

○芦田 尚也 (上智大院) 正 [機] 曄道 佳明 (上智大)

正 [機] 角南 浩靖 (JR 東海) 正 [機] 足立 昌仁 (JR 東海)

Three-dimensional Numerical Simulation of Track/Vehicle Systems in Curving

Naoya ASHIDA, Sophia Univ. 7-1, Kioi-cho, Chiyoda-ku, Tokyo

Yoshiaki TERUMICHI, Sophia Univ.

Hironobu SUNAMI, Central Japan Railway Company

Masahito ADACHI, Central Japan Railway Company

Contact force between a wheel and a rail has a significant impact on stability of a railway vehicle traveling on a curve, which is greatly dependant on the vehicle motion and the contact position. The contact position between a wheel and a rail is affected by several conditions including the cross-sectional shape of the wheel and coupled vibrations between the wheel and the rail. In order to understand wheel/rail contact accurately, the authors has built a simulation model using ANCF, taking into consideration flexibility of rails. In this paper, we show our model and the calculated results including comparisons with the results using a rigid rail model.

Keywords : Railway, Multibody Dynamics, Simulation, Wheel/Rail Contact

1. はじめに

鉄道車両の曲線走行性能を評価する際、輪重(軌道面に垂直な作用力)および横圧(軌道面に水平、かつ横向き作用力)などの車輪・レール間の接触力は重要な因子である。特に横圧を低減することは、車輪・レール間の接触に伴う損傷を低減し、鉄道車両が曲線を高速で安定的に走行することにもつながる。したがって、曲線走行時の車輪・レール間の接触力を正確に把握することは有益であると考えられる。車輪・レール間の接触力は、車両の運動状態ばかりでなく、車輪・レール間の接触点位置にも大きく依存する。接触点位置は車輪・レールの断面形状や走行状態、さらには、車輪・レール間に生じる連成振動により絶えず変動している。そのため、鉄道車両の運動解析を行う際、車輪・レール形状だけでなく、レールの柔軟性を考慮することが必要であると考えられる。

そこで、本研究ではレールの柔軟性を考慮した曲線軌道上を走行した際に生じる車輪・レール間の接触点位置の変動や接触力について検討する。車輪と柔軟軌道系の運動解析を高い精度で実現するため、マルチボディダイナミクスの考え方を導入し、柔軟なレールについては、大変位・大変形を伴う柔軟梁の運動解析手法として提案され、マルチボディシステムの解析において親和性が高い Absolute Nodal Coordinate 法(以下、A.N.C 法)¹⁾を適用した。得られた数値解析結果から、レールの柔軟性や車両の走行速度が車両運動や接触力に及ぼす影響について検討を行う。

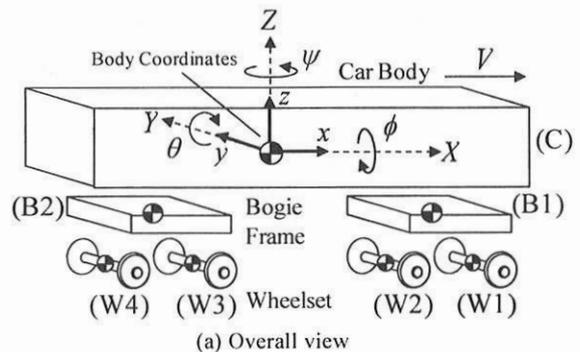
2. モデリングと定式化

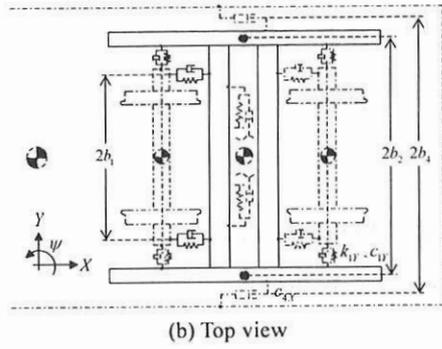
2.1 解析モデル

本研究では、時刻歴応答解析モデルとしては、レールの上を、1 車両が走行するシステムを考える。レールは地面に拘束されている。

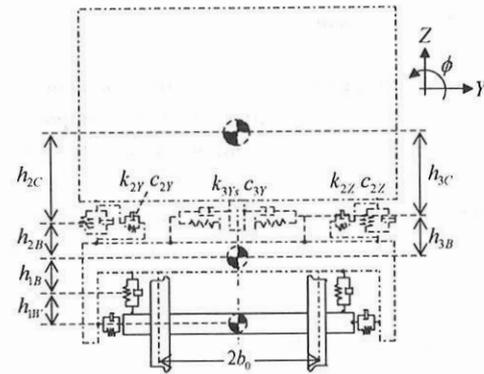
2.2 車両モデル

図 1 に車両モデルを示す²⁾。車両モデルは、1 つの車体、2 つの台車枠、4 つの輪軸をそれぞれ剛体として考え、3 次元運動する 7 剛体系とみなす。各剛体は前後方向、左右方向、上下方向変位およびヨー角、ロール角、ピッチ角変位の 6 自由度とする。台車枠と輪軸間のばね・減衰要素は軸箱支持装置であり、車体と台車枠間のばね・減衰要素は空気ばね、左右動ストップ・ダンパ、ヨーダンパおよびけん引装置である。また、図 2 に示すように車輪の断面形状は新幹線用円弧踏面³⁾を参考とする。





(b) Top view



(c) Front view
Fig.1 Vehicle model

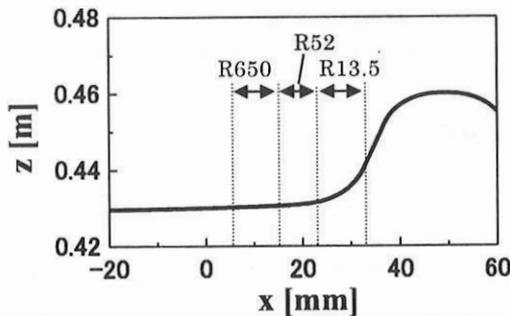


Fig.2 Cross-sectional shape of the wheels

2.3 軌道モデル

軌道は、直線および緩和曲線軌道では剛レールとし、円弧曲線軌道は、剛レールと柔軟レールの2通りを考える。緩和曲線形状はサイン半波長遅減緩和曲線形状とした。図3に円弧曲線軌道モデルを示す。本研究では柔軟レールについてはレールを3次元梁として捉え、大変位・大変形を伴う柔軟梁の運動解析手法として提案されたA.N.C法を適用する。レールは地面に対し一定間隔(0.6m)で拘束されているとし、各節点に初期条件を与え、曲線軌道とした。なお、レール(梁)は左右および上下曲げ剛性が60kg型レールとほぼ一致するようにレールの断面形状を長方形と設定した。レールの境界条件は単純支持とし、レール断面形状は60kg型レール³⁾とする。柔軟レール上の接触点を以下のように与える。

$$\mathbf{r}_p^{Rj} = \mathbf{R}^{Rj} + \mathbf{u}_p^{Rj} \quad (j=r, l) \quad (1)$$

ここで、添え字 R はレールを示す。 \mathbf{R}^{Rj} は絶対座標系から見た各レール頭頂部に設けた座標系原点の位置ベクトル

である。また、 \mathbf{u}_p^{Rj} は $o^{Rj} - x^{Rj} y^{Rj} z^{Rj}$ 座標系から見たレール上の接触点位置を示すベクトルであり、以下の式で与えられる。

$$\mathbf{u}_p^{Rj} = \mathbf{S}_p^{Rj} \mathbf{e}_p^{Rj} + \mathbf{A}^{Rj} \bar{\mathbf{u}}_p^{Rj} \quad (2)$$

ここで、 \mathbf{S}_p^{Rj} は要素形状関数であり、 \mathbf{e}_p^{Rj} は絶対節点座標、 \mathbf{A}^{Rj} は左右各軌道のタイプレート角やカント角による勾配によって与えられる姿勢行列であり、 $\bar{\mathbf{u}}_p^{Rj}$ は $o^{Rj} - x^{Rj} y^{Rj} z^{Rj}$ 座標系から見たレール上の接触点位置を示すベクトルである。

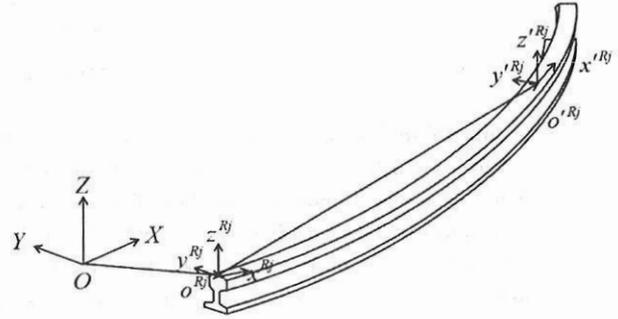


Fig.3 Rail model

2.4 車輪・レール間接触モデル

車輪とレール間の接触条件は Non-conformal 接触(点接触)⁴⁾とし、接触モデルはばね・ダンパを介する弾性接触モデルとする。接触剛性は Hertz の接触理論⁵⁾から導く。接触点位置の算出には、オンライン接触点探索法⁶⁾を用いる。また、接触点に働く接線力として、Kalker の FASTSIM アルゴリズム⁵⁾⁷⁾により計算される非線形クリープ力を与える。

2.5 解くべき支配方程式

本研究のシステムにおける解くべき支配方程式は以下のように示される。

$$\mathbf{M}^C \ddot{\mathbf{q}}^C = \mathbf{Q}_v^C + \mathbf{Q}^C \quad (3)$$

$$\mathbf{M}^{Bk} \ddot{\mathbf{q}}^{Bk} = \mathbf{Q}_v^{Bk} + \mathbf{Q}^{Bk} \quad (k=1,2) \quad (4)$$

$$\mathbf{M}^{Wk} \ddot{\mathbf{q}}^{Wk} = \mathbf{Q}_v^{Wk} + \mathbf{Q}^{Wk} \quad (k=1,2,3,4) \quad (5)$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}^{Rr} & \mathbf{C}_{e^{Rr}}^{RrT} \\ \mathbf{C}_{e^{Rr}}^{Rr} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{e}}^{Rr} \\ \boldsymbol{\lambda}^{Rr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\mathbf{Q}_k^{Rr} + \mathbf{Q}_f^{Rr} + \mathbf{Q}_J^{Rr} \\ \boldsymbol{\gamma}^{Rr} \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}^{Rl} & \mathbf{C}_{e^{Rl}}^{RlT} \\ \mathbf{C}_{e^{Rl}}^{Rl} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{e}}^{Rl} \\ \boldsymbol{\lambda}^{Rl} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\mathbf{Q}_k^{Rl} + \mathbf{Q}_f^{Rl} + \mathbf{Q}_J^{Rl} \\ \boldsymbol{\gamma}^{Rl} \end{bmatrix} \quad (7)$$

ここで、添え字 C, B, W はそれぞれ車体、台車、輪軸を示し、 \mathbf{q}^i は一般化座標ベクトル、 \mathbf{M}^i は物体 i の一般化質量マトリクス、 \mathbf{Q}^i は物体に作用する一般化外力ベクトル、 \mathbf{Q}_v^i は物体に作用する慣性力における、一般化速度の二次式で表される項である。また、 $\mathbf{C}_{e^{Rj}}^{Rj}$ は拘束条件式を節点座標 \mathbf{e}^{Rj} で偏微分したヤコビアンマトリクス、 $\boldsymbol{\lambda}^{Rj}$ はラグランジュの未定乗数であり、 \mathbf{Q}_k^{Rj} は弾性力、 \mathbf{Q}_f^{Rj} は車輪とレール間の接触力、 \mathbf{Q}_J^{Rj} は重力である。

3. 数値解析

3.1 数値解析パラメータ

本章では、前章で導出した車両・軌道系の運動方程式を用いて、円弧曲線軌道上を走行する車両の数値解析を行う。数値解析は、直線、緩和曲線、円弧曲線の順に走行させ、円弧曲線軌道上を60m走行した時点で解析を終了する。以下の表1に数値解析で使用する車両と軌道のパラメータを示す。

Table1 Parameters for numerical analysis

| Parameters | Value | Units |
|---|----------|------------------|
| Carbody mass | 32000 | kg |
| Bogie frame mass | 3200 | kg |
| Wheelset mass | 1800 | kg |
| Longitudinal stiffness of axle box suspension | 13000 | kN/m |
| Lateral stiffness of axle box suspension | 6500 | kN/m |
| Vertical stiffness of axle box suspension | 1180 | kN/m |
| Longitudinal stiffness of Air suspension | 110 | kN/m |
| Lateral stiffness of Air suspension | 110 | kN/m |
| Vertical stiffness of Air suspension | 260 | kN/m |
| Young's modulus | 2.06E+11 | N/m ² |
| Track gauge | 1435 | mm |
| Length of transition curve | 200 | m |
| Radius | 2500 | m |
| Cant | 200 | mm |

3.2 数値解析結果

円弧曲線軌道のcant量および曲線半径に対して均衡速度に近い210km/hで車両を走行させた際の、輪軸第1軸重心の軌道中心からの相対左右変位を図4に示す。輪軸の重心位置は、曲線軌道を走行しているため、外軌側に移動している。円弧曲線に進入した際に柔軟レールで発生する振動は、剛な緩和曲線から柔軟な円弧曲線に進入することにより発生したと考えられる。この振動による影響を除外しても、円弧曲線進入時には柔軟レール上を走行した場合の方が、相対左右変位が大きくなっている。この差は定常走行となる走行距離30m付近で収束し、軌道モデルによる差異はほとんどなくなる。この時の第1軸外軌側車輪の左右方向接触点位置を図5に示す。接触点位置は相対左右変位が大きく影響するが、円弧曲線進入時には軌道モデルにより接触点位置が異なるが、走行距離30m以降では図4と同様に軌道モデルによる差はみられなくなる。なお、接触点は踏面の曲率半径がR52の範囲内を変動している。

次に、260km/hで車両を走行させた場合の第1軸の相対左右変位、外軌側車輪の左右方向接触点位置および車輪・レール間接触力の左右方向成分を図6、図7、図8に示す。図6より、走行速度が260km/hの場合は高速で走行するため、車両は210km/hの場合と比較すると軌道に対し左右に変動しながら曲線を走行する。このとき、260km/hで走行するためcant量は不足している。図6より、速度260km/hでは、30m、47m付近で顕著にみられるように、剛レールと柔軟レールでは輪軸の相対左右変位に差がみられる。同様に、図7より、接触点位置は輪軸の左右変位に伴い変動し、軌道モデルによる差が生じていることがわかる。従って、走行速度、遠心力等の影響により、輪軸の左右変位の振幅が大きくなる場合には、レールの柔軟性が輪軸の挙動に与える影響は大きくなるものと考えられる。ここで、図7に示す接触点位置を詳細にみると、図5に示される210km/hの場合と異なり、曲率半径がR13.5、R52、R650の箇所を移動していることが分かる。また、図8より接触点位置が車輪フラ

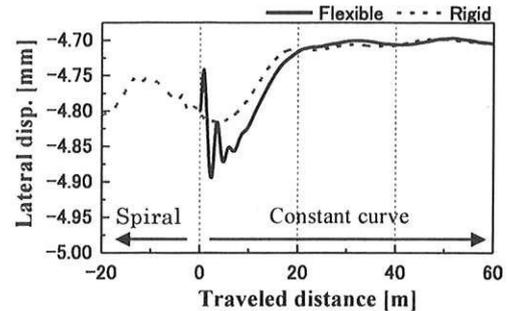


Fig.4 Lateral displacement (210km/h)

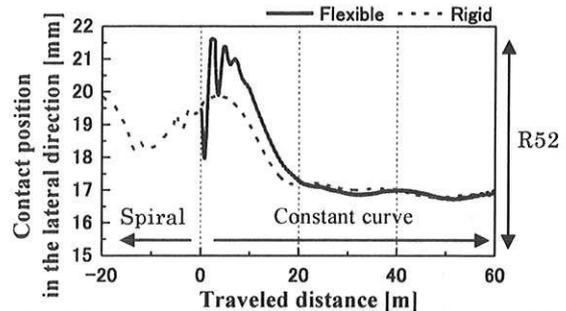


Fig.5 Contact position in the lateral direction (210km/h)

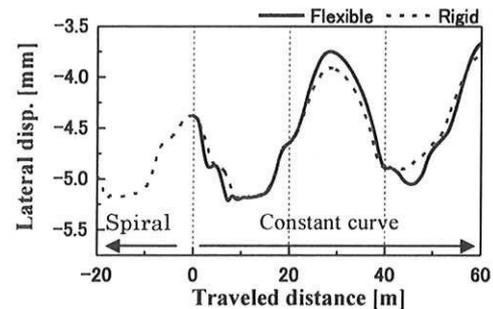


Fig.6 Lateral displacement (260km/h)

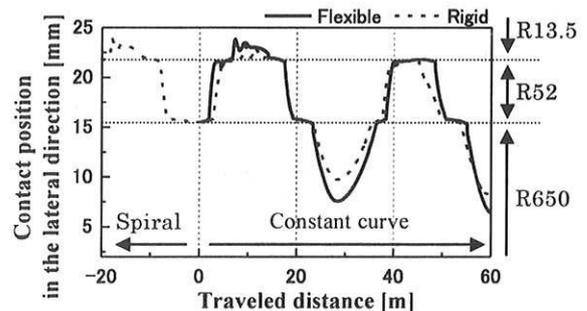


Fig.7 Contact position in the lateral direction (260km/h)

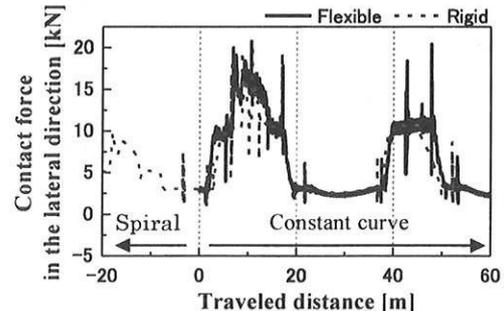


Fig.8 Contact force in the lateral direction (260km/h)

ンジのど部に近づくにつれて接触力が非常に大きくなることを確認できる。これは、曲率半径が小さくなることが原因である。ここで、図8に表れる大きな振動は、車輪およびレール上の接触点位置における曲率半径が変化することにより発生している。

次に、各走行速度における第1軸外軌側車輪の左右方向接触点位置を図9に示す。接触点位置は、緩和曲線(剛レール)から円弧曲線(柔軟レール)に進入したことによる振動が収まった走行距離10m地点の値を使用する。軌道モデルに依らず全ての走行速度において、緩和曲線から円弧曲線に進入した際の接触点位置の変動量は、剛レールに比べ柔軟レールの方が大きく、よりのど部に近づいている。このことから、走行速度に依らず剛レールに比べ柔軟レールでは、輪軸の相対左右変位が大きくなると考えられる。ここで、225km/h(柔軟レール)、240km/h(剛レール)で接触点位置の値が大きく増加し、その間では両者の接触点位置に大きな差がみられる。図10、11に230km/hにおける第1軸外軌側車輪の左右方向の接触点位置および車輪・レール間の接触力の左右方向成分を示す。図10より、10m地点を含む円弧曲線始端~15m地点付近では接触点に大きな差が生じており、柔軟レールでは曲率半径がR13.5の部分でも接触していることがわかる。同様に、接触力についても、剛レールと柔軟レールで最大4kN程度の差が生じており、柔軟レールにおける接触力が10kN程度であることを考慮すると、軌道モデルの違いが接触力に影響を与えていると言える。以上により、レールの柔軟性は車輪・レール間の接触点、接触力に大きな影響を与えていると考えられる。また、一連の計算により明らかになった軌道モデルによる接触点・接触力の速度に対する傾向の違いについては、今後詳細に検討することにした。

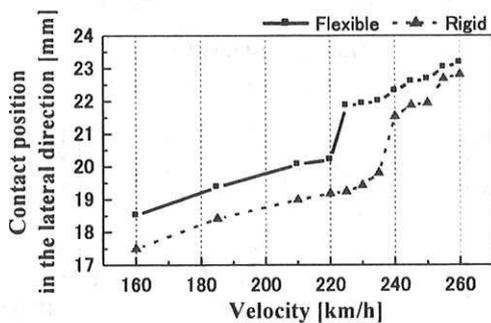


Fig.9 Relation between velocity and contact position

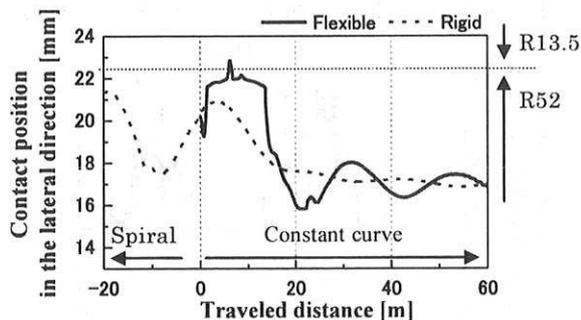


Fig.10 Contact position in the lateral direction (230km/h)

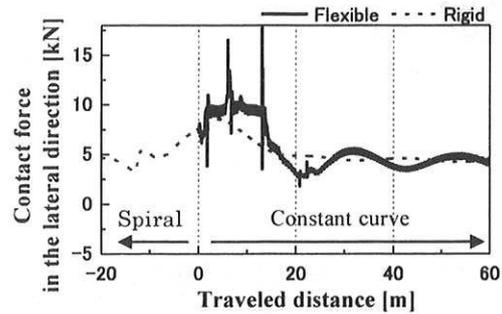


Fig.11 Contact force in the lateral direction (230km/h)

4. おわりに

レールの柔軟性が、車両の曲線走行に与える影響を調べるため、まくらぎ間隔で拘束される柔軟および剛なレールに沿って1車両が走行するシミュレーションを実施し、以下の結論を得た。

- ・ A.N.C法を用い、柔軟レール上を走行する1車両の曲線走行運動解析を行った。走行条件が厳しくなるにつれレールの柔軟性が、輪軸の左右変位、及び、接触点位置へ影響を与えることを確認した。
- ・ レールの柔軟性を考慮することにより、車輪踏面の接触点位置が異なるだけでなく、接触する部分の曲率半径が異なる場合もあり、その際に車輪・レール間の接触力も大きく異なることを確認した。

今回、レールの柔軟性が輪軸の左右変位や接触点位置に影響を与えることを確認した。今後はこれについて定量的に扱えるよう、研究の深度化を図りたい。

参考文献

- 1) A. A. Shabana and R. Y. Yakoub, "Three Dimensional Absolute Nodal Coordinate Formulation for Beam Element: Theory", *ASME J. of Mechanical Design*, Vol. 123, pp606-613, 2001
- 2) T. Hirano, Y. Terumichi and K. Nishimura, "Multibody System Simulation for Motion of Railway Vehicle on Vibration Tracks", *14th Asia Pacific Vibration Conference*, Vol.3, pp1270-1279, 2011
- 3) 日本機械学会“鉄道車両のダイナミクス”, 電気車研究会, pp241-244, 1994
- 4) 山本大輔, “車輪踏面の実測形状に基づく車輪/レール接触特性解析”, 鉄道総研報告, Vol. 25, No. 1, pp27-32, 2011
- 5) J. J. Kalker, "Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact", Kluwer Academic Publisher, 1990
- 6) A. A. Shabana, K. E. Zaaza and H. Sugiyama, "Railroad Vehicle Dynamics a computational Approach", CRC Press, 2008
- 7) J. J. Kalker, "A Fast Algorithm for the Simplified Theory of Rolling Contact", *Vehicle System Dynamics*, Vol11, pp1-13, 1982