複曲率摩擦振り子型免震装置に関する研究開発*

(自動販売機モデルを用いた振動実験及び応答解析による免震性能の検討)

藤田 聡^{*1}, 山本 浩 道^{*2}
北川 喜 浩^{*3}, 倉林 浩^{*4}

Research and Development of the Friction Pendulum Isolation Device with Poly-Curvature

(Investigation of Isolation Performance on Shake Test and Response Analysis Using Vending Machine Model)

Satoshi FUJITA^{*5}, Hiromichi YAMAMOTO,
Nobuhiro KITAGAWA and Hiroshi KURABAYASHI

^{*5} Department of Mechanical Engineering, Tokyo Denki University,
2-2 Kanda-Nishiki-cho, Chiyoda-ku, Tokyo, 101-8457 Japan

This paper describes the results of the response analysis and the experimental tests on the newly developed earthquake isolation system based on the theory of friction pendulum. In Japan, many types of earthquake isolation device or system have been developed and utilized to protect computers, precision equipments and important works of art from the severe seismic attacks. Although the performance of isolation of the each every one of the systems is sufficient, cost of the system is considered generally higher than the user expected and the system requires enough surrounding space to obtain adequate isolation performance. When applying the isolation device to the objects such as display cabinets in museum, computer server racks, bookshelves in library and vending machines which are generally placed adjacent to the wall, it is desirable to set them as closer to the behind wall as possible without decreasing their performance of isolation very much. The friction pendulum type isolation device with poly-curvature has been developed to satisfy these requirements, and the response analysis and the shake table tests have been carried out to investigate the performance of the system.

Key Words: Vibration Isolation Seismic Motion, Vibration Control, Friction Pendulum Isolation Device, Shaking Table Test, Unilateral Displacement Control Effect, The Vending Machine

1. はじめに

我が国では、これまでに幾度となく大地震により多大なる被害を受けて、その都度、耐震技術の高度化を進めてきた。現在、我々の身の回りに情報通信機器やコンピュータ等の精密機器が普及し、生活する上で欠かせない存在となっている。これら機器類の急増は、日常生活を便利にしていく反面、地震による被害の拡大につながることもなる。そのため、これら機器類を初めとし、他にも工作機械やキャビネット等に、地震による転倒防止対策を施すことで、地震時/地震後の機能維持を図ることが重要になってくる。しかし、満足な耐震処置が行われていないことも多く、地震時の転倒による被害が数多く報告されている¹⁾。

当該機器類への地震入力を大幅に低減する方法により、地震時の転倒防止/機能維持を実現しうる免震装置は、20年程前よりコンピュータ機器を中心に普及してきて

おり、最近では美術品等に数多く適用されている²⁾。

しかし、現存の免震装置では、免震対象物の周囲に同等かつ大きなクリアランスを必要とし、壁近傍での装置の使用に制約が生じており、設置位置を選ぶことになる。さらに、装置コストの面においても、搭載機器を選ぶ傾向にある。

そこで、機器等の転倒防止技術の1つとして、設置位置や搭載機器を選ばない免震装置の開発を目的とし、筆者等は、これまでに壁際近傍でも使用可能な免震装置として、複曲率摩擦振り子型免震装置³⁾の研究開発を行ってきた。本報では、本装置の機器転倒防止対策としての有効性を検討するため、対象を屋外に設置される機会の多い自動販売機として、振動実験及びシミュレーション解析を行った。

2. 複曲率摩擦振り子型免震装置

2.1 摩擦振り子型免震装置

図1(a)にレールを用いた摩擦振り子型免震装置の概念図を示す。この装置は、曲率を有するレールとその表面上を滑動するスライダから構成され、ある大きさ以上の力が加わったときスライダが滑り、振り子運動を開始する。これは、原理的には球面滑り支承⁴⁾と同じ単振り子の原理を利用しており、免震系の固有周期は、式(1)で与えることができる。

$$T = 2\pi\sqrt{r/g} \quad (1)$$

* 原稿受付 2002年11月11日。

^{*1} 正員、東京電機大学工学部(〒101-8457 東京都千代田区神田錦町2-2)。

^{*2} 正員、三菱重工業(株)(〒652-8585 神戸市兵庫区和田崎町1-1-1)。

^{*3} 学生員、東京電機大学大学院。

^{*4} バイプロシステム(〒154-0024 東京都世田谷区三軒茶屋2-3-18)。

E-mail: sfujita@cck.dendai.ac.jp

ここで、 T は周期、 r は振り子の曲率半径、 g は重力加速度である。本装置は、基本的に搭載機器の質量に依存することなく、系の固有周期を設定可能であることから、積層ゴム免震装置では難しいとされている軽量機器への適用を可能としている。また、滑動時のレールとスライダ間の摩擦が減衰となり、摩擦係数を任意に設定することにより、適当な摩擦減衰力を系に与えることができる。さらに、曲率による求心力を装置の復元力としている。本研究では、壁際との制約の生じない装置可動軸方向に、このような通常の単曲率レールを使用する。

2.2 複曲率免震装置 複曲率免震装置の概念図を図1(b)に示す。図に示すように、本装置は左右に異なった曲率半径を有するレールを組み合わせた構造を持つ。装置中心から片側に曲率半径の小さいレール（短周期側）をくみ込むことで、任意方向の求心力をより大きくし、変位抑制効果を持たせている。この時、装置の固有周期は、振り子が鉛直方向から左右に異なった曲率半径を有することから、節を持った振り子運動として取り扱うことができ、式(2)で表すことができる。

$$T = \pi \left(\sqrt{r_1/g} + \sqrt{r_2/g} \right) \quad (2)$$

ここで、 r_1 、 r_2 はそれぞれの曲率半径である。式より、装置の固有周期は長周期側・短周期側の平均で求めることができる。これらの特徴により、任意方向の変位を抑制しながらも、装置に適当な固有周期を任意に与えることが可能となっている。

本装置の特性を調査するため、正弦波応答解析を行い、共振曲線により検討を行った。解析は、最大入力加速度 3m/s^2 、装置の摩擦係数を 0.10（静・動摩擦係数は等しいものとする）、免震対象物を剛体とし、装置に付加した

等価減衰型のダンパの減衰比 ζ_H を 0~0.4 と変化させ、Runge-Kutta-Gill 法を用いて行った。図 2(a)には、装置系固有周期 3 秒の様な同曲率免震装置（複曲率に対して、単一の曲率を有する装置を同曲率と称する）、図 2(b)は 4 秒・2 秒（平均固有周期 3 秒）の組合せを持つ複曲率免震装置の共振曲線を示す。図よりどちらの結果も共振点と装置固有周期が一致しており、式(2)の妥当性を確認することができる。また、短周期側（2 秒側）での免震性能（応答加速度低減効果）が低下しているものの、装置応答変位の抑制効果が期待できることが示されている。このことから、免震性能を大きく損なうことなく、同曲率免震装置と比べ、側壁近傍への機器を設置することが可能になるものと考えられる。ただし、最終的な免震性能は、地震波入力によって検討すべきであることから、以下において地震応答解析及び振動実験を実施することで検討する。

(a) General Drawing (Friction Pendulum isolation device)

(b) Section Drawing

(Friction Pendulum with ploy-curvature)

Fig.1 Concept of the Friction Pendulum isolation device

(a) Mono-curvature

(b) Poly-curvature

Fig.2 The resonance curve

3. 複曲率免震装置の自動販売機への適用検討

複曲率免震装置の転倒防止対策としての有効性を検討するため、装置適用対象を屋外に設置機会が多い機器である自動販売機として、シミュレーション解析及び装置を設計・製作し振動実験を行った。

3.1 実験装置 実験に使用した装置の概略図を図 3(a)に示す。本装置は 2 本 1 組のレールを直交させ、重ねることにより 2 軸方向に対応させており、基本的には装置自体のねじれ運動は起こらない。また、図 3(b)に示すように、各方向レールは互いに対向した組合せを採用することで、同じ装置寸法で 2 倍の装置最大変位を確保することが可能とする特徴を有している。

レールの設定固有周期は、前後方向には、固有周期の組合せが 4 秒 - 2 秒の複曲率免震装置（装置の固有周期は 3 秒）を採用し、背面方向の応答変位量を抑制する。左右方向には、同等のクリアランスが期待できると考え、固有周期 3 秒の同曲率免震装置を採用し設計を行った。本装置の寸法は、幅 430mm 奥行き 480mm 高さ 118mm となる。今回、免震対象物として採用した自動販売機の寸法に合わせて設計したが、基本的にはレールの寸法を変えるだけで、どのような寸法の機器にも対応できる構造となっている。表 1 に本装置の許容変位を示す。また同表には、本装置において、応答変位が許容値に達した際に発生する衝撃力を緩和させるために、レールの両端にストローク 10mm のバッファを取り付けた位置も示している。表 2 は、バッファの基本性能諸元である。なお、本装置の上述の固有周期、及び動静摩擦係数（ $\mu=0.10$ ）等は、予備的解析を参考にして採用した。その際の解析方法・解析モデル・運動方程式については、3.4 に示すシミュレーション解析と同様のものを使用している。

3.2 静的加力実験 本装置の基本性能を確認するため静的加力実験を実施した。図 4 にその実験結果を示す。

Table 1 Allowable displacement and
buffer mounting position

	Allowable Disp. m	Position of buffer m
Mono-curvature	0.135	0.125
Poly-curvature (Direction for 2sec.)	0.115	0.105
Poly-curvature (Direction for 4sec.)	0.140	0.130

Table 2 Basic performance of buffer

Damping	c_B	2960	Ns/m
Stiffness	k_B	750	N/m

図には、免震装置の各方向の設計ヒステリシスを破線により同時に示している。複曲率免震装置では短周期側と長周期側での復元力特性が異なっており、その特徴が示されている。また、どちらの図も実験値と設計値では良好な一致を見ることができ、装置が設計通りに製作出来ていることを確認することができる。

(a) Schematic view of the device

(b) Mechanism of a rail

Fig.3 Friction pendulum type isolation device

(a) Mono-curvature (3s-3s)

(b) Poly-curvature (4s-2s)

Fig.4 Restoring force characteristics of the device

3.3 地震波加振試験 本装置の動的特性及び免震性能検討するため、3次元振動実験を行った（於：清水建設技術研究所）。本実験では、搭載機器として自動販売機の中でも地震時に転倒する危険性の最も高い、幅430mm 奥行き480mm 高さは1800mm、質量は約130kgの煙草用の自動販売機を対象とした。装置を取り付けた状態の全景写真を図5に示す。実験に用いた入力地震波を表3に示す。今回、装置と自動販売機はボルトによって接合したが、装置が実際にアンカーボルト等で地面に接合できないことを想定し、振動台と装置とは固定せず、振動台の上に自動販売機を単純に置いた状態で実験を行った。なお、機器中心部を重心と仮定しNS,EW,UD方向の自動販売機内部の加速度及び、NS,EW方向の振動台と装置との相対変位を計測した。

Fig.5 Base-isolated vending machine set up on the shake table

3.4 シミュレーション解析 モデル化は、図6に示すように免震対象機器を1質点系と見なし装置基礎部を含む2質点系とした。その際、装置基礎部の質量 m_0 は、免震対象物の質量 m_1 と比較して非常に小さいものと考え、 $m_0=0$ としている。入力地震波は、振動台で計測されたNS,EWそれぞれの加速度を入力し解析を行った。ここで、表4に解析で用いた各種諸元を示す。また、自動販売機の固有振動数と減衰比に関しては、非免震実験を実施できなかったため、応答解析結果から推定した。

Table 3 Input Earthquake

Input E.Q.	Input level	
	Horizontal m/s	Vertical m/s
El Centro Wave	0.25	0.125
	0.50	0.25
Hachinohe Wave	0.25	0.125
	0.50	0.25
JMA Kobe Wave	0.25	0.125
	0.50	0.25
	0.75	0.375
	Original wave	

Table 4 Parameter for analysis

Mass of equipment model		130 kg
Natural frequency of equipment model		5.0 Hz
Damping ratio of equipment model		0.03
Friction coefficient	(3s-3s direction)	0.090
	(4s-2s direction)	0.088

$\ddot{z}_H$: 地動水平加速度
 $\ddot{z}_V$: 地動鉛直加速度
 m_1 : 機器類の質量
 x_1 : 機器類の変位
 c_1 : 機器類の減衰係数
 k_1 : 機器類の剛性
 m_0 : 基礎部及び装置の質量
 x_0 : 装置の変位
 k_{B1} : バッファの圧縮時剛性
 k_{B2} : バッファの復元時剛性
 c_B : バッファの減衰係数
 r : 免震装置の曲率半径
 μ : レール部の摩擦係数
 g : 重力加速度

Fig.6 Analytical model

運動方程式は、地動加速度を入力した際、免震装置に滑りが生じない場合 (Phase1)、滑りが生じる場合 (Phase2)として場合分けを行った。また、本解析ではバッファを使用しているため、装置変位及び装置速度によりさらに5つに場合分けを行っている (図7のフローチャート参照)。SL, SR はレール左右のバッファまでの距離を示している。

Fig.7 Flow-chart for phase-change

1) Phase1 : 装置に滑りが生じないとき

$$\ddot{x}_1 + 2\zeta_1\omega_1\dot{x}_1 + \omega_1^2(x_1 - x_0) = -\ddot{z}_H \quad (3)$$

$$\dot{x}_0 = 0 \quad x_0 = \text{const} \quad (4)$$

2) Phase2 : 装置に滑りが生じるとき

$$\ddot{x}_1 + 2\zeta_1\omega_1(\dot{x}_0 - \dot{x}_1) + \omega_1^2(x_1 - x_0) = -\ddot{z}_H \quad (5)$$

Case1 or Case3

$$-2\zeta_1\omega_1(\dot{x}_0 - \dot{x}_1) - \omega_1^2(x_0 - x_1) - \mu(g + \ddot{z}_V)\text{sgn}(\dot{x}_0) - \frac{(g + \ddot{z}_V)}{r}x_0 - \frac{c_B}{m_1}\dot{x}_0 - \frac{k_{B1}}{m_1}(x_0 \pm SR) = 0 \quad (6)$$

切り替え条件

Phase1 から Phase2 への切り替え条件

$$\left| 2\zeta_1 \omega_1 \dot{x}_1 - \omega_1^2(x_0 - x_1) - \frac{(g + \ddot{Z}_v)}{r} x_0 - \frac{k_{B1}}{m_1}(x_0 \pm SR) \right| > \mu(g + \ddot{Z}_v) \quad (7)$$

Phase2 から Phase1 への切り替え条件

$$\left| -2\zeta_1 \omega_1(\dot{x}_0 - \dot{x}_1) - \omega_1^2(x_0 - x_1) - \frac{(g + \ddot{Z}_v)}{r} x_0 - \frac{k_{B1}}{m_1}(x_0 \pm SR) - \frac{c_B}{m_1} \dot{x}_0 \right| \leq \mu(g + \ddot{Z}_v) \quad (8)$$

かつ $\dot{x}_0 = 0$

(9)

Case2 or Case4

$$-2\zeta_1 \omega_1(\dot{x}_0 - \dot{x}_1) - \omega_1^2(x_0 - x_1) - \mu(g + \ddot{Z}_v) \operatorname{sgn}(\dot{x}_0) - \frac{(g + \ddot{Z}_v)}{r} x_0 - \frac{k_{B2}}{m_1}(x_0 \pm SR) = 0 \quad (10)$$

切り替え条件

Phase1 から Phase2 への切り替え条件

$$\left| 2\zeta_1 \omega_1 \dot{x}_1 - \omega_1^2(x_0 - x_1) - \frac{(g + \ddot{Z}_v)}{r} x_0 - \frac{k_{B2}}{m_1}(x_0 \pm SR) \right| > \mu(g + \ddot{Z}_v) \quad (11)$$

Phase2 から Phase1 への切り替え条件

$$\left| -2\zeta_1 \omega_1(\dot{x}_0 - \dot{x}_1) - \omega_1^2(x_0 - x_1) - \frac{(g + \ddot{Z}_v)}{r} x_0 - \frac{k_{B2}}{m_1}(x_0 \pm SR) \right| \leq \mu(g + \ddot{Z}_v) \quad (12)$$

かつ $\dot{x}_0 = 0$

(13)

Case5

$$-2\zeta_1 \omega_1(\dot{x}_0 - \dot{x}_1) - \omega_1^2(x_0 - x_1) - \mu(g + \ddot{Z}_v) \operatorname{sgn}(\dot{x}_0) - \frac{(g + \ddot{Z}_v)}{r} x_0 = 0 \quad (14)$$

切り替え条件

Phase1 から Phase2 への切り替え条件

$$\left| 2\zeta_1 \omega_1 \dot{x}_1 - \omega_1^2(x_0 - x_1) - \frac{(g + \ddot{Z}_v)}{r} x_0 \right| > \mu(g + \ddot{Z}_v) \quad (15)$$

Phase2 から Phase1 への切り替え条件

$$\left| -2\zeta_1 \omega_1(\dot{x}_0 - \dot{x}_1) - \omega_1^2(x_0 - x_1) - \frac{(g + \ddot{Z}_v)}{r} x_0 \right| \leq \mu(g + \ddot{Z}_v) \quad (16)$$

かつ $\dot{x}_0 = 0$

(17)

ここで、上式では(18)式を用いて、整理されている。

$$2\zeta_1 \omega_1 = c_1 / m_1, \quad \omega_1^2 = k_1 / m_1 \quad (18)$$

本解析では静摩擦係数、動摩擦係数ともに等しいものとし、基本計算刻みを 0.1ms として、Runge-Kutta-Gill 法により解析を行った

3.5 実験結果及び解析結果との比較 振動実験の結果として、各入力地震波ごとの自動販売機の最大応答加速度、最大応答変位及び目視観察結果を表 5 に示す。表

に示すように、El Centro 波 0.50m/s, JMA 神戸 0.75m/s, JMA 神戸原波では、装置が最大変位に達し、装置底面の片側が浮き上がるロッキング現象が見られた。しかしながら、ロッキングの影響は装置底面のズレが数 mm 生じる程度のものであり、転倒に至る危険性の高いものではなかった。(いずれの地震波においても、NS 方向でロッキングが確認されている。ただし、実験の応答変位結果は、実験当日の変位計の設置状態より、試験体に変位が生じた際の精度に問題があり、表 5 に示した最大応答変位が装置許容変位と整合性がないことが確認されている)。いずれの場合も、装置の応答変位が装置許容値まで達した際の衝撃力が、自動販売機に働いていたことは、表に示す最大応答加速度が他の結果に比べ、非常に大きく計測されていることから示されている。複曲率免震装置の特徴である片側変位抑制効果についても、短周期側の変位が抑制されていることが表の装置最大変位により示されている。

本実験では、重心が高く、非常に転倒の危険性が高い機器モデルを対象としている点、免震装置には、なんら減衰器を付加していない点、振動台に免震装置を固定していない点、JMA 神戸原波においても、片側変位抑制効果を発揮し、さらに転倒防止を成し得た点から考えて、屋外における壁際等の設置スペースの制限が必要される場所での転倒防止対策として、非常に有効な手段であると言える。

Table 5 Experimental results

Input E.Q. level (Horizontal)		Input Acc. m/s ²	Equip. Acc. m/s ²	Response Max.Disp. mm	Rock ing*2
El Centro 0.25m/s	NS(3s-3s)	2.72	1.75	27	-
	EW(4s-2s)	1.39	1.20	18 / -1*1	-
Hachinohe 0.25m/s	NS(3s-3s)	1.85	1.42	12	-
	EW(4s-2s)	1.40	1.07	4 / -3*1	-
JMA Kobe 0.25m/s	NS(3s-3s)	2.40	1.54	56	-
	EW(4s-2s)	2.35	1.72	31 / -9*1	-
El Centro 0.50m/s	NS(3s-3s)	5.08	5.10	144	○
	EW(4s-2s)	2.64	1.68	43 / -14*1	-
Hachinohe 0.50m/s	NS(3s-3s)	2.48	1.39	41	-
	EW(4s-2s)	2.78	1.66	57 / -1*1	-
JMA Kobe 0.50m/s	NS(3s-3s)	4.62	2.09	72	-
	EW(4s-2s)	4.17	2.52	95 / -43*1	-
JMA Kobe 0.75m/s	NS(3s-3s)	6.67	3.38	124	○
	EW(4s-2s)	6.57	3.39	120 / -87*1	-
JMA Kobe Original	NS(3s-3s)	7.72	5.04	120	○
	EW(4s-2s)	6.53	3.42	122 / -92*1	-

*1: Longer period side (4s) / Shorter period side (2s)

*2: ○ The Rocking generation

次に、図 8 に実験結果と解析結果を比較した時刻歴応答波形及び装置変位の挙動図を示す。図 8(a)は JMA Kobe, 水平入力速度・鉛直入力速度がそれぞれ 0.50m/s, 0.25m/s, (b)には、JMA Kobe, 原波の比較になっている。図 8(a)の時刻歴応答波形を見ると、実験結果と解析結果は良好な一致を見ることができる。また、その変位波形及び挙動図より、曲率が一樣である NS 方向では、左右にほぼ同等の変位が発生しているのに対し、複曲率免震装置を適用した EW 方向では、地震時には、長周期側で多く滑動していることが分かる。

目視観察で確認されたロッキング現象は、図 8(b)の実験結果による応答加速度波形から、9 秒付近で最大許容変位に達した際の衝撃力によるものだと考えられるパルス、および応答変位時刻歴波形では、9 秒付近で波形が平らになっている部分からも確認できる。

解析結果の応答加速度波形では、数ヶ所で装置許容変位に達した際の衝突によってパルスが大きく生じている。また、変位の時刻歴波形を見ると、NS 方向の最大許容変位に達した以降は、明らかに装置挙動が異なっている。これらは、プログラムでは装置と振動台間で生じるロッキング現象を考慮していないためであり、装置最大変位に達してしまうような地震波入力に対しては、波形の形を追えるのみで、その挙動を十分に再現できるまでに至っていない。

以上の実験結果及び解析結果の比較により、装置最大変位内では装置挙動を再現性が高いことを確認することができた。従って、今後、本装置を数々の機器類への適用する際、解析により免震性能を十分に検討することが可能である。また、装置最大変位を超えるような場合では、ロッキングが起きる可能性があり、転倒に至るかどうかの判断を行うためには、解析の高度化を図る必要がある。

4. 結論

本報では複曲率免震装置の機器転倒防止技術としての有効性を検討するため、搭載機器を自動販売機とし、振動実験及び応答解析を行った。その結果、以下の知見が得られた。

- ・複曲率免震装置の固有周期は長周期側と短周期側

の平均で求められることを、正弦波応答解析による装置の共振曲線から確認することができた。

- ・振動実験及び解析により、複曲率免震装置は、免震性能を大きく損なうことなく片側変位抑制効果を発揮することを確認できた。これにより、これまでの免震装置より壁際近傍での設置が可能となることを実証した。

- ・振動実験で対象とした自動販売機は転倒の可能性が非常に高いものではあったが、JMA 神戸波においても転倒を防止することができた。これにより、本装置の機器転倒防止技術としての有効性を確認することができた。

- ・実験結果と解析結果では、良好な一致を見ることができ、プログラムによる装置挙動の再現性が高いことが確認できた。これにより、今後、本装置の機器類への適用を実験前十分に検討することができると考えられる。

以上により自動販売機等、地震時に転倒の危険性が高い機器に対して、本複曲率免震装置を適用することは、非常に有効な手段であると結論づけることができる。

5. 今後の展望

今後は、以下の項目について検討を行っていく。

- 1) 解析プログラムのさらなる高度化
- 2) 実用化に向けての装置の改良
- 3) 様々な対象物への適用検討
- 4) 設置場所による装置の検討

6. 参考文献

- (1) 阪神淡路大震災調査報告編集委員会、阪神淡路大震災被害報告、機械編、機器設備の被害、1998 年、日本機会学会。
- (2) T. Fujita, Progress of applications and developments of seismic isolation for civil and industrial structures in Japan, 7th International Seminar on Seismic Isolation, Passive Energy Dissipation and Active Control of Vibrations of Structures Assisi, Italy, October 2-5, 2001, Volume1-Lectures, 155-175
- (3) 藤田聡、木崎研二、複曲率摩擦振り子型免震装置に関する研究(第 1 報: 免震性能の基本的検討)、機械力学・計測制御電機論文誌、B(2000):459-462
- (4) 藤田 聡、ほか、球面滑り支承を用いた機器免震装置に関する研究(第 1 報: 免震支持された系についての振動試験と応答解析)、日本機械学会論文集(C 編) 59 巻 557 号(1993-1)、11-16。

(a) JMA Kobe Excitation (NS,EW: 0.50 m/s, UD:0.25 m/s)

(b) JMA Kobe Excitation (Original wave)

Fig. 8 Comparison of the results on analytical and experiment