

アクティブマスダンパを用いた 鉄道車体の回転機振動低減手法の提案

秋山 裕喜* 瀧上 唯夫* 槇田 耕伸*

Method for Reducing Vibration Generated by Rotating Machinery
of Railway Vehicle Carbody Using an Active Mass Damper

Yuki AKIYAMA Tadao TAKIGAMI Yasunobu MAKITA

Railway vehicles use rotating machinery such as engines, motors and compressors. Vibrations generated by rotating machinery affect the ride quality of the passengers since the vibrations are transmitted to the floor of the carbody. In order to isolate these vibrations, rubber isolator generally supports the rotating machinery. However, depending on the mounting structure, it is difficult to obtain a sufficient vibration isolation effect in some cases. This paper proposes a method to reduce the vibrations by setting an active mass damper near the rotating machine for such cases.

キーワード：車体、振動制御、回転機、アクティブマスダンパ、乗り心地

1. はじめに

鉄道車両には様々な回転機（エンジンやコンプレッサなど）が搭載されており、特に車体に取り付けられた回転機の振動は、車体の床面に伝わると乗り心地に影響を与える場合がある。このような事例が発生した場合、一般的には回転機の支持部に防振ゴムを取り付けたり、そのばね定数を調整したりするなど、振動を絶縁する対策が検討されるが、取り付け部の構造などが制約となり対策が困難な事例も存在する。そこで、支持部での対策が困難な事例に対して、回転機の近傍に取り付けたアクティブマスダンパ（AMD）を用いて車体の振動を低減する手法を検討する。

AMDを回転機の振動低減に適用した研究としては、建築物を対象としたものが報告され、その有効性が示されており¹⁾²⁾、鉄道車両における効果も十分に期待できると考えられる。ただし、近年の鉄道車両は、エネルギー効率向上や沿線環境で発生する地盤振動低減のため軽量化が進められており、建築物を対象とする場合に比べて、より小型・軽量の装置が求められる。著者らは、走行中の軌道変位による車体の振動を低減することを目的に小型・軽量のAMDを開発し、振動低減効果が得られることを示してきた³⁾⁴⁾⁵⁾。本報告では、この目的で開発した小型・軽量のAMDを用いて、車体に取り付けられた回転機（発電用エンジン）から床面に伝わる振動を低減することをめざして実施した基礎試験の結果を示す。

2. 試験車両を用いた基礎検討

2.1 概要

はじめに、図1に示す（公財）鉄道総合技術研究所が所有する通勤形試験車両（以下、試験車両）を用いて、営業車両でもAMDによる振動低減効果が期待できるかを調べるための基礎検討を行った。ここでは、図2に示すように車内の床上に回転機を想定した起振機とAMD



図1 通勤形試験車両



図2 試験車両への起振機およびAMDの設置状況

* 車両構造技術研究部 車両振動研究室

を積載し、その近傍に制御および評価に活用する加速度センサを設置した。なお、ここで用いる起振機と AMD は同一の型式のものである。

2.2 営業車両の振動再現試験

本章で対象とする試験車両は回転機を搭載していない車両であり、最終的に目標としている営業車両とは種々の条件が異なる。そこで、はじめに、起振機を用いて営業車両の振動を再現するための入力信号について検討した。本試験で用いる起振機は入力信号に比例する力を発生する装置であるため、入力信号におおよそ比例した加速度を直近の床面に発生させることができる。そこで、営業車両で測定した床面の上下方向加速度に比例した電圧値を起振機の入力信号として使用し、その電圧の倍率を 0.2 と 0.4 に設定した 2 ケースの加振試験を実施した。なお、基準となる電圧値は測定システムの設定に依存するため、上記の倍率に物理的な意味はない。図 3 に営業車両で測定した実稼働状態の上下方向加速度と、起振機を用いて試験車両を加振して再現した試験の車体床面の上下方向加速度のパワースペクトル密度 (PSD) を示す。この図から、営業車両で生じている 42Hz と 125Hz の特徴的なピークを再現できていることがわかる。また、その高さは倍率 0.2、0.4 のいずれの条件でも実測を上回っており、今回用いた起振機で十分な加振力が得られ、振動を再現できることがわかる。ただし、倍率 0.2 の条件では、25Hz 以下の周波数において加速度 PSD が実測を下回っていたため、以降の検討は倍率 0.4 の条件で行うこととした。

2.3 コントローラ的设计

コントローラはこれまでの検討⁵⁾と同様に H^∞ 制御理論に基づき設計する。そこで、はじめに図 4 に示す外乱 w (起振機の入力信号)、制御入力 u (AMD の入力信号)、制御量 z (車体床面上下加速度と制御入力にそれぞれ重み $W_s(s)$ 、 $W_t(s)$ を乗じたもの)、観測量 y (車体床面上下加速度) をもつ一般化プラント $G(s)$ を作成する。

2.3.1 一般化プラントの作成

一般化プラント $G(s)$ の内部は、外乱 w と観測量 y 、

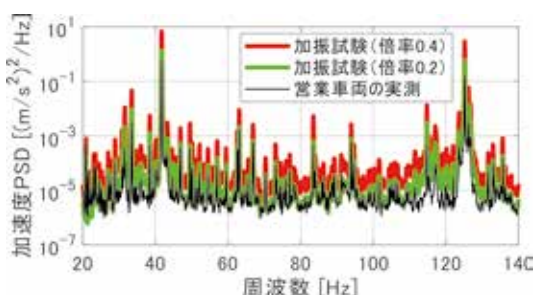


図3 床上測定点における加速度 PSD

制御量 z の関係を表す $P_w(s)$ (起振機入力から車体床面加速度までの特性) と制御入力 u と観測量 y 、制御量 z の関係を表す $P_u(s)$ (AMD 入力から車体床面加速度までの特性)、重み $W_s(s)$ 、 $W_t(s)$ で構成される。ここで、 $P_w(s)$ と $P_u(s)$ とは、実際に起振機と AMD にそれぞれ指令電圧 (入力) を加え、そのときの入力と出力 (車体床面加速度) を測定することで同定できる。一方 $W_s(s)$ 、 $W_t(s)$ はコントローラ設計者が任意に設定する重みであるため、後述するコントローラ設計時に決定する。

2.3.2 起振機と車体床面モデルの同定

はじめに、図 4 に示す一般化プラントの $P_w(s)$ を起振機の入力から車体床面の加速度までの周波数応答関数 (FRF) から同定する。カットオフ周波数 10Hz と 150Hz のパワース型バンドパスフィルタを適用したランダム波 (以下、バンドランダム波) を起振機に入力し、車体床面の上下方向の加速度を測定した。得られた結果から FRF を求め、線形のシステム同定で広く用いられている予測誤差法⁶⁾を用いて、起振機の入力信号から車体床面の加速度までの関係を状態空間モデルで同定した。一般的には、起振機の入力信号から発生する力までのモデル (起振機モデル) と、発生する力から車体床面の加速度までのモデル (車体モデル) を別々に同定するケースが多いが、ここでは、起振機が発生する力を実際に測定することが困難であることから、起振機モデルと車体モデルをまとめて同定した。実測結果と、同定したモデルで求めた入力から出力までの FRF のゲインと位相の特性を図 5 に示す。この図から、制御対象とする 40Hz 近傍ではゲインと位相の特性は概ね合致しているが、それ以外の周波数、特に 50~110Hz の帯域では差異が認められる。将来的に高調波である 125Hz についても低減することをめざして、ここでは 10~150Hz までのバンドランダム波を用いてモデルの同定を行ったが、後述するように 40Hz のみを対象に制御を行う場合は周波数の帯域を制限してモデル同定を行うことで、制御対象領域である 40Hz 近傍については、より高精度なモデルを構築できると考えられる。

2.3.3 AMD と車体床面モデルの同定

次に、図 4 の $P_u(s)$ を、AMD の入力から車体床面の

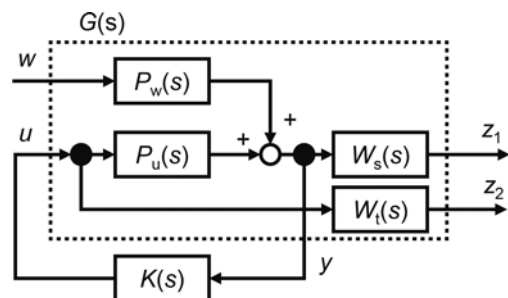


図4 一般化プラント

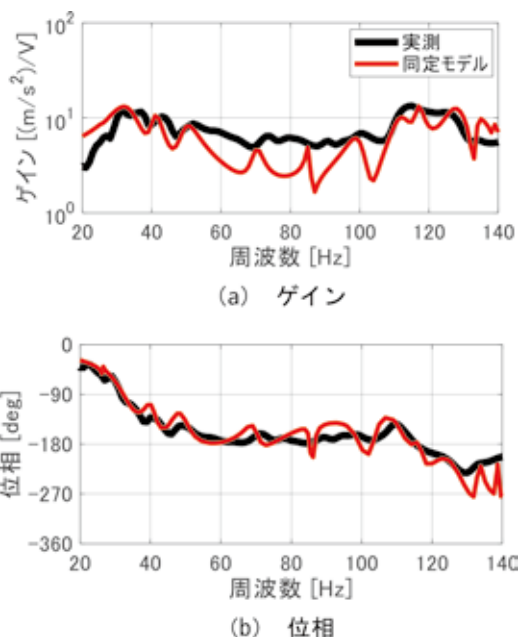


図5 起振機入力信号から床面加速度までの FRF

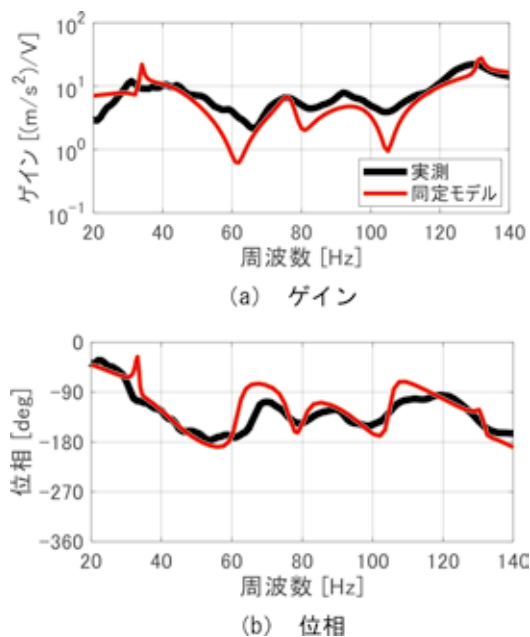


図6 AMD 入力信号から床面加速度までの FRF

加速度までの FRF から同定する。前項で示した起振機モデルと同様に AMD にバンドランダム波を入力し、車体床面の上下方向の加速度を測定し、AMD の入力信号から車体床面の加速度までの関係を状態空間モデルで同定した。実測と同定したモデルで求めた入力から出力までの FRF を図 6 に示す。この図から、前項で示した起振機と車体床面モデルと同様に制御対象である 40Hz 近傍ではゲインと位相の特性は概ね合致していることがわかる。ただし、モデルでは 34Hz に顕著なピークが認められ、モデルと実測の差異が大きくなっているため、設計したコントローラを実装したときの応答を確認する必要がある。

2.3.4 重みの設定とコントローラ的设计

H^∞ 制御理論を適用することで、外乱 w から制御量 z への閉ループ伝達関数の周波数特性を重みによって整形できる。ここでは、重みとして $W_s(s)$ と $W_t(s)$ の 2 つを設定しており、それぞれ y (車体床面の加速度) と u (制御入力) に対するものである。重みは、それぞれ式 (1)、式 (2) に示す形を基本として、 $W_s(s)$ と $W_t(s)$ に対応する倍率 k_s と k_t 、共振・反共振の角振動数に相当する ω_s と ω_t 、ピークの減衰を調整する ζ_s と ζ_t を試行錯誤的に調整し、決定する。

$$W_s(s) = k_s \frac{s^2 + 2\pi\omega_s s + \omega_s^2}{s^2 + \pi\zeta_s \omega_s s + \omega_s^2} \quad (1)$$

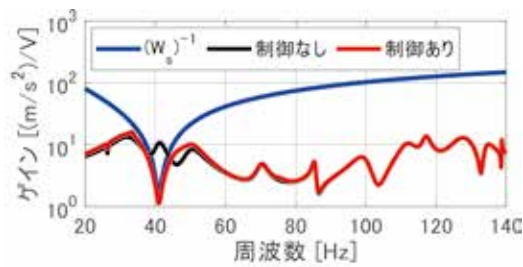
$$W_t(s) = k_t \frac{s^2 + \pi\zeta_t \omega_t s + \omega_t^2}{s^2 + 2\pi\omega_t s + \omega_t^2} \quad (2)$$

ここでは制振対象を 42Hz のピークに対応する振動とする。決定した重みを用いて、コントローラを設計し、制御なしと制御ありの条件で、起振機入力から車体床面加速度までの FRF を求めた結果と、制御ありの応答をそれ以下に抑えるようなコントローラを設計する重みの逆数を図 7 に示す。図 7 より、重みに対応して制御後の応答が周波数領域で整形されていることがわかる。実際にコントローラを設計するときは、この図を確認しながら重みを調整し、実装して挙動を確認後、再度重みを調整する試行を繰り返す。なお、重みを含む一般化プラントから具体的なコントローラ $K(s)$ を作成するプロセスは MATLAB の Robust Control Toolbox を利用している。

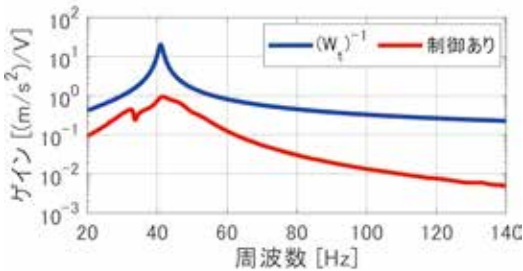
図 8 に作成したコントローラの周波数特性を示す。制御対象の 40Hz 近傍でゲインが大きくなっており制振効果が期待できる。一方、その他の周波数ではゲインが小さく、影響を与えにくい特性となっており、所要のコントローラを作成できていることがわかる。

2.4 振動低減効果

前節で示した手順で設計したコントローラを実装して加振試験を行った。図 9 に制御なしとありの車体床面上下方向の加速度 PSD を示す。この図から、制御することで、加速度 PSD の 42Hz 付近のピーク値は約 1/20 となっており、大幅な低減を実現できていることがわかる。また、その他の周波数に着目すると、45Hz 近傍では加速度 PSD が増加しているが、それ以外に顕著に増加している周波数は認められない。45Hz 近傍の増加は、図 7 に示したモデルの FRF の比較でも予測された結果であり、42Hz のピークに比べると十分に小さいため、実

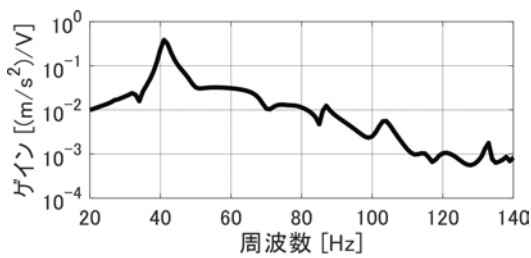


(a) 入力：外乱 (w)，出力：制御量 (z_1)

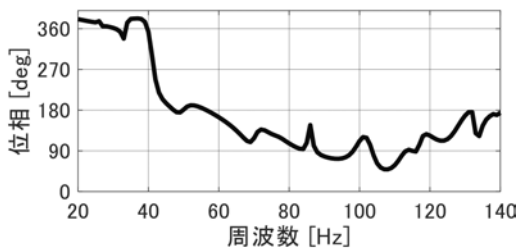


(b) 入力：外乱 (w)，出力：制御量 (z_2)

図7 FRFと重み



(a) ゲイン



(b) 位相

図8 コントローラ (K) のFRF

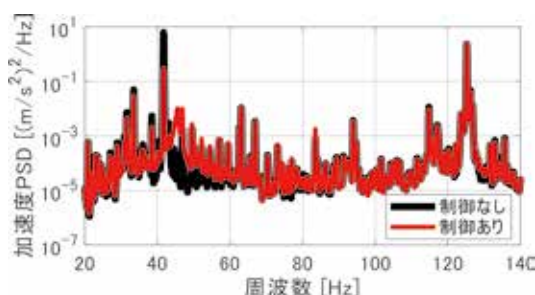


図9 床面評価点の加速度 PSD

用上問題ないと判断している。また、モデル化の誤差が大きかった34Hzについても明確なPSDの増加は認められなかった。以上の結果から、上述の手順で有効なコントローラを設計可能であることを確認した。

3. 営業車両を用いた検証試験

3.1 概要

前章で、AMDにより回転機からの振動を低減するためのコントローラの設計手順を確立できたため、営業車両を用いた検証試験を行った。対象車両は気動車で、一定の回転数で動作する発電用のエンジンが車体床下に取り付けられている。

3.2 コントローラの設計

コントローラを設計するためには、図4に示した一般化プラントを作成する必要があるが、エンジンの指令信号もしくは、エンジンの回転によって発生する力から車体床面の加速度までのシステム ($P_w(s)$) を実際に測定して同定することが困難である。そのため、ここでは前章で示した基礎検討と同様に図10、図11に示すように、エンジン直上に起振機を設置し、その起振機を仮想のエンジンとして動作させ、起振機への入力信号と車体床面加速度の測定結果から $P_w(s)$ を同定することで、コントローラを設計した。ここで、起振機はコントローラの設計のみに使用しており、振動低減効果の検証は、実際にエンジンを駆動させることで発生した振動により評価する。加速度の測定点は図11に示す床面の4点 (f1~f4) とした。ここで、f3の測定点は、エンジン直上であり、コントローラの入力 (観測量) としても使用した。

コントローラは前章と同様に図12に示す手順で設計した。ここで、対象とする車両が異なるため、 $P_w(s)$ と



図10 営業車両への起振機およびAMDの設置状況

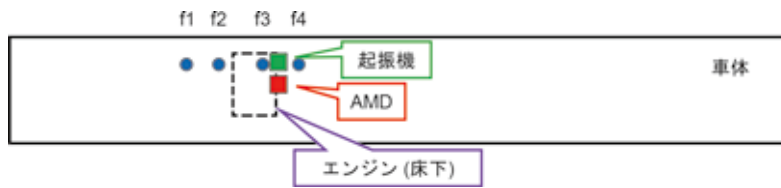


図 11 AMD 設置位置と評価点 (f1~f4)

$P_v(s)$ は前章とは異なるものとなり，それに合わせて，重み $W_s(s)$ と $W_t(s)$ も調整している。

3.3 検証試験結果

車両を定置してエンジンを駆動させたときの，制御なしとありの条件で測定した床面 4 点の上下方向加速度

の時系列データを図 13，得られた時系列データから求めた PSD を図 14 に示す。なお，図 13 の凡例には加速度の実効値 (RMS) を記している。図 13 より，AMD の直近の f3 だけでなく，その他の測定点でも加速度が低減していることがわかる。また，RMS の値も全測定点で小さくなっており，最大で 47% 低減された。図 14 より，制御なしでは対象としているエンジンの回転周波数に対応する 42Hz に加速度 PSD の顕著なピークをもち，制御することでそのピークを低減できていることがわかる。特に，測定点 f3 では 42Hz のピークを 1/200 以下にすることができており，高い振動低減効果が得られた。以上の結果から，AMD を設置したエンジン直上の測定点 f3 だけでなく，床面の複数点でエンジン回転に伴う振動の低減が可能であり，提案手法が有効な対策となることを示した。

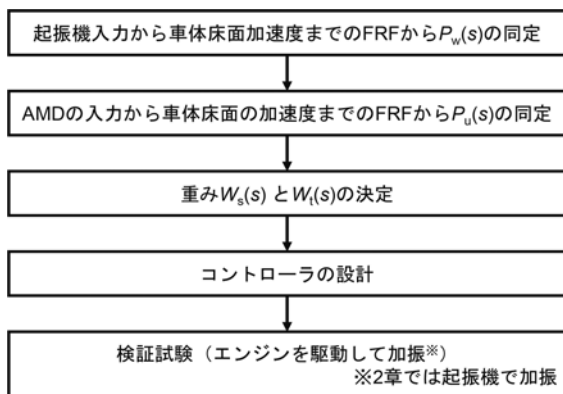


図 12 コントローラの設計手順

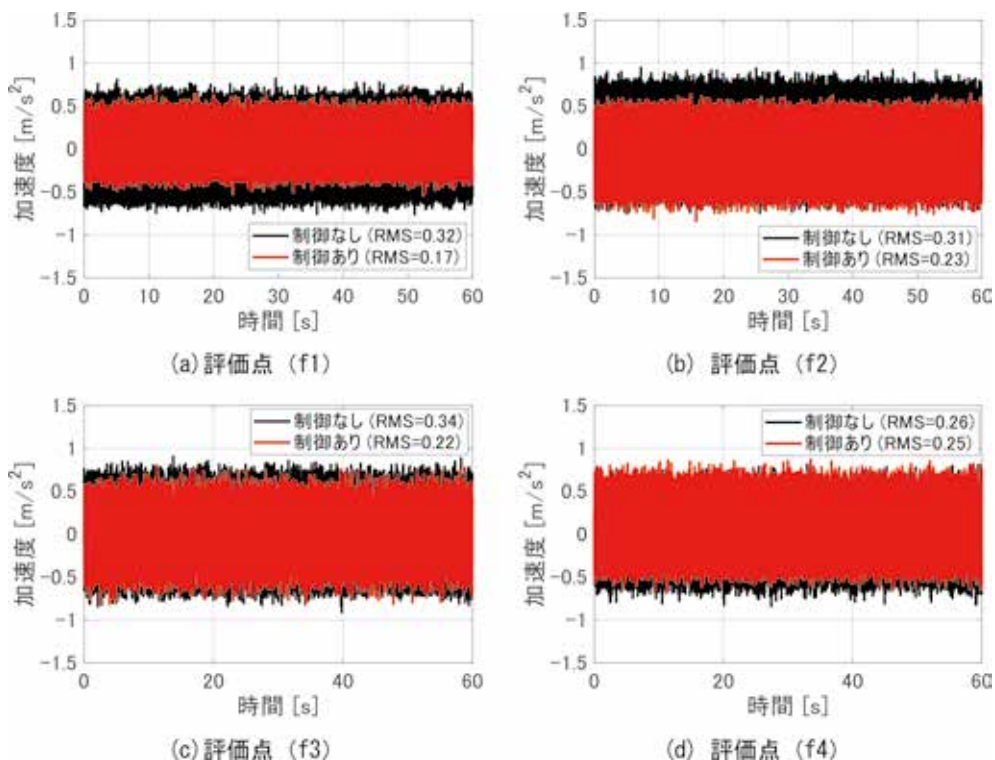


図 13 床面評価点の加速度

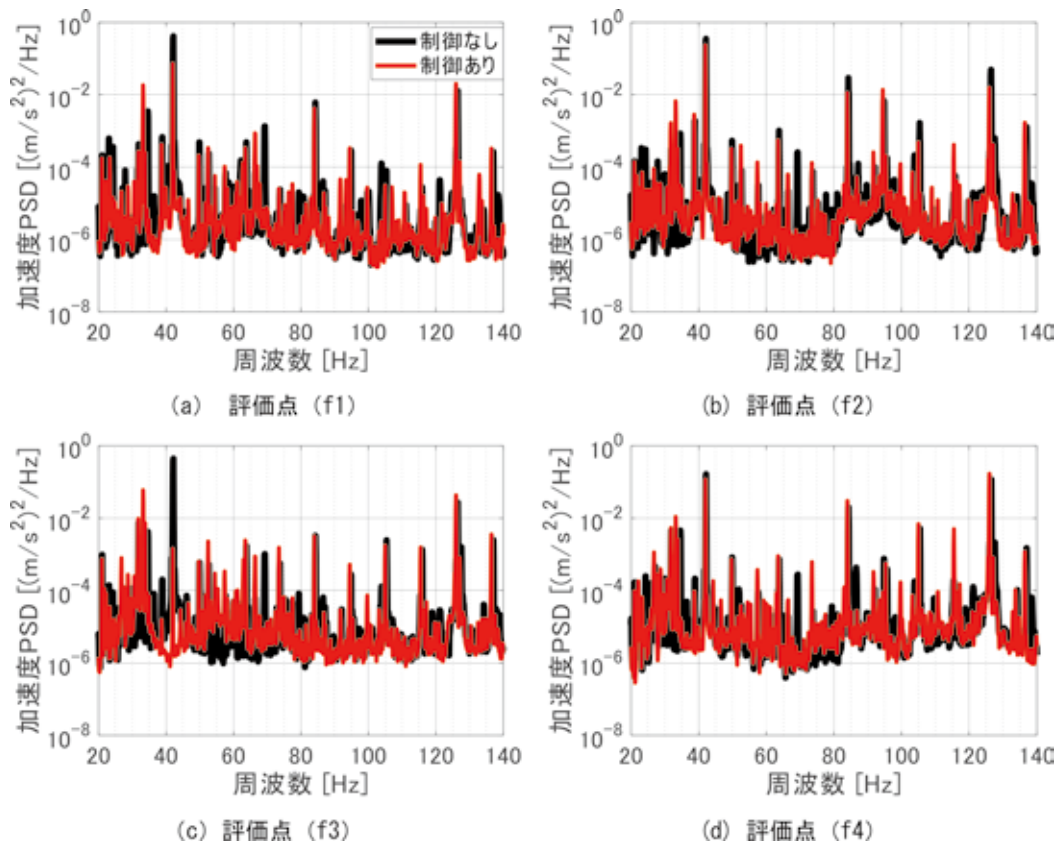


図 14 床面評価点の加速度 PSD

4. おわりに

本報告では、鉄道車両の車体の 10Hz 前後の弾性振動を低減することを目的に開発した小型・軽量の AMD を用いて、車体に取り付けられた回転機（エンジン）から床面に伝わる振動を低減することをめざして実施した基礎試験の結果を示した。その結果、対象とした回転機の回転周波数に対応する 42Hz における、車体床面上下方向の加速度 PSD の顕著なピークを、床面の複数点で低減できることを示した。今後は、今回対象外とした高調波成分（120Hz など）を同時に低減する手法の確立をめざすとともに、実際の走行状態において、車体弾性振動（10Hz 前後）と回転機から伝わる振動（数 10Hz 以上）を同時に低減することで、さらなる乗り心地の向上を実現したいと考えている。

謝 辞

本研究における試験の実施にあたり、四国旅客鉄道株式会社の関係者には多大なご協力をいただいた。この場を借りて厚くお礼申し上げる。

文 献

- 1) 一本松正道, 藤本洋, 小島高明, 高橋良典, 藤田裕介, 中本邦博, 安田正志: 回転機械防振用アクティブマスダンパの開発, 日本音響学会誌, Vol.59, No.4, pp.203-208, 2003
- 2) 関子, 平井正昭, 浅見郁夫, 館山勝: 回転機器の振動伝達の低減を目的とするアクティブ制振装置の制御, 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2010 CD-ROM 論文集, No.10-8, 講演番号 340, 2010
- 3) 秋山裕喜, 富岡隆弘, 瀧上唯夫: 車体弾性振動低減のためのアクティブマスダンパの開発, 鉄道総研報告, Vol.27, No.5, pp.17-22, 2013
- 4) 秋山裕喜, 富岡隆弘, 瀧上唯夫: 小型アクティブマスダンパによる車体弾性振動の多モード制振効果, 鉄道総研報告, Vol.27, No.12, pp.29-34, 2013
- 5) 秋山裕喜, 瀧上唯夫, 相田健一郎: 車体弾性振動低減のためのアクティブマスダンパの性能向上, 鉄道総研報告, Vol.33, No.3, pp.41-46, 2019
- 6) 足立修一: MATLAB による制御のためのシステム同定, pp.101-103, 1996