

非減衰形動吸振器を利用した振動式質量測定装置の開発*

水野 毅^{*1}, 佐藤伸介^{*2}, 石野裕二^{*3}Vibration-Type Mass Measurement System with an Undamped Dynamic
Vibration AbsorberTakeshi MIZUNO^{*4}, Shinsuke SATO and Yuji ISHINO^{**} Department of Mechanical Engineering, Saitama University,
255 Shimo-Okubo, Saitama-shi, Saitama, 338-8570 Japan

A new vibration-type mass measurement system using an undamped dynamic vibration absorber was developed. In the developed system, a measurement object is attached to the inertial mass of the vibration generator instead of the absorber mass. It has an advantage that the tuning condition of the absorber is not influenced by the mass of measurement objects. The measurement accuracy of the developed system was estimated experimentally when it was fixed on a rigid base and on a flexible structure. The results demonstrated that measurement accuracy was almost same in both the cases. It was also shown that the vibration of the table in transient states was reduced by increasing the excitation signal gradually from zero to an amplitude for measurement.

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

1. ま え が き

現在, 国際宇宙ステーションの宇宙における組立も進められており, 宇宙環境を本格的に利用する時代が始まりつつある. 宇宙環境は無重力(厳密には微小重力)という特徴を有しており, この特徴を生かした新物質・医薬品の創製は, 宇宙環境利用の一つの柱として期待されている. このような宇宙での実験・製造を本格的に実施するには, 宇宙において物質の分量を決定し, 管理するための質量の測定が不可欠になると予測される.

宇宙環境で質量を測定するには, 地上とは異なり自然の重力が利用できないので, 測定対象物を回転させたり, 振動させたりして, 測定対象物が何らかの加速度を持つようにする必要がある. 一方で, 宇宙構造物は, 自重を支える必要がなく, 打上げコスト低減のため極限まで軽量化されているので, 極めて柔軟にでき

ている. したがって, 質量を測定するときにも, 振動を引き起こすような力が周囲の構造物に伝わらないようにしなければならない.

著者らは, 質量測定に動吸振器を導入することによって, 無重力環境でも, 原理的には周囲には振動を伝えずに質量を測定することができる方法を考案し, この原理に基づいた質量測定装置の開発を進めている⁽¹⁾⁽²⁾.

動吸振器を利用した質量測定装置は, 測定対象物の運動形態によって, 回転式と振動式とに大別される⁽³⁾. 回転式装置では, 回転テーブルに測定対象物を付加して不釣り合いを生じさせ, 回転に伴って生じる不釣り合い振動を動吸振器によって吸振し, このときの吸振質量の運動から質量を推定する⁽⁴⁾. この方式では, 精度の良い結果を得るためには, 測定対象物の回転軸からの距離を正確に求めなければならない. 測定対象物の形状や材質によっては, 重心の位置を特定することが難しいので, 回転半径を変化させて測定を実施するなどの工夫が必要となる. 一方, 振動式装置では, 測定対象物を動吸振器の吸振質量に付加し, 主系に加えられた一定の調和外力を動吸振器によって相殺しているときの吸振質量の運動から質量を推定する⁽⁵⁾. この方式では, 測定対象物の取付け位置に依らずに質量を

* 原稿受付 2001年1月9日.

^{*1} 正員, 埼玉大学工学部(☎338-8570 さいたま市下大久保255).^{*2} 学生員, 埼玉大学大学院理工学研究科.^{*3} 埼玉大学工学部.

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

推定できる。

振動式の質量測定については、これまでに、パイモルフ型圧電アクチュエータを用いた能動形動吸振器と、これと同じ構造を持った慣性質量形調和外力発生機構を備えた実験装置を試作し、測定方法の有効性を実証している⁹⁾。しかし、試作した装置の問題点として、外部に振動を励起するようなモーメントが伝わりうる構造となっていることや、制御装置が必要なので装置全体が大きくなることが挙げられる。宇宙への打上げコストを考えると、周辺機器を含めた装置全体をできるだけ小型・軽量化しなければならない。

本論文では、このような問題を解決するために、調和外力発生機構の慣性質量に測定対象物を取付けることを特徴とした非減衰形動吸振器を備えた振動式質量測定装置を提案する。そして、モーメントが外部に伝わらないような構造を持つ実験装置を試作し、固定ベース及び弾性構造物に取付けて質量測定を実施した結果について述べる。

2. 測定原理

2.1 従来の測定方法 図1に、これまでに提案された非減衰形動吸振器を利用した振動式測定⁹⁾の原理図を示す。測定対象物 m_u は、非減衰形動吸振器の吸振質量 m_a に取付けられる。ばね要素 k_p を介してベースに結合されている質量 m_p の支持台には、動吸振器に加えて、慣性質量 m_b とこれを駆動するアクチュエータとから構成される調和外力発生機構が取付けられている。この系の運動方程式は、つぎのように求められる。

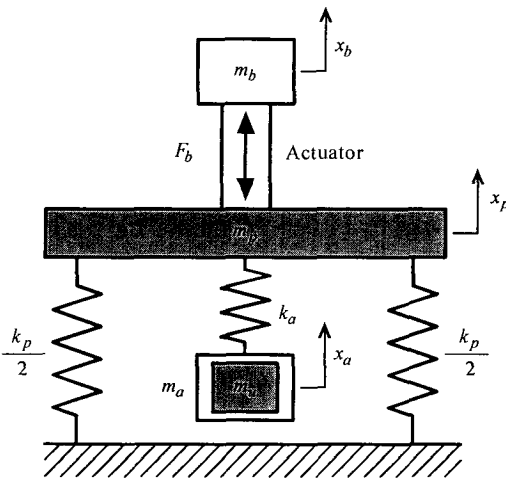


Fig.1 Vibration-type mass measurement systems using an undamped dynamic vibration absorber in which a mass to be measured is attached to the absorber mass

$$m_p \ddot{x}_p = -k_p x_p - k_a (x_p - x_a) + F_b(t) \dots\dots\dots (1)$$

$$(m_a + m_u) \ddot{x}_a = -k_a (x_a - x_p) \dots\dots\dots (2)$$

$$m_b \ddot{x}_b = -F_b(t) \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 $F_b(t)$ は、アクチュエータの駆動力で、つぎのように与えることとする。

$$F_b(t) = P_0 \cos \omega t \dots\dots\dots (4)$$

方程式(1)~(4)の定常解を求めるために、 x_p 、 x_a 、 x_b をそれぞれ、

$$x_p(t) = X_p \cos \omega t \dots\dots\dots (5)$$

$$x_a(t) = X_a \cos \omega t \dots\dots\dots (6)$$

$$x_b(t) = X_b \cos \omega t \dots\dots\dots (7)$$

とおき、式(1)~(4)に代入し整理すると、次式が得られる。

$$\frac{X_p}{X_0} = \frac{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{au}} \right)^2 \right]}{\left[1 + \frac{k_a}{k_p} - \left(\frac{\omega}{\omega_p} \right)^2 \right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{au}} \right)^2 \right] - \frac{k_a}{k_p}} \dots\dots\dots (8)$$

$$\frac{X_p}{X_0} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_a}{k_p} - \left(\frac{\omega}{\omega_p} \right)^2 \right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{au}} \right)^2 \right] - \frac{k_a}{k_p}} \dots\dots\dots (9)$$

$$\omega_p = \sqrt{\frac{k_p}{m_p}} \dots\dots\dots (10)$$

$$\omega_{au} = \sqrt{\frac{k_a}{m_a + m_u}} \dots\dots\dots (11)$$

$$X_0 = \frac{P_0}{k_p} = \frac{\omega^2 m_b X_b}{k_p} \dots\dots\dots (12)$$

質量測定は、反共振現象を利用して測定を行う。具体的には、調和外力の角振動数 ω を次式を満たすように設定する。

$$\omega = \omega_{au} \dots\dots\dots (13)$$

このとき、定常状態では支持台の振動は止まり ($X_p = 0$)、吸振質量は、つぎの関係を満たすように振動する。

$$(m_a + m_u) X_a = m_b X_b \dots\dots\dots (14)$$

したがって、測定対象物の質量は、次式から求められる。

$$m_u = \left| \frac{m_b X_b}{X_a} \right| - m_a \dots\dots\dots (15)$$

この方式の問題点の一つは、 $X_p = 0$ を達成するための条件(13)が未知のパラメータ m_u を含んでいることである。 ω_{au} の値は測定対象物によって変化するので、反共振点を見つけるまでは、支持台がある程度振動し、その影響が外部に伝わることは避けられない。ただし、反共振周波数の値から質量を推定することも可能となる⁹⁾。

2.2 改良した測定方法 図2に、改良した測定方法の原理図を示す。測定対象物 m_u は、吸振質量 m_a の代わりに、調和外力発生機構の m_b に取付けられている。この場合には、動吸振器単体の固有角振動数は

$$\omega_a = \sqrt{\frac{k_a}{m_a}} \dots\dots\dots (16)$$

となるので、 $X_p = 0$ を達成する条件は、

$$\omega = \omega_a \dots\dots\dots (17)$$

となり、未知パラメータを含まない。したがって、測定対象物に依らず、アクチュエータを駆動する振動数は一定のまま測定を行える。また、質量 m_u は、

$$m_u = \left| \frac{m_a X_a}{X_b} \right| - m_b \dots\dots\dots (18)$$

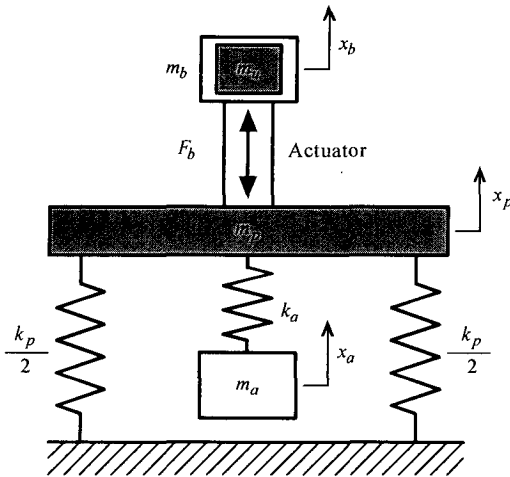


Fig.2 Vibration-type mass measurement system using an undamped dynamic vibration absorber in which a mass to be measured is attached to the inertial mass

から求められる。

この方法の特長は、コントローラのない簡単な構成の装置で、支持台の振動を引き起こさずに測定が実施できることである。

3. 実験装置と測定方法

3.1 実験装置 振動式質量測定装置としてこれまでに開発した装置の概略を図3に示す⁹⁾。この装置は、動吸振器として、バイモルフ形圧電素子をアクチュエータとする能動形動吸振器を使用している。また、調和外力発生機構として、動吸振器と全く同じ構造の機構を用いている。この装置では、支持台の振動を止めるときに、吸振質量がA方向に向かうとき、慣性質量がB方向に向かって運動する。しかし、2つの力の作用する方向が同一直線上にないため、支持台には垂直軸周りのモーメントが作用してしまうことになる。このモーメントは質量測定装置を取付ける構造体に振動を励起する可能性がある。

図4は、本研究で開発した装置の概観である。この

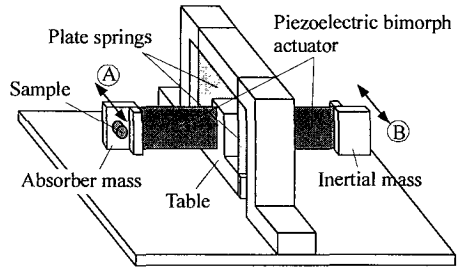


Fig.3 Schematic drawing of the experimental apparatus using an active dynamic vibration absorber

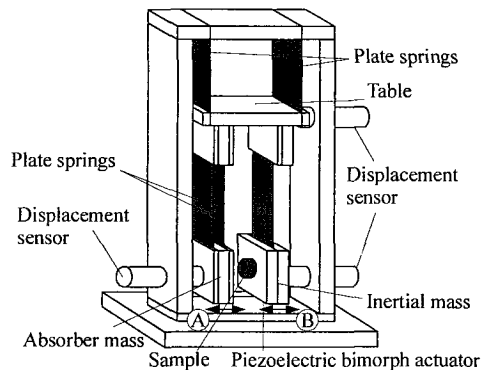


Fig.4 Schematic drawing of the experimental apparatus using an undamped dynamic vibration absorber

装置は、2本の板ばねと吸振質量 m_a から構成される非減衰形動吸振器と、慣性質量 m_b を利用した加振機構を備えている。これらは、2本の板ばねで支持された支持台 m_p に取付けられている。この装置では、吸振質量と慣性質量とが同一直線上を運動するので、両質量がお互いの慣性力を相殺するように振動しているときでも、支持台にモーメントが作用しないようになっている。

測定対象物 m_u が付加される慣性質量の駆動用アクチュエータとしては、バイモルフ形圧電素子（樹メガセラ製 LD6020X, 60mm×20mm×0.6mm）を用いている。また、各質量の運動および支持台の振動は渦電流形変位センサ（Baumer electric 社製 IWA12U9001）で検出している。

装置の各パラメータの値を表1に示す。

ここで、試作した実験装置で測定できる質量の上限について考察する。注意しなければならないことは、地上で実験を行う場合には、測定対象物に作用する重力によって装置が歪んだり、壊れたりしない範囲で使用する必要があるが、宇宙ではこのような制限がないことである。重力の影響を考慮する必要がない場合には、アクチュエータで起こすことができる振動の大きさと、その振幅を検出する変位センサの感度で、測定できる質量の最大値が決まると考えられる。アクチュエータの最大出力を F_{\max} 、所定の精度で検出できる振動振幅の大きさを X_{\min} とし、簡単のため

$$m_a \leq m_b + m_u \dots\dots\dots (19)$$

と仮定すると、

$$X_b = \frac{F_{\max}}{(m_b + m_u)\omega^2} \geq X_{\min}$$

$$\therefore m_u \leq \frac{F_{\max}}{X_{\min}\omega^2} - m_b \dots\dots\dots (20)$$

であれば、所定の精度で質量を測定できることになる。

3・2 測定方法 動吸振器単体の固有振動数 10.9 [Hz]と等しい振動数を持つ正弦波を圧電素子を駆動す

るアンプに入力する。定常状態では、動吸振器の吸振質量は慣性質量と同周期で逆位相に振動し、支持台は振動しなくなる（実際には、後述するようにある程度振動は残留する）。加振部および動吸振部の振動が定常状態に達した後で、FFTアナライザよりそれぞれの質量の振動振幅 X_a 、 X_b を測定する。測定結果を式(18)に代入し測定対象物の質量 m_u を推定する。

質量をより正確に推定するには、板ばねの質量などを考慮しなければならないと考えられる。厳密には、分布定数系として扱う必要があるが、解析的に評価することは難しくなる。一方、最も簡単な集中定数モデルは、実際のばねを、質量を持たないばねと、それによって支持された一つの質点とで近似することによって得られる。この場合には、式(18)に対応する式は、以下のようになる。

$$m_u = \left| \frac{(m_a + \Delta m_a)X_a}{X_b} \right| - (m_b + \Delta m_b) \dots\dots\dots (21)$$

ここで、

- Δm_a : 質量 m_a 支持部（板バネ）の等価質量、
- Δm_b : 質量 m_b 支持・駆動部（バイモルフ形圧電素子）の等価質量。

ただし、次章で示す測定実験では、このような補正は行っていない。

なお、次章で示す測定実験では、圧電素子を駆動するアンプに入力する正弦波の振幅を 23 [v]と一定にして測定を行っている。このとき、慣性質量の振動振幅は、測定対象物が付加されていない状態で、約 0.26 [mm]となる。

4. 実験結果

実験では、試作した質量測定装置を固定ベースと弾性構造物に取付けた場合のそれぞれについて、質量測定を行う。

4・1 固定ベース上における質量測定 装置を固定ベース上に取付け、ベースの影響を受けない条件で質量測定を行う。最初に、質量を測定するときの定常状態における支持台の応答を図5に示す。前述したように、加振周波数を動吸振器の固有振動数と等しくなるように設定しているが、支持台には p-p 値で 20 [μm]程度の残留振動が観測されている。この原因の一つとして、実際の動吸振器には、ある程度の減衰が存在することが避けられないことが挙げられる。実際に、動吸振器単体のインパルス応答の波形からその減衰率 ζ を推定すると、 $\zeta = 9.0 \times 10^{-4}$ となっている。

つぎに、76~108 [g]の範囲で、サンプル質量を 4 [g]

Table 1 Parameters of the experimental apparatus

Parameter	Value
m_p	90.006 [g]
m_a	97.713 [g]
m_b	74.006 [g]
ω_p	$2\pi \times 5.5$ [rad/s]
ω_a	$2\pi \times 10.9$ [rad/s]

ごとに 9 個測定した結果を図 6 及び表 2 に示す。表の相対誤差 e は、次式から求めたものである。

$$e = \left| \frac{\hat{m}_u - m_u}{m_u} \right| \dots\dots\dots (22)$$

m_u : 実際の質量, \hat{m}_u : 質量の推定値

ただし, 実際の質量としては, 精密天秤 (分解能 0.001g) で測定した値を用いている。実際の質量と推定値との関係を最小二乗法を適用して求めると,

$$\hat{m}_u = 1.006m_u - 0.052 \dots\dots\dots (23)$$

で, 理想的な $\hat{m}_u = m_u$ に近く, 良好な結果といえる。また, 表からわかるように, 相対誤差 e は最大で 0.8 [%], 平均 0.5 [%] である。

つぎに, 測定の安定性を調べるため, 測定範囲を 74 ~106 [g] と約 2 [g] だけずらして測定を行った結果を表 3 に示す。この場合には, 実際の質量と推定値との関係は

$$\hat{m}_u = 1.003m_u - 0.161 \dots\dots\dots (24)$$

と求められる。また, 相対誤差の最大値は 0.3 [%], 平均値は平均 0.1 [%] である。

以上の結果から, 本装置は, 固定ベース上で 0.5 [%] 程度の精度で質量を測定できると言える。

4-2 弾性構造物上における質量測定

つぎに, 試作した質量測定装置を, 簡単な 1 自由度の弾性構造物に搭載して, 測定を実施した結果について述べる。そのときの概観を図 7 に示す。弾性構造物の可動部の質量は 1.83 [kg], 固有振動数は 5.6 [Hz] である。また, 質量測定装置を搭載してその可動部を固定したときには, 固有振動数は 4.0 [Hz] となる。

質量を測定するときの定常状態における支持台の応答を図 8 に示す。固定ベースに取りつけた場合 (図 5 参照) に比べて, 振動がやや不規則になっているが, 振動の大きさは p-p 値で 20 [μ m] とほとんど同じになっている。振動が不規則になっているのは, 実際には支持台の振動を完全に止めることができないので, 弾性構造物の運動との間にある程度の連成が生じているた

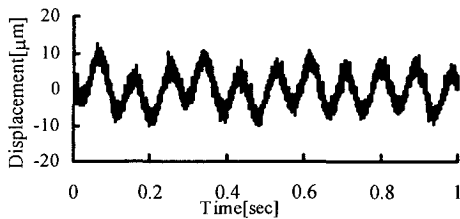


Fig.5 Steady-state response of the table when the apparatus is fixed to a massive base

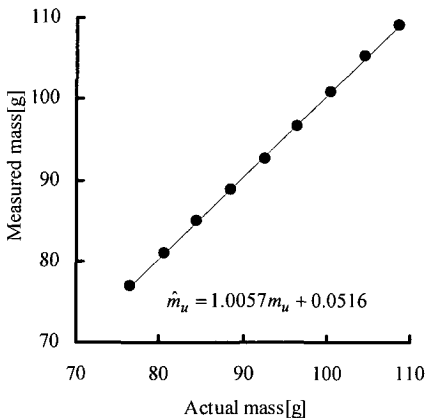


Fig.6 Measurement results on the massive base

Table 2 Measurement results on the massive base

Actual mass [g]	Measured mass [g]	Error [%]
76.484	76.966	0.63
80.484	81.032	0.68
84.484	84.986	0.59
88.484	88.823	0.38
92.484	92.709	0.24
96.484	96.689	0.21
100.484	100.932	0.45
104.484	105.311	0.79
108.484	109.157	0.62

Table 3 Measurement results on the massive base

Actual mass [g]	Measured mass [g]	Error [%]
74.006	74.004	0.00
78.006	78.025	0.02
82.006	81.954	0.06
86.006	86.228	0.26
90.006	90.223	0.24
94.006	94.118	0.12
98.006	97.835	0.17
102.006	102.062	0.05
106.006	106.216	0.20

めであると考えられる。

つぎに、弾性構造物上で質量を測定した結果を図9及び表4に示す。実際の質量と測定値との関係は、

$$\hat{m}_u = 1.016m_u - 1.356 \dots\dots\dots (25)$$

で、直線の傾きは1.006から1.016と多少劣化している。これは、上述したような連成振動の影響であると考えられる。しかしながら、表4からわかるように、相対誤差の最大値は0.4 [%]、平均値は0.2 [%]で、固定ベース上における測定での誤差と同程度に収まっている。

4.3 加振方法について 本測定装置の特徴として、原理的には、外部に直接接続している支持台が定常状態では振動しないことが挙げられる。本節では、加振方法を工夫することによって、定常状態に至るまでの過渡状態においても支持台の振動を抑制できることを

示す。加振方法としては、圧電素子を駆動するアンプに所定の振幅 23 [v]を最初から与えた場合(図10(a))と、徐々に大きくしていった場合(図10(b))について実験を行った。後者で、振幅の増加する割合は4.6 [v/sec]である。それぞれの場合における振動台の応答を図11(a), (b)に示す。質量測定装置は固定ベース上で設置されている。急激に加振したときの過渡状態における支持台の最大振幅は p-p 値で 213 [μm]であるのに対し、徐々に振幅を大きくしていったときは、定常状態における支持台の振動の大きさ (p-p 値で 20 [μm]) とほとんど変わらない。

以上より本装置による質量測定では、加振質量の振動振幅を徐々に大きくしていくことにより、加振直後の振動の発生を抑制できることがわかった

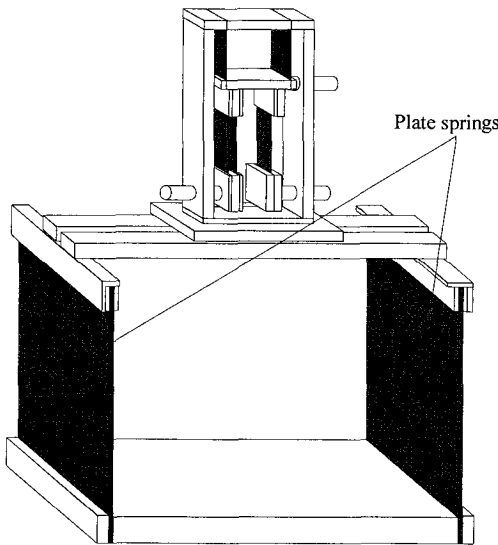


Fig.7 Schematic drawing of the experimental apparatus on a flexible structure

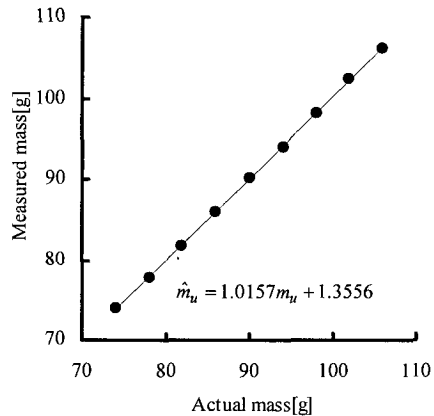


Fig.9 Measurement results on the flexible structure

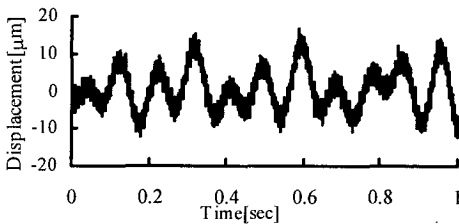


Fig.8 Steady-state response of the table when the apparatus is fixed to the flexible structure

Table 4 Measurement results on the flexible structure

Actual mass [g]	Measured mass [g]	Error [%]
74.006	73.960	0.06
78.006	77.845	0.21
82.006	81.779	0.28
86.006	86.002	0.00
90.006	90.118	0.12
94.006	94.008	0.00
98.006	98.139	0.14
102.006	102.404	0.39
106.006	106.300	0.28

5. 結 言

本研究では、受動形動吸振器を用いた振動式質量測定装置を開発し、その測定精度、諸特性を実験的に調べた。その結果、提案する質量測定装置では、0.5%程度の精度で質量を測定できることがわかった。また、弾性構造物上においても、固定ベース上と同程度の精度で測定が実施できることが確認された。さらに、加振時に生じる支持台の振動の発生については、慣性質量の振動振幅を徐々に大きくすることによって、避けられることを確認した。

本研究で提案した質量測定装置は、受動形動吸振器を利用しているので、コントローラを必要とせず、装置全体の構成を簡単にできるという利点を持っている。その反面、理想的な非減衰形動吸振器、言い換えると、全く減衰のない機構を実現することは技術的に難しいので、実際には測定時に支持台がある程度振動することは避けられない。振動の発生源とならないことを優先する場合には、能動形動吸振器を利用する方式のほうが適していると考えられる。

謝 辞

本研究の一部には、文部省科学研究費補助金基盤研究(B)及び島津科学技術振興財団平成 10 年度研究助成を用いました。記して感謝いたします。

文 献

- (1) 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, (1996), 1145.
- (2) 水野, 根岸: 能動形動吸振器を備えた質量測定装置の試作, 日本機械学会論文集, 65 巻, 638 号, C 編, (1999), 4019.
- (3) 水野, 根岸: 動吸振器を利用した質量測定, 日本機械学会論文集, 65 巻, 636 号, C 編, (1999), 3122.

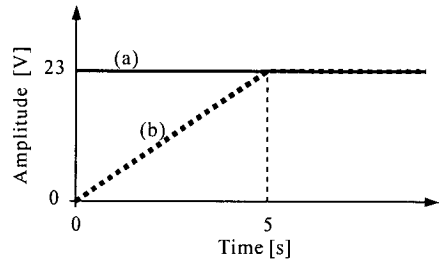
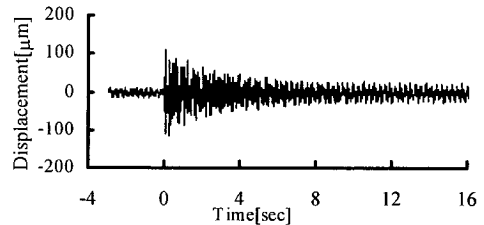
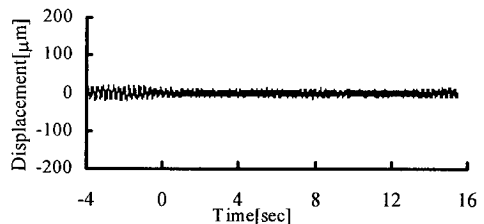


Fig.10 Amplitude of the excitation signal applied to the actuator.



(a) Response to a sudden excitation



(b) Response to a gradually growing excitation

Fig.11 Displacement of the table when the excitation signals shown in Fig.10 are applied.