

3211 マルチボディダイナミクスを用いた車軸の曲げ応力推定

正 [機] ○山崎 陽介 (新日鐵住金) 正 [機] 山本 三幸 (新日鐵住金) 正 [機] 近藤 修 (新日鐵住金)

山村 佳成 (新日鐵住金) 酒井 宏樹 (新日鐵住金)

田邊 尚紀 (JR 西日本) 橋本 一郎 (JR 西日本)

Estimation of Bending Stress on Axle Using Multi Body Dynamics Simulation

Yosuke YAMAZAKI, Nippon Steel & Sumitomo Metal Corporation 1-8,Fuso-cho, Amagasaki-shi, Hyogo

Miyuki YAMAMOTO, Nippon Steel & Sumitomo Metal Corporation 1-8,Fuso-cho, Amagasaki-shi, Hyogo

Osamu KONDO, Nippon Steel & Sumitomo Metal Corporation 1-8,Fuso-cho, Amagasaki-shi, Hyogo

Yoshinari YAMAMURA, Nippon Steel & Sumitomo Metal Corporation 5-1-109, Shimaya, Konohana-ku, Osaka

Hiroki SAKAI, Nippon Steel & Sumitomo Metal Corporation 5-1-109, Shimaya, Konohana-ku, Osaka

Naoki TANABE, West Japan Railway Company 2-4-24, Shibata, Kita-ku, Osaka

Ichiro HASHIMOTO, West Japan Railway Company 2-4-24, Shibata, Kita-ku, Osaka

The accurate evaluation of the bending stress on train axle is very important for the durability issues. A new evaluation method of the stress has been developed by using multi-body dynamics model. The stress was calculated from balancing of load and bending moment on railway axle, with the wheel load and the lateral force on curve which were obtained by multi-body dynamics Simulation. The method has been applied to the model composed of one car body and two bogies in a suburban service conditions. As the result, the evaluated stress similar to the measured stress was obtained.

Keywords : multi-body dynamics simulation, railway axle, bending stress, wheel load, lateral force

1. 緒言

鉄道車軸は、JIS 規格¹⁾に準拠して設計され、車軸に発生する最大曲げ応力を車両重量・最高速度・動的負荷等から求めているが、実走行時の発生応力は実車走行試験による評価^{2) 3)}に限定されているため、設計段階での実働荷重条件に基づく評価手法の開発が望まれている。

そこで、本研究ではこの課題を解決するため、図1に示すように汎用の機構解析ソフトウェアを用いて車両モデルを構築し、在来線車両を対象に運動解析を実施し、更に解析で得られた曲線通過時の輪重・横圧および軸受荷重から車軸の曲げ応力を算出し、実車走行試験の測定結果と比較したのでその結果について報告する。

2. 実車走行試験の概要

2.1 試験条件

表1に実車走行試験で使用した車両の諸元を、表2に実車走行試験における走行区間の中で代表的な5つの曲線の軌道と走行条件をそれぞれ示す。ここで、各曲線の軌道は全てA:入口直線区間、B:入口緩和曲線区間、C:定常曲線区間、D:出口緩和曲線区間、E:出口直線区間の5つからなる範囲にて抽出した。

Table 1 Railway vehicle data

項目	値
車両総重量(空車時) [kg]	41800
台車間距離 [m]	13.8
軸距 [m]	2.1
車輪半径 [m]	0.43
軌間 [m]	1.067

Table 2 Track and velocity conditions

	軌道条件			走行条件
	曲線半径[m]	カント[m]	曲線の向き	速度[km/h]
①	600	0.101	左	92
②	800	0.085	左	101
③	1000	0.084	右	105
④	1200	0.039	左	102
⑤	1400	0.043	右	114

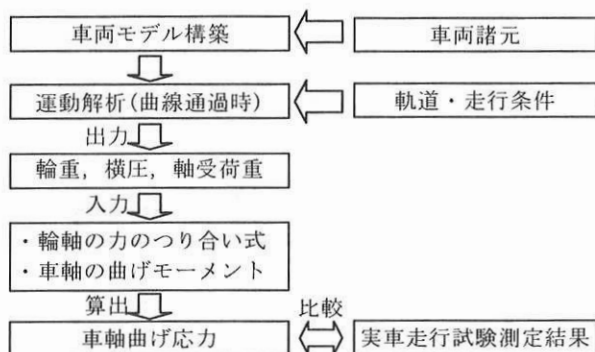


Fig.1 Flow chart of bending stress evaluation on train axle.

2.2 車軸の曲げ応力測定

車軸の曲げ応力は、先頭車両1台車の第1軸を対象に図2に示すように段付き部による応力集中位置を避けるため、2側の車輪座から80mmの位置にひずみゲージを貼り付けて測定している。ここで、車軸1側は、表2に示す軌道の曲線の向きが左の場合外軌側となり、右の場合内軌側となる。

図3に表2中の定常曲線半径1200m(以下、R1200mと表記)の条件での車軸の曲げ応力測定結果を示す。ここで、図(b)は図(a)の四角で囲った部分を拡大している。図に示すように車軸曲げ応力波形は車輪の回転に合わせて正弦波状に得られるため、その正負のピーク値を評価した。さらに本試験では曲げ応力と同時に輪重・横圧を測定している。

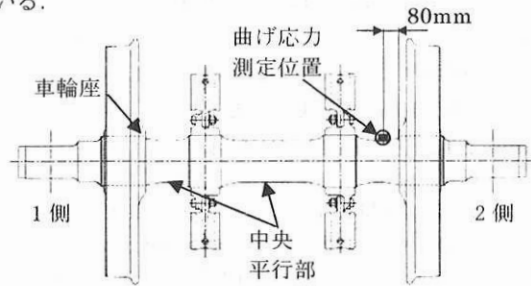
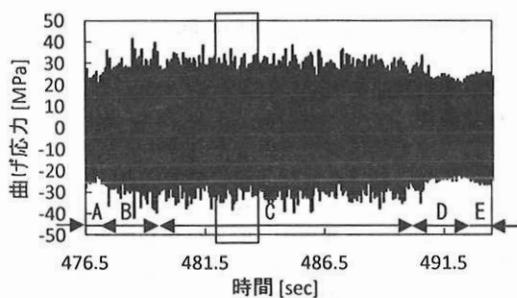
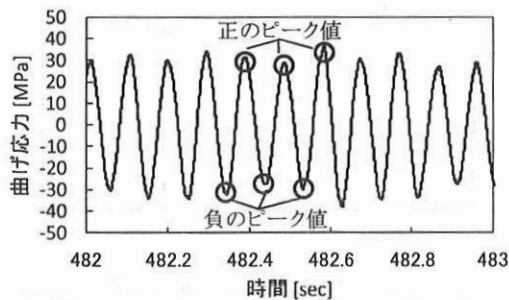


Fig.2 Measurement means of bending stress.



(a) Curved section



(b) Curved section (Curves of constant curvature)

Fig.3 Example of measurement result of bending stress (R1200m).

3. 車両運動解析

3.1 解析ソフトウェア

車両運動解析は機構解析ソフトウェア SIMPACK を用いて行った。ここで、車輪とレール間のクリープ力は、同ソフトウェアの計算機能である Kalker の単純化非線形理論に基づいた FASTSIM アルゴリズムを用いて求めており、車輪とレールの接触点数は1点とした。

3.2 車両モデルの構築

図4に車両モデルの概要を示す。図に示すようにモデルは2台車1車体からなり、車体・台車・輪軸・レールは全て剛体要素、軸ばねおよびヨーダンパは線形ばね要素、アンチローリング装置は剛体要素と線形ばね要素で構成し、空気ばねは西村式空気ばねモデルを用いている。座標系は第4軸の軌間中央位置を原点とし、車両の走行速度で軌道面に沿って移動する移動座標系であり、車両走行方向に対してxは前側、yは左側、zは上側をそれぞれ正としている。本モデルの車両諸元は表1に、また軌道・走行条件は表2に準拠している。

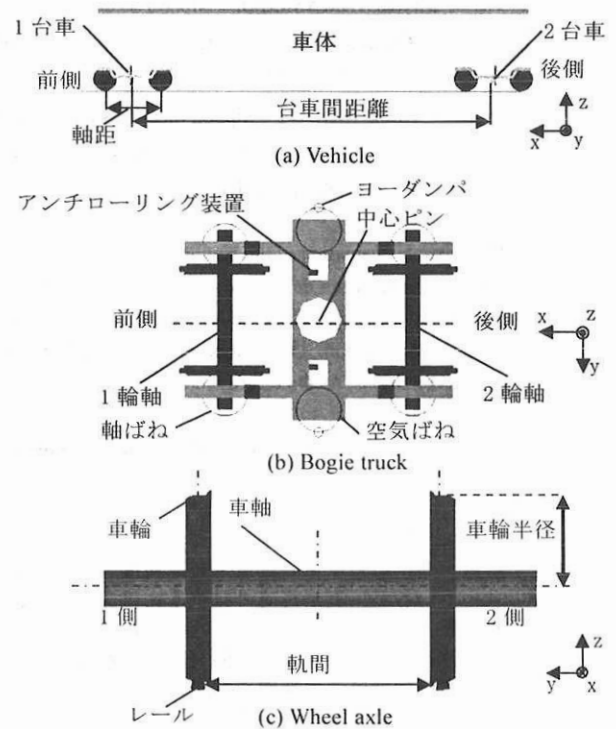


Fig.4 Vehicle model for analysis.

4. 解析結果

図5に解析で得られた曲線通過時の第1軸の輪重・横圧および軸受荷重を示す。また、本図に示した変数の意味は表3に示した通りである。ここで、図中に示した輪重・横圧については測定結果も合わせて記載し、表示間隔は0.01秒ピッチである。本図より輪重・横圧ともに測定結果との対応は良好であることが分かる。

Table 3 Variable table

変数	定義
P	輪重
Q	横圧
L	軸受荷重(左右)
W	軸受荷重(上下)
b	軸受間距離/2
s	車輪・レール接触点間距離/2
r	車輪半径
y	曲げ応力算出点距離

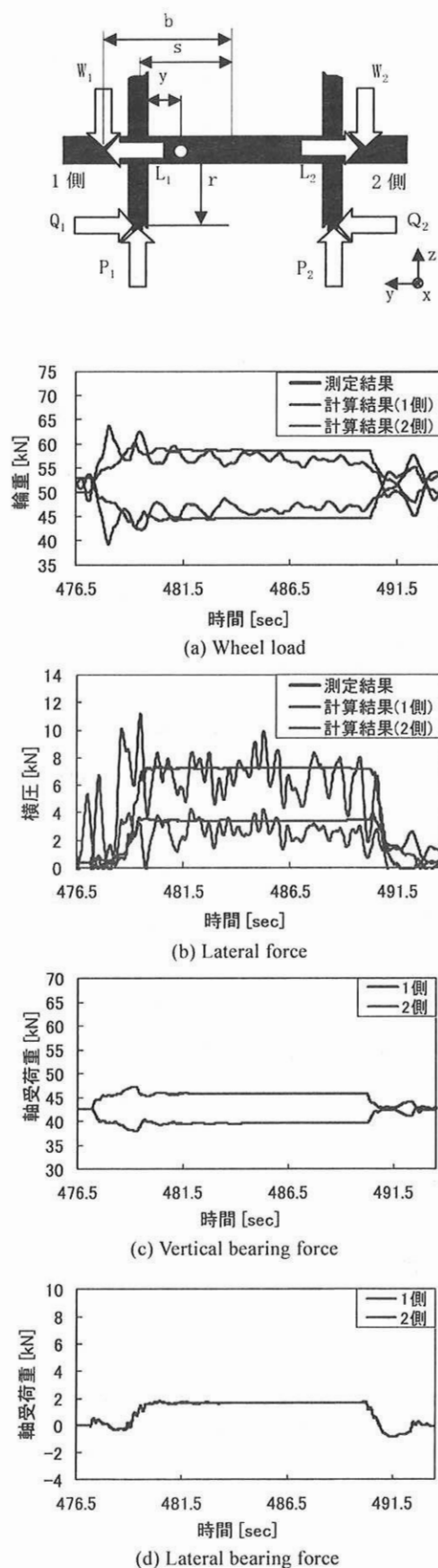


Fig.5 Calculated and measured result (R1200m).

5. 車軸曲げ応力の計算方法

車軸曲げ応力は、車両運動解析から得られる外力(輪重・横圧・軸受荷重)を基に以下の考え方で計算する。外力は車軸の曲げ応力に関わる力と車軸の剛体運動に関わる力の合力であり、曲げ応力に関わる力は yz 平面内でつり合っている。そこで、この外力を基に輪軸の力のつりあい式を立て、車軸の曲げモーメントを求め、曲げ応力を算出した。以下に詳細を説明する。輪軸の力のつりあい式は、車軸に対して z 軸方向と y 軸方向の力のつりあいを考え、それぞれ外力と剛体運動に関わる力の差から、車軸 1 側および 2 側に作用する曲げ応力に関わる力を算出する。

z 軸方向の曲げ応力に関わる力 P_1', P_2' は以下の式で表される。

$$P_1' = P_1 - (\alpha - (\beta r + \gamma)/s)/2 \quad \cdots (1)$$

$$P_2' = P_2 - (\alpha + (\beta r + \gamma)/s)/2 \quad \cdots (2)$$

一方、 y 軸方向の曲げ応力に関わる力 Q_1', Q_2' は軌道の曲線の向きが左と右の場合で以下の式で表わされる。

〈曲線の向きが右の場合〉

$$Q_1' = Q_1 + \beta \quad \cdots (3)$$

$$Q_2' = Q_2 \quad \cdots (4)$$

〈曲線の向きが左の場合〉

$$Q_1' = Q_1 \quad \cdots (5)$$

$$Q_2' = Q_2 - \beta \quad \cdots (6)$$

ここで、式中の α, β, γ は車軸の剛体運動に関わる x 軸方向、 y 軸方向の力および、 x 軸周りのモーメントであり、以下の式で表される。

$$\alpha = P_1 + P_2 - W_1 - W_2 \quad \cdots (7)$$

$$\beta = Q_1 - Q_2 - L_1 + L_2 \quad \cdots (8)$$

$$\gamma = P_1 s + W_2 b + Q_2 r - P_2 s - W_1 b - Q_1 r \quad \cdots (9)$$

次に上記式(1)~(8)より応力算出箇所における車軸の曲げモーメント M_1, M_2 は以下の式で表される。

$$M_1 = W_1(b-s+y) - P_1' y + Q_1' r \quad \cdots (10)$$

$$M_2 = W_2(b-s+y) - P_2' y + Q_2' r \quad \cdots (11)$$

さらに上記式(10),(11)式と断面係数 Z から車軸 1 側および 2 側の曲げ応力 σ_1, σ_2 は以下の式で表される。

$$\sigma_1 = M_1/Z \quad \cdots (12)$$

$$\sigma_2 = M_2/Z \quad \cdots (13)$$

図 6 に輪軸の力のつりあい式と車軸の曲げモーメントより算出した曲げ応力の一例を示す。また図中には走行試験で測定した定常曲線区間での曲げ応力の平均値も合わせて記載した。

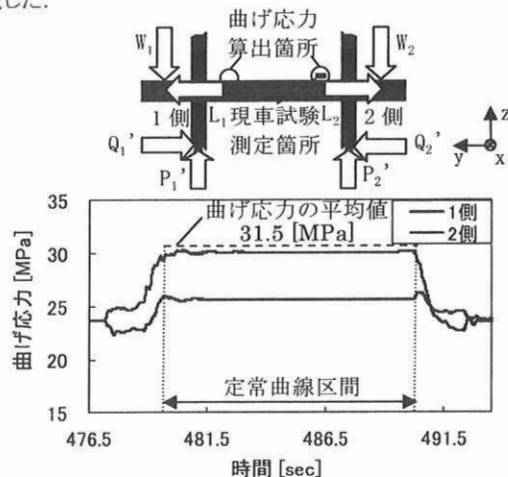


Fig.6 Calculated bending stress on train axle.

6. 曲げ応力測定結果との比較

図 7 に定常曲線区間での車軸曲げ応力の測定結果と計算結果を比較して示す。ここで測定結果の曲げ応力は図 3 に示すようにピーク値が一定でなく分布を持つため平均値と標準偏差を求めている。図 7 より曲げ応力の平均値と測定結果との対応は R1000m を除いて良好である。また、図 8 には測定結果と計算結果の平均値について相関関係を示す。図 8 より測定結果と計算結果の相関係数は 0.9559 と高いことから、算出した応力の精度が高いことが分かる。なお R1000m の結果についてはシミュレーション諸元と実軌道の敷設状況の差異について、今後検証を進めていく。

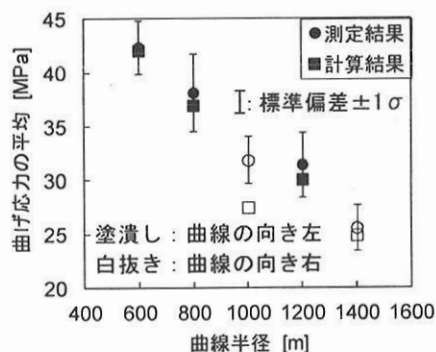


Fig.7 Comparison of measured and calculated stress.

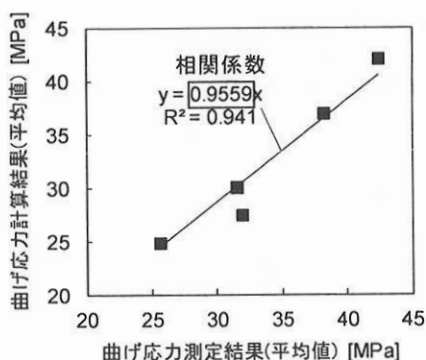


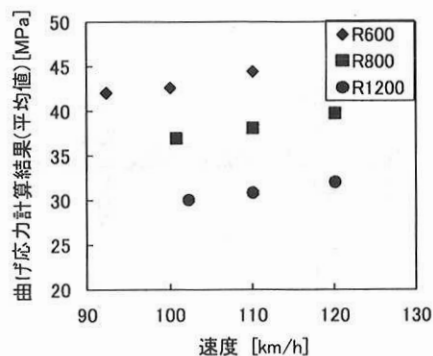
Fig.8 Relationship between measured and calculated stress.

7. 走行速度と曲げ応力の関係

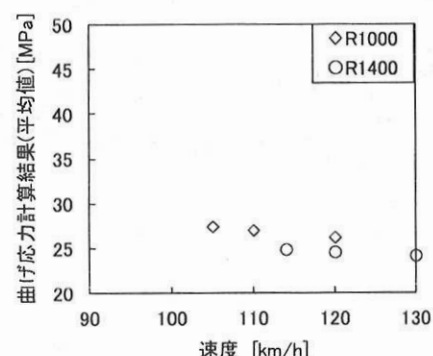
ここでは、車両走行速度が車軸曲げ応力に及ぼす影響を評価するため、表 2 に示す各軌道条件に対して走行速度を変えて、車両運動解析を行い、前章の結果と同様に車軸曲げ応力を算出した。

図 9 に各軌道条件に対する走行速度と曲げ応力平均値の関係を示す。図より車軸の曲げ応力は曲線の向きが左の軌道では走行速度の増加とともに増加するのに対し、曲線の向きが右の軌道では走行速度の増加とともに減少していることが分かる。これは、走行速度の増加に伴う遠心力の増加と図 2 に示す車軸曲げ応力の測定位置からこれらの傾向は妥当であると考えられる。

今回の曲げ応力算出法は、車両走行速度以外の他の車軸曲げ応力に影響を及ぼす因子(軌道のカント・スラック、輪軸のアタック角等)についても評価が可能であり、今後他の因子についても評価を進めていく。



(a) Left curve



(b) Right curve

Fig.9 Relationship between velocity and calculated stress.

8. 結論

在来線車両を対象に運動解析を実施し、更に解析で得られた曲線通過時の輪重・横圧および軸受荷重から車軸の曲げ応力を算出し、実車走行試験の測定結果と比較した結果、以下のことが分かった。

- (1) 車両運動解析から得られた曲線通過時の輪重と横圧を評価したところ、実車走行試験結果との対応は良好であった。
- (2) 上記(1)で得られた輪重・横圧および軸受荷重から算出した曲げ応力を評価したところ、定常曲線半径 1000m の軌道条件を除いて現車走行測定結果との対応は良好であった。
- (3) 上記(2)の曲げ応力算出法を用いて、車両走行速度と曲げ応力を評価し、両者の関係を定量的に明確化できる可能性を示した。

参考文献

- (1) JIS E4501 「鉄道車両—車軸強度設計方法」(1995)
- (2) 中村宏, 田中真一, 小西正一: 実働応力と疲れ強さ(その 10, 車軸の曲げ応力ひん度), 日本機械学会論文集 34-268, 1968
- (3) 酒井宏樹, 山村佳成, 荻野智久, 岩本厚, 紙上靖弘 橋本通孝: 営業走行車両における車軸の応力測定と強度評価(その 2: 実働応力の解明と分析), 第 18 回 鉄道技術・政策連合シンポジウム(J-RAIL2011)講演論文集, 2011