

能動形動吸振器を備えた質量測定装置の試作*

水野 毅^{*1}, 根岸 武司^{*2}Development of a Mass Measurement System
with an Active Dynamic Vibration AbsorberTakeshi MIZUNO^{*3} and Takeshi NEGISHI^{*3} Saitama University, Dept. of Mechanical Engineering,
Shimo-okubo 255, Urawa, Saitama, 338-8570 Japan

A mass measurement system with an active dynamic vibration absorber is developed. The purpose of the development is to lighten the mechanical setup, and to lower its resonant frequency for performing measurement at lower rotational speeds. In the developed system, a mass to be measured is fixed on a rotating table for introducing some unbalance to the table; it causes the structure to vibrate during rotation. This vibration is eliminated by the absorber, which also works as a measuring device because the mass is estimated from the vibration amplitude of the absorber mass when the structure does not vibrate. For eliminating vibration, a disturbance cancellation control using signals synchronized with the disturbance is applied; it succeeds in eliminating the vibration at any rotational frequency. The measurement results demonstrate that linearity between the actual and estimated masses is good in the developed measurement system.

Key Words: Dynamic Absorber, Measurement and Control, Vibration Control, Mass Measurement

1. まえがき

宇宙開発の進展に伴い、無重力環境の特徴を生かした各種の宇宙実験が試みられ、地上では得られない新物質（材料、薬品など）の創製が期待されている。将来、宇宙で本格的に物質を製造するには、原料となる物質の分量を決定し、管理するための質量測定が不可欠となると考えられる。

従来、地球上で用いられてきた質量測定装置は、基本的に地上での重力を利用しているため、宇宙空間のような無重力環境で用いることはできない。このため、無重力環境下で質量を測定する幾つかの方法が提案されている⁽¹⁾⁻⁽³⁾。

著者らは、無重力環境下で質量を測定する方法として、動吸振器を利用した測定方法を提案している⁽³⁾。提案する方法では、測定対象物を回転テーブルに取り付けて回転させ、回転テーブルを支持するフレームに作用する遠心力を動吸振器の作用によって相殺し、この状態での吸振質量の運動から質量を推定する。このような原理に基づいて実際に質量が測定できることは、

つり合い試験機として開発した装置を用いて実証している⁽⁴⁾。

しかしながら、これまでの研究で実施した実験⁽⁴⁾では、つぎのような問題があった。

- (1) 実験で使用した装置は、つり合い試験機⁽⁵⁾として開発されたものであるため、ベース部などが大きく、全体の質量が20kg程度になっている。宇宙での使用を考えると、装置はできるだけ軽量であることが望ましい。
- (2) フレームの振動を止める方法として、非減衰形動吸振器と等価な系を実現し、その固有角振動数と回転角速度を一致させるようにしていた。原理的にはこの条件を満たせば振動は零になるはずであるが、実際には無減衰の状態を実現することが技術的には難しく、また、主系（フレーム・ばね系）の固有角振動数との差が大きい場合には、吸振質量の運動に揺らぎが生じて測定誤差が大きくなる傾向が見られた。
- (3) (2)とも関連するが、主系の固有振動数（約28Hz）と同じ位の回転周波数で測定を行うと、測定対象物に作用する加速度は、地上における重力加速度の約90~200倍となってしまった。

本研究では、以上の点を踏まえて試作した質量測定装置の概要、主系の振動を除去するための制御方法、

* 原稿受付 1998年10月27日。

^{*1} 正員、埼玉大学工学部（☎338-8570 浦和市下大久保255）。^{*2} 日本精工(株)（☎371-8528 前橋市総社町1-8-1）。

E-mail: mizar@mech.saitama-u.ac.jp

およびこれらを用いて実施した質量測定の結果について述べる。

2. 測定原理

提案する質量測定の原理を図1を用いて説明する。この例では、動吸振器として能動形のものを使用している。測定対象物は、回転テーブルの所定の位置に取付けられる。回転テーブルを駆動するモータを支持するフレームは、ばね要素 k_p を介して、ベースに結合されている。また、フレームには、吸振質量 m_a とアクチュエータとからなる能動形動吸振器が取付けられている。アクチュエータは、指令された駆動力 $F_a(t)$ を発生するものとする。

回転テーブルは、測定対象物が取付けられていないときにつり合い状態にあり、質量 m_u の測定対象物を回転軸から距離 r の位置に取付けると、 $m_u r$ のつり合いを持つようになる。この状態で回転テーブルを回転させると、動吸振器がない場合には、フレームは図の水平方向に振動する。

フレームと吸振質量の水平方向の変位をそれぞれ x_p 、 x_a と表す。回転テーブルの回転角速度を ω とすると、この系の運動方程式は、つぎのように求められる⁽⁴⁾。

$$m_p \ddot{x}_p = -k_p x_p - F_a(t) + m_u r \omega^2 \cos \omega t \quad (1)$$

$$m_a \ddot{x}_a = F_a(t) \quad (2)$$

ここで、何らかの制御を施すことによってフレームの振動を零、すなわち

$$x_p = 0 \quad (3)$$

とすることができたとすると、その制御方法に依らず、次式が成立する。

$$m_a \ddot{x}_a = m_u r \omega^2 \cos \omega t \quad (4)$$

定常成分を求めるために、

$$x_a = X_a \cos \omega t \quad (5)$$

とおくと、式(3)から、次式が得られる。

$$m_a X_a = -m_u r \quad (6)$$

したがって、フレームの振動が取り除かれているときの吸振質量の振動振幅 x_a を測定すれば、測定対象物の質量は次式から求められることになる。

$$m_u = \left| \frac{m_a X_a}{r} \right| \quad (7)$$

3. 制御則の導出

3.1 制御方式

測定原理からわかるように、この測定方法では、フレームの振動を零にする必要がある(式(3)参照)。このような状態を実現するには、つぎのような方法がある。

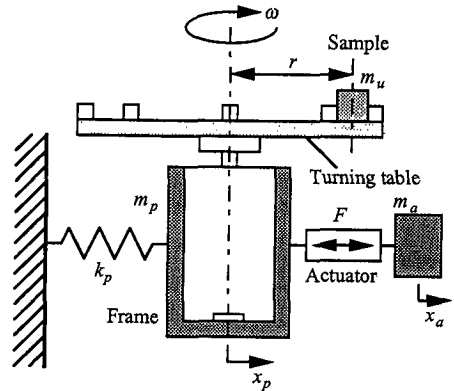


Fig.1 Mass measurement system with an active dynamic vibration absorber

- (1)非減衰形動吸振器と等価な系を実現し、その固有振動数とテーブルの回転速度とを一致させる⁽⁴⁾、
- (2)繰返し・学習制御を適用する⁽⁵⁾、
- (3)出力レギュレーション理論を適用する⁽⁶⁾⁻⁽⁸⁾。

本研究では、方法(3)を採用することにする。

方法(3)の原理は、適当な動的補償器を用いてフィードバック制御を施すことによって、閉ループ系が出力レギュレーションを達成するのに必要な振動零点を持つようにするというものである。具体的には、つぎのような制御系の構成方法が示されている。

- (3.a)調和外力を推定する外乱オブザーバを構成しフィードフォワード制御を漸的に実現する⁽⁶⁾。
- (3.b)調和外力のモデルをフィードバックループ内に挿入する⁽⁷⁾。
- (3.c)外乱同期信号を利用して周波数追従機能を備えた制御系を構成する⁽⁸⁾。

(3.a)に基づいて構成される制御系は、制振対象物のパラメータが変動に対しては出力レギュレーション特性を保持する(以下、ロバストであると言う)が、動吸振器部のパラメータ変動に対しては、ロバストではないという問題を持つ。(3.b)に基づいて構成される制御系は、上述のような制御対象のパラメータ変動に対してはロバストであるが、外乱の周波数変動に対してはロバストでない。これに対し、(3.c)に基づいて構成される制御系は、外乱の周波数変動に対してもロバストである。以下では、この制御系設計法について述べる。

3.2 外乱同期信号を利用した制御

この制御系は、(3.b)に基づいて構成される制御系を改良することによって得られるので、まず、(3.b)から説明する。

式(1)において、フレームに作用する遠心力は、制御系への一種の外乱と見なすことができる。これを $p(t)$ と表し、その動特性を状態方程式で表すと、以下のようになる。

$$\dot{w}(t) = Ew(t) \tag{8}$$

$$p(t) = Cw(t) \tag{9}$$

ここで、

$$w(t) = \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \end{bmatrix}, \quad E = \begin{bmatrix} 0 & -\omega \\ \omega & 0 \end{bmatrix}, \quad C = [1 \ 0]$$

$$p(t) = m_u r \omega^2 \cos \omega t$$

内部モデル原理を適用してフレームの振動を漸近的に零にする制御系を構成すると、次式のような動的補償器が得られる⁽⁷⁾。

$$\dot{z}(t) = Ez(t) + Hx(t) \tag{10}$$

$$u(t) = Fz(t) + Gx(t) \tag{11}$$

ここで、

$$z(t) = \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix}, \quad H = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$F = [f_1 \ f_2 \ f_3 \ f_4], \quad G = [g_1 \ g_2]$$

ここで、 $u(t)$ は制御入力で、式(1)、(2)で記述される系では、アクチュエータの駆動力 $F(t)$ に対応する。

式(10)、(11)から、制御入力を求めると、次式のように表される。

$$U(s) = (f_1 + f_2 s)X_p(s) + (f_3 + f_4 s)X_a(s) + \frac{g_1 s + g_2 \omega}{s^2 + \omega^2} X_p(s) \tag{12}$$

式(12)の右辺の第3項

$$\frac{g_1 s + g_2 \omega}{s^2 + \omega^2} X_p(s) \tag{13}$$

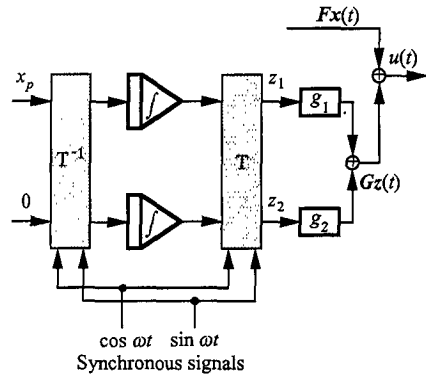
から、コントローラが外乱のモデルを包含していることがわかる。コントローラがこのような項を持っているので、閉ループ系は $\pm j\omega$ に零点を持つようになる。

以上が(3.b)の説明である。この制御系では、回転速度が設定値に等しいときには、外乱信号の振動極 ($\pm j\omega$) が生成された振動零点によって相殺されるので、フレームの振動を止めることができる。しかしながら、実際の回転速度が設定値から変動した場合には、極・零相殺が不完全となるため、フレームの振動は、一般的には零にならない。そこで、これを改良して、極・零相殺が必ず達成されるような制御系を構成する。

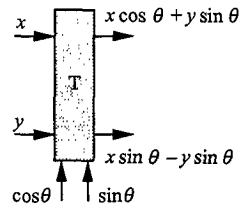
式(12)に、ラプラス変換の畳み込み積分に関する公式

$$L^{-1}[F_1(s)F_2(s)] = \int_0^\infty f_1(t-\tau)f_2(\tau)d\tau \tag{14}$$

を適用すると、次式が得られる。



(a) Modified controller



(b) Transformation by the component T

Fig.2 Block diagram of the controller using exogenous synchronous signals

$$u(t) = f_1 x_1 + f_2 \dot{x}_1 + f_3 x_2 + f_4 \dot{x}_2 + [g_1 \ g_2] \begin{bmatrix} \cos \omega t & -\sin \omega t \\ \sin \omega t & \cos \omega t \end{bmatrix} \int_0^\infty \begin{bmatrix} \cos \omega \tau \\ -\sin \omega \tau \end{bmatrix} x_1(\tau) d\tau \tag{15}$$

式(15)を計算するとき、実際の回転速度に同期した正弦・余弦関数を用いて畳み込み積分の項を計算することによって、閉ループ系の零点は、必ず外乱信号の極と一致するようになる。したがって、回転速度が設定値から変動しても、フレームの振動を零にすることができる。改良された補償器のブロック線図を図2に示す。図2で、Tは固定座標系から角速度 ω で回転する回転座標系への座標変換、 T^{-1} はその逆変換を行う要素で、変換するときの係数 ($\cos \omega t$, $\sin \omega t$) に回転同期信号を用いることが要点である。

4. 実験

4.1 実験システム

試作した質量測定装置の概略を図3に示す。本装置の構成と特徴を以下に述べる。

- (1) 装置を軽量化するため、装置の主要な部分（フレーム、ベースなど）の材質をジュラルミンとした。
- (2) 測定対象物を固定する回転テーブルは、軸対称で

あれば機能的には問題がないので、円盤状よりも軽量化に適した棒状の形状とした。

- (3) (1), (2)の結果, 装置全体の質量は 2.4kg となり, 従来の装置⁽⁴⁾の約 1/10 となった。
- (4) 回転テーブルは DC モータによって駆動されている。このモータには, 500 パルス/rev のエンコーダが組み込まれている。
- (5) DC モータを固定したフレームは, 2 枚の平行板ばねを介してベースに結合されており, 回転テーブルを回転させると水平 (図 3 では左右) 方向に振動しようとする。
- (6) 板ばねとしては, 厚さ 0.2mm のりん青銅板を用いた。主系 (フレーム・ばね系) の固有角振動数は 5.05Hz となり, 従来の装置の約 1/5 となった。
- (7) フレームには, ボイスコイルモータをアクチュエータとする能動形動吸振器が取り付けられている。
- (8) ボイスコイルモータのストロークは 5mm, 定格推力は 9.8N (いずれもカタログ値) である。
- (9) ボイスコイルモータの出力軸の一端には吸振質量, 他端部には平衡ばねが取り付けられている。平衡ばねは, 無励磁状態で出力軸が可動範囲の中央 (平衡位置) にあるように拘束するためのものである。
- (10) ボイスコイルモータの駆動には電流出力形のアンプを用いたので, 吸振質量に作用する力は, アンプの指令信号にほぼ比例して変化すると見なせる (式(2)参照)。
- (11) フレーム・吸振質量の変位は, 渦電流形変位センサによって検出した。

装置の諸元をまとめて表 1 に示す。

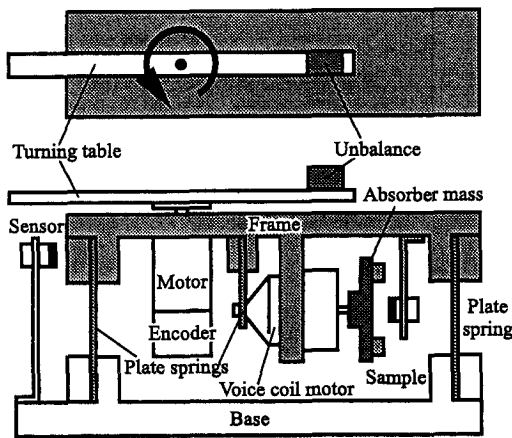


Fig.3 Experimental setup

制御システムの構成を図 4 に示す。渦電流形センサの出力は, A/D 変換器を介して DSP (T I 社, TMS320C30) に入力される。また, 回転テーブルを駆動するモータに取付けられているエンコーダの出力信号も, デジタル入力ポートから DSP へ入力される。DSP では, エンコーダからの信号に基づいて回転に同期した正弦波・余弦波を生成し, 式(15)にしたがって制御入力を計算する。この値は, 指令信号として, D/A 変換器を介して励磁回路に出力される。

4.2 実験結果

回転テーブルに測定対象物を取り付けて回転させたときに, 遠心力によって引き起こされるフレームの振動のようすの一例を図 5 に示す。図には, つぎの場合が示されている。

(a) 動吸振器が動作していないとき。

(b) 回転同期信号を利用した制御を実施しているとき。

図から, 回転同期信号を利用した補償器によって, どの回転周波数においても, フレームの振動がほとんど

Table 1 Parameters of the mechanical setup

Parameter	Value
m_p	1.54 kg
k_p	1.55×10^3 N/m
m_a	0.193 kg
ω	$2\pi \times 6.9$ rad/s
r	50 mm

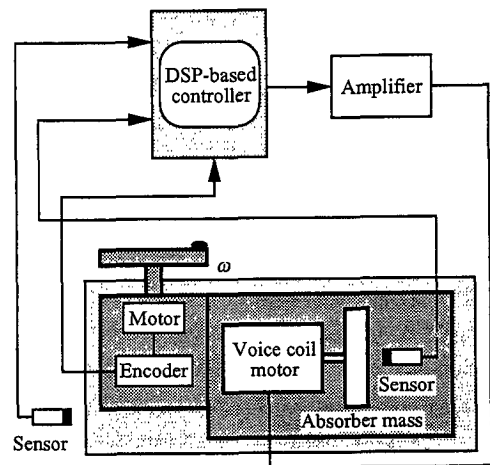


Fig.4 Outline of the control and measurement system

みられないことが確認できる。

つぎに、回転同期信号を利用した制御を実施しているときの補助質量の運動から、測定対象物の質量を求めた結果を図6に示す。試験回転速度を

$$\omega = 2\pi \times 6.9 \text{ rad/s},$$

とし、回転テーブルに 0.556~1.686g の 10 種類の質量を取り付けて実験を行った。回転軸から測定対象物を取付ける位置までの距離は

$$r = 50 \text{ mm}$$

と設定しているので、質量対象物に作用する加速度は、 $94.0 \text{ m/s}^2 (=9.6g)$

となり、従来の装置より 1桁以上小さくなっている。

図6で示されている測定結果に最小二乗法を適用して、実際の質量 m_t と補助質量の振動振幅から求めた質量 m_v との関係を直線で近似すると、次式が得られる。

$$m_v = 0.179 + 1.132m_t \quad (18)$$

図において、近似直線が原点を通らないのは、回転テーブル自体の持つつり合いのためである。この値が比較的大きいのは、棒状のロータでは、つり合いは主に棒の長手方向に生じるので、測定結果の補正が簡単に行えると考え、回転テーブルのつり合わせを行わなかったからである。また、直線の傾きも1になっていないが、これはボイスコイルモータの可動部も吸振質量として作用するが、モータを分解することができないため、この部分の質量を正確に測れなかったためであると考えられる。

そこで、この結果を基にして、測定値 m_v を補正したときの値 m'_v の相対誤差 e をまとめて図7に示す。ただし、 m'_v 、 e は、それぞれつぎのように求められる。

$$m'_v = \frac{m_v - 0.179}{1.132} \quad (19)$$

$$e = \frac{m'_v - m_t}{m_t} \times 100 [\%] \quad (20)$$

図から相対誤差の大きさ $|e|$ の最大値は 1.8%、10 個の平均値は 0.9%程度であり、直線性はかなり良い。これらのことから、開発した装置によってかなりの精度で質量測定を実施できる可能性があると考えられる。

5. あとがき

全体の質量が2.4kg、主系の固有振動数が約5Hzの質量測定装置の試作を行った。動吸振器としては、制御性の良いボイスコイルモータをアクチュエータとする能動形動吸振器を用いた。そして、振動を除去する方法として、外乱同期信号を利用した出力レギュレーション制御を適用し、任意の回転速度においてフレームの振動を止めることができることを確認した。さら

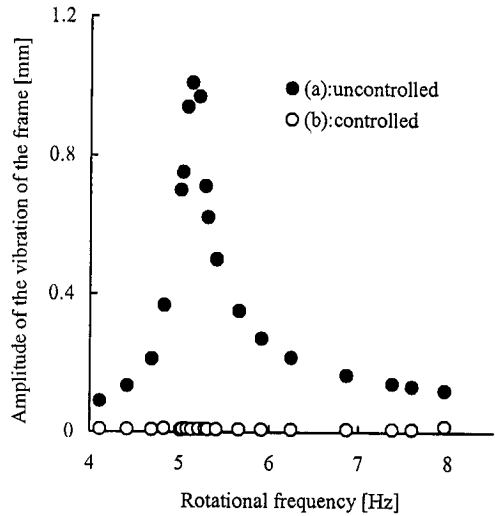


Fig.5 Vibration of the frame at each rotational speed

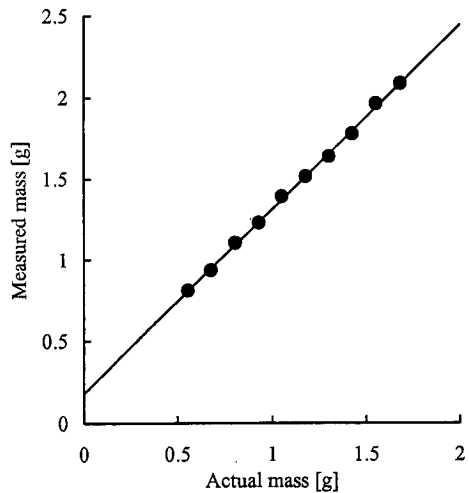


Fig.6 Results of mass measurement

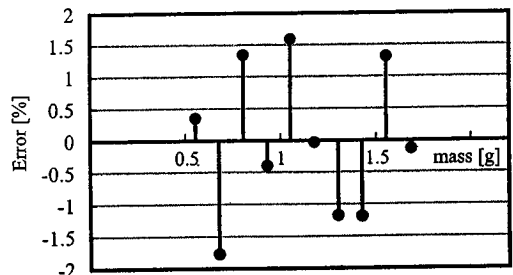


Fig.7 Relative errors of the calibrated measurement results

に、この状態での吸振質量の運動から、質量を測定することが可能であることを示した。

参考文献

- (1) 小野, 島岡: 無重量状態における質量動的測定, 計測自動制御学会論文集, 21-11, 1184/1190(1985).
- (2) 前田, 増尾, 馬場: 無重力環境下における遠心力を利用した質量測定, 第 32 回計測自動制御学会学術講演会予稿集, 899/890(1993).
- (3) Mizuno, T., Mass Measurement Under Weightless Conditions with a Dynamic Vibration Absorber, *Proc. 33rd SICE Annual Conference*, (1994), 729.
- (4) 水野, 荒木: 動吸振器を利用した無重力環境下での質量測定, 計測自動制御学会論文集, 32巻, 8号, pp.1145-1151(1996).
- (5) 水野, 北島, 荒木: 能動形動吸振器を利用した釣合い試験機の開発 (繰返し制御を利用した測定実験), 日本機械学会論文集 (C編), 62巻, 594号, (1996), 510.
- (6) 水野, 森谷, 荒木: 電磁サーボ式能動形動吸振器系の出力レギュレーション制御, 日本機械学会論文集 (C編), 58巻, 556号, pp.3523-3530(1992).
- (7) Mizuno, T., Moriya, M. and Araki, K., Robust Disturbance Cancellation in an Active Dynamic Vibration Absorber System, *Control Engineering Practice*, Vol.3, No.6, (1995), 773.
- (8) 水野, 荒木: 周波数追従機能を備えた能動形動吸振器, 日本機械学会論文集 (C編), 63巻, 612号, pp.2616-2621 (1997).