

# FEM解析を用いた 車輪フラットによる衝撃力発生メカニズムの解明

齋藤 理沙\* 坂井 宏隆\*

A Study on the Wheel-rail Impact Behavior due to a Wheel-flat by Finite Element Analysis

Risa SAITO Hiroataka SAKAI

We simulated the continuous impact force due to a wheel-flat using the finite element method to investigate the influence of running velocity and positions of the impact force generation on the rail on the mechanism of impact force generation. For each position of the impact force generation on the rail pad, the peak values of the wheel load are almost identical, confirming the reproducibility. It was also found that high frequency vibrations are generated on the rail when the running velocity is 100 km/h or 130 km/h and the vibrations caused the peak value of the wheel load to increase. Finally, the relationship between the running velocity and the peak value of vertical acceleration of the axlebox by the proposed method was compared with that obtained from the experiment. Since they were close, we can say that the proposed analysis method is reasonable to use.

キーワード：車輪フラット，車輪，レール，数値シミュレーション，FEM

## 1. はじめに

車輪フラット（以降，フラットと呼ぶ）は，制動力が粘着限界を上回り，車輪がレール上を滑走した際に生じる。フラットが車輪踏面上に存在すると，走行時に連続的な衝撃力が発生し，騒音の発生や，車両および軌道の各部材の損傷・脱落などに繋がる恐れがあるため，保守管理の上でフラットによる影響について把握することが必要とされる。ここで，フラットにより発生する衝撃力は，走行速度により変化することが多くの調査により明らかにされており，真木ら<sup>1)</sup>はそのメカニズムについて実車両試験結果と数値解析モデルを用いて明らかにした。しかし，真木らが行った試験は台上試験装置により実施されたものであり，軌道構造がフラットによる衝撃力発生メカニズムに及ぼす影響については検討の余地があるといえる。

数値解析によりフラットの影響を評価した既往研究としては，剛体モデルやばねモデルを主体としたものが大多数を占める。その一方で，近年ではソリッド要素を中心とした有限要素法（Finite Element Method：FEM）モデルを用いて車輪・レール間の接触解析を行う研究が行われている。FEMを用いた手法は大きな計算コストを要する一方で，メリットとして車輪・レール間の複雑な接触状態が再現できること，各部材に生じる応力集中が解析可能であること，塑性変形や損傷モデルなどの非線形材料構成則を適用できること，疲労や損傷問題などに対応できることなどが挙げられる。ただし，

これまでフラットによる衝撃力を詳細なFEMモデルにより解析した例<sup>2) 3)</sup>は，連続する衝撃力発生のうち1回分のみ再現したものであり，周期的に発生する衝撃力の分析を行った例は見受けられない。その理由として，走行距離を長く確保するためにモデル規模が増大し，計算負荷が大きくなるため解析の実施が困難であったことが推察される。しかし，衝撃回数が1回の場合，走行位置により変化する軌道の支持状態等の条件が衝撃力の大きさに及ぼす影響を確認することができない。

走行距離に関する上記の課題を解決するために，坂井ら<sup>4)</sup>が開発した「車輪・レール転がり接触シミュレータ」は，並列FEM構造解析プログラムFrontISTR<sup>5)</sup>を車輪・レール接触問題に向けて拡張したものであり，計算負荷を抑えながら走行解析を行うための「キャピラメッシュ機能」を有する。これは，軌道モデルを長手方向にブロック状に区分けし，車両モデル通過後の軌道ブロックを走行方向前方に移動・連結する機能であり，モデル規模を一定に保ちつつ任意の走行距離を確保することができる。したがって，本研究では，車輪・レール転がり接触シミュレータを利用してフラットによる連続的な衝撃力の発生を再現し，その評価を行う。具体的には，複数回得られた衝撃力の大きさの再現性の確認と，軌道構造が衝撃力発生メカニズムに及ぼす影響について分析する。なお，本報告では，FEM解析の利点として解析可能となる各部材に生じる応力や材料の非線形性の影響には着目せず，今後においてそれらを調査する際のツールとしての妥当性検証段階として，簡易的なモデルかつ弾性解析を適用した衝撃荷重の再現性の確認や実験結果との比較を行う。

\* 鉄道力学研究部 計算力学研究室

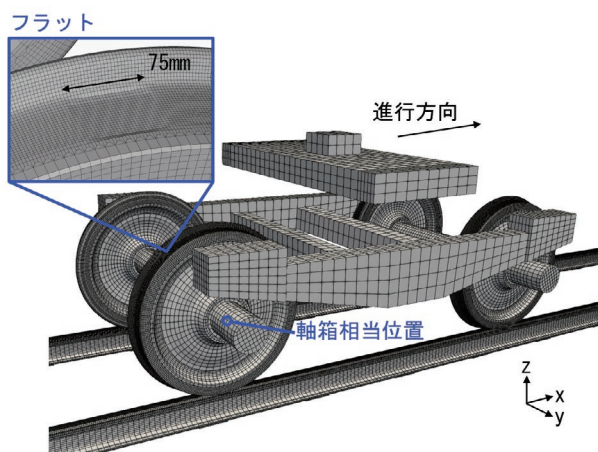


図1 1台車モデル

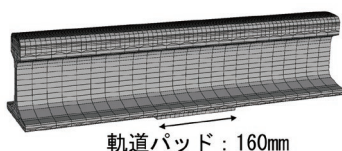


図2 軌道モデル

## 2. 解析手法

### 2.1 解析モデル

図1に計算対象とする1台車モデルを示す。車輪の踏面形状は修正円弧踏面とし、車輪径は860mmとした。本研究では最終的に真木<sup>1)</sup>の実験結果との比較を行うために、フラットは図1のような長さ75mmの人工フラットを模した形状とし、進行方向に向かって右後方車輪に設けた。前章で述べたとおり、車両の各部材に生じる応力については本研究では着目しないため、車軸・台車枠などのFEMモデルは簡易的な形状とした。図1に示すように、台車枠の上には車体に相当する板形状の要素を設け、その密度は重量が車体の1/2相当となるように調節した値とした。輪軸・台車枠間および台車枠・車体相当要素間にはばね・ダンパーで連結した。一方で、レールはJIS50kgNレールの形状とした。軌道構造は、図2のとおり軌道パッドにより間欠支持されたものとし、支持間隔は648mmとした。図2はキャタピラメッシュ機能において分けられたブロックのうち1つ分を示し、ブロック数は合計で11とした。軌道パッドの下面は完全拘束とした。材料パラメータは表1のとおりである。

### 2.2 計算条件

本研究では時間積分法にNewmark- $\beta$ 法による陰解法を用いた。接触解析手法については、法線方向をLagrange未定乗数法、接線方向をPenalty法とした。表2

表1 材料パラメータ

ヤング率 (GPa)	209.82	レール
	0.018	軌道パッド
	206.00	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/m <sup>3</sup> )	$7.81 \times 10^3$	レール・輪軸
	$1 \times 10^3$	軌道パッド
	$10.45 \times 10^3$	台車枠
ばね定数 (N/m)	x: $10.78 \times 10^6$ y: $9.8 \times 10^6$ z: $1.03 \times 10^6$	軸ばね
	x,y: $0.055 \times 10^6$ z: $0.2 \times 10^6$	空気ばね
減衰定数 (N・s/m)	x: $10.78 \times 10^3$ y: $9.8 \times 10^3$ z: $5.6 \times 10^3$	軸ばね
	x,y,z: $0.8 \times 10^3$	空気ばね

表2 解析制御パラメータ・接触解析パラメータ

Newmark- $\beta$ 法係数 ( $\gamma, \beta$ )	0.51, 0.255025
時間刻み幅 (s)	$1 \times 10^{-4}$
重力加速度 (mm/s <sup>2</sup> )	$9.8 \times 10^3$
摩擦係数, 接線方向ペナルティ係数	0.3, 10000

に解析制御パラメータおよび接触解析パラメータを示す。

本研究では走行速度により変化する衝撃力発生メカニズムについて調査するために、1台車モデルが40km/h, 70km/h, 100km/h, 130km/hで走行する場合の解析をそれぞれ行った。荷重条件として、重力と車軸に対するトルク荷重を与えた。トルク荷重は、時速ゼロから評価対象とする走行速度まで加速する間は1軸あたり125kN×91mm(車軸中心から荷重を与える節点までの距離)×8節点=91kN・mと実際の列車加速時よりも大きな値とし、目標走行速度に到達したあとは定常走行状態となる値とした。定常走行時のトルク荷重値は、40km/hの場合27.3N・m, 70km/hの場合45.5N・m, 100km/hの場合63.7N・m, 130km/hの場合91N・mである。

## 3. 解析結果と考察

### 3.1 走行速度ごとの衝撃力の違い

フラットによる衝撃力が発生したときの輪重と軸箱相当位置(図1)の上下変位を図3に、車輪踏面の上下方向応力分布を図4に示す。いずれの走行速度の場合においても、以下のような流れとなる。A~B:レールとの接触箇所がフラット端部に差し掛かった後、コンタクトパッチが現れなくなり(図4)、輪重が一時的に抜ける(図3)、B~C:軸箱相当位置が降下し(図3)、反対側のフラット端部に再びコンタクトパッチが現れ輪重が載

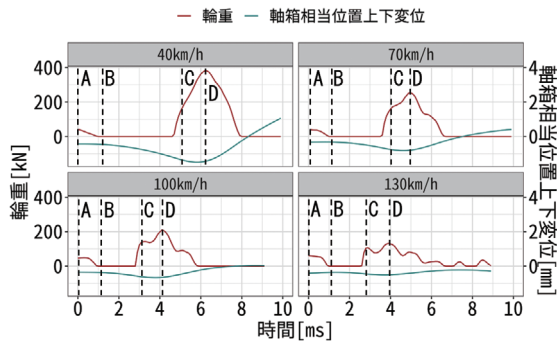


図3 衝撃力発生時の輪重と軸箱相当位置上下変位

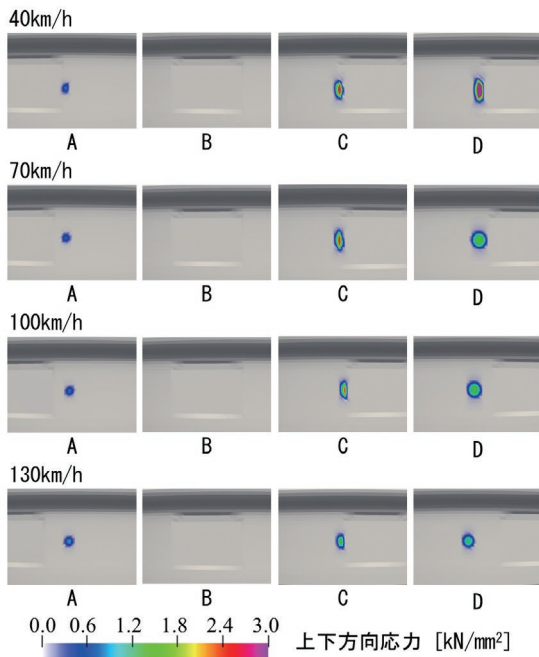


図4 衝撃力発生時の上下方向応力

荷され（図3，4），D：輪重が最大値となる（図3）。以上を踏まえると，フラットによる衝撃力は，車輪・レール間の接触箇所がフラット端部を超えたタイミングで車輪が浮き上がり，その後降下してレールと衝突することによって発生しているものと考えられる。さらに，図3より，走行速度が速くなるにつれて衝撃力の大きさ（輪重のピーク値）が小さくなることがわかる。これは，走行速度が速くなるにつれて，車輪が浮遊してからフラット端部で再びレールと接触するまでの時間が短くなり（B～C間が小さくなり），車輪の降下量が小さくなるためであると考えられ，真木ら<sup>1)</sup>の考察と概ね一致する。

### 3.2 連続する衝撃力の分析

図3では接触箇所がフラットを通過し，衝撃力が発生する瞬間の輪重を示したが，数秒程度の間連続して衝撃力が発生する様子をグラフ化すると，図5のとおりとなる。走行速度ごとに十数回発生している衝撃力の大き

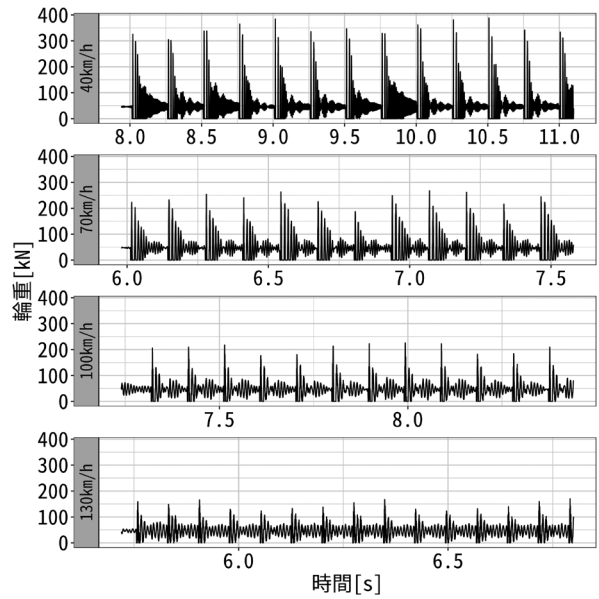


図5 輪重時刻歴

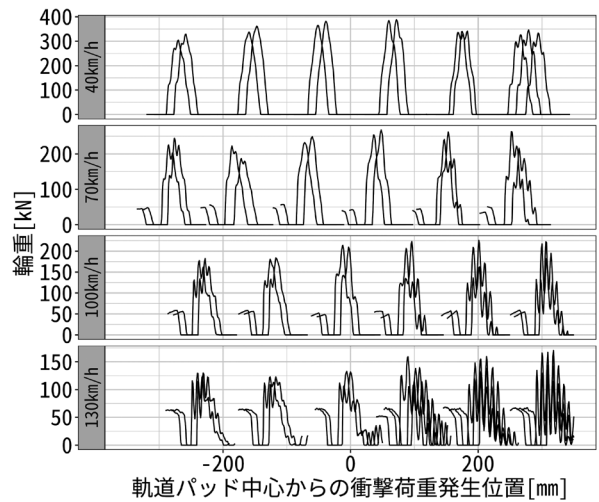


図6 衝撃力発生位置ごとの輪重波形

さは同じではなく，ばらつき（平均値を基準として，13～22%程度）がある。以降ではその理由について考察し，輪重のピーク値の計算結果の再現性について検討するとともに，軌道構造が衝撃力の大きさに及ぼす影響について調査した結果を示す。

#### 3.2.1 衝撃力発生タイミングの影響

衝撃力の大きさにばらつきが生じる原因として，本解析ではレールを軌道パッドにより間欠支持しており，支持剛性が進行方向で均一ではないことが考えられる。したがって，レール長手方向における衝撃力発生位置ごとに衝撃力の大きさを比較するために，図6に示すとおり，図5の衝撃力発生時の輪重波形を，軌道パッドの中心からの距離で並ぶように改めてプロットした。なお，衝撃力発生位置は輪重がピーク値の時点で接触力が最大

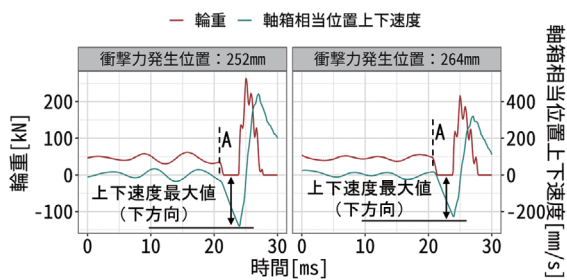


図7 衝撃力発生時前の輪重と軸箱相当位置上下速度

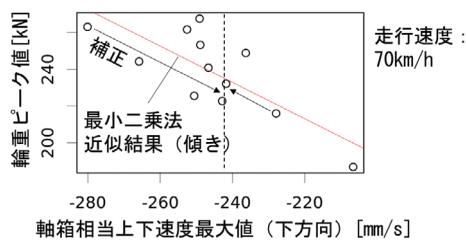


図8 輪重ピーク値の補正方法

値となる箇所としており、図6の横軸は正側を進行方向としている。また、以降では軌道パッド中心から衝撃力発生位置までの距離を「衝撃力発生位置」と呼ぶ。図6より、おおむね110mmごとに2、3個の輪重ピーク波形が計算結果として得られたことがわかる。それらの2、3個の輪重ピーク波形同士を衝撃力発生位置が同等の計算結果として比較すると、波形形状は酷似しているものの、ピーク値はわずかにばらつきがある(4~10%程度)。

このような輪重ピーク値のばらつきの原因として、輪重が抜ける前の車輪の挙動が関係している。例として、図7に走行速度70km/hで衝撃力発生位置が252mmおよび264mmのときの、衝撃力が発生する直前の輪重と軸箱相当位置上下速度の波形をそれぞれ示す。図5からもわかるとおり、衝撃力により発生したと思われる振動が残留しており、それによって輪重が抜けてゼロになる直前(図7のA)の車輪の挙動が2つのケースで異なる。具体的には、衝撃力発生位置が252mmの場合は、車輪が下降(速度が負)しつつ輪重が増加するタイミングで輪重が抜けている一方で、264mmの場合は、車輪が上昇(速度が正)しつつ輪重が減少するタイミングで輪重が抜けている。それにより、衝撃力発生時における軸箱相当位置上下速度(下向き)の最大値(図7)は264mmの場合と比較して252mmの場合の方が大きく、それに伴い輪重のピーク値も252mmの場合の方が大きい。図7で示した例に限らず、図6を参照すると、輪重が抜けてゼロになる直前に減少過程にある場合にはピーク値が小さく、反対に増加過程にある場合には大きい傾向がある。

輪重が抜ける前の車輪の挙動が衝撃力のピーク値に影響を及ぼしている

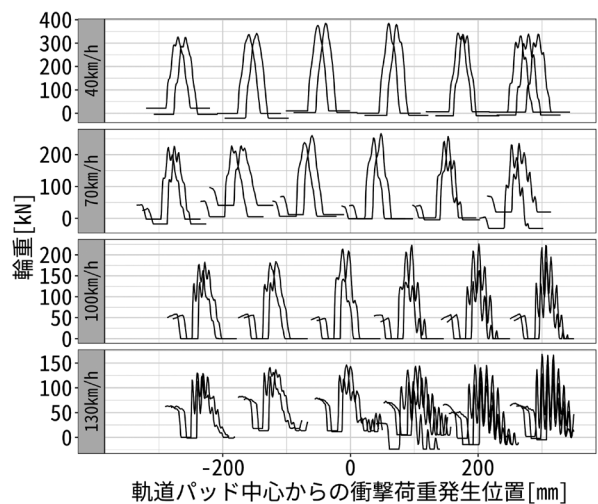


図9 衝撃力発生位置ごとの輪重波形(補正後)

響を及ぼしている」とすると、衝撃力発生位置が近いにも関わらず輪重のピーク値がやや異なるのは、衝撃力により発生した軸箱相当位置の振動が残留していることが原因であると考えられる。本解析では輪軸・台車枠間および台車枠・車体相当要素間のダンパー要素を除き、構造減衰等の減衰効果を与えておらず、計算上の問題として振動が過剰に残留していることが考えられる。そこで、上記で述べた影響を除去するために、図8に示すように輪重ピーク値の補正を行った。具体的には、図7に示した軸箱相当位置上下速度(下向き)の最大値とそれに対応する輪重ピーク値との関係を最小2乗法で1次近似し、近似式の傾きと平行に各プロットをグラフ上で移動させることによって、同速度最大値の中央値に対応する輪重ピーク値を求めた。そして、その際の輪重ピーク値の移動前後の差を補正量として、それぞれ対応する輪重波形を上下にオフセットさせた。図6に示した輪重波形に対して、それぞれ上記の手順により補正した結果を図9に示す。図6と比較して、図9では衝撃力発生位置が近い輪重波形同士のピーク値が同程度であり、平均値を基準とするとその差は2~4%程度である。

### 3.2.2 レール上下変位の影響

図9より、衝撃力の発生位置とその大きさには関係があることがわかる。走行速度40km/h、70km/hのとき、衝撃力発生位置が軌道パッド中心付近の方がピーク値が大きく、軌道パッド中心から離れるほど小さい。これは、軌道パッド中心付近ほど支持剛性が高いためであると考えられる。しかし、走行速度100km/h、130km/hのとき、衝撃力が軌道パッド中心で発生した場合よりも、300mmほど離れた場所、つまり軌道パッド間の中央で発生した場合の方がピーク値が大きい。

その理由として、レールの振動が影響していると考えられる。衝撃力が発生したときの軌道の振動を可視化す

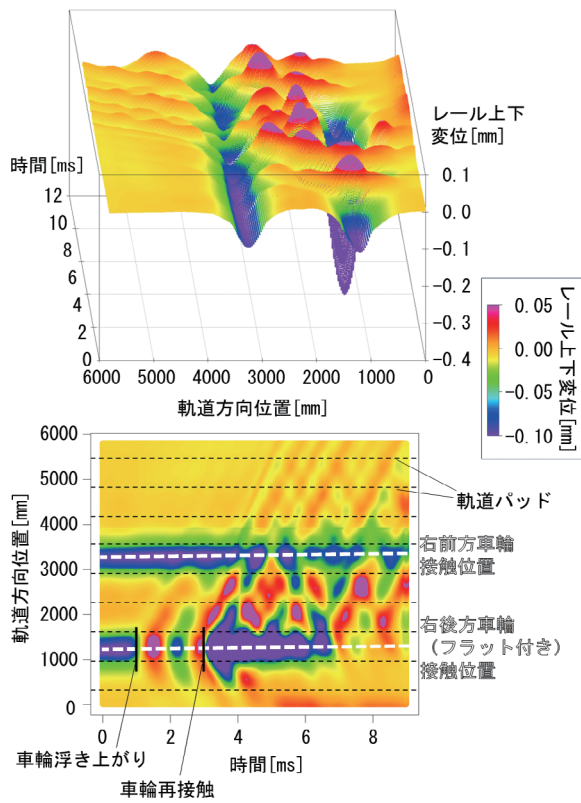


図10 衝撃力発生時のレールの上下変位（走行速度100km/h、軌道パッド中心から衝撃力発生位置までが300mmの場合）

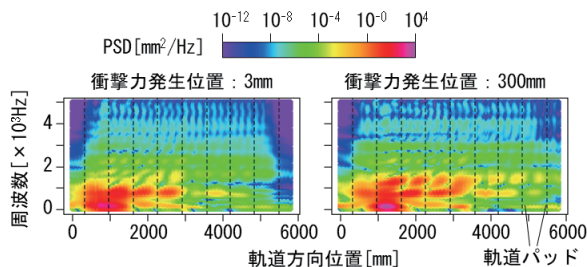


図11 レール上下変位のFFT解析結果

るため、進行方向右側のレールの上下変位（具体的には、レール底面の外側の肩部の変位）を図10に示す。右後方車輪がフラット部に差し掛かり浮き上がった後や、衝撃荷重が発生した後に、軌道パッドを節とする振動や前後のレールに伝搬する波動が見られる。さらに、伝搬した波動は右前方車輪で透過または反射し、前方車輪と後方車輪の間で軸距間での重複反射が起こる様子が見られる。ここで、レールの端部で生じる反射波は、車輪・レール転がり接触シミュレータの機能の1つとして、レール端部にレイリー減衰を与えて抑制されている。

このようなレールの振動について図11のとおりFFT解析を行うと、衝撃力発生位置により高周波振動の大きさが異なり、衝撃力が軌道パッド直上（衝撃力発生位置

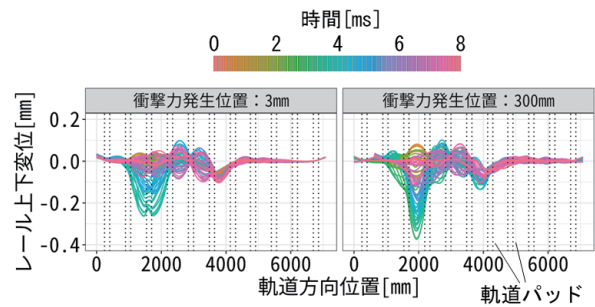


図12 レール上下変位

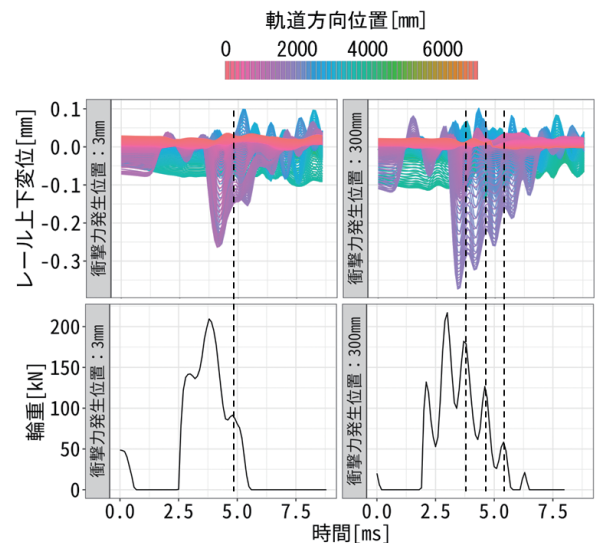


図13 レール上下変位と輪重

3mmのとき）よりも軌道パッド間中央（衝撃力発生位置300mmのとき）で発生した場合の方が1000～1500Hz程度の振動が大きく現れることがわかる。これは、図12に示すとおり、衝撃力発生位置直下の軌道パッドの有無により支持剛性が異なることによって、衝撃力が発生したときのレールの変形形状が異なるからであると考えられる。衝撃力が軌道パッド直上で発生した場合よりも軌道パッド間中央で発生した場合の方が、変形形状が急峻であり、大きな高周波振動が発生したと考えられる。

レール上下変位と輪重を時間方向に見た場合の波形を図13のとおり比較すると、その波形形状が似ていることがわかる。具体的には、図13の点線で示すとおり、ピーク値となった後に生じる輪重波形の振動の腹のタイミングがレール上下変位の腹のタイミングと一致している。さらに、レール上下変位が極大値をとったタイミングで輪重も極大値となっているため、レールの振動に押し上げられるようにして輪重波形の細かい振動が発生したと考えられる。つまり、レールに生じる振動が、輪重に影響を及ぼしたと考察される。

以上を踏まえると、図9のとおり、走行速度100km/h、

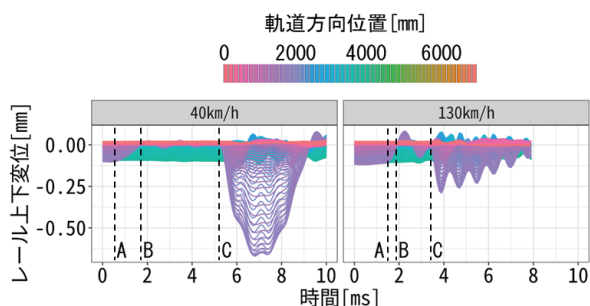


図 14 レール上下変位

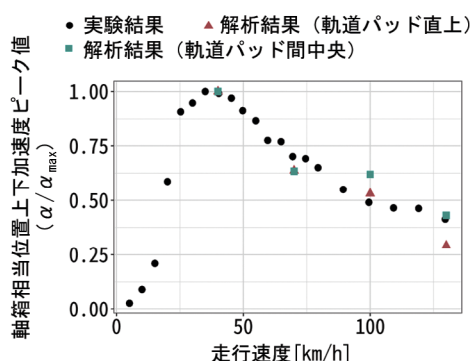


図 15 走行速度と軸箱相当位置上下加速度ピーク値の関係

130km/h のとき、軌道パッド中心よりも軌道パッド間中央付近で衝撃力が発生した場合の方が輪重のピーク値が大きい理由として、軌道パッド間中央でフラット部が接触した場合の方がレールに大きな振動が生じ（具体的には、1000～1500Hz 程度の振動）、輪重がその影響を受けた結果であると考えられる。また、図 9 の波形形状をみても、明らかに衝撃力発生位置が軌道パッドから離れるほど高周波成分が大きくなることわかる。

一方で、走行速度 40km/h、70km/h のときは軌道パッド間中央でさほどピーク値が大きくならなかった理由としては、走行速度による輪重減少の速さの違いが影響していると考えられる。図 14 に示すとおり、走行速度が速くなると前述したように輪重が急速に抜けるため、抜けた直後にレールの振動が発生するが（図 14 右：B～C 間）、走行速度が遅い場合は輪重が抜ける速度が遅いため、直後に発生するレールの振動が小さく（図 14 左：B～C 間）、軸距間で発生する重複反射が起こりにくかったためであると考えられる。

ここで、石田ら<sup>6)</sup>が行った数値解析では、走行速度によらず、フラットによる衝撃力がまくらぎ間よりもまくらぎ直上に作用した場合の方が、動的輪重が大きいう結果が得られている。本研究における解析結果は、速度が遅い場合（40km/h、70km/h）は石田らの結果と一致するものの、速度が速い場合（100km/h、130km/h）は異なる。これは、石田らの解析では 1 車輪のみをモデ

ル化している一方で、本解析では前後の車輪を有し、軸距間の重複振動が起こったためである。

### 3.3 妥当性検証

本解析手法の妥当性検証として、真木ら<sup>1)</sup>の実験結果から得られた走行速度と軸箱上下加速度ピーク値（最大値で正規化した値）の関係と、本解析結果を図 15 に示す。ここで、軸箱相当位置上下加速度の解析結果は、真木らの試験条件に合わせてカットオフ周波数 1250Hz のローパスフィルタを適用し、さらに 3.2.1 項で述べた輪重に対する補正と同様の手順により加速度に対して補正を行った結果である。3.2.2 項で述べたとおり、走行速度が速くなると衝撃力発生位置に対するピーク値の大きさの傾向が変わるため、走行速度 100km/h、130km/h のとき、衝撃力発生位置の異なる 2 つの解析結果の差が生じるものの、その大きさは小さく、図 15 で示す解析結果は概ね実験結果と一致していることがわかる。したがって、軌道構造を軌道パッドのみとした場合、レールの支持剛性が軸箱相当位置加速度ピーク値に及ぼす影響は小さく、真木らの台上試験結果と同様の計算結果が得られたといえる。

## 4. まとめ

本報告では、車輪・レール転がり接触シミュレータを利用してフラットによる連続的な衝撃力の発生を再現し、走行速度や軌道上の衝撃力発生位置が衝撃力の大きさに及ぼす影響について整理した。衝撃力発生から残留した軸箱相当位置の振動の影響によってやや差異があるものの、軌道パッドから衝撃力発生位置までの距離ごとの衝撃力の大きさは概ね一致し、現象の再現性が確認できた。また、走行速度が速い（100km/h、130km/h）場合、衝撃力発生位置が軌道パッド間中央のときに 1000Hz～1500Hz の振動が顕著にレールに発生し、その影響を受けて輪重のピーク値が大きくなることわかった。最後に、本解析手法の妥当性検証として、真木ら<sup>1)</sup>の実験結果から得られた走行速度による軸箱上下加速度の変化と本解析結果を比較した結果、概ね一致した。

## 文献

- 1) 真木康隆, 曄道佳明: 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
- 2) J. Bian, Y. Gu, M. H. Murray, "A dynamic wheel-rail impact analysis of railway track under wheel flat by finite element analysis," Vehicle System Dynamics, Vol.51, No.6, pp.784-

- 797, 2013.
- 3) L. Han, L. Jing, L. Zhao, "Finite element analysis of the wheel-rail impact behavior induced by a wheel flat for high-speed trains: The influence of strain rate," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, Vol.232, No.4, pp.990-1004, 2018.
  - 4) 坂井宏隆, 唐津卓哉: 大規模並列有限要素法による一台車モデルの曲線走行シミュレーション, 鉄道総研報告, Vol.34, No.8, 2020
  - 5) FrontISTR Commons : <https://www.frontistr.com/> (参照日: 2024年2月29日)
  - 6) 石田誠, 三浦重, 河野昭子: 車輪フラットによる軌道の動的応答特性, 鉄道総研報告, Vol.11, No.2, 1997