

# 台上試験装置を活用した平行軸 e-Axle 搭載車両の振動抑制制御開発

尾田 未知<sup>1) 2)</sup> 永井 栄寿<sup>1)</sup> 藤本 博志<sup>1)</sup> 佐藤 宏治<sup>2)</sup> 溝口 佳奈<sup>2)</sup>  
瀧澤 直樹<sup>2)</sup> 藤田 英理<sup>3)</sup> 山本 広大<sup>3)</sup> 浦野 徹<sup>3)</sup>

## Evaluation of vibration suppression control for parallel shaft e-Axle using test bench system

Michi Oda Sakahisa Nagai Hiroshi Fujimoto Koji Sato Kana Mizoguchi  
Naoki Takizawa Hidemasa Fujita Kota Yamamoto Tohru Urano

Unlike internal-combustion engine vehicles, electrified vehicles can suppress the vibration by the motor which can output positive and negative torque with high responsiveness. In this paper, we describe the control development using a test bench to suppress the vibration caused by bushes and drive shafts on a vehicle with an e-Axle. In the test bench, low-inertia dynamometers are used, which can simulate the vehicle behavior with high reproducibility and accurately measure the frequency responses that cannot be obtained in an actual driving test. In addition, the controller designs can be developed efficiently.

**KEY WORDS:** Vibration, noise, and ride comfort, Power train, Control technology, e-Axle, Test bench (B3)

### 1. ま え が き

電気自動車は環境面だけでなく制御面においても優れており、エンジン車と比べてトルク応答は2桁速く<sup>(1)</sup>、力行だけでなく回生もできることから、正負のトルクによりアクティブに振動を抑制できる。また、モータはエンジンと比べて簡単な構造であり、モータ、インバータ、ギアを一体化した e-Axle は駆動システムの小型・軽量・低コスト化を実現する<sup>(2)</sup>。e-Axle の研究開発<sup>(3)(4)</sup>は、電気自動車普及の鍵を握っている。しかし、e-Axle 搭載車両はモータの駆動力を車輪へ伝達するための機械部品を含み、機械由来の振動が発生する。特にドライブシャフトのねじれ剛性やマウントブッシュの弾性による振動は乗り心地を悪化させる。これまで、電気自動車の乗り心地改善のために、理論的な二慣性モデルと実験車両を使った研究は取り組まれているが<sup>(5)(6)</sup>、計測データに基づく車両特性と市販車を使った研究は少ない。

機械依存の共振に対する振動抑制制御として、ゲイン安定化制御と位相安定化制御がある<sup>(7)</sup>。ゲイン安定化制御は指令値に含まれる共振周波数成分をノッチフィルタで抑制するものだが、外乱起因の振動に対する抑制効果は小さい。位相安定化制御はナイキスト線図上で共振周波数の位相を安定化させる補償器を導入するもので、外乱起因の共振周波数における振動を抑圧できる。また、共振周波数を含む乗り心地評価指標<sup>(8)</sup>となる0.5~10 Hzの周波数帯域で外乱振動抑圧ができる<sup>(9)</sup>。

これまでエンジン車の耐久性・効率・騒音・振動を評価する

1) 東京大学(277-8561 千葉県柏市柏の葉5-1-5)

2) (株)小野測器(226-8507 神奈川県横浜市緑区白山1-16-1)

3) 三菱自動車工業(株)(444-8501 愛知県岡崎市橋目町字中新切1番地)

ために、車両モデルに基づいたタイヤの運動を低慣性モータで再現する台上試験装置が使用されている<sup>(10)(11)</sup>。低慣性モータは応答が速く、高応答な電気自動車でも有効に活用することができるが、電気自動車の振動抑制において台上試験装置を活用した制御器設計のプロセスはまだ確立されていない。

本研究では、電気自動車の乗り心地改善を目的として、台上試験装置を活用した振動抑制制御システムの設計を行い、台上および実路で振動抑制効果を評価する。対象車両は e-Axle ユニットを搭載した Plug-in Hybrid Electric Vehicle (PHEV) とする。ここでは、Rear Motor Control Unit (RMCU)に制御器を実装し、車両の機械部品の変更なしで乗り心地改善を目指す。制御器は、車輪速度制御と駆動力オブザーバを含む駆動力制御システム<sup>(12)</sup>を使用する。駆動力制御システムはスリップ率の変化に堅牢で、駆動力制御システムを使用したトラクション制御の研究が多く行われている<sup>(13)(14)</sup>。制御器設計では、台上試験装置を活用したシステム同定実験の計測データに基づいた伝達特性を利用する。制御器の振動抑制効果は、グリップ環境とスリップ環境下でステップ応答により評価する。ステップ応答実験は、台上試験装置と実路で計測し、振動抑制効果を確認する。

本論文は、以下の章で構成される。まず、第2章で活用した台上試験装置の詳細を説明し、第3章で制御対象車両の構造とシステム同定実験の結果を示す。第4章では制御器の詳細を説明する。第5章でステップ応答実験による振動抑制効果の評価を行い、第6章で結論を述べる。

### 2. 台 上 試 験 装 置

本研究では、制御器の設計と評価のために台上試験装置<sup>(15)</sup>

を使用した。台上試験装置に使用するダイナモメータは低慣性のものであり、トルク応答が速い。これまで台上試験装置はエンジン車の耐久・疲労・音・振動・性能試験等に活用されてきたが、これらの利点はトルク応答の速い電気自動車にも有効である。台上試験装置は実路での実験と異なり、任意の路面摩擦抵抗値を設定することができ、実験結果は天候や路面状況の影響を受けない。また、長い走行距離が不要なことも大きな利点であり、WLTCなどの走行パターンを使用する試験や高速走行試験などが簡易にできる。

Fig. 1に台上試験装置を使用した実験環境、Fig. 2に台上試験装置の構成図を示す。この台上試験装置は、車両モデルに基づいてダイナモメータから走行抵抗トルクを出力し、任意の走行環境をシミュレーションする。また、このダイナモメータは車両のドライブシャフトと連結され、ドライブシャフトから出力されるトルクを吸収する。対象車両はFig. 3に示すタイヤ型軸受けを装着することで、ドライブシャフトを低慣性ダイナモメータへ接続する。このタイヤ型軸受けはホイール部分と軸が切り離されている構造で、ホイール部分をベルトで床面に固定することで、車両を固定したまま、軸のみをダイナモメータへ連結して駆動させる。軸トルク計と回転速度検出器はダイナモメータとドライブシャフトの間に設置され、シミュレーションと同時にトルクと回転速度を計測する。



Fig. 1 Experimental Environment Using Test Bench

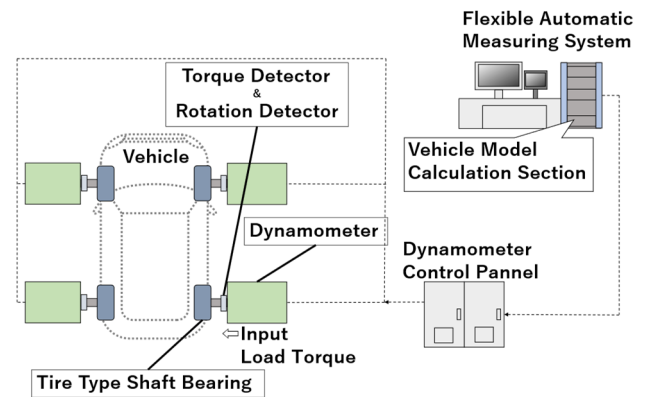


Fig. 2 Configuration Diagram of Test Bench

### 3. 制御対象

#### 3.1. 制御対象と駆動ユニットの構成

制御対象はFig. 1で示した車両で、平行軸 e-Axle を搭載した PHEV 車両である。平行軸 e-Axle はインバータ、駆動モータ、減速ギア、デファレンシャルギアを含む。駆動ユニットの構成図を Fig. 4 に示す。e-Axle ユニットの3つのブッシュで車体のクロスメンバーに固定されており、デファレンシャルギアの2つの出力軸に左右のドライブシャフトがそれぞれつながっている。ドライブシャフトを搭載している車両の場合、ドライブシャフトのねじれ剛性による共振によって振動が発生する。本報告では、このドライブシャフトによる振動をターゲットとして振動抑制の制御器を設計し、RMCU に実装する。ここでは供試体の機械部品は変更しない。

#### 3.2. システム同定実験に基づくモデリング

本研究では、制御器設計のために台上試験装置を使用してシステム同定実験を行い、対象車両の伝達関数を取得する。第4章で後述する制御器の設計に必要な伝達特性は、モータトルクから①モータ角速度、②車輪角速度、③ねじれトルクまでの3つの伝達特性である。

Fig. 5に実験機器の構成図を示す。供試体は灰、台上試験装置の計測システムは緑、データ収録機器は青で示す。e-Axleのモータへトルクを印加すると、ダイナモメータがタイヤの挙動を車両モデルに基づいて再現する。システム同定実験では、入力信号として駆動ユニットのRMCUからモータトルク指令を



Fig. 3 Tire Type Shaft Bearing

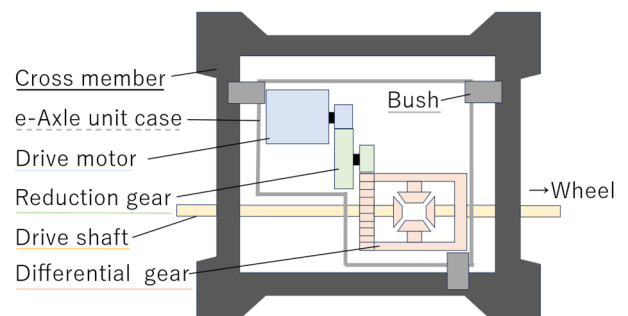


Fig. 4 Configuration of Driving unit

印加する。乗り心地に影響する低域の周波数で伝達特性を得るために、入力信号は0.05 Hz ~ 200 Hzのチャープサイン波とした。モータ角速度はRMCUで計測し、車輪角速度とねじれトルクは台上試験装置で計測する。計測した時間波形をFFT解析して周波数特性を得る。Fig. 6-8に各伝達特性を示す<sup>9)</sup>。

青点は計測データである。時間遅れの影響で高域の周波数で位相に遅れがある。また、10.6 Hz にドライブシャフトのねじれ剛性による共振があることを確認した。赤線は計測データにフィッティングした伝達関数の周波数特性で、それぞれ式(1)(2)(3)と導出した。先行研究で使用されていた二慣性モデルでは計測データにフィッティングできなかったため、分母の次数を5次にするこでフィッティングを行った。

$$\frac{\omega_m(s)}{T_m(s)} = \frac{46.35s^4 + 2604s^3 + 8.768 \times 10^4 s^2 + 5.302 \times 10^4 s + 8.547 \times 10^5}{s^5 + 71.59s^4 + 6376s^3 + 2.399 \times 10^5 s^2 + 3.867 \times 10^6 s} \times e^{-0.008s} \quad (1)$$

$$\frac{\omega_l(s)}{T_m(s)} = \frac{45.99s^3 + 5664s^2 + 6839s + 1.049 \times 10^5}{s^5 + 71.59s^4 + 6376s^3 + 2.399 \times 10^5 s^2 + 3.867 \times 10^6 s} \times e^{-0.008s} \quad (2)$$

$$\frac{T_s}{T_m} = \frac{212.7s^4 + 5.230 \times 10^4 s^3 + 1.947 \times 10^6 s^2 + 3.140 \times 10^7 s}{s^5 + 71.59s^4 + 6376s^3 + 2.399 \times 10^5 s^2 + 3.867 \times 10^6 s} \times e^{-0.008s} \quad (3)$$

ここで、 $T_m$ はモータトルク、 $\omega_m$ はモータ角速度、 $\omega_l$ は車輪角速度、 $T_s$ はねじれトルクである。ここで得た伝達特性は第4章の制御器設計で使用する。

#### 4. 制御器

本章では、振動抑制のための駆動力制御システムについて説明する。制御システムのブロック線図を Fig. 9 に示す。この駆動力制御システム(DFC)は、車輪速度制御(WSC)、駆動力オブザーバ(DFO)で構成される。ここで、 $r$ は車輪半径、 $F_d$ は駆動力、 $V$ は車体速度をそれぞれ表し、 $*$ は指令値、 $\hat{\cdot}$ は推定値を表す。 $y$ は車体速度 $V$ と車輪速度 $V_w$ から導出されるスリップ率を表すパラメータで式(4)のように表される。

$$y = \frac{V_w}{V} - 1 \quad (4)$$

各ブロックについて、次節で説明する。

##### 4.1. Driving Force Control system (DFC)

本節では Fig. 9 の青い点線で囲った駆動力制御系について説明する。ここで、 $T_m^*(DFC)$ は駆動力制御のモータトルク指令値、 $K_{i(DFC)}$ はI制御ゲインである。本実験では、制御対象は台上試験装置に固定されているため、車体速度 $V$ は台上試験装置で演算された推定車体速度 $\hat{V}$ を使用する。ここでは、DFC FF制御と、駆動力オブザーバの出力信号 $r\hat{F}_d$ をフィードバックし、制御器はI制御を用いる。車体速度指令値 $V^*$ は式(5)から導出される。

$$V^* = \begin{cases} \hat{V} + y^* \hat{V} & (\hat{V} \geq \sigma) \\ \hat{V} + y^* \sigma & (\hat{V} < \sigma) \end{cases} \quad (5)$$

ここで、 $\sigma$ はゼロ除算を避けるための小さい正の値である。車輪速度指令値 $\omega_l^*$ は式(6)から導出される。

$$\omega_l^* = \frac{V^*}{r} \quad (6)$$

DFC FF フィルタ $G_{FF}(s)$ はモータトルク $T_m$ からねじれトルク $T_s$ の伝達特性の逆系より導出する。第3章で導出した式(3)の伝達関数より、DFC FF フィルタを式(7)のように設計した。

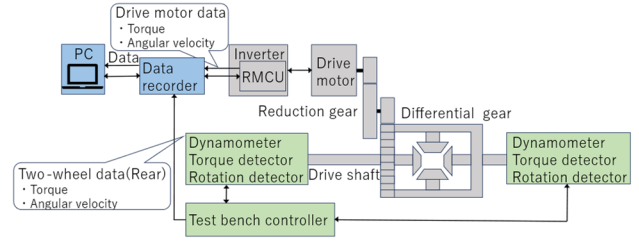


Fig. 5 Configuration of Experiments

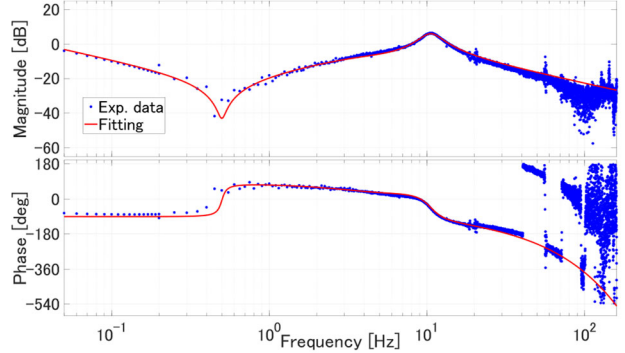


Fig. 6 Transfer Characteristics  $\left(\frac{\omega_m(s)}{T_m(s)}\right)$  (9)

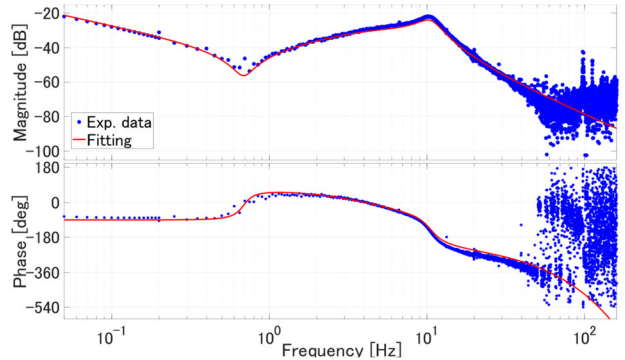


Fig. 7 Transfer Characteristics  $\left(\frac{\omega_l(s)}{T_m(s)}\right)$  (9)

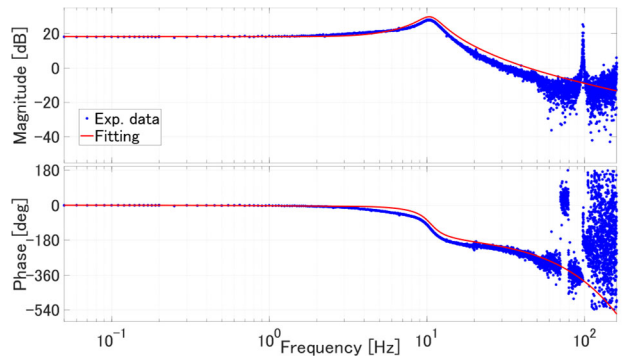


Fig. 8 Transfer Characteristics  $\left(\frac{T_s(s)}{T_m(s)}\right)$  (9)

$$G_{FF}(s) = \frac{T_m^*(s)}{T_s(s)} \times \frac{1}{\tau_2 s + 1} \quad (7)$$

このとき、DFC FF 制御フィルタは分母の次数が分子の次数を下回りプロパーでなくなるため、LPF を加えて分母の次数を上げた。I ゲイン $K_{i(DFC)}$ と DFC FF フィルタの時定数 $\tau_2$ はステップ応答結果より振動抑制効果を得られる値に設定する。

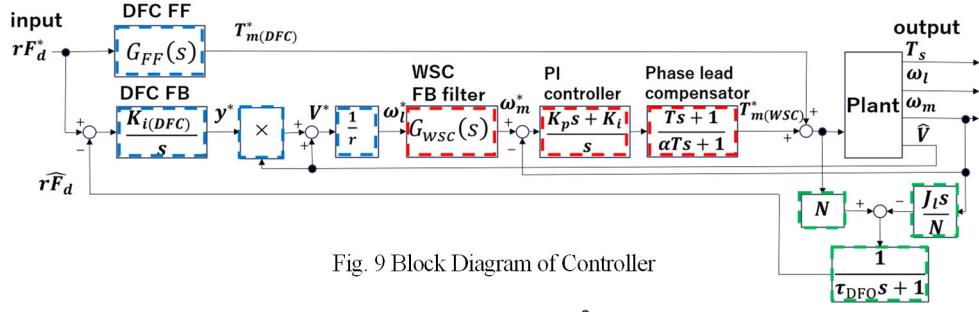


Fig. 9 Block Diagram of Controller

#### 4.2. Wheel Speed Control (WSC)

本節では Fig. 9 の赤い点線で囲った車輪速度制御について説明する. ここで,  $T_m^*(WSC)$  は車輪速度制御のモータトルク指令,  $K_p$  は P ゲイン,  $K_i$  は I ゲインである.

車両のシステムに車輪速度  $\omega_l$  を計測するセンサがないため, モータ角速度  $\omega_m$  を FB 信号とする. そこで, 指令信号は車輪角速度指令値  $\omega_l^*$  からモータ角速度指令  $\omega_m^*$  に変換する FB フィルタ  $G_{WSC}(s)$  を適用し, モータ角速度指令に変換する. 第 3 章で導出した式 (1) (2) の伝達関数より, FB フィルタ  $G_{WSC}(s)$  は式 (8) のように導出する.

$$G_{WSC}(s) = \frac{\omega_m(s)}{\omega_l(s)} = \frac{\omega_m(s)}{T_m(s)} / \frac{\omega_l(s)}{T_m(s)} \times \frac{1}{\tau_1 s + 1} \quad (8)$$

ここで, FB フィルタは分母の次数が分子の次数を下回りプロパーでなくなるため, LPF を加えて分母の次数を上げた.

ここでは, モータ角速度の計測値をフィードバックして PI 制御を行い, トルク指令を出力する. PI 制御の P ゲイン  $K_p$  と I ゲイン  $K_i$  は, プラントを剛体モデル  $\frac{1}{(J_l + J_m N^2)s}$  として極配置設計により式 (9) (10) で導出する.

$$K_p = 2 \left( \frac{J_l}{N^2 + J_m} \right) p \quad (9)$$

$$K_i = \left( \frac{J_l}{N^2 + J_m} \right) p^2 \quad (10)$$

ここで  $J_l$  は車輪の慣性,  $J_m$  はモータの慣性,  $N$  は減速比,  $p$  は極である. 極  $p$  はステップ応答結果より振動抑制効果を得られる値に設定する.

位相安定化のために位相進み補償を使用する. ここで,  $\alpha$  は  $(1 - \sin(P_{G_c})) / (1 + \sin(P_{G_c}))$ ,  $T_l$  は  $1 / (2\pi\sqrt{\alpha}f_{G_c})$  から導出され,  $f_{G_c}$  は位相が進む周波数,  $P_{G_c}$  は位相進み量である. ナイキスト線図で共振周波数の位相を  $0^\circ$  に近づけるように位相進み補償器を設計する<sup>(7)</sup>.

位相安定化制御を評価するために, ゲイン安定化制御器と比較する. 位相進み補償器の代わりにノッチフィルタを適用する. ノッチフィルタは共振周波数のゲインを低減させるように設計し, 伝達関数は次式とした.

$$G_{notch} = \frac{s^2 + 10.8s + 4420}{s^2 + 266s + 4420} \quad (11)$$

位相安定化制御とゲイン安定化制御のナイキスト線図を Fig. 10, 感度関数のボード線図を Fig. 11, 入力外乱のボード

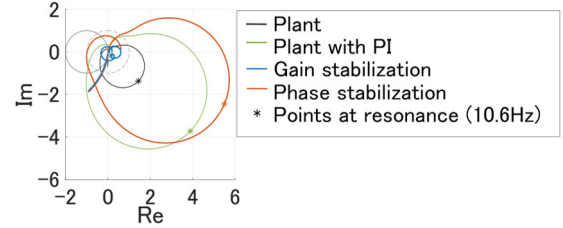


Fig. 10 Nyquist Diagram

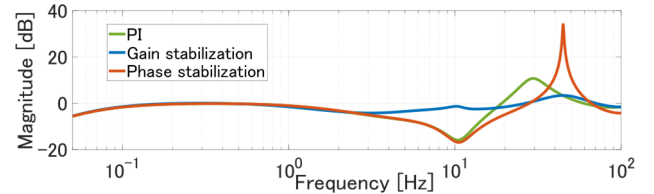


Fig. 11 Bode Diagram of Sensitivity Functions

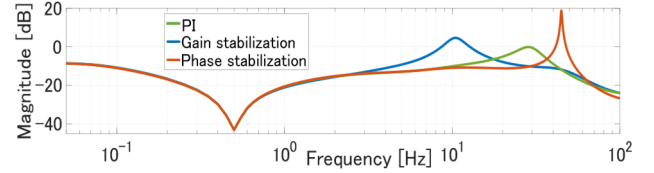


Fig. 12 Bode Diagram of Input Disturbance Response

線図を Fig. 12 に示す. 黒はプラント, 緑は PI 制御, 青はゲイン安定化制御 (PI+ノッチフィルタ), 赤は位相安定化制御 (PI+位相進み補償器) である. Fig. 10 の  $(-1, 0)$  の点から半径 1 の灰の点線は感度関数 0dB の円で, 円の内側は外乱を増幅し, 外側に離れるほど外乱を抑制する. Fig. 11, Fig. 12 のボード線図は, それぞれプラントの出力端外乱と入力端外乱からモータ角速度までの特性を示し, 正の値は各外乱を増幅, 負の値は各外乱を抑制することを示す. ゲイン安定化制御は指令値に含まれる共振周波数のゲインを抑制できるが, スリップや凹凸などの路面状況による外乱振動は抑えられない. 一方, 位相安定化制御は, 共振周波数を含む乗り心地の評価指標となる周波数帯域で外乱の影響を小さくできる.

#### 4.3. Driving Force Observer (DFO)

本節で Fig. 9 の緑の駆動力オブザーバについて説明する. 車両の一輪モデルを Fig. 13 に示す. 走行抵抗は十分小さいとして車両の運動モデルを式 (12) で表す.

$$J_l \dot{\omega}_l = T_s - rF_d \quad (12)$$

式 (12) より駆動力によるトルク  $rF_d$  は式 (13) である.

$$rF_d = T_s - J_l \dot{\omega}_l \quad (13)$$

共振周波数以下の周波数範囲では式(14) (15)とみなす.

$$\hat{T}_s = T_m N \quad (14)$$

$$\hat{\omega}_l = \omega_m / N \quad (15)$$

式(13) (14) (15)より, 式(16)のようにモータトルク $T_m$ とモータ角速度 $\omega_m$ から, 駆動トルク $r\hat{F}_d$ を推定する.

$$r\hat{F}_d = T_m N - J_l \omega_m / N \quad (16)$$

推定した駆動トルクに時定数 $\tau_{DFO}$ の1次LPFを適用する.

## 5. 評価実験

本章では, 制御器による振動抑制効果を評価するためのステップ応答実験について説明する. ステップ応答実験の初めに, 第2章で述べた制御器の各パラメータを振動抑制効果が得られる値に調節する. WSCの極と位相進み補償器, FFフィルタ, FBフィルタ, DFOの時定数, DFCのIゲインの順に調節する. 各設定値をTable1に示す. ステップ応答は台上試験装置と実路で計測し, 台上試験装置の有用性を示す.

### 5.1. 台上試験装置上のステップ応答実験

台上試験装置上の実験では路面摩擦係数を1(グリップ)と0.1(スリップ)に設定し, 駆動トルク指令のステップ信号を入力した. 初期車体速度とステップ指令値をTable2に示す. モータ角速度の時間波形をFig.14, FFT解析結果をFig.15に示す. グリップ環境下のゲイン安定化制御を緑実線, 位相安定化制御をピンク実線, スリップ環境下のゲイン安定化制御を青点線, 位相安定化制御を橙点線で示す. FFT解析結果より, ゲイン安定化制御と比べて位相安定化制御は10 Hzの共振周波数周辺の振動を低減させており, スリップ率によって変動する共振周波数や初期速度に柔軟に対応できている.

### 5.2. 実路上のステップ応答実験

実路上の実験では乾燥路と極低 $\mu$ 路のテストコースを使用した. 初期車体速度とステップ指令値をTable2に示す. モータ角速度の時間波形をFig.16, FFT解析結果をFig.17に示す. グリップ環境下のゲイン安定化制御を緑実線, 位相安定化制御をピンク実線, スリップ環境下のゲイン安定化制御を青点線, 位相安定化制御を橙点線で示す. 5.1節の台上試験装置の結果と同様に, 実路でもゲイン安定化制御に比べて位相安定化制御は共振周波数周辺のゲインを低減している. Fig.15とFig.17の台上試験装置と実路上で計測したステップ応答のFFT解析結果は, ゲイン安定化制御と位相安定化制御ともに共振周波数周辺で同様の傾向を示しており, 台上試験装置は実路上の試験を模擬できていることがわかる.

## 6. 結論

本報告では平行軸e-Axle搭載車(PHEV)を対象に, 振動抑制制御器の設計から評価までのプロセスに台上試験装置を活用し, 制御器の振動抑制効果を実路上で評価した. 制御器は, ス

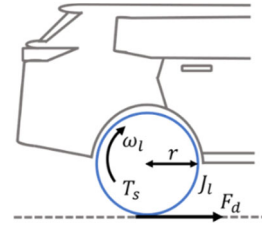


Fig. 13 One Wheel Model

Table 1 Parameter Value

Parameter	Value
$p$	0.3 rad/s
$P_{G_c}$	36 deg
$f_{G_c}$	40 Hz
$\tau_{DFO}$	0.008 s
$\tau_1$	0.05 s
$\tau_2$	0.05 s
$K_I$	0.001 s

Table 2 Experimental Conditions

	Friction coefficient / Road condition	Initial speed	Reference driving torque
Test bench	1 / Grip	20 km/h	326.12 Nm
	0.1 / Slip	0 km/h	326.12 Nm
Test course	0.8~0.9 / Dry road	20 km/h	326.12 Nm
	$\approx 0.1$ / Low friction road	10 km/h	1467.5 Nm

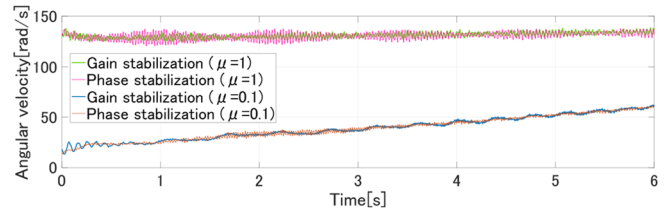


Fig. 14 Time Response of Motor Angular Velocity (Test Bench)

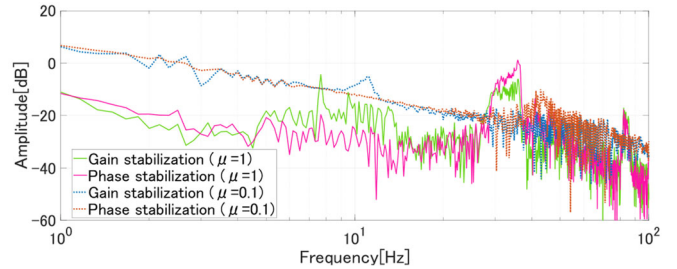


Fig. 15 FFT Analysis Results (Test Bench)

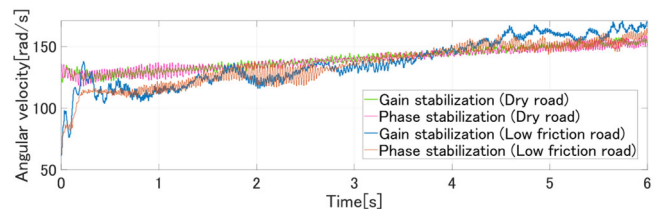


Fig. 16 Time Response of Motor Angular Velocity (Test Course)

リップ率の変化に堅牢な駆動力制御システムをベースとした. 台上試験装置を利用したシステム同定実験から車両の伝達特性を取得して制御器を設計した. 台上試験装置と実路上でグリップとスリップ環境下でステップ応答を計測し, 加速時の

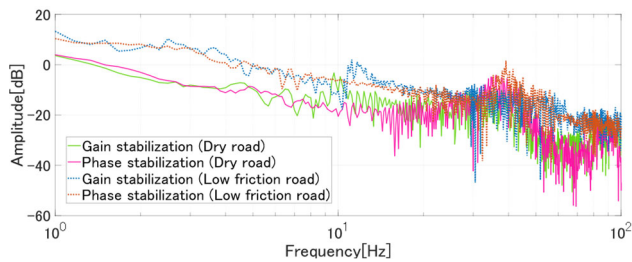


Fig. 17 FFT Analysis Results (Test Course)

振動抑制効果进行评估した。ここでは位相安定化とゲイン安定化制御を比較した。台上試験装置と実路上のステップ応答の結果は、位相安定化制御がゲイン安定化制御と比べて共振周波数周辺で振動抑制できることを示し、台上試験装置上で設計した制御器は実路でも同様に振動抑制効果を得られることを確認した。また、ステップ応答のFFT解析結果は台上試験装置と実路上で同様の傾向であった。すなわち、振動抑制の制御器設計のために、環境に左右されやすい長距離のテストコースは必要なく、台上試験装置を活用することで手軽かつ効率的に制御器設計ができる。

#### 参考文献

- (1) Y. Hori: Future vehicle driven by electricity and control research on four-wheel-motored “UOT Electric March II”, IEEE Trans. on Industrial Electronics, Vol. 51, No. 5, p. 954-962 (2004)
- (2) 松盛裕明: EV 駆動システム e-Axle から見た電気技術と機会技術, 日本 AEM 学会誌, Vol. 30, No. 1, p. 33-38(2022)
- (3) M. Martino, P. Pescetto, and G. Pellegrino: Advanced Functionally Integrated E-Axle for A-Segment Electric Vehicles, 2020 AEIT International Conference of Electrical and Electronic Technologies for Automotive, p. 1-6 (2020)
- (4) H. Fuse, H. Fujimoto, K. Sawase, N. Takahashi, R. Takahashi, Y. Okamura, and R. Koga: Derivation of Dynamic Model of Two-Input-Two-Output Torque Difference Amplification Motor Drive System and Independent Left-and-Right Wheel Control with Decoupling Compensator, IEEJ Journal of Industry Applications, Vol. 11, No. 3, p. 427-436 (2022)
- (5) 天田順也, 藤本博志: 車載モータを搭載した電気自動車におけるドライブシャフト共振制御を用いた駆動力制御法, 電気学会研究会資料 IIC(1-16), p. 13-18 (2013)
- (6) H. Chu, W. Shi, Y. Jiang, and B. Gao: Driveline Oscillation Damping for Hybrid Electric Vehicles Using Extended-State-Observer-Based Compensator, Sustainability, Vol. 15, No. 10, p. 1-16 (2023)
- (7) M. Kobayashi, S. Nakagawa, T. Atsumi, and T. Yamaguchi: High-Bandwidth Servo Control Designs for Magnetic Disk Drives, Proc. IEEE/ASME Int. Conf. Adv. Intell. Mechatron., p. 1124-1129 (2001)
- (8) ISO Standard 2631-1: Mechanical vibration and shock -Evaluation of human exposure to whole-body vibration-, part1 (1997)
- (9) M. Oda, S. Nagai, H. Fujimoto, H. Fujita, K. Yamamoto, T. Urano, K. Sato, K. Mizoguchi, and N. Takizawa: A Consideration of Vibration Suppression Control of Parallel Shaft e-Axle Using Phase Stabilization Control Based on System Identification, The 10th IEEJ Int. Work. on Sensing, Actuation, Motion Control, Optimization (2024)
- (10) N. Mizushima, S. Sato, H. Yagi, and H. Suzuki: Improvement of Transient Operation Controllability in Engine Test Bench for Heavy-Duty Vehicles, International Journal of Automotive Technology, Vol. 20, No. 6, p. 1255-1262 (2019)
- (11) H. Fujimoto, H. Yoshida, D. Kawano, Y. Goto, M. Tsuchimoto, and K. Sato: Bench Test of Range Extension Autonomous Driving for Electric Vehicles Based on Optimization of Velocity Profile Considering Traffic Signal Information, International Electric Vehicle Technology Conference and Automotive Power Electronics Japan (2016)
- (12) M. Yoshimura and H. Fujimoto: Driving Torque Control Method for Electric Vehicle with In-Wheel Motors, Electrical Engineering in Japan, Vol. 181, No. 3, p. 49-58 (2012)
- (13) H. Fuse and H. Fujimoto: Driving force controller considering lateral slip based on brush model for traction control of independent-four-wheel-drive electric vehicle, Electrical Engineering in Japan, Vol. 214, No. 1, p. 52-61 (2020)
- (14) H. Kuwahara and T. Murakami: Tracked Vehicle Velocity Estimation by Disturbance Observer and Machine Learning, and its Application to Driving Force Control for Slippage Suppression, IEEJ Journal of Industry Applications, Vol. 11, No. 1, p. 69-75 (2022)
- (15) K. Shirota, F. Baba, M. Horikoshi, and K. Sato: Development of “Virtual and Real Simulator” for Engine, SAE Paper, 2001-01-1355 (2001)