

# 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

坂井 宏隆\* 唐津 卓哉\*

Numerical Simulation of the Bogie Model in the Curved Section Based on Large-Scale Parallel Finite Element Method

Hiroataka SAKAI Takuya KARATSU

Dynamic contact behavior occurs between wheels and rails while a train is running, which is an unsteady phenomenon and becomes more complicated when passing through a curved section. To examine the mechanism of this phenomenon, the authors have developed a dynamic rolling contact tool, called “Wheel/Rail rolling contact simulator,” using a large-scale parallel finite element method. This tool calculates the contact force in the normal direction between the wheel and the rail and can obtain a precise contact force distribution within the contact surface. In this paper, we reproduce the rolling behavior in the curved section with one bogie model and discuss the behavior in the contact patch of each wheel.

キーワード：車輪，レール，コンタクトパッチ，大規模並列有限要素法，曲線，台車

## 1. はじめに

鉄道において、列車の走行中、車輪・レール間の接触部では車輪の転動に伴う衝撃力が発生し、車両側には車輪から車軸や軸箱、台車枠へと、軌道側にはレールからまくらぎ、バラスト層へと伝播することで、車両や軌道の構成部材に種々の損傷をもたらす（図1）。この衝撃成分は車輪やレールの接触部に存在する微細な表面粗さ等によって励起されるほか、軌道構造（レールの継目など）や、車輪・レールの表面に生じた損傷（車輪のフラット、レールの波状摩耗など）によって増大する。このような動的接触挙動は非線形かつ非定常な現象であり、曲線通過時には多点接触等を伴うためさらに複雑となる。

車輪・レール間の転がり接触解析を行うための数値シミュレーション手法がいくつも提案されている。最も一般的な方法は単純化非線形理論に基づく高速計算アルゴリズム FASTSIM<sup>1)</sup> を用いた方法である。これは作用する荷重と車輪・レールの断面形状から、Hertzの接触理論に基づき荷重を分布させて計算するものであり、車両・軌道間の相互作用を考慮した運動解析に対して利用されるマルチボディダイナミクスでも用いられており、これらに応用した車輪・レール間の接触問題（例えば摩耗<sup>2)</sup>）に関する事例にも適用されている。マルチボディダイナミクスを用いた手法は計算速度が速く、長時間の計算にも適しているが、車輪・レール間の応力状態を直接計算せず、何らかの接触計算モデルを用いている。そのため、高周波成分を含む衝撃荷重や複雑な接触状態を伴う問題、非線形性の強い問題（例えば接触と材料非線形を同

時に考慮するなど）への適用は難しい。また、一般に部材を剛体としてモデル化し、車輪とレール間で発生した応力の伝播を取り扱わないため、車両や軌道を構成する各種部材の損傷現象を精緻に再現することは困難である。そこで、応力状態を評価可能なものとして、ALE法を用いた有限要素法による転がり接触手法<sup>3)</sup>などが提案されている。一方で、上述したこれらの手法は車輪が一定速度、一定のすべりで転がる定常状態における評価を対象としたものであり、加減速等を含めた接触部の非定常な力学挙動を時刻歴で連続的に再現・評価することは難しい。

そこで著者らはオープンソースソフトウェア FrontISTR<sup>4)</sup> をベースとする、三次元大規模並列有限要素法を用いた陰解法による接触解析プログラム「車輪・レール転がり接触シミュレータ」（以後、本ツールとよぶ）を開発している<sup>5) 6)</sup>。本ツールは各時間ステップで車輪・レール接触面の法線方向のつり合い式を解くため、接触計算に可能な限り仮定を用いない方法である。また、弾塑性解析などの材料非線形を同時に取り扱うことも可能であり、車輪やレールの変形を考慮した、車輪とレールの接触部（コンタクトパッチ）での有限要素に作用する接触力の詳細な分布が得られる。さらに、車輪の加減速

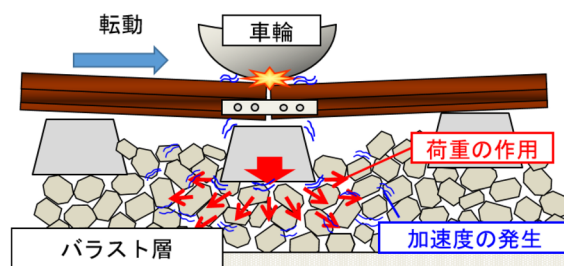


図1 車輪の転動に伴う衝撃荷重の伝播イメージ

\* 鉄道力学研究部 計算力学研究室

時を含めた、コンタクトパッチ内で生じる非線形かつ非定常な力学挙動とその伝播の様子を連続的に得ることができる。本稿では、鉄道車両における二軸四輪と台車枠の形状を有する大規模一台車モデル（数百万自由度クラスの解析モデル）の計算を行うために新たに開発した数値解析機能を用い、一台車モデルでの試計算を行う。また、試計算結果における各車輪に作用する輪重・横圧、および応力分布等により、開発したツールの定性的な妥当性を確認する。また、本ツールの特徴である、コンタクトパッチ内に生じる法線力や接線力の計算結果について考察することにより、ツールの有用性や今後の展開等について述べる。

## 2. 曲線走行を実現するアルゴリズム

曲線の自動生成アルゴリズムの概要を図2に示す。はじめに、計算の開始時に与えられた曲線諸元に従って、曲線全体の基本形状（軌道中心線の位置情報）を作成し、記憶する。次に、作成された基本形状を複数の区間に分割する。さらに、分割された区間ごとに媒介変数  $r$  を用いて曲線形状に沿う近似多項式を求める。最後に、曲線上の任意の点  $P$  を通り曲線に垂直な断面  $A'$  に対して、元のレール断面形状を維持したまま、元のレール断面  $A$  上の節点を  $A'$  上に再配置する。本アルゴリズムにおいて、緩和曲線は三次放物線とサイン半波長遅減曲線の二種に対応し、カント種別は曲線の内軌側を基準として外軌側の高さを上げる片上げカントと、軌道中心線を中心として外軌側を上げつつ内軌側を下げるプロペラカントの二種に対応しており、一般的な曲線種別への適用が可能である。

上述したアルゴリズムを、既開発の技術であるレールモデルのキャタピラメッシュ機能<sup>5)</sup>と組み合わせることで、曲線モデルの構築を自動化し、かつ、計算負荷を削減する方法を開発した。本機能は、有限長のレールメッ

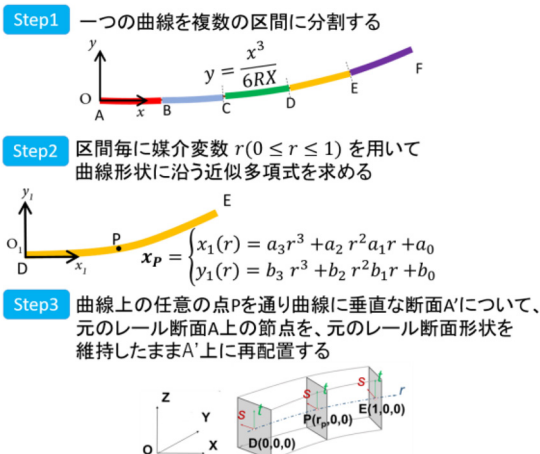


図2 曲線レールの自動生成アルゴリズム

シュをレールの長手方向に複数のブロックに分割し、車輪が通過した後の最後端のレールブロックを最前端に移動させるという仕組みである。そこで、曲線のモデル化にあたって、計算の前にあらかじめ指定した曲線諸元に沿った軌道中心線上の位置情報を自動で生成・記憶するとともに、プログラム内部での曲線の分割間隔（図2のStep1）をキャタピラメッシュのブロック長と合わせておく。すると、車輪の転動後にキャタピラメッシュの機能によって最後部のレールブロックが最前部に移動される際に曲線に沿うように多項式近似され、各節点は曲線種別やカント量等に合わせた配置となる。この手法では、あらかじめ記憶しておくデータ量は曲線全体の軌道中心線の形状のみとなり、計算で考慮すべきレールのメッシュモデルはキャタピラメッシュのブロック数分のみでよいいため、長距離の曲線を対象とする場合においても計算負荷や記憶容量を抑えることが可能である。

## 3. 一台車モデルによる曲線走行の再現

### 3.1 解析モデルの概要と解析条件

解析に用いた一台車モデルおよび軌道モデルの外観図を図3に示す。材料定数には車輪鋼やレール鋼の一般的な値を用いた。なお、ここでは計算時間を考慮して車輪とレールの接触部の最小メッシュサイズを3mmとした。自由度数は約240万である。車輪とレールはそれぞれ新幹線円弧踏面および60kgレールの形状とし、台車枠等は簡易形状とした。車輪径は860mm、軸距は2.5mである。車軸と台車の結合部にあたる軸箱相当部分については、車軸の軸中心の節点を共有するようにモデル化した。軌間は1435mmで、線形は直線部から半径120m、カント量150mm（片上げカント）の右曲線を設定し、緩和曲線の種別は三次放物線、緩和曲線長は60mとした。台車の走行速度は約20km/hである。なお、レールのモデル化は前章で述べたキャタピラメッシュ機能を用いており、今回の解析ではキャタピラメッシュの1ブロック長を720mm、ブロック数を8とした。

荷重条件として、左右の空気ばね相当位置に片側100kN（合計200kN）を鉛直方向下向きに載荷し、拘束条件としてレールの底面は完全固定とした。また、

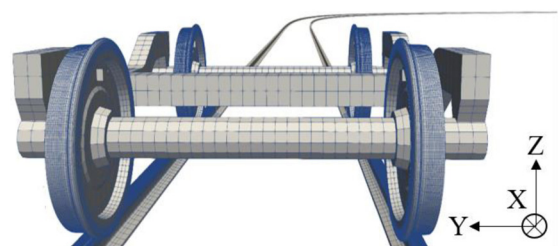


図3 一台車モデルの外観図と軌道線形

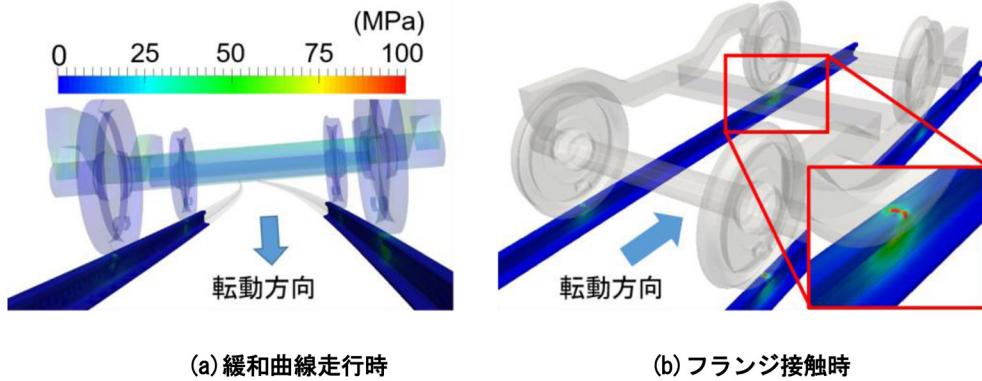


図4 台車やレールに作用する相当応力の分布

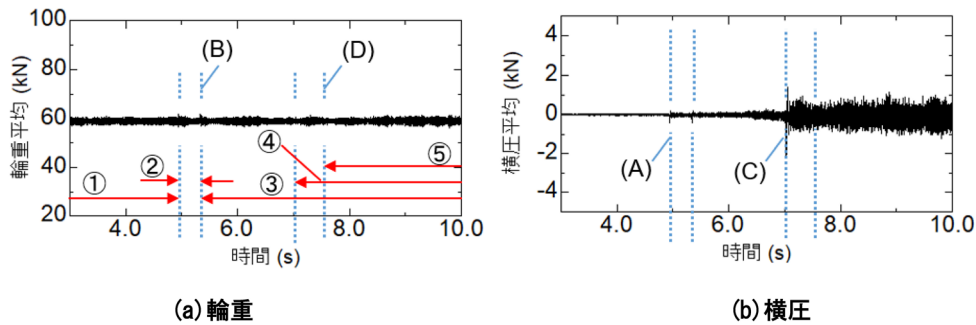


図5 四輪に作用する輪重と横圧の平均値の時刻歴と区間や時刻における状態  
 区間① 直線区間 時刻(A) 前軸が緩和曲線に進入 区間② 前軸が緩和曲線を進行  
 時刻(B) 後軸が緩和曲線に進入 区間③ 緩和曲線区間 時刻(C) フランジ接触の発生  
 区間④ フランジ接触を継続したまま走行 時刻(D) 均衡カントに到達 区間⑤ カント超過状態での走行

車輪とレール間の静止摩擦係数を0.3とし、弾性解析を行った。

### 3.2 解析結果および考察

本稿では、約20km/hで直線部から緩和曲線部にかけて走行する際の、①相当応力分布、②モデル全体および各車輪における輪重・横圧およびアタック角の経時変化、③コンタクトパッチ内の法線力および接線力分布について論ずる。なお、後述する計算結果において示す輪重・横圧およびコンタクトパッチ内の接線力については、全てレール側の節点に作用する接触点反力、すなわち車輪に作用する力を、図3の右手座標系で示している。

#### 3.2.1 相当応力

図4に、緩和曲線走行時のモデル全体の相当応力分布と、フランジ接触時に接触車輪付近のレールに作用する応力分布の拡大図を示す。また、図中の濃い青色で示された領域のレールが計算で用いられるレール部分のメッシュを示している。図4(a)から、台車周辺のレールのみが計算に用いられていることが確認できる。また、図4(b)では台車の進行方向左前輪がフランジ接触を生じていることがわかり、多点接触を伴う場合でも計算が安定して継続的に実行されることが確認された。

#### 3.2.2 輪重と横圧およびアタック角

解析モデル全体に作用するZ方向荷重およびY方向荷重の平均値（全車輪に作用する力の総和を車輪数で除した、各車輪に作用する平均的な輪重および横圧に相当）の時刻歴を図5に示す。また、同図には各時間帯における台車の走行位置や状態を合わせて示している。図5(a)から輪重の平均値は時間によらず約60kNを示している。本解析では荷重条件として鉛直方向に200kNを付加するとともに、輪軸と台車枠の自重の合計が約40kNであることから、得られた値は定量的にも妥当であることが確認された。なお、輪重には全体を通して±2kN程度の高周波振動が見られるが、これは車輪踏面における円周方向のメッシュサイズに起因した振動（離散化によって円周方向に多角形の形状となるため）である。次に、図5(b)の横圧については、直線走行時は概ねゼロで左右輪の値が釣り合っていることがわかる。また、緩和曲線に進入し、フランジ接触が生じた後はその振幅が大きくなっていることもわかる。

次に各車輪を代表して、走行中にフランジ接触が生じた台車の進行方向左前輪に作用する、輪重および横圧の時刻歴波形を図6に示す。はじめにマクロな視点に着目すると、図6(a)における5秒以降における台車の剛性に起因した緩和曲線走行中の外軌前輪の輪重増加や、図6(b)の

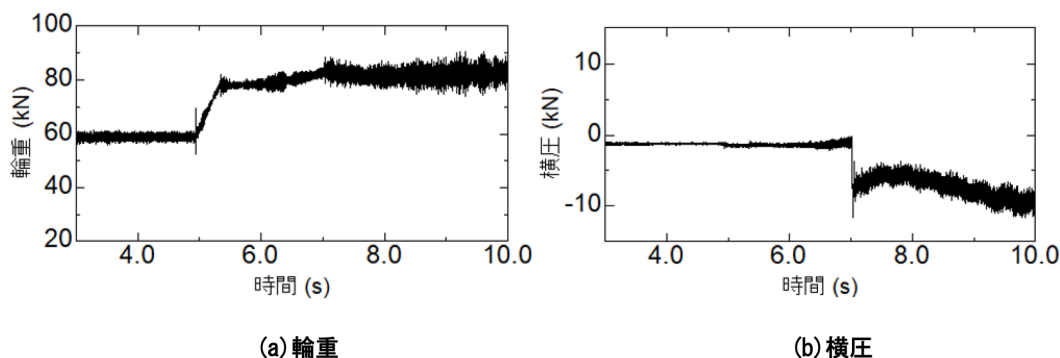


図6 台車の進行方向左前輪に作用する輪重と横圧の時刻歴

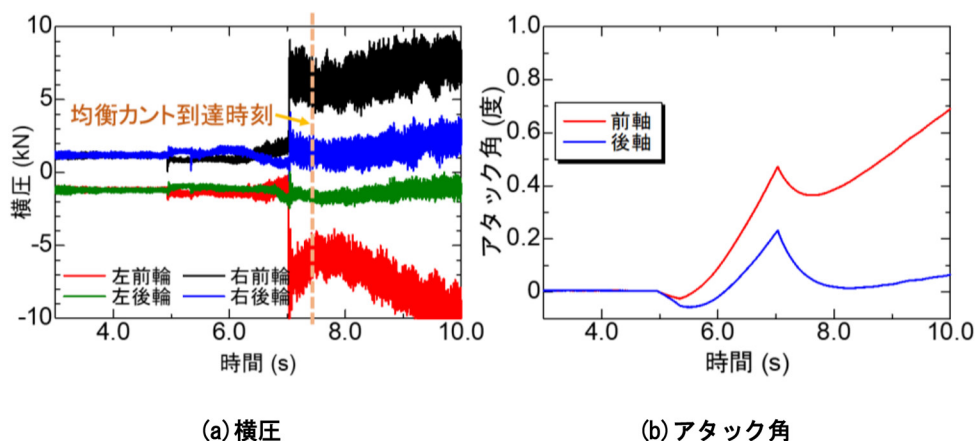


図7 各車輪に作用する横圧と前後軸のアタック角の時刻歴

7秒以降のフランジ接触に伴う横圧の変化（車輪が曲線内軌側に押し戻されようとする様子）などから、計算結果の定性的な妥当性が確認できる。ただし、輪重や横圧の絶対値としての変化量は、曲線半径やカント量等の軌道諸元や台車の諸元等によって異なるほか、今回の台車枠のモデルは簡易な形状であるため剛性が高く、台車枠と輪軸を結合する軸ばね部分の剛性も高いことから、一般的な変動量よりも大きい可能性がある。

続いて詳細な波形の変化に着目する。図6(a)の輪重については前輪の5秒付近と後輪の5.5秒付近でスパイク状のピークがみられる。これは、直線区間と緩和曲線区間の境界部において、レールモデルの数値解析上の勾配変化がなめらかでないことに起因するものと考えられる。また、図6(b)の横圧が直線走行中の5秒程度までゼロとなっていないのは、本解析においては横圧の方向を地面に水平なまくらぎ方向の成分としているのに対し、実際にはレールの頭頂面に40:1の勾配が設けられているためである。

次に、フランジ接触の状況を調べるため、各車輪に作用する横圧と、前後軸のアタック角の時刻歴を調べた（図7）。この結果より、直線区間から緩和曲線に進出し、カント量が徐々に増加する過程で前後軸ともにアタック角が増加していることがわかった。また、フランジ接触後は一時的にアタック角が減少するが再び増加に転じ、均衡カ

ントの到達後においても増加を続けている。これがフランジ接触を生じたまま走行し続ける要因と考えられる。以上のことから、曲線走行における一般的な台車の動的挙動や、フランジ接触が継続する要因について、定性的な妥当性が確認できた。そこで、次項ではコンタクトパッチ内における法線力や接線力の分布状態から、主にフランジ接触箇所での接触挙動の把握を試みる。

### 3.2.3 法線力および接線力

有限要素法による接触計算においては、車輪やレールの表面に作用する力を、表面に対して垂直な方向に作用する法線力と、平行な方向に作用する接線力に分けて可視化することができる。図8は、フランジ接触を生じた車輪（台車の進行方向左前輪）に作用する法線力と接線力の一例（図7中の7.5秒付近での状態）を示している。二点接触により、レールの頭頂部とゲージコーナー部の二箇所でもコンタクトパッチが形成されていることが確認できる。はじめに法線力の大きさと方向に着目すると、頭頂部では要素に区分された多くの節点で7kNを超える力が作用している。これは車輪に作用する輪重の主成分である。また、ゲージコーナー部では1つの節点で7kN以上の力が作用し、他の節点においても3～4kN程度の力が作用している。図6(b)ではフランジ接触後の横圧の符号は負で推移しており、これは図8(a)のゲージコーナー部における法線力の作用方向と一致し

ている。したがって、これが横圧の主成分となっていることがわかる。

次に、図8(b)の接線力の分布に着目する。レール頭頂部とゲージコーナー部では異なる方向に接線力が作用していることがわかる。接線力の大きさや作用方向をより詳細に調べるため、図9(a)に示すように、フランジ接触を生じる車輪の直下のレールを鉛直方向の真上から見た時の接線力分布を図9(b)および(c)に示す。図9(c)は図8(b)と同時刻におけるものであり、図9(b)は比較のためにフランジ接触が生じる直前(図7中の6.5秒付近)における接線力の分布を示している。また、同図中には、コンタクトパッチ内の固着/すべり域を同時に描画している。

はじめに接線力の値や固着/すべり状態、二点接触時のコンタクトパッチの相対位置関係などから走行状態を考察する。フランジ接触が生じる前の図9(b)を見ると、接線力の値はごくわずかであり、その向きは進行方向やや前方に向かっていて、これは車輪を前に進め、アタック角を解消しようとする方向に力が働いていることを意味している。また、コンタクトパッチ内のほぼすべ

りの領域が固着状態であることもわかる。図9(c)においてはゲージコーナー側のパッチが頭頂面のパッチよりもレール長手方向前側にある。着目している外軌前輪が内軌前輪よりも遅れて進行し、その結果としてアタック角が生じる様子が確認できる。また、図7(b)の6.5秒付近とその前後を見ると、フランジ接触が生じるまでアタック角は増加を続けていることから、図8(b)で示した外軌前輪の車輪踏面/レール頭頂面間のコンタクトパッチに作用する「車輪を前方に進める接線力」が小さすぎるためアタック角が増加を続け、やがてフランジ接触に至るといえる過程が推察される。

次に、図9(c)において、フランジ接触後の接線力の方向に着目する。レールの頭頂面では車輪を曲線の外軌側に移動させる力が、ゲージコーナー部では車輪を転動方向に移動させようとする力が生じている。また、レールの頭頂面における車輪への力の作用方向は、図6(b)の横圧の作用方向と逆向きとなっていることがわかる。これは、横圧の主成分がフランジ部における法線力のためである。車輪やレールの接触部に生じる損傷現象(き裂や摩耗など)を取り扱う際は、接触部に作用する力の

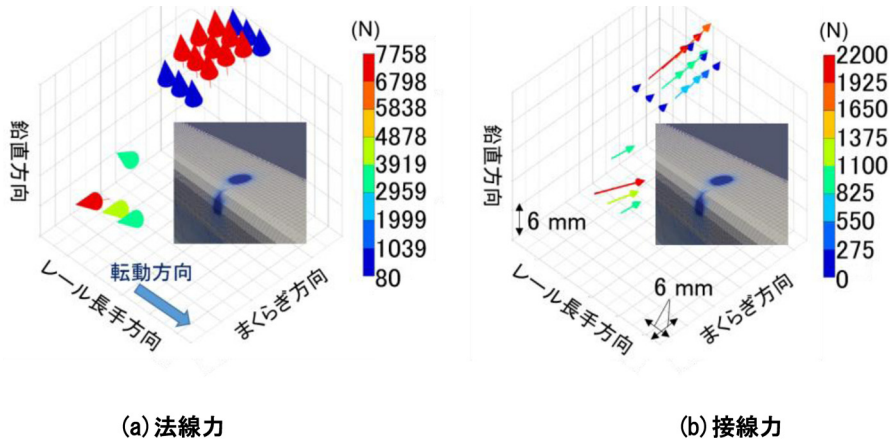


図8 フランジ接触時の車輪とレールとの接触部で車輪に作用する力の分布

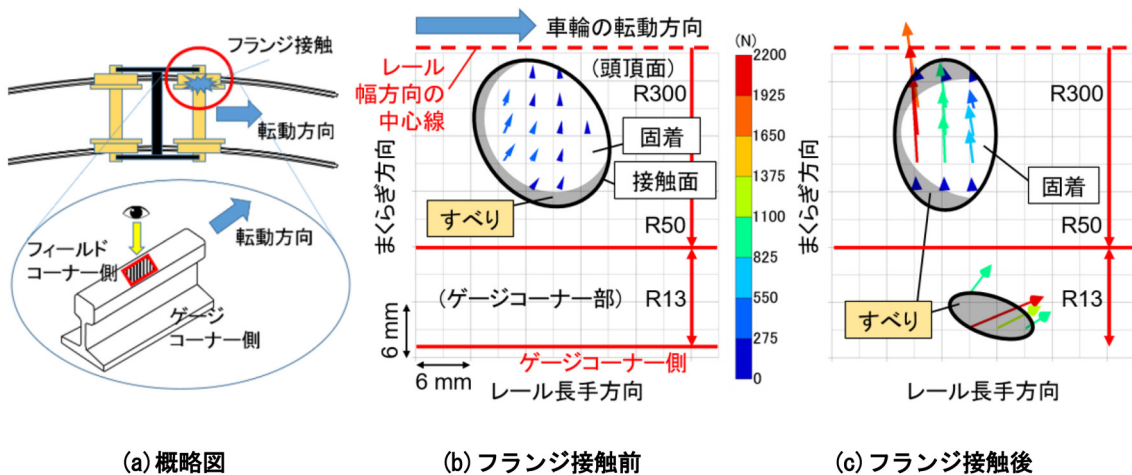


図9 緩和曲線の走行中に車輪に作用する接線力の分布

向きや大きさが重要であり、本ツールを用いることでこれらの値をより詳細に得られることがわかる。

さらに、固着／すべりの状態と接線力の値に着目する。図9(c)から、ゲージコーナー側の接触部については全ての節点がすべり状態であり、大きな接線力が見られる。一方、レール頭頂面では、レール長手方向に対する接線力はほぼ生じていない。すなわち、外軌側前輪のゲージコーナー部がアタック角の増加を妨げる役割を担っていることがわかる。また、頭頂面については比較的多くの節点で固着状態となっており、なおかつ大きな接線力の値が見られる。

このように、輪重や横圧などのマクロな指標のみではコンタクトパッチ内における接触挙動を捉えることが難しいが、本ツールを用いることで、劣化要因となるコンタクトパッチ内の各節点に作用する力や固着・すべりの分布を詳細に得ることができる。今後は台車や軌道の詳細なモデルを用いて、輪重や横圧など、実測による結果との定量的な比較検証を行うとともに、その際に生じるコンタクトパッチ内の接触状態などを調べる。

#### 4. まとめ

本稿では、三次元大規模並列有限要素法を用いた車輪・レール間の動的転がり接触解析ツール「車輪・レール転がり接触シミュレータ」において、一台車モデルを用いた曲線走行を可能とするために開発した新たな機能を紹介した。また、一台車モデルを用いた試算を行い結果の定性的な妥当性を検証するとともに、得られた結果からコンタクトパッチ内の接触挙動の詳細な把握を試みた。それらの結果を以下に示す。

- (1) 計算資源の削減および計算速度の高速化と解析モデルの作成コストを削減するため、既開発のキャプチャメッシュ機能を利用した曲線の自動生成方法を開発した。

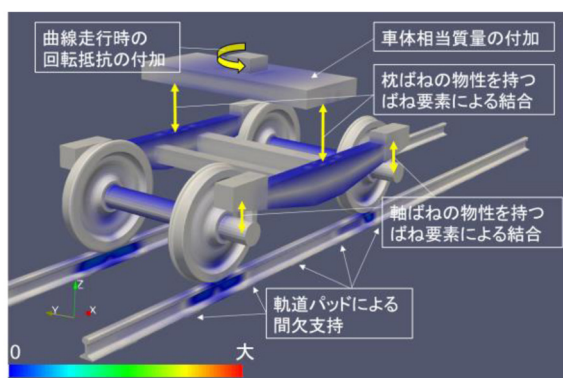


図10 詳細な台車と軌道の詳細モデルと計算例  
(相当応力表示)

- (2) 二軸四輪と簡易な台車枠の形状を有する一台車モデルを構築し、直線から緩和曲線にかけて走行する試算を行い、解析モデル全体に作用する応力の分布や、車輪に作用する輪重／横圧の合計値の時刻歴波形などから結果の妥当性を確認した。
- (3) コンタクトパッチ内の各節点に作用する力や固着・すべりの分布を詳細に得られることが確認できた。本手法により輪重や横圧などのマクロな指標のみでは捉えることが難しい、車輪やレールに生じるき裂の発生・成長要因などを推定し、対策法を検討する上で有用な知見を得ることが可能と考えられる。

今後は台車や軌道の詳細モデル（例えば図10）を用いて、実現象により近い条件で曲線走行時の応力や接触部の状態を調べ、曲線走行時に車輪とレール間で生じる損傷現象の解明と対策法の提案につなげる予定である。

#### 謝辞

本研究における曲線走行アルゴリズムの構築と実装は国立大学法人東京大学との共同研究により実施され、東京大学の奥田洋司教授および株式会社先端力学シミュレーション研究所の殷峻氏にご協力をいただいた。この場を借りて厚くお礼を申し上げます。

#### 文献

- 1) Kalker, J. J., “A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact”, vehicle system dynamics, Vol.11, No.1, pp.1-13, 1982.
- 2) 辻江正裕, 水谷祐貴, 嘩道佳明: マルチボディダイナミクスに基づくレール摩耗形状予測モデルと妥当性検証, 鉄道総研報告, Vol.31, No.12, pp.17-22, 2017
- 3) Nackenhorst, U., “The ALE-formulation of bodies in rolling contact -theoretical foundations and finite element approach”, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol.193, No.39-41, pp.4299-4322, 2004.
- 4) FrontISTR Commons : <https://www.frontistr.com/> (参照日: 2018年4月3日)
- 5) 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, pp.29-34, 2013
- 6) 林雅江, 坂井宏隆, 高垣昌和, 相川明, 奥田洋司, 殷峻: 車輪・レール間の動的接触挙動評価, 鉄道総研報告, Vol.28, No.12, pp.29-34, 2014