

三次元除振・免震システムの開発

寺村 彰 吉田 治 稲葉 学 五十嵐 健二
(本社 設計第十部)

北川 陽子 平田 弘昭 浦 進悟 森田 修平
(本社 設計第十部) (本店 設計工事監理部) (本社 営業第五部) (本社 設計第十一部)

Development of Three Dimensional Seismic and Micro-vibration Control System

Akira Teramura Osamu Yoshida Satoru Inaba Kenji Igarashi
 Yoko Kitagawa Hiroaki Hirata Shingo Ura Syuhei Morita

Abstract

The authors have developed a three dimensional SEismic and MIcro-vibration CONtrol system (SEMICON) to create a vibration-free environment in clean rooms. SEMICON mainly consists of a concrete grid beam structure, laminated rubber bearings, and air springs, which reduce both horizontal and vertical vibration, ranging from micro to seismic vibration, because of the longer natural period and control of pitching and rolling motion of the system. In this paper, the system components and dynamic characteristics of SEMICON are described and two application cases are shown. In both cases, the results of vibration measurement show good vibration isolation performance.

概 要

著者らは、半導体工場等における精密嫌振機器を対象として、三次元除振・免震システム（SEMICON）の開発を行った。このシステムは、主にワッフルスラブ方式の床構造と、水平方向除振装置としての小型積層ゴム、上下方向除振装置としての空気ばねから構成されており、微振動から大地震まで、水平2方向および上下方向の振動を抑制することができる。本報では、SEMICONの構成要素および動的特性について述べ、実物件に適用した事例を2件紹介する。両事例とも、実測により良好な除振免震性能が確認された。

1. はじめに

近年、半導体工場及びその先端研究施設等では、製造設備や検査装置の高性能化に伴ない、それらの振動許容値はますます厳しくなりつつある。その一方で、ウエハサイズの大型化に伴なって大型化した機器をレイアウトする必要があるため、建築構造は大スパン、高階高を余儀なくされ、構造体の水平固有振動数、床スラブの上下固有振動数が低下し、ますます揺れやすい建築構造物となりかねない状況にある。

また、このような精密嫌振機器は非常に高価なものであるため、大地震時に破損しないように安全性確保を要求される場合が増えている。

このように、厳しい振動許容値と大空間構造物といった相容れない要求を一般の建築設計的に満たそうとすると、過剰な構造部材を選定せざるを得ず、大幅なコスト増を招くことになる。

この問題を解決するため、振動を特に嫌う機器が配置されるエリアに嫌振ゾーンを設定し、そこで集中対策する方法を提案する。その嫌振ゾーンは、以下に示す嫌振レベルに分け、それぞれに適した技術を適用することを提案する。

(1) 低クラス嫌振ゾーン

既存の建屋を改修してクリーンルームにしたり、新たに振動許容値の厳しい機器を設置せざるを得なくなった場合などは、建屋自体はRC造等で剛に設計されているため、二重床構造体の嫌振ゾーンに剛な構造体として”制振架台”を導入する。

(2) 中クラス嫌振ゾーン

既存建屋での振動調査あるいは新規建屋での微振動解析結果において、建屋構造体あるいは基礎スラブのレベルで振動許容値を越えているが、半分程度に低減できればよい場合、低コストの”簡易型除振台”で対応する。

(3) 高性能クラス嫌振ゾーン

立地条件が悪く地盤振動が非常に大きい場合や、設備機器のレイアウト計画を優先し、多層あるいは大スパン構造体で新規建屋を設計した場合など、振動調査や微振動解析結果において、建屋構造体あるいは基礎スラブのレベルで振動許容値を越えており、大幅に除振しなければならないことが予測される場合、”高性能除振・免震システム（SEMICON）”で対応する。

本報では、(3)に適用する高性能三次元除振・免震システムの構成要素、動的特性について述べ、実物件に適用した2つの事例を報告する。

2. 除振・免震システム概要

2.1 システム構成

Photo 1, Fig. 1にSEMICONの試作モデルの形状を示す。この試作モデルは、平面寸法3m×3m、重量7tfである。

本システムの主な構成要素は、Fig. 1に示すように、通気可能なワッフルスラブ（あるいはグリッドビーム）と、上下振動用に空気ばね（固有振動数1.5Hz以下）、金属ばね、粘性ダンパ、水平振動用に多段小型積層ゴム（固有振動数0.5Hz）とソフトランディングからなっている。

金属ばねは、フラットバーを成形したものであり、上下方向に十分柔かく、水平2方向に剛である。この金属ばねは、空気ばねに並列に取り付けられて、空気ばねの欠点である水平低剛性を高める機能をもつとともに、ワッフルスラブの回転運動および荷重偏心による局部的な沈み込みを抑制する平行リンク機構の機能を持つ。

ソフトランディングは、多段積層ゴムの上下プレート間に設置されており、上部プレートから支持されたパイプ状構造体の下部にはテフロン、さらにその下部にはステンレス板が敷設されていて、常時微動レベルではテフロンとステンレス板の間は非接触の状態であるが、地震動レベルに達すると、水平変位の増大に伴う積層ゴムの沈み込みにより、両者は密着する。このとき、テフロンには荷重P（ $\leq W$ ：上部構造荷重）が作用し、これにより、滑り摩擦抵抗力Q $=m \cdot P$ （摩擦係数 $m=0.15$ ）が

変位依存型の振動エネルギー吸収ダンパとして作動するとともに、大変形時には小型積層ゴムの座屈を防止し、強震時の安全性を確保する。³⁾

2.2 システムの動的特性

常時微動における空気ばね、平行リンク機構、多段積層ゴムで構成される全体系の剛性モデルは、Fig. 2のように空気ばねと平行リンク機構が並列に配置され、それらに積層ゴムが直列に配置されている系と考えることができる。従って、全体系の剛性kは、空気ばね剛性ka、平行リンク機構剛性kb、多段積層ゴム剛性kcを用いると、次式のように表せる。

$$k = \frac{(ka + kb)kc}{ka + kb + kc} \quad \dots \dots \dots (1)$$

- ・水平剛性 k_l ： $kb \gg kc \gg ka$ より、 $k_l \approx kc$ とする
- ・上下剛性 k_z ： $kc \gg ka \gg kb$ より、 $k_z \approx ka$ とする

- ・回転剛性 k_r ： $kb \gg ka$ より、 $k_r \approx \frac{kbkc}{kb + kc}$ とする

減衰に関しても近似して次のように表せる。

- ・水平減衰 h_l ：多段積層ゴム減衰を h_c とすると、 $h_l \approx h_c$
- ・上下減衰 h_z ：粘性ダンパ減衰を h_d とすると、 $h_z \approx h_d$
- ・回転減衰 h_r ：粘性ダンパ減衰を h_d とすると、 $h_r \approx h_d$

また、地震時の大変形時には、Fig. 3に示す特性のソフトランディングが水平ダンパーとして機能することになる。

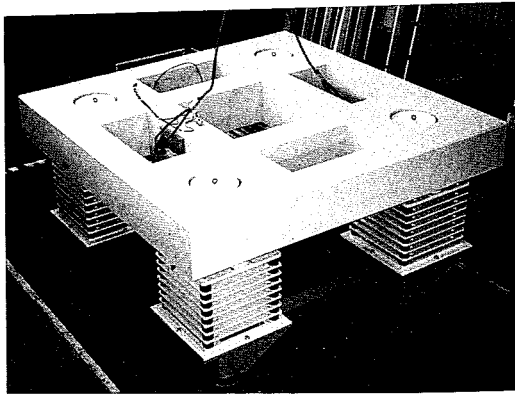


Photo 1 三次元除振・免震システムの外観
Appearance of SEMICON

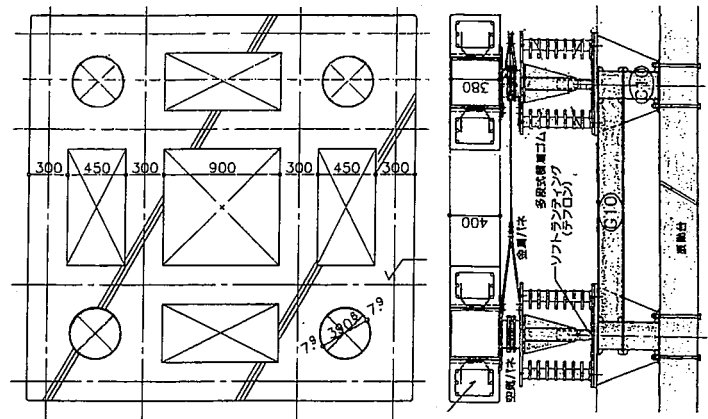


Fig. 1 三次元除振・免震システムの概要図
Schematic View of SEMICON

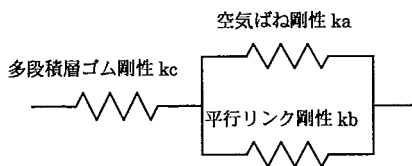


Fig. 2 全体系の剛性モデル
Stiffness Model of the System

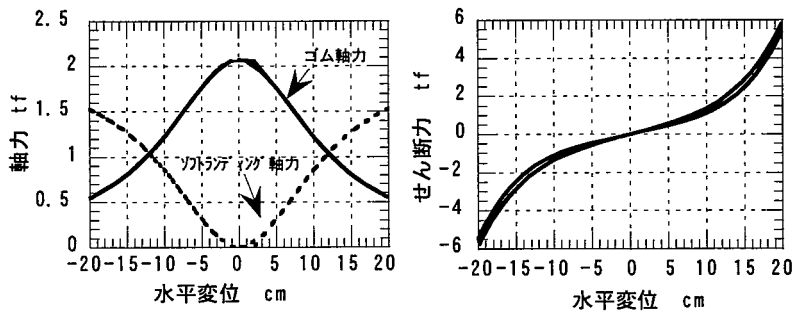


Fig. 3 ソフトランディングの特性
Characteristics of Friction Damper

2.3 振動方程式

除振台上に嫌振機器を搭載した場合、除振台の水平およびロッキング自由度、嫌振機器の水平自由度を考慮して、Fig. 4 のようなモデルに表すことができる。ただし、上下方向は1自由度系で表している。また、この振動方程式は次式で表される。

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} m_2 & 0 & 0 \\ 0 & m_1 & 0 \\ 0 & 0 & I \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_1 \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_2 & -c_2 & -c_2 l \\ -c_2 & c_2 + c_1 & c_2 l \\ -c_2 l & c_2 l & c_r + c_2 l^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_2 \\ \dot{x}_1 \\ \dot{\theta} \end{Bmatrix} \\ + \begin{bmatrix} k_2 & -k_2 & -k_2 l \\ -k_2 & k_2 + k_1 & k_2 l \\ -k_2 l & k_2 l & k_r + k_2 l^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_2 \\ x_1 \\ \theta \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} m_2 \\ m_1 \\ 0 \end{bmatrix} \ddot{x}_0 \quad \dots (2) \\ m_2 \ddot{z} + c_2 \dot{z} + k_2 z = -m_2 \ddot{z}_0 \end{cases}$$

ここで、 m_1 : 除振台質量、 m_2 : 嫌振機器質量、 I : 除振台重心周りの慣性モーメント、 m_z : 上下質点質量、 k_1 : 除振台水平剛性、 k_2 : 嫌振機器水平剛性、 k_r : 除振台回転剛性、 k_z : 除振台上下剛性、 c_1 : 除振台水平減衰、 c_2 : 嫌振機器水平減衰、 c_r : 除振台回転減衰、 c_z : 除振台上下減衰、 l : 嫌振機器重心高さ、を表す。

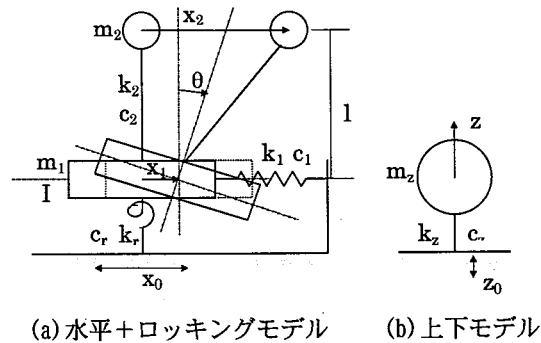


Fig. 4 動的解析モデル Analytical Model

3. 実施例

3.1 嫌振精密機械への適用

対象とする嫌振精密機械は、既存RC造建物1階を改造して新設されることとなった。この設置予定場所は、新幹線、在来JR本線から約500mの位置にあり、また、大型タンクローリー、大型トレーラー、トラック等が走行する構内道路から約10mの位置にある。これらの交通振動による影響が心配される場所である。

3.1.1 設計用入力波 除振計画の立案に先立って、設計用振動入力波を採取する目的で、試験車両走行時の振動測定を実施した。各測定ケースで得られた全ての地盤振動の包絡スペクトルを当サイトでの除振台設計用入力振動とした。Fig. 5に設計用入力スペクトルを示す。

3.1.2 要求性能 嫌振機械の振動許容量は、設置する床の振動量が安全領域、不確定領域、危険領域の3区分でそれぞれ1Hz~100Hzの振動数範囲で評価した。目標とした安全領域の上限を、振動数1Hz以上でほぼ振動速度 $1.0 \times 10^{-3} \text{ cm/s}$ で一定とした。

3.1.3 除振装置の概要 除振装置は以下の考え方に基づき、固有振動数を水平0.5Hz、上下1.5Hz、減衰定数を水平・上下共に $h=C/Cc=0.10$ として設計した。

- 1) 振動測定結果および機械の振動許容量から、入力振動で最も卓越する6Hz成分を1/5以下に低減する。
- 2) 嫌振精密機械の配管および電気配線による剛性付与が除振性能に著しく影響を及ぼさないこと。
- 3) 嫌振精密機械稼動時に発生する数kgfの動荷重に対して、除振台の質量効果を期待できるものとする。

適用した除振台の概要をFig. 6 に示す。機械重量約2.0tfを支持する除振台は、平面形状3.1m×3.1m、厚さ約

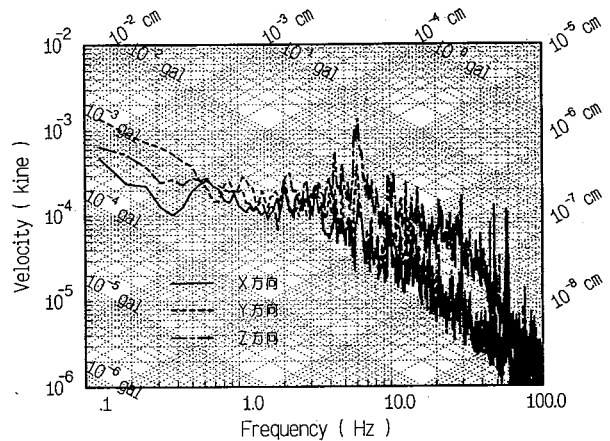


Fig. 5 設計用入力地盤振動 Input Wave for Design

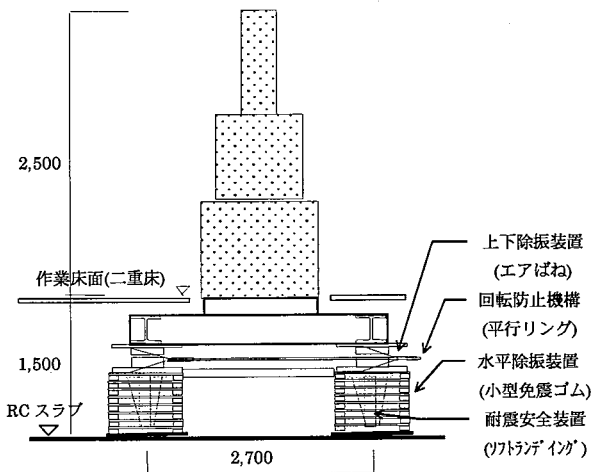


Fig. 6 除振装置概要 Schematic View of SEMICON

0.4mのS造グリッドビーム（一部RC造）、除振装置を含む総高さが1.5m、重量約6tfであり、水平および上下方向に除振される。Photo 2に除振台の完成状況を示す。

3.1.4 免震性能 除振台据付け前に、免震性能を確認する目的で振動台試験を行った。試験に採用した強震記録波は、エルセントロ1940NS波、宮城県沖地震1978NS波、兵庫県南部地震神戸海洋気象台観測1995NS波の3波である。Fig. 7に入力加速度を 50 cm/s^2 程度から 600 cm/s^2

前後まで順次大きくした試験結果を、横軸に入力加速度、縦軸に除振台上加速度をとって示す。同図より、入力に対して除振台の加速度は1/4から1/6程度に低減されていることがわかる。

3. 1. 5 除振性能 除振台据付け後、嫌振精密機械を除振台に搭載する前に、除振特性を確認する目的で振動測定を行った。Fig. 8に底盤（除振台設置床）に対する除振台の振動伝達関数を示す。この結果より、除振台の固有振動数は水平0.5Hz、上下1.5Hzであり、目標周期が達成されていることがわかる。また、除振台と底版の代表的な常時微動加速度測定波形をFig. 9に示す。この結果は底版の加速度0.13~0.27cm/s²に対し除振台で0.02cm/s²であることを示し、大きな除振効果が確認された。

精密嫌振機械を振動台に搭載した後に、除振台の性能確認測定を実施した。事前に実施した振動環境調査項目の内、振動が大きかった“30トントレーラー走行時”の振動測定結果を代表例として、振動許容値とともにFig. 10に示す。図より、除振台上の振動は全ての振動数範囲で振動許容値を下回っていることがわかる。なお、機械搭載後の除振台の固有振動数は、上下方向においては変化が少ないが、水平方向は精密機械の配管および配線による2次的な剛性が働いて約1.0Hzへと短周期化する傾向にある。当初、Fig. 5より振動の少ない2Hz付近までの短周期化は許容されるものとしていた。

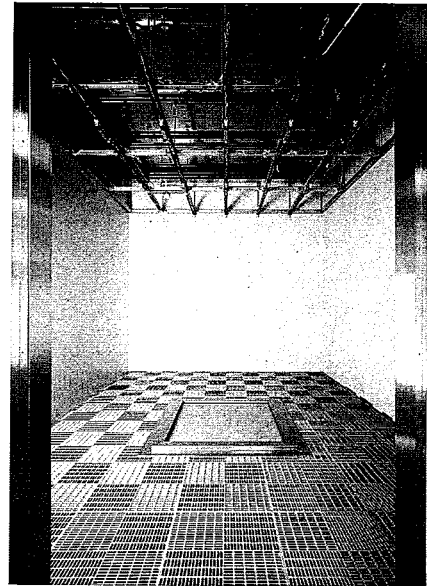


Photo 2 除振台の完成状況
Appearance of SEMICON

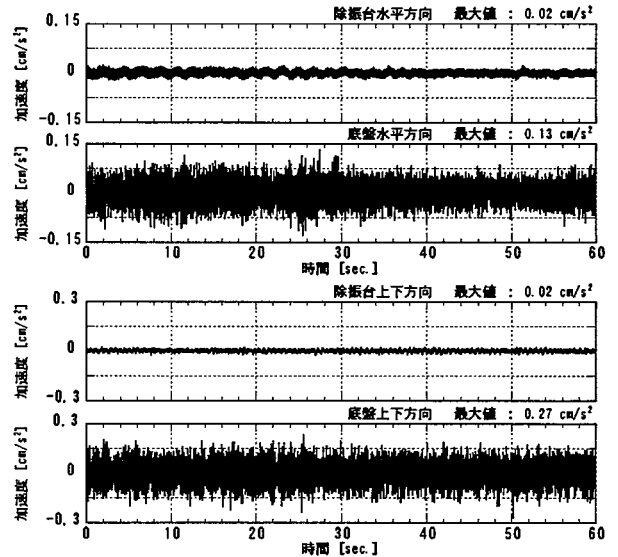


Fig 9 常時微動加速度測定結果
Measured Waves under Ambient Micro-vibration

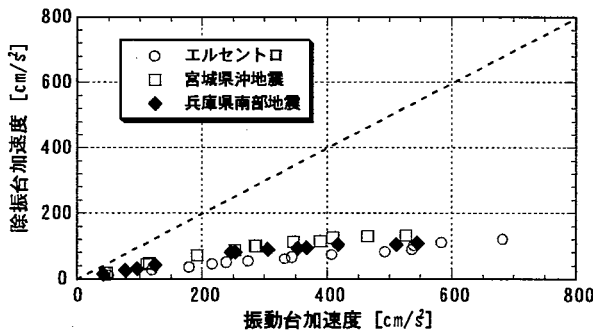


Fig. 7 地震波入力振動台試験結果
Response under Earthquake Oscillation

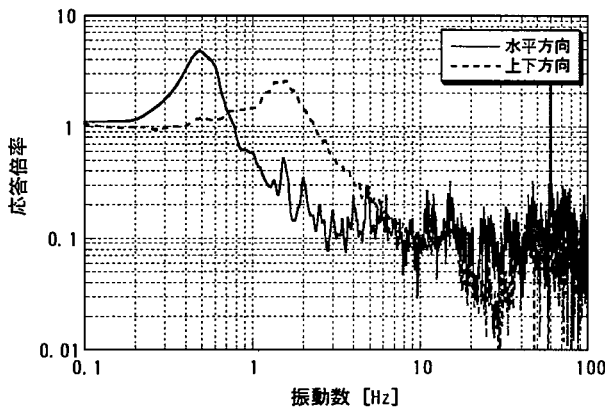


Fig. 8 振動伝達率 (除振台/底盤)
Transfer Ratio to Input Base Motion

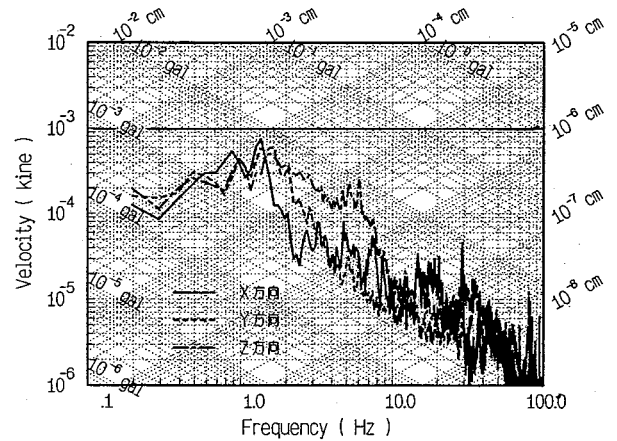


Fig. 10 振動許容値との比較
Measured Vibration Compared to Criteria

3.2 縦長嫌振機械への適用

対象機械は重量が約7tf、幅奥行き寸法約1.8m、高さ約6.5mの縦長機械で、製造中のわずかな傾きや揺れを嫌う精密設備である。軟弱地盤に建つ工場でRC造床盤からの微振動を低減する目的で、SEMICONシステムを応用した。本報告では対象機械を模擬する試験体を製作して振動台実験などでその諸性能を確認した結果を述べる。

3.2.1 試験体の形状 対象機械を模擬する試験体と除振台の概略形状をFig. 11に示す。試験体は重量、重心高さ、固有振動数を実機に合わせて製作した。

3.2.2 要求性能 対象機械の要求性能を次に示す。

1) RC造床盤の振動は、別途に実施された振動計測結果から、4Hz付近で卓越し、変位4 μ m、加速度0.4cm/s²程度である。そこで除振性能は、実績に照らして入力に対する除振台の振動伝達率が振動数4Hzで水平動-5dB、鉛直動-14dB以下とされた。

2) 機械内部の可変周期2~5秒をもつ装置との共振を避ける。

3) 機械の動的な傾き制限より、除振台は水平度0.1mm/m以内とする。

4) 製造中に目視検査のため機械に人が触れる場合(想定水平荷重5kgf)に過大な揺れを伴わないこと。

5) 強震時に機械の転倒に対する安全性を確保する。

6) 除振装置は除振機能ON(浮上)とOFF(着座)の切り替えが出来ること。

3.2.3 除振装置の概要 除振装置の外観姿をPhoto 3に示し、その構成をTable 1に示す。除振装置は水平除振用積層ゴムと鉛直除振用のレベル調整機能付き空気ばね、ロッキング振動の抑制機能を強化した平行リング機構、また、強震用に併設したソフトランディング、粘性ダンパおよび引抜き防止用金物等で構成される。

除振台は組立て調整後に金尺、レベル計、ピアノ線、レーザー変位計を用いて寸法検査を行ない、設計値に対する製作精度が1.0mm以内であることを確認した。

除振機能のON, OFF操作は、空気ばねのエア供給弁と開放弁により行なわれる。除振台の浮上高さは、着座高さを或基準レベルから+3mm、浮上高さ+8mmと設定して調整を行なった。

3.2.4 除振台の水平安定性 除振台の四隅に上下用センサーを配し、常時微動測定波形を観察し及びFFT周波数解析値を分析した結果、除振台の動きは、0.1Hzから20Hzまで同位相で数ミクロン程度の安定した上下動であり、回転防止機構の働きにより、ロッキング回転動が励起されていないことを確認した。

3.2.5 着座と浮上繰り返し時の再現精度 着座と浮上とを3回以上繰り返して上下変位を測定した結果、除振台4隅の設定値に対する最大誤差は0.057mm、水平度の最大誤差は0.028mm/mであり十分な水平度と再現性を保つことを確認した。

3.2.6 水平荷重5kgf 載荷時の水平度 機械重心位置に水平力5kgf作用した時の除振台の水平度は、Fig. 12に示

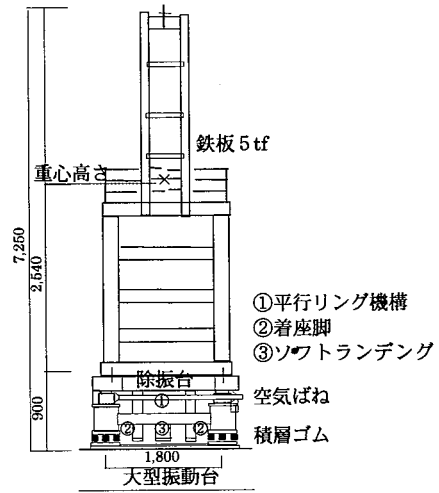


Fig. 11 試験体形状
Schematic View of Test Model

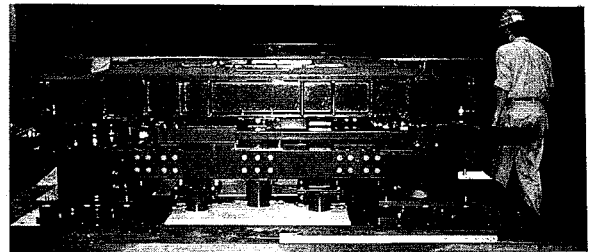


Photo 3 除振装置外観
Appearance of SEMICON

Table 1 除振装置の構成
Devise List of SEMICON

構成要素	機能および諸元
定盤	機械固定用H型鋼補強鉄板
空気ばね	上下除振装置、固有振動数1.5Hz 2.4tf用4台、浮上高さ8mm、浮上圧6.9kgf/cm ²
鉛直ダンパ	粘性系ダンパ 減衰定数h=C/Cc=0.2
小型積層ゴム	水平除振装置、固有振動数1.0Hz 直径φ100mm、ゴムシート厚2.5mm14枚、24個
平行リング機構	ロッキング抑制装置、フラットバー+棒状型鋼
ストッパー装置	空気ばねおよび平行リング機構の耐震安全装置
着座装置	除振機能OFFの着地装置、耐荷重20tf/個、8個
ソフトランディング	積層ゴムの耐震安全装置、耐荷重20tf/個、4個 滑り材料+衝撃吸収シート+ステンレス板

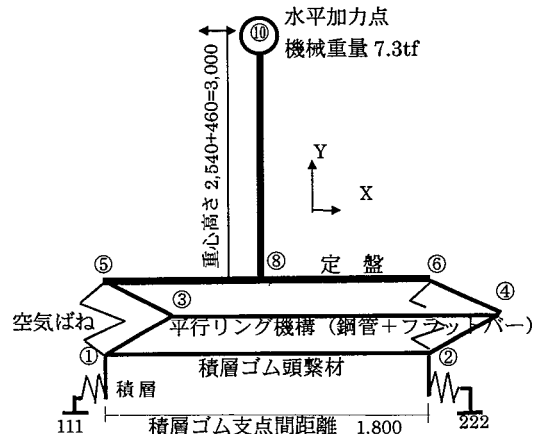


Fig. 12 回転防止機構の解析モデル
Analytical Model for Anti-Rocking Link

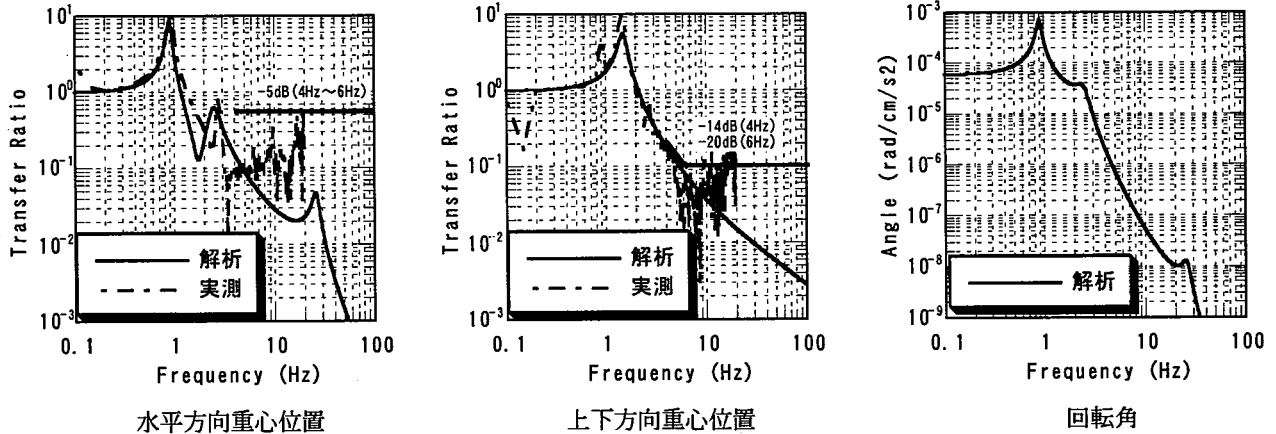


Fig 13 振動伝達率 (除振台/底盤)
Transfer Ratio to Input Base Motion

す回転防止機構モデル系の解析値が0.023mm/m、測定値が0.034mm/mであり、ほぼ対応した。

3.2.7除振性能 Table 2に示す諸元とFig 4の解析モデルから計算した入力底盤に対する試験体重心位置の水平、上下と回転成分の振動伝達率をFig. 13に示す。同図に実測結果も示すが、解析値と測定値は良く対応している。除振性能は、振動数4~6Hzで水平成分約-20dB (1/10)、上下成分約-14dB以下である。除振周期は水平0.90Hz、上下1.49Hzであり、対象機械内部の固有周期0.5Hz以下に対する共振は避けられている。

3.2.8強震応答に対する安全性 やや長周期成分が含まれる八戸港湾波1968. NSと現地の測定波を拡大した波を入力波として大型振動台実験を行なった。試験体の重心位置の最大加速度実験値を計算値と比較してTable 2に示す。地震動の大きさは八戸波で最大50カイン(331cm/s²)相当であり、試験体の転倒に対する安全性が確認できた。なお、同表に浮上時と着座時の実験結果を示すが、浮上時の除振免震周期約1秒の周期特性から顕著な免震効果はないものの試験体の震動増幅現象は認められない。また、着座時の実験値では300cm/s²以上の入力に対して着座脚の滑りによる免震効果が認められた。

4. まとめ

高性能三次元除振・免震システムSEMICONの概要について説明し、個々の機器に適用した実例2件について紹介した。実例の后者は、その後国外工場へ3台納品し、現在、順調に使用されている。なお、このSEMICONシステムは、100m²~300m²の除振エリアに適用し、複数の精密減振機器を設置することもできるものである。

参考文献

- 1) 北川, 寺村, 他: 三次元免震・除振台の開発研究 (その1), 日本建築学会学術講演会梗概集, p. 765

Table 2 振動解析定数
Parameters for Analysis

除振台質量 m_1	1310/980 (kgf·s ² /cm)
試験体質量 m_2	7300/980 (kgf·s ² /cm)
回転慣性モーメント I	264/980×10 ⁶ (kgf·cm·s ² /rad)
上下質点質量 m_z	8610/980 (kgf·s ² /cm)
除振台水平剛性 k_1	722.5 (kgf/cm)
試験体水平剛性 k_2	2.38×10 ⁴ (kgf/cm)
除振台回転剛性 k_r	3.22×10 ⁷ (kgf·cm/rad)
除振台上下剛性 k_z	774.2 (kgf/cm)
除振台水平減衰 c_1	12.6 (kgf·s/cm)
試験体水平減衰 c_2	16.8 (kgf·s/cm)
除振台回転減衰 c_r	5.48×10 ⁵ (kgf·cm·s/rad)
除振台上下減衰 c_z	15.3 (kgf·s/cm)
試験体重心高さ l	254 (cm)

Table 3 地震入力に対する振動台実験結果 単位cm/s²
Response under Earthquake Oscillation

	浮上時			着座時	
	入力	実験値	計算値	入力	実験値
八戸波	102	70	88	108	120
	189	135	162	196	191
	290	275	250	316	294
	346	340	298	390	322
現地波	99	44	52	—	—
	204	81	106	—	—
	315	130	164	—	—
	370	142	193	382	166

~766, (1996)

- 2) A. Teramura, et. al: Three-Dimensional Micro-Vibration Control System, 12th ASCE Engineering Mechanics Conference Proceedings, p. 310-313, (1998)
- 3) 寺村, 野畑: 免震装置のフェールセーフ機構に関する研究 (その3), ソフトランディング免震構造動的特性と限界性能試験, 大林組技術研究所報, No. 53, (1996.6)