

台車枠疲労予測システムの開発

第三報 疲労損傷度の予測とその可視化

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

Development of a fatigue prediction system for a bogie frames: the third report:

Prediction and visualization of fatigue damage

Yosuke Yamazaki*, Takahiro Fujimoto, Yoshiyuki Shimokawa, Hideki Minami, Shouta Itoh, Shunji Kishino,

Yukihiko Kimura, Hitoshi Yamao (Nipponsteel Corporation)

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

Currently, the problems faced during the design of bogie frames for rolling stocks include the evaluation of static stress being insufficient to account for the unique deformation modes of the bogie frames, and the locations of stress evaluation being limited in the tests conducted on actual vehicles. Therefore, we proposed a method for estimating stresses by using an FEM model during the design of the bogie frames. In this report, the fatigue damage of the entire bogie frame was calculated and the obtained damage was visualized.

キーワード：台車枠，応力頻度解析，疲労損傷度，有限要素法，S-N 曲線
(bogie frame, stress frequency analysis, fatigue damage, finite element method, S-N curve)

1. はじめに

鉄道車両用台車枠は、車体を支持し、輪軸や駆動制動装置等の台車部品を適正位置に構成するための構造物である。また、台車枠には走行時に台車部品から複雑な荷重が伝達されるため、長期使用に対する強度耐久性の確保が必要である。このため、2つの JIS 規格(E 42071⁽¹⁾, E 42082⁽²⁾)に準拠した設計と長年の経験や実績によって、台車枠の強度が確保されているのが現状である。

台車枠の設計には、疲労限度設計⁽³⁾が採用され、FEM 解析や静荷重試験データを合成した応力や現車走行試験の測定応力が、許容応力⁽⁴⁾を超えないように設計される⁽⁵⁾。しかしながら、走行時に台車枠に発生する応力は、長期使用の過程で応力が変化⁽⁴⁾し、台車枠の疲労損傷に影響を及ぼす可能性がある。このため、上記の疲労限度設計に加え、寿命評価による台車枠の疲労信頼性の確保が必要である。また、現状の台車枠設計の課題は、静的な応力評価では台車枠固有の変形モードを考慮できないこと、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。

そこで本研究では、台車枠固有の変形モードを考慮した応力推定法⁽³⁾を用いて、台車枠全体の応力分布を導出するとともにその結果から疲労損傷度と寿命距離を算出し、さらに可視化する方法を提案する。

2. 台車枠疲労損傷度の計算と可視化の流れ

台車枠疲労損傷度の計算と可視化の流れを Fig.1 に示す。まず、FEM 台車枠全表面の応力分布の時刻歴データを応力推定法によって算出する。

次に、応力分布の時刻歴データを対象にレインフロー法を用いた応力頻度解析を行い、平均応力と変動応力の頻度を組み合わせたマトリックス(以下、応力頻度マトリックスと表記)を算出する。

さらに、台車枠の鋼材や溶接部に対応する S-N 曲線を選定し、応力頻度マトリックスを用いて疲労損傷度を計算し、走行距離との関係から寿命距離を算出する。

最後に台車枠の FEM モデルを基に算出した寿命距離を可視化する。

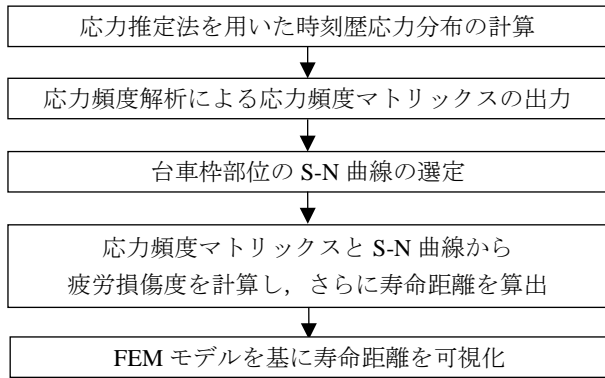
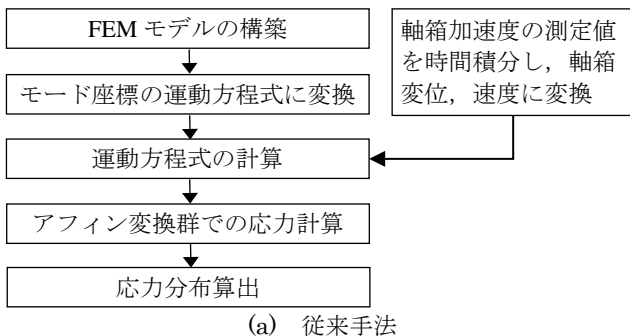


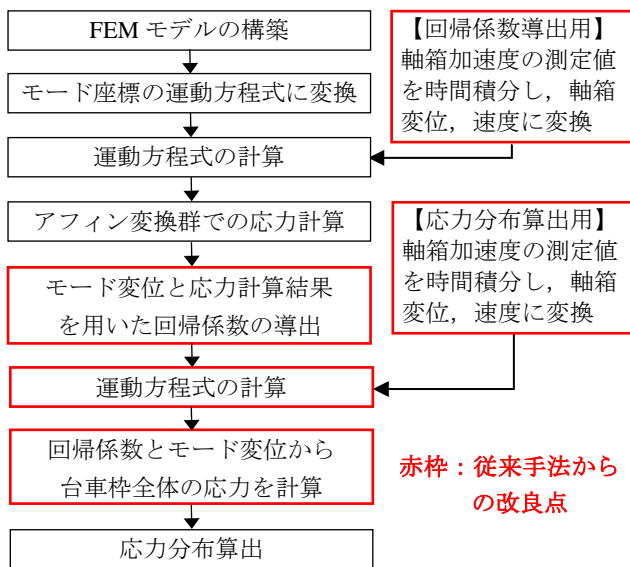
Fig.1 疲労損傷度の計算と寿命距離可視化のフロー

3. 応力推定法を用いた時刻歴応力分布の計算

台車枠の応力分布は、著者らが既報^④で構築した Fig.2(a) の従来手法を改良し、Fig.2(b)に示す提案手法を用いて計算する。従来手法では評価対象とする全時刻歴データの応力をアフィン変換群で逐次計算しており、多大な計算コストを有していた。そこで、提案手法では計算効率を上げるため、全時刻歴データの応力をモード変位の回帰式として与えて計算することとした。以下にその詳細を説明する。



(a) 従来手法



(b) 提案手法

Fig.2 応力推定法を用いた応力分布算出のフロー

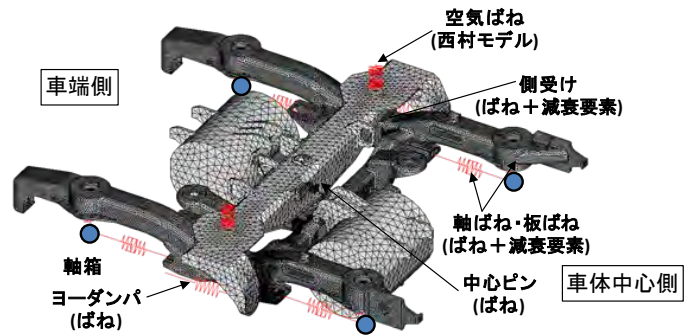


Fig.3 対象台車の FEM モデル

Fig.3 に対象台車の FEM モデルを示す。本モデルは、台車枠、ボルスタ、主電動機及びびヨードンバを含むばね系で構成されている。台車枠と主電動機は四面体二次のソリッド要素であり、ばね系はばね要素と減衰要素である。

FEM で定式化される台車枠の運動方程式は以下の(1)式で表される。

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{f\} \dots \dots \dots (1)$$

ここで、 u 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。この運動方程式を固有値解析することで得られるモード行列 ϕ を用いると物理座標の変位 u と外力 f はそれぞれ以下の(2)式と(3)式で表されるモード座標での変位 ξ とモード化された外力 f_ξ に変換できる。

$$\{u\} = [\phi]\{\xi\} \dots \dots \dots (2)$$

$$[\phi]^T \{f\} = \{f_\xi\} \dots \dots \dots (3)$$

これらの変換を用いて、(1)式の運動方程式は(4)式に示すモード座標での運動方程式に変換される

$$[M_\xi]\{\ddot{\xi}\} + [C_\xi]\{\dot{\xi}\} + [K_\xi]\{\xi\} = \{f_\xi\} \dots \dots \dots (4)$$

これらの式を用いて、まず応力分布算出用の全時刻歴データの中から、回帰係数を導出するために抽出した一部の時刻歴データを準備し、(4)式の運動方程式を計算する。次に既報^④を参考にアフィン変換群での応力計算法を用いて、抽出した一部の時刻歴の台車枠応力 σ_a を計算する。さらに σ_a を(5)式に示すように、(4)式の運動方程式で算出したモード数 n のモード変位ベクトルを用いて線形回帰し、回帰係数 $w_i, i = 1, 2, \dots, n$ を導出する。

$$\sigma_a = [w_1 \ w_2 \ \dots \ w_n] \begin{bmatrix} \xi^{(1)} \\ \xi^{(2)} \\ \vdots \\ \xi^{(n)} \end{bmatrix} \dots \dots \dots (5)$$

最後に全時刻歴データのモード変位を(4)式の運動方程式から算出して、上記で導出した回帰係数と共に(5)式を用いて台車枠全体の応力を計算し、全時刻歴の台車枠応力分布を算出する。

今回の計算では全時刻歴データの入力として、4箇所(前後・左右・上下)の軸箱の前後・左右・上下変位を与えている。Fig.4 に一例を示す。

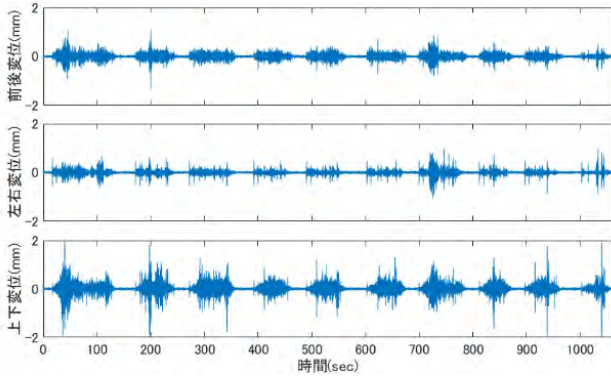


Fig.4 軸箱変位(FEM モデル車体中心側左の軸箱)

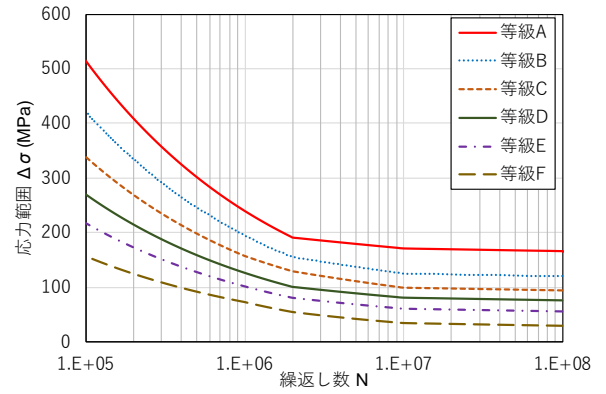


Fig.5 台車枠の S-N 曲線

4. 応力頻度解析

応力頻度解析は、まず時刻歴応力データから最大応力と最小応力を取り出し、その差分値を算出する。次に応力刻み幅 $d\sigma$ と最大応力範囲 $\Delta\sigma_{max}$ を設定する。このとき、 $\Delta\sigma_{max}$ は、差分値を超える値とする。最後にレインフロー法で得られる全ての繰返し数を設定した $d\sigma$ 毎に区分した応力範囲 $\Delta\sigma$ と平均応力 σ_m に対応する頻度として振り分け、応力頻度マトリックスとして出力する。このとき、応力範囲の下現値は 0、上限値は $\Delta\sigma_{max}$ とし、平均応力の下限値は $-\Delta\sigma_{max}$ 、上限値は $\Delta\sigma_{max}$ とする。

Table 1 に応力頻度マトリックスの一例を示す。

Table 1 応力頻度マトリックスの例

		応力範囲 $\Delta\sigma$ [MPa]			
		$0 < \Delta\sigma \leq 5$ (j=1)	$5 < \Delta\sigma \leq 10$ (j=2)	$10 < \Delta\sigma \leq 15$ (j=3)	$15 < \Delta\sigma \leq 20$ (j=4)
平均 応力 σ_m [MPa]	$-20 < \sigma_m \leq 15$ (i=1)	$n_{1,1}$	$n_{1,2}$	$n_{1,3}$	$n_{1,4}$
	$-15 < \sigma_m \leq 10$ (i=2)	$n_{2,1}$	$n_{2,2}$	$n_{2,3}$	$n_{2,4}$
	$-10 < \sigma_m \leq 5$ (i=3)	$n_{3,1}$	$n_{3,2}$	$n_{3,3}$	$n_{3,4}$
	$-5 < \sigma_m \leq 0$ (i=4)	$n_{4,1}$	$n_{4,2}$	$n_{4,3}$	$n_{4,4}$
	$0 < \sigma_m \leq 5$ (i=5)	$n_{5,1}$	$n_{5,2}$	$n_{5,3}$	$n_{5,4}$
	$5 < \sigma_m \leq 10$ (i=6)	$n_{6,1}$	$n_{6,2}$	$n_{6,3}$	$n_{6,4}$
	$10 < \sigma_m \leq 15$ (i=7)	$n_{7,1}$	$n_{7,2}$	$n_{7,3}$	$n_{7,4}$
	$15 < \sigma_m \leq 20$ (i=8)	$n_{8,1}$	$n_{8,2}$	$n_{8,3}$	$n_{8,4}$

5. S-N 曲線の選定

S-N 曲線は、長瀬らの文献⁽⁶⁾を参考に Fig.5 および Table 2 に示す等級 A~F の中から台車枠の各部位に対応するものを選定する。選定では Fig.6 に示す区分けに基づいて、母材部は等級 B を、溶接部は、As-weld の場合には等級 D を、グライнда仕上げの場合には等級 C を使用することとした。

Table 2 S-N 曲線諸数値

N	A	B	C	D	E	F
1×10^5	516	421	339	271	217	156
1×10^6	239	195	158	126	101	73
2×10^6	190	155	130	100	80	55
1×10^7	170	125	100	80	60	35
1×10^8	165	120	95	75	55	30

N : 繰返し数 A~F : 等級
A~F の諸数値 : 応力範囲 (MPa)



青 : 母材, 黄 : As-weld, 赤 : グライнда仕上げ

Fig.6 台車枠の部位毎の区分け

6. 疲労損傷度と寿命距離の計算

疲労損傷度は、4 章で出力した応力頻度マトリックスと 5 章で選定した S-N 曲線を用いて、(6)式より算出される。

$$D = \sum_i \sum_j \frac{n_{ij}}{N_{ij}} \dots \dots \dots (6)$$

ここで、 D は走行距離 L における疲労損傷度であり、 n_{ij} は i 番目の平均応力と j 番目の応力範囲に対応する頻度、 N_{ij} は i 番目の平均応力と j 番目の応力範囲に対応する S-N 曲線から求めた寿命である。なお、S-N 曲線から求めた寿命に関して、Table 2 に示す 1×10^8 回の応力以下の値を扱う場合には寿命を計算せずに疲労損傷度は算出しないものとする。

さらに寿命距離 L_f は、以下の(7)式より算出される。

$$L_f = L/D \dots \dots \dots (7)$$

7. 寿命距離の可視化

寿命距離の可視化は、ソフトウェア ParaView を用いて、前章で算出した台車枠全体の寿命距離を FEM モデルの節点と要素集合に反映させて、寿命距離コンタを作成した。

台車枠全体の寿命距離コンタを Fig.7 に、寿命距離が比較的短い台車枠部位の寿命距離コンタを Fig.8 にそれぞれ示す。これらの図から台車枠全体の寿命距離を全視野表示可能であり、また寿命距離が短い台車枠部位が簡単に特定できる。このため、当該部位の検査を適切なタイミングで実施可能となる。

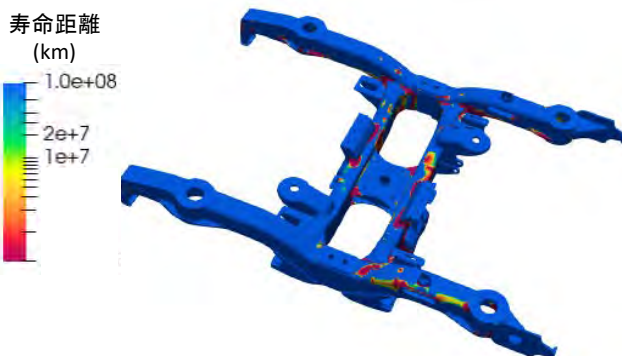
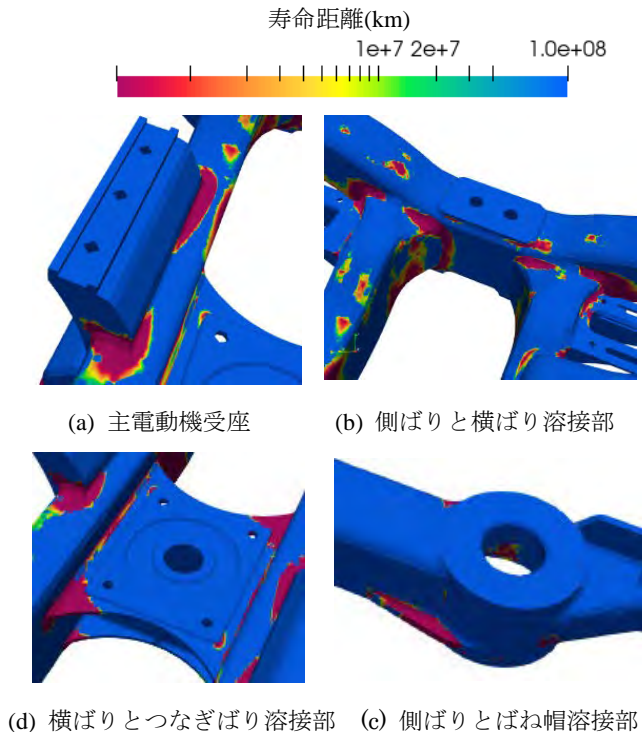


Fig.7 台車枠の寿命距離コンタ



(a) 主電動機受座

(b) 側ばりと横ばり溶接部

(d) 横ばりをつなぎばり溶接部 (c) 側ばりとばね帽溶接部

Fig.8 寿命距離が短い台車枠部位の寿命距離コンタ

8. 今後の課題

今回台車枠全体の寿命距離を可視化することにより、疲労強度が比較的低い部位は示せたものの、実形状の台車枠でき裂の発生件数が多い箇所との比較ができていないため、今後比較検討をする必要がある。

また、今回の寿命距離の可視化は、一つの台車形式を対象に限られた路線のみの評価であったため、寿命距離の絶対値の精度は、不確かである。このため、今後、評価対象とする台車形式や路線を増やし、実績を積み上げ、寿命距離の精度向上を図る。

9. まとめ

本報では台車枠全体の疲労損傷度を計算し、さらに寿命距離を算出して可視化する方法を提案した。主な結果は以下の通りである。

(1) 台車枠全表面の寿命距離コンタを作成した結果、主電動機座、側ばりと横ばり溶接部、横ばりをつなぎばり溶接部、側ばりとばね帽溶接部等は、寿命距離が比較的短い部位であることを確認した。

(2) 台車枠全体の寿命距離を可視化することで、疲労強度が比較的低い部位の特定が容易となり、当該部位の検査を適切なタイミングで実施可能となる。

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) 品川大輔, 下川嘉之, 伊藤星太, 藤本隆裕, 近藤修, 中川淳一, 南秀樹:「台車枠疲労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」, 第 28 回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, SS1-2-4, 2021
- (4) 亀甲智, 岡本和典, 下川嘉之, 牧野泰三, 加藤孝憲, 近藤修:「FEM を用いた全視野安全率計算による台車枠強度評価手法」, 第 27 回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, S1-2-4, 2020
- (5) 尾崎拓也, 品川大輔, 下川嘉之:「台車枠の現車応力の変化」, 第 28 回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, SS2-2-1, 2021
- (6) 長瀬隆夫:「鋼製溶接構造台車枠の疲労強度」, 研友社, 2010, pp.109-110