

Introduction on Input Condition and Vibration Reduction for Cab of Construction Machinery

Masataka KAWAGUCHI*, Hidenobu KAWAE*, Kazuto TANAKA* and Kimitaka WATANABE*

(Received January 10, 2024)

Operators of construction machinery are constantly exposed to a variety of vibrations in the cab, and efforts are being made to reduce vibration generated during operation so that they can operate comfortably for long periods of time. Viscous mounts are used to reduce vibration of cab. Viscous mounts are widely used because they contain a high-viscosity fluid inside the mount and maintain high damping performance over a wide frequency range. In the vibration analysis used to evaluate the characteristics of viscous mounts, it is difficult to define input conditions only for the cab because the cab is mounted on the vehicle. Therefore, it is important to define input conditions on the cab by simulating the acceleration at the construction site in the analysis.

In this study, so as to define input conditions for the cab, which is essential for evaluating the performance of viscous mounts, MATLAB's Simscape Multibody has been used to simulate loading condition of construction machinery at construction site using multibody dynamics. The input condition obtained from the analysis have been applied to vibration analysis to confirm their validity. Furthermore, a swing frame has been added to the conventional cab model to enable vibration analysis under conditions closer to actual operation. In addition, a series of procedures for evaluating the operator's riding comfort during work has been performed analytically.

Key words : viscous mount, multibody dynamics, boundary of fatigue and efficiency

キーワード : ビスカスマウント, マルチボディダイナミクス, 疲労・能率減退境界

建設機械キャブに対する外力条件と低振動化に関する基礎検討

川口 正隆, 河江 秀暢, 田中 和人, 渡辺 公貴

1. はじめに

建設機械のオペレータは、キャブ内で絶えず様々な振動に晒されており¹⁾、長時間快適に運転できるように、作業中に発生する振動を低減する取り組みが行われている²⁾。また、運転中に発生する振動は、エンジンから伝わる振動、路面環境から伝わる振動など様々であり、建設機械の種類や作業環境によっても異なってくる³⁾。そのため、あらゆる状況にも対

応し、オペレータが不快と感じる振動を除去し、快適な作業空間を実現する必要がある⁴⁾。

そこで、キャブを低振動化させるために用いられているのが、キャブマウントである⁵⁾。キャブマウントには、ラバーマウント、サスペンションマウントなどの種類がある。ラバーマウントは、低減衰で衝撃振動に弱く、サスペンションマウントはストロークエ

* Faculty of Life and Medical Sciences, Doshisha University, Kyoto
Telephone: +81-774-65-6403, Fax:+81-774-65-6825, E-mail: maskawag@mail.doshisha.ac.jp

ンドで底付きが発生する可能性が高いなどのデメリットがあるため、それらを改善することができる新たなキャブマウントの開発が進められている⁶⁾。そこで、建設機械に広く採用されているのが、ビスカスマウントである⁷⁾。ビスカスマウントはマウントの内部に高粘度の流体を封入したもので、広範囲の周波数帯域にわたり高い減衰性能を保つことから普及している⁸⁾。

建設機械用のキャブマウントの特性評価に関する研究においては、内部にシリコンオイルを封入したビスカスマウントの動特性を、バネおよび粘性減衰の4要素の力学モデルに同定可能であることや、実働を対象としたキャブ系の過渡振動解析が実測値と良好に対応していることが明らかになっている⁹⁾。さらに、ビスカスマウントによるキャブの防振方法の改善には、キャブに対する外力条件を明確に定義することが重要であることもわかっている^{10,11)}。しかし、キャブが車両に搭載されていることから、キャブ単独での外力条件の定義は困難であるため、従来は実作業時の実測値を用いる方法が一般的であった¹²⁾。また、建設機械はバケット、ブレード等の重量構造物で構成されており、かつ油圧シリンダーで駆動されるアーム部を有し、その駆動時に発生する低周波の固有振動数によって、オペレータの乗り心地を著しく損なう¹³⁾。そこで、建設現場での加速度を、解析上でシミュレーションすることで、キャブにおける外力条件として定義することが重要であると考えられる。

本研究では、油圧ショベルを対象として、ビスカスマウントの性能を評価する上で必要不可欠なキャブに対する外力条件を明確化するために、MATLABのSimscape Multibodyを用い、マルチボディダイナミクスにより、建設機械および建設現場の再現を試みた。そして、解析上で得られた外力条件を振動解析へ適用することで、その有効性を確認した。さらに、従来のキャブモデルに、スイングフレームを搭載することで、より実働に近い条件での振動解析を可能にした。また、オペレータの作業時の乗り心地を評価する一連の手順を解析的に可能にした。

2. ビスカスマウントの動剛性評価

2.1 実験方法

実際に建設機械で用いられているビスカスマウントの動剛性(動ばね, 損失ばね, 損失係数)を評価するために、Fig. 1のように市販されている内部構造の異なる2つのビスカスマウントを準備した。同図(a)をType-A, 同図(b)をType-Bと称する。

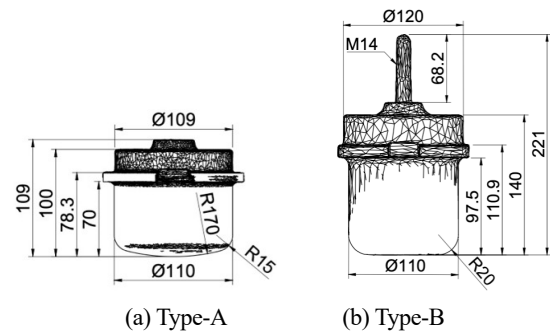


Fig. 1. Viscous mount dimensions.

また、動特性試験では、ビスカスマウントの軸方向と半径方向に関して、Fig. 2に示すように、実験用の治具を介して油圧サーボ式疲労・耐久試験機(サーボパルサ EHF-LV 型)に取り付けることで動特性試験を実施した。

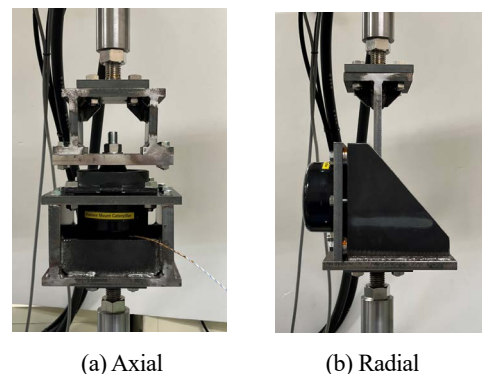


Fig. 2. Dynamic property test methods.

実験は変位制御で行い、油圧シリンダーを駆動した上で、ロードセルを介してサンプリング周波数250Hz, 計測時間は60sとして、変位と荷重を計測した。変位を入力、荷重を出力として求めた伝達関数は、実部が動ばね、虚部が損失ばねであるため、周波数ごとに動ばねと損失ばねの比である損失係数を求めた。なお、試験時の加振信号は、純ランダム波を用

いて、Type-A、Type-B 共に、±1mm の範囲で変化するように調整した。

また、内部構造が軸対称でない可能性を考慮すると、軸方向を機体上下方向とすれば、半径方向の前後方向と左右方向で、剛性が異なる仕様となる。そのため、0度方向と90度方向に分け、各方向における動特性試験を実施し動剛性を求めた。また、軸方向の動特性試験では、キャブの重量を10kNと仮定し、4つのビスカスマウントでキャブを支えていることを考慮すると、ビスカスマウント1つあたりに2.5kNの荷重が常に作用することとなる。そのため、軸方向試験に関しては、各マウントに対してあらかじめ2.5kNの荷重を加えた状態を中立点として振動試験を行った。そのほかの試験条件および計測方法は、半径方向試験と同様であり、各マウントの動剛性を求めた。

2.2 実験結果

軸方向に関して動特性試験を行った結果を Fig. 3 に示す。なお、動ばねは基準バネ定数、損失係数は軸方向の最大値で無次元化している。同図より、軸方向に関しては、周波数が大きくなるにつれて動ばねも大きくなる特性を示した。また、損失係数は低周波数域で急増し、10Hz以上では一定な特性を示した。さらに、Type-A は高い動ばねと相対的に低い損失係数、Type-B は低い動ばねと高い損失係数を持つことがわかった。また、動特性試験で得られた Type-A と Type-B のそれぞれの動ばねと損失係数の特徴の一覧を Table 1 に示す。

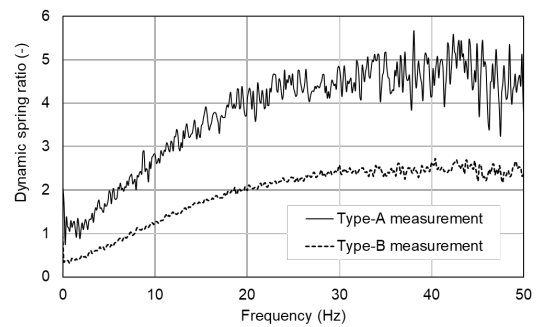
2.3 動剛性同定

2.3.1 軸方向

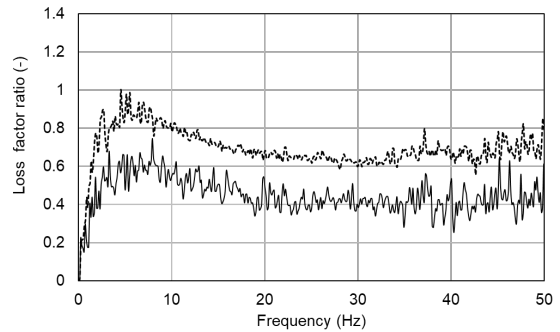
ビスカスマウントの軸方向の動剛性を同定するための力学モデルを Fig. 4 に示す⁹⁾。動特性試験で得られた動剛性をキャブの振動解析に適用するために、動剛性パラメータを同定する。このモデルは、Maxwell モデルに粘性減衰要素 c_1 が追加されたモデルであり、主ばね k_1 と主粘性減衰 c_1 および直列の副ばね k_2 と副粘性減衰 c_2 の4要素から成り立っている。これら4要素の力学モデルと動特性試験で得られた結果を用いて、2つのビスカスマウントの動剛性

K_m を同定した。マウント上部の変位を x_1 、直列要素の中間変位を x_2 とする。さらに、直列要素の中間変位の自由度には外力は作用しないため、ビスカスマウントにおける力の釣り合い式は式 (1) のようになる。

$$\left. \begin{aligned} c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) &= f_1 \\ k_2 (x_2 - x_1) + c_2 \dot{x}_2 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$



(a) Dynamic spring ratio



(b) Loss factor ratio

Fig. 3. Dynamic stiffness for axial direction.

Table 1. Comparison of dynamic stiffness.

	Type-A	Type-B
Dynamic spring	high	low
Loss factor	low	high

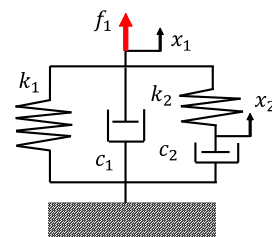


Fig. 4. Mechanical model for axial direction.

式 (1) をラプラス変換して変形し, s を複素数とすると次式となる.

$$\left. \begin{aligned} \{c_1s + (k_1 + k_2)\}X_1 - k_2X_2 &= F \\ -k_2X_1 + (c_2s + k_2)X_2 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

上式から X_2 を消去すると動剛性 K_m は次式となる.

$$K_m = \frac{F}{X_1} = \frac{c_1c_2s^2 + \{c_2(k_1 + k_2) + c_1k_2\}s + k_1k_2}{c_2s + k_2} \quad (3)$$

実測された動剛性に上式を適用し, MATLAB を用いて4個の機械要素をパラメータ同定した. ここで, 軸方向と半径方向の動特性試験の結果から, 実測値に対して動剛性の同定を行った Type-A の結果を Fig. 5, Type-B を Fig. 6 に示す. 同図より, 両タイプの動剛性は, 幅広い周波数帯で実測値を4要素モデルで良好に近似できていることがわかる. よって, 同定された動剛性から式 (3) に基づいて4個の機械要素を逆算で求めることができる.

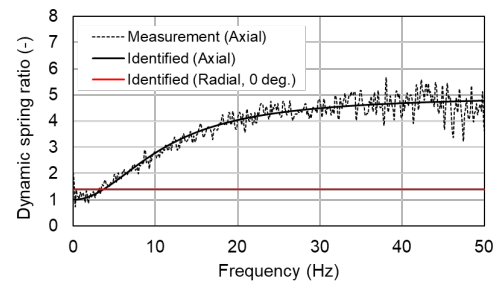
2.3.2 半径方向

半径方向の動剛性に関しては, 動特性試験における 20Hz までの特性が, 高周波数域まで常に一定であると仮定して算出した. Fig. 5 と Fig. 6 の結果より, 半径方向の動剛性は, 両タイプとも, 軸方向と比較して小さいことがわかった. また, Type-A の損失係数, Type-B の動ばねと損失係数に関しては, 前後方向と左右方向の動剛性が同じであった. これらの半径方向の動剛性を振動解析に適用した.

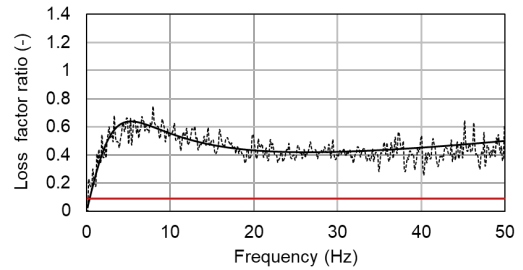
3. 実稼働想定の動力学解析

3.1 解析方法

本研究では, 油圧ショベルの碎石場における連続掘削作業を対象とした. メーカーのカタログを参考に, Fusion360 を用いて車体モデルを設計し, MATLAB の Simscape Multibody を用いて Fig. 7 に示すモデルを作成した. Simscape Multibody は, 機械システムに対してマルチボディダイナミクスを活用して運動方程式を立て, そこから解を得ることができる. ここで, 車体を構成する各パーツの質量および重心座標を Table 2 に示す. また, 建設機械は車体とフ

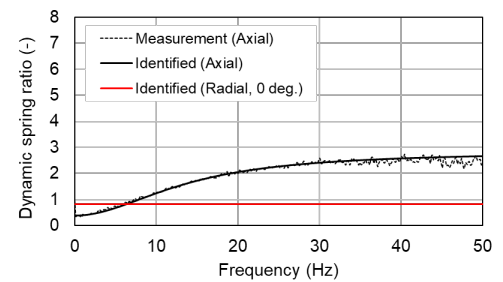


(a) Dynamic spring ratio

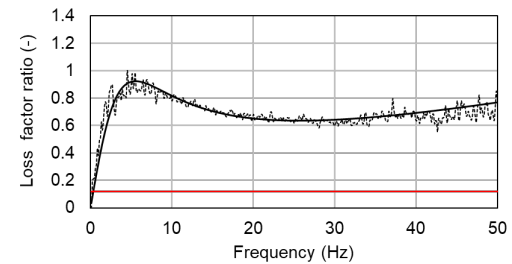


(b) Loss factor ratio

Fig. 5. Dynamic stiffness for Type-A.



(a) Dynamic spring ratio



(b) Loss factor ratio

Fig. 6. Dynamic stiffness for Type-B.

ロントの2パーツを結合することで作成し, フロントは, boom, arm, bucket の各パーツをピンおよびシリンダーで結合した. フロントの各パーツも Fusion360 で設計し, 重心座標, 慣性モーメント, 慣性乗積を MATLAB に適用した. また, シミュレーションにおいて, 車体は重心と接地面4つを剛結合した Fig. 8 に示すモデルで実施した. このモデルを用いて, 地盤と接触した際に発生する車体重心での加

速度を、振動解析における外力条件として評価した。

また、フロント部分のピン同士を結合するシリンダーは、バネ定数 k_c および粘性係数 c_c のパラメータで構成されている。シリンダーのバネ定数は式 (4) で求め、粘性係数に関しては、実際の油圧ショベルの動きを再現できるように調節した。なお、式 (4) における E_0 はシリンダー内を流れる流体の体積弾性率を示す。また、 A は受圧面積、 V は油室体積、添え字 r はロッド側、 t は底側を示す。

$$k_c = E_0 \left(\frac{A_r^2}{V_r} + \frac{A_t^2}{V_t} \right) \quad (4)$$

ここで、碎石場における連続掘削作業で発生する振動は、凸凹な路面上を走行した際の振動や、掘削作業中にフロント部分から発生する振動などが総合的に評価されている。そのため、本シミュレーションでは、地盤を「平坦」「凹凸」「凹凸 (左右反転)」の3パターンで評価した結果から、平均加速度スペクト

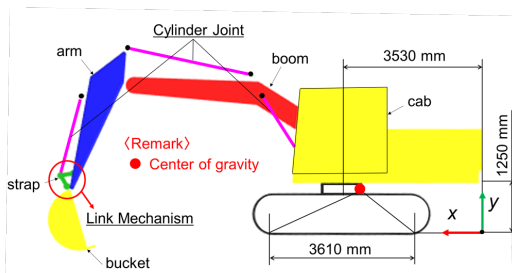


Fig. 7. Simulation model of hydraulic excavator.

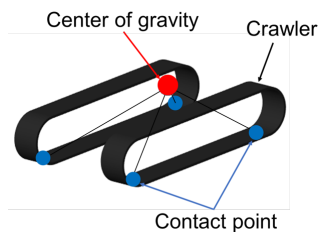


Fig. 8. Analytical model of car body.

Table 2. Mass characteristics of the vehicle body.

	Mass (kg)	Center of gravity		
		X-coordinate (mm)	Y-coordinate (mm)	Z-coordinate (mm)
Standard undercarriage	7870	3000	650	0
Swing frame	3160	2500	1500	0
Counterweight	6800	240	1600	0
Fuel tank, etc.	550	1500	1600	600
Other equipment	4940	2000	1700	-450
Track shoe left	2040	3000	450	-1200
Track shoe right	2040	3000	450	1200
Total	27400	2047.0	1162.4	-69.1

るを算出することで、連続掘削の作業を再現した。ここで、凹凸地盤モデルを Fig. 9, 凹凸と左右反転した凹凸モデルにおける地盤定義の比較図を Fig. 10 に示す。モデルの初期状態は、凹凸と凹凸 (左右反転) で共通として、地盤の角度のみを変更することで、左右反転の定義をした。また、地盤はバネ定数 k_g と粘性係数 c_g の2要素と、動摩擦係数と静摩擦係数で構成されており、そのパラメータを Table 3^{14,15)} に示す。さらに、地盤と接触した時に発生する衝撃力 F は、変位を x とすると次式で求めることができる。

$$F = c_g \dot{x} + k_g x \quad (5)$$

また、Fig. 11 のようにモデルを前方に 1° 傾けた状態でシミュレーションを開始させた後、モデルを自由落下させて、地盤と接触したときに発生する車体重心の加速度を評価した。

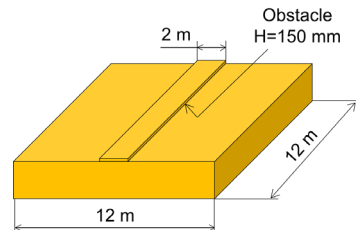


Fig. 9. Analytical model of uneven ground.

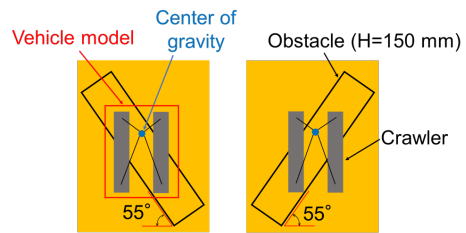


Fig. 10. Definition of uneven ground conditions.

Table 3. Characteristic parameters of the ground.

Spring stiffness (GN/m)	10
Damping coefficient (N·s/m)	3500
Static friction coefficient (-)	0.789
Dynamic friction coefficient (-)	0.548

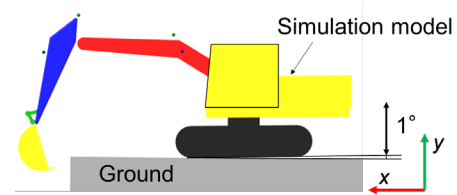


Fig. 11. Initial condition of the simulation.

3.2 解析結果

具体的な解析例として、平坦の場合で評価した車体重心の X 方向加速度を Fig. 12 に示す。同図より、モデルが地盤と接触したときに 1000m/s^2 程度の大きな衝撃が発生していることがわかる。また、並進 3 方向の加速度と実測値⁹⁾との周波数分析の比較を Fig. 13 に示す。なお、文献の実測値は、碎石場での連続掘削作業中に測定したもので、各加速度の 4Hz 以上の周波数域の平均値が一致するように補正している。同図より、高周波数域に関しては定性的に良く対応しており、本研究の外力条件として定義した。

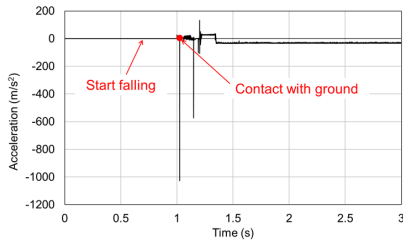
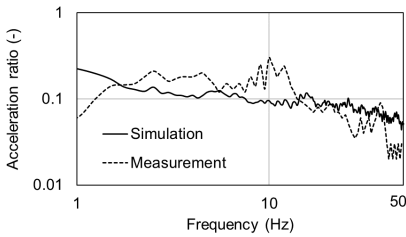
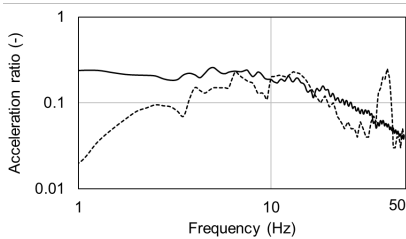


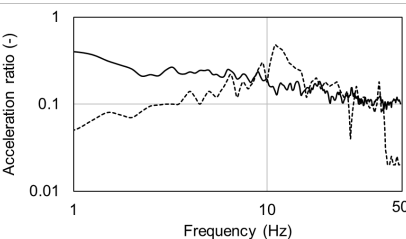
Fig. 12. Shock wave in the simulation.



(a) X-axis acceleration



(b) Y-axis acceleration



(c) Z-axis acceleration

Fig. 13. Comparison of vehicle acceleration between measurement and analysis.

4. キャブ系の振動解析

4.1 ビスカスマウント装着キャブの振動解析

4.1.1 解析方法⁹⁾

質量 m の剛体が防振部材で支持された Fig. 14 に示すような振動系を考える。xyz 座標系において、質点は最下部の 4 箇所での剛な基礎とマウントを介して連結されている。この座標における質点の並進変位を x_m, y_m および z_m , 回転角度を θ_m, ϕ_m および ψ_m とおき、質点変位を $\mathbf{u}_m = [x_m \ y_m \ z_m \ \theta_m \ \phi_m \ \psi_m]'$ とすると、座標 (S_{xi}, S_{yi}, S_{zi}) の i 番目の支持点 S_i での変位 $\mathbf{u}_i = [x_i \ y_i \ z_i \ \theta_i \ \phi_i \ \psi_i]'$ は変換行列を \mathbf{h}_i とすると以下のようなになる。なお、 $'$ は転置を示す。

$$\begin{cases} x_i \\ y_i \\ z_i \\ \theta_i \\ \phi_i \\ \psi_i \end{cases} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & S_{zi} & -S_{yi} \\ 0 & 1 & 0 & -S_{zi} & 0 & S_{xi} \\ 0 & 0 & 1 & S_{yi} & -S_{xi} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{cases} x_m \\ y_m \\ z_m \\ \theta_m \\ \phi_m \\ \psi_m \end{cases}$$

$$\therefore \mathbf{u}_i = \mathbf{h}_i \mathbf{u}_m \tag{6}$$

また、振動解析で定義するビスカスマウントの力学モデルを Fig. 15 に示す。半径方向である X 軸と Z 軸方向には、バネとダンパーで構成される 2 要素モデルとした。また軸方向である Y 軸方向には、前章の動剛性同定で使用した 4 要素モデルとした。

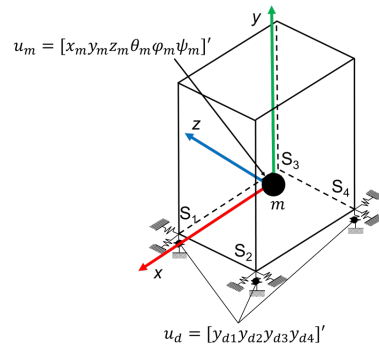


Fig. 14. Cab vibration control support system model.

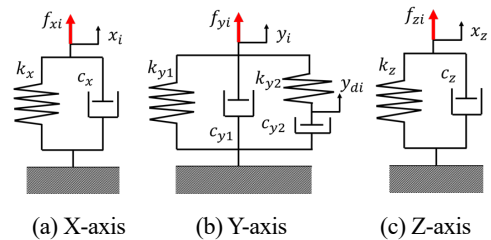


Fig. 15. Viscous mount model.

i 番目のマウントに作用する力を $\mathbf{f}_{ci} = [f_{xi} \ f_{yi} \ f_{zi} \ t_{\theta i} \ t_{\psi i}]^T$ とすると、マウント点の変位 \mathbf{u}_i 、軸方向の中間節点の変位 y_{di} 、マウント点の回転ばね定数 (k_{θ} , k_{ϕ} , k_{ψ}) と回転粘性減衰定数 (c_{θ} , c_{ϕ} , c_{ψ}) を含め、ビスカスマウントの変形によって、キャブ重心と中間自由度に作用する力とモーメント \mathbf{f}_{si} は次式で表される。なお、式中における $\dot{\cdot}$ は微分を示す。

$$\begin{Bmatrix} f_{xi} \\ f_{yi} \\ f_{zi} \\ t_{\theta i} \\ t_{\psi i} \\ f_{y_{d1}} \\ \vdots \\ f_{y_{di}} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & (k_{y1} + k_{y2}) & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{y2} \\ 0 & 0 & k_z & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -S_{zi}(k_{y1} + k_{y2}) & S_{yi}k_z & k_{\theta} & 0 & 0 & S_{zi}k_{y2} \\ S_{zi}k_x & 0 & -S_{xi}k_z & 0 & k_{\phi} & 0 & 0 \\ -S_{yi}k_x & S_{xi}(k_{y1} + k_{y2}) & 0 & 0 & 0 & k_{\psi} & -S_{xi}k_{y2} \\ 0 & -k_{y2} & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{y2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \\ \theta_i \\ \phi_i \\ \psi_i \\ y_{d1} \\ \vdots \\ y_{di} \end{Bmatrix} \quad (7)$$

$$\begin{bmatrix} c_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_{y1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_z & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -S_{zi}c_{y1} & S_{yi}c_z & c_{\theta} & 0 & 0 & 0 \\ S_{zi}c_x & 0 & -S_{xi}c_z & 0 & c_{\phi} & 0 & 0 \\ -S_{yi}c_x & S_{xi}c_{y1} & 0 & 0 & 0 & c_{\psi} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{y2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_i \\ \dot{y}_i \\ \dot{z}_i \\ \dot{\theta}_i \\ \dot{\phi}_i \\ \dot{\psi}_i \\ \dot{y}_{d1} \\ \vdots \\ \dot{y}_{di} \end{Bmatrix}$$

$$\therefore \mathbf{f}_{si} = -\mathbf{k}_i \mathbf{u}_i - \mathbf{c}_i \dot{\mathbf{u}}_i \quad (7)$$

また、中間点の変位を $\mathbf{u}_d = [y_{d1} \ y_{d2} \ y_{d3} \ y_{d4}]^T$ として、式 (6) と共にまとめる。すなわち、マウント点の変位 \mathbf{u}_{ci} は、変換行列を \mathbf{T}_i とすると、次式から求めることができる。

$$\begin{Bmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \\ \theta_i \\ \phi_i \\ \psi_i \\ y_{d1} \\ y_{d2} \\ y_{d3} \\ y_{d4} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & S_{zi} & -S_{yi} & 0 & \cdots & 0 \\ & 1 & -S_{zi} & 0 & S_{xi} & & & \\ 0 & 1 & S_{yi} & -S_{xi} & 0 & \vdots & 0 & \vdots \\ & & 1 & 0 & & & & \\ \vdots & & & 1 & & & & \\ 0 & \cdots & 0 & 1 & 0 & \cdots & 0 & \\ 0 & \cdots & & 0 & 1 & \cdots & 0 & \\ & & & & & 1 & & \\ \vdots & & 0 & \vdots & \vdots & 1 & \vdots & \\ 0 & \cdots & & 0 & 0 & \cdots & 1 & \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_m \\ y_m \\ z_m \\ \theta_m \\ \phi_m \\ \psi_m \\ y_{d1} \\ y_{d2} \\ y_{d3} \\ y_{d4} \end{Bmatrix}$$

$$\therefore \mathbf{u}_{ci} = \mathbf{T}_i \mathbf{u}_{md} \quad (8)$$

よって、 i 番目のマウント点のマウント反力 \mathbf{f}_{ci} は式(7) より以下のようなになる。

$$\begin{Bmatrix} f_{xi} \\ f_{yi} \\ f_{zi} \\ t_{\theta i} \\ t_{\psi i} \\ f_{y_{d1}} \\ \vdots \\ f_{y_{di}} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & (k_{y1} + k_{y2}) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & & -k_{y2} \\ 0 & 0 & k_z & 0 & 0 & 0 & 0 & & 0 \\ 0 & -S_{zi}(k_{y1} + k_{y2}) & S_{yi}k_z & k_{\theta} & 0 & 0 & 0 & & S_{zi}k_{y2} \\ S_{zi}k_x & 0 & -S_{xi}k_z & 0 & k_{\phi} & 0 & 0 & & 0 \\ -S_{yi}k_x & S_{xi}(k_{y1} + k_{y2}) & 0 & 0 & 0 & k_{\psi} & 0 & \cdots & -S_{xi}k_{y2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & & & & & & & & \vdots \\ 0 & -k_{y2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & k_{y2} \\ \vdots & & & & & & & & \vdots \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \\ \theta_i \\ \phi_i \\ \psi_i \\ y_{d1} \\ \vdots \\ y_{di} \end{Bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} c_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & c_{y1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & & 0 \\ 0 & 0 & c_z & 0 & 0 & 0 & 0 & & 0 \\ 0 & -S_{zi}c_{y1} & S_{yi}c_z & c_{\theta} & 0 & 0 & 0 & & 0 \\ S_{zi}c_x & 0 & -S_{xi}c_z & 0 & c_{\phi} & 0 & 0 & & 0 \\ -S_{yi}c_x & S_{xi}c_{y1} & 0 & 0 & 0 & c_{\psi} & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ \vdots & & & & & & & & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & c_{y2} \\ \vdots & & & & & & & & \vdots \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_i \\ \dot{y}_i \\ \dot{z}_i \\ \dot{\theta}_i \\ \dot{\phi}_i \\ \dot{\psi}_i \\ \dot{y}_{d1} \\ \vdots \\ \dot{y}_{di} \end{Bmatrix}$$

$$\therefore \mathbf{f}_{ci} = -\mathbf{K}_{ci} \mathbf{u}_{ci} - \mathbf{C}_{ci} \dot{\mathbf{u}}_{ci} \quad (9)$$

よって、式 (8) を式 (9) に代入すると、 i 番目のマウント点のマウント反力 \mathbf{f}_{ci} は次式で求められる。

$$\mathbf{f}_{ci} = -\mathbf{K}_{ci} \mathbf{T}_i \mathbf{u}_{md} - \mathbf{C}_{ci} \mathbf{T}_i \dot{\mathbf{u}}_{md} \quad (10)$$

従って、全マウントによるマウント反力を \mathbf{F}_c とすると、次式のように求められる。

$$\mathbf{F}_c = -(\mathbf{K}_{c1} \mathbf{T}_1 + \mathbf{K}_{c2} \mathbf{T}_2 + \mathbf{K}_{c3} \mathbf{T}_3 + \mathbf{K}_{c4} \mathbf{T}_4) \mathbf{u}_{md}$$

$$- (\mathbf{C}_{c1} \mathbf{T}_1 + \mathbf{C}_{c2} \mathbf{T}_2 + \mathbf{C}_{c3} \mathbf{T}_3 + \mathbf{C}_{c4} \mathbf{T}_4) \dot{\mathbf{u}}_{md}$$

$$\therefore \mathbf{F}_c = -\mathbf{K}_c \mathbf{u}_{md} - \mathbf{C}_c \dot{\mathbf{u}}_{md} \quad (11)$$

一方、運転室の質量を m 、慣性モーメントを I_x , I_y , I_z 、慣性乗積を I_{xy} , I_{yz} , I_{xz} とし、マウント中間点の質量を m_d とすると、運転室の質量行列 \mathbf{M}_b 、マウント中間点の質量行列 \mathbf{M}_d は以下のようなになるため、マウント中間点を含めた質量行列 \mathbf{M}_c は、次式となる。

$$\mathbf{M}_b = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_x & -I_{xy} & -I_{xz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{xy} & I_y & -I_{yz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{xz} & -I_{yz} & I_z \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{M}_d = \begin{bmatrix} m_d & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_d & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_d & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_d \end{bmatrix}$$

$$\therefore \mathbf{M}_c = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_b & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M}_d \end{bmatrix} \quad (12)$$

よって、式 (11) と式 (12) により、以下のよう
に運動方程式が得られる。

$$\mathbf{M}_c \ddot{\mathbf{u}}_{md} + \mathbf{C}_c \dot{\mathbf{u}}_{md} + \mathbf{K}_c \mathbf{u}_{md} = \mathbf{f}_{md} \quad (13)$$

ここで、対象の運転室は標準的な油圧ショベル用
であり、その寸法と質量特性を Fig. 16 と Table 4 に
示す。油圧ショベルのカタログを参考に、Fusion360
を用いてモデル化し、重量や慣性モーメントを算出
した。これらの寸法や質量特性を、NASTRAN にお
けるキャブ振動解析に適用した。

また、振動解析においては Fig. 17 のような振動系
モデルとし、車体重心を振動台に固定し、キャブはマ
ウントを介して設置されたものを想定する。フレー
ム側のビスカスマウント取り付け点を固定点として、
それよりも上部のキャブおよび 4 個のビスカスマウ
ントで構成される振動系である。また、マウント下部
と車体重心が結合されている。この解析モデルを用

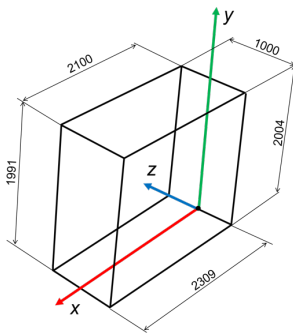


Fig. 16. Dimensions of cab models.

Table 4. List of cab model mass properties.

Mass (kg)		805.2
Center of gravity	X-coordinate (mm)	1086.6
	Y-coordinate (mm)	564.1
	Z-coordinate (mm)	5.6
Moment of inertia	I_{xx} (kg/m ²)	769.4
	I_{yy} (kg/m ²)	1446
	I_{zz} (kg/m ²)	2010

いて、各解析において、Type-A、Type-B、NR（天然
ゴム）マウント、および Butyl マウントの 4 種類のマ
ウントを対象として実施した。なお、NR および Butyl
のマウントはビスカスマウントとは違い、内部に高
粘度の流体が封入されていないため、ゴムによる単
純な減衰性能を示す。そこで、NR と Butyl の動ばね
と損失係数は、周波数によって変化せず一定である
ことから、動ばねは、Type-A の静ばねを参照した。
また、損失係数は、NR で 0.1、Butyl で 0.3 を用いた。
これら 4 種類のマウントの動剛性を振動解析モデル
に適用した。

さらに、ビスカスマウントのように大きな減衰を
有する機械要素で構成される振動系の固有値は、一
般的な実固有値解析では求めることができないため、
複素固有値解析を適用する必要がある。一般的には
式 (13) を以下の形式に書き換え求めることになる。

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_c & \mathbf{C}_c \\ \mathbf{0} & \mathbf{M}_c \end{bmatrix} \frac{d}{dt} \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{u}}_{md} \\ \mathbf{u}_{md} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{K}_c \\ -\mathbf{M}_c & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{u}}_{md} \\ \mathbf{u}_{md} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_{md} \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} \quad (14)$$

式 (14) を解くことによって得られる固有値を λ
とすると、以下のように共役となり、不減衰および減
衰固有振動数 ω_n 、 ω_d と減衰比 ζ で構成される。

$$\lambda = -\omega_n \zeta \pm j \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2} = -\omega_n \zeta \pm j \omega_d \quad (15)$$

解析では、MATLAB で式 (11) から式 (15) に基づ
いたプログラムを作成して実施し、あわせて
NASTRAN で同じ解析モデルを作成して結果を比較
した。なお、式 (7) から式 (10) に含まれるマウント
の回転ばね定数 (k_θ , k_ϕ , k_ψ) と回転粘性減衰係数 (c_θ , c_ϕ ,
 c_ψ) は零とした。

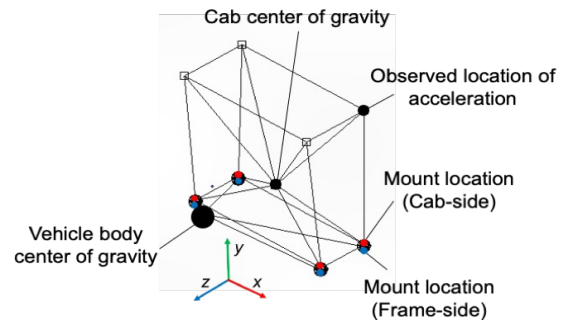


Fig. 17. Analytical model for cab vibration analysis.

4.1.2 解析結果

NASTRANによるType-A, Type-BおよびNRマウント, Butylマウントの固有値と減衰比をTable 5に示す。同表より, NRとButylの減衰比は各モードで一定であり, Type-AとType-Bに比べて小さいことがわかった。さらに, Type-Aの固有値はType-Bに比べて大きいことがわかった。また, ビスカスマウントのType-AとType-Bの両マウントとも, 1次モードにおいて, 減衰比が最も大きくなることがわかった。

また, Type-AおよびType-Bのビスカスマウントを用いた場合の6次までの固有値および減衰比について, NASTRANとMATLABの比較をTable 6に示す。表中にはMATLAB解をM, NASTRAN解をNとして, その比(M/N)を示す。同表によれば, 固有値については誤差1%以内の精度で対応している。また, 減衰比はType-A, Type-Bでの1次モードのみ誤差が出ている。減衰比の誤差が大きいことは, 解法の違いによるものと考えられるが, ほとんどの固有値では良好に対応しているため, 式(14)の運動方程式および複素固有値は妥当であり, NASTRANでも解析可能であることを示している。

Table 5. Comparison of complex eigenvalue analysis results for each mount.

Mode	Type-A		Type-B		NR		Butyl	
	f_n (Hz)	ζ (-)	f_n (Hz)	ζ (-)	f_n (Hz)	ζ (-)	f_n (Hz)	ζ (-)
1	4.3	0.85	1.8	0.88	3.3	0.05	3.3	0.15
2	10.7	0.10	7.8	0.10	6.3	0.05	6.4	0.15
3	11.1	0.19	9.1	0.21	10.1	0.05	10.2	0.15
4	15.2	0.17	9.8	0.68	10.8	0.05	10.9	0.15
5	15.4	0.35	10.8	0.18	13.1	0.05	13.2	0.15
6	22.2	0.35	16.2	0.56	15.0	0.05	15.1	0.15

Table 6. Comparison of MATLAB and NASTRAN for complex eigenvalue analysis.

Viscous mount	Mode	NASTRAN(N)		MATLAB(M)		Ratio(M/N)	
		f_n (Hz)	ζ (-)	f_n (Hz)	ζ (-)	f_n	ζ
Type-A	1	4.3	0.85	4.4	0.64	1.023	0.753
	2	10.7	0.10	10.7	0.10	1.000	1.000
	3	11.2	0.19	11.3	0.18	1.009	0.947
	4	15.2	0.17	15.1	0.17	0.993	1.000
	5	15.4	0.35	15.4	0.33	1.000	0.943
	6	22.2	0.35	22.2	0.33	1.000	0.943
Type-B	1	1.8	0.88	1.8	0.67	1.000	0.761
	2	7.8	0.10	7.8	0.10	1.000	1.000
	3	9.1	0.21	9.1	0.19	1.000	0.905
	4	9.8	0.68	9.8	0.57	1.000	0.838
	5	10.8	0.18	10.7	0.17	0.991	0.944
	6	16.2	0.56	16.2	0.49	1.000	0.875

4.2 上部構造の振動解析

4.2.1 解析方法

上部構造の振動解析モデルをFig. 18に示す。前章では, キャブ単体の剛体モデルとして振動解析を行った。しかし, 実際の油圧ショベルでキャブはFig. 18のようにスイングフレーム上に搭載されている。さらに, その固有振動がキャブに影響を及ぼし, より複雑な振動がオペレータに伝わる。このことから, キャブ単体だけでなく, スイングフレームが装着されていることも考慮する必要があると考えられる。

スイングフレームは, メインフレームとサイドフレームの3パーツで成り立っており, メインフレームは鉄鋼板, サイドフレームは溝型鋼で構成される。作成したスイングフレームに, 前章と同様のキャブモデルを結合した。さらに, スイングフレーム後方には, カウンターウェイトを剛結合した。ただし, カウンターウェイトは質点系として定義した。また, メインフレーム下には, 旋回ベアリングが設置されており, Y軸回転を除き, 車体重心と剛結合されている。振動解析では, 車体重心に前章で求めた加速度を入力することで実施した。

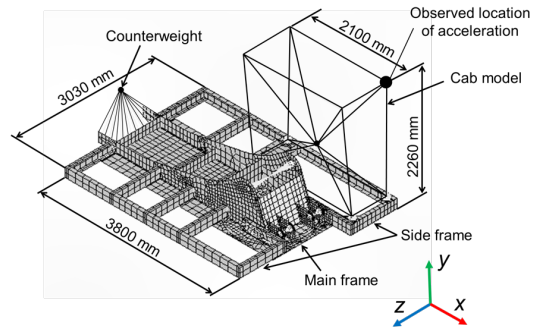


Fig. 18. Analytical model of the upper body structure.

4.2.2 解析結果

Fig. 18に示すキャブルーフ部の加速度の解析結果と, 実際に碎石場で連続掘削での計測値を比較した結果をFig. 19に示す。なお, 文献値の結果と比較するために, Type-Aの結果とした。なお, 同図の加速度は, 基準加速度で無次元化した。同図より, Fig. 18のモデルによる解析結果は, 文献値の解析結果に近い結果を示すことがわかった。よって, キャブ単体の剛体モデルよりも, 実働に近い条件でビスカスマウントの特性を評価することができると考えられる。

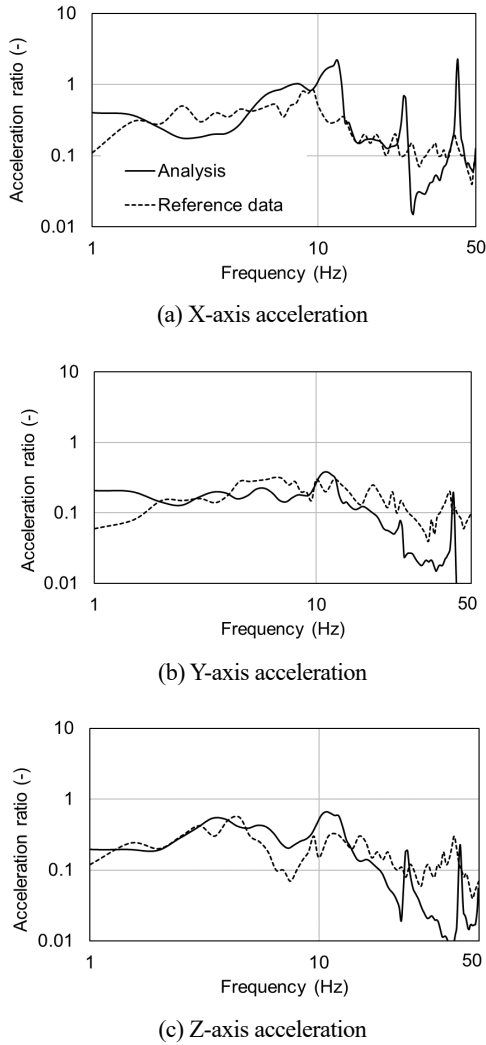


Fig. 19. Comparison of analytical results and literature values for acceleration in front left of roof.

5. オペレータ 振動評価

5.1 解析方法

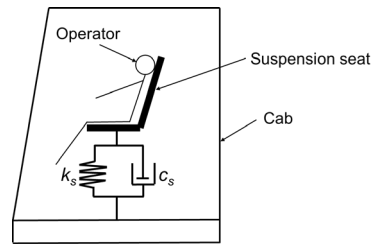
前章では、最も応答が大きいとされるルーフ左前部分において振動解析を行った。しかし、オペレータの乗り心地を評価するためには、座面における加速度を評価する必要がある。本研究では、体重 60kg のオペレータが作業することを想定し、評価点を定義した。さらに、実際の建設機械に設置されているサスペンションシートを、解析モデルに組み込むことによる低振動化を検討した。ここで、サスペンションシートのイメージ図を Fig. 20 (a) に示す。サスペンションシートは、作業中の振動を吸収し、オペレータの乗り心地を向上させる目的で搭載されている。また、本研究においては、サスペンションシートをバネと

ダンパーの 2 要素として定義した。

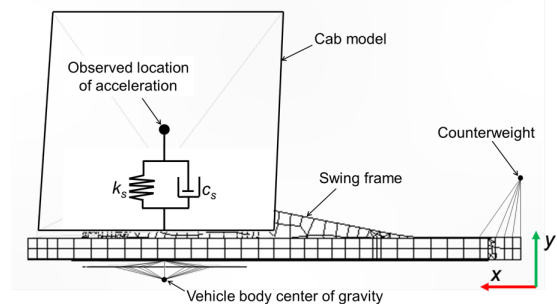
ここで、NASTRAN における振動解析モデルを同図 (b) に示す。解析モデルにおける観測点は、キャブフロアと剛結合し、その結合設定を Y 軸方向のみ Free とした。さらに、Y 軸方向にバネとダンパーの定義を施すことで、サスペンションシートを再現した。また、サスペンションシートの定義で用いるバネ定数と減衰係数は文献値¹⁶⁾を参考にした。さらに、バネ定数と減衰係数を用いて、減衰比と固有振動数はそれぞれ式 (16) と式 (17) で求めることができ、サスペンションシートの特性を再現できるように調節した。なお、粘性係数を c_s 、バネ定数を k_s 、減衰比を ζ 、固有振動数を f_n とする。

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_s}{m}} \quad (16) \quad \zeta = \frac{c_s}{2\sqrt{mk_s}} \quad (17)$$

さらに、使用したサスペンションシートのパラメータを Table 7 に示す。また、サスペンションシートのバネ定数と減衰係数を定める上では、Fig. 21 に示す振幅倍率線図を参考にした。同図より、減衰比 ζ の大きさによって、増幅率が大きく変化する特性を考慮し、実際のサスペンションシートの効果を再現するように調整し、減衰比 0.41 を採用した。



(a) Suspension seat model



(b) Analytical model with suspension seat

Fig. 20. Analytical model assuming actual construction machinery.

Table 7. Characteristic parameters of suspension seat.

Operator weight (kg)	60
Spring constant (N/m)	1000
Damping coefficient (N·s/m)	202
Natural frequency (Hz)	0.65
Damping ratio (-)	0.41

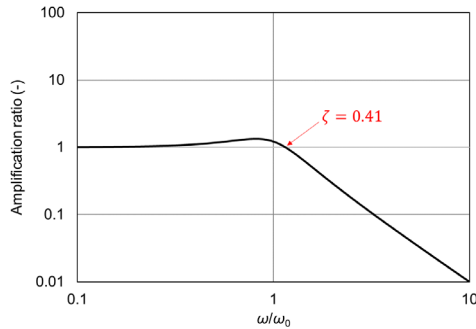


Fig. 21. Suspension seat damping ratio.

5.2 評価方法

本研究では人体振動の基本的な評価法を記述する国際規格 ISO2631-1 (1985) に沿って、シート加速度を評価する¹⁷⁾。さらに JIS C 1510 には、加速度に対する人間の振動感覚を表す Fig. 22 のような人体加速度感度の周波数特性が示されている¹⁸⁾。水平方向は低周波数ほどレスポンスが高く、1~2Hz が最大となり、それを超えると一直線にレスポンスが低下している。また、鉛直方向は4~8Hz でのレスポンスが最大となり、それ以下の周波数では微減、それ以上では水平方向と同様に低下している。つまり、水平方向は1~2Hz、鉛直方向は4~8Hz の人体加速度感度が高く、人間はその振動を敏感に感じることを意味する。

人体加速度感度フィルターを振動解析結果に適用するために、MATLAB で伝達関数を作成し、水平特性と鉛直特性の2つのフィルターを作成した。ここで、フィルター作成で使用した伝達関数を式 (18) と式 (19) に示す。さらに、作成したフィルターと

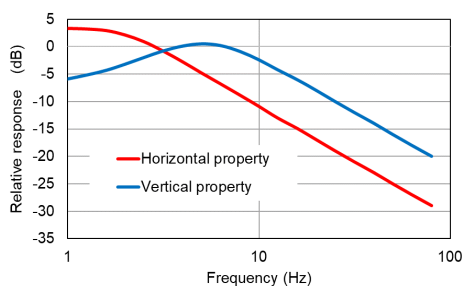


Fig. 22. Human sensitivity correction value.

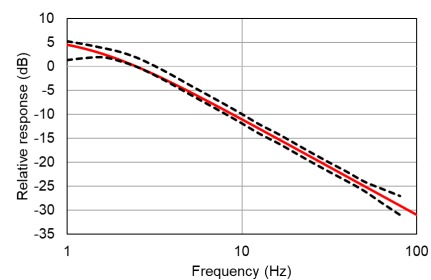
ISO2631-1 で定められているフィルターの許容範囲との比較図を Fig. 23 に示す。ここで、伝達関数において、水平特性を $G_{h(s)}$ 、鉛直特性を $G_{v(s)}$ とした。同図より、作成したフィルターは、定められた許容範囲内に良好に収まっていることがわかる。よって、MATLAB の Simulink を用いて、座面位置で解析した加速度に、作成したフィルターを適用することで、オペレータが感じる加速度を評価した。また、水平特性のフィルターは X 方向加速度と Z 方向加速度、鉛直特性のフィルターは Y 方向加速度の結果に適用させた。

$$G_{h(s)} = \frac{23}{1.3s + 11} \quad (18)$$

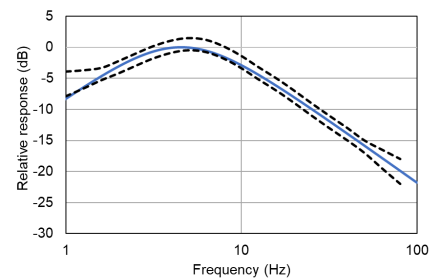
$$G_{v(s)} = \frac{6s}{0.117s^2 + 6s + 0.95} \quad (19)$$

また、人体加速度感度を評価する上で、多軸複合加速度が用いられる。多軸複合加速度は、3 軸方向の各加速度の実効値を元に、人体加速度を統一的に相対評価することが可能であり、式 (20) から求めることができる。ここで、X 方向加速度の実効値を x_{rms} 、Y 方向加速度の実効値を y_{rms} 、Z 方向加速度の実効値を z_{rms} とする。

$$A_{rms} = \sqrt{(1.4Ax_{rms})^2 + (Ay_{rms})^2 + (1.4Az_{rms})^2} \quad (20)$$



(a) Horizontal property



(b) Vertical property

Fig. 23. Filters created and tolerances.

さらに、実効値の評価基準として、ISO2631-1では、Fig. 24に示す疲労・能率減退境界¹⁷⁾が定められている。これは、振動曝露の限界に対する加速度の値が、1分から24時間の間で周波数の関数として、水平方向と鉛直方向に対して与えられており、オペレータが疲労を感じる作業時間を示す。この疲労・能率減退境界の鉛直特性線図に対して、多軸複合加速度で算出した実効値をプロットしたときの時間作業を行うと、オペレータは疲労を感じるという評価となる。また、この基準を使用してオペレータの作業限界時間の評価をするためには、人体加速度感度フィルターを適用することが必要とされている。

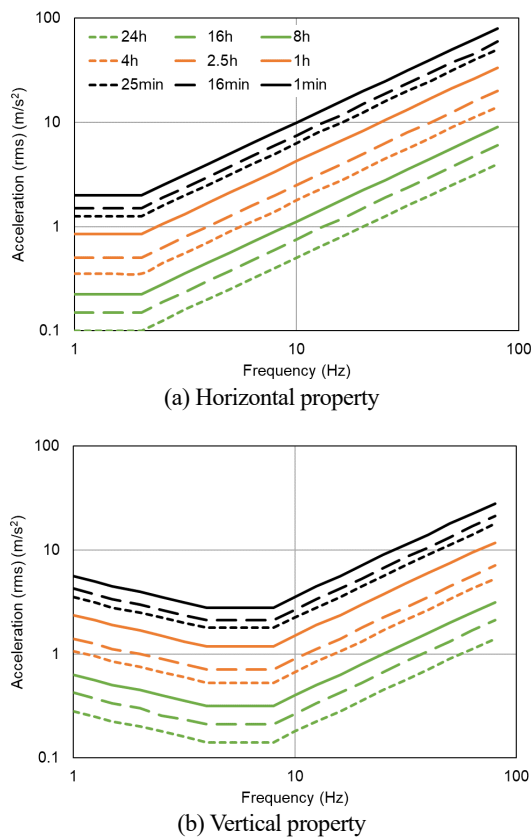


Fig. 24. Decreasing boundary of fatigue and efficiency.

5.3 評価結果

5.3.1 人体加速度感度フィルター処理

座席位置で評価した加速度について、例としてType-Aのフィルター適用前後の比較結果をFig. 25に示す。同図より、フィルターにおいて応答の高かった低周波数域では微増させ、高周波数域にいくに連れて、応答が小さくなっていることがわかる。よって、

Fig. 23に示したフィルターが、それぞれ良好に適用されていることが示されており、乗り心地評価において十分に有効であると考えられる。

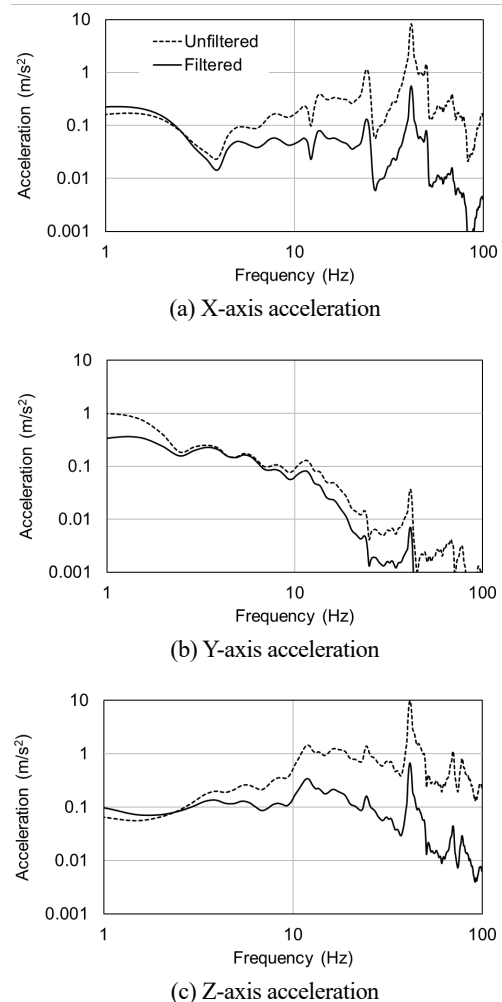


Fig. 25. Comparison of filter applications for Type-A.

5.3.2 多軸複合加速度算出結果

フィルター適用前後の、各方向加速度の実効値と多軸複合加速度を算出した結果をTable 8に示す。同表のフィルター後の多軸複合加速度より、NRの多軸複合加速度を1とすると、NRよりもType-Aで30%、Type-Bで25%の低振動化が可能であることがわかった。このことから、ビスカスマウントであるType-AとType-Bの高い減衰性能が示されているものと考えられる。よって、ビスカスマウントとサスペンションシートを建設機械に搭載することで、オペレータが受ける振動を低振動化することができると考えられる。

Table 8. Comparison of multi-axis composite acceleration before and after filter application.

Filter	Axis	Mount Type			
		NR	Butyl	Type-A	Type-B
Unfiltered	X-axis	15.13	12.35	7.55	9.16
	Y-axis	0.97	0.97	0.97	0.97
	Z-axis	5.62	6.13	8.44	7.80
	Multi-axis	22.62	19.33	15.89	16.87
Filtered	X-axis	1.04	0.86	0.54	0.65
	Y-axis	0.35	0.35	0.35	0.35
	Z-axis	0.66	0.58	0.66	0.64
	Multi-axis	1.76	1.49	1.24	1.33

5.3.3 サスペンションシート搭載による低振動化検討結果

ビスカスマウントに焦点を当て、疲労・能率減退境界を評価した拡大図を Fig. 26 に示す。同図より、本研究の振動解析においてオペレータは、25 分から 1 時間の作業で疲労を感じるという評価になった。しかし、通常建設現場の作業では、2 時間から 3 時間の作業が可能だと考えられるため、本研究の予測時間は、通常の作業よりも短く評価された。これは、本研究のシミュレーションでは、建設現場の中で最も過酷とされる碎石場での連続掘削を想定した外力条件を用いたことで、評価した疲労を感じる作業時間が、通常よりも短くなったと考えられる。よって、碎石場での連続掘削作業の過酷性が、振動解析に反映されていることがわかる。このことから、振動解析における外力条件と、ビスカスマウントやサスペンションシート等の解析モデルの定義は十分に有効であると考えられるが、さらなる低振動化も必要であるとされる。

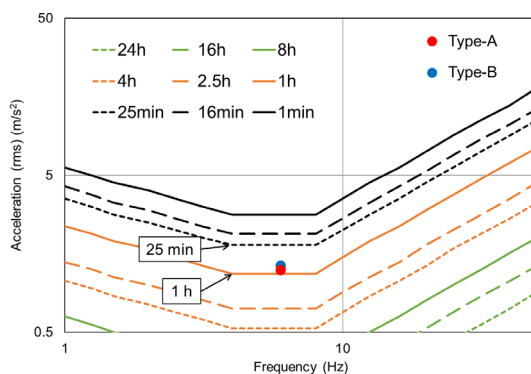


Fig. 26. Evaluation of fatigue and efficiency decreasing due to viscous mount and suspension seat application.

6. 結論

本研究では、建設機械の油圧ショベルを対象として、ビスカスマウントの性能を評価する上で必要不可欠な、キャブに対する外力条件を明確化した。また、実機相当の解析モデルを作成し、より実働に近い条件で評価した。それらをもとに、実測値を用いずオペレータの乗り心地を解析上で評価した。以下に得られた知見を示す。

- 1) MATLAB の Simscape Multibody を用いたマルチボディダイナミクスによって、建設機械および建設現場の再現を行うことで、その外力条件を振動解析へ適用することができる。
- 2) シミュレーションで評価した外力条件を定義した振動解析結果に、人体加速度感度フィルターを適用することで、実働を想定したオペレータの乗り心地を評価することができる。
- 3) 碎石場での連続掘削を想定して振動解析を実施すると、通常の作業よりも短い作業可能時間となり、碎石場の過酷性を良好に評価することができる。
- 4) ビスカスマウントの動剛性を動特性試験より評価し、外力条件と解析モデルの定義、オペレータの作業時の乗り心地評価を、全て解析上で実施することができる。

参考文献

- 1) R. Jiao, V. Nguyen and V. Le, "Ride Comfort Performance of Hydro Pneumatic Isolation for Soil Compactors Cab in Low Frequency Region", *Journal of Vibroengineering*, **22**[5], 1174-1186, (2020).
- 2) S. Repin, R. Litvin, V. Kuzmichev and I. Vorontsov, "Automotive Shock Absorbers' Applicability for Damping Resonant Oscillations in Construction Machines", *Architecture and Engineering*, **6**[1], 81-87 (2021).
- 3) 中田国昭, "履带式車両 (油圧ショベル&ブルドーザ) の快適居住性", 建設機械, (2002).
- 4) 金山登, 中田国昭, "建設機械の乗り心地向上", フルードパワーシステム, **34**[3], 52-56, (2003).
- 5) 小泉孝之, 辻内伸好, 大門拓童, 安藤博昭, "空気ばねと粘性流体の複合マウントにおける動特性評価", 日本機械学会 D&D2006 CD-ROM 論文集, (2003).
- 6) 中田国昭, 里見武志, 木佐美信行, "建設機械用キャブマ

- ウントの研究開発(積層形ビスカスマウントについて)”, 神戸製鋼技報, **40**[1], 34-49, (1994).
- 7) 浜崎義弘, 米澤智志, 井上喜雄, “高粘性流体封入マウントの動特性に関する研究(周波数依存性, 振幅依存性のモデリングの検討)”, 日本機械学会論文集, **62**[595], 97-102, (1996).
 - 8) 川口正隆, 安田千秋, 柳下公男, “剛体モデルによる建設機械キャブ系の振動解析”, 日本機械学会, **B**[98], 804-807, (1998).
 - 9) 川口正隆, 田崎和重, 葛川光雄, 抱井良平, “高減衰マウント装着の建設機械運転室系振動解析に関する研究”, 日本機械学会論文集, **87**[894], 1-11, (2021).
 - 10) 川端將司, 森辰宗, “油圧ショベルの動的挙動シミュレーション技術”, 神戸製鋼技報, **62**[1], 37-40, (2012).
 - 11) 川端將司, 今西悦二郎, “油圧ショベルの動的強度解析技術”, 神戸製鋼技報, **57**[1], 58-61, (2007).
 - 12) H. Andou, T. Koizumi and N. Tsujiuchi, “Identification and Simulation of the Impact Characteristics of the Viscous Mount”, *Structures Under Shock and Impact*, **87**, 391-400 (2006).
 - 13) 川口正隆, 前川明寛, 小林伸行, 鈴木浩平, 吉村卓也, “建設機械のアーム部のアクティブ振動制御に関する研究(第1報, 数式モデルおよび線型シミュレーション)”, 日本機械学会論文集, **58**[549], 83-89, (1992).
 - 14) 鹿内健志, 上野正実, 大嶺政朗, “車輪下の土壌変形と走行性に関する基礎的研究-車輪接地応力分布と土壌ひずみ分布の関係”, 農業機械学会, **58**[549], 43-44, (1996).
 - 15) 高田迪彦, “堆積岩の圧縮破壊過程における変形特性と浸透性に関する個別要素法を用いた解析”, 資源・素材学会, **128**, 478-486, (2012).
 - 16) 岡本伸吾, 葛紀夫, 花野拓也, “人体-車体連成系の最適レギュレータによる振動制御”, 日本機械学会論文集, **60**[573], 48-53, (1994).
 - 17) International Standard : Mechanical vibration and shock-Evaluation of human exposure to whole-body vibration-Part1 : General requirement, ISO2631-1, (1997).
 - 18) Japan Industrial Standard, JIS C 1510, (2023).