

○ 学 [機] 吉武 誠也 (上智大院) 正 [機] 曄道 佳明 (上智大)

正 [機] 濱島 豊和 (JR 東海) 石井 義唯 (JR 東海)

Multibody System Simulation for Motion of Coupled Train

○ Seiya YOSHITAKE, Sophia Univ. 7-1, Kioi-cho, Chiyoda-ku, Tokyo city
 Yoshiaki TERUMICHI, Sophia Univ.
 Toyokazu HAMAJIMA, Central Japan Railway
 Yoshitada ISHII, Central Japan Railway

When the train accelerates/decelerates or when the failed train is in traction by the relief train, the coupler force becomes a problem from the viewpoint of tolerance against a train buckling. By analyzing the motion of the coupled train at large displacement, such as is caused when a train buckling, it is necessary to obtain knowledge on the phenomenon. Therefore, in this paper, we discuss the modeling of coupled train with a large displacement. Using the model, we make the implementation and evaluation of numerical simulations.

キーワード : 車両運動力学, 編成車両, 連結器, マルチボディダイナミクス, シミュレーション
 Key words : vehicle dynamics, coupled train, coupler, multibody dynamics, simulation

1. 緒論

列車の加減速時や併結救援時には、列車座屈に関する要因として自連力が問題とされている。しかしながら、大きな自連力が発生した際に生じ得る列車の大変位挙動や、またその際の車輪・レール間の接触状態についてまで言及した研究は少ない。列車座屈が生じる場合のような大変位挙動を伴う車両のモデリングおよび定式化を適切に行うことで、現象に対するより詳細な知見を得ることが必要である。このような解析は、編成車両に対して実験的にも理論的にも行われるべきであるが、実車によって解析を行うことは困難であると言える。したがって、編成を考慮し、列車の大変位の挙動にも対応した力学モデルを構築することで、数値シミュレーションによる精度の高い運動解析が期待される。

そこで、本研究では、大変位の挙動解析を可能とする編成車両の3次元の力学モデルの構築を目的とする。本論文では、それに含まれる車輪・レールの実形状を考慮した3次元接触モデルや、詳細にモデル化した連結器モデルについて論じるとともに、そのモデルを用いた数値シミュレーションの実施・評価を行う。

2. モデリング

2.1 1車両・軌道モデル²⁾

1車両モデルは、図1に示すように1車体、2台車枠および4輪軸の計7剛体を結合することで構成される。各剛体が6自由度を有するため、1車両モデルでは42自由度を有する3次元運動が可能なモデルとなる。また、大変位の挙動を適切に表現するために、軸箱支持装置、空気ばねおよび左右動ストッパの非線形性を異なるばね特性を用いることで考慮し、大変位時に生じ得る空気ばねおよびけん引装置と台車枠間の接触や、左右動ストッ

パと車体間の接触による摩擦力についても考慮する。

図2に軌道のモデル図を示す。軌道モデルは、1車両につき各車輪を支える8個のレールを、上下・左右の2自由度を有する等価質量モデルとするため、16自由度を有する。また、レール変位を表現するため、レールはばね・ダンパで地盤から弾性的に支持されるものとする。以上より、1車両・軌道モデル全体では、58自由度を有するモデルとなる。

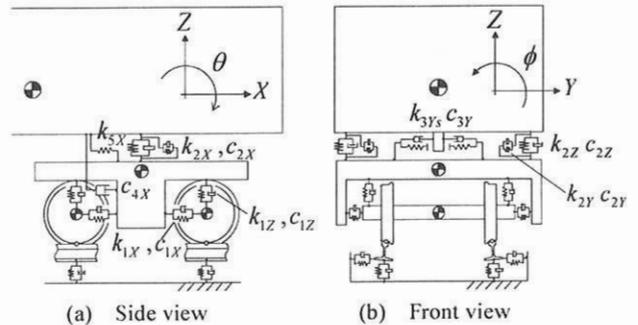


Fig.1 Vehicle model

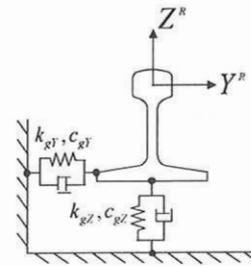


Fig.2 Track model

2.2 車輪・レール接触モデル²⁾

車両の大変位の運動をより正確に表現するためには、車輪・レールの接触位置および接触判定を考慮したモデルにより計算を行う必要がある。本研究では、一般的な車輪踏面形状およびレール踏面形状を考慮する。また、動力学解析とは別に予め接触幾何計算を行い、解析時にその値を使用するオフライン接触アルゴリズムを採用することで、動解析上での接触点探索計算を省き、計算時間を軽減させる。これは図3に示すように、動力学解析によって得られる各時間ステップの車輪・レールの相対変位 ΔY^{WR} 、 $\Delta \phi^W$ 、 $\Delta \psi^W$ を引数として、予め作成してある 3D 接触テーブルから車輪・レール接触点位置 s の値を引用することで接触点位置を得る。

また、車輪・レール間における接触力については、法線力は Hertz の接触理論に基づく弾性接触モデルを使用し、接線力は Kalker の線形クリープ力に Levi-Chartet の飽和則を適用した非線形クリープ力が作用するものとする。車輪とレールの浮上・衝突を考慮するための接触判定としては、図4に示すように、車輪・レール間の法線力 N_c が負になった場合を車輪の浮上と定義し、浮上した車輪がレールに再度接触する場合には、幾何学的な車輪・レール間の距離 δ_n を定義し、 $\delta_n < 0$ を判定条件とする。

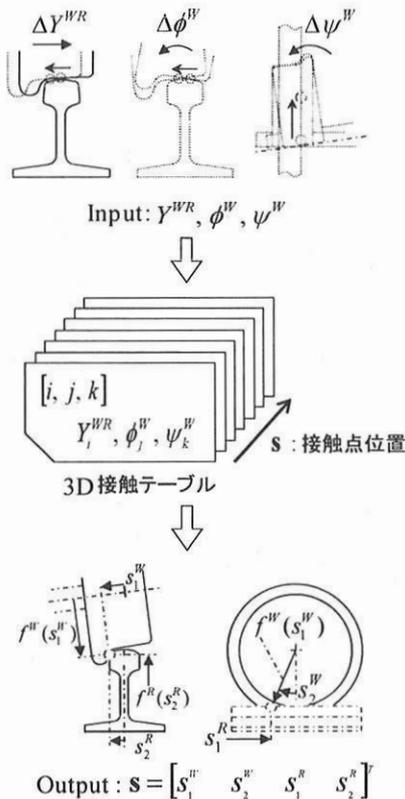


Fig.3 Calculation flow of wheel/rail contact point position

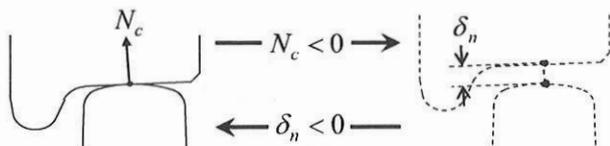


Fig.4 Standards for wheel/rail contact judgment

2.3 連結モデル

車両間の連結モデルには連結要素として、図5に示すように、連結器、ほろ、車体間ヨーダンパおよび車端ダンパを考慮する。従来の研究では、多くにおいて連結器はばねモデルとして簡易的に扱われてきた。しかしながら、編成車両が大変位を伴う場合には、連結器の作用が列車の挙動に大きく影響を及ぼし、また連結器自体も運動を伴う。よって本研究では、図6に示すような密着連結器³⁾⁴⁾を模擬した、より詳細であり、連結器自体にも自由度を持たせた連結器モデルを採用する。連結器モデルは6自由度を有する剛体モデルであり、横ピンおよび縦ピンを上下左右方向のばね(k_{cp_z}, k_{cp_y})で模擬し、前後方向には緩衝ゴムの剛性(k_{cp_x})を考慮する。緩衝ゴムの非線形性についても、異なるばね特性を用いて考慮している。また連結器は、胴受けによって車体台枠に支持され、緩衝器を介して車体台枠に固定されている。したがって、連結器は上下方向のばね(k_{br_z})およびロール方向(k_{cp_phi})の回転ばねによって車体に支持されているものとする。ほろについては、車体間の前後、左右、上下方向にばね剛性を考慮する。車体間ヨーダンパについては、車体間に車体下部の左右二箇所に前後方向のダンパを、車端ダンパについては、車体上部に一箇所左右方向のダンパを考慮する。ただし、連結要素に多大な荷重が生じる場合には、連結要素が破断すること考えられる。本研究では、ほろ、車体間ヨーダンパおよび車端ダンパの各々に対して、破断荷重を設ける。各要素によって作用する外力がその破断荷重を超えた場合を破断条件とし、つぎの時間ステップから、その要素による外力を0となるようにする。

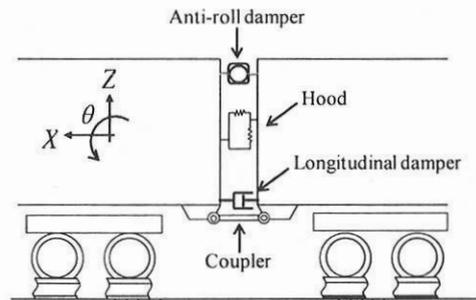


Fig.5 Coupling model

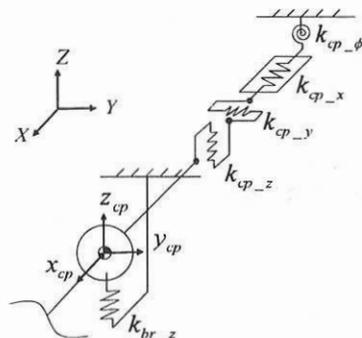


Fig.6 Coupler model

3. 数値シミュレーション

3.1 シミュレーション条件

過去に実施された救援試験では、けん引運転で救援編成のみに常用最大ブレーキが作用した際、併結部の圧縮

自連力最大値が 500kN を超えるという結果を得ている¹⁾。本論文では、上記の場合に類似する条件として(a)条件 I において解析を行う。また、本研究における編成モデルは 3 次元運動の解析が可能であるため、曲線走行時などに連結器の緩衝ゴムが変形し、自連力に左右方向の成分が発生した場合に対応するような(b)条件 II についても解析を行う。条件 I, II の解析を行うことで、大きな自連力が発生した際の編成車両の運動について考察し、また、本研究における編成車両モデルの妥当性について確認する。

(a) 条件 I

図 7(a)のように、時速 20km で低速走行する 15 両編成の先頭車の併結部に一定外力を進行方向とは逆向きに与えた場合の解析を実施する。ここに、外力の値は 500kN, 600kN, 700kN および 725kN とする。

(b) 条件 II

図 7(b)のように、条件 I の外力に角度 α を与えた場合の解析を行う。今回は角度 α を 1deg として解析を行う。

ただし、実際の救援走行時には垂直座屈を防止するために各車両の空気ばねをパンクさせて走行するが、今回はより厳しい条件として、空気ばねの車体上下支持剛性は平常時のものを使用する。

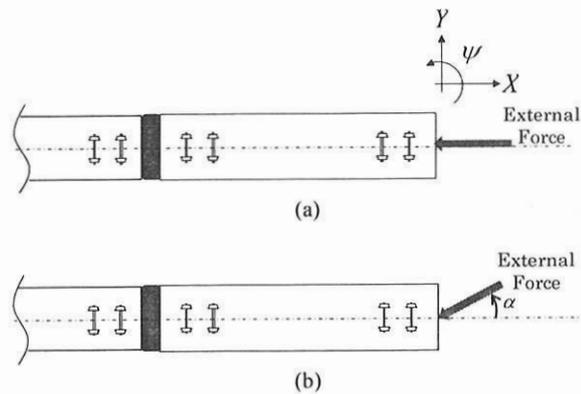


Fig.7 How to give the external force

3.2 シミュレーション結果

(a) 条件 I

図 8 には、各外力における先頭車の車体の上下方向変位およびピッチ角変位を示し、また図 9 には、その際に生じる圧縮自連力の大きさを外力毎に示す。

図 8 から、車両の挙動は外力が大きくなるほど顕著になるという直感と一致する結果が得られた。これは図 9 で確認できるように、外力が大きいかほど外力を与えた直後の自連力が大きくなるためである。また、上下およびピッチ角変位において、変位のピークに達するまでの所要時間が、与えた外力によって異なることも図 8 より確認できる。これは外力が大きいかほど先頭車の減速度が大きく、後方車の荷重をより早く先頭車が負担することに起因すると考えられる。ただし、外力 500kN の場合において、0.5 秒付近で上下変位がピークに達しており、600kN や 700kN の場合よりもピークに達するまでが早い。これは与えた外力により発生した変位のピークであり、後方車から受ける荷重によるものではないためである。また、外力が 700kN の場合には、車体は上下変位やピッ

チングを発生したままの姿勢を保つことも図 8 より確認できる。これは、与える外力が大きくなると、車体の大きなピッチングに伴い連結器も大きくピッチングを発生し、そのまま前後の車体に圧縮され、その姿勢を保つためであると考えられる。これによって、連結器モデルに含まれる横ピンを模擬した上下方向のばね力により、車体は上下およびピッチ角変位を発生したままの姿勢で支えられる。また、図 9 に示されている自連力の大きさは、実際のけん引走行時に生じる値よりも大きな値が発生しているが、それでも図 8 に示される車両の挙動としては、比較的安定した挙動であることが確認できる。一方で、図 10 に示されるように外力が 725kN の場合の 5 号車および 6 号車においては、車体の大きな運動に伴い、垂直座屈³⁾が生じ、1.5 秒付近から車輪がレールから大きく浮上することが確認された。これは車体に大きな上下変位およびピッチングが生じることで、けん引装置のリンク部が台車枠に接触し、台車を持ち上げようとする力が作用したためである。また、1.5 秒付近まで車体に大きな挙動が生じない原因としては、各車両間の連結器が圧縮され、5 号車および 6 号車に前後の車両の荷重が十分に負荷されるまでに時間を要するためであると考えられる。6 号車において、ピッチ角が負の方向に増加していく原因としては、先に 5 号車のピッチ角が正方向に増加し、それに伴い 5, 6 号車間の連結器によって、6 号車の前方が鉛直方向に引張り上げられるためであると考えられる。

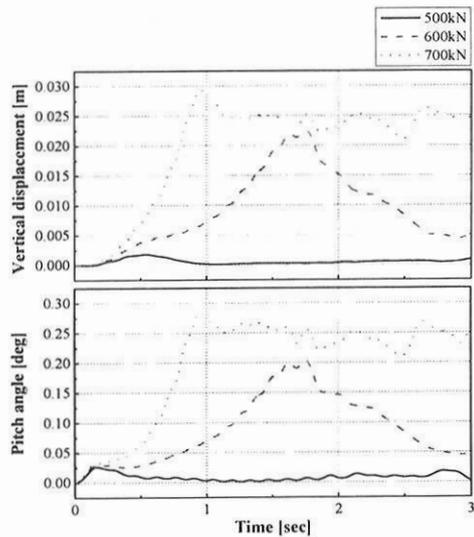


Fig.8 1st carbody behavior

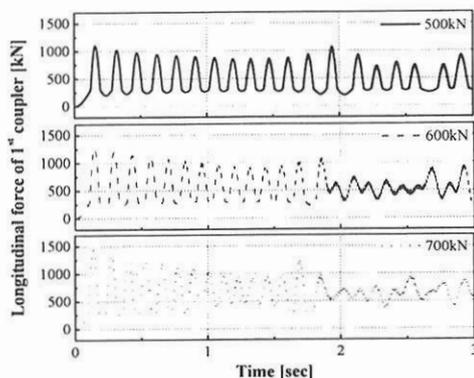


Fig.9 Longitudinal force of 1st coupler

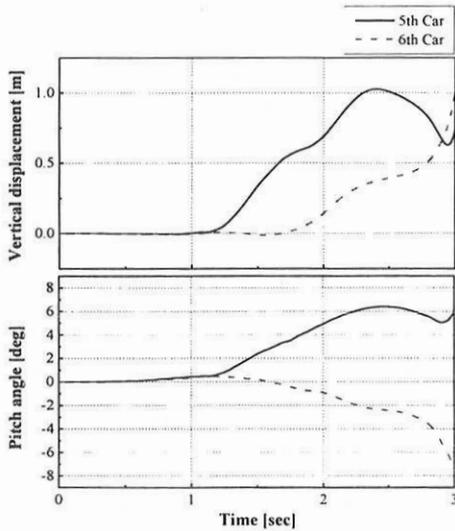


Fig.10 5th & 6th carbody behavior in the case of 725kN external force

(b) 条件 II

図 11 に、各外力における先頭車の第 3 軸の左右方向変位を示す。外力の左右方向成分が負の向きであるため、外力を与えた直後は輪軸の左右変位は負の値を持つが、単調的に負の向きに値が増加してはいない。これは、外力によるモーメントによって車体のヨー角が負の向きに変動していくためである。また、725kN の場合においては、2.5 秒を過ぎた辺りから左右変位が急激に増加していることが確認できる。この原因としては、外力によって車両の速度が負の値となり、輪軸が後退することが考えられる。図 12 に示すように、輪軸が後退すると、この時の第 3 軸のヨー角は負の値を持っているため、より左右変位は正の方向に変動していくこととなる。その後、第 3 軸が左右変位の負の方向に一度変動しているのは、左右変位が大きく正方向に変動したことで、左車輪のフランジがレールに接触したこと起因する。左車輪のフランジがレールに接触することで、輪軸はレールから押し返される方向に接触力を受け、左右変位の負方向に変動する。以上のことから、本モデルは車輪・レールの接触を適切に表現しており、妥当であることが確認できる。

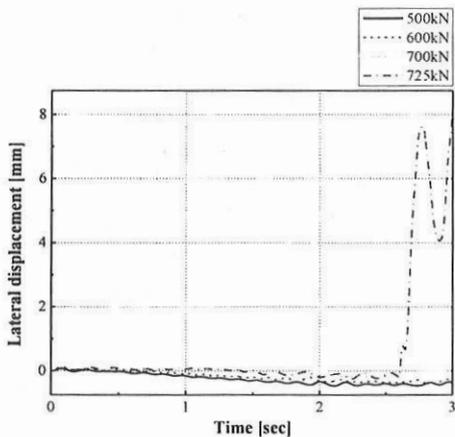


Fig.11 Lateral displacement of 1st car - 3th Wheelset

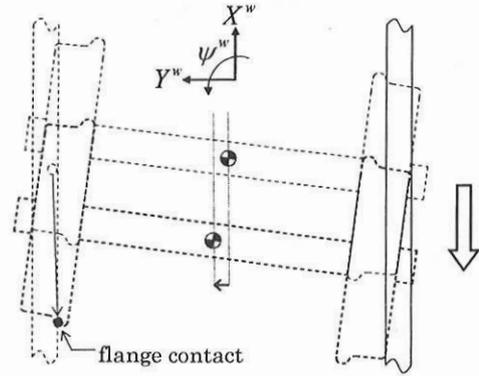


Fig.12 Wheel/rail contact geometry in the case of 725kN external force & $\alpha=1\text{deg}$

4. 結論

列車の大変位挙動を解析するために、連結器の詳細なモデルおよび実形状の車輪・レール接触モデルを考慮した、3次元の運動解析が可能な編成車両モデルのモデリング、定式化および数値シミュレーションを行った。

- (1) 先頭車に進行方向と逆向きの外力を与えるシミュレーションを行うことにより、与える外力が大きくなるほど自連力が大きくなることから、先頭車の車体の上下およびピッチ角変位が顕著になることを確認した。
- (2) 与える外力が大きいほど、先頭車は減速度が大きくなり、後方車の荷重をより早く負担するため、上下およびピッチ角変位のピークに達するまでの時間は短くなる。
- (3) 外力が一定値を超えると、車体の大きな上下変位およびピッチングに伴い、けん引装置のリンク部が台車枠に接触し、車体が台車を持ち上げるように力が作用する。
- (4) 車両間の連結器が圧縮され、中間車に前後の車両の荷重が十分に負荷されるまでには、時間を要することを確認した。
- (5) 編成車両モデルに、車輪・レール間の接触を考慮し、外力に左右方向成分を与えた場合の解析を行った結果、車輪がフランジに接触するという特徴的な運動を適切に解析することが可能であることを確認した。

参考文献

- 1) 早勢 剛, 長南 征二, 深澤 香敏, “鉄道車両連結器用緩衝装置の高機能化に関する研究”, 日本機械学会論文集(C編), 67巻, 654号, pp.201-208, 2001
- 2) HIRANO,T., TERUMICHI,Y., NISHIMURA,K., “Multibody System Simulation for Motion of Railway Vehicle on Vibration Tracks”, 14th Asia Pacific Vibration Conference, Vol.3, pp.1270-1279, 2011
- 3) 中橋 順一, “列車の座屈現象”, RRR 特集: 鉄道固有現象を解明する, pp.26-29, 2008
- 4) 宮本 昌幸, “鉄道車両の連結器”, 日本機械学会誌, 103巻, 982号, pp.595-597, 2000