床振動環境下における高速高精度質量計測について*

孫 建新** 藤岡美博*** 小野敏郎† 長尾武好†† 孝橋 徹††

On the Fast and High Accurate Mass Measurement under the Conditions of Floor Vibration

Jianxin SUN, Yoshihiro FUJIOKA, Toshiro ONO, Takeyoshi NAGAO and Toru KOHASHI

This paper concerns the problem of the fast and high accurate mass measurement under the conditions of floor vibration. In order to reduce the influence of floor vibration, a sensor which measures floor vibration is generally installed near the weighing sensor. The output signals from these two sensors are processed, and weighed mass is calculated. However, the dynamics of these two sensors are different in general, and the difference of the dynamics influences measurement accuracy. In order to improve the accuracy of mass measurement without losing the quickness, the authors apply the method of relative dynamic compensation to the problem, and propose two methods of mass measurement by using relative dynamic compensation. As a result, the feasibility of the methods is verified by experiment.

Key words : relative dynamic compensation, accurate mass measurement, sensor dynamics

1. は じ め に

高速かつ高精度な質量計測は多くの産業分野において大変重要なものである。こうした質量計測のためには、振動等のない環境を前提とするのが一般的である。しかしながら、産業分野における質量計測装置、たとえば組合せはかり、重量選別機などの多くは生産ラインに直結して使用されるため近くに振動源となる生産設備が数多くある。必然的にこれらの生産設備が発生する振動を床振動として受けることとなるが、このような床の振動している環境下においても正確な質量計測が要求される。一般に、質量計測装置に要求される産業上の精度レベルは最小分解能で数万分の1と非常に高いものであり、床振動の存在する環境においてはこれらの精度を実現することは困難なのが実状である。

このような床の振動する環境での質量計測では、床振動が数Hz程度の振動成分を含んでいると、フィルタ処理による応答性の遅れのために迅速な質量計測が困難となる。そこで、迅速に質量を計測するために質量計測用のセンサとは別に床振動を検出するためのセンサを設置して計測結果に及ぼす床振動の影響を除去する方法がよく用いられる。

たとえばセンサとしてロードセルを用いる場合、質量計測用のロードセル(以下、「計量セル」と呼ぶ)の近傍もしくは同一の取付け台に床振動検出用のロードセル(以下、「ダミーセル」と呼ぶ)を設置する。そうすれば、計量セルの出力とダミーセルの出力を用いて、信号処理を行うことによってある程度精度のよい質量計測が行える¹⁾。

このようなロードセル2個を用いた質量計測系では、型式の同じ計量セルとダミーセルが用いられることが多く、ロードセル2個の動特性は等しいと仮定して質量計測がなされている。ところが、計量セルについては一つの型式だけではなく用途に応じて多くの型式がある。それぞれの型式の計量セルに対して

計量セルと同一型式のダミーセルを用いることは、ダミーセルの種類が増えるためあまり望ましいことではない。つまり、それぞれの計量セルにおいてダミーセルを小型かつ軽量のものに統一できれば質量計測系の設置スペースや生産コストなどの削減につながる。

また、たとえ計量セルとダミーセルが同じ型式であっても、計量セルとダミーセルの動特性はそれぞれのばね定数と負荷質量(風袋質量を含む)等に依存する。そのため、ロードセル2個を用いた質量計測系においては、これら2個のロードセルの動特性が完全に一致することはほとんどない。したがって、ロードセルを2個用いた高速・高精度の質量計測においては、計量セルとダミーセルとは動特性が異なるものとして計測処理を行ったほうがよいと考えられる。

ところで、筆者らはすでに線形測定器の動特性の補償問題に関して、相対補償という補償原理を提案している²⁾。これは複数の線形測定器の間の動特性の差を同定し、補償要素を設計してそれらの動特性の同一化を図るという考えに基づくものである。この相対補償の原理を、質量計測系に応用すれば計測精度が向上すると考えられる。

そこでロードセル2個を用いた質量計測系に、相対補償の原理を適用し、シミュレーションおよび実験により質量計測精度の向上を確認したので、本論文ではそれを報告する。

本論文の構成は以下のとおりである。第2章で、ロードセル2個を用いた質量計測系の構造と従来法について説明し、第3章で相対補償の概要と相対補償を適用した質量計測について述べる。第4章、第5章で、シミュレーションおよび実験結果について述べ、第6章でまとめを行う。

2. 床振動環境下での質量計測

計量セルとダミーセルを用いた床振動環境下での質量計測システムを図1に示す。

図1に示されるように、2個のロードセルには同一の床振動が加わる。これらのロードセルを1自由度のばね-質量系と仮定して、床振動 $x_d(t)$ による強制振動を考えれば、各ロードセルの

*原稿受付 平成9年9月11日

**正会員 大和製衡(株)(明石市茶園場町5-22)

***学生会員 大阪府立大学大学院(堺市学園町1-1)

†学生会員 大阪府立大学工学部

††大和製衡(株)

運動方程式は次式で表される。

$$m_i \ddot{x}_i(t) + k_i x_i(t) = k_i x_d(t), i = 1, 2 \quad (1)$$

Fig. 1 Mass measurement system

ただし、 m_i 、 k_i はそれぞれ各ロードセルの風袋質量を含む負荷質量とばね定数であり、 x_i 、 $\ddot{x}_i$ はそれぞれロードセル自由端の絶対変位と絶対加速度である。また、添字の1は計量セル、2はダミーセルに対応している。

ここで、 m_1 は被計測質量である。 m_2 、 k_i 、($i = 1, 2$)は既知とする。また、 $\ddot{x}_i(t) = a_i(t)$ と表し、 E_1 、 E_2 はロードセル、アンプ、フィルタを含めた出力感度を表す係数、 g は重力加速度を表す。

そうすると、計量セルとダミーセルからの各出力 $v_i(t)$ は次式で表される。

$$v_i(t) = E_i m_i (g + a_i(t)), i = 1, 2 \quad (2)$$

ここでもし、 $a_1(t) = a_2(t)$ という関係が成り立つならば、式(2)から、 $v_1(t)$ 、 $v_2(t)$ を用いて次のような2種類の計算法で質量 m_1 が求められる¹⁾。

【従来法 A】

$$\frac{v_1(t)}{v_2(t)} = \frac{E_1 m_1}{E_2 m_2} \quad (3)$$

より、

$$m_1 = \frac{E_2 m_2 v_1(t)}{E_1 v_2(t)} \quad (4)$$

とする計算法と、

【従来法 B】

$$v_1(t) - C(v_2(t) - E_2 m_2 g) = E_1 m_1 g \quad (5)$$

から、

$$m_1 = \frac{v_1(t) - C(v_2(t) - E_2 m_2 g)}{E_1 g} \quad (6)$$

とする計算法である。ここで、

$$C = \frac{E_1 m_1}{E_2 m_2} \quad (7)$$

である。

ただし、式(6)により m_1 を導出するためには、既知質量(分銅等)によってあらかじめ C の概略値を決定しておき、被計測質量を負荷することによる $v_1(t)$ の増加分から C を修正する等の処理が必要である。

ところで、 $a_1(t)$ 、 $a_2(t)$ が等しくなるためには、 $a_1(t)$ 、 $a_2(t)$ が多くの周波数の振動を含んでいることを考えると、床振動から

各ロードセルの加速度までの動特性が等しい、すなわち2個のロードセルの固有振動数が等しいこと(式(1)、(2)参照)が必要である。

これらのロードセルの固有振動数が等しいとみなせるためには、固有振動数が、

1. ほとんど等しい
2. 床振動の振動数よりはるかに高い

のいずれかの条件が成り立たなければならない。

まず、1. の条件が成り立つためには $k_1/m_1 \equiv k_2/m_2$ が成り立たなければならない。しかし、 m_1 は被計測質量であり被計測物によって変わるため一般には1. の条件は成り立たない。また、2. の条件に関してもロードセルの感度のある一定以上にしなければならないため、固有振動数は数十 Hz 程度となる。

したがって、2個のロードセルの固有振動数は、ほとんどの場合において一致せず、2個のロードセルの動特性には差違が存在することになる。そのため、これらのロードセルの動特性の差違が、計測精度に悪影響を与えている可能性がある。したがって、この動特性の差違を補償すれば、質量計測精度の向上が期待できる。

3. 相対補償を適用した床振動下での質量計測

3.1 相対補償の考え方

本節では、相対補償の原理の概要を述べる²⁾。

システムからの2つの信号を検出する過程のブロック線図は、センサ G_a 、 G_b の伝達関数を $G_a(s)$ 、 $G_b(s)$ とすれば、一般に図2のように表される。

Fig. 2 General measurement system

このとき、2つのセンサ G_a 、 G_b からそれぞれ出力 $y_f(s)$ 、 $u_f(s)$ が観測される ($y_f(s)$ 、 $u_f(s)$ は各センサからの出力 $y_f(t)$ 、 $u_f(t)$ をラプラス変換したものである)。これらの $y_f(s)$ 、 $u_f(s)$ は、それぞれ各センサの動特性 $G_a(s)$ 、 $G_b(s)$ の影響を含んでいる。

相対補償とは、図2のセンサ G_a 、 G_b 間の動特性の差違を動的に補償するという考え方である。

相対補償を実施するために、まず図3に示すようにそれぞれのセンサに同一の信号 $x(s)$ を入力してそれぞれの出力の測定を行う (2つのセンサへの入力信号は同一の次元であるとする)。

Fig. 3 Measurement of the difference in dynamics

この測定によって得られた、 $y_s(s)$ 、 $u_s(s)$ を用いると、 $G_a(s)$ 、 $G_b(s)$ の関係は、

$$\frac{G_a(s)}{G_b(s)} = \frac{y_s(s)}{u_s(s)} \quad (8)$$

と表される。

ここで、得られた出力 $y_s(s)$, $u_s(s)$ をそれぞれ出力、入力として次の伝達関数 $H(s)$ を同定する。その結果、

$$H(s) = \frac{y_s(s)}{u_s(s)} \quad (9)$$

という関係が成り立つ。この式 (8) と式 (9) より、2つのセンサ G_a , G_b の伝達関数の比が伝達関数

$$H(s) = \frac{G_a(s)}{G_b(s)} \quad (10)$$

として表現される。

したがって、この $H(s)$ を

$$H(s) = \frac{H_1(s)}{H_2(s)} \quad (11)$$

と表して、具体的に $H_1(s)$, $H_2(s)$ を実現すれば、この $H_1(s)$, $H_2(s)$ を用いて、図4に示されるように動特性の差違が補償された信号 $y(s)$, $u(s)$ が得られる。つまり、図中の2つの斜線部の伝達関数は等しいものとなる。

Fig. 4 Signal compensation

この $y(s)$, $u(s)$ を計測信号に用いれば、センサの動特性の差違の影響を受けない理想的な計測が原理的に可能となる。

3.2 相対補償を用いた質量計測

ここでは、2個のロードセルの動特性の差違を相対補償の原理によって補償した質量計測法について述べる。ただし、本節以降の記述は実際に同定を行うときのことを考慮し、離散時間系として進める。

本論文で用いる質量計測系では2個のロードセルは、同一の取付け台に設置されているため、ロードセルへの入力を床振動 $a_d(k)$ とすれば、2個のロードセルに同一の信号 $a_d(k)$ が入力されていると考えてよい(ただし、ここでは記述の便宜上、床振動を加速度信号 $a_d(k)$ を用いて表す)。

そこで、アンプとフィルタを通した計量セル、ダミーセルからの出力が、前節で述べた2つのセンサの動特性の差違を同定するための出力 $y_s(s)$, $u_s(s)$ とみなせる。すなわち、床振動から計量セルとダミーセルの加速度までのパルス伝達関数をそれぞれ $G_a(z)$, $G_b(z)$ とすれば、2個のロードセルからの出力の振動成分はそれぞれ

$$\begin{aligned} w_1(k) &= E_1 m_1 a_1(k) = E_1 m_1 G_a(z) a_d(k) \\ w_2(k) &= E_2 m_2 a_2(k) = E_2 m_2 G_b(z) a_d(k) \end{aligned} \quad (12)$$

となる。

そうすると、各ロードセルの出力 $v_1(k)$, $v_2(k)$ は、

$$\begin{aligned} v_1(k) &= E_1 m_1 (g + G_a(z) a_d(k)) \\ v_2(k) &= E_2 m_2 (g + G_b(z) a_d(k)) \end{aligned} \quad (13)$$

と表せる。ここで、 $k = 0, 1, 2, \dots$ であり、 z はシフトオペレータである。

このとき、パルス伝達関数 $G_a(z)$, $G_b(z)$ は、1自由度振動系の力の伝達率の性質より、入力が一定のとき、すなわち $z = 1$ のとき、

$$G_a(z)|_{z=1} = G_b(z)|_{z=1} = 1$$

となる。

式 (13) は g が重力加速度であり一定であるから次式のように書き直せる。

$$\begin{aligned} v_1(k) &= E_1 m_1 G_a(z) (g + a_d(k)) \\ v_2(k) &= E_2 m_2 G_b(z) (g + a_d(k)) \end{aligned} \quad (14)$$

いま、 $v_1(k)$ を出力、 $v_2(k)$ を入力としたシステム $F(z)$ を考え、 $v_1(k)$, $v_2(k)$ から $F(z)$ を同定する。すると、式 (12), (14) より

$$F(z) = \frac{v_1(k)}{v_2(k)} = \frac{w_1(k)}{w_2(k)} = \frac{E_1 m_1 G_a(z)}{E_2 m_2 G_b(z)} \quad (15)$$

という関係が成り立つ。

実際の質量計測においては、外乱が直流成分を有する場合がある。そのため、2個のロードセルからの出力 $v_1(k)$, $v_2(k)$ のそれぞれの差分 $\tilde{v}_1(k)$, $\tilde{v}_2(k)$ を用いて $F(z)$ を同定する。

このように同定された $F(z)$ を $F(z) = F_1(z)/F_2(z)$ のように分解して、具体的にフィルタ $F_1(z)$, $F_2(z)$ を実現する。

これらのフィルタ $F_1(z)$, $F_2(z)$ を用いて図5のようにロードセルからの出力 $v_1(k)$, $v_2(k)$ を補償する。そうすると、床振動から出力までのセンサの動特性の差違が補償された信号 $y_w(k)$, $y_d(k)$ が得られる。

Fig. 5 Signal flow in the measurement system

このとき、 $y_w(k)$, $y_d(k)$ は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} y_w(k) &= F_2(z) E_1 m_1 G_a(z) (g + a_d(k)) \\ y_d(k) &= F_1(z) E_2 m_2 G_b(z) (g + a_d(k)) \end{aligned} \quad (16)$$

以上の手順により得られたフィルタ $F_1(z)$, $F_2(z)$ を用いれば、

$$y_w(k) = y_d(k) \quad (17)$$

$$F_2(z) E_1 m_1 a_1(k) = F_1(z) E_2 m_2 a_2(k) \quad (18)$$

という関係を得る。

この関係を用いて2種類の従来法に相対補償の原理を適用する。そのとき、 $F(z)$ を

$$F(z) = \frac{b_0 + b_1 z^{-1} + \dots + b_n z^{-n}}{1 + a_1 z^{-1} + \dots + a_n z^{-n}} \quad (19)$$

のように表す。

まず、【従来法 A】に相対補償を適用する。補償された信号 $y_w(k)$, $y_d(k)$ を用いて、従来法の式 (3) と対応させると

$$\frac{y_w(k)}{y_d(k)} = \frac{F_2(z) E_1 m_1 G_a(z) (g + a_d(k))}{F_1(z) E_2 m_2 G_b(z) (g + a_d(k))} = 1 \quad (20)$$

となる。

$a_d(k)$ の定常状態、すなわち $a_d(k) = \text{一定}$ の場合でも式 (20) は成り立つ。そのとき、式 (20) は、

$$\frac{F_2(z)|_{z=1} E_1 m_1}{F_1(z)|_{z=1} E_2 m_2} = 1 \quad (21)$$

となる．ここで， $\|F_i\|$ を

$$\|F_i\| = F_i(z)|_{z=1}, i = 1, 2$$

と定義すると，

$$\begin{aligned}\|F_1\| &= b_0 + b_1 + \cdots + b_n \\ \|F_2\| &= 1 + a_1 + \cdots + a_n\end{aligned}\quad (22)$$

となる．そうすると，式(21)から，

$$m_1 = \frac{E_2 m_2 \|F_1\|}{E_1 \|F_2\|} \quad (23)$$

が得られる．この式(23)による m_1 の計算法を【適用A】とする．

次に，【従来法B】を考えると式(5)の右辺の第2項は，定数 C とダミーセルの出力の床振動による振動成分の積である．したがって，まず $\bar{v}_2(k)$ を

$$\bar{v}_2(k) = v_2(k) - E_2 m_2 g \quad (24)$$

と定義する．すると， $v_1(k)$ ， $\bar{v}_2(k)$ を補償した信号 $y_w(k)$ ， $\bar{y}_d(k)$ はそれぞれ

$$y_w(k) = F_2(z)(E_1 m_1(g + a_1(k))) \quad (25)$$

$$\bar{y}_d(k) = F_1(z)\bar{v}_2(k) = F_1(z)E_2 m_2 a_2(k) \quad (26)$$

となる．したがって，これらの信号 $y_w(k)$ ， $\bar{y}_d(k)$ と式(18)より，式(5)は，

$$y_w(k) - \bar{y}_d(k) = F_2(z)E_1 m_1 g \quad (27)$$

となる．すると式(27)より， m_1 はさきほど定義した $\|F_2\|$ を用いると，

$$m_1 = \frac{y_w(k) - \bar{y}_d(k)}{\|F_2\|E_1 g} \quad (28)$$

という計算により求められる．この式(28)による m_1 の計算法を【適用B】と表す．

以上のように，相対補償の原理を用いて動特性の差をパルス伝達関数として同定し，ロードセル間の動特性の差を補償することによって，2種類の従来法と比べて計測精度が向上すると考えられる．

ただし，質量計測系に相対補償を適用すると，被計測である質量が変われば動特性が変化するので，各計測ごとに補償要素である $F(z)$ を同定し，【適用A】では $\|F_1\|$ ， $\|F_2\|$ のみを用いて質量を計算し，【適用B】ではフィルタ $F_1(z)$ ， $F_2(z)$ を用いて各ロードセルからの出力 $v_1(k)$ ， $v_2(k)$ を補償する．ただし， $\|F_i\|$ の計算時間およびフィルタ $F_1(z)$ ， $F_2(z)$ による信号処理等の時間は，現在の計算機の計算処理能力を考えるとほとんど無視できる．そのため，【適用A】，【適用B】において同定のために要する時間を計測時間とみなしてさしつかえない．

4. シミュレーションおよび考察

4.1 シミュレーション条件

ここでは，相対補償の原理を用いた質量計測に関するシミュレーションとその結果について述べる．

シミュレーションの条件は，2個のロードセルは同一型式のものとして，式(1)における各定数を以下のようなものとした．

$$\begin{aligned}m_2 &: 1.5 \text{ kg} \\ k_i &: 74.75964 \text{ kN/m} \\ E_i &: 1\end{aligned}$$

ただし， $i=1, 2$ ．床振動としては，実験との比較を簡単にするため，正弦波を重ね合わせた次のようなものを用いた．ここで振幅の単位はmmである．

$$x_d(t) = \cos(3 \times 2\pi t) + 0.5 \cos(5 \times 2\pi t) + 0.1 \cos(8 \times 2\pi t)$$

また，今回のシミュレーションでは，ロードセルの動特性の差の影響を明確に評価するために，計量雑音は加えないこととし，アンプ，フィルタの動特性はないものと仮定した．

ここで $F(z)$ は2次とする．これは床振動からロードセルの加速度までの伝達関数が2次系であるためである(実験でも $F(z)$ の次数は2次とした)．この $F(z)$ を $v_1(k)$ ， $v_2(k)$ から逐次形最小2乗法³⁾を用いて同定し，質量計測を行った．

ここで，図6に示すようにシミュレーションでは2つの従来法の精度はほとんど変わらない．また，図9に示すように実験でも2つの従来法による質量計測精度はほとんど変わらないため，図7，10～14においては【従来法B】による結果のみを示す．このとき，式(7)の定数 C は実際の質量計測では未知である．今回は相対補償を適用した質量計算法と従来法による理想的なケースとの計測精度の比較を行うため， m_1 を既知として式(7)に直接代入して導出した．

Fig. 6 Simulated results without compensation

Fig. 7 Simulated results with compensation

4.2 結果の考察

$m_1 = 2.5 \text{ kg}$ として2個のロードセルの動特性の差が大きい場合の結果を，図6，7に示す(この図7は，次章で示す図14と対応している)．

図6と実験結果の図9には，振動による影響の補償を何も行っていない場合と，従来法によって補償した場合の結果を示しており，実線が補償を行っていない結果である．これらの図の“Old method A”，“Old method B”はそれぞれ【従来法A】，【従来法B】の結果を示している．

また，図7と図10～14の，“Old method”が式(6)を用いた【従来法B】の質量計測結果であり，図7，10～14における“New method

A” “New method B” がそれぞれ従来法 A, B に相対補償を適用した【適用 A】、【適用 B】による質量計測結果である。これらの図では、縦軸は計測誤差 g を表し、横軸は時間 s を表している。

図 7 は、計量セルとダミーセルの動特性の差が大きい場合の結果を示しているが、これを見ると従来法による計測誤差は $\pm 1.2 g$ 程度となって 2 個のロードセルの動特性に近い場合に比べてかなり悪化している。一方、相対補償により補償された信号を用いた結果は【適用 A】、【適用 B】ともに十分な精度となっている。

また、 $m_1 \simeq m_2$ の場合のシミュレーションも行ったが、紙面の都合上、図は省略する。その結果は、計量セルとダミーセルの動特性がほとんど変わらないため、従来法でもその計測誤差は $\pm 0.05 g$ 程度となって十分な精度を示した。このとき、【適用 A】、【適用 B】ともに従来法と比較してよい結果を示した。

他方、計測時間に関して【適用 A】と【適用 B】の結果を比較すると、【適用 A】では計測にやや時間がかかっている。【適用 B】の結果は $0.04 s$ 程度と十分に計測の高速性を満足するものである。

以上の結果から、【適用 B】を用いると、従来法と比較してより高精度な質量計測が迅速に行え、【適用 A】を用いると、高速性は失われるものの計測精度は向上することがわかる。

5. 実験による検証

5.1 実験装置と実験方法

実験装置の概要を図 8 に示す。

Fig. 8 Experimental apparatus

今回の実験では、同一の電源から励磁電圧 $10 V$ が加えられた 2 個のロードセルを同一の取付け板に固定し、この取付け板を加振器で振動させた。ロードセルからの電圧による出力はアンプにより 5000 倍に増幅し、増幅された信号を A/D コンバータ (分解能 12 bit) を有する信号記録器によりサンプリングタイム $2 ms$ で取得した。質量計測のための信号処理は、オフラインでパソコンで行った。各ロードセルには、重さ約 $560 g$ の取付け具を据え付け、この取付け具に分銅を装着した。ここで、ダミーセルには $1 kg$ の分銅を装着した。

実験機の構成は表 1 のようなものである。

Table 1 Experimental apparatus

Shaker	Shimadzu servo pulser EHF-0.5, Shimadzu Corp.
Load Cell	UH36-4-0, Yamato Scale Co., Ltd.
Amplifier	Yokogawa 3131 DC Amplifier, Yokogawa Electric Corp.
Recorder	Hioki 8840 memory hicorder, HIOKI E.E. Corp.

今回の実験では、3, 5, 8 Hz の垂直方向の振動を加振器で発生させた。また、複数の周波数が加わった場合も考察するため、3, 5 Hz と上記の 3 種類の周波数の振動のすべてを加えた場合の実験も行った。

ただし、今回使用した加振器は、単振動しか発生できない。そのため、複数の周波数成分をもった振動による質量計測には各周波数の信号を重ね合わせた信号を用いた。これは、センサ、アンプ等が線形であると仮定すれば、複数の入力を個々にセンサに加えた出力を後で重ね合わせた信号と、重ね合わせた複数の入力をセンサに加えた出力は同じ信号であると考えてよいためである。実験の条件を表 2 に示す。

Table 2 Experimental conditions

Case	m_1 kg	Floor vibration frequency Hz	Case	m_1 kg	Floor vibration frequency Hz
A	0.5	5	D	0.5	3 and 5
B	1.0	5	E	2.0	3, 5 and 8
C	2.0	5			

また、従来法の結果はシミュレーションと同様、式 (6) により計算した結果である。

ここで、定数 C は計測質量 m_1 に依存するため、 m_1 に応じた調整が必要である。そこで、今回はそれぞれの m_1 に対して試行錯誤により、従来法の計測精度が最もよくなる C を決定した。

5.2 実験結果

表 2 の条件による実験結果を図 10～図 14 に示す。図 9 は参考のためにケース B における補償を行わない場合の質量計測の結果と従来法の結果を示している。

Fig. 9 Experimental results without compensation

Fig. 10 Experimental results on Case A

Fig. 11 Experimental results on Case B

Fig. 12 Experimental results on Case C

Fig. 13 Experimental results on Case D

Fig. 14 Experimental results on Case E

5.3 実験結果の考察

ケース A～C は床振動の条件はほぼ等しく、計量セルに負荷する質量が異なる場合である。図 10～図 12 を見ると、どのケースにおいても、従来法では計測誤差が ± 2 g 程度である。このような結果はシミュレーションによる結果と比べて悪く、従来法ではロードセルの動特性の差の大きさによって質量計測の精度が異なるというシミュレーションで述べた結果とも一致しない。この原因はシミュレーションでは考慮していなかったアン

ブやフィルタ等の動特性 (特に、位相特性) の差の影響によるものと考えられる。

この従来法の結果と比較すると、【適用 B】では計測誤差が ± 0.2 g 以下であり、計測誤差が 1/10 程度に抑えられている。また、計測精度も同定開始から 0.04 s 以内に誤差 ± 0.2 g 以下となり、計測は十分迅速に行える。【適用 A】に関しても同定開始から 1 s 程度経過すると、従来法と比較して計測誤差は 1/4 程度になっている。

これらケース A～C の結果より、床が単振動している場合、相対補償を適用すれば、計測質量の軽重に関係なく従来法に比べてよりよい精度で計測できることがわかる。

また、図 13、図 14 の結果を見ると、床振動が複数の振動成分を含む場合でも、【適用 B】を用いることで計測誤差が 1/10 程度で計測が迅速に行える。この場合も、【適用 A】は、計測時間が 1 s 程度かかるものの計測誤差が従来法と比べて 1/4 程度となるケース A～C と同様の結果を示している。

このように【適用 A】と【適用 B】を比較した場合、精度および計測に要する時間に大きな差がある。これは $F(z)$ のパラメータの同定誤差の影響が 2 つの計算法に対して異なっているためであると考えられる。この同定誤差の影響に関する詳細な検討は今後の課題である。

6. おわりに

本論文では、床が数 Hz 程度で振動する環境下での質量計測の精度を向上させるため、ロードセル 2 個を用いた質量計測系に相対補償の原理を適用した。

これらの計測信号処理方法により従来法と比較して質量計測精度が向上することを確認した。本論文の結論をまとめると以下ようになる。

- (1) 相対補償の原理を床が数 Hz 程度で振動する環境においてロードセル 2 個をもつ質量計測系に適用し、2 種類の計測信号処理方法を提案した。
- (2) 2 種類の計測信号処理方法ともに従来法と比較して計測精度の向上をもたらすことがシミュレーションおよび実験により確認できた。
- (3) 2 種類の計測信号処理方法では【適用 B】が【適用 A】と比較して、計測の高速性および精度ともに優れていることを確認した。
- (4) 【適用 B】では、計測の高速性をほぼ維持したままで、従来法と比較して計測誤差が 1/10 倍程度に減少することを確認した。

最後に、有益な御助言をいただきました校閲委員の方々に感謝の意を表します。

参考文献

- 1) たとえば, Y.Wakasa et al.: New Weighing System for Anti-Floor Vibration, Proc. JSME ICAM '93 (1993) 14.
- 2) 孫 建新, 小野 敏郎: 線形信号検出機構のダイナミックスの相対補償, SICE 関西支部シンポジウム資料, (1991) 53.
- 3) 中溝 高好: 信号解析とシステム同定, コロナ社, (1988) 135.