

台車枠疲労予測システムの開発

第四報 台車枠の発生応力に与える固有振動モードの要因解析と その結果に基づいた台車枠の静荷重試験条件の考察

下川 嘉之* 南 秀樹 木村 幸彦 (日本製鉄)

中川 淳一 (東京大学) 近藤 修 五百旗頭 学 (日鉄テクノロジー)

伊藤 星太 藤本 隆裕 岸野 瞬士 (日本製鉄)

Development of a fatigue prediction system for a bogie frame: the fourth report factor analysis of the natural vibration mode associated with the stress generated in the bogie frame and considerations for static load testing of bogie frames

Yoshiyui Shimokawa*, Hideki Minami, Yukihiko Kimura, (Nippon Steel Corporation)

Junichi Nakagawa, (The University of TOKYO), Osamu Kondo, Gaku Iokibe, (Nipponsteel Technology Co. Ltd.)

Shouta Itoh, Takahiro Fujimoto, Shunji Kishino, (Nippon Steel Corporation)

The stress generated in a bogie frame during operation can be measured via static load testing by determining the difference between the dynamic and static deformation modes and expressing the dynamic deformation mode by combining the static deformation modes according to the load pattern in the static load test. In this study, we identified the vibration modes that have a significant effect on the stress generated in the bogie frame during operation and expressed these vibration modes based on finite element analysis results corresponding to the static load test results.

キーワード：運動解析，モード解析，有限要素法，静荷重試験，動解析，主電動機
(vehicle, motion equation, modal analysis, FEM, static load test, dynamic analysis, traction motor)

1. はじめに

現状の台車枠強度設計は JIS に基づいて実施され、規格化された各種荷重試験に基づいて実台車枠の静荷重試験が行われる⁽¹⁾⁽²⁾。この負荷荷重条件は、準静的に台車枠が車体や軌道から受ける荷重、車両が走行している状態で台車枠に動荷重として作用する荷重が規定されている。その荷重は車両走行中に発生する付加構造物によって生じるものであるが、台車枠の構成部品の一つである主電動機はその重量の大きさから特段の注意を払う必要がある。

主電動機の動荷重が負荷される方向は、上下、左右方向が規定されているが、これは主電動機の慣性力が考慮されているためである。一方、走行中の台車枠はその固有振動モードが重ね合わせられた状態で振動しているが、この代表的な固有振動モードには、主電動機の動きに合わせて同時に側ばりも変形する振動モードが存在していることが知られている⁽³⁾。この慣性力の影響は、少数の静的な荷重では厳密には再現できないものの、特に主電動機受け座の強度評価

においては、従来の静的手法において多くの評価実績がある。

そこで、この動的な変形形態と静的な変形形態の相違を把握し、動的な変形形態によって生じる応力をこれまでの静荷重試験の荷重パターンによる変形形態の組合せで表現できれば、走行中に台車枠に生じる応力を静荷重試験により評価できる可能性がある。

本報告では、走行中の台車枠に生じる応力に影響が大きな振動モードを特定するとともに、この特定した振動モードを静荷重試験相当の FEM 解析結果の組合せで表現することを検討した。

2. 走行試験結果と計算結果

走行中の台車枠に生じる振動加速度と発生応力を評価するため走行試験を行った。対象は当社が標準的に製作している Fig.1 に示した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、最大幅約 2570mm である。台車枠の振動を評価するため、4 か所の軸ばね座と前後 2 か

所の主電動機に加速度計を設置するとともに、主電動機受け座の応力を評価するため、ひずみゲージを貼付した。ここで、ひずみゲージは主電動機が下方、または上方に振動した際に、それぞれ圧縮、引張の応力場になる位置に貼付した。さらに FEM モデルでの評価に必要な、4 か所の軸箱に加速度計を設置した。

試験結果と動解析結果の比較の一例を Fig.2 に示す。軌道から台車への入力となる軸箱振動加速度と、その出力である軸ばね座と主電動機の振動加速度、及び台車枠が弾性変形することによって生じる応力の特徴をとらえていることが分かる。よって、動解析結果について考察を行う。

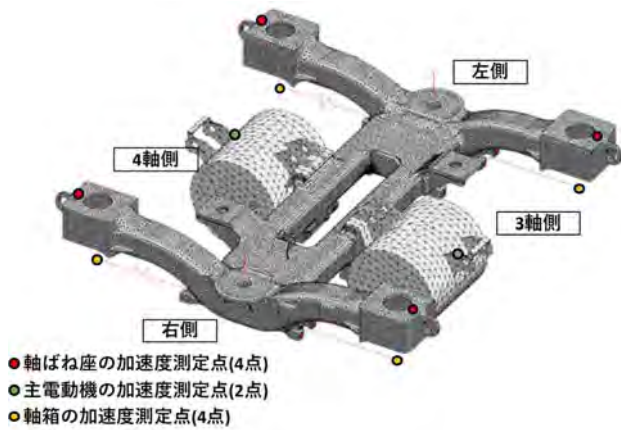


Fig.1 対象台車 (モノリンクボルスタレス台車)

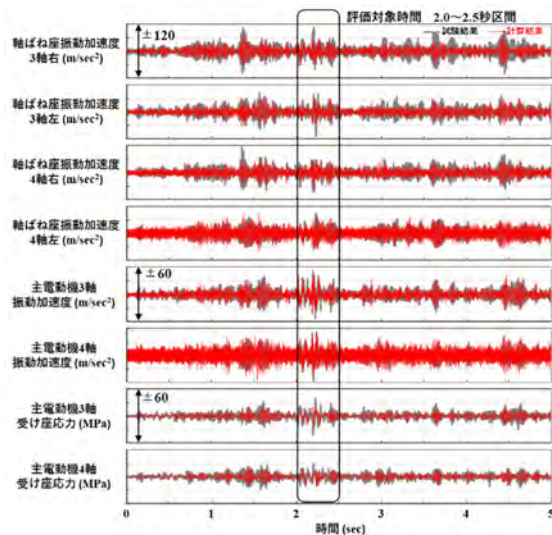


Fig.2 試験結果と動解析結果の比較例

3. 走行時に発生する応力に対する台車枠振動モードの寄与率

台車枠の振動により発生する走行時に発生する応力に対

する台車枠の固有振動モードの影響を評価した。

〈3・1〉 寄与率の考え方

固有振動モード毎の応力を計算し、これらの和を全モードの和として、同一時刻における全モードの和に対する固有振動モード毎の応力の比較の例を Fig.3 に示す。このグラフは、同一時刻の計算結果を散布図で表したものであり、対応直線の勾配 (gradient) を寄与率と定義した。

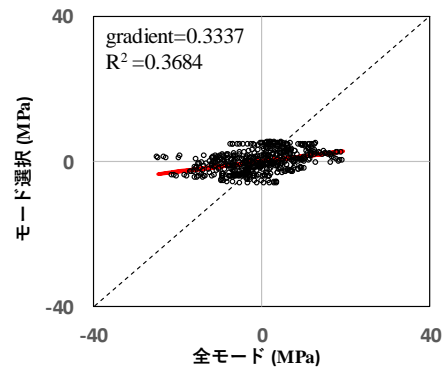


Fig.3 全モードの和に対する固有振動モード毎の比較例

〈3・2〉 各モードの寄与率

主電動機受け座 3 軸及び主電動機受け座 4 軸における応力に対する、各モードの寄与率を Fig.4 に示す。

これらの図表から、寄与率の高い振動モードは、モード 1, 3, 6, 7, 8, 9 の 6 つのモードであることが分かる。これら 6 つのモードによる応力の和と全モードの和の比較を Fig.5 に示す。同図より、モータ座に発生する応力は前記した 6 つのモードが重畳されたものと考えられる。

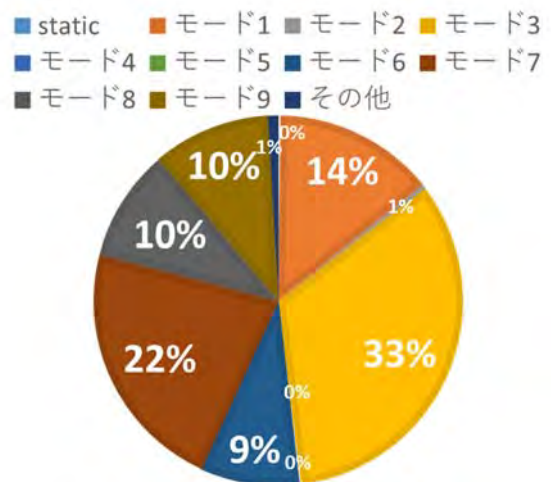


Fig.4 主電動機受け座の応力に対する各モードの寄与率

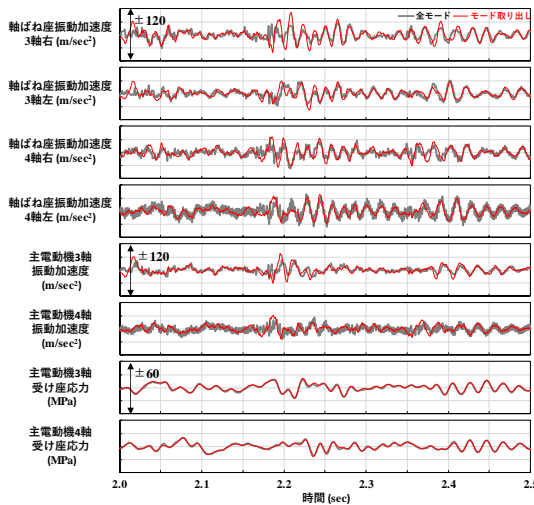


Fig.5 高寄与率 6 モードによる応力と全モードの和の比較

〈3・3〉 寄与率の高い振動モード

前章で得られた寄与率の高い 6 つの振動モードを Fig.6 に示す。モード 1 は上下に振動する剛体上下，モード 3 はピッチング運動をする剛体ピッチ，モード 6 はヨーイング運動をする剛体ヨーの剛体モードである。モード 7, 8 は前後のモータが同相で上下振動すると同時に，左右の側ばりがそれぞれ逆相にねじれるモードであり，モード 7 では 2, 3 位側の側ばりが優先的に振動しており，モード 8 では 1, 4 位側の側ばりが優先的に振動している。モード 9 は前後のモータが逆相で上下振動すると同時に，台車枠がピッチング運動をするモードである。

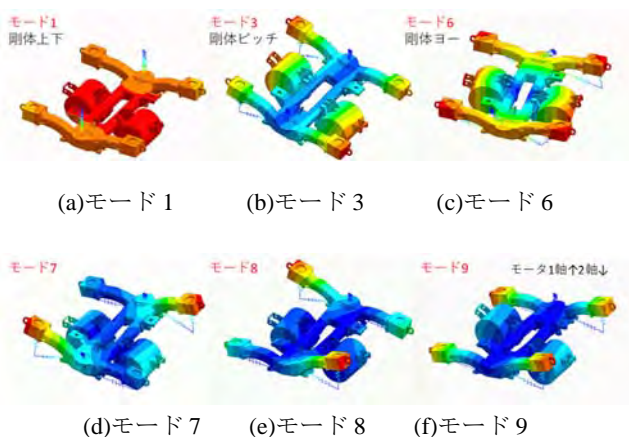


Fig.6 寄与率の高い振動モード

4. 振動モードと静荷重試験条件

前章で示した台車枠の応力に寄与が大きな振動モードを JIS 静荷重での変形形状に分解する。

前章で示した 6 つのモードのうち，モード 1 は現状の JIS 上下荷重による評価と一致し，モード 6 は剛体ヨーイングモードであり，静荷重試験で評価を行っていないことから評価対象から除外した。

〈4・1〉 評価手順

まず，個別の振動モードを用いて計算した動解析の結果から，代表的な点（軸ばね座 4 か所，主電動機 2 か所）の変位を求め，その変位を静荷重解析の入力として台車枠に発生する応力を求める。

次に，JIS で規定されている静荷重試験相当の静荷重解析を行い，各荷重条件で発生する応力を求める。

最後に，動荷重条件での応力を静荷重条件での応力の線形回帰モデル推定に適した条件を選択し回帰した。

〈4・2〉 評価対象の変位の決定

個別の固有振動モードを用いて計算した動解析の結果から代表点の変位を求めた例を Fig.7 に示す。同図はモード 3 を対象とした変位の選定例である。同図から主電動機の変位が最大（あるいは最小）となる時刻において，軸ばね座の変位も最大（あるいは最小）となる時刻（図中 2.080sec）をもとめ，その際の代表点の変位を静荷重解析の入力とした。本手順にて他のモードの代表点の変位を求めた。

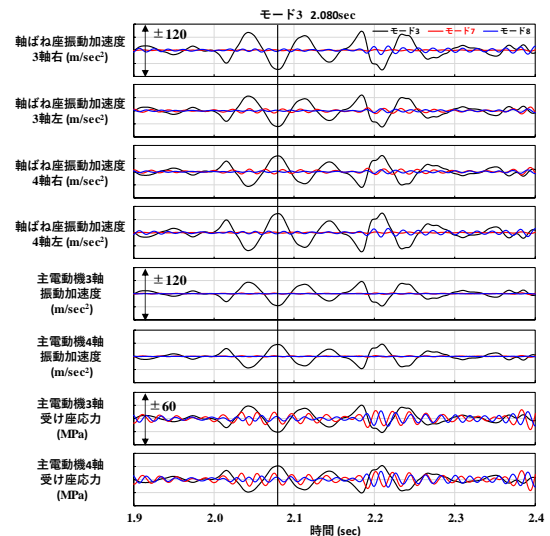


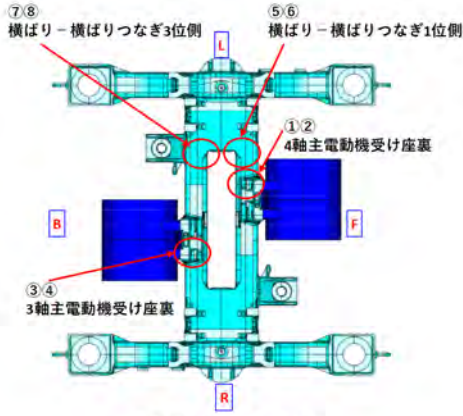
Fig.7 評価対象の代表点の変位の決定方法の例(モード 3)

〈4・3〉 計算条件

前節の手順で求めた代表点の変位を入力として静荷重解析を行い，評価点の応力を求めた。ここで，ひずみテンソルの 6 成分からひずみゲージ方向のひずみを算出し，ヤング率を乗じて得られた値を応力とした。

次に静荷重試験相当の静解析を実施し同様に評価点の応力を求めた。静荷重試験相当の荷重条件を Table 1 に示す。本表に示した 12 条件は JIS 静荷重試験相当の荷重条件であ

り、この 12 条件で静解析を実施した。
 応力評価点は Fig.8 に示す 8 か所とした。



台車枠を下から見た図
 Fig.8 応力評価点

Table 1 荷重条件一覧(L, R, F, B は Fig.9 中に示す)

No.	条件名	荷重負荷方向	荷重値
1	上下	上→下	219.8kN/台
2	左右	L→R	65.9kN/台
3	前後	F→B	65.9kN/台
4	モータ上下同相	下	25.9kN/モータ
5	モータ上下逆相	4 軸上, 3 軸下	25.9kN/モータ
6	駆動装置逆相	4 軸上, 3 軸下	29.6kN/モータ
7	ブレーキ前後	3 軸 B→F, 4 軸 F→B	36.6kN/モータ
8	ブレーキ上下	4 軸下, 3 軸上	11.0kN/モータ
9	ダンパー	L→R	14.7kN/モータ
10-1	モータ左右同相	L→R	11.8kN/モータ
10-2		R→L	
11-1	モータ左右逆相	4 軸 : R→L, 3 軸 : L→R	11.8kN/モータ
11-2		4 軸 : L→R, 3 軸 : R→L	
12-1	ねじり	1 位, 4 位にライナ	12mm
12-2		2 位, 3 位にライナ	

〈4・4〉 回帰計算方法

動的モードによる応力を静荷重試験相当の静解析結果の線形結合で表されると仮定し、式(1)で定義される回帰係数 α に関するコスト関数 $J(\alpha)$ を最小化することで、線形回帰モデル推定に適した条件を選択し、回帰した。

$$J(\alpha) = \sum_i \{y_i - (\sum_j \alpha_j x_{ij})\}^2 = |Y - X\alpha|^2 \quad (1)$$

ここで、 i : 評価点、 j : 静荷重試験条件、 y : 動的モードによる応力をそれぞれ表す。

式(1)を最小化する α は最小二乗法を用いて、以下の式(2)によって計算できる。

$$\alpha = (X^t X)^{-1} X^t Y \quad (2)$$

しかしながら最小二乗法は $(X^t X)$ が正則でない場合は計算ができないため、式(3)で表される Lasso (Least absolute shrinkage and selection operator) を利用し、交互方向乗数法による反復演算により α を決定した。

$$J_\lambda(\alpha) = \frac{1}{2n} |Y - X\alpha|^2 + \lambda \sum_j |\alpha_j| \rightarrow \text{最小化} \quad (3)$$

ここでは、Table 2 に示した全条件 (12 条件) の解析結果

を対象に、線形回帰モデルの推定に適した条件を選定して回帰した。

〈4・5〉 計算結果

Lasso を用いて推定したモデルにおける α の値を各モード別に Table 2 に示す。ここでは、回帰係数の総和に対する比率で示している。ここで No10 以降は荷重方向を逆転させたものを -2 として表記している。

同表より、モード 3 では Table 1 に記載した前後荷重、モータ上下逆相に、モータ左右同相の条件を加えることで動的モードによる応力を表現できることが分かる。特にモード 9 はモータ上下逆相によりほぼ表現できることが分かる。

これらの結果から、動的なモードを JIS 既定の静荷重条件にて表現するためには、モータ上下荷重 (同相あるいは逆相) とねじりの各条件以外に、モータ左右や台車枠左右条件を加える必要がある。

Table 2 各荷重条件の割合と荷重(評価時刻における値)

No.	荷重	モード 3 (Hz)		モード 7 (Hz)		モード 8 (Hz)		モード 9 (Hz)	
		比率 (%)	荷重 (kN)	比率 (%)	荷重 (kN)	比率 (%)	荷重 (kN)	比率 (%)	荷重 (kN)
1	219.8kN	0.0	0.00	0.0	0.00	0.0	0.00	0.0	0.00
2	65.9kN	0.0	0.00	23.8	10.79	8.2	2.72	0.0	0.00
3	65.9kN	12.9	2.39	0.0	0.00	0.0	0.00	0.0	0.00
4	25.9kN	0.0	0.00	29.0	5.17	23.9	3.12	0.0	0.00
5	25.9kN	73.4	5.33	16.2	2.89	7.8	1.02	97.4	2.79
6	29.6kN	0.0	0.00	0.0	0.00	0.0	0.00	0.0	0.00
7	36.6kN	0.0	0.00	0.0	0.00	0.0	0.00	0.0	0.00
8	11.0kN	0.0	0.00	0.0	0.00	0.0	0.00	0.0	0.00
9	14.7kN	0.0	0.00	0.0	0.00	0.0	0.00	0.0	0.00
10-1	11.8kN	13.6	0.45	0.0	0.00	0.0	0.00	0.0	0.00
10-2		0.0	0.00	22.3	1.82	10.9	0.65	0.0	0.00
11-1	11.8k	0.0	0.00	0.0	0.00	0.0	0.00	0.0	0.00
11-2		0.0	0.00	6.4	0.52	8.1	0.48	0.0	0.00
12-1	12mm	0.0	0.00	0.0	0.00	41.0	2.48	0.0	0.00
12-2		0.0	0.00	2.3	0.19	0.0	0.00	0.0	0.00
決定係数		0.99991		0.99961		0.99999		0.99997	

5. まとめと今後の予定

動的な固有モード形状と、静的な変形形態を把握することで、台車枠の走行中の動的な応力分布を、静荷重試験の荷重パターンの組合せで再現できることが分かった。これにより荷重の妥当性の検証、設計時の複合応力演算方法の改善、台車枠疲労試験条件の設定方法等への活用について検討する。

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) 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)