

車輪フラットを有する一台車モデルの走行シミュレーション

齋藤 理沙* 坂井 宏隆 (鉄道総合技術研究所)

Numerical simulation of a one-bogie model with wheel-flat
Risa Saito*, Hiroataka Sakai, (Railway Technical Research Institute)

We conducted a wheel-rail rolling contact analysis using a one-bogie model with wheel-flat based on the large-scale parallel finite element method (FEM). Unlike simple methods employing multibody system, FEM simulation enables the evaluation of stress distribution on the vehicle member and rail and reproduces the contact state between the wheel and rail. We used the analysis results to examine the contact condition and collision behavior of the wheelset with a flat.

キーワード：フラット，車輪，レール，動解析，有限要素法
(wheel flat, wheel, rail, dynamic analysis, finite element method)

1. はじめに

車輪・レール間の摩擦力を駆動力が上回ることによって車輪がレール上を滑走し、車輪踏面上にフラット損傷が生成される。フラット損傷を有する場合、走行時に著大な衝撃荷重が車輪・レール間で発生し、車両の損傷や部品の脱落などに繋がる恐れがあると同時に、軌道側への悪影響も想定される。フラット損傷に対する対策として、走行試験によるレールへの影響の評価結果に基づいたフラット長の規制などが行われている⁽¹⁾。一方で、数値解析による評価を行った研究としてはマルチボディダイナミクスを用いたものが多い⁽²⁾⁽³⁾。しかし、車両およびレールの各部材に生じる応力の調査による損傷評価や車輪・レール間の複雑な接触状態の再現を行うためには、有限要素解析を用いる必要があると考えられる。

ここで、坂井ら⁽⁴⁾は3次元大規模並列有限要素解析が可能なオープンソースソフトウェアである FrontISTR⁽⁵⁾をカスタマイズし、車輪・レール接触問題に特化したプログラムを開発した。本研究では当該ツールを利用し、車輪フラットを有する1台車モデルの走行シミュレーションを行い発生する衝撃力の評価を行う。

2. 解析手法と解析モデル

はじめに本研究で使用した車輪・レール接触問題向けシミュレータについて説明する。本ツールでは大回転に伴う幾何学的非線形問題を解くために Update Lagrange 法を用いた空間離散化を行う。また、動的解析手法は陰解法とし、時間積分法には Newmark- β 法を適用している。接触問題の解法として、法線方向の接触力を求める際に Lagrange 未定乗数法を採用しているため車輪・レール間で作用する法

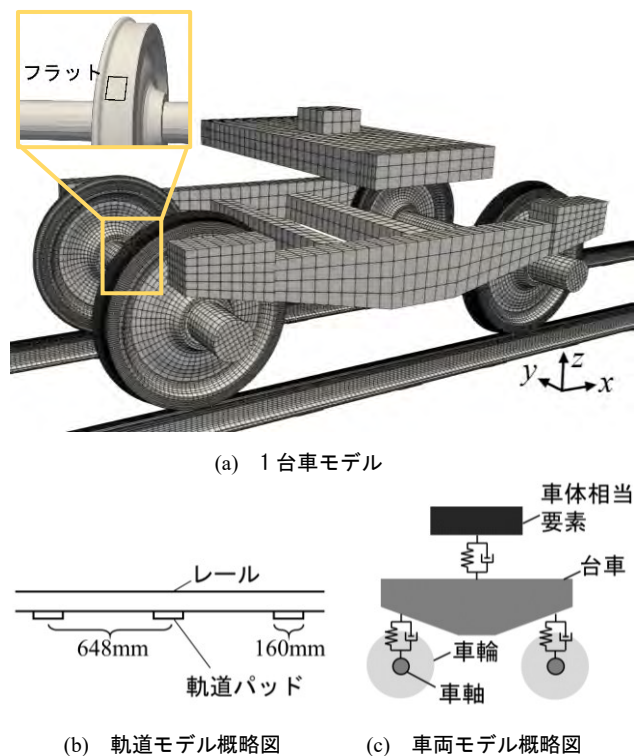


図1 解析モデル

Fig. 1. Analysis model.

線方向の力を精緻に算出することができる。一方で、接線方向の接触力の計算にはペナルティ法を適用する。

本研究で解析対象とする1台車の有限要素モデルを図1(a)に示す。車輪の踏面形状は修正円弧踏面形状に基づきモデル化を行い、進行方向に対して右側後方の車輪踏面上に長さ75mmのフラット形状を設けた。また、軌道の有限要素モデルは50Nレールに従った形状とし、図1(b)に示すよ

表 1 解析パラメータ

Table 1. Analysis parameters.

ヤング率 [N/mm ²]	209820	レール
	18	軌道パッド
	206000	輪軸・台車枠・車体
ポアソン比	0.29	レール
	0.49	軌道パッド
	0.3	輪軸・台車枠・車体
密度 [kg/mm ³]	7.81×10 ⁻⁶	レール・輪軸
	1×10 ⁻⁶	軌道パッド
	10.45×10 ⁻⁶	台車枠
ばね定数 [N/mm]	x:5390 y:4900 z:515	軸ばね
	x,y:6.875 z:25	空気ばね
減衰定数 [N/mm・s]	x:5.39 y:4.9 z:2.8	軸ばね
	x,y,z:0.1	空気ばね
摩擦係数	0.3	

うに 648mm 間隔で長さ 160mm の軌道パッドを想定したモデルを設置した。車体から受ける荷重は車体の 1/2 相当質量を持つ要素を台車枠上部に設けることによって台車に載荷し、車体相当要素・台車枠間および台車枠・輪軸間は図(c)に示すようにばねとダッシュポットで連結した。材料定数およびばね・ダッシュポットの定数は表 1 に示すとおりである。

駆動トルクは車軸表面の 1 軸あたり 8 節点に節点荷重を与えることによって負荷した。加速段階の計算時間短縮のため、走行速度が目標値に到達するまでのトルク荷重は 91000kN・mm とし、その間は計算結果の発散を避けるために軸箱相当節点にそれぞれ 50kN の z 方向荷重を与えた。目標速度到達後のトルク荷重値はパラメータスタディを行い定常走行状態となるように調節した。ここで、本研究では走行速度 40km/h, 100km/h, 130km/h の場合を解析対象とし、それぞれの最終的なトルク荷重の値は 27.3kN・mm, 63.7kN・mm, 91kN・mm とした。

3. 解析結果

〈3・1〉 輪重 図 2 に定常走行時における右側後方車輪の輪重の解析結果を示す。ここで、図 2 中の点線は車輪 1 回転ごとにプロットを行っている。また、本解析は時間刻み幅を 1×10⁻⁴ 秒とした。約 0.1~0.25 秒間隔で衝撃波形が見られ、車輪フラットに起因する衝撃力が発生していることがわかる。衝撃力のピーク値は走行速度 40km/h の場合が最も大きく、100km/h, 130km/h と速度が大きくなるにつれて低下する。ただし、ピーク値の大きさは同じ速度内でもばらつきがあることが図 2 より示される。

次に、フラット損傷が軌道上で接触する位置の影響について調査するために、図 3 に軌道パッド中心部から衝撃力発生位置までの距離と車輪一回転ごとの右側後方車輪の輪重の最大値の関係を示す。ここで、衝撃力発生位置は輪重が最大値となった時間ステップにおいて、レールの法線方向接触力が最も大きい節点の位置とする。また、輪重のピーク

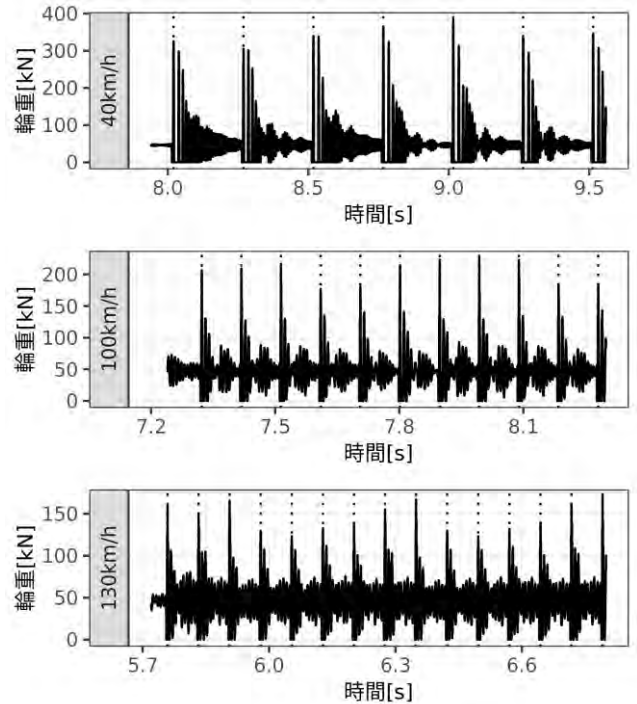


図 2 右側後方車輪の輪重

Fig. 2. Wheel load on the right rear wheel.

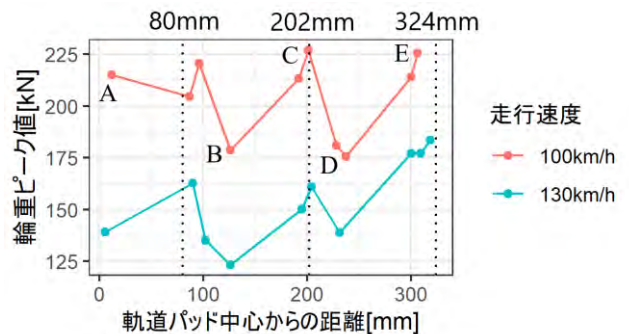


図 3 輪重のピーク値と

衝突発生位置から軌道パッド中心からの距離

Fig. 3. Relationship of the maximum wheel load and the distance between collision point to rail pad center.

値を正確にとらえるために時間刻み幅は 1×10⁻⁵ 秒とした。図 3 に点線で示す 80mm の位置は軌道パッド端部、324, 202mm の位置は軌道パッド間のレールを両端固定梁と見做した場合の 1 次曲げモード、2 次曲げモードの腹にあたる。図 3 を参照すると輪重のピーク値は走行速度が異なっても軌道パッド中心からの距離に対して概ね同様の関係性を示し、曲げ 1 次モード、曲げ 2 次モードの腹にあたる位置で大きく上昇することがわかる。また、図 3 にアルファベットで示す走行速度 100km/h の場合の各時点でのレールの von-Mises 応力分布を図 4 に示す。軌道パッド直上でフラットが接触する場合 (A) は車軸直下付近のみに集中荷重が発生し、曲げ一次モードおよび曲げ二次モードの腹に該当しない位置で接触した場合 (B, D) は車軸直下から近傍

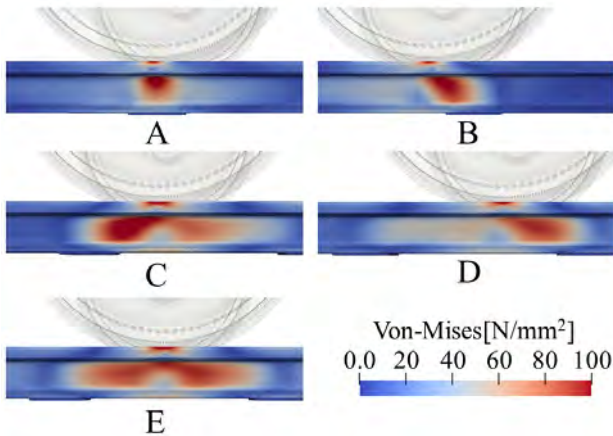


図 4 最大輪重負荷時におけるレールの von-Mises 応力分布
Fig. 4. von-Mises stress distributions on rail at the maximum wheel load.

の軌道パッドにかけた範囲に主に荷重が分布する。一方で、曲げモードの腹にあたる位置で接触した場合 (C, E) 集中荷重は接触位置を挟み両側に現れ、これにより輪重も増加したと考えられる。したがって、軌道上のフラット接触位置が車輪・レール間で発生する衝撃力の度合いに影響を及ぼし、図 2 に見られる輪重のピーク値のばらつきは軌道構造に起因している可能性が高いと考えられる。

〈3・2〉 軸箱相当上下加速度 図 5 に右側後方車輪の軸箱相当位置の上下加速度と輪重を示す。ここで、軌道上のフラット接触位置が衝撃力に影響を及ぼすことを前節で示している。従って、図 5 では軌道パッド中心部から衝撃力発生位置までの距離が同程度の場合の波形を比較する為に、軌道パッド上でフラットが接触した時の波形を選択して図示した。いずれの走行速度の場合においても、はじめに負の軸箱相当上下加速度が生じ、その間の輪重はゼロの値となる。次に、正の方向に軸箱相当上下加速度と輪重がスパイク状に共に発生し、ピーク値に達する。その後、再び輪重がゼロとなり負方向に軸箱相当上下加速度が生じる。スパイク状の波形と輪重がゼロとなる区間を繰り返し、衝撃力荷重のピーク値は徐々に小さくなり輪重や軸箱相当上下加速度は一定値へと収束する。これらの波形により、はじめに車輪・レール接触位置がフラット端部を超えたことにより輪軸が浮遊し落下している状態になり、その後レールと衝突し跳ね上がって再度浮遊する状態を繰り返していることが伺える。また、軸箱相当上下加速度のピーク値は走行速度が 40km/h の場合が最も大きく、走行速度 100km/h, 130km/h の場合はその約 0.6 倍, 0.4 倍となり、この比率は真木と曄道²⁾の実験結果と概ね一致する。

〈3・3〉 車輪・レール衝突位置 図 5 の計算結果において、輪重が最大となる時の車輪踏面上の上下方向応力のカウンター図を図 6 に示す。ここで、輪重が最大値となる時はいずれの走行速度の場合においてもフラット端部通過後に最初に車輪がレールに衝突した時点となり、図 6 を参照することで車輪踏面上におけるレールとの衝突位置を特定

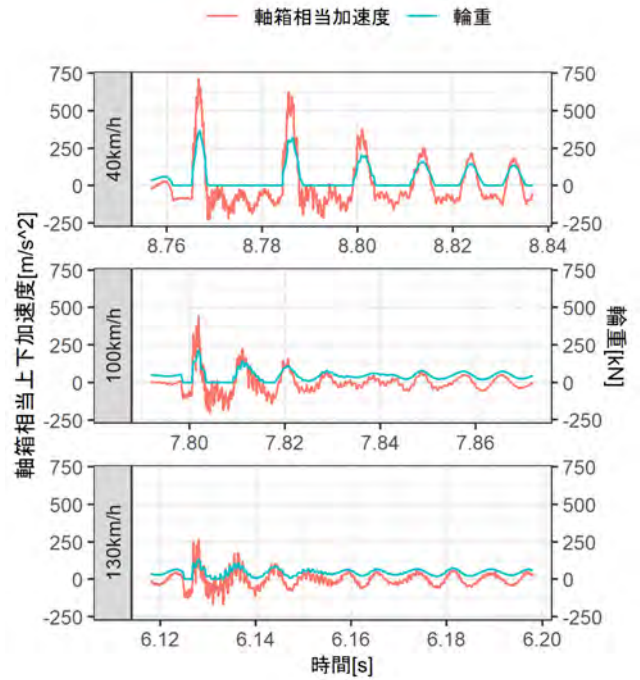


図 5 車輪・レール衝突時における
右側後方車輪の上下方向軸箱相当加速度と輪重
Fig. 5. Vertical acceleration on the axle-box of the right rear wheel and wheel load at the time of the collision of the wheel and rail.

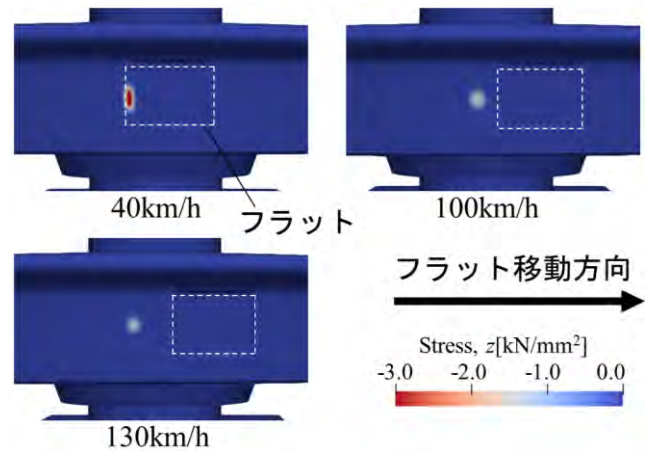


図 6 最大輪重負荷時における
右側後方車輪踏面上の上下方向応力分布
Fig. 6. Vertical stress distributions on the right rear wheel at the maximum wheel load.

することが可能である。走行速度が 40km/h の場合、ちょうどフラット端部にあたる位置に衝突する。一方で走行速度が 100km/h, 130km/h の場合、衝突箇所はより進行方向後方となりフラット端部を超え、損傷のない踏面上で衝突することが分かる。したがって、走行速度が 40km/h の場合に衝撃力が他の走行速度の場合と比較して大きいのはフラット端部の角となる部分に衝突することが原因の一つであると考えられる。

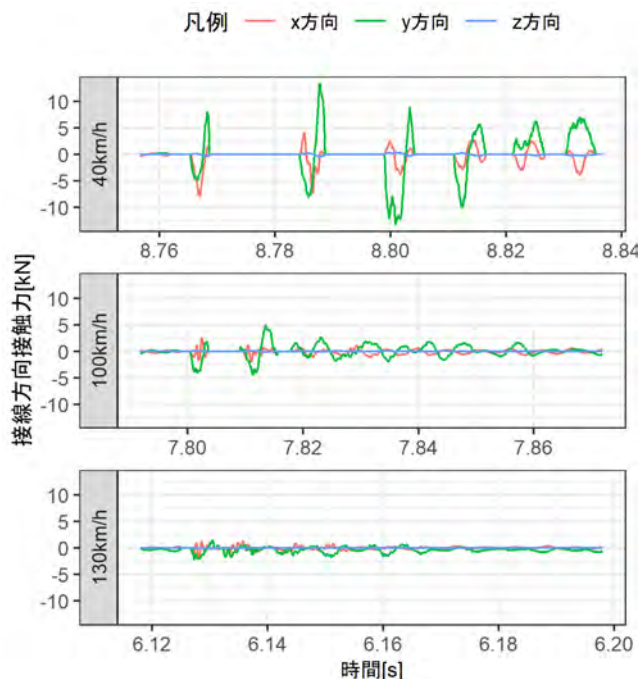


図 7 車輪・レール衝突時における
右側後方車輪の接線方向接触力

Fig. 7. Tangential contact force on the right rear wheel at the time of the collision of the wheel and rail.

〈3・4〉 接線方向接触力 車輪・レール間の接線方向接触力（クリープ力）を方向別に図 7 に示す。なお、図示した区間については図 5 と同様である。輪重と同様に車輪のバウンドに伴って著大な荷重が発生しているが、異なる点としてはフラット通過後 1 回目にレールと衝突する時点が最大値とならず、2 回目や 3 回目の衝突時にピーク値を迎える。また、走行速度 100km/h または 130km/h の場合に対する走行速度 40km/h の時の輪重のピーク値は 2 倍および 3 倍程度であったが、接線方向接触力は速度についての増加率が更に高い。

また、曲線区間でないにも関わらず y 方向の接線方向接触力が最も高い値となっていることが分かる。この理由の検討に向けて、図 8 に各車輪における輪重の時刻歴を示す。フラット損傷を有する右側後方の車輪だけでなく、車軸を介した左側後方車輪もレールからの浮遊と衝突を繰り返しているが、そのタイミングは右側後方車輪と概ね逆位相となることが分かる。したがって、後方輪軸にはロール方向の回転変位が生じ、その結果として横方向の接線方向接触力が高い値となったと考えられる。

4. おわりに

本研究では車輪フラットを有する 1 台車モデルを用いた大規模並列有限要素法による車輪・レール転がり接触解析を行った。今回の解析結果から得られた知見について以下に示す。

- ・ フラット損傷により発生する衝撃荷重のピーク値のば

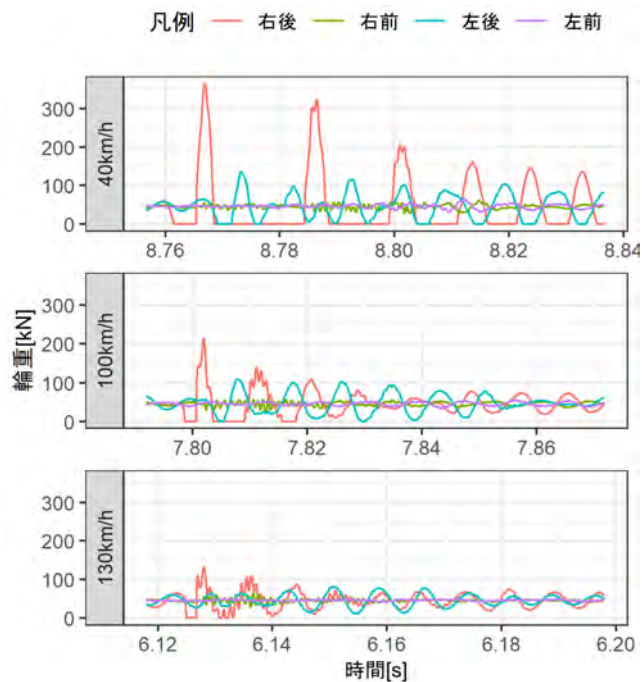


図 8 車輪・レール衝突時における輪重

Fig. 8. Wheel load at the time of the collision of the wheel and rail.

らつきは軌道構造の影響によるものと考えられる。

- ・ 本手法により実験から求められた走行速度による軸箱相当加速度の最大値の変化率が概ね再現可能である。また、走行速度により衝撃荷重値が異なる理由は車輪・レール接触位置の違いが原因の一つであると考えられる。
- ・ 片方にフラット損傷を有する場合、損傷を有さないもう片方の車輪も異なるタイミングでレールからの浮遊と衝突を繰り返すため、ロール方向に輪軸が回転し横方向にクリープ力が生じていると考えられる。

文 献

- (1) 佐藤裕, 豊田昌義, 青戸章, 原田豊:「車輪フラットの軌道に与える影響, 新幹線に関する研究」(第 5 冊), p.60-70 (1964)
- (2) 真木康隆, 暁道佳明:「車輪踏面上に損傷を有する回転車輪と軌条輪との衝突メカニズムの一考察」, 日本機械学会論文集, Vol.84, No.865 DOI: 10.1299/transjsme.18-00198 (2018)
- (3) Steisunas, S., Dizo, J., Bureika, G. and Zuraulis, V.: “Examination of vertical dynamics of passenger car with wheel flat considering suspension parameters”, *Procedia Engineering*, Vol.187 pp.235-241 (2017)
- (4) 坂井宏隆, 高垣昌和, 林雅江, 相川明, 奥田洋司, 殷峻:「大規模並列計算による車輪/レール間の転がり接触挙動の解析」, 鉄道総研報告, Vol.27, No.10 p.29-34 (2013)
- (5) FrontISTR Commons : <https://www.frontistr.com/>