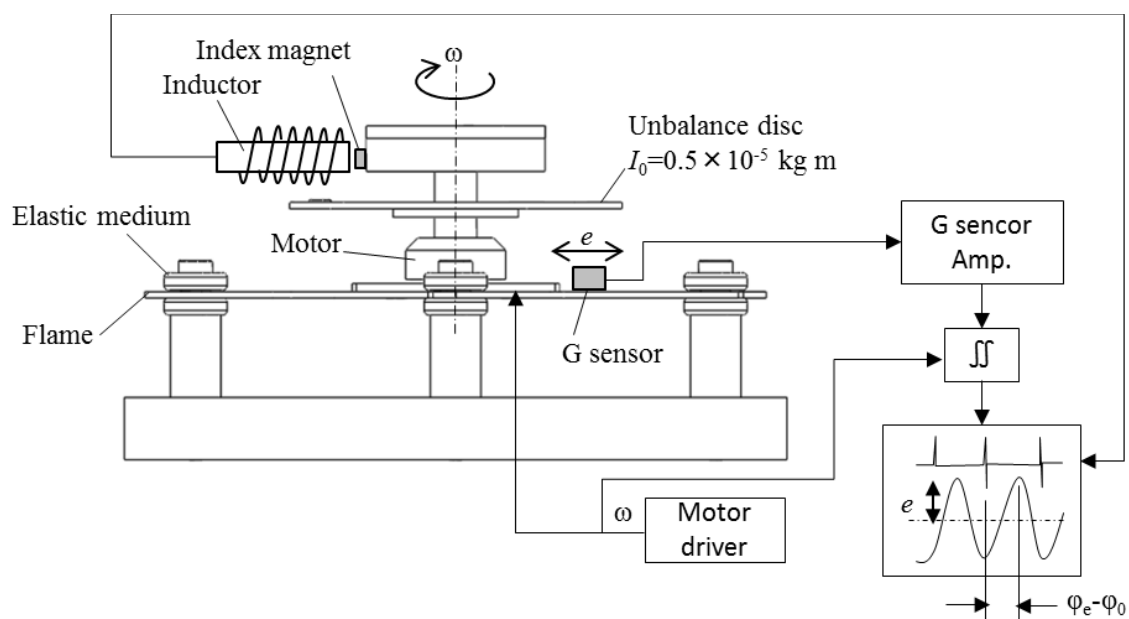


図 3-13 振動特性の測定システム (バランスウェイト用マグネットがない状態)

Fig. 3-13 Measurement system of vibration characteristics

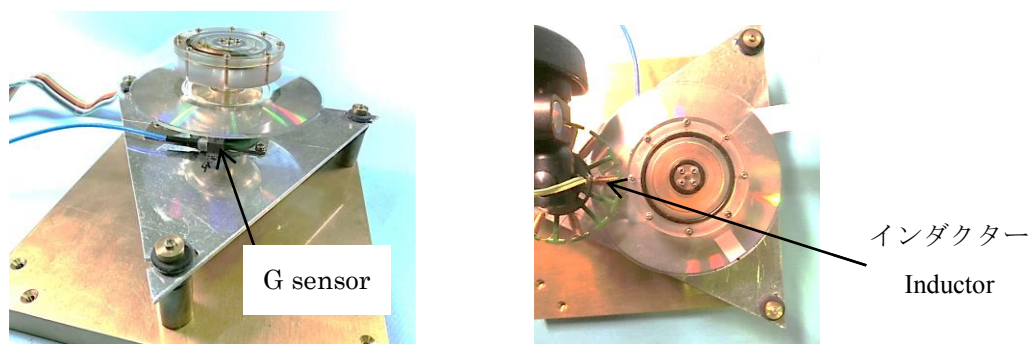


図 3-14 振動周波数特性の測定

Fig. 3-14 Photographs at measured the frequency characteristics of a vibration

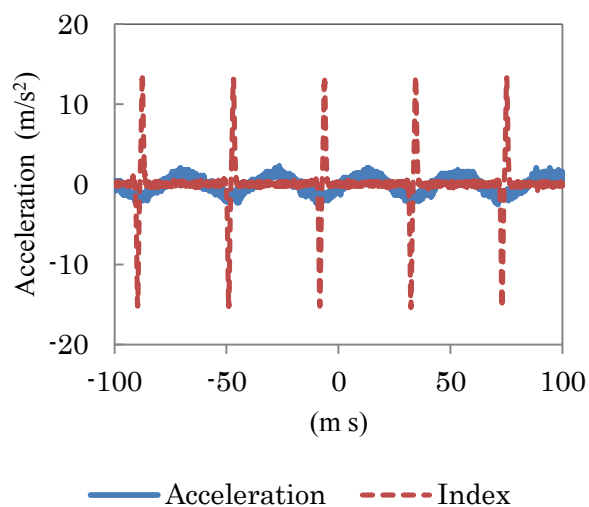


図 3-15 周波数特性測定時の振動加速度波形とインデックス波形の例

Fig. 3-15 Example of waveform at measured the frequency characteristics

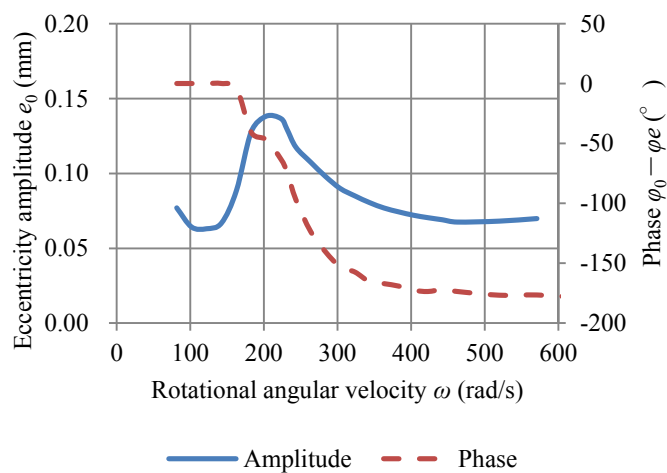


図 3-16 原理装置の振動特性

Fig. 3-16 Vibration characteristics of the prototype

3.6 バランス修正能力

バランス修正能力とは、バランスウェイトが修正することのできる最大のアンバランス量である。

図3-17に示すように、アンバランス I_0 が角度 φ_0 にあり、バランスウェイトとして2個のマグネットがそれぞれ角度 φ_1 , φ_2 にある。

このときのアンバランス I は負荷されたアンバランス I_0 と2個のマグネットによって決まり、 x 方向、 y 方向のアンバランス成分をそれぞれ I_x , I_y とすれば、式(3-1)となる。ここで I_x , I_y はそれぞれ式(3-2), 式(3-3)である。

ここで $\varphi_0=0$ と固定し、更に $|\varphi_0-\varphi_1|=|\varphi_0-\varphi_2|$ として、即ち2個のマグネットはそれぞれアンバランス I_0 から同じ角度にあるとして式(3-1)を整理すれば、 $|\varphi_0-\varphi_1|=|\varphi_0-\varphi_2|$ 条件でのアンバランス量式(3-4)となる。

ここでバランスウェイトとなるマグネットが修正できるアンバランスの最大量は、マグネット自体のアンバランス量自体であるので、式(3-4)右辺第2項で計算することができる。

原理装置が修正することのできるアンバランスの最大量は、アンバランス I_0 の反対側へマグネットが集中したときである。マグネットの角度寸法は $2\alpha=40^\circ$ であるので、 $|\varphi_0-\varphi_1|$, $|\varphi_0-\varphi_2|$ の取りうる最大値は、 $180^\circ-20^\circ=160^\circ$ である。

図3-4に示したマグネットのそれぞれの寸法 $r_1=10.9$ mm, $r_2=12.4$ mm, $b=2.5$ mm, $2\alpha=40^\circ$ と、マグネットの密度 $\rho=7.5\times 10^3$ kg/m³ とから式(3-4)右辺第2項を用いて、原理装置のバランス修正能力を計算すれば、 0.5×10^{-5} kg m となった。これはBDのディスクのアンバランス規格 0.4×10^{-5} kg m を修正できる能力となっている。

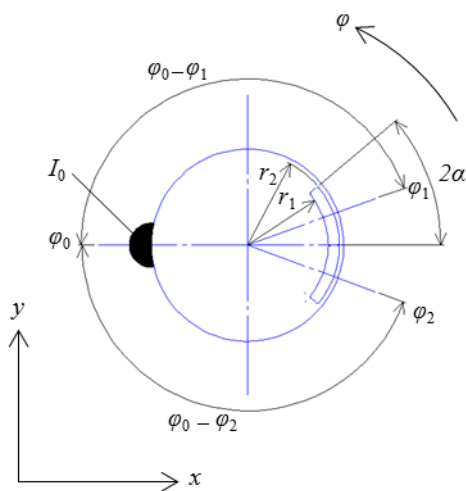


図3-17 バランス修正能力の計算

Fig. 3-17 Calculation for correctable range of balance

$$I = \sqrt{I_x^2 + I_y^2} \quad (3-1)$$

$$I_x = I_0 \cos \varphi_0 + \sum_{i=1}^2 \left\{ \frac{2}{3} \rho b (r_2^3 - r_1^3) \cos (\varphi_0 - \varphi_i) \sin \alpha \right\} \quad (3-2)$$

$$I_y = I_0 \sin \varphi_0 + \sum_{i=1}^2 \left\{ \frac{2}{3} \rho b (r_2^3 - r_1^3) \sin (\varphi_0 - \varphi_i) \sin \alpha \right\} \quad (3-3)$$

$$I = I_0 + \frac{4}{3} \rho b (r_2^3 - r_1^3) \cos (\varphi_0 - \varphi_{1,2}) \sin \alpha \quad (3-4)$$

ここで r_1 , r_2 , b , ρ , 2α はそれぞれマグネットの内側半径, 外側半径, 高さ, 密度, 角度寸法である。

3.7 結 言

第3章では、磁性流体を用いた新型の自動平衡装置の構造を述べるとともに自動平衡装置が動作するにあたって重要な要因である

- (1)マグネットの磁気特性
- (2)磁性流体の性質，物理特性と磁気特性
- (3)振動系の振動特性
- (4)アンバランスの補正能力

について述べた。

本章で述べたマグネットの磁界，磁性流体の磁気特性は，第4章で述べる磁性流体に生じる圧力の要素であり，自動平衡装置の動作可能な回転数に影響を与えるものであり重要である。

振動系の振動特性はバランス修正特性にとって重要な要因である。原理装置においては角速度 300 rad/s 以上で自動平衡装置がバランスを修正できることが確認された。

またマグネットの機械形状はどれだけのアンバランスを修正できるのかというバランス修正能力（容量）を決めるものである。原理装置では 0.5×10^{-5} kg m であることが計算によって確認された。これは BD のディスクのアンバランス規格 0.4×10^{-5} kg m を修正できる能力となっている。

第4章 磁性流体の圧力と動作回転数,

及びバランス修正能力の設計方法

4.1 緒言

バランス修正特性を安定させることを目的として提案された磁性流体とマグネットを用いた新たな構造の自動平衡装置⁽¹⁰⁾は、マグネットに磁性流体が吸着し、ベッセルとの間に磁性流体膜を作り、マグネットを浮揚させ、流体潤滑摩擦を形成するので摩擦係数が低く、バランスは動きやすくなる。結果バランスウェイトは移動しやすく、バランス修正特性は安定するという推測が成り立つ。

したがって、磁性流体を用いた自動平衡装置が動作をするには、バランスウェイトとなるマグネットに形成される磁性流体膜が良好に保持されていなければならないという従来の自動平衡装置にはなかった新たな課題が生じることになる。

更に具体的に述べれば、バランスウェイトとなるマグネットに印加され回転角速度 ω の二乗に比例して増大していく遠心力に対抗して、磁性流体に生じる圧力によって磁性流体膜を形成し、マグネットをベッセルのレース上に浮揚させなければならないという課題が生じる。

そこで本章では、実験と計算によって磁性流体に生じる圧力を確認し、遠心力に対してマグネットが浮揚することのできる最大の回転数, 即ち自動平衡装置が動作することのできる動作回転数の範囲を明らかにする。

またマグネットの極数と圧力の関係, マグネットの径方向厚さと圧力との関係の検討も行い, 今後実用化へ向けての設計方法の提案も行う。

4. 2 主な記号の説明

以下に主な記号の説明を図4-1も用いて示す。

I : アンバランス(kg m)

I_0 : 負荷されるアンバランス(kg m)

e : 振動による偏心量(m)

φ, r : 極座標でそれぞれ角度($^\circ$), 径方向の距離(m)

φ_0, φ_e : アンバランス I_0 の角度($^\circ$), 偏心の角度($^\circ$)

φ_i : バランスウェイトの角度($^\circ$), $i=1, 2$

r_1, r_2 : マグネットの内側半径(m), 外側半径(m)

b : マグネットの高さ(m)

2α : マグネットの角度寸法($^\circ$)

ω : 回転軸の回転角速度(rad/s)

ρ : マグネットの密度(kg/m³)

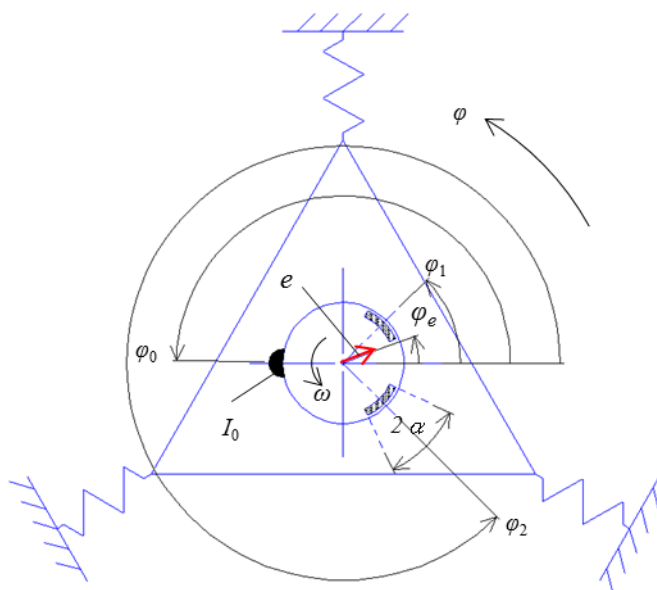
p_m : 遠心力によるマグネット外周に印加される平均圧力(Pa)

$p(\Delta r)$: Δr における磁性流体に生じる平均圧力(Pa)

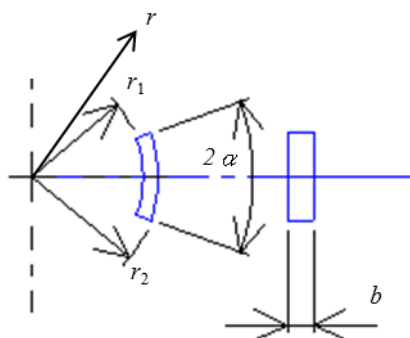
$H_{\text{mean}}(\Delta r)$: Δr における平均磁界(A/m)

Δr : マグネット外周面からの距離 (磁性流体の膜厚) (m) $\Delta r=r-r_2$

A : マグネット外周部の面積 (m²)



(a) Symbols of angle and others



(b) Symbols of magnet

図 4-1 主な記号

Fig. 4-1 Description symbols

4. 3 磁性流体の圧力

4. 3. 1 磁性流体とマグネットの特性

「第3章 磁性流体を用いた自動平衡装置の構成」では，磁性流体に生じる圧力によって重要な要因であるマグネットと磁性流体の磁気特性について述べたが，ここでも原理装置に用いられるマグネットと磁性流体の特性を表4-1にまとめる。

表4-1 磁性流体とマグネットの特性

Table 4-1 Properties of magnetic fluid and magnet

マグネット	
材質	日立金属商事(株)社製型式 HS-46CH(Nd-Fe-B 焼結磁石)
着磁極数	径方向 4 極
表面磁束密度	図 3-9 参照 (表面磁束密度 0.4 T on $\Delta r=0.2\text{mm}$)
形状 ($r_2 \times r_1 \times b$, 角度 2α)	R12.4 mm \times R10.9 mm \times 2.5 mm, $2\alpha=40^\circ$
密度	$7.5 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$

磁性流体	
型式	フェローテック社製 型式 MSG-P50C
媒体	合成炭化水素
実効飽和磁束密度	50 mT (表 3-2 参照)
B-H 曲線	図 3-12 参照

4. 3. 2 磁性流体の圧力の測定方法

図4-2に磁性流体の圧力の測定装置を示す。測定装置は、ポリカーボネート製で、半径12.7 mmのレース上に、磁性流体を吸着させたマグネットを配置し、マグネット内周に接触させたストレンゲージ（ミネベア社製 UT-100GR-CJ）で磁性流体に発生する力を測定する。レース部材は、Zテーブル上に置かれ、Zテーブルはマイクロメーターによって上下させることができるので、マグネット外周側表面とレースとの隙間量 Δr 、即ち磁性流体の膜厚を変化させながら、磁性流体が発生させている力を測定することができる。磁性流体の膜厚（ここでは隙間量 Δr に等しい）における平均圧力 $p(\Delta r)$ を測定することができる測定装置となっている。マイクロメーターの最少目盛は10 μm である。平均圧力 p は測定した力をマグネット外周側の面積 A で除して算出する。

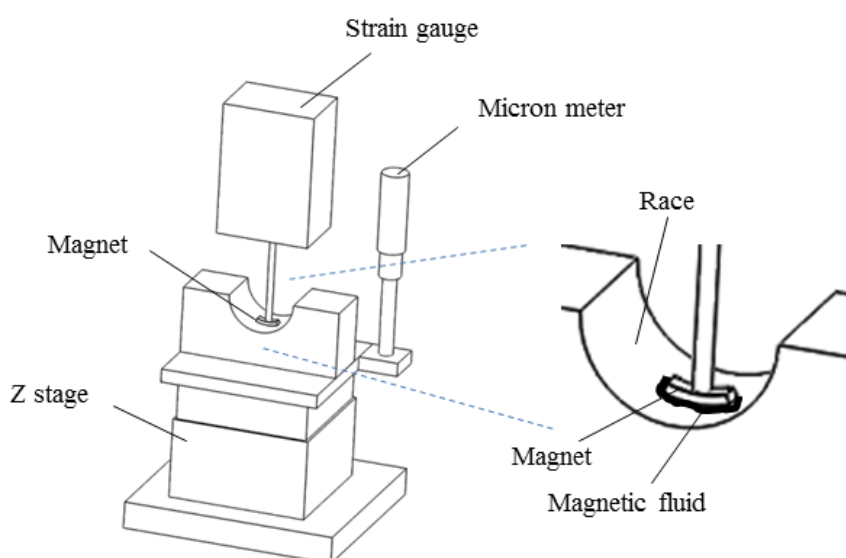


図4-2 磁性流体の圧力測定装置

Fig. 4-2 Measurement apparatus for occurring magnetic fluid

4. 3. 3 磁性流体の圧力の計算方法

磁性流体に生じる圧力は磁界と磁性流体の B-H 曲線から計算できることが報告されている⁽²⁹⁾⁽³⁹⁾。

マグネットの外周表面からの径方向の距離 Δr （ここでは磁性流体の膜厚と置き換え考えることができる）における磁性流体に発生する平均圧力 $p(\Delta r)$ は、磁性流体の B-H 曲線を積分すれば求めることができるので、図 4-3 に示すように磁性流体の B-H 曲線を Δr におけるマグネットの平均磁界 $H_{mean}(\Delta r)$ まで積分すればよい。したがって平均圧力 $p(\Delta r)$ は式(4-1)と表すことができる。

$$p(\Delta r) = \int_0^{H_{mean}(\Delta r)} B_{MF} dH \quad (4-1)$$

図 4-3 に示したように磁性流体の B-H 曲線は非線形であるので、計算ソフト JMAG-Designer による有限要素法を用いてマグネット表面からの距離 Δr における平均磁界 $H_{mean}(\Delta r)$ を逐次求め、磁性流体の B-H 曲線を積分して、 Δr での圧力 $p(\Delta r)$ を計算する。

計算手順は以下のとおりとなる。

- (1) マグネット表面からの距離 Δr における平均磁界 $H_{mean}(\Delta r)$ を有限要素法によって求める。
- (2) 磁性流体の B-H 曲線を 0 から(1)で計算した $H_{mean}(\Delta r)$ まで積分する。

図 4-4 には各 Δr におけるマグネットから生じる平均磁界 H_{mean} の計算結果を示す。計算例を挙げれば、例えば図 4-4 において、 $\Delta r=0.2$ mm における平均磁界はおおよそ $H_{mean}(0.2)=330$ kA/m であるので、図 4-3 の B-H 曲線を 0 から 330 kA/m まで積分すれば、 $\Delta r=0.2$ mm における磁性流体の平均圧力 $p(0.2)$ を求めることができる。

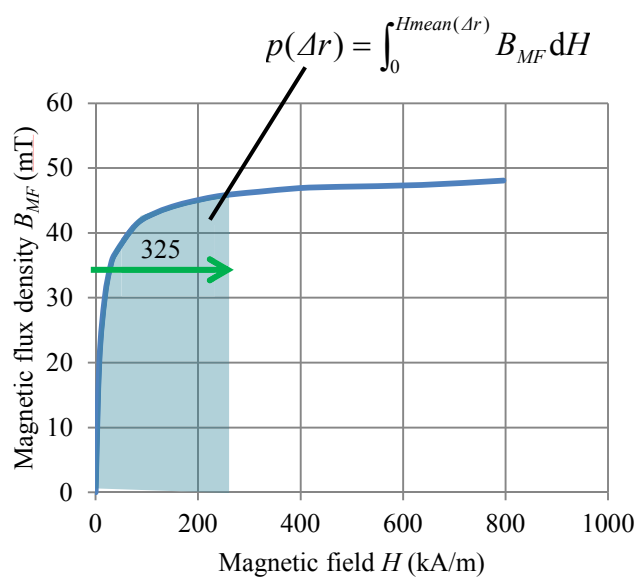


図 4-3 磁性流体 of 圧力 of 計算

Fig. 4-3 Calculation for pressure occurring magnetic fluid

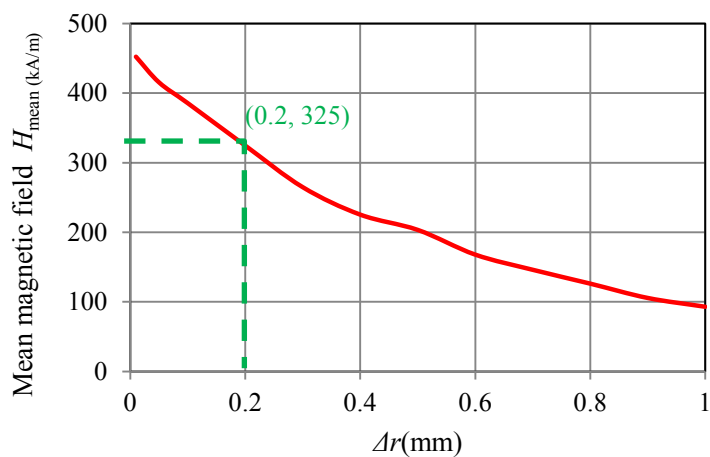


図 4-4 Δr におけるマグネット of 平均磁界 $H_{mean}(\Delta r)$ of 計算結果

Fig. 4-4 Simulation results of mean magnetic flux density of magnet at Δr

4. 3. 4 計算結果と実験結果

図4-5に磁性流体に生じる Δr における平均圧力の測定結果と計算結果を示した。測定結果と計算結果はよく一致し、マグネットの磁界を有限要素法で求め、B-H曲線上で積分することによって精度よく磁性流体の平均圧力を計算できることが明らかとなった。

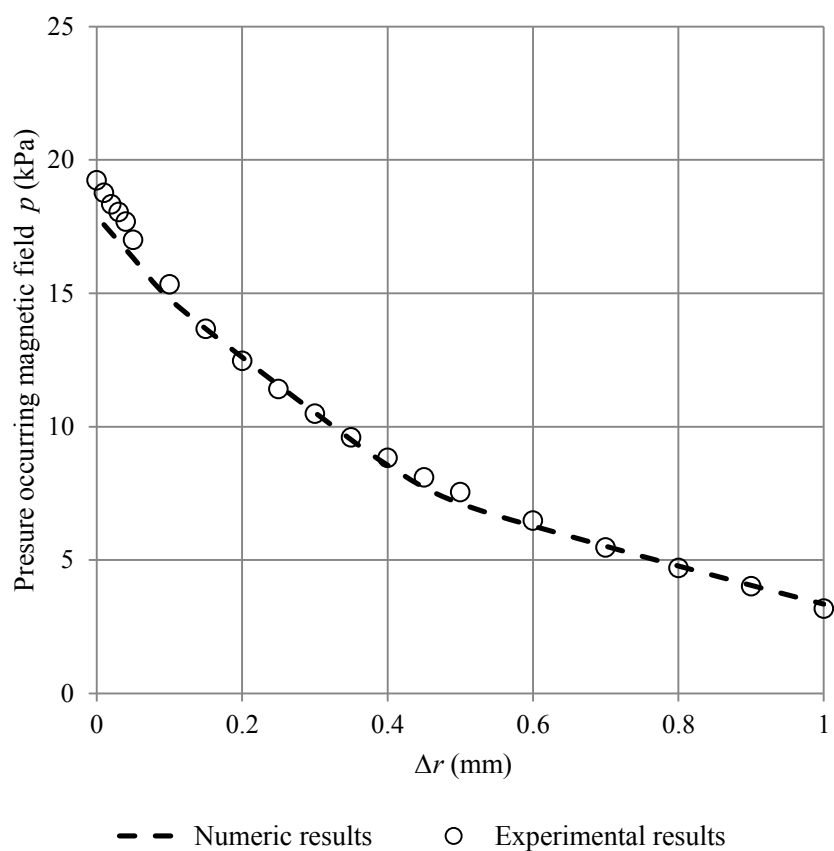


図4-5 磁性流体に生じる圧力の測定結果と計算結果

Fig. 4-5 Comparison of calculation and measurement results for pressure occurring magnetic fluid

4. 4 自動平衡装置が動作可能な回転角速度の計算

ここで図4-5に示した磁性流体に生じる圧力の結果を用いて、磁性流体がマグネットを浮揚し、磁性流体膜を形成することのできる最大回転角速度を計算する。ここでの最大回転角速度の意味は、マグネットに印加される遠心力に対抗して、磁性流体が膜を形成しマグネットを浮揚させることのできる回転数を示している。磁性流体によってマグネットが浮揚していれば、摩擦は流体潤滑摩擦のような状態となり、滑らかに移動することができるので、低摩擦係数となり優れたバランス修正特性を得ることができる。

図4-6に示すように、マグネットの微小体積 $b r d\phi dr$ に印加される遠心力 dF_c は、 $dF_c = \omega^2 \rho b r^2 d\phi dr$ となるので、これを式(4-2)に示すように dF_c を積分しマグネットの外周面積 A で除し、マグネットに印加される遠心力の平均圧力 p_m となる。ここで r_1 , r_2 , b , a , ρ はそれぞれマグネットの内側半径、外側半径、密度、高さ、角度寸法、密度である。

また図4-5から磁性流体の最大圧力は $dr=0$ における圧力 $p(0)$ であるから、マグネットが浮上できる条件は式(4-3)となり、更に式(4-3)に式(4-4)に示すマグネットの外周側面積を代入して、 ω_{max} について解けばマグネットが浮上できる回転角速度 ω_{max} の条件、式(4-5)を得る。

ここで式(4-5)を用いて、図3-4に示した原理装置に用いるマグネットの形状 $r_1=10.9$ mm, $r_2=12.4$ mm, $2\alpha=40^\circ$, 表4-1に示した $\rho=7.5 \times 10^3$ Kg/m³, 図4-5から読み取った平均圧力の測定値 $p(0)=19.2$ kPa のときの ω_{max} の計算結果を表4-2に示す。計算結果からは、原理装置の動作可能な回転角速度は $\omega_{max} = 395$ rad/s となり、図3-16に示した振動特性を観れば、位相がほぼ反転する 300 rad/s までマグネットは浮揚し、移動することが可能であることが確認された。

本試作原理装置での具体的な計算について表4-2にまとめ示した。

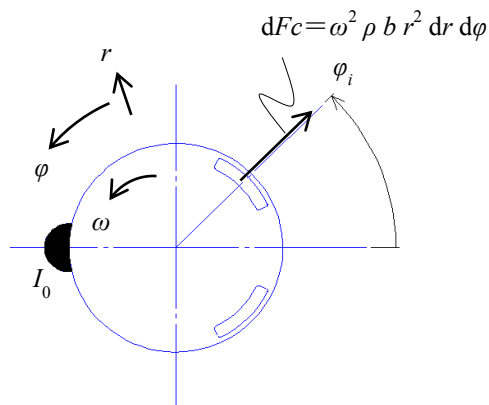


図4-6 遠心力の計算

Fig 4-6 Calculation of eccentricity force

マグネットに印加される遠心力の圧力

$$p_m = \frac{\omega^2 \rho b \int_{-\alpha}^{\alpha} \int_{r_1}^{r_2} r^2 dr d\varphi}{A} \quad (4-2)$$

磁性流体膜が形成される条件

$$p(0) > \frac{\omega_{\max}^2 \rho b \int_{-\alpha}^{\alpha} \int_{r_1}^{r_2} r^2 dr d\varphi}{A} \quad (4-3)$$

$$A = b \int_{-\alpha}^{\alpha} r_2 \, d\varphi \quad (4-4)$$

磁性流体が形成される動作角速度の条件

$$\omega_{\max} < \sqrt{\frac{3p(0)r_2}{\rho(r_2^3 - r_1^3)}} \quad (4-5)$$

ここで $p(0)$ は $\Delta r = 0$ における磁性流体の平均圧力であり、 r_1 、 r_2 、 ρ はそれぞれマグネットの内側半径、外側半径、密度である。

表 4-2 原理装置の動作回転角速度 ω_{\max} の計算

Table 4-2 Numerical result of allowable angular velocity ω_{\max} of prototype

磁性流体の圧力	$p_{(0)}$	19.2	kPa s
マグネット外周半径	r_2	12.4	mm
マグネット内周半径	r_1	10.9	mm
マグネット密度	ρ	7500	kg/m ³
動作回転角速度	ω_{\max}	395	rad/s

4. 5 動作回転角速度とバランス修正能力の設計方法

4. 5. 1 マグネット極数と磁界, 磁性流体圧力の関係

ここでは有限要素法を用いたシミュレーション (JMAG-Designer) によって, マグネットの極数と磁性流体圧力の関係を明らかにし, 今度実用化へ向けた設計方法を提案する。磁性流体の圧力を増加させることによる動作回転角速度の改善を検討するものである。

図4-7には表4-1に示した原理装置に用いられるマグネットにおいて, 極数を変化させたときの平均磁界を有限要素法によって計算した結果を示したものである。極数を増やし高パーミアンス部を増やし磁界を大きくとることで動作角速度を改善しようとするものである。

図4-7の計算結果からは, 得られる磁界は4極でほぼ飽和することが明らかとなった。着磁における信頼性も考慮すると磁極は少ない方が得策であるので, 本原理装置においては4極を採用している。

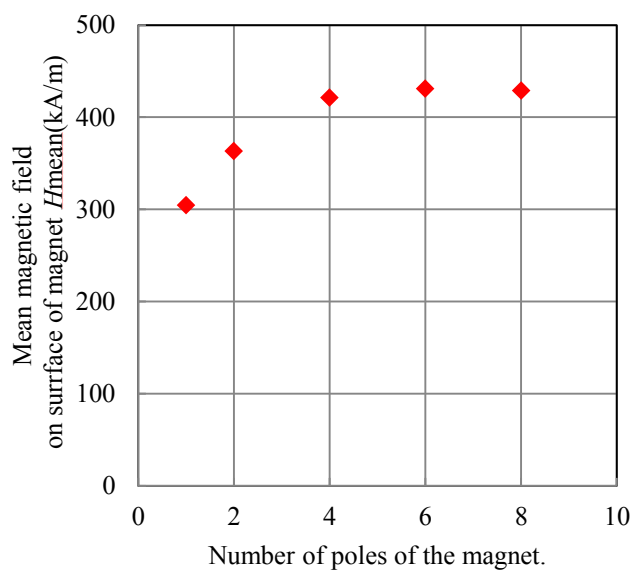


図 4-7 マグネット極数と表面磁界の計算結果

Fig. 4-7 Calculation results of magnetic field of surface of magnet

4. 5. 2 マグネット厚さと磁界, 動作回転角速度,

バランス修正能力の関係と設計方法

ここではマグネットの径方向の厚さと磁界と動作回転角速度, バランス修正能力の関係を, 計算ソフト JMAG-Designer による有限要素法を用いた計算によって検討し, 今後効率よく動作回転角速度とバランス修正能力の設定ができるよう設計方法を検討する。マグネットの厚さを増やすことは, ①磁界の増加による磁性流体圧力の改善→動作回転角速度の改善, ②バランス修正能力の向上を得ることができるが, 一方③遠心力の増加による動作回転角速度の劣化があるので, 一概にマグネットの厚さを増やすことは得策ではなく, 検討が必要である。

そこで先ず, マグネットの径方向の厚さをとることで, 磁界がどのように増加するかを有限要素法を用いて計算する。マグネットの径方向の厚さと磁界との計算結果を図 4-8 に示した。また, このときに発生する磁性流体の平均圧力 $p(0)$ を式 (4-1) と図 3-12 に示した磁性流体の $B-H$ 曲線を用いて計算した結果も同時に示している。ここではマグネットの外周半径 r_2 は, 12.4mm に固定し, 内周側半径 r_1 を変化させて計算している。

図 4-8 の計算結果からはマグネットの厚さ $r_2 - r_1$ を増やせば磁界が増加する。また磁界の増加に伴って磁性流体の圧力 $p(0)$ も増加していく結果となった。厚さを増やせば, 一見動作回転角速度の改善が期待できるが, マグネット厚さの増加→マグネット質量増加→遠心力の増加, 動作回転角速度の低下, となるので, 更にマグネットの質量増加による動作回転角速度の検討を行う必要がある。

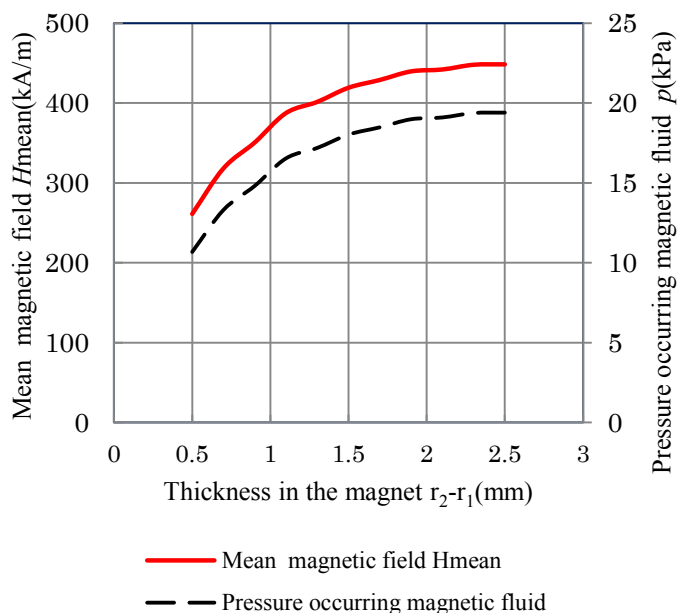


図 4-8 マグネット厚と平均磁界 H_{mean} ，磁性流体の平均圧力 p の関係の計算結果

Fig 4-8 Calculation results of relationship between magnet thickness and H_{mean} , $p(0)$

(r_2 is fixed in 12.4 mm.)

マグネット厚さを増やすことによって，マグネット厚さの増加→マグネットの質量増加→遠心力の増加→動作角速度の低下を考慮する必要があり，マグネット厚さを増加させたとき，磁性流体の圧力を増加させ動作回転角速度を改善する効果と，マグネットの質量増加による動作回転角速度の低下との背反関係について考慮しなければならない。

更にマグネット厚さは，バランス修正能力（修正できる最大アンバランス量）にも影響を及ぼすことになるので，マグネットの厚さとバランス修正能力についても検討を行う。

バランス修正能力は，式(3-4)右辺第2項によって計算することができ，原理装置に用いられるマグネット寸法である外側半径，高さ，密度，角度はそれぞれ $r_2 = 12.4$ mm, $b = 2.5$ mm, $\rho = 7.5 \times 10^3$ kg/m³, $2\alpha = 40^\circ$ とし， $\varphi_0 - \varphi_i$ の最大値は図 3-17 で説明したよう

に $\varphi_0 - \varphi_i - \alpha = 180^\circ - 20^\circ = 160^\circ$ である。以上の条件下においてマグネット内側半径 r_1 の増減によりマグネット厚さを変化させながら動作回転角速度とバランス修正能力の計算を行う。再度式(3-4)を下記する。

また動作角速度は、式(4-5)を用いて計算する。式(4-5)を再度下記する。

式(3-4)右辺第2項によって計算したバランス修正能力の結果と図4-8から得られた磁性流体の平均圧力 $p(0)$ と式(4-5)によって計算された動作角速度 ω_{\max} の結果を図4-9に示す。

$$I = I_0 + \frac{4}{3} \rho b (r_2^3 - r_1^3) \cos(\varphi_0 - \varphi_{1,2}) \sin \alpha \quad (3-4)$$

$$\omega_{\max} < \sqrt{\frac{3p(0)r_2}{\rho(r_2^3 - r_1^3)}} \quad (4-5)$$

ここで $r_1, r_2, b, \alpha, \rho$ はそれぞれマグネットの内側半径、外側半径、高さ、角度寸法、密度、 $\varphi_0, \varphi_{1,2}$ はそれぞれ負荷されたアンバランスの角度、 $p(0)$ はマグネット表面の磁性流体の平均圧力である。

図4-9の計算結果からは、マグネットの厚さの変化において、動作角速度 ω_{\max} とバランス修正能力とは背反関係にあることが明らかとなった。

ここで動作角速度 ω_{\max} とアンバランス修正能力を共に改善するには、

- (1) マグネットのエネルギー積を増やし磁界を増大させ $p(0)$ を増加させる。
- (2) 磁性流体の飽和磁束密度を増やし $p(0)$ を増加させる。

などが考えられるが、動作角速度 ω_{\max} 式(4-5)になく、アンバランス修正能力である式(3-4)右辺第2項にある要因であるマグネット高さ b を変化させることで動作角速度

とアンバランス修正能力を共に改善することが可能であり、次の手順が考えられる。

- (1) マグネットの厚さを薄くし動作角速度を増加させる。
- (2) マグネットの厚さが薄くなった分、バランス修正能力が減少する。
- (3) マグネットの高さを大きくとり、バランス修正能力を増加させ元に戻す。

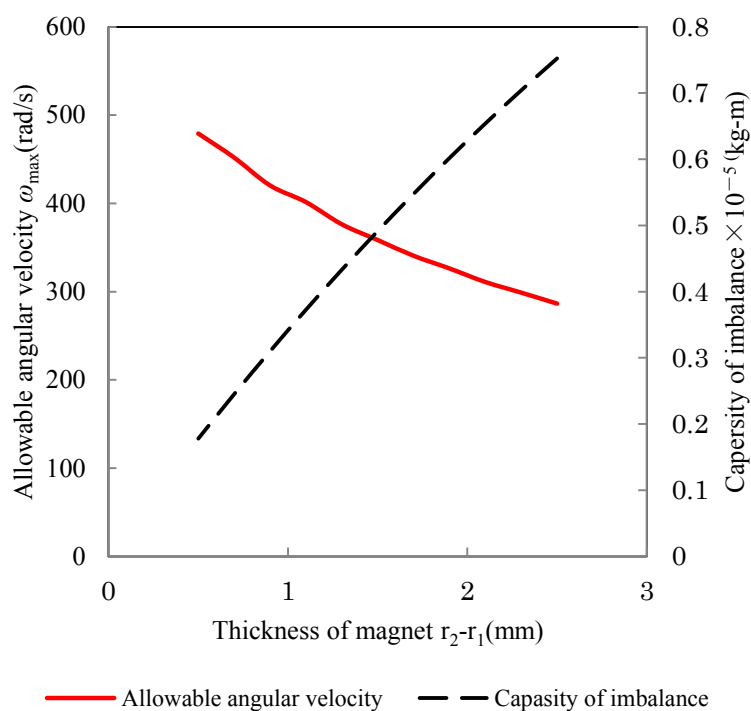


図4-9 マグネットの厚さと動作角速度 ω_{max} 、バランス修正能力の関係の計算結果

Fig. 4-9 Calculation results of relationship between magnet thickness and capacity of imbalance, allowable angular velocity ω_{max} . (r_2 is fixed in 12.4 mm.)

4. 6 結言

磁性流体を用いた自動平衡装置に新たに生じる“遠心力に対抗して磁性流体膜を形成し、マグネットを浮揚させなければならない”という課題に対しての要素技術を確立し、設計方法を提案した。

遠心力に対抗する磁性流体の圧力は、マグネットから発生する磁界と磁性流体のB-H曲線（簡素には飽和磁束密度）を要因とすることが実験と計算によって確認された。また計算結果と測定結果はよく一致し、有限要素法によってシミュレーションされた磁界と磁性流体のB-H曲線によって精度よく計算できることが明らかとなった。

実験データによる計算から、本原理装置の動作回転角速度（磁性流体膜が在りマグネットが浮揚でき、流体潤滑可能な回転数）は395rad/sであることを確認したが、計算可能となることによって、動作回転角速度を演繹的に設計することが可能となった。

また、マグネットの厚さを変数とした場合、動作回転角速度とバランス修正能力は背反関係となることが明らかとなったが、マグネット高さを調整することで、共に改善する手段があることを理論的に明らかにすることができた。

磁性流体を用いた自動平衡装置を設計する上で重要な、磁性流体の圧力と動作回転角速度、バランス修正能力の要因が明らかとなったことから、今後実用化へ向けて効率よく設計することが可能となった。

第5章 磁性流体とマグネットを用いた自動平衡装置の摩擦係数

5.1 緒言

第2章「従来技術の自動平衡装置の課題」では、バランスウェイトに鋼球を用いた従来構造の自動平衡装置において、摩擦係数がバランス修正特性へ与える影響について述べ、安定し優れたバランス修正特性を得るためには、バランスウェイトが移動することのできる摩擦係数の条件が必要であることを確認した。鋼球型では1000分の1台の摩擦係数が要求された。

陣内ら⁽⁷⁾は、例えば公転半径を小さくとり、遠心力を軽減することによって許容される摩擦係数を緩和するなど、極力摩擦係数の影響を受けないような設計手法について言及していた。また著者は、摩擦係数を低くできたとしても、バランスウェイト角度と偏心角度との関係によって、バランスウェイトが動くことのできない不動角度があることについて言及している⁽³⁾。

磁性流体を用いた自動平衡装置においては、マグネットに吸着した磁性流体が流体膜を形成し、マグネットを浮揚させ流体潤滑摩擦を作り出すことができるので、非常に低い摩擦係数を得ることができ、その結果バランスウェイトが移動しやすくなり、優れたバランス修正特性を得ようとするものである。バランス修正特性の重要な要因である摩擦係数について、実験、理論計算の両方向から検討を行い報告する。

例えば滑り軸受であれば回転軸と軸受の相対的な速度によって生じるくさび効果などの圧力によって条件次第で流体潤滑摩擦を得ることができる⁽⁴⁰⁾が、磁性流体を用いた自動平衡装置においては、磁性流体に生じる圧力は、相対的な速度によってのみ発生するものではなく、マグネットによる磁界と磁性流体の磁気特性によって生まれるので、結果静止しているときにも流体潤滑摩擦のような状況を作り出すことができる独特な

摩擦状態である。結果静止時，低速時に低い摩擦係数を得ることができ自動平衡装置にとって非常に都合がよい。

そこで本章では，摩擦係数を測定する専用の評価装置を製作し，実験と理論計算によって摩擦係数を確認し，磁性流体を用いた構造では摩擦係数が低く，自動平衡装置に適する構造であるのかの確認を行い報告する。

5-2 主な記号の説明

図5-1も参照し、以下に主な記号の説明を行う。

I_0 : 初期に負荷されるアンバランス量(kg-m)

e : 振動による偏心量(m)

e_0 : 負荷されるアンバランス量にときの(初期)偏心量(m)

r, φ : 極座標で径方向距離(m)と角度($^\circ$)

φ_0, φ_e : アンバランス量, 偏心の角度($^\circ$)

φ_i : バランサーの角度($^\circ$), $i=1, 2$

r_1, r_2 : マグネットの内側半径, 外側半径(m)

b : マグネットの高さ(m)

2α : マグネットの角度寸法($^\circ$)

ρ : マグネットの密度(kg/m³)

ω : 回転軸の回転角周波数(rad/s)

f : 摩擦係数

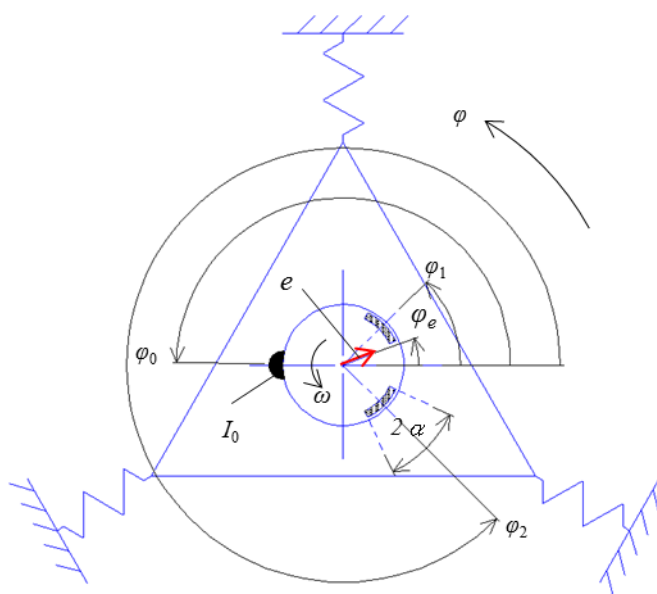
U, N : マグネットの移動速度(m/s), 回転数(s⁻¹)

E, ε : マグネットとベッセルとの機械的な偏心量(m), 偏心率

c : $E=0$ のときのマグネットとベッセルの隙間量(m) (平均隙間量)

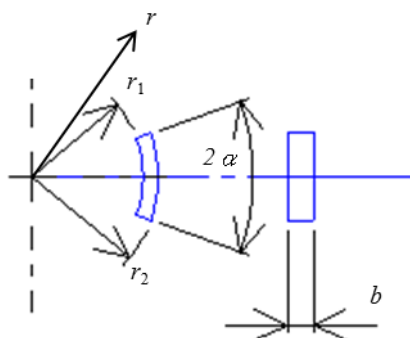
η : 磁性流体の粘度(Pa s)

p_a : マグネット外周に印加される平均圧力(Pa)



(a)角度, その他の記号

(a) Angles and others



(b)マグネットについての記号

(b)Magnet

図 5-1 主な記号の説明

Fig. 5-1 Description symbols

5.3 許容される摩擦係数の計算

第2章「従来技術の自動平衡装置の課題」にて従来技術の自動平衡装置において、バランスウェイトが移動するのに要求される摩擦係数の計算を行ったが、磁性流体とマグネットを用いた新型の場合でも、どれだけの摩擦係数が許容されるのかの計算を行う。

図5-2に示すように、自動平衡装置は角度 φ_e に偏心量 e で振動し、マグネットが角度 φ_i にあるとき、マグネットの微小体積 $b r d\varphi dr$ には、遠心力 dF_c と偏心によって印加される力 $\omega^2 \rho b r d\varphi dr e$ の分力 $dF_{e\varphi}$ と dF_{er} が印加される。ここに b はマグネット高さである。

ここでマグネットをレースへ押し付けようとする力は、 dF_c と分力 dF_{er} の合力となり、式(5-1)となる。またバランスを修正するためにマグネットを移動させようとする力 $dF_{e\varphi}$ は式(5-2)となるので、摩擦係数はこれらの比によって求めることができ式(5-3)となる。式(5-1)、式(5-2)を式(5-3)に代入して整理すれば、マグネットが移動するのに許容できる摩擦係数の条件となる式(5-4)となる。

式(5-4)を観ると、偏心量 e 、マグネットの内側半径、外側半径、角度、 r_1 、 r_2 、 α 、と角度 $\varphi_i - \varphi_e$ のみによって決まり、角速度 ω には影響されない。

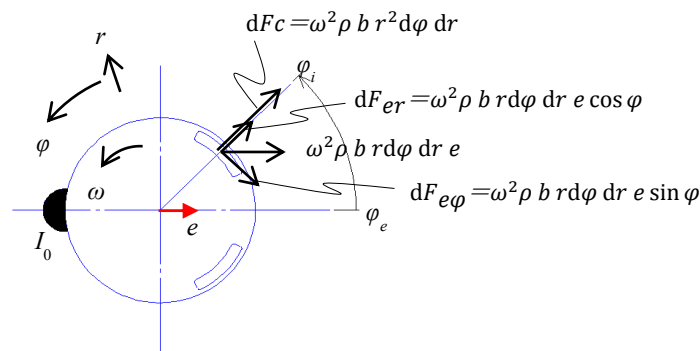


図5-2 摩擦係数の計算，マグネットに印加される力

Fig. 5-2 Calculation of friction coefficient. Forces applied on magnet

$$Fc + Fer = \omega^2 \rho b \int_{\varphi_i - \varphi_e - \alpha}^{\varphi_i - \varphi_e + \alpha} \int_{r_1}^{r_2} \{r + e \cos \varphi\} r d\varphi dr \quad (5-1)$$

$$Fe\varphi = \omega^2 \rho b \int_{\varphi_i - \varphi_e - \alpha}^{\varphi_i - \varphi_e + \alpha} \int_{r_1}^{r_2} r e \sin \varphi d\varphi dr \quad (5-2)$$

$$f < \frac{Fe\varphi}{Fc + Fer} \quad (5-3)$$

マグネットが移動できる摩擦係数の条件

$$f < \frac{e(r_2^2 - r_1^2) \sin(\varphi_i - \varphi_e) \sin \alpha}{\frac{1}{3}(r_2^3 - r_1^3) + e(r_2^2 - r_1^2) \cos(\varphi_i - \varphi_e) \sin \alpha} \quad (5-4)$$

ここで e は偏心率, r_1, r_2, α はそれぞれマグネットの内側半径, 外側半径, 角度寸法, φ_i, φ_e はそれぞれマグネットのある角度, 偏心の角度である。

更に式(5-4)を用いて, 原理装置で許容できる摩擦係数の計算を行う。マグネットの内側半径, 外側半径, 角度はそれぞれ $r_1=10.9$ mm, $r_2=12.4$ mm, $2\alpha=40^\circ$, とし, 偏心率 e は図 3-16(再度下記する)に示した振動特性から, 後にバランス修正特性の実験で予定している測定角速度である 340 rad/s のときの振幅量 $e_0=0.085$ mm を読み取る。ここで e_0 の添字 0 の意味を説明すれば, 偏心率 e はマグネットが移動すれば変化する $\varphi_i - \varphi_e$ の関数とでき, e_0 はバランスが修正されないとき即ちアンバランス量 0.5×10^{-5} kg m のときの初期偏心率として考える。図 5-3 に示すように, 偏心率 e は, マグネットと偏心のなす角度 $\varphi_i - \varphi_e$ によって変化する関数であるので, ここでは,

$\varphi_i - \varphi_e = 90^\circ$ でマグネットはバランス修正に関与しないので $e = e_0$, $\varphi_i - \varphi_e = 0$ でバランス修正を完全に行うとして $e = 0$ となる条件 $e = e_0\{1 - \cos(\varphi_i - \varphi_e)\}$ として計算を行う。

これらの条件を用いて、 $e = e_0\{1 - \cos(\varphi_i - \varphi_e)\}$ としたとき式(5-4)を用いて計算された角度 $\varphi_i - \varphi_e$ と許容される摩擦係数との計算結果を図 5-4 に示す。

図 5-4 の計算結果からは、 $\varphi_i - \varphi_e \rightarrow 0$ となってマグネットがバランスを修正する程、低い摩擦係数を要求されることが明らかとなった。例えば摩擦係数が 0.001 あれば、 $\varphi_i - \varphi_e < 45^\circ$ でマグネットは移動することができない。この場合にはアンバランスは 26% 残渣する計算となる。 $\varphi_i - \varphi_e = 20^\circ$ に到達するには 0.0001 の摩擦係数を要求されることになるので、摩擦係数は極力低い方がよいことが確認された。

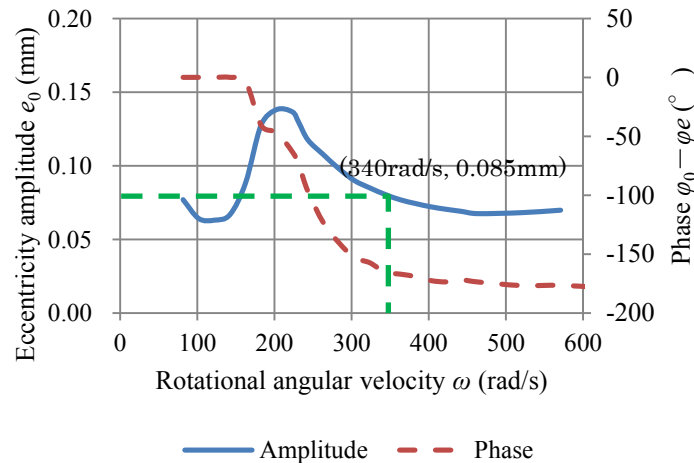


図 3-16 原理装置の振動特性

Fig. 3-16 Vibration characteristics of the prototype

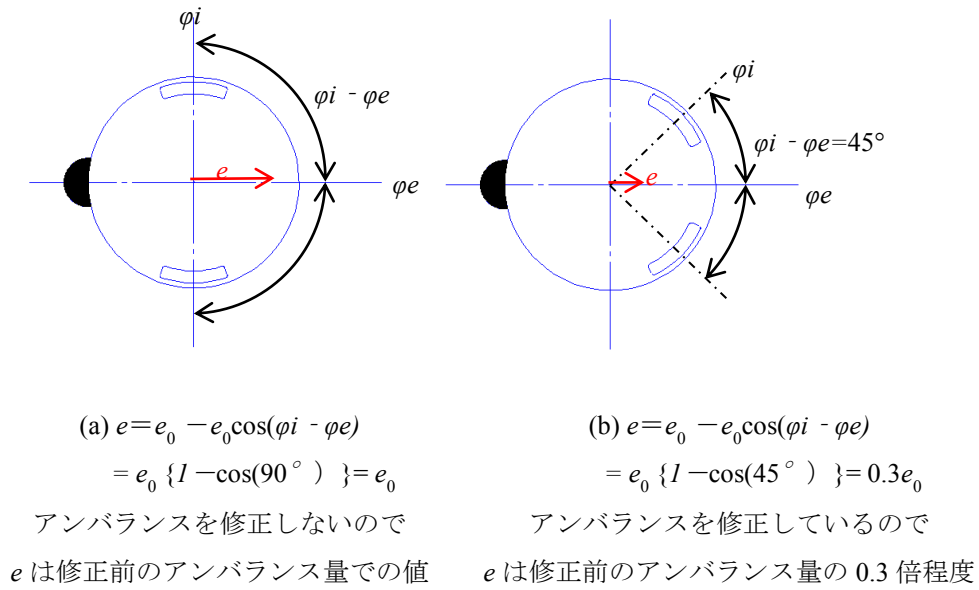


図 5-3 $\varphi_i - \varphi_e$ と離心量 e の関係
 Fig.5-3 Relationship between $\varphi_i - \varphi_e$ and e

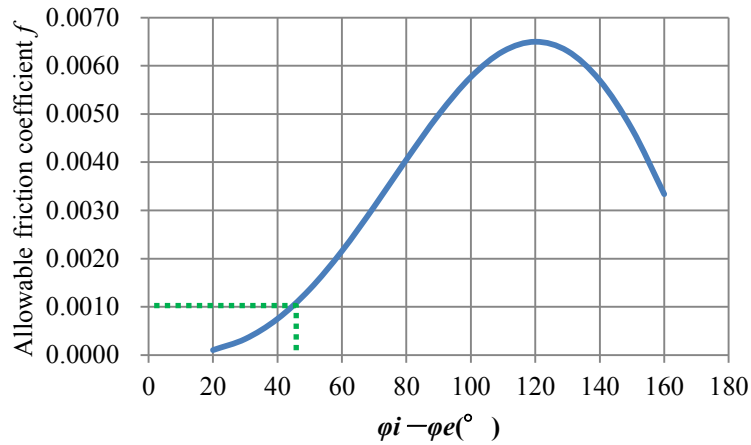


図 5-4 原理装置におけるマグネットの移動に許容される摩擦係数

$$e = e_0 \{1 - \cos(\varphi_i - \varphi_e)\}, e_0 = 0.085 \text{ mm}$$

Fig. 5-4 Calculation results for limits on allowable friction coefficient for operation of balancer

5. 4 摩擦係数の測定方法

図5-5に摩擦係数を測定するために製作された摩擦係数測定装置を示す。摩擦係数測定装置は、①モータによって回転するベッセルが、②エアスピンドル上に取り付けられ、磁性流体を吸着させたマグネットを、磁性流体を介して回転させようとする。③その回転トルクをストレングージ（ミネベア社製型式UT-100GR-CJ）で計測するシステムとなっている。即ち磁性流体の摩擦力に応じて、エアスピンドルに回転トルクが伝わる仕組みとなっている。エアスピンドルを用い機械損失を極力なくすることで摩擦力を正確に測定できるように工夫してある。更にウェイトによって磁性流体へ応力を印加しながら測定することができるので、モータによる相対速度とウェイトによる荷重を変更することで、様々な条件で摩擦力を測定することができる。摩擦係数は摩擦力とウェイトによって印加された荷重によって計算する。

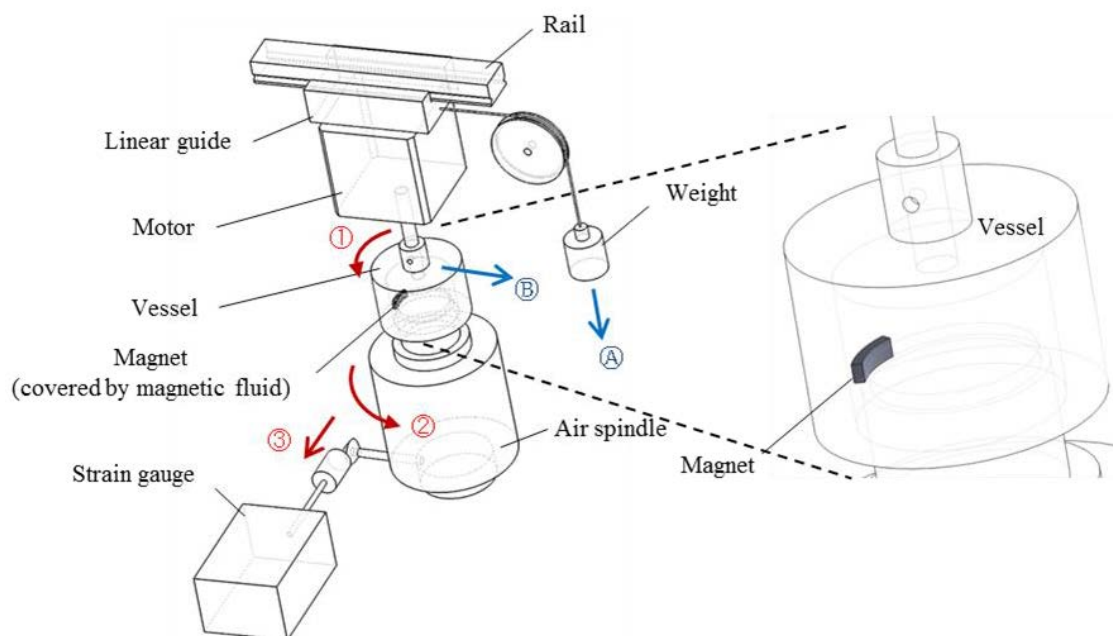


図5-5 摩擦係数の測定装置

Fig. 5-5 Apparatus for measuring friction coefficient

5. 5 摩擦係数の理論計算

摩擦係数はバランス修正特性の安定にとって重要な要因であるので、磁性流体を用いた自動平衡装置での摩擦係数の理論的な計算を行って要素を明らかにする

図 5-6 に示すように外側半径 $r_2(\text{m})$ のマグネットに荷重 $W(\text{N})$ が垂直に印加されベッセル内周との偏心量が $E(\text{m})$ となる時、周方向の磁性流体の膜厚を $h(\varphi)$ とすれば、磁性流体の流れをクエットの流れとして、摩擦力 $F(\text{N})$ は式(5-5)で表すことができる。また偏心量 $E(\text{m})$ があるとき膜厚 $h(\varphi)$ は式(5-6)として表すことができる。 $E=0$ 即ち偏心がないときの膜厚を $c(\text{m})$ とすれば偏心率 ε は式(5-7)とできるので、式(5-7)を変形して式(5-6)に代入し式(5-8)として、式(5-8)を式(5-5)に代入すれば式(5-9)の偏心率 ε が入った摩擦力 $F(\text{N})$ となる。式(5-9)を計算すれば、摩擦力 $F(\text{N})$ は式(5-10)となるので、摩擦係数 f は式(5-10)を荷重 $W(\text{N})$ で除して式(5-11)となり偏心があるときの摩擦係数 f が計算される。

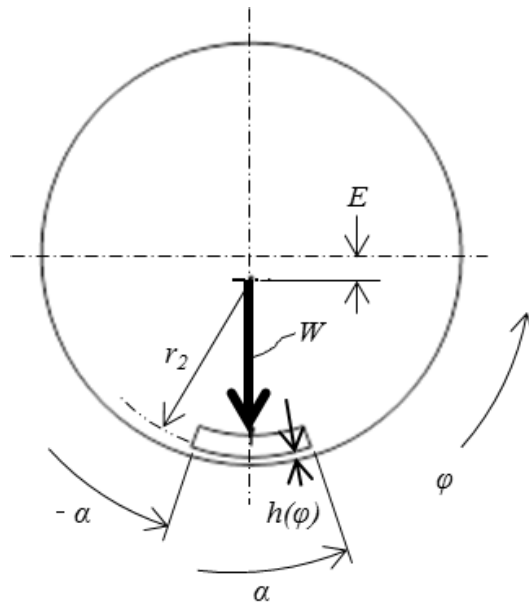


図 5-6 摩擦係数の計算

Fig. 5-6 Calculation of friction coefficient

$$F = b \int_{-\alpha}^{\alpha} \eta \frac{U}{h(\varphi)} r_2 d\varphi \quad (5-5)$$

$$h(\varphi) = c - E \cos \varphi \quad (5-6)$$

$$\varepsilon = \frac{E}{c} \quad (5-7)$$

$$h(\varphi) = c(1 - \varepsilon \cos \varphi) \quad (5-8)$$

$$F = b \int_{-\alpha}^{+\alpha} \frac{U r_2}{c} \frac{\eta}{1 - \varepsilon \cos \varphi} d\varphi \quad (5-9)$$

$$F = \frac{bU r_2 \eta}{c} \frac{4}{1 + \varepsilon} \sqrt{\frac{1 + \varepsilon}{1 - \varepsilon}} \tan^{-1} \left(\sqrt{\frac{1 + \varepsilon}{1 - \varepsilon}} \tan \frac{\alpha}{2} \right) \quad (5-10)$$

$$f = \frac{bU r_2 \eta}{cW} \frac{4}{1 + \varepsilon} \sqrt{\frac{1 + \varepsilon}{1 - \varepsilon}} \tan^{-1} \left(\sqrt{\frac{1 + \varepsilon}{1 - \varepsilon}} \tan \frac{\alpha}{2} \right) \quad (5-11)$$

ここで r_2 , b , α はそれぞれマグネットの外側半径, 高さ, 角度寸法, η は磁性流体の粘度, W はマグネットに印加される荷重, c , ε , U はそれぞれマグネットとベッセルとの平均隙間, 偏心率, 相対速度である。

またここでは偏心率 ε が未知であるので $\varepsilon=0$ での摩擦係数 f を計算する。 $\varepsilon=0$ で式(5-11)は式(5-12)となる。

$$f = \frac{2\alpha bU \eta r_2}{W c} \quad (5-12)$$

更にマグネットの投影面積を $2r_2 d \sin\alpha$, 平均圧力を p_a とすれば $W=2r_2 d p_a \sin\alpha$ と置き換えることができ式(5-12)は式(5-13)となる。

$$f = \frac{\alpha}{\sin\alpha} \frac{\eta U}{p_a r_2} \frac{r_2}{c} \quad (5-13)$$

ここで回転数 $N(\text{s}^{-1})$ として $Ur_2=2\pi N$ を式(5-13)に代入し変形すれば, 式(5-14) に偏心率 $\varepsilon=0$ での摩擦係数を得る。

式(5-15)として右辺の無次元数部を $(\eta N/p_a)/(r_2/c)^2$ のゾンマーフェルト数 S とすることもできる⁽⁴¹⁾。

$$f = \frac{2\pi \alpha}{\sin\alpha} \frac{\eta N}{p_a} \frac{r_2}{c} \quad (5-14)$$

$$f \frac{r_2}{c} = \frac{2\pi \alpha}{\sin\alpha} \frac{\eta N}{p_a} \left(\frac{r_2}{c} \right)^2 \quad (5-15)$$

ここで r_2 , α はそれぞれマグネットの外側半径, 角度寸法, η は磁性流体の粘度, c , N

はそれぞれマグネットとベッセルとの平均隙間，相対回転数， p_a はマグネットに印加される平均圧力である。

ここに摩擦係数の要素が明らかとなり，偏心率 $\varepsilon=0$ での摩擦係数 f を計算することは容易である。二重円筒となる軸と軸受の $\varepsilon=0$ の条件での摩擦係数はペトロフの式と呼ばれ，摩擦係数の近似式として用いられる⁽⁴¹⁾。

最も重要な理論計算の結果は，式(5-11)から解るように，速度 $U \rightarrow 0$ で摩擦係数 $f \rightarrow 0$ となる点である。マグネットの移動速度はレースと相対的なものであって低速であることが推測されるし，マグネットはバランスを修正するために移動し，速度を落として最終的には目的の角度で停止するのであるから，速度 $U \rightarrow 0$ で摩擦係数 $f \rightarrow 0$ は非常に都合がよく，理想的であることが明らかとなった。

5.6 摩擦係数の測定結果と理論計算結果

図5-7に図5-5に示した摩擦係数測定装置によって測定された摩擦係数の結果と式(5-14)を用いて偏心率 $\varepsilon=0$ での摩擦係数の計算結果を示した。横軸には式(5-14)に示した無次元数 $(\eta N/p_a)/(r_2/c)$ のを用いた。通常摩擦状態を示すストライベック曲線では無次元数のゾンマーフェルト数 $(\eta N/p_a)/(r_2/c)^2$ を用いるが、縦軸を摩擦係数 f と表現することとし、今回は $(\eta N/p_a)/(r_2/c)$ を用いた。

ここでの摩擦係数の測定条件は、マグネットに磁性流体 0.1ml を吸着させた状態で行い、磁性流体に印加される荷重 W はウェイトによって 0.01~0.04 kg の範囲で変化させ、回転数 N は約 0.025 s^{-1} ~ 7.5 s^{-1} 、速度 U に換算すると 0.00196 ~ 0.589 m/s の間で変化させ、様々な組み合わせで摩擦係数を測定する。無次元数 $(\eta N/p_a)/(r_2/c)$ 中の p_a と N を変化させながら摩擦係数 f を測定しようとするものである。

式(5-14)による $\varepsilon=0$ での計算結果は破線で示している。磁性流体の粘度 η は実測データ $\eta=51.5 \times 10^{-3} \text{ Pa s}$ 、平均隙間量 c は図3-4、図3-5からベッセル内周半径とマグネット外周半径との差 $c = 12.7 \text{ mm} - 12.4 \text{ mm} = 0.3 \text{ mm}$ としている。マグネットのなす角度 $\alpha(^{\circ})$ は図3-4から $2\alpha=40^{\circ}$ である。

測定結果からは、回転数 $N(\text{s}^{-1}) \rightarrow 0$ 、即ち $U(\text{m/s}) \rightarrow 0$ で $f \rightarrow 0$ となっており、静止状態へ向かって摩擦係数 f が低減されていく理想的な摩擦となっていることが確認された。この結果は式(5-14)での計算結果によく一致している。 $(\eta N/p_a)/(r_2/c) < 0.001$ で摩擦係数 f は 1000 分の 1 台と極めて低くなっている。

また $(\eta N/p_a)/(r_2/c) < 0.001$ において測定値が $\varepsilon=0$ の場合を上回るのは、式(5-11)から偏心率 ε の影響が考えられる。

相対速度 U と摩擦係数 f との関係を理解しやすくするために、図5-8に相対速度 U と摩擦係数 f との関係を示した。速度 U が 0.002 m/s 以下で、摩擦係数は 2×10^{-4} 台となっている。図5-8の測定結果からは、式(5-11)に示した理論計算と同じく、相対速度 $U \rightarrow 0$ で摩擦係数 $f \rightarrow 0$ であることを確認することができた。

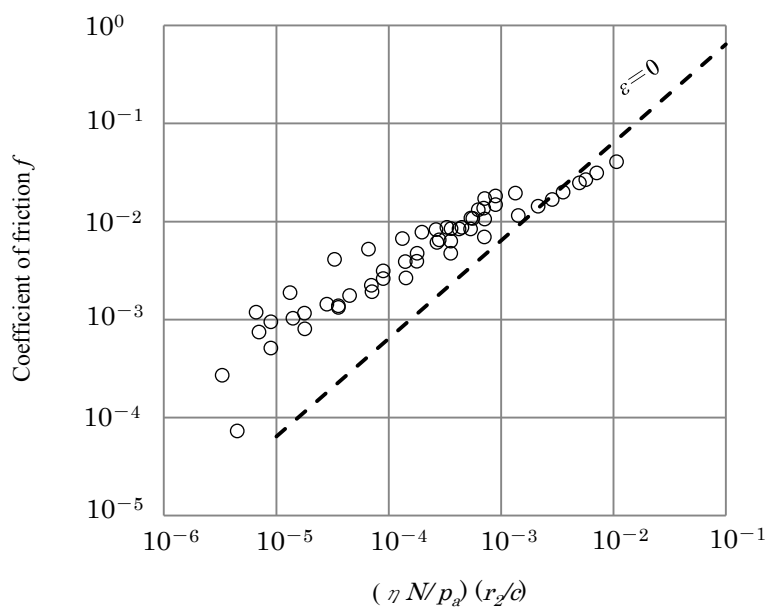


図 5-7 磁性流体膜の摩擦係数の測定値と偏心率 $\varepsilon=0$ での計算値

Fig. 5-7 Measurement results of friction coefficient, and calculation results of friction coefficient at $\varepsilon=0$

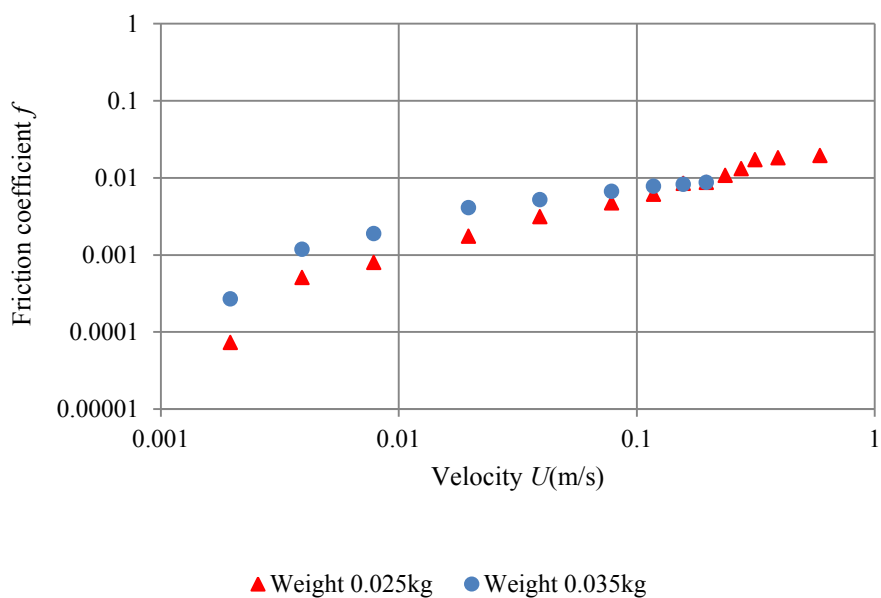


図 5-8 摩擦係数と速度の関係の測定結果

Fig. 5-8 Measurement results of between velocity and friction coefficient

磁性流体の見掛けの粘度はマグネットの磁界などの影響で増加することが Rosensweig⁽⁴²⁾らから報告され神山⁽⁴³⁾によっても紹介されている。図 5-9 には神山によって紹介された「粘度に及ぼすずり速度の影響⁽⁴⁴⁾」についての実験結果を引用する。

図 5-9 に引用した実験結果からも解るように、磁性流体の見掛けの粘度は、ずり速度 Ω (s⁻¹)、母液の粘度 η_0 (Pa s)、真空の透磁率 μ_0 (H/m)、磁性流体の磁化の強さ M (T)、磁界 H (A/m)としたとき、 $(\Omega\eta_0)/(\mu_0MH) \times 10^6 < 1$ で急激に増加すると報告されている。ここでおよその計算を施すと平均膜厚 $c=0.3$ mm, 速度 $U=0.00196$ m/s においても $(\Omega\eta_0)/(\mu_0MH) \times 10^6 \approx 2 \times 10^7$ となり、図 5-7, 図 5-8 の測定結果とも合わせて磁界の影響は大きく表れていないと推測される。 $(\Omega\eta_0)/(\mu_0MH)$ の計算を表 5-1 に示す。

また今回用いている磁性流体は hidrocarbon ベースであるが、神山によれば「hidrocarbon ベース磁性流体の有効粘度は磁場を印加することにより増大するが、ずり速度による影響は観測されない。すなわち、磁場の作用下でもニュートン流体としての流動特性を示す」⁽⁴⁵⁾とあり、図 5-7 の結果でもニュートン流体としての計算結果付近に測定値が集まっている。

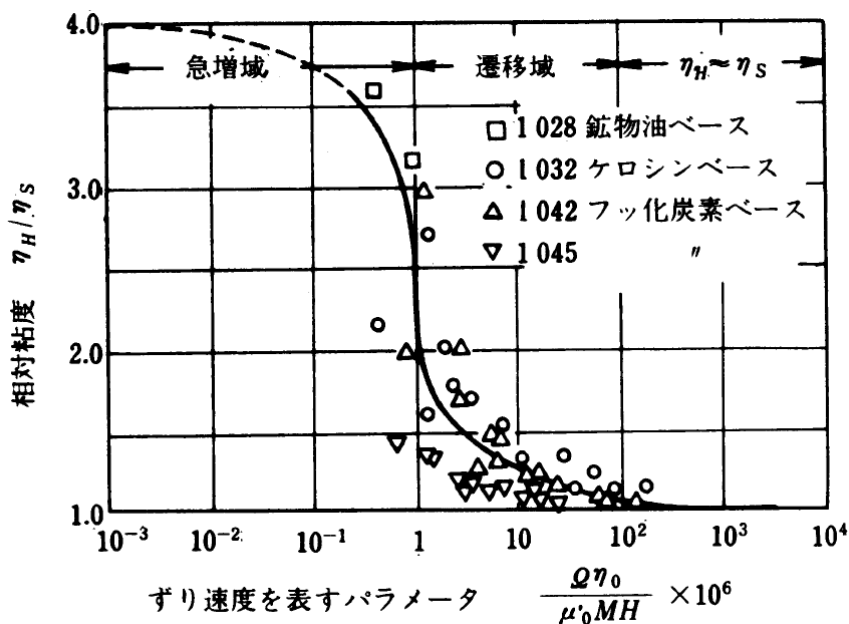


図 5-9 粘度に及ぼすずり速度の影響 (神山新一, 磁性流体の流れ, ターボ機械, Vol.12, No.2, p.98.より引用⁽⁴⁵⁾)

Fig. 5-9 Effect of shear rate on the viscosity

表 5-1 磁性流体における見掛けの粘度変化 $(\Omega \eta_0)/(\mu_0 M H) \times 10^6$ の計算結果

Table 5-1 Calculation result of $(\Omega \eta_0)/(\mu_0 M H) \times 10^6$

速度	U	0.00196	m/s
隙間量	Δr	0.0003	m
ずり速度	Ω	6.54	s ⁻¹
基剤粘度	η_0	0.0515	Pa s
真空の透磁率	μ_0	1.26E-06	H/m
磁性流体の飽和磁束密度	M	0.05	T
磁界	H	258000	A/m
$(\Omega \eta_0)/(\mu_0 M H) \times 10^6$		2.08E+07	

5. 7 結 言

磁性流体が吸着しレース上に浮揚したマグネットの摩擦係数の測定と理論計算を行い次の結果を得た。

- (1) バランスを修正するためにマグネットが移動するには、磁性流体を用いた自動平衡装置でも鋼球を用いる従来構造の場合と同様に、1000 分の 1 を下回る低い摩擦係数を要求されることが確認された。
- (2) 実験と理論計算とから、磁性流体によって浮揚したマグネットがバランスウェイトとなる本構造では、マグネット移動時の摩擦係数は、移動速度 $U \rightarrow 0$ で $f \rightarrow 0$ となる理想的な摩擦形態であることが確認された。このような摩擦はバランスの修正特性を安定させると推測することができる。
- (3) 鋼球がレースと接触して走行する従来構造とは異なり、 balanサーとなるマグネットに磁性流体膜が形成されるので、マグネットとベッセルが直接接触することではなく、鋼球のような動作時の摺動音は発生しないと推測できる。磁性流体とマグネットを用いた自動平衡装置は、例えば静寂性が要求される AV 機器内の回転体に有用であると考えられる。
- (4) 通常摩擦は、静止摩擦が存在し、静止前に摩擦係数は上昇するが、磁性流体膜によって浮揚したマグネットは移動速度 0.002 m/s という低速度でも摩擦係数は 2×10^{-4} と低く、静止状態に近づくほど摩擦係数が低減していく稀な摩擦であることを明らかにした。例えば静止状態で滑らかに動く必要のある角度センサー、加速度センサーなどに適しており、新たなセンサーの要素技術になると考えられる。

第6章 バランス修正特性の実験

6.1 緒言

これまで自動平衡装置においてバランス修正特性を安定させるには、摩擦係数が低くあることが重要であることを述べ、また低摩擦係数を高回転まで維持するために磁性流体膜形成の要素を検討してきた。これまでの研究によって、磁性流体を用いた自動平衡装置の構成は、低い摩擦係数を得ることができ、自動平衡装置にとって理想的な構造であると考えられる。

摩擦係数のバランス修正への影響については陣内らが言及しており、摩擦係数はあるものとし、例えば公転半径を小さくとり遠心力を軽減するなど、極力摩擦係数の影響を受けないような設計手法について言及している⁽⁷⁾。また著者は、摩擦係数を低くできたとしても、バランスウェイトと偏心による振動方向との角度によって、動くことのできない不動角度があることについて言及している⁽³⁾。

そこで本章では、磁性流体を用いた自動平衡装置では、バランスウェイトであるマグネットが移動する際、低摩擦係数であることが確認されたことを受け、磁性流体を用いた自動平衡装置の原理装置を製作し、実験によって磁性流体を用いた自動平衡装置のバランス修正特性の評価を行う。また баланサーに鋼球を用いた従来構造の自動平衡装置も製作し比較検討を行うことで、摩擦係数のバランス修正特性への影響についての検討を行う。

6. 2 バランス修正特性の実験方法

6. 2. 1 実験システム

図 6-1 にバランス修正特性の実験システムを示し、図 6-2 には実験システムの写真を示す。

実験システムは原理装置のフレーム上に加速度センサーを設置し、アンバランス量に比例してフレーム上に発生する振動を計測することによってバランス修正特性を評価するものである。自動平衡装置によってバランス修正がされれば、フレーム上の振動は低減されることになる。

また発生する振動は回転角速度 ω の二乗に比例し変化してしまうので、回転角速度はモータ駆動回路によって一定に保たれるように制御されている。本評価では回転角速度は 340rad/s に制御されている。

アンバランス量はディスク上のアンバランス用ウェイトによって調整され、本実験では、 0.5×10^{-5} kg m の場合と、アンバランス用ウェイトを載せずにアンバランスがほぼ無い場合とでバランス修正特性の実験を行う。

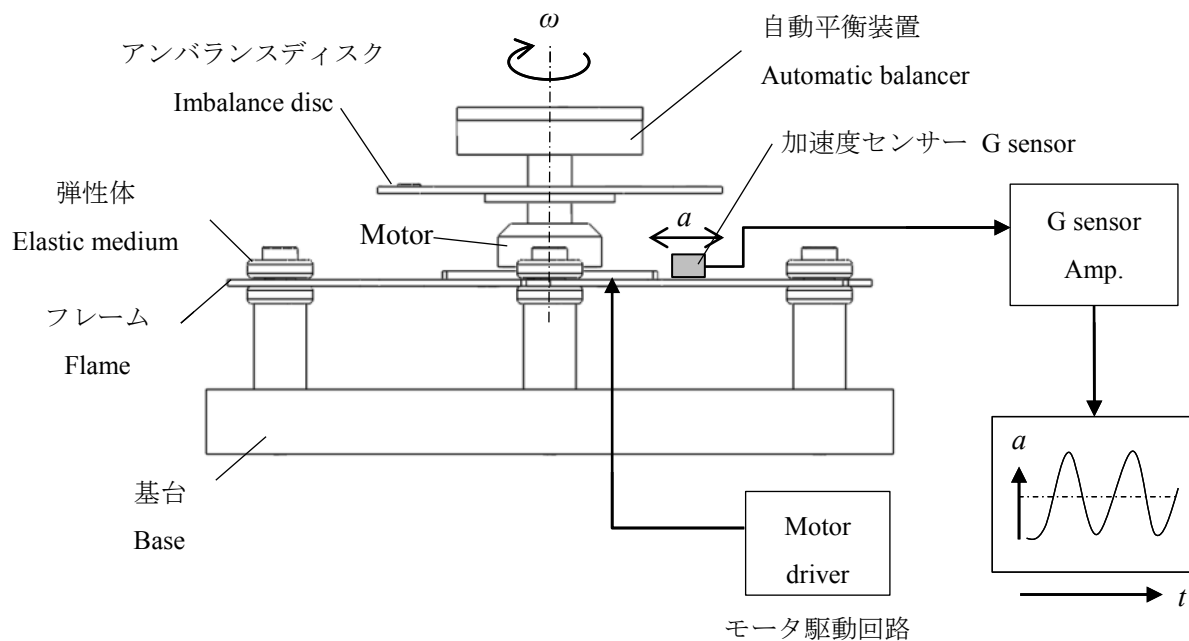


図 6-1 バランス修正特性の評価システム

Fig. 6-1 Experimental system featuring characteristics for correcting imbalance

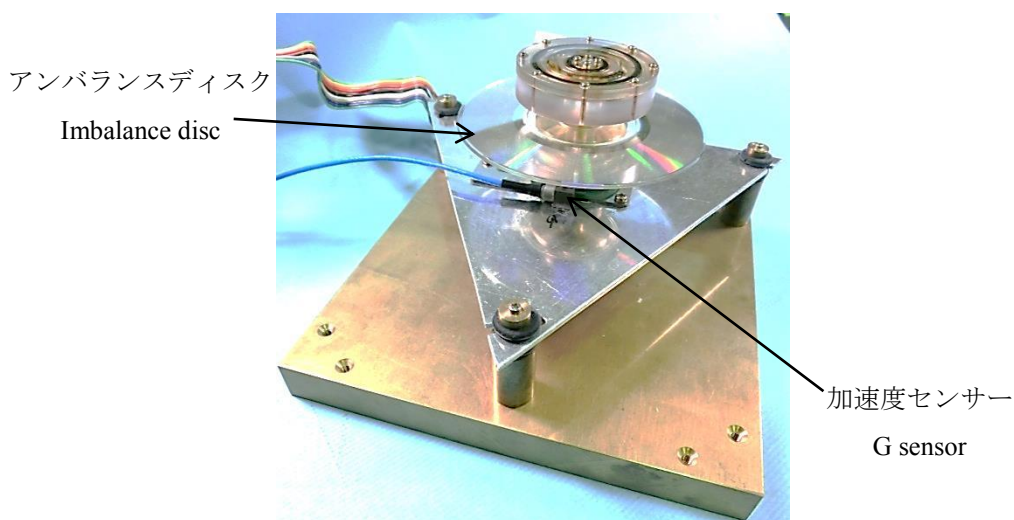


図 6-2 バランス修正特性の評価システム

Fig.6-2 Photograph of Experimental system featuring characteristics for correcting imbalance

6. 2. 2 実験の手順

以下のような手順でバランス修正特性の評価を行う。

(1)基準加速度 a_0 の作成

アンバランスがフレーム上に発生する加速度によりバランス修正特性を評価することになるので、基準となる振動加速度 a_0 を確認しなければならない。ここではアンバランス $0.5 \times 10^{-5} \text{ kg m}$ のときに発生する振動を計測する。

(1-1)自動平衡装置からバランスウェイトとなるマグネットを全て取り除き、自動平衡装置は動作しないようにする。(バラシングしないようにする)

(1-2)アンバランス $0.5 \times 10^{-5} \text{ kg m}$ のディスクを取り付ける。

(1-3)モータを回転させ、回転角速度が測定回転数(ここでは 340 rad/s)に到達したことを確認し、フレーム上に発生する振動加速度を加速度センサーによって測定する。

ここで計測されたアンバランス $0.5 \times 10^{-5} \text{ kg m}$ が 340 rad/s で回転したときの振動加速度を基準振動加速度 a_0 とする。

(2)自動平衡装置が低減した振動加速度 a の測定

(2-1)次に磁性流体を吸着させたマグネットを自動平衡装置に組み入れ、自動平衡装置がバランスを修正できる状態に戻す。

(2-2)モータの回転を徐々に上昇させながら、測定回転数 340 rad/s になったことを確認し、加速度センサーから振動加速度 a を計測する。

ここで計測された振動加速度 a は自動平衡装置がバランスを修正し、発生する振

動加速度を低減した場合のものである。

(3) バランス修正特性 a/a_0 の計算

自動平衡装置が動作し、バランス修正すれば、アンバランスが修正された分だけフレーム上に発生する振動は低減されることになるので、バランス修正効果を基準加速度 a_0 と自動平衡装置がバランスを修正したときの振動加速度 a との相対比 a/a_0 で表すこととする。

即ち、ここでは負荷した 0.5×10^{-5} kg m のアンバランスで発生する振動加速度 a_0 に対する修正された後のアンバランスでの振動加速度 a の相対比によって評価しようとするものである。もしここで、振動はアンバランス量に比例しているとするれば、アンバランスを 100% 除去すれば $a/a_0=0$ であり、全く修正しなければ修正率は 0% となり、 $a/a_0=1$ となる。

(4) バランス修正特性のヒストグラムの作成

バランス修正特性となる振動加速度の相対比 a/a_0 の測定を 32 回繰り返して、 a/a_0 のヒストグラムを作成する。作成したヒストグラムによってバランス修正特性のばらつきを観察しようとするものである。

(5) アンバランスがない場合のバランス修正特性 a/a_0 のヒストグラムの作成

またアンバランス 0.5×10^{-5} kg m を負荷した場合だけではなく、アンバランスが無い状態においてもバランス修正特性（振動加速度の相対比） a/a_0 の測定を行い、上記した手順でヒストグラムを作成する。

アンバランスのない状態では、修正すべきアンバランスは存在しないのであるから、逆に自動平衡装置はバランスを修正するのではなく、悪化させてしまう可能性を

考慮しなければならないからである。

アンバランスを0にすることは困難であるので、ここではアンバランス調整用のウェイトを取り外し、アンバランスがほぼ無い状態での評価となる。また基準加速度 a_0 を0とすることはできないので、比較しやすいように、ここでもアンバランス量 $0.5 \times 10^{-5} \text{ kg m}$ での振動加速度を基準加速度 a_0 とする。

(6) 鋼球を用いた従来構造の自動平衡装置との比較

第2章で述べたバランスウェイトに鋼球を用いた従来構造の自動平衡装置を製作し、摩擦係数の影響を確認する。

図2-8に製作した鋼球を用いた従来構造の自動平衡装置を再度下記した。再度鋼球を用いた従来型の自動平衡装置の構成を述べれば、真鍮 C3603 製のローターケース内に、ステンレス SUS440C 製で直径 3.5 mm、質量 $m=0.168 \text{ g}$ の鋼球4個を組み入れた。公転半径 $R=10.8 \text{ mm}$ であり、バランス修正の最大能力は $0.68 \times 10^{-5} \text{ kg m}$ となっている。

鋼球の摩擦係数の測定結果は表2-1に示し、図2-8に示したように、摩擦係数は、傾斜法によって測定された静止摩擦係数である。測定はクリーン度：一般環境下、雰囲気：空気中で行った。表2-1における鋼球1個、鋼球2個とは、図2-9(a)(b)に示すように、鋼球1個と鋼球2個の場合である。

製作した鋼球を用いた自動平衡装置の摩擦係数は、鋼球1個、2個の場合の平均値でそれぞれ $f=0.0286$ と $f=0.141$ である。鋼球2個では鋼球同士の接触部で摩擦は転がり摩擦ではなく、滑り摩擦になるので摩擦係数は1個の場合に比べ増大していることが確認されている。



図 2-8 鋼球を用いた自動平衡装置

Fig.2-8 Automatic balancer using steel ball

6.3 バランス修正特性の実験結果

6.3.1 基準加速度 a_0 の測定

図6-3に基準加速度 a_0 の測定データを示す。基準加速度 a_0 は「6.2.2 実験の手順(1)」での述べたように、自動平衡装置からマグネットを取り除き、自動平衡装置が作動しないときに発生する振動であり、アンバランスが $0.5 \times 10^{-5} \text{ kg m}$ のときに発生する振動である。

図6-3を観ると、モータが回転をはじめ徐々に回転角速度が上昇するとともに、発生する振動加速度も増加していき、やがて回転角速度が測定回転数に到達し一定となると振動加速度も一定になる様子を観ることができる。ここではモータの回転は 340 rad/s になるように設定されている、アンバランス $0.5 \times 10^{-5} \text{ kg m}$ が角速度 340 rad/s で回転したときの基準振動加速は $a_0 = 9.8 \text{ m/s}^2$ (0-peak 値)であった。

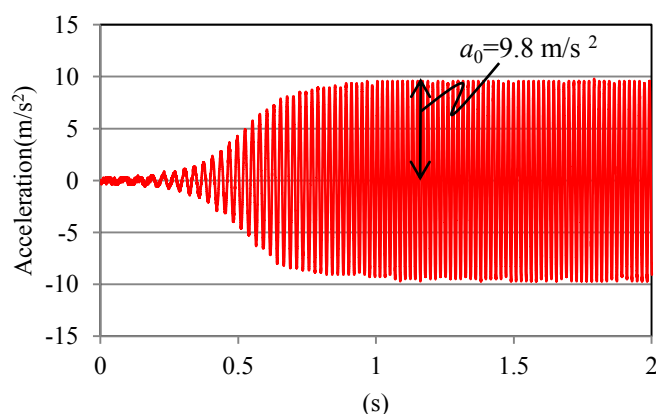


図6-3 基準加速度 a_0 の測定結果

アンバランス量 $0.5 \times 10^{-5} \text{ kg m}$ ，測定回転角速度 340 rad/s

Fig. 6-3 Acceleration a_0 for reference vibration. Acceleration $a_{0.5}$ for reference vibration.

The characteristic of vibration was determined while the automatic balancer was not operating, with a load of $0.5 \times 10^{-5} \text{ kg m}$ applied to cause imbalance. The reference acceleration of vibration $a_{0.5}$ was 9.8 m/s^2 for rotational angular velocity of 340 rad/s .

6. 3. 2 バランス修正時の振動波形

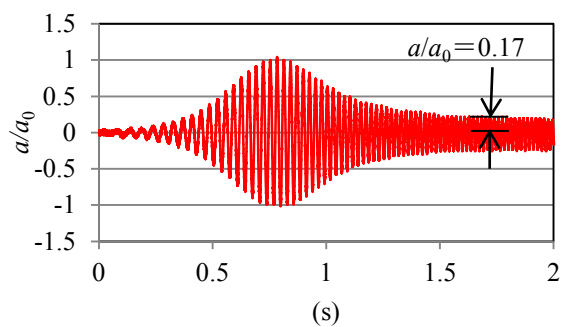
図 6-4(a)(b)に磁性流体を用いた自動平衡装置と鋼球を用いた従来構造の自動平衡装置とのバランス修正時の振動加速度波形を示した。縦軸は振動加速度ではなく、実験手順通りに、図 6-3 で測定した基準加速度 $a_0=9.8 \text{ m/s}^2$ との相対比 a/a_0 で表わしている。

図 6-4 に示す振動波形からは、どちらの場合もモータが回転をはじめ回転角速度が上昇していくとともに振動加速度（図では相対比 a/a_0 で示している）も増加するが、自動平衡装置が作動し、バランスを修正することで振動が低減されていく様子を観測することができる。

図 6-4(a)に示す磁性流体を用いた自動平衡装置の場合では、バランス修正後で $a/a_0=0.17$ となり、バランス修正によって振動は 0.17 倍まで低減されている。また図 6-5(b)に示す鋼球型では $a/a_0=0.34$ となり、振動は 0.34 倍まで低減されている。この一例では磁性流体を用いた自動平衡装置のバランス修正特性の方が優れていることになる。振動がアンバランスに比例しているとすれば、磁性流体を用いた自動平衡装置ではアンバランスを 83%修正し、鋼球型では 66%修正したと言い換えることができる。

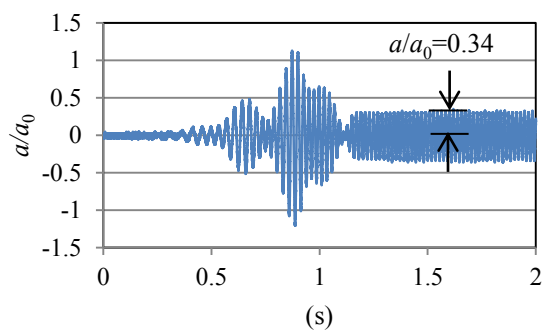
更に図 6-4 の振動波形を観察すると、図 6-4(b)に示した鋼球型では振動波形が激しく変化しているのに比べ、図 6-4(a)に示した磁性流体を用いた場合の振動波形の変化は滑らかである。これはマグネットとベッセル間に磁性流体膜が存在するという構造が、減衰器（ダッシュポット）構造をとっており、鋼球型に比べ高い粘性をもっているからと推測することができる。

また鋼球型ではバランス修正時に鋼球が走行をしたときに発生する摺動音が聴感によって観測されるが、磁性流体を用いた自動平衡装置では摺動音は観測されず静寂であった。これは鋼球がレースと直接接触して走行する鋼球型に比べ、磁性流体を用いた自動平衡装置の場合には、マグネットには磁性流体膜が形成されて、マグネットとレースとは直接接触しないことが影響していると推測することができる。



(a)磁性流体を用いた自動平衡装置の場合

(a) Case of new magnet levitation type



(b)鋼球型自動平衡装置での場合

(b) Case of ball type with conventional structure using steel ball depicted in Figure 2-8

図 6-4 バランス修正動作時の加速度波形

アンバランス量 0.5×10^{-5} kg-m, 測定回転数 340 rad/s

Fig. 6-4 Vibration waveform indicating relative ratio $a/a_{0.5}$ for balancing operation of automatic balancer with an imbalance load of 0.5×10^{-5} kg m.

6. 3. 3 バランス修正特性 a/a_0 のヒストグラム

図6-4で行った振動加速度の相対比 a/a_0 の測定を32回繰り返し行い、バランス修正特性のヒストグラムを作成する。

図6-5に、 $0.5 \times 10^{-5} \text{ kg m}$ のアンバランス量を負荷した場合のバランス修正特性 a/a_0 のヒストグラムを示す。 a/a_0 の測定は32回行われた。図6-5(a)には磁性流体を用いた自動平衡装置の場合を示し、図6-5(b)には鋼球を用いた場合のバランス修正特性のヒストグラムを示している。

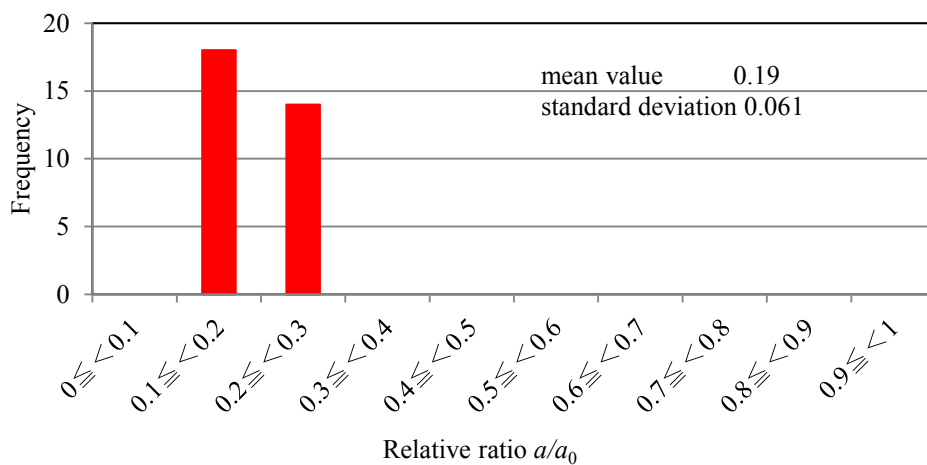
図6-5のヒストグラムの a/a_0 の平均値は(a)の磁性流体型、(b)鋼球型でそれぞれ0.19と0.41となり、バランスを修正して振動を低減する性能は鋼球型の0.41倍に対して磁性流体型は0.19倍と優れている。摩擦係数が0.029（平均値）で要求される摩擦係数の条件を満たしていない鋼球型に比べ、移動速度が0.002 m/s では 2×10^{-4} と低い磁性流体型はバランス修正特性が優れており、摩擦係数がバランス修正特性に影響を及ぼすことが確認された。

また、 a/a_0 の標準偏差は、(a)の磁性流体型、(b)鋼球型でそれぞれ0.061と0.23となり磁性流体型は鋼球型に比べ標準偏差は小さく、ばらつきがなく安定していることが確認できた。これはヒストグラムの分布を観ても明らかであり、図6-5(a)の磁性流体型では a/a_0 の分布は0.1~0.3の間に集中しているのに対し、図6-5(b)の鋼球型では a/a_0 は0から0.9までばらついて分布している。

図6-6には、図6-4にも示した鋼球型の振動波形の測定例を付け加えた。図6-6に示した鋼球型の振動波形を観ても解るように、バランス修正による振動の低減効果は、毎回ばらつき不安定であることが観察される。この結果が、図6-5(b)に示したヒストグラムのばらつきを示しているものである。摩擦係数が0.029と鋼球が移動するのに要求される摩擦係数を満足していないので、鋼球はバランス修正をする角度に到達することができず、停止する角度はばらつくので、結果バランス修正特性がばらつくことにな

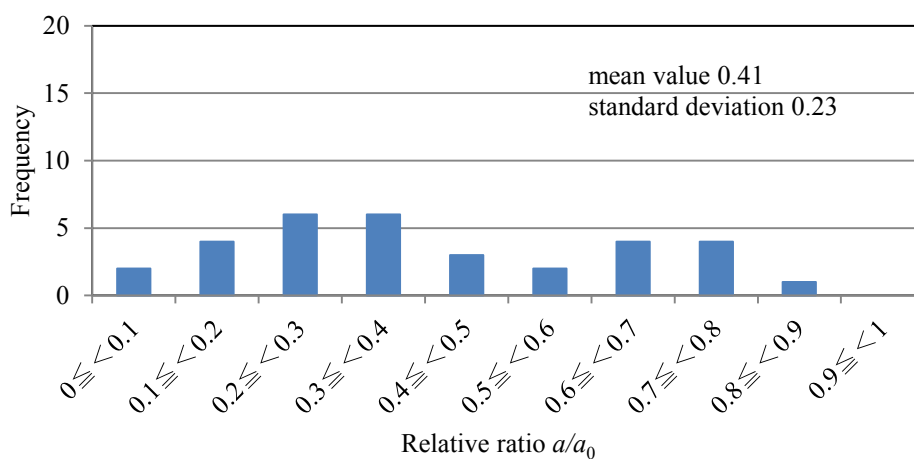
る。

これらの実験結果から、摩擦係数を低くすることで、バランスウェイトは移動しやすくなり、結果バランス修正特性を改善することが確認され、移動速度 0.002 m/s 以下で 2×10^{-4} 以下と低い摩擦係数をもつ磁性流体がマグネットを浮揚させる構造は、自動平衡装置に適し、優れたバランス修正特性を得られる構造であることが明らかとなった。



(a)磁性流体を用いた自動平衡装置の場合(平均値 0.19, 標準偏差 0.061)

(a)New type using magnetic fluid and magnets



(b)鋼球を用いた従来構造の自動平衡装置の場合 (平均値 0.41, 標準偏差 0.23)

(b)Conventional type using steel ball

図 6-5 アンバランス $0.5 \times 10^{-5} \text{ kg}\cdot\text{m}$ を負荷した場合の
 バランス修正特性 a/a_0 のヒストグラム (測定回数 : 32 回)

Fig. 6-5 Histogram of relative ratio a/a_0 for the vibration that is characteristics of imbalance correction when a load of $0.5 \times 10^{-5} \text{ kg m}$ is applied to cause imbalance. The number of measurements taken was 32 times.

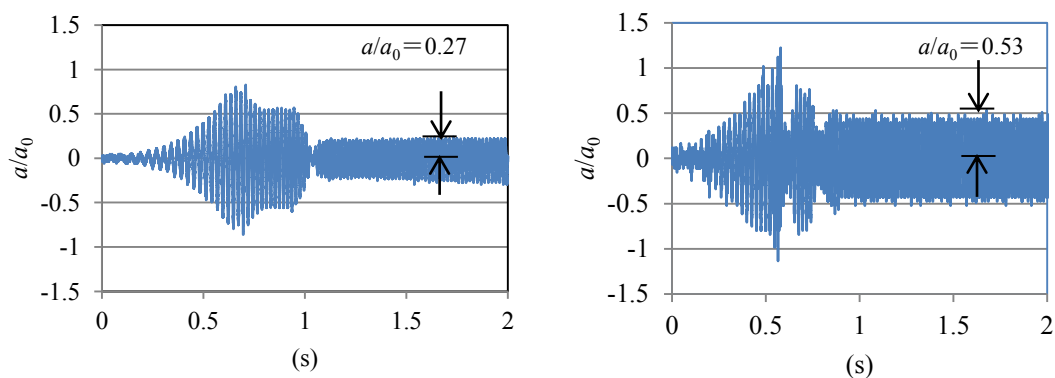


図 6-6 鋼球型のバランス修正時の振動波形の例

Fig.6-6 Measurement example of the vibration waveform in the case of a steel ball type

図 6-7 には、ディスクからアンバランス調整用のウェイトを取り去り、アンバランス量がほぼ無い場合のバランス修正時の振動波形を振動加速度の相対比 a/a_0 をもって示している。

図 6-7 からも図 6-4 で示したアンバランス $0.5 \times 10^{-5} \text{ kg}\cdot\text{m}$ を修正する場合の振動波形と同様に、図 6-7(a)に示した磁性流体を用いた自動平衡装置の場合は振動の変化は滑らかであり、それに比べ図 6-7(b)に示す鋼球型の場合では振動の変化は大きい。

アンバランスがほぼない状態であるので、本来振動基準は 0 であるが、0 を基準として相対比を求めることはできないので、 $0.5 \times 10^{-5} \text{ kg}\cdot\text{m}$ のときの振動加速度 $a_0 = 9.8 \text{ m/s}^2$ を基準振動加速度としている。

図 6-8 にはアンバランスを負荷しない場合のバランス修正特性 a/a_0 のヒストグラムを示す。測定回数は $0.5 \times 10^{-5} \text{ kg}\cdot\text{m}$ を負荷した場合と同様に 32 回である。図 6-8(a)に

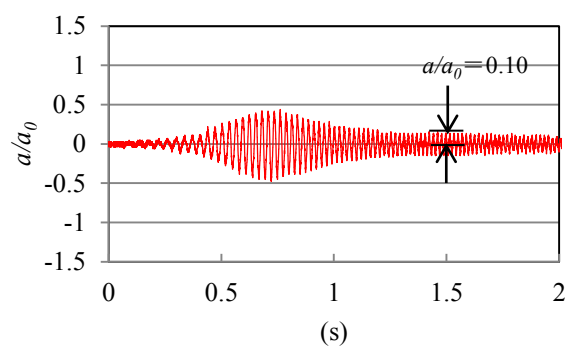
は磁性流体を用いた場合のものを示し、図 6-8 (b)には鋼球を用いた場合のものを示した。

ここでもバランス修正特性 a/a_0 のヒストグラムとしているが、アンバランスがほぼない状態であるので、正確に言えばバランスを修正するのではなくて、自動平衡装置自身がつくりだすアンバランスを測定していることになる。例えば 2 個あるマグネット同士が互いに (180° に) 対抗してバランスをとる必要があるが、バランスをとることができなければ、アンバランスを助長し、振動を発生してしまうこととなるので、アンバランスがない状態での自動平衡装置の特性を調べることも必要となる。

図 6-8 の測定結果から、バランス修正特性 a/a_0 の平均値は(a)の磁性流体を用いた場合と(b)の鋼球の場合とで、それぞれ 0.10, 0.30 となり、ここでも摩擦係数の低い磁性流体を用いた自動平衡装置の方が振動は低く、アンバランスが負荷されない場合にも自動平衡装置自身がつくりだすアンバランスは小さく、バランスを悪化させないという結果が得られた。

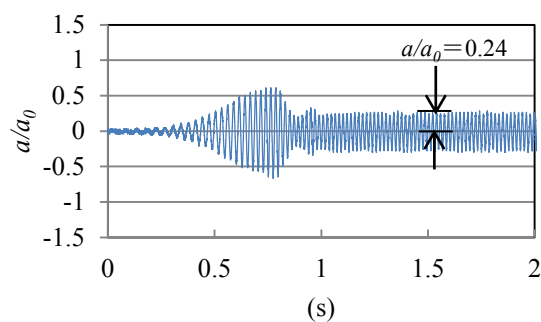
またバランス修正特性 a/a_0 の標準偏差は、(a)の磁性流体を用いた場合と(b)の鋼球型の場合とで、それぞれ 0.034, 0.16 となり、ヒストグラムの分布を観ても解るように磁性流体を用いた自動平衡装置の方が、ばらつきが小さい。 a/a_0 の分布は、(b)の鋼球型で 0.1~0.7 に分布しているのに比べ、(a)の磁性流体を用いた場合では 0.1~0.2 に集中しており、ばらつきが小さい。

これらの結果から、アンバランスが負荷された場合のバランス修正特性と同様に、摩擦係数が 0.029 で鋼球が移動するのに必要とされる摩擦係数を満足してない鋼球型に比べ、速度 0.002 m/s 以下で 2×10^{-4} 以下の摩擦係数をもつ磁性流体を用いた自動平衡装置の方が、バランス修正特性 a/a_0 のばらつきが小さく、アンバランスが負荷されない場合にバランスを悪化させないことが確認された。



(a)磁性流体を用いた自動平衡装置の場合

(a)Case of new magnet levitation type



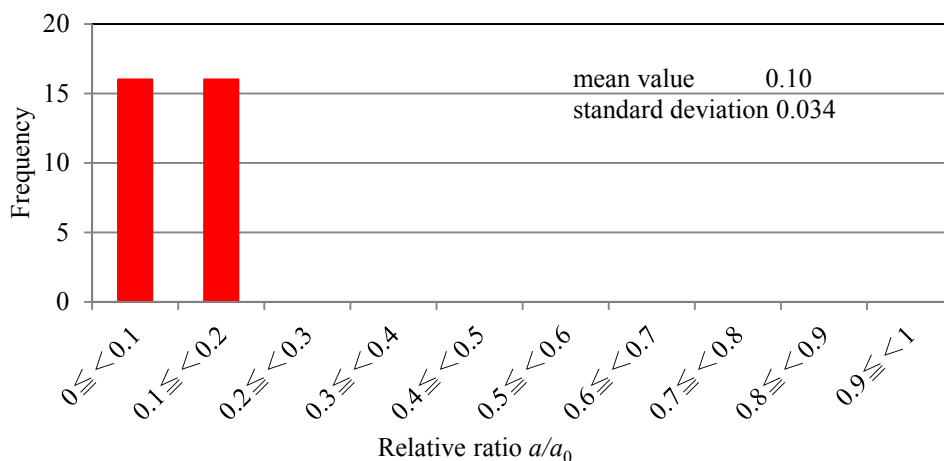
(b)鋼球を用いた自動平衡装置の場合

(b)Case of ball type with conventional structure using steel ball depicted in Figure 2-8

図 6-7 アンバランスを負荷しない場合のバランス修正動作時の振動加速度波形

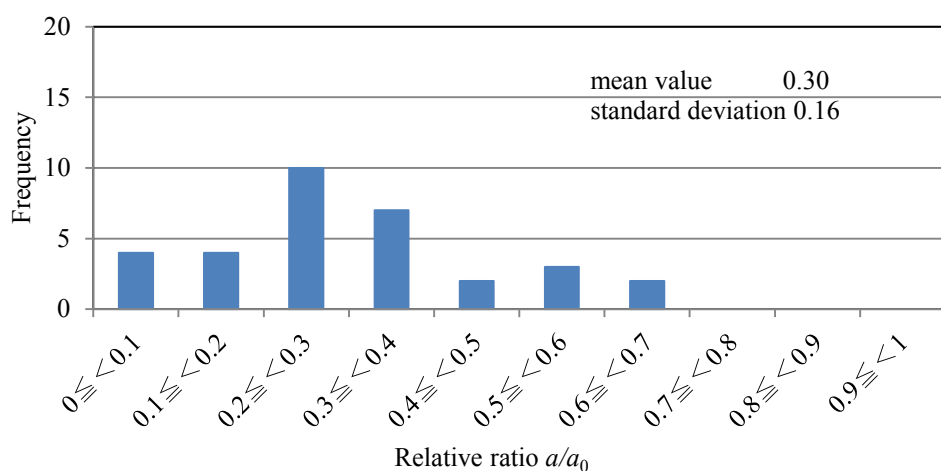
測定回転数 340 rad /s

Fig. 6-7 Vibration waveform indicating relative ratio $a/a_{0.5}$ for balancing operation of automatic balancer with an imbalance no load..



(a)磁性流体とマグネットを用いた場合（平均値 0.10；標準偏差 0.034）

(a)New type using magnetic fluid and magnets



(b)鋼球を用いた従来構造の場合（平均値 0.30；標準偏差 0.16）

(b)Conventional type using steel ball

図 6-8 アンバランスを負荷しない場合の

バランス修正特性 a/a_0 のヒストグラム（測定回数：32回）

Fig.6-8 Histogram of relative ratio a/a_0 for the vibration that is characteristics of imbalance

correction when no load is applied to cause imbalance. The number of measurements

taken was 32 times.

6.4 結 言

磁性流体を用いた自動平衡装置は、アンバランスを修正し、発生する振動を平均で0.19倍まで低減できていることが確認された。振動がアンバランスに比例して発生しているとすれば、アンバランスを81%修正できたことになる。標準偏差も0.061と低く、バランス修正特性のばらつきは小さく安定していることから、磁性流体を用いた自動平衡装置は確実にバランスを修正することができていることが確認された。

磁性流体を用いた自動平衡装置のバランス修正特性を、製作された鋼球を用いた場合とで比較した結果、平均値、標準偏差はそれぞれ鋼球型で0.41, 0.23なのに対し、磁性流体の場合で0.19, 0.061と低く、磁性流体を用いた自動平衡装置の方がバランス修正特性に優れていることが確認された。

これらの結果から、摩擦係数が0.029でありバランス修正に要求される摩擦係数の条件を満足できていない鋼球型に対し、速度0.002 m/s以下で 2×10^{-4} と低い摩擦係数を持ち、速度が0に近づく程($U \rightarrow 0$)摩擦係数が0に近づく($f \rightarrow 0$)摩擦特性をもつ磁性流体を用いた自動平衡装置は、バランス修正特性に優れることが確認された。

また、アンバランスが負荷されない場合においても、バランス修正特性 a/a_0 は、平均値、標準偏差は鋼球型でそれぞれ0.3, 0.16なのに対し、磁性流体を用いた自動平衡装置の場合で0.10, 0.034となり、アンバランスが負荷されたときと同様に、磁性流体を用いた自動平衡装置の方が優れており、摩擦係数がバランス修正特性へ影響を及ぼすことが確認された。

鋼球型では、アンバランスが負荷されないときに、自動平衡装置自身がアンバランスを作りだして振動を増加させてしまうが、磁性流体を用いた自動平衡装置ではアンバラ

ンスの増加は非常に小さいことが確認された。

これらの結果から、摩擦係数を低くすることで、バランスウェイトは移動しやすくなり、結果バランス修正特性を改善することが確認され、移動速度 0.002 m/s 以下で 2×10^{-4} 以下と低い摩擦係数をもつ磁性流体がマグネットを浮揚させる構造は、自動平衡装置に適し、優れたバランス修正特性を得られる構造であることが明らかとなった。

また、バランス修正をしているときの振動加速度は、鋼球型で激しく変動するのに対し、磁性流体を用いた自動平衡装置では滑らかであることが明らかになった。これはマグネットとレースとの間に磁性流体膜が形成される構造が減衰器（ダッシュポット）として働き、高い粘性を有していることが影響していると推測できる。

更に鋼球を用いた場合には、鋼球が移動する際の摺動音が聴感によって観測されるが、鋼球がレースに直接接触して走行する鋼球型に対し、磁性流体を用いた場合には、バランスウェイトとなるマグネット表面に磁性流体膜を形成しているので、流体潤滑摩擦のような状況が作られマグネットがベッセルのレースに直接接触することはないので、非常に静寂である。

これらの結果からは、磁性流体を用いた自動平衡装置は、動作時の激しい振動加速度の変化はなく、また静寂であるので、例えば、高い信頼性を要求される記録型の光ディスク装置に用いれば、光学ピックアップを加振し、動作を阻害することはない。また静寂であることから Blu-ray レコーダーのような静寂性を求められる AV 機器に適したものであることが確認された。

第7章 結 論

7. 1 本研究で得られた成果

自動平衡装置において、バランスウェイトが移動する際の摩擦係数はバランス修正特性にとって重要な要因であるが、磁性流体を用いた自動平衡装置は、磁性流体がバランスウェイトとなるマグネットに吸着し、磁性流体膜を形成してレース上にマグネットを浮揚させた状態を作り出すので、マグネットが静止に近い低速度で移動する際に、低い摩擦係数を得ることができる。これらの結果は実験と理論計算によって確認することができた。摩擦係数は速度 0.002 m/s において、 2×10^{-4} 以下であることが確認され、速度が 0 に近づくほど、摩擦係数も 0 に近づくことが実験と理論計算によって明らかとなり、磁性流体がマグネットを浮揚させる構造は、従来技術の自動平衡装置に比べ摩擦係数を低く改善しており、自動平衡装置に適した構造であることが確認された。

そこで磁性流体を用いた自動平衡装置の原理装置を製作し、バランス修正特性の実験を行った結果、磁性流体を用いた自動平衡装置は摩擦係数が低く改善されているので、アンバランスをよく修正し、発生する振動を 0.19 倍まで低減することができた。振動がアンバランスに比例するとすれば、アンバランスを 81%修正したことになる。またアンバランスが搭載されない場合にも、自動平衡装置自身が作り出すアンバランスは小さく、アンバランスを悪化させて大きな振動を発生してしまうことがないことも確認された。

また摩擦係数を満足しない鋼球を用いた従来構造の自動平衡装置とで、バランス修正特性の比較実験を行った結果、摩擦条件を満足する磁性流体を用いた自動平衡装置の方が、バランス修正特性に優れ、そのばらつきも小さく、安定してバランス修正を行える

ことが確認された。この結果から、バランスウェイトが移動する際の摩擦係数は、バランス修正特性に大きな影響を与える要因であることが確認された。

更にバランス修正時の振動変化は、従来の鋼球型では激しく変化するのに対し、磁性流体を用いた自動平衡装置では滑らかであることが明らかとなった。これはマグネットとレースとの間に磁性流体膜が形成されている構造が減衰器（ダッシュポット）として作用し、高い粘性を有しているからと推測できる。

振動変化が滑らかであることは、例えば光ディスク装置にとっては、情報の記録再生を行う光学ピックアップを加振するなどの影響が軽減され好ましい結果となった。

また磁性流体を用いた自動平衡装置では、鋼球を用いた従来構造の自動平衡装置で観測された鋼球が走行する際に発生する摺動音は観測されず、静寂であることが明らかとなった。これは従来の鋼球型では、鋼球はレースに直接接触して走行するのに対し、磁性流体とマグネットを用いた構造では、マグネットに形成された磁性流体膜が、マグネットが走行する際にマグネットとレースとを直接接触させないからである。

この結果から、磁性流体を用いた自動平衡装置は、静寂性を要求される Blu-ray レコーダーなどの AV 機器に適していることが明らかとなった。

磁性流体を用いた自動平衡装置は、鋼球を用いた従来構造の自動平衡装置が抱えているバランス修正特性がばらつくという課題を解決し、優れたバランス修正特性を有し、且つそのばらつきは小さく安定してバランス修正を行うことができるので、未知のアンバランスが負荷される遠心分離機、光ディスク装置などの更なる低振動化、低騒音化に貢献できるものとなった。

磁性流体を用いた自動平衡装置は、特に光ディスク装置においては次のような効果を得ることができる。

- 磁性流体を用いた自動平衡装置は、従来技術に比べバランス修正特性に優れ、更なる低振動化が得られることから、内部振動による良好な情報の記録再生への影響と外部への漏洩振動によって生じる HDD などの周辺機器への影響を共に改善することができるので、更なる高速回転化と高信頼性に貢献することができる振動低減装置となった。
- 磁性流体を用いた自動平衡装置は、磁性流体がマグネットに磁性流体膜を形成する構造であるので、激しい振動の変化はなく、光ピックアップの制御に影響を及ぼすことがないので、BD レコーダーなどの記録型装置に適している自動平衡装置となった。
- 磁性流体を用いた自動平衡装置は、磁性流体がマグネットとレースとが直接接触することを防いでいるので、動作音はなく静寂な自動平衡装置となっており、静寂性を求められる Blu-ray レコーダーなどの AV 機器に適したものとなった。即ち、回転体を有する AV 機器の高速化に貢献することができる自動平衡装置となった。

「第4章 磁性流体の圧力と動作回転数、及びバランス修正能力の設計方法」においては、磁性流体に生じる圧力の要因を明らかにするとともに、背反関係にある動作回転数とバランス修正能力の設定方法を検討し、今後実用化へ向け設計をする際の要素技術を明らかにした。

また低い摩擦係数を得ることのできる構造から、自動平衡装置以外への応用も期待することができる。滑り軸受のように、軸と軸受が相対的に回転することにより潤滑油に圧力を発生させ流体潤滑摩擦を得ようとする場合には、低回転となれば、油膜を維持す

ることができず，軸と軸受が接触してしまうのが通常であるが，磁性流体がマグネットを浮揚させる構造は，低速になる程摩擦係数が低下していく稀な摩擦であり，自動平衡装置に限らず，低域帯の加速度センサーや角度センサーなど，低摩擦を要求される機構に応用が可能であり，これらの要素技術となりうると考える。

7. 2 今後の課題

下記のような技術的課題が挙げられる。

- ① バランス修正特性の考察
- ② 自励振動の耐性
- ③ 動特性
- ④ 具体的な設計における周辺部品の磁気的影響
- ⑤ 磁性流体の密閉

①磁性流体を用いた自動平衡装置では、バランス修正のために要求されている摩擦係数を満足していると言える。しかしながら、 $0.5 \times 10^{-5} \text{ kg m}$ のアンバランスを修正する場合には、バランスがよく修正されて振動は低減されているが、振動は相対比の平均で 0.19 残っている。この要因としてマグネット同士の反発力が考えられる。今回の実験ではアンバランス $0.5 \times 10^{-5} \text{ kg m}$ に対して、マグネットが修正できる最大能力も $0.5 \times 10^{-5} \text{ kg m}$ となっており、アンバランスを完全に修正するにはマグネット同士が近接する必要がある。マグネット同士の反発力を低減することができれば、更にバランス修正特性を改善できる可能性がある。

例えば、磁性ヨークを設け、マグネットからの磁束の漏洩を低減することも考えられるが、質量増加による動作回転数の低下を考慮し設計する必要がある。

または、バランス修正能力に余裕をもたせ、マグネット同士が近接しなくともよい設計をすることも考えられる。

②自励振動は、バランスウェイトが公転し続けるという自由振動であり、引き込まれた場合には大きな振動を発生させるので、予防しなければならない課題である。自動平

平衡装置は、理想的な振動系上に搭載されることは難しく、実用される場合には、振動の作用点と振動系全体の剛心が離れている（一致していない）場合が多い。この場合には、公転軌道は楕円形状となるので、バランスウェイトの粘性が低い場合には自励振動に引き込まれやすい。しかしながら、磁性流体が吸着したマグネットは減衰器（ダッシュポット）の構造をとるので、鋼球を用いた場合に比べ、はるかに粘性が高く、自励振動への耐性は高いと推測している。

- ③動特性については、粘性が高い分、考慮しなければならない。モータの起動時のプロファイルなどによって工夫される余地がある。鋼球を用いた場合に比べ、粘性減衰係数を理論的に計算できる可能性があるので、動特性の理論計算も検討することができる。
- ④図 7-1 に磁性流体型自動平衡装置を内蔵したモータの設計例を示す。自動平衡装置はターンテーブル直下に内蔵されている。周辺には磁性部材が多く、実用化には周辺部品との磁氣的干渉についての検討を行う必要がある。周辺部品との磁氣的干渉については、鋼球を用いた自動平衡装置が実用されたときも課題であったが、光ディスク装置の場合で言えば、周囲は鋼板で覆われているので、一度条件を整えることができれば解決できる課題でもある。例えば自動平衡装置の動作が完了するまでは、光学ピックアップは外周側（遠方）へ逃げるというプロファイルも考えることができる。
- ⑤磁性流体の密閉は実用化に向けては最も基本的な課題であると考えられる。遠心力による流体の飛散は非常に深刻である。原理装置においては、Oリングとスクリューの組み合わせで磁性流体の飛散は全く観られなかったが、小型化を要求される場合には、遠心力に強い機械的な構造や、拡散接合のような新たな密閉方法が必要となる可能性もある。

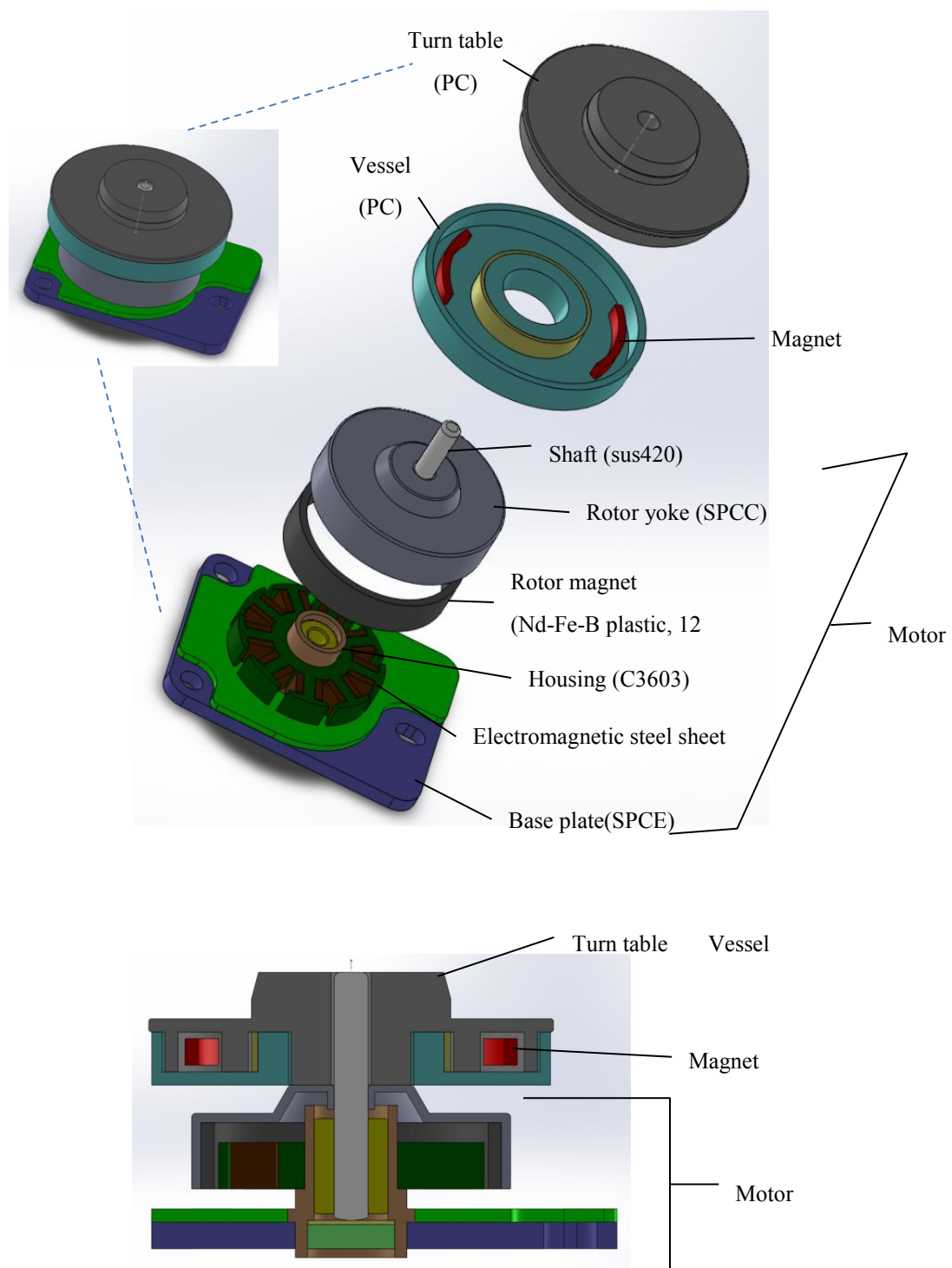


図 7-1 自動平衡装置内蔵型スピンドルモータ

Fig.7-1 Automatic balancer built-in spindle motor

参考文献

- (1)丸田芳幸,「トラブル事例と対策」にあたって, ターボ機械, Vol.34, No.11, 2006, pp.641-642.
- (2)馬場祥孝, 遠心圧縮機における振動対策事例, ターボ機械, Vol.34, No.11, 2006, pp.649-654.
- (3)宍戸祐司, 光ディスクドライブの振動低減装置, 日本能率協会モータ技術フォーラム, Vol.20, No.8, 2002, pp.1-14.
- (4)Thearle, E.L., A new type of dynamic balancing machine, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers Journal Applied Mechanics, No.54, pp.131-141, 1932.
- (5)井上, 他 3 名, 自動平衡装置, 日本機械学会論文集 C, Vol.45, No.394, 1979, pp.646-652.
- (6)井上, 他 2 名, 自動平衡装置, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.49, No.448, 1983, pp.2142-2148.
- (7)陣内他 4 名, 自動平衡装置, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.59, No.557, 1993, pp.79-84.
- (8)井川, 他 2 名, 動吸振器とオートバランスを用いた光ディスク装置の除振, 第7回運動と振動の制御シンポジウム講演論文集, (2001), pp.191-193.
- (9)佐藤, 他 5 名, 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, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.68, No.675, 2002, pp.3186-3192.
- (10)宍戸, 他 2 名, 自動平衡装置, 回転装置, ディスク駆動装置及びバランス, 特許第 4301243, 2005.
- (11)日本機械学会編, 機械工学便覧 基礎編 A3 力学・機械力学, 1990, p.55.
- (12)日本機械学会編, 機械工学便覧 基礎編 A3 力学・機械力学, 1990, p.47.
- (13)阿比留, 他 4 名, 高層ビル用制振装置の開発, 三菱重工技報, Vol.32, No.3, 1995, pp.195-198.

- (14) 宍戸他, 4名, 情報記録媒体のドライブ装置, 特開 2001-195874, 2000.
- (15) 大西正幸, 洗濯機技術発展の系統化調査国立科学博物館技術の系統化調査報告, Vol.16, 2011.
- (16) 林, 他 2名, 脱水機のバランスリング, 実願昭 50-061404, 1975.
- (17) 吉山博吉, 脱水洗濯機, 特願昭 51-123061, 1976.
- (18) 吉山博吉, 流体バランス, 特願昭 52-089770, 1977.
- (19) 井澤浩一, 洗濯機における最新技術, 日本電気学会誌, Vol.132, No.8, 2012, pp.551-553.
- (20) 山本憲治, 軽量型全自動洗濯機の開発研究, 三洋電機技報, Vol.8, No.1, 1975, pp.37-44,.
- (21) 井田, 他 4名, 洗濯機およびバランス体, 特許第 3653776, 1987.
- (22) 宍戸他, 4名 回転駆動機構, 特許第 3755233 号, 1997.
- (23) 中原, 他 1名, 回転駆動機構, 特開平 10-309057, 1997.
- (24) 宍戸祐司, 回転駆動機構, 特許第 3755233 号, 1997.
- (25) 宍戸, 他 4名, 情報記録媒体のドライブ装置, 特許第 4182612 号, 1999.
- (26) 井上, 機械工学基礎講座 機械力学, 1982, pp.146-147.
- (27) 潤滑ハンドブック, 日本潤滑学会編改訂第 1 版, 1987, p.676.
- (28) 日本機械学会編, 機械工学便覧 応用編 B1 機械要素設計 トライボロジー, 1985, p.35.
- (29) 中塚勝人, 磁性流体とその応用, 精密工学会誌, Vol.55, No.11, 1989, pp.1965-1969.
- (30) 梅原徳次, 加藤康司, 磁性流体研磨の研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.54, No.503, p.1599, 1988.
- (31) 松村一弘他, 非磁性体プランジャを用いた磁性流体アクチュエータの静的特性, 北海道大学工学部研究報告, No172, 1995, pp.23-31.
- (32) 小田川良基, 若山勝彦, 磁性流体を用いたチルトスイッチ, 粉体粉末冶金協会講演概要集,

- Vol.36, No.6, 1989, pp.799-802.
- (33)守谷皇太他, 市川慎太郎, 岡田健, 小川隆申, 成蹊大学理工学研究報告, Vol.43, No.1, 2006, pp.1-8.
- (34)田上, 他 2 名, スピーカー装置, 特願 2011-180875, 2011.
- (35)神山新一, 磁性流体入門, 1989, p.6.
- (36)R.E.Rosensweig, *Advances in Electron Phys.*, Vol.48, 1979, p.109.
- (37)神山新一, 磁性流体入門, 1989, p.15.
- (38)神山新一, 磁性流体入門, 1989, p.17.
- (39)松村一弘, 吉田静男, 水田洋, 非磁性体プランジャを用いた磁性流体アクチュエータの静的特性, 北海道大学工学部研究報告, No.172, pp.23-31, 1995.
- (40)日本機械学会編, 機械工学便覧 応用編 B1 機械要素設計 トライボロジー, 1985, p.35.
- (41)日本機械学会編, 機械工学便覧, 応用編 B1 機械要素設計 トライボロジー, p.36.
- (42)Rosensweig, R.E., Kaiser, R. and Miskolczy, G., *Viscosity of Magnetic Fluid in a Magnetic Field*, *Journal of Colloid and Interface Science*, Vol.29, No.24, pp.680-686, 1968.
- (43)神山新一, 磁性流体の流れ, ターボ機械, Vol.12, No.2, pp.95-101, 1984.
- (44)神山新一, 磁性流体の流れ, ターボ機械, Vol.12, No.2, p.98.
- (45)神山新一, 磁性流体のレオロジー特性に関する研究, 日本機械学会論文集(B 編), Vol.52, No.484, p.3951, 1986.

謝辞

本研究においては 御指導 御教授を賜りました百目鬼英雄教授に心よりお礼申し上げます。また この上ない環境を整えていただくなど御高配を賜りましたこと重ねてお礼申し上げます

中川聡子教授 和多田雅哉教授 鳥居肅准教授におかれましては ご多忙の中御指導をいただき 貴重なお時間を頂戴いたしましたこと 心よりお礼申し上げます

研究室においては鈴木憲吏先生に様々な御指導 御援助をいただきましたことにこの場をおかりしてお礼申し上げます

また私を温かく向かい入れてくださった研究室の皆様に感謝申し上げます。

末筆ではございますが 東京都市大学の皆様の益々のご活躍を心より祈念申し上げます。

研究業績

- (1) 宍戸祐司, 回転駆動機構, 特許第 3755233, 1997.
- (2) 宍戸祐司, 持田貴志, 自動平衡装置, 回転装置及びディスク駆動装置, 特許第 4254696, 2004.
- (3) 宍戸祐司, 持田貴志, 花井陸浩, 自動平衡装置, 回転装置, ディスク駆動装置及びバランサ, 特許第 4301243, 2005.
- (4) Yuji SHISHIDO, Takashi MOCHIDA and Rikuhiro HANAI, Automatic balancing apparatus, rotating apparatus, disk drive apparatus, and balancer, Patent No. US7696655, 2010.
- (5) Yuji SHISHIDO and Takashi MOCHIDA, Automatic balancing device, Rotational driving device and Disk drive, Patent No.US7492549, 2009.
- (6) 宍戸祐司, 百目鬼英雄, 磁性流体とマグネットを用いた自動平衡装置, 日本機械学会論文集, Vol.81, No.829, 2015.
- (7) 宍戸祐司, 百目鬼英雄, 磁性流体によって浮遊したオートバランサー用磁石の摩擦係数, 日本 AEM 学会論文集, 投稿中, 2015.
- (8) 宍戸祐司, 百目鬼英雄, 磁性流体によって円環上に浮遊する磁石に関する研究, 日本機械学会論文集, 投稿中, 2015.

発表一覧

- (1) 宍戸祐司, 光ディスクドライブの振動低減装置～オートバランスシステムとダイナミックダンパーの解析, 日本能率協会, 2002
- (2) 宍戸祐司, スピンドルモータとその周辺の低振動化技術 日本能率協会, 2004
- (3) 宍戸祐司, メカトロニクス設計手法, 日本能率協会, 2013
- (4) 宍戸祐司, 情報機器モータの低騒音 低振動化技術, ミマツ, 2004

著書

- (1) 宍戸祐司, スピンドルモータ周辺の低騒音化 低振動化技術, 技術情報協会, 2007

