

# 高減衰マウントを用いた 建機キャブ系振動シミュレーション技術

Vibration Analysis for Cab-system of Construction Machinery  
with High-damping Mount

技術本部 川口正隆\*1 安田千秋\*2  
新キャタピラー三菱株式会社 山川 淳\*3

車両型建機への高減衰マウントの導入は構造物を含む防振支持系に減衰を付加することにより、実作業時にキャブに発生する残留振動の整定を速め、内部に搭乗するオペレータへの振動負荷の低減（乗心地の向上）並びに構造耐久性（振動強度）の向上を図るという目的を有する。本報は車両型建設機械の中で油圧ショベルを一例に、ビスカスマウントを含むキャブ防振支持系の概念設計に供すべき振動解析技術の開発を目的に、剛体モデルをベースとしたマウント—構造連成系の力学モデル提案と実験的なパラメータの導出を行い、実働作業時のキャブ振動応答の試解析を行った結果、実測と非常に良好に対応し、開発目的を満足していることを確認した。

In line with trends to make higher quality construction machinery, designers have worked to control cab vibration for improving reliability and riding comfort. Conventionally, the cab is isolated from the vehicle by rubber mounts that prevent vibration energy from propagating. This system involves several eigenvalues with small damping below 10 Hz, so high-damping mounts are now becoming common in cab system design. It is very difficult, however, to predict vibration between the mount and adjacent structures, limiting the applicability of this concept in controlling cab vibration a limitation that must be eliminated. To introduce a basically technical approach, we studied mathematical simulation for the cab system for a hydraulic excavator as an example, using a rigid body with a mechanical model for the mount and structural virtual springs for adjacent structures. We found that cab vibration is dominated by rigid body motion, determined by its mass properties and springs.

## 1. ま え が き

車両型建機への高減衰マウントの導入は構造物を含む防振支持系に減衰を付加し、実作業時にキャブに発生する残留振動の整定を速め、内部に搭乗するオペレータへの振動負荷の低減（乗心地の向上）並びに構造耐久性（振動強度）の向上を図るという目的を有する<sup>(1)(2)(3)</sup>。

しかしながら、従来設計においてはビスカスマウントがラバーマウントに比べ減衰発生機構が非常に複雑であり、さらには周囲構造系の影響の定量化も絡んでくるため、本来の導入目的に沿った乗心地、振動強度等に関する設計アプローチはほとんど不可能であった。

本報は車両型建設機械の中で油圧ショベルを一例に、ビスカスマウントを含むキャブ防振支持系の概念設計に供すべき振動解析技術の開発を行い、実験との対応について検討した結果を述べる。

## 2. 解析理論

### 2.1 解析モデル

図1(a)に解析モデルの概要を示す。同図のようにキャブとフレームを剛体で表し、同図(b)のように上下(z)方向は復元ばね  $k_{z1}$ ,  $k_{z2}$ , 粘性減衰  $c_z$  及び損失ばね  $k_{z3}$  の4要素から成る高減衰マウントの力学モデルと周囲構造系の弾性変形を見込んだ復元ばね  $k_{z0}$  と損失ばね  $k_{z0h}$  の2要素モデル（仮想ばね）を直列に挿入する。

また、水平(x, y)方向に関しては復元ばね  $k_{x1}$ ,  $k_{y1}$  と損失ばね  $k_{x2}$ ,  $k_{y2}$  の並列モデルとした。モデルは図示のごとく、立体モデルでフレームの駆動点に強制変位を与えた場合の運動方程式を求め、

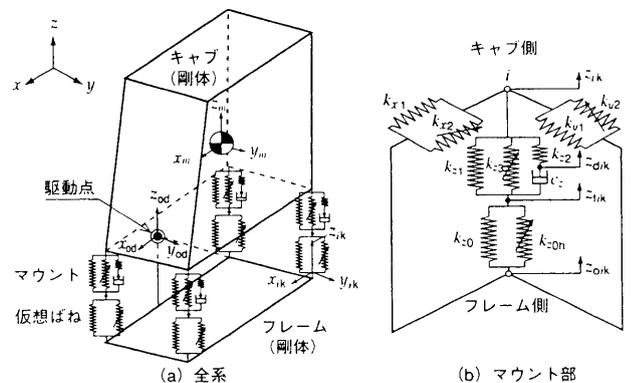


図1 剛体系力学モデル キャブ及びマウントの力学モデルの概要と仮想ばねの配置を示す。  
Mechanical model by rigid body

### 2.2 運動方程式

図1(a)のように全体座標系(xyz系)で座標( $G_x, G_y, G_z$ )の位置にあるキャブ重心を原点とする重心座標系( $x_m y_m z_m$ 系)を定義し、各軸の並進変位を  $x_m, y_m, z_m$ , 回転変位を  $\phi_m, \theta_m, \psi_m$  とすると、キャブ重心に作用する慣性力  $f_m$  は式(1)となる<sup>(4)</sup>。

$$\begin{Bmatrix} f_{mx} \\ f_{my} \\ f_{mz} \\ M_{m\phi} \\ M_{m\theta} \\ M_{m\psi} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} m & & & & & \\ & m & & & & \\ & & m & & & \\ & & & I_{xx} & -I_{xy} & -I_{yz} \\ & & & -I_{xy} & I_{yy} & -I_{zx} \\ & & & -I_{yz} & -I_{zx} & I_{zz} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_m \\ \ddot{y}_m \\ \ddot{z}_m \\ \ddot{\phi}_m \\ \ddot{\theta}_m \\ \ddot{\psi}_m \end{Bmatrix}$$

$$\therefore f_m = m_m \ddot{u}_m \tag{1}$$

ここに、

\*1 高砂研究所建機研究推進室主任 工博

\*2 高砂研究所振動・騒音研究室主任 工博

\*3 油圧ショベル開発本部設計部構造設計課

$m$ : キャブ質量

$I_{xx}, I_{yy}, I_{zz}$ : 慣性モーメント

$I_{xy}, I_{yz}, I_{zx}$ : 慣性乗積

また、図1(b)に仮想ばねを含むマウントモデルの構成を示す。このモデルは、全体座標系で座標 ( $S_{ix}, S_{iy}, S_{iz}$ ) にある  $i$  番目のマウント座標系 ( $x_{ik}, y_{ik}, z_{ik}$ 系) で定義され、上下方向にはキャブ側変位を  $z_{ik}$ 、フレーム側変位を  $z_{oik}$ 、並びに要素結合点変位を  $z_{dik}, z_{rik}$  とする。さらに、水平方向にはキャブ側変位を  $x_{ik}, y_{ik}$  とする。ここで、要素結合点には数値演算上の問題を回避するために、微小なダミー質量  $m_d$  を仮定するが、マウント点数を  $N$  とすると、全体の慣性力  $f_{dk}$  は式(2)となる。

$$f_{dk} = m_d \ddot{u}_{dk} \quad (2)$$

ここに、

$$f_{dk} = [f_{d1k}, f_{d2k}, \dots, f_{dNk}, f_{r1k}, f_{r2k}, \dots, f_{rNk}]'$$

$$\ddot{u}_{dk} = [\ddot{z}_{d1k}, \ddot{z}_{d2k}, \dots, \ddot{z}_{dNk}, \ddot{z}_{r1k}, \ddot{z}_{r2k}, \dots, \ddot{z}_{rNk}]'$$

$$m_d = m_d I$$

なお、'は転置、 $I$  は単位行列を表す。

したがって、式(1)、(2)を総合した慣性力を  $F_m$ 、加速度  $U_m$  とすると式(3)の関係になる。

$$\begin{Bmatrix} f_m \\ f_{dk} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m_d \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_m \\ \ddot{u}_{dk} \end{Bmatrix} \quad \therefore F_m = M_m \ddot{U}_m \quad (3)$$

一方、重心座標系から全体座標系への座標変換行列を  $T_g$ 、全体座標系での変位を  $U = [u' u_d]'$  とすると式(4)となることから、 $U_m$  は式(5)となる。

$$u_m = T_g u, \quad u_{dk} = I u_d \quad (4)$$

$$U_m = \begin{Bmatrix} u_m \\ u_{dk} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T_g & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ u_d \end{Bmatrix} \quad \therefore U_m = T_m U \quad (5)$$

また、同様に全体座標系のキャブ重心に作用する慣性力  $f, f_d$  についても式(6)の関係があり、式(6)をまとめると、全体座標系での慣性力  $F_M = [f' f_d]'$  は式(7)となる。

$$f = T'_g f_m, \quad f_d = I f_{dk} \quad (6)$$

$$F_M = \begin{Bmatrix} f \\ f_d \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T'_g & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_m \\ f_{dk} \end{Bmatrix} \quad \therefore F_M = T'_m F_m \quad (7)$$

よって、式(3)及び(5)を式(7)に代入すると式(8)に整理される。

$$F_M = T'_m M_m T_m \ddot{U} = M_w \ddot{U} \quad (8)$$

次に、 $i$  点にマウント座標において、キャブ側のマウント点変位を  $u_{ik}$ 、フレーム側を  $u_{oik}$ 、マウントモデルの回転ばね定数を  $k_\phi, k_\theta, k_\psi$ 、 $j$  を虚数とすると、キャブに作用するマウント力  $f_{ik}$  は次のようになる。

$$f_{ixk} = (k_{x1} + j k_{x2}) (x_{ik} - x_{oik})$$

$$f_{iyk} = (k_{y1} + j k_{y2}) (y_{ik} - y_{oik})$$

$$f_{izk} = (k_{z1} + j k_{z3}) (z_{ik} - z_{rik}) + k_{z2} (z_{ik} - z_{dik})$$

$$M_{i\phi k} = k_\phi (\phi_{ik} - \phi_{oik}), \quad M_{i\theta k} = k_\theta (\theta_{ik} - \theta_{oik})$$

$$M_{i\psi k} = k_\psi (\psi_{ik} - \psi_{oik})$$

$$f_{dik} = k_{z2} (z_{dik} - z_{rik}) + C_z (\dot{z}_{dik} - \dot{z}_{rik})$$

$$f_{rik} = (k_{z1} + j k_{z3}) (z_{rik} - z_{rik}) + C_z (\dot{z}_{rik} - \dot{z}_{dik})$$

$$+ (k_{z0} + j k_{z0h}) (z_{rik} - z_{oik})$$

ここに、

$$f_{ik} = [f_{ixk}, f_{iyk}, f_{izk}, M_{i\phi k}, M_{i\theta k}, M_{i\psi k}, f_{dik}, f_{rik}]'$$

$$u_{ik} = [x_{ik}, y_{ik}, z_{ik}, \phi_{ik}, \theta_{ik}, \psi_{ik}, z_{dik}, z_{rik}]'$$

$$u_{oik} = [x_{oik}, y_{oik}, z_{oik}, \phi_{oik}, \theta_{oik}, \psi_{oik}]'$$

上式をまとめると式(9)になる ( $k_{ik}, c_{ik}, k_{oik}$ : 省略)。

$$f_{ik} = k_{ik} u_{ik} + c_{ik} \dot{u}_{ik} + k_{oik} u_{oik} \quad (9)$$

また、式(4)及び(6)と同様にマウント変位、マウント力に関し、

$i$  点の座標変換行列を  $T_{ik}$  とすると、式(10)の関係があるため、式(10)を変形すると  $i$  点のマウント力  $f_i$  が式(11)のように得られる。

$$u_{ik} = T_{ik} u_i, \quad f_i = T'_{ik} f_{ik} \quad (10)$$

$$f_i = k_{ik} u_i + c_{ik} \dot{u}_i + k_{oik} u_{oik} \quad (11)$$

ところで、マウント支持点数は  $N$  であるから、全点の総合的なマウント力  $F_k$  はキャブ重心の変位を  $u$  と置くと、式(12)のように容易に拡張できる (行列の詳細省略)。

$$F_k = K_w U + C_w \dot{U} - K_{ow} u_o \quad (12)$$

ここに、

$$F_k = [f_o, f_{d1}, \dots, f_{dN}, f_{r1}, \dots, f_{rN}]'$$

$$U = [u, z_{d1}, \dots, z_{dN}, z_{r1}, \dots, z_{rN}]'$$

$$u = [x, y, z, \phi, \theta, \psi]'$$

したがって、上記の慣性力と減衰力を含むマウント力は当然釣り合う ( $F_M + F_k = 0$ ) から、式(8)と式(12)より全系の運動方程式が次のように得られる。

$$M_w \ddot{U} + C_w \dot{U} + K_w U = K_{ow} u_o \quad (13)$$

ここで、式(13)の  $u_o$  はフレームの全体座標系に関する変位を示すが、通常、駆動中心の座標系 ( $x_{od}, y_{od}, z_{od}$ 系) で定義した方が運動の見通しが良い。座標変換行列を  $T_d$ 、変位  $u_{od}$  を用いると、次のようになる。

$$u_o = T_d^{-1} u_{od} \quad (T_d^{-1} \text{ は } T_d \text{ の逆行列を示す}) \quad (14)$$

ここに、

$$u_{od} = [x_{od}, y_{od}, z_{od}, \phi_{od}, \theta_{od}, \psi_{od}]'$$

したがって、式(14)を式(13)に代入すると、図1のように駆動中心の運動を入力とするキャブの運動方程式が次のように得られる。

$$M_w \ddot{U} + C_w \dot{U} + K_w U = K_{ow} T_d^{-1} u_{od} \quad (15)$$

### 2.3 複素モード変換

式(15)には時間領域の逐次積分で取扱い難い内部 (ヒステリシス) 減衰項を含んでいるため、そのままの形式では逐次積分による時間領域での実作業時の振動応答の解析ができない。そこで、複素固有値解析を適用することによる振動モード解析を行う。

また、モード変位を  $\xi$  とし、式(15)の減衰項をすべて無視した通常の実固有値解析を行うことにより得られる固有モード行列を  $\Phi$  とすると、 $U = \Phi \xi$  の関係があるから式(15)に代入すると次のように変形される。

$$M_{wm} \ddot{\xi} + C_{wm} \dot{\xi} + K_{wm} \xi = \Phi' K_{ow} T_d^{-1} u_{od} \quad (16)$$

ここに、

$$M_{wm}, C_{wm}, K_{wm}: \text{モーダル質量, 減衰, 剛性行列}$$

したがって、詳細は省略するが、本報では複素固有ベクトルと実固有ベクトルの相関を検証し、複素固有値と対応する  $r$  次の実固有値に対してモード情報 (固有振動数, 減衰比) を与えることにより、キャブ系の有する減衰性を解析的に近似した。

### 2.4 動的システム方程式

式(16)を変形することにより、多入力多出力系のシステム方程式を求める。すなわち、状態ベクトルを  $[\dot{\xi}' \xi']'$ 、入力ベクトルを  $u_{od}$  とおくと、状態方程式は式(17)となる<sup>(5)</sup>。

$$\frac{d}{dt} \begin{Bmatrix} \dot{\xi} \\ \xi \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -M_{wm}^{-1} C_{wm} & -M_{wm}^{-1} K_{wm} \\ I & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\xi} \\ \xi \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \Phi' K_{ow} T_d^{-1} \\ 0 \end{bmatrix} u_{od} \quad (17)$$

また、当然ながら出力ベクトル  $y$  において、適当に出力を定義することも可能で、上式をベースに動的システム方程式を求めることができる。実際の解析では、MATLAB/SIMULINK を用いて、周波数並びに過渡応答解析を実行可能とした。

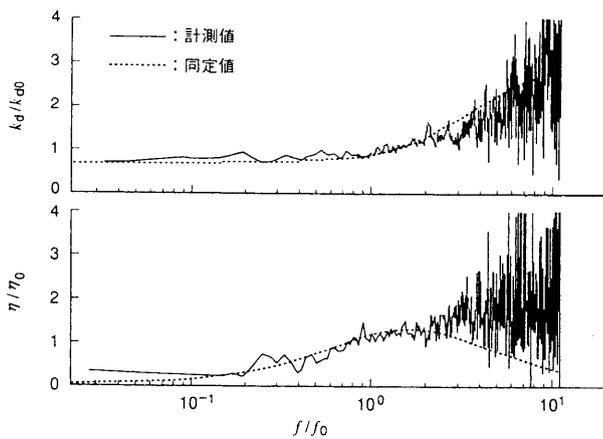


図2 ビスカスマウントの動剛性特性 ビスカスマウントの一般的な動剛性特性とそれに対する力学モデルの同定結果の一例を示す。  
Characteristics of dynamic stiffness for viscous mount

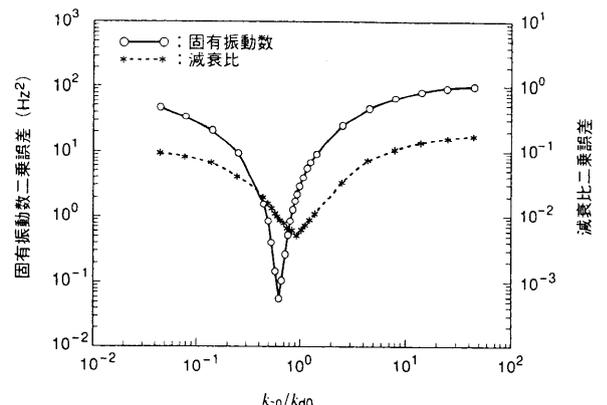


図3 仮想ばね定数変化による1次固有振動数及び減衰比の二乗誤差 水平一軸振動実験を対象に、仮想ばねをパラメータとしたキャブ全系のモデル化誤差変化を示す。  
Square error curves of both natural frequency and damping-ratio for 1-st mode by changing spring factor of virtual spring

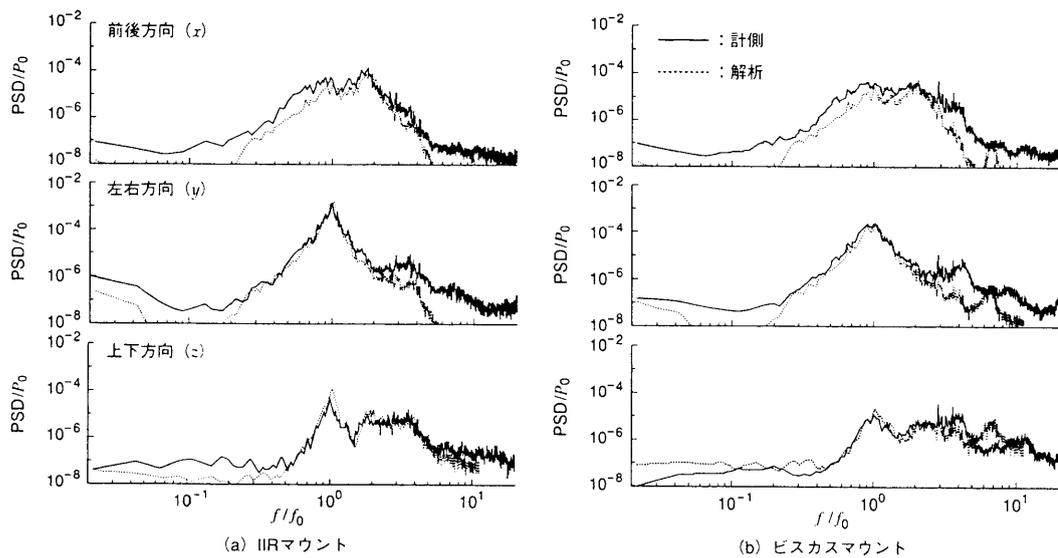


図4 水平一軸振動実験におけるキャブーフ加速度的パワースペクトル密度 本シミュレーションをIIR及びビスカスマウント装着時のベンチ振動実験に適用した場合の解析と実測の対応の一例を示す。  
Power spectrum density of cab-roof acceleration in horizontal one-axis-shake test

### 3. 大型油圧ショベルへの適用事例

#### 3.1 マウント動剛性

本解析の妥当性を検討するために、IIR（ブチル）マウント1種類とビスカスマウント4種類に対して解析を適用した。図2に動ばね  $k_d$  を基準ばね  $k_{d0}$ 、損失係数  $\eta$  を基準損失係数  $\eta_0$ 、周波数  $f$  を基準周波数  $f_0$  で正規化したビスカスマウントの軸方向動剛性計測値の一例を示す。同図には図1 (b)のマウント部の力学モデルに対する最小二乗法による同定結果の一例を示すが、同定値は計測値を良好に近似できており、求められる物性値は妥当と判断される<sup>(6)</sup>。

#### 3.2 水平一軸振動実験

次に、実際のキャブ構造に対し水平振動実験を実施して得られる一次固有振動数を参照し、図1 (b)の仮想ばね  $k_{20}$  を損失係数0.1の条件で種々変化させて、計測値（固有振動数、減衰比）との二乗誤差を評価した。

その結果を図3に示すが、ばね定数比  $k_{20}/k_{d0}=0.8$  近傍で、固有振動数と減衰比の誤差がほぼ最小になることが分かる。

したがって、剛体モデルによるキャブ系の振動解析では周囲構造系の弾性効果を無視することができず、本モデルのような損失ばねを伴う仮想的なばね要素を考慮する必要がある。

そして、この仮想ばね設定により本実験を対象とした振動解析を実施し、得られた3軸加速度的パワースペクトル密度 (PSD) を計測値と比較した結果を図4に示す。モデルへの入力としては水平振動台の計測変位とした。図4には横軸が基準周波数  $f_0$ 、縦軸が基準密度  $P_0$  で正規化されたIIR及びビスカスの結果をそれぞれ示すが、前後方向で解析に若干の誤差が見られるものの、他の2方向では非常に良好な対応を示す。

#### 3.3 フィールド実働実験

次に本モデルを大型機のフィールドでの実稼働に適用する。対象作業は大型機の代表的なアプリケーションである砕石であり、最も過酷とされるかき下ろし作業とした。モデルへの入力には図5のように機体重心に近い旋回中心近傍（座標系原点）での実稼働時の加速度計測により機体の6軸運動をデータ処理により求めた振動変位であり、モデルの駆動点に与えた。

図6にかき下ろし作業の一例を示す。

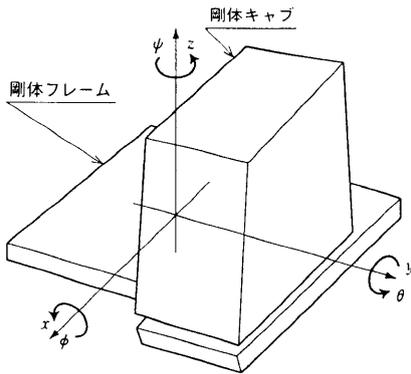


図5 車両運動の定義座標系 本シミュレーションをフィールド実働実験に適用する場合に入力として必要な車両運動の参照座標系を示す。  
Defined coordinate system for vehicle movement



図6 大型機のかき下ろし作業の一例 大型機の重要なアプリケーションである砕石で、最も過酷なかき下ろし作業状況の一例を示す。  
Example of wall-scraping application for large-sized vehicle

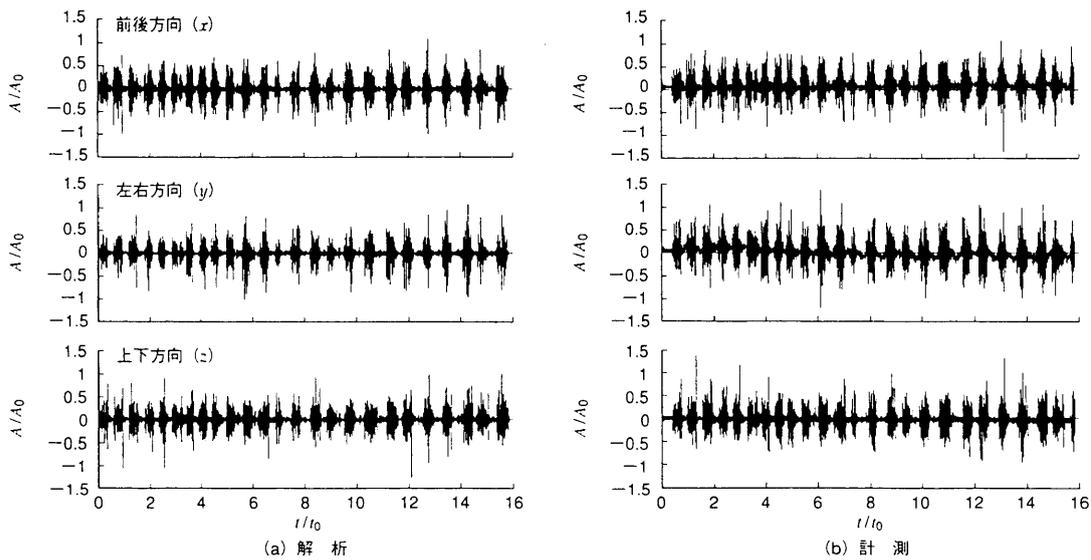


図7 フィールド実働実験におけるキャブーフ加速の時刻歴波形値と本シミュレーション手法による解析値の対応の一例を示す。  
Time-history of cab-roof acceleration in field operation test

そして、図7にビスカスの場合のキャブーフ部での3軸加速度を示す。同図の縦軸は基準加速度  $A_0$ 、横軸は基準時間  $t_0$  で正規化され、さらに同図(a)は解析値、(b)は計測値を示す。

図7より分かるように、解析は3軸加速度の最大レベル、減衰性及び頻度に関し、計測と良好に対応しており、従来技術的に困難であったキャブの振動現象を十分に近似している。ここでは省略するが、当然ながら周波数応答、加速度の頻度分布も計測と良好に対応する。

#### 4. ま と め

建設機械キャブ系のコンセプト（概念）設計を支援するための剛体モデルによる振動解析技術について、振動実験をベースに検討を行った。その結果、次の結論を得た。

- (1) 本来、弾性体であるキャブ構造に対して、剛体モデルで動特性を近似することは可能であり、その場合、マウントと直列に構造物の弾性効果を表す仮想ばねを挿入する必要がある。
- (2) 適切な仮想ばね設定を行うとマウントの伸縮を含むキャブ各

部の応答が定量的に評価可能となり、高精度の低振動設計に供し得る。

#### 参 考 文 献

- (1) 浜崎ほか、高粘性流体封入マウントの動特性に関する研究、機械学会機械力学・計測制御部門講演論文集 (No.930-42)、(1993-7)
- (2) 中田ほか、建設機械用キャブマウントの研究開発、Komatsu Technical Report, Vol.40, No.1 (1994)
- (3) 佐藤ほか、建設機械用キャブのアクティブサスペンション制御、機械学会第72期通常総会講演論文集(I)、(1995-3)
- (4) 藤川ほか、感度解析を用いた振動システムの同定(第1報)、機論(C)、Vol.52, No.476 (昭61-4)
- (5) 川口ほか、剛体モデルによる建設機械キャブ系の振動解析、機械学会機械力学・計測制御部門講演論文集, No.836 (1998-8)
- (6) 川口ほか、高減衰マウントを用いた建設機械キャブ系の振動解析、機械学会機械力学・計測制御部門講演論文集, No.911 (1997-7)