

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

○ [機] 近藤 修 [機] 下川 嘉之 [機] 藤本 隆裕 (住友金属工業)

A study on transient dynamic analysis for railway bogie frame stress in consideration of axle box vibration acceleration as the input

○ Osamu Kondo, Yoshiyuki Shimokawa, Takahiro Fujimoto

(Sumitomo Metal Industries Ltd.)

When a new style-type bogie truck is designed, it is difficult to predict bogie frame stress during operation until on-track test is done. From this background, the main purpose of this study is to evaluate the bogie frame stress before on-track test is done. Firstly, modal analyses by impact testing and FE analyses are conducted to investigate typical natural modes that have a strong influence on the bogie frame stress. Secondly, axle box vibration acceleration and bogie frame stress are measured from a running bogie truck, and transient dynamic FE analyses for the bogie truck are carried out in consideration of the acceleration as the input. Finally, an attempt is made to compare the calculated stress with the measured one.

キーワード: 鉄道台車, 台車枠, 応力, 固有モード, 時刻歴シミュレーション

Key Words: railway bogie truck, bogie frame, stress, natural modes, transient dynamic analysis

1. 緒言

鉄道車両用台車枠は多くの溶接付加構造物から構成されているため、走行時にはそれらの部品から複雑な荷重が伝達される。そのため、長期の使用に対する強度耐久性を確保しておく必要があり、現状では JIS 規格^{1) 2)}に準じた設計と長年の実績に基づく経験によって対応している。

JIS による台車設計では規格化された各種荷重に基づいて実台車枠の静荷重試験を行い、発生応力を評価するとともに、実車走行試験を行い、その発生応力から強度耐久性を評価する。

現在の台車強度設計における課題は、新たに設計された台車の実車走行時の発生応力が実車試験を行うまで不明確であること、さらに実車走行試験では応力評価位置が限定されること、等が挙げられる。そのため、車両運動シミュレーションに基づく動荷重予測結果から疲労寿命を評価する方法が提案されている³⁾が、実軌道条件を考慮することが難しいと考えられる。また実軌道走行状態を考慮した軌条輪加振による評価の有用性が報告されている⁴⁾が、応力評価位置が限定される点は解決されていない。

これらの課題を解決するため、当社では実車走行時の軸箱振動加速度を入力とし、台車枠 FEM モデルを用いた発

生応力評価手法の開発を進めている。

本報告では、本手法に要求される FEM モデルは台車枠固有の変形モード(固有振動モード)を精度良く評価できることが必要であるため、まず実体台車の打撃試験を行い、得られた結果から FEM モデルの評価精度を示す。次に既存台車の軸箱振動加速度と台車枠応力をそれぞれ測定し、得られた軸箱振動加速度を入力とする時刻歴シミュレーションを行い、発生応力の精度を確認した。

2. 打撃試験による台車枠の固有振動モード評価

2.1 対象と評価方法

図 1 に試験対象を示す。本対象は当社が標準的に製作しているモノリンク式台車であり、軸間距離 2100mm、軌間 1067mm、最大幅は約 2360mm である。

台車枠の固有振動モードを表現できると考えられる評価点に加速度計を設置し、代表的な応力評価点にひずみゲージを貼付した上で、車体荷重相当の荷重を空気ばね上面に与え、インパクトハンマを用いて打撃試験を行い、その結果から加速度と応力の周波数応答関数を評価した。

2.2 FEM モデルの概要

図 1 に示した試験対象相当の FEM モデルを作成し、固有振動モードを評価した。さらに打撃試験相当の周波数応

答解析を行い、実体台車の打撃試験結果と比較の上、計算精度を検証した。

図 2 に対象台車の FEM モデルの概要を示す。本図には打撃試験結果と比較するための打撃点と加速度評価点の一例を併せて示した。車両走行中には特に主電動機の振れ回りが台車枠の固有振動モードに与える影響が大きいと考えられること、また応答特性にはばね系の影響が大きいと考えられることからモデル化範囲は台車枠、主電動機、及びばね系とした。台車枠と主電動機は四面体二次要素によるソリッドモデルとし、ばね系はばね要素と減衰要素を用いてモデル化した。空気ばねは線形モデルとし、車体重量を支持する内圧相当のばね定数と減衰係数を仮定した。軸ばねはコイルばね相当のばね定数と減衰ゴム相当の減衰係数を仮定し、モノリンクは相当するばね定数とゴムブッシュの減衰係数を仮定した。なお、ゴム部品の減衰係数は別途実施した加振試験によって得られた値を用いている。

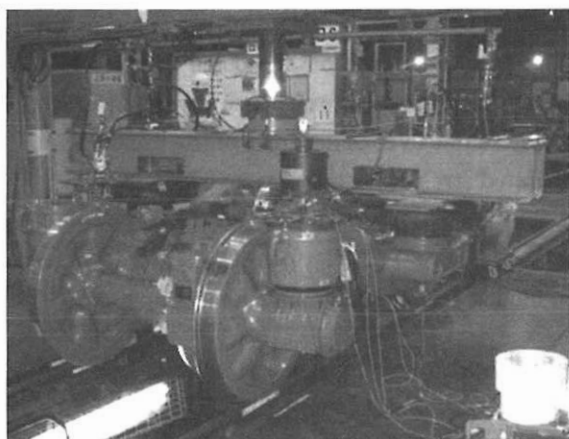
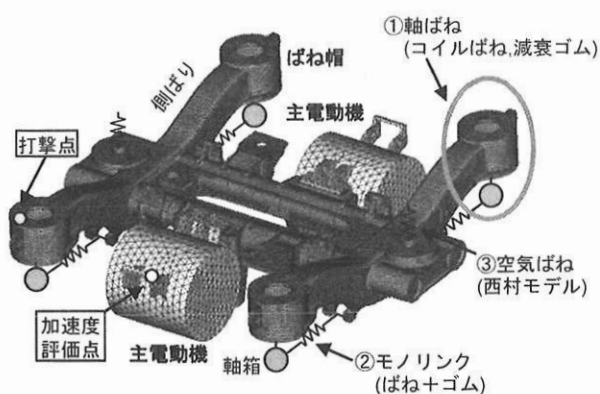


図 1 打撃試験対象



(①～③に示したばね系を全てモデル化)

図 2 打撃試験相当の FEM モデル

2.3 FEM モデル検証結果

図 3 に打撃試験から得られた周波数応答関数と FEM モデルから得られた結果の一例を比較して示す。図 3(a)は加速度応答を、図 3(b)は応力応答を比較した結果であり、いずれも試験結果と FEM モデルによる計算結果の対応は良好である。特に図 3(b)より、主電動機受座には 100Hz 以下で特徴的な応力が発生する、すなわち応力評価に際して

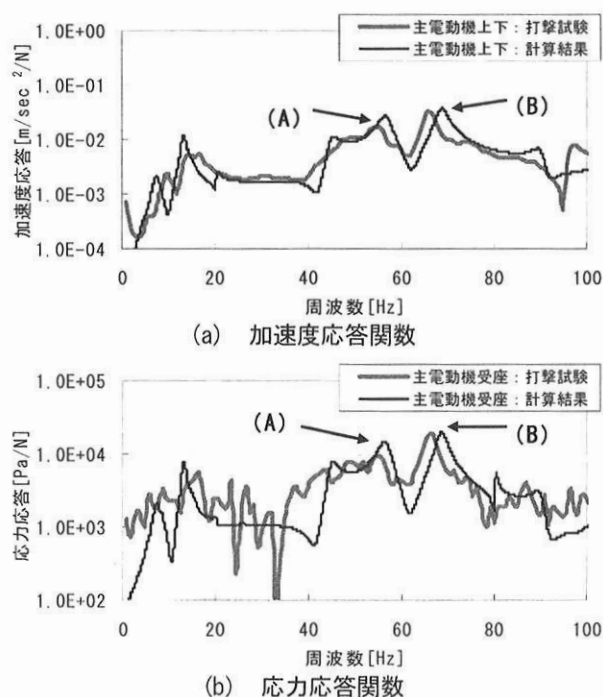


図 3 ばね帽からモータに至る周波数応答関数の一例

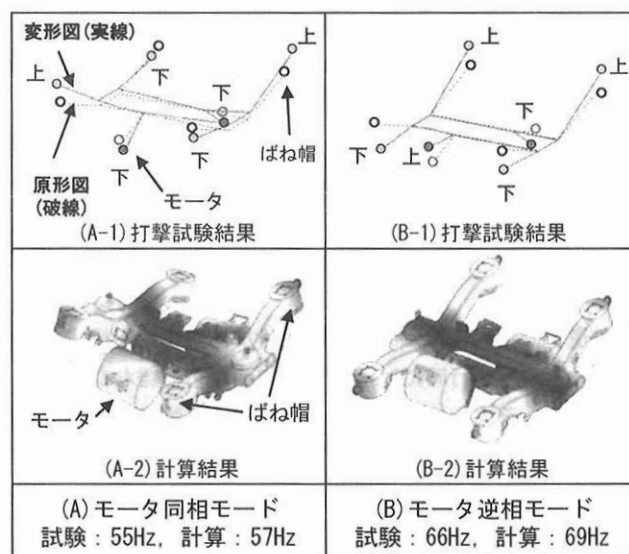


図 4 固有振動モード比較結果

は 100Hz 以下の周波数範囲を対象とすれば良いことが分かる。

また、図 3 には特徴的な固有振動モード(A), (B)を併せて示したが、それぞれに対して打撃試験結果と FEM モデル計算結果を図 4 に示す。固有振動モード(A)は左右の側ばりが逆位相となり、台車枠がねじれる変形モード、(B)は左右の側ばりと主電動機が逆位相に振れる変形モードである。主電動機(モータ)の動きに着目すると、前者は前後の主電動機が上下同位相に、また後者は逆位相となることが分かる。これらの特徴から、筆者らは前者をモータ同相モード、後者をモータ逆相モードと呼ぶことにした。

以上の結果から、これらの変形モードが主電動機受座の発生応力に影響を与えることを確認できた。また FEM モデルによってその発生周波数と変形モードの特徴を捉える

ことができることから、本報告に示した FEM モデルによって実体台車に固有の変形モードを精度良く評価できることを検証できた。

3. 軸箱加速度を入力条件とするシミュレーション結果

3.1 評価方法

既存台車の軸箱振動加速度を実軌道条件とみなして当該台車の FEM モデルへの入力条件とし、主電動機の振動加速度と主電動機受座の発生応力を比較した。

3.2 評価対象と評価に用いた実車走行データ

対象は図 1, 2 に類似したモノリンク式台車である。実車走行試験に際しては車両走行方向に対して後台車を対象に 4 箇所の軸箱とばね帽、及び前後の主電動機に加速度計を、また高応力が発生すると予想される主電動機受座にひずみゲージを貼付し、データを採取した。サンプリング周波数は 1kHz、また振動加速度は上下・前後・左右の 3 方向を測定した。

図 5 に実車走行時に得られた軸箱振動加速度の一例を示す。ここで走行速度は 40km/h である。

3.3 FEM モデル計算条件

実車走行台車を対象に、前章と同様の FEM モデルを作成の上、軸箱相当位置の各節点に 3 方向(上下, 前後, 左右)の軸箱振動加速度を入力条件とし、モード合成法⁵⁾に基づく時刻歴シミュレーションを行った。

3.4 主電動機の加速度評価

主電動機受座は主電動機の振動加速度に大きく影響を受ける。そのため、まず主電動機の振動加速度を評価した。

図 6 に 4 軸側主電動機の上下方向振動加速度を評価した結果を示す。本図の上段は実測結果、中段は実測結果に対してカット周波数 100Hz のローパスフィルタを通して得られた信号波形、下段は計算結果である。ローパスフィルタを通して得られた結果に対して、計算結果は特徴的な振動波形を再現できることが分かる。本点をさらに検証するため、両者のパワースペクトラム密度(PSD)を比較し、図 7 に示す。

図 7 では評価周波数範囲の上限を 100Hz としたが、これは 2 章 3 項に示した通り、主電動機受座の発生応力評価に際しては、その周波数範囲の上限を 100Hz とすれば充分であると考えたためである。本図より、発生応力を評価すべき周波数範囲では試験結果と計算結果の対応は良好であることを確認できた。

3.5 主電動機受座の発生応力評価

図 8 に同一区間における主電動機受座における発生応力の試験結果と計算結果を比較して示す。図 8(a)は両者の時間波形を重ねたものであり、図 8(b), (c)は時間波形を時間に対して順次周波数分析を行い、信号強度の時間推移を評価した結果(スペクトログラム)であり、それぞれ試験結果、計算結果の分析結果を示している。

各時刻における試験結果と計算結果の信号強度の対応は

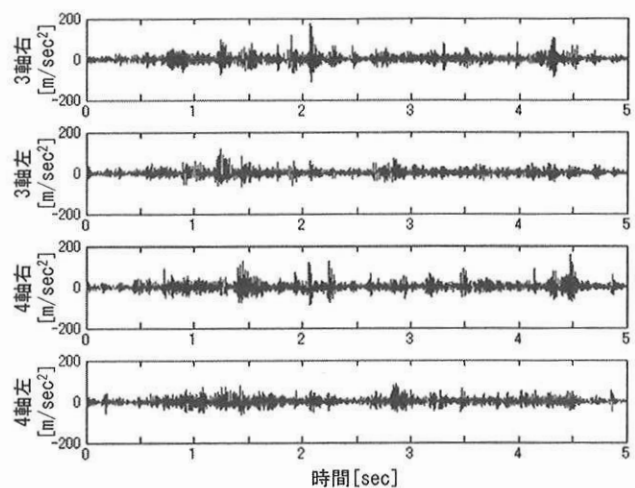


図 5 軸箱振動加速度の一例(上下振動加速度)

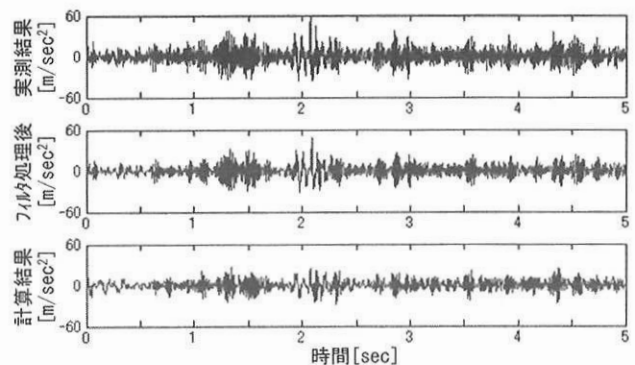


図 6 主電動機振動加速度の試験結果とシミュレーション結果の比較

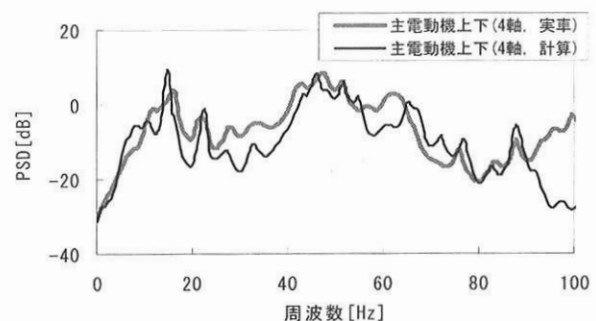


図 7 主電動機上下振動加速度のパワースペクトラム密度(4 軸側主電動機)

良好である。また、試験結果では 100Hz 以上で応力の信号強度が極めて低いレベルとなるが、これは図 3 に示した応力応答関数から得られた結果と一致し、さらに計算結果でも同様の信号強度を評価できることを確認できた。

さらに図 9 に評価区間全域でのパワースペクトル密度を評価した結果を示す。本図より、試験結果と計算結果の対応は比較的良好であることが分かる。なお本図では 48Hz 付近でパワースペクトル密度が最大となるが、この周波数はばね帽と主電動機の振動加速度から得られた実稼働モード解析により、図 4(A)に相当するモータ同相モードであることを確認している。

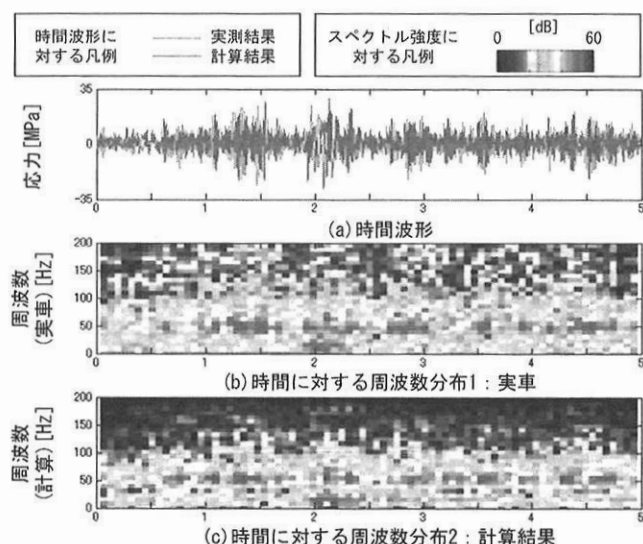


図 8 試験区間における応力の周波数分布比較例
(4 軸側主電動機受座)

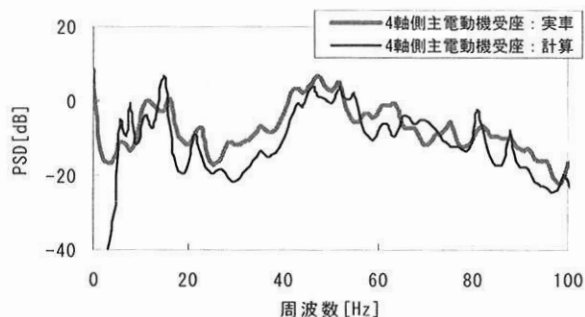


図 9 4 軸側主電動機受座発生応力の PSD

4. 強度評価への展開

本章では、これまでに得られた結果から台車枠設計への可能性を検討する。

4.1 走行時の応力分布評価

FEM モデルを活用することにより、応力評価位置に制約を受けることなく走行中の台車枠全体の応力を評価できる。図 10 に計算過程で得られる実走行中のある瞬間における台車枠の応力分布の一例を示す。

4.2 疲労損傷評価

図 11 に疲労損傷を評価する上で必要となる応力頻度分布の評価例を示す。本図は前章で示した評価区間における試験結果と計算結果の発生応力頻度を 2 次元レインフロー法⁶⁾によって求め、比較したものである。各応力範囲で発生頻度評価結果にばらつきがあるものの、計算結果は実車試験で得られた結果と比較的良好に対応し、本報告で示した FEM モデルに基づく損傷評価の可能性を示唆する結果が得られた。

5. 結論

本報告では、現在の台車強度設計における課題が新たに設計された台車の実車走行時の発生応力は実車試験を行うまで困難である点を解決するため、シミュレーションモデルによる評価を試みた。得られた結果は以下の通りである。

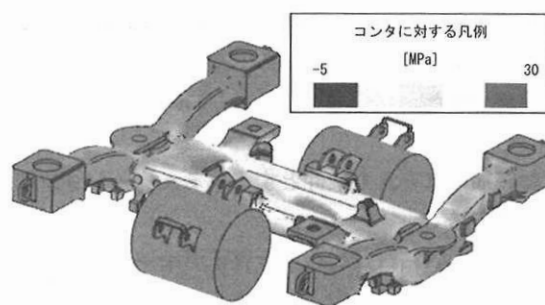


図 10 実車走行時の台車枠応力分布評価例

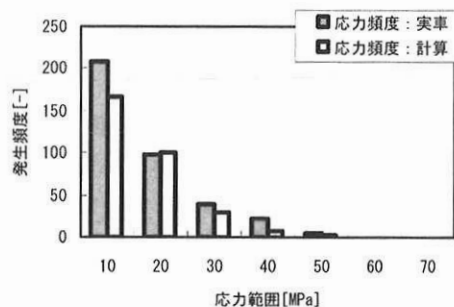


図 11 発生応力の頻度分布比較結果

(1) 本手法に要求される FEM モデルは台車枠固有の変形モードを精度良く評価できることが必要であるため、まず実体台車の打撃試験を行い、モデルの精度を確認した。その結果、加速度応答関数及び応力応答関数の精度は良好であること、台車固有の変形モードの特徴を精度良く捉えることが可能であることを確認し、さらに主電動機受座の発生応力に影響を与える固有振動モードを明らかとした。その固有振動モードとはモータ同相モード、モータ逆相モードである。

(2) 既存台車の振動加速度と発生応力を測定の上、得られた軸箱振動加速度を入力とする時刻歴シミュレーションを行い、主電動機の振動加速度と主電動機受座の発生応力を評価した。その結果、シミュレーションモデルから得られる結果は試験結果との対応が比較的良好であることを確認でき、FEM モデルに基づく損傷評価の可能性を示唆する結果が得られた。

なお、実車走行試験における振動加速度と発生応力の測定に際しましては、東京地下鉄株式会社様の多大なるご協力を頂きました。ここに改めて感謝の意を表します。

参 考 文 献

- 1) JIS E4207 「鉄道車両—台車—台車枠設計通則」(2004)
- 2) JIS E4208 「鉄道車両—台車—荷重試験方法」(2004)
- 3) Dietz S. et al.: Fatigue Life Prediction of a Railway Bogie under Dynamic Loads through Simulation, Vehicle System Dynamics, 29, (1998) pp.385-402
- 4) 上林賢治郎, 浅野純, 岩崎克行: 高速車両用台車の台車枠応力発生メカニズムに関する基礎研究(第 3 報), J-RAIL2010, S1-1-5, p183(2010)
- 5) 長沼昭男: モード解析, 培風館, (1985)
- 6) 日本材料学会 「改訂材料強度学」(2005)