

積層ゴムによる重量機器の免震支持 (第4報 免震支持された系についての応答解析)

An Aseismic Base Isolation System Using Laminated Rubber Bearings for Heavy Mechanical Equipment
(4th Report: Response Analysis of Isolated Equipment)

藤田 隆 史*・藤田 聡*・芳 沢 利 和*・鈴 木 重 信*
Takafumi FUJITA, Satoshi FUJITA, Toshikazu YOSHIZAWA and Shigenobu SUZUKI

1. ま え が き

本報告は、免震支持される機器を一質点系（厳密には後述のように三自由度系）とし、水平および回転運動を考慮した解析モデルを作成し、免震支持された系の地震時挙動を解析したものである。まず、第3報³⁾で報告した縮尺モデルの実験結果について、本解析モデルを用いた解析結果との比較を行い、解析モデルの妥当性を確める。つぎに、第1報¹⁾でも報告した10 ton用実大免震支持装置を用いた系についての検討を行う。

2. 解析モデル

本解析モデルは、図1に示すように、運動の自由度として機器上部質量および基部の水平方向変位と機器全体の回転を考慮に入れた三自由度モデルである。免震支持装置のモデルは、水平方向をばね要素、粘性減衰要素およびクーロン摩擦要素の並列結合で構成、そして回転方向を回転ばね要素と粘性減衰要素の並列結合で構成する。このような解析モデルの運動方程式は、回転角を微小とした場合、以下の式によって表すことができる。

(i) 摩擦ダンパのすべりがない場合—Phase I

$$m_1 \ddot{x}_c + c(\dot{x}_c - H\dot{\phi}) + k(x_c - x_B - H\phi) = -m_1 \ddot{z}_H \quad (1)$$

$$x_B = \text{const.}, \quad \dot{x}_B = 0 \quad (2)$$

$$(I_1 + I_2)\ddot{\phi} - c(\dot{x}_c - H\dot{\phi})(H+h) + (L^2 C_V + C_\phi)\dot{\phi} - k(x_c - x_B - H\phi)(H+h) + (L^2 K_V + K_\phi)\phi = -m_2 \ddot{z}_H \quad (3)$$

(ii) 摩擦ダンパのすべりがある場合—Phase II

$$m_1 \ddot{x}_c + c(\dot{x}_c - \dot{x}_B - H\dot{\phi}) + k(x_c - x_B - H\phi) = -m_1 \ddot{z}_H \quad (4)$$

$$m_2 \ddot{x}_B - c(\dot{x}_c - \dot{x}_B - H\dot{\phi}) + C_H \dot{x}_B + F_K \text{sgn}(\dot{x}_B) - k(x_c - x_B - H\phi) + K_H x_B = -m_2 \ddot{z}_H \quad (5)$$

$$(I_1 + I_2)\ddot{\phi} - c(\dot{x}_c - \dot{x}_B - H\dot{\phi})H - C_H \dot{x}_B h + (L^2 C_V + C_\phi)\dot{\phi} - F_K \text{sgn}(\dot{x}_B)h - k(x_c - x_B - H\phi)H - K_H x_B h + (L^2 K_V + K_\phi)\phi = 0 \quad (6)$$

(iii) Phase I と Phase II の切換条件

$$\left. \begin{aligned} &|m_2 \ddot{z}_H - c(\dot{x}_c - H\dot{\phi}) - k(x_c - x_B - H\phi) + K_H x_B| > F_S \\ &\text{のとき Phase I} \rightarrow \text{Phase II} \end{aligned} \right\} (7)$$

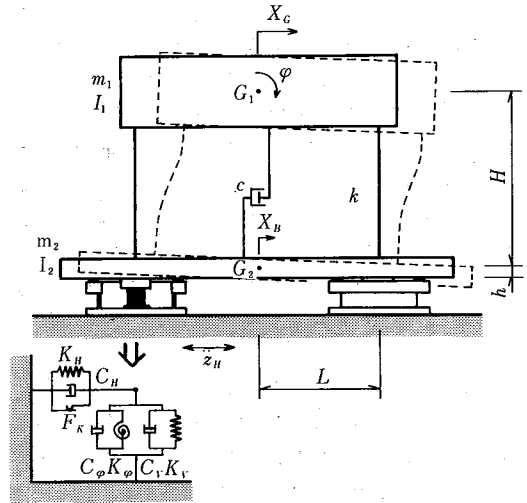


図1 免震支持された系の解析モデル

$$\left. \begin{aligned} &x=0 \text{ かつ, } |m_2(\ddot{x}_B + \ddot{z}_H) - c(\dot{x}_c - H\dot{\phi}) \\ &- k(x_c - x_B - H\phi) + K_H x_B| \leq F_S \end{aligned} \right\} (8)$$

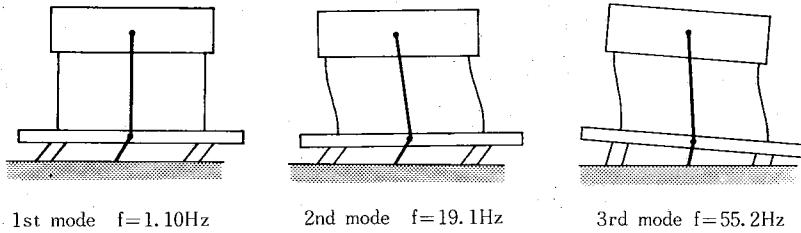
のとき Phase II → Phase I

ここで、 x_c, x_B はおのおの機器の重心、機器の基部の地表面に対する相対変位、 ϕ は上部構造物の回転角、 m_1, m_2 はおのおの機器、基部の質量、 I_1, I_2 はおのおの機器、基部の重心まわりの慣性モーメント、 c, k はおのおの機器の減衰定数、ばね定数、 C_H, K_H はおのおの積層ゴムの水平方向の総減衰定数、総ばね定数、 C_V, K_V はおのおの免震支持装置の鉛直方向の総減衰定数、総ばね定数、 C_ϕ, K_ϕ はおのおの免震支持装置の総回転減衰定数、総回転ばね定数、 F_K, F_S はおのおの摩擦ダンパの動摩擦力、静摩擦力の合力、 H は機器と基部の各重心間距離、 h は基部重心と摩擦面間距離、 $2L$ は振動方向の免震支持装置間距離、 \ddot{z}_H は地動の水平方向加速度である。また、

$$\begin{aligned} m_t &= m_1 + m_2, & I_t &= I_1 + I_2, & \gamma &= m_1/m_t, & \rho^2 &= I_1/m_t, \\ \omega_0 &= \sqrt{k/m_1}, & \Omega_H &= \sqrt{K_H/m_t}, & \Omega_V &= \sqrt{K_V/m_t}, \\ \Omega_\phi &= \sqrt{K_\phi/I_t}, & \eta &= c/2\sqrt{m_1 k}, & \zeta_H &= C_H/2\sqrt{m_t K_H}, \\ \zeta_V &= C_V/2\sqrt{m_t K_V}, & \zeta_\phi &= C_\phi/2\sqrt{I_t K_\phi}, \end{aligned}$$

$$\bar{\mu}_K = F_K/m_t g, \quad \bar{\mu}_S = F_S/m_t g$$

* 東京大学生産技術研究所 第2部



1st mode $f=1.10\text{Hz}$ 2nd mode $f=19.1\text{Hz}$ 3rd mode $f=55.2\text{Hz}$

図 2 摩擦ダンパがない場合の固有振動モード

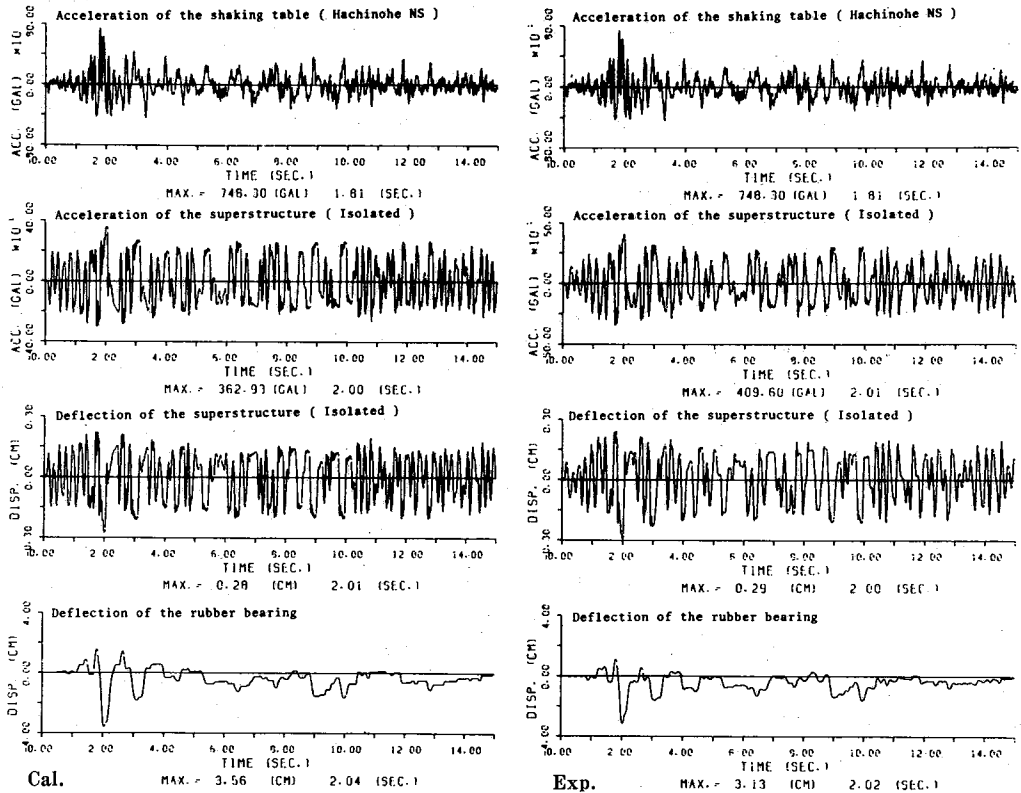


図 3 応答波形における解析結果と振動実験結果の比較 (八戸 NS 波入力の場合)

とおく。

3. 摩擦ダンパがない場合の固有振動モード

免震支持された系の基本的な振動性状を知るために、摩擦ダンパがない場合の固有値解析を行う。式(4)~(6)より次のような非減衰自由振動の運動方程式を得る。

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & I_1+I_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_G \\ \ddot{x}_B \\ \ddot{\varphi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k & -k & -Hk \\ -k & k+K_H & Hk \\ -Hk & Hk-hK_H & H^2k+L^2K_V+K_\varphi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_G \\ x_B \\ \varphi \end{bmatrix} = 0 \quad (9)$$

図 2 にモード解析の結果を示す (解析に用いたパラメー

タの値については次節参照)。一次モードではスウェイモードが卓越しているが、二次、三次モードになるに従い回転の影響が大きくなっている。また、二次モードにおいては、機器上部質量は空間に固定され、基部が揺れているようなモードであることがわかる。

4. 縮尺モデルによる振動実験結果との比較

第 3 報³⁾の縮尺モデルについての応答解析を、本解析モデルを用いて行った。解析に用いたパラメータの値は振動実験の際に実測した値と、第 2 報²⁾で報告した 10 ton 用実大免震支持装置の基礎実験より得られた値から相似則を用いて算出したものである。以下に、これらの諸値を示す。

研究速報

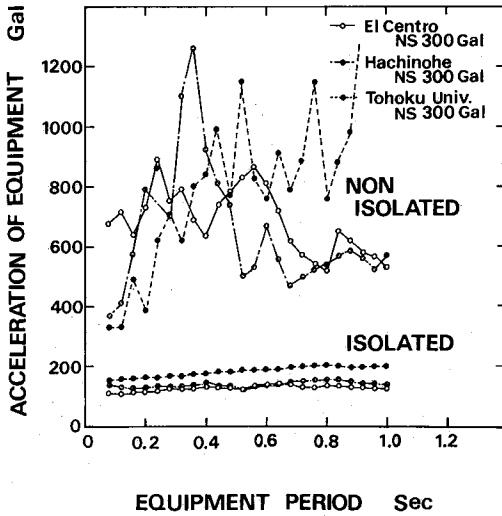


図4 機器の固有周期を変化させた場合の免震性能 (応答加速度の比較)

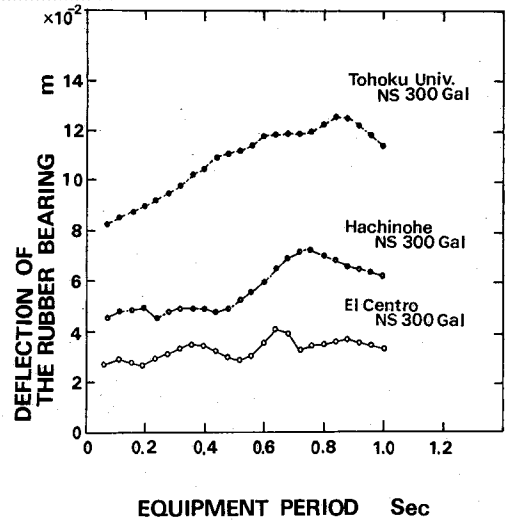


図5 機器の固有周期を変化させた場合の積層ゴムの変位

(i) 縮尺モデルの振動実験より求めた値

$\omega_0 = 36.1 \text{ rad/s}$, $\eta = 0.030$, $\Omega_H = 7.10 \text{ rad/s}$, $\zeta_H = 0.034$, $\Omega_V = 237 \text{ rad/s}$, $\rho^2 = 0.257 \text{ m}^2$, $H = 0.983 \text{ m}$, $h = 5.45 \times 10^{-2} \text{ m}$, $L = 0.658 \text{ m}$, $\gamma = 0.91$, $\bar{\mu}_K = \bar{\mu}_S = 0.181$

(ii) 10 ton 用実大モデルの基礎実験より相似則を用いて算出した値

$\Omega_\phi = 145 \text{ rad/s}$, $\zeta_\phi = 0.03$, $\zeta_V = 0.03$

ただし、 ζ_ϕ , ζ_V に関しては推定値を用いている。

図3に地震応答解析結果の一例として、八戸 NS 波を入力した場合の波形を示す。機器の応答加速度、応答変位そして積層ゴムの変位のいずれについても解析結果は実験結果の波形を非常に良く再現している。また、第3報³⁾の図12では、各地震波に対する免震支持された系の最大応答加速度と積層ゴムの最大たわみ量について、実験結果と解析結果を比較している。応答加速度に関しては、解析結果がわずかながら小さく、逆に積層ゴムのたわみに関しては若干大きくなっているが、この程度の差は免震性能を評価する際には問題にならないと考えられる。さらに、第3報¹⁾の図8、図9および図10に示される各共振曲線にも解析結果を併記したが、ほぼ満足し得る結果が得られている。

5. 実大免震支持装置を用いた系の地震応答解析

本解析モデルを用いて、10 ton 用実大免震支持装置を用いた系の地震応答およびその免震性能を検討する。搭載機器としては縮尺モデルの寸法、形状を逆に実大スケールに拡大する。また、実大免震支持装置の諸特性値は基礎実験より得た値を用いる。以下に諸定数を示す。

$\eta = 0.030$, $\Omega_H = 3.05 \text{ rad/s}$, $\zeta_H = 0.0339$, $\Omega_V =$

136 rad/s , $\zeta_V = 0.03$, $\Omega_\phi = 64.1 \text{ rad/s}$, $\zeta_\phi = 0.03$, $\rho^2 = 1.33 \text{ m}^2$, $H = 2.23 \text{ m}$, $h = 0.124 \text{ m}$, $L = 1.50 \text{ m}$, $\gamma = 0.91$, $\bar{\mu}_K = \bar{\mu}_S = 0.08$

ただし、 Ω_H は積層ゴムのたわみが 8 cm でのばね定数より求めた値であり、 ζ_H は最低保証値である。また、 ζ_V , ζ_ϕ は推定値である。図4は、固有周期が 0.08 s (12.5 Hz) から 1.0 s (1.0 Hz) の範囲にある機器について、免震されている場合と免震されていない場合の機器の応答加速度を比較したものである。この結果より、各地震波入力に対し、免震することにより機器の応答加速度がその固有周期によらず低減されていることがわかる。図5にその際の積層ゴムの最大たわみ量の様子を示す。入力地震波の種類により、かなり異なった値を示しているが、全体的に機器の固有周期がのびると増大するようである。

6. あとがき

本解析モデルを用いた解析結果と第3報³⁾で報告した実験結果の比較により、解析モデルの妥当性を検証した。また、本解析モデルを用いて 10 ton 用実大免震支持装置を用いた系の解析を行い、その免震性能を確認した。

(1982年11月17日受理)

参考文献

- 1) 藤田(隆), 藤田(聡), 芳沢; 積層ゴムによる重量機器の免震支持 (第1報), 生産研究, Vol. 34, No. 2 (1982)
- 2) 藤田(隆), 藤田(聡), 芳沢; 積層ゴムによる重量機器の免震支持 (第2報), 生産研究, Vol. 34, No. 9 (1982)
- 3) 藤田(隆), 藤田(聡), 芳沢, 鈴木; 積層ゴムによる重量機器の免震支持 (第3報), 生産研究, Vol. 35, No. 2 (1983)