

# 台車枠疲労予測システムの開発

## 第五報 予測精度向上にむけた技術開発の内容と結果

下川 嘉之\* 伊藤 星太 岸野 瞬士 木村 幸彦 藤本 隆裕 南 秀樹 (日本製鉄)  
近藤 修 五百旗頭 学 (日鉄テクノロジー) 中川 淳一 (東京大学)

Development of a fatigue prediction system for a bogie frame: the fifth report

Contents and results of technological development for improving accuracy of stress prediction

Yoshiyuki Shimokawa, Shota Itoh, Shunji Kishino, Yukihiko Kimura, Takahiro Fujimoto, Hideki Minami (Nipponsteel Corporation)  
Osamu Kondo, Gaku Iokibe (Nipponsteel Technology Co. Ltd), Junichi Nakagawa (The University of TOKYO)

A system for predicting the fatigue life of a bogie frame has been under development. This report focuses on two types of technologies for improving the accuracy of stress prediction: the direct input method of acceleration and displacement measurement data on a bogie based on the Craig-Bampton method, and the stress regression method using assimilation of displacement measurement data on a bogie. These methods drastically improve the accuracy of stress prediction.

キーワード：台車枠応力，疲労予測，有限要素法，運動方程式，モード合成法，データ同化

(bogie frame stress, fatigue life prediction, finite element method, equation of motion, modal synthesis method, data assimilation)

### 1. はじめに

鉄道車両用台車枠は、多くのブラケットを溶接結合した構造物であり、長期使用に対する堅牢性を求められる。

車両走行時の台車枠の応力状態は、多くのブラケットから様々な複合荷重が入力されるため、予測が困難である。そのため、過去の経験に基づき制定された JIS<sup>(1)(2)</sup>を用いて、荷重スベックを設定し、静荷重試験により各部位の応力を測定し、複合応力を算出し、応力限界図で強度を評価する。

さらに実車走行試験で、静荷重試験で応力限界図に対し余裕が少なかった部位の応力を測定し、応力限界図内になることを確認し、その後、営業走行に供されることが多い。

しかし現車応力測定では、積載、速度等のさまざまな走行条件を盛り込むことはできない。また時間の長期経過で軌道が変化した場合の、台車枠の応力変化は、予測できない<sup>(3)</sup>。

よって、営業車で軸箱の振動加速度を常時モニタリングし、その時刻歴データから、FE 動解析で台車枠各部の応力を算出し、台車枠の疲労損傷状態を算出するシステムを開発中であり<sup>(4)(5)(6)</sup>、さらに応力予測精度の向上が必要である。そこで本報告では、軸箱の他、台車各部の振動加速度データをを用いた、応力予測精度の改善結果を示す。

### 2. 評価の対象

現車で各部の振動とモータ座の応力測定を行い、各部振

動を動荷重条件とした FE 動解析を行い、台車枠応力の測定波形と FE 動解析結果を比較した。

対象台車は、ボルスタレス台車の台車 A と、ボルスタ付き台車の台車 B の 2 種とし、前者の FE 動解析は、軸箱に加え、台車各部の振動加速度データを入力とする拘束モード法により、応力予測精度を改善した。後者は、さらに駆動装置からの入力荷重を考慮した。また台車動特性についてデータ同化による改善を行い、さらに評価点において、振動モード毎に回帰補正を行い、応力予測精度を改善した。

#### 2-1 台車 A

当社が標準的に製作しているモノリンク式ボルスタレス台車であり、軸間距離 1900mm、軌間 1435mm、最大幅は 2570mm である。Fig.1 に FEM モデルの概要と車両走行時の振動加速度測定点を、Fig.2 に現車試験結果を示す。本台車では、2.0~2.5 秒の主電動機受座応力を評価対象とした。

#### 2-2 台車 B

当社が標準的に製作している板ばね式ボルスタ台車であり、軸間距離 2100mm、軌間 1435mm、最大幅は 2640mm である。Fig.3 に FEM モデルの概要と車両走行時の振動加速度測定点を、Fig.4 に現車試験結果を示す。本台車では 1.2~2.2 秒の横ばり-心血つなぎの発生応力を評価対象とした。

Fig.2 と Fig.4 を比較すると、台車 A に対して台車 B では軸箱振動加速度と発生応力の測定範囲は約 2 倍であり、より外乱の大きい条件であることが分かる。

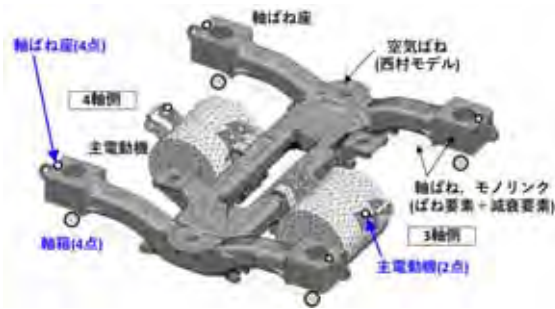


Fig.1 FEM 解析モデルと振動加速度測定点 1 - 台車 A

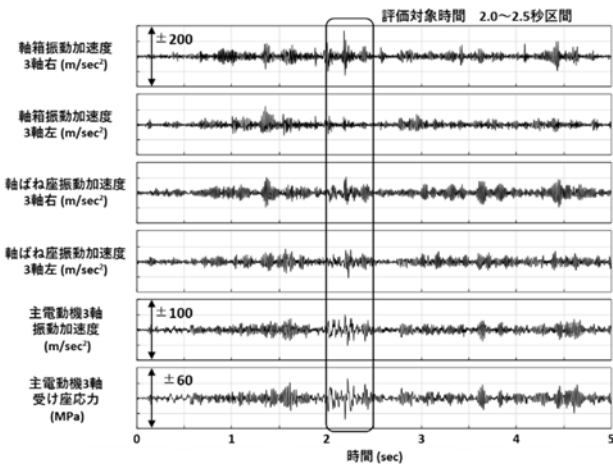


Fig.2 走行試験結果の一例 1 : 台車 A(走行速度 : 40km/h)



Fig.3 FEM 解析モデルと振動加速度測定点 2 - 台車 B

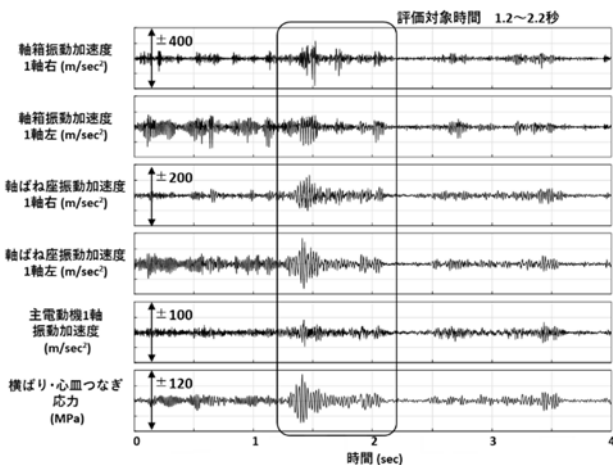


Fig.4 走行試験結果の一例 2 : 台車 B(走行速度 : 56km/h)

### 3. 振動加速度入力点の拡張

従来の方法<sup>(4)(5)(6)</sup>では、軸箱振動を入力とする FE 動解析を行う。FE 動解析は、拘束モードに基づくモード合成法<sup>(7)(8)</sup>とした。今回は、これに加えて台車枠の軸ばね座、主電動機の実測振動加速度も入力条件とし、主電動機受座応力を FE 動解析で予測する。

#### 3.1 定式化

有限要素法によって定式化される運動方程式は、次の(1)式で記述される。

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} \quad (1)$$

ここで、 $\{x\}$ は変位、 $\{F\}$ は外力、 $[M]$ は質量行列、 $[C]$ は減衰行列、 $[K]$ は剛性行列を示す。この(1)式から減衰を無視し、変位 $\{x\}$ を境界自由度 $\{x_b\}$ と内部自由度 $\{x_i\}$ に分割し、併せて係数行列と外力ベクトルを分割し、次の(2)式に変形する。

$$\begin{bmatrix} [M_{ii}] & [M_{ib}] \\ [M_{bi}] & [M_{bb}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_i \\ \ddot{x}_b \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_{ii}] & [K_{ib}] \\ [K_{bi}] & [K_{bb}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_i \\ x_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_i \\ F_b \end{Bmatrix} \quad (2)$$

ここで、境界自由度 $\{x_b\}$ とは台車枠に入力される振動変位であり、振動加速度を積分することによって求められる。また内部自由度 $\{x_i\}$ とは境界自由度 $\{x_b\}$ を除いた台車枠 FEM モデルの節点変位であり、次の(3)式で表される。

$$\{x_i\} = [\Phi]\{\eta\} + [\Phi_c]\{x_b\} \quad (3)$$

ここで、 $[\Phi]$ は内部自由度に対して外部との境界自由度を拘束して得られるモード行列、 $[\Phi_c]$ は次の(4)式で表される拘束モード行列である。

$$[\Phi_c] = -[K_{ii}]^{-1}[K_{ib}] \quad (4)$$

(3)式より、内部自由度の変位は、内部自由度のモード変位 $\{\eta\}$ と拘束モード行列を介して与えられる境界自由度の変位 $\{x_b\}$ によって求められる。また、内部自由度のモード変位は、有効質量行列 $[M_{eff}]$ を用いて(5)式の運動方程式を満足する。

$$[M_\eta]\{\ddot{\eta}\} + [C_\eta]\{\dot{\eta}\} + [K_\eta]\{\eta\} = -[\Phi]^T[M_{eff}]\{\ddot{x}_b\} \quad (5)$$

ここで、係数行列  $[M_\eta]$ 、 $[C_\eta]$ 、 $[K_\eta]$ はそれぞれ内部自由度のモード質量行列、モード減衰行列、モード剛性行列である。また、(5)式の右辺に示した境界自由度の加速度 $\{\ddot{x}_b\}$ とは実測値であり、次節以降では単に入力振動加速度と記載する。

以上の定式化によって得られた変位から、変位とひずみの関係式によってひずみテンソルを求め、これを評価点の歪みゲージ方向に変換し、ヤング率を乗じて応力を求める。

#### 3.2 結果 1 : 台車 A

台車 A を対象に、入力振動加速度を従来法：軸箱(4点)のみ、改良法 1：軸箱(4点) + 軸ばね座(4点)、改良法 2：軸箱(4点) + 軸ばね座(4点) + 主電動機(2点)とし、それぞれ 3 軸側の時刻歴解析結果を Fig.5 から Fig.7 に示す。これらの図より、軸箱に加えて、軸ばね座や主電動機の振動加速度を考慮することにより、主電動機受座応力と FE 動解析結果はほぼ一致し、正解を得ることができた。現車応力と FE 予測応力の瞬時値の誤差を決定係数で、計算が実測応力のピーク

をどの程度とらえているかを相関係数で評価すると、精度が最良であった改良法 2 (Fig.7 参照) では、応力の試験結果と計算結果の相関係数は 0.836, 決定係数は 0.783 であり, 両者の対応は良好であった。

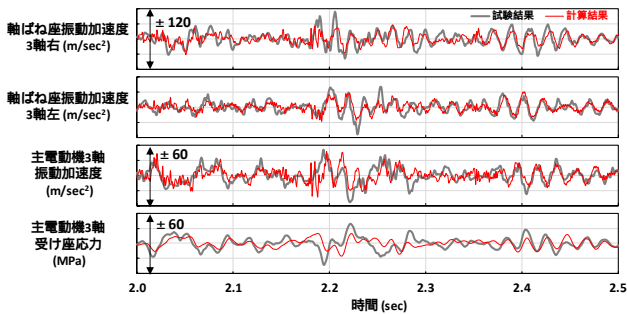


Fig.5 台車 A の時刻歴解析結果 1 - 従来法  
(入力：軸箱振動加速度)

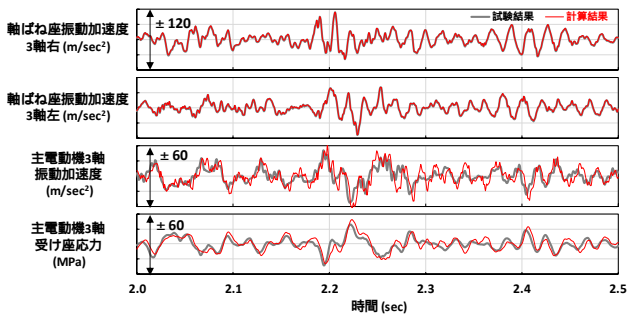


Fig.6 台車 A の時刻歴解析結果 2 - 改良法 1  
(入力：軸箱と軸ばね座の振動加速度)

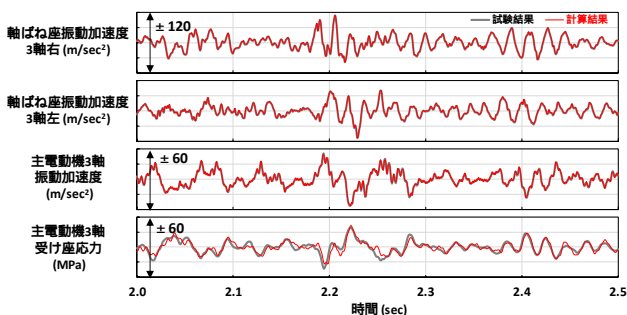


Fig.7 台車 A の時刻歴解析結果 3 - 改良法 2  
(入力：軸箱, 軸ばね座, 主電動機の振動加速度)

### 3・3 結果 2：台車 B

前節と同様, 台車 B を対象に, 従来法と改良法 2 による 1 軸側の時刻歴解析結果を Fig.8 と Fig.9 に示す。台車 A と同様, 改良法 2 によって発生応力の評価精度向上を確認できた。一方, 応力の試験結果と計算結果を比較すると, 相関係数は 0.688, 決定係数は 0.363 であり, 台車 B ほどには一致しなかった。

### 3・4 結果 3：駆動装置吊り座の影響

そこで主電動機に代え, 駆動装置吊り座の振動加速度を測定し, これを入力条件として再度評価した。入力振動加速度を軸箱と駆動装置吊り座(改良法 1 に相当)とし, 時刻歴解析結果を Fig.10 に示す。応力の試験結果と計算結果の相関係数は 0.627, 決定係数は 0.462 であり, 軸箱に加えて駆動装置吊り座の振動加速度を入力することで, FE 応力予測精度を改善できた。

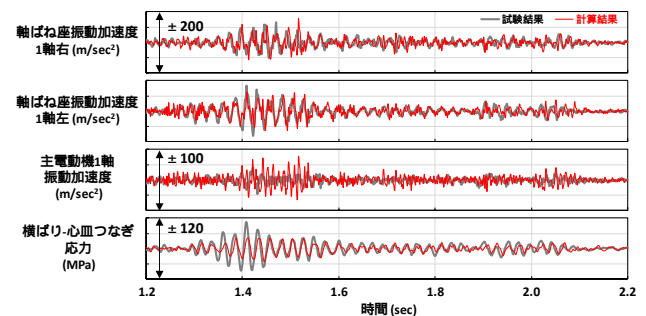


Fig.8 台車 B の時刻歴解析結果 1 - 従来法  
(入力：軸箱振動加速度)

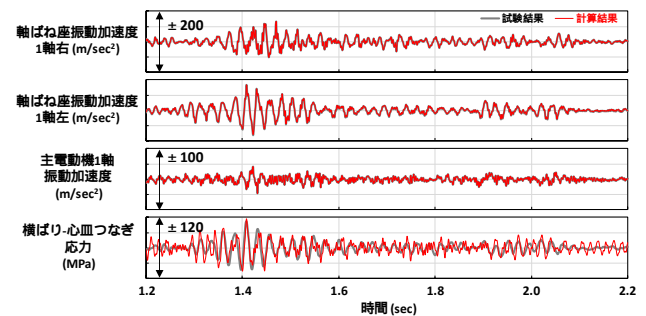


Fig.9 台車 B の時刻歴解析結果 2 - 改良法 2  
(入力：軸箱, 軸ばね座, 主電動機の振動加速度)

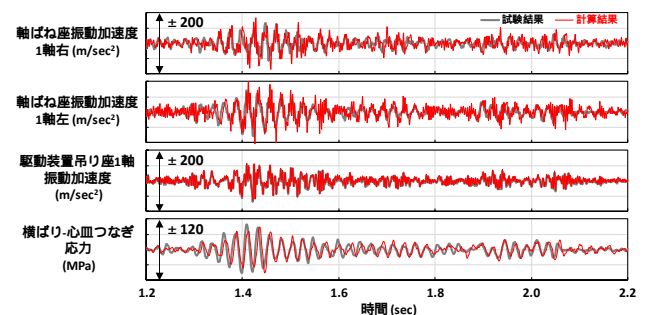


Fig.10 台車 B の時刻歴解析結果 3 - 改良法 1

## 4. データ同化によるモデルパラメータ修正

既報の台車枠疲労予測システム<sup>(5)(6)</sup>は, 軸箱振動加速度を入力とする FE 動解析で台車枠表面の任意の場所の応力を求めた。この手法に, 台車枠上の変位実測値を用いてデータ同化し, モード変位を更新する大域的・動的なモード情報の修

正と、応力実測点近傍の応力を、モード毎に回帰予測する、局所的・静的な修正を行うことで、応力予測精度の向上を図った。なお本章では台車 B を対象とし、Fig.4 に示した走行試験結果を用いた。

#### 4.1 定式化

対象とする台車枠の運動方程式を(1)式で与え、その固有値解析結果から得られるモード行列は(3)式に示した  $[\Phi]$  を使用する。

物理座標の変位  $\{x\}$ 、外力  $\{f\}$  は、モード行列  $[\Phi]$  を用いて、それぞれ(6)式、(7)式に示すようにモード座標での変位  $\{\xi\}$ 、外力  $\{f_\xi\}$  に変換できる。外力は軸箱の加速度実測値を時間積分し、剛性力と減衰力の和を軸ばねと板ばねを介し台車枠に入力した。

$$\{x\} = [\Phi]\{\xi\} \quad (6)$$

$$[\Phi]^T\{f\} = \{f_\xi\} \quad (7)$$

これらの変換式を用いて、(1)式の運動方程式を(8)式に示すモード座標での運動方程式に変換する。

$$[M_\xi]\{\ddot{\xi}\} + [C_\xi]\{\dot{\xi}\} + [K_\xi]\{\xi\} = \{f_\xi\} \quad (8)$$

この(8)式に対して、状態変数  $\chi$  を(9)式と定義し、(10)式に示す状態方程式と(11)式に示す観測方程式からなる状態空間モデルを構成する。

$$\{\chi\} = [\xi^{(1)}, \dot{\xi}^{(1)}, \dots, \xi^{(n)}, \dot{\xi}^{(n)}] \quad (9)$$

$$\{\dot{\chi}\} = [A]\{\chi\} + [G]\{F\} + \{w\} \quad (10)$$

$$\{y\} = [H]\{\chi\} + \{v\} \quad (11)$$

ここで  $n$  は採用モード数、 $[F]$  は  $\{f_\xi\}$  を転置したベクトルを表す。 $[A]$  は状態遷移行列、 $[G]$  は外力項格納行列を表し、(8)式から導出される。 $\{y\}$  は観測値のベクトル、 $[H]$  は観測行列を表し、(6)式の関係をもとに実測点の固有ベクトル  $\{\phi\}$  で構成される。 $\{w\}$  はシステムノイズ、 $\{v\}$  は観測ノイズを表す。

以上の準備を元に、まず台車枠上での変位の実測値を(11)式の  $\{y\}$  に代入し、カルマンフィルタのアルゴリズムを使ってデータ同化を行い、状態変数  $\chi$  を更新する。次に、台車枠上で実測された応力  $\sigma_{obs}$  を、(12)式に示すように、(9)式に示したモード変位ベクトルを用いて線形回帰し、回帰係数  $w_i, i = 0, \dots, n$  を求めておく。

$$\sigma_{obs} = [w_0 \ w_1 \ \dots \ w_n] \begin{bmatrix} 1 \\ \xi^{(1)} \\ \vdots \\ \xi^{(n)} \end{bmatrix} \quad (12)$$

この(12)式に基づいて、逐次更新されるモード変位ベクトルと回帰係数により応力を予測する。

#### 4.2 結果

台車 B の軸ばね座と主電動機 6 箇所の変位観測値を観測値ベクトル  $\{y\}$  としてデータ同化した結果の一例として、3 軸側の結果を Fig.11 の 1~3 段目のグラフに示す。

Fig.4 の横ばり-心皿つなぎで実測した応力を予測するため、0~1 秒間に実測した 1000 時刻の試験応力とデータ同化

で更新された同時刻のモード変位を使って(12)式の回帰係数を求めておき、1.2~2.2 秒間の応力を予測した結果を Fig.11 の 4 段目のグラフに示す。決定係数は 0.782 であり、相関係数は 0.907 となり、高精度の予測が実現できた。

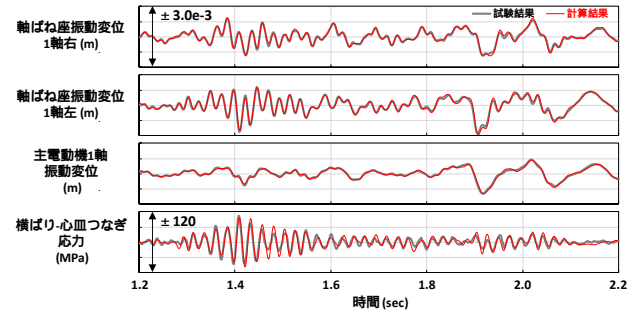


Fig.11 台車 B の時刻歴解析結果 4

## 5. 結論

本報では、FE 動解析の応力評価精度向上を行い、以下の結果を得た。

- (1) 従来の軸箱振動加速度を入力とする FE 動解析では、台車枠実応力の応力波形を十分な精度で得ることはできなかったが、台車枠上と同じ質点系である、ばね帽、モータ、駆動装置の振動加速度を入力値とすることで、走行中の実応力波形と FE 動解析応力波形は、ほぼ一致する正解を得た。
- (2) 軸箱振動加速度を入力とする FE 動解析に、台車枠上の変位実測値を用いてデータ同化を行い、モード変位を修正し、さらに応力実測点近傍の応力を、モード毎に回帰予測する、局所的な修正を行うことで、ほぼ正解に近い応力予測精度を得ることが出来ることを確認した。
- (3) 現車試験等で一度データ同化を行って振動パラメータを決めることで、営業車では軸箱振動のみをモニタリングし、正解に近い応力結果を得られる可能性を確認した。

## 文 献

- (1) JIS E 4207:2019 鉄道車両-台車-台車枠強度設計通則
- (2) JIS E 4208-1:2021 鉄道車両-台車-強度試験-第 1 部：静荷重試験方法
- (3) 近藤, 下川, 藤本：軸箱振動加速度を入力とした台車枠応力の時刻歴シミュレーションに関する研究, J-RAIL2011, S1-2-1 (2011)
- (4) 品川, 下川, 伊藤, 藤本, 近藤, 中川, 南：台車枠秘湯予測システムの開発 第一報 台車枠疲労予測システムによる寿命評価, J-RAIL2021, S1-2-4 (2011)
- (5) S.Ito, T.Fujimoto, D.Shinagawa, Y.Shimokawa, H.Minami, O.Kondo, G.Iokibe, J.Nakagawa : DEVELOPMENT OF A BOGIE FRAME MONITORING SYSTEM USING A STRESS ESTIMATION METHOD, PROCEEDINGS of the 12th World Conference on Railway Bogies and Running Gears, to be appeared
- (6) Roy R.Craig, Andrew J.Kurdila : Fundamentals of Structural Dynamics Second Edition, John Wiley (2006)
- (7) John T.Young : Primer on the Craig-Bampton Method, (2000)