2 輪でモデル化された複数車両が連結するローラーコースターの 3 次元軌道上での運動と振動*

藤田 勝久^{*1}, 利光 浩明^{*2}

Motion and Vibration of a Roller Coaster Consisting of Multi-Vehicles Modelled by Two Wheels on 3D Trajectory

Katsuhisa FUJITA^{*1} and Hiroaki TOSHIMITSU

^{*1} Osaka City Univ., Mechanical and Physical Engineering, Graduate School of Engineering, Dept. of Mechanical Engineering, 3-3-138 Sugimoto-cho, Sumiyoshi-ku, Osaka, 558-8585 Japan

The motion and vibration for multi-vehicles of a roller coaster which move on the complicated three-dimensional trajectories are investigated. A roller coaster is treated with here as a concrete example of moving body. By using differential algebraic equations (DAE), the simulation method for moving bodies on 3D trajectory is proposed in this paper. In the previous papers, the simulation method using s - u - z coordinate for a single vehicle has been shown, and a roller coaster has been modeled as a one-wheel vehicle. In this paper, it is modeled as a two-wheel vehicle. In addition, the simulation method for multi-vehicles of a roller coaster is proposed. In order to solve the instability of the simulation analysis, the stabilization method proposed by Baumgarte is adopted. When all of connecting points are taken into consideration as constraint conditions, it is found to be too severe, and some play is necessary at connecting points for practical applications to an actual roller coaster. Lastly, the validity of the proposed simulation method is examined by comparing with the experiment and the simulation results using the one-wheel vehicle model reported in the previous paper.

Key Words : Multi-Body Dynamics, 3-D Trajectory, DAE, Vibration Response, Roller Coaster

1. 緒 言

本研究では、複雑な 3 次元軌道上を動く移動体として、ローラーコースター（以下、RC とする）を取りあげる。RC のような移動体について、マルチボディダイナミクスを用いての動的挙動についての研究はそれほど多くない⁽¹⁾⁽²⁾。いままでの報告⁽³⁾⁽⁶⁾では、RC の車両を 1 輪モデルとしてモデル化し、単独の車両の場合と複数の車両の場合についてシミュレーション解析を行い、その運動と振動、車両の強度上の安全性や乗り心地について報告をしてきた。また、実験との比較も行ってきた。さらに、単独の車両について、1 輪モデルの精度向上を図るため、車両を 2 輪でモデル化することもすでに提案してきた⁽⁷⁾。

ここでは、さらに実機の RC のモデリングの精度向上を図るため、2 輪でモデル化した車両を複数車両化した解析法を示す。以下、いままで報告してきた RC のモデルを 1 輪モデルと呼び、ここで報告する RC のモデルを 2 輪モデルと呼ぶことにする。2 輪モデルによる RC の運動と振動のシミュレーション解析を行い、従来の 1 輪モデルとの比較、また実験との比較を行う。走行中の周囲流体や転がり抵抗の影響について検討する。また、車両数の影響などについても検討する。

* 原稿受付 2013 年 7 月 8 日

^{*1} 正員, フェロー, 大阪市立大学大学院工学研究科機械物理系専攻 (〒558-8585 大阪府大阪市住吉区杉本 3-3-138)

^{*2} 大阪市立大学工学部機械工学科 (現 三菱電機(株))

E-mail: fujita@mech.eng.osaka-cu.ac.jp

2. 2 輪連結モデルの理論

2 輪でモデル化された複数の車両が連結する RC の数値シミュレーションの解析方法について述べる.

2・1 軌道と座標系

図 1 に示す座標系を考える. まず, 固定座標系として絶対座標系 $x_g - y_g - z_g$ を定義する. RC の軌道はこの座標系に拘束されている. つぎに, RC の軌道を $x_g - y_g$ 平面に投影した軌道の上に, 進行方向が正となるように s 軸をとり, z_g 軸と同じ方向に z 軸をとり, $s - z$ 平面に直交する方向を u 軸とした座標系を $s - u - z$ 座標系とする. また, RC の軌道上で進行方向を正とした軌道の接線方向の軸を x_l 軸, これに垂直な方向に z_l 軸, $x_l - z_l$ 平面に直交するように y_l 軸をとった座標系を局所座標系 $x_l - y_l - z_l$ とする. なお, y_l 軸回りの回転角をピッチ角 α [rad], x_l 軸回りの回転角をカント角 β [rad] とする. 各回転軸の正方向に向かって右ねじの回る向きを正とする. なお, ヨー角 γ [rad] は 3 方向の並進運動の結果として与えられる.

Fig. 1 Definition of coordinate

2・2 車両のモデル化

図 2 は, 2 輪モデルの車両が複数連結された場合を示す. 車両のばね下質量に相当するものとしてレールとタイヤの接点に仮想的に質点を与える. これを仮想質点と呼び, この質量を m_{0i} とする. また, タイヤ, キャビン, フレームなどの質点を車両質点と呼び, 質量を m_{1i} とする. 仮想質点は回転を許さず, 仮想質点と車両質点間は軌道の接線方向に常に垂直であるとする. また, 車両同士を連結する部分に質点を置く. さらに, 各 x_l, y_l, z_l 軸方向にばね定数 k_{xi}, k_{yi}, k_{zi} , 減衰係数 c_{xi}, c_{yi}, c_{zi} の線形ばね・ダンパー要素を配置する. RC のタイヤとサスペンションは自動車より遙かに硬い.

Fig. 2 Multi-Vehicles modeled by two-Wheel

2・3 運動方程式

$s-u-z$ 平面を移動する軌道上の先頭車両の仮想質点 m_{0i} の s, u, z 軸方向の運動方程式は次式によって得られる。

$$[M_{0i}]\{\ddot{q}_{suz0i}\} = [T_i]\{f_{li}\} + [M_{0i}][0 \quad -\frac{v_{si}^2}{r_{xyi}} \quad -g]^T - [T_i][\mu N_{0i} \quad 0 \quad 0]^T \quad (i=1, 2), \quad (1)$$

ここで、 $i=1$ は前輪部の仮想質点を表し、 $i=2$ は後輪部の仮想質点を表す。また、次式の関係がある。

$$[M_{0i}] = \text{diag}(m_{0i}, m_{0i}, m_{0i}), \quad \{\ddot{q}_{suz0i}\} = [\ddot{s}_{0i} \quad \ddot{u}_{0i} \quad \ddot{z}_{0i}]^T. \quad (2)$$

$\{\ddot{q}_{suz0i}\}$ は仮想質点の加速度ベクトルであり、左端の添え字の suz は $s-u-z$ 座標系、中間の添え字の 0 と右端の添え字 i とによって、仮想質点の前輪部か後輪部かの区別を示す。仮想質点の前輪部質量および後輪部質量は、仮想質点相当部分の車両質量 m_0 を重心の位置によって配分したものである。 r_{xyi} は x_g-y_g 平面に投影された軌道の曲率半径、 v_{si} は s 軸方向の仮想質点の速度である。また、 g は重力加速度、 μ は転がり抵抗係数である。そして仮想質点に加わる法線方向の力 N_{0i} はつぎのようになる。

$$N_{0i} = m_{0i}(g \cos \alpha_i - \ddot{s}_{0i} \sin \alpha_i - \ddot{z}_{0i} \cos \alpha_i). \quad (3)$$

転がり抵抗は質量に比例するので、各質点に配分して、各々の運動方程式に含ませることにする。そして、ばね・ダンパーを通じて他の質点から $x_l-y_l-z_l$ 座標の仮想質点に伝達される外力ベクトルの $\{f_{li}\}$ はつぎのように表される。

$$\{f_{li}\} = [C_{li}]\{\dot{q}_{li}\} + [K_{li}]\{q_{li}\}, \quad (4)$$

ここで、 $[C_{li}]$, $[K_{li}]$ は各々減衰、剛性行列である。 $\{q_{li}\}$ は車両の変位ベクトルであり、左端の添え字の l は局所座標系、中間の添え字の 1 と右端の添え字 i とによって、先頭車両の前輪部か後輪部かの区別を示す。また、 $[T_i]$ は $x_l-y_l-z_l$ 座標系から $s-u-z$ 座標系に変換する回転座標変換行列である。さらに、先頭車両以外も同様の運動方程式が得られる。

つぎに、車両と乗客の質点に関して、拘束されていない時の運動方程式を導出について述べる。 $x_l-y_l-z_l$ の座標系のベクトル $\{q_{li}\}$ と $s-u-z$ の座標系のベクトル $\{q_{suz(i-1)}\}$, $\{q_{suzi}\}$ との関係は、図 3 よりつぎのようになれる。

$$\{q_{suzi}\} = \{q_{suz(i-1)}\} + [T]\{q_{li}\}. \quad (5)$$

ここで、 $\{q_{li}\}$ は $x_l-y_l-z_l$ 座標系の質点 m_i の変位ベクトルであり、 $\{q_{suz(i-1)}\}$, $\{q_{suzi}\}$ は $s-u-z$ 座標系の質点 m_{i-1} , m_i の変位ベクトルである。

Fig. 3 Relation between Vectors $q_{li}, q_{suzi}, q_{suz(i-1)}$

例えば、先頭車両の質点 m_{li} は重力、他の質点から伝達される外力、空気抵抗、および転がり抵抗を受ける。これらの力を考慮すると、拘束されていない RC の先頭車両の運動方程式は次のように得られる。

$$[M_{11}]\{\ddot{q}_{suz11}\} = [M_{11}]\{G\} - [T_1]\{f_{11}\} + \frac{l_{4p}}{l_{3p} + l_{4p}}[T_3]\{f_{12}\} - \frac{1}{2}C_d\rho S[T_1][\{i\}^T [T_1]^{-1}\{\dot{q}_{suz11}\}\{i\}^T [T_1]^{-1}\{\dot{q}_{suz11}\} \ 0 \ 0]^T - [T_1][\mu N_{11} \ 0 \ 0]^T, \quad (6)$$

ここで、 $[M_{11}]$ は先頭車両の前輪部の質量行列、 $\{G\}$ は重力加速度ベクトル、 C_d は空気抵抗係数、 ρ は空気密度、 S は車両の進行方向の投影面積である。 $[T_3]$ は局所座標系の $x_l - y_l - z_l$ 座標系から $s - u - z$ 座標系に変換する回転座標変換行列である。また、 $\{i\} = [1 \ 0 \ 0]^T$ である。先頭車両の後輪部の質点や先頭車両以外の車両の質点では空気抵抗は小さいと考えられるので、空気抵抗が作用しないとして運動方程式を求める。

このとき、先頭車両の後輪部の運動方程式はつぎのようになる。

$$[M_{12}]\{\ddot{q}_{suz12}\} = [M_{12}]\{G\} - [T_2]\{f_{12}\} + \frac{l_{3p}}{l_{3p} + l_{4p}}[T_3]\{f_{12}\} - [T_2][\mu N_{12} \ 0 \ 0]^T, \quad (7)$$

ここで、 $[M_{12}]$ は先頭車両の後輪部の質量行列で、 $[M_{1i}] = \text{diag}(m_{1i}, m_{1i}, m_{1i})$ ($i=1, 2$) である。 m_{11} は車両の前輪部の質量、 m_{12} は後輪部の質量であり、これらは、重心からの比率 $l_1: l_2$ によって先頭車両の質量を分配した値である。また、比率 $l_{3p}: l_{4p}$ は車室内の乗客の質量の前席と後席への分配する比率を示す。さらに、 $\{f_{12}\}$ は乗客の臀部の質点から車両の質点に伝達される力ベクトルであり、乗客をばね、ダンパーでモデル化して表現できる。そして、乗客の運動方程式も同様に導出することができる。

同様にして、複数車両の 2 両目、3 両目以降についても、運動方程式を導出することができる。

2・4 拘束条件式

車両間の拘束条件に関して、各車両の前輪部と後輪部間の拘束式は、図 2 より例えば先頭車両の前輪部の質点と後輪部の質点とでつぎのように得られる。

$$\Phi = [(s_{11} - s_{12})^2 + (z_{11} - z_{12})^2 - (l_1 + l_2)^2] = 0. \quad (8)$$

式 (8) は、前輪部と後輪部間の拘束条件式で2輪モデルの単一車両と同じ条件式であるが、2輪モデルの複数車両の場合は次のような拘束条件式がさらに必要になる。すなわち、先頭車両の後輪部の質点と先頭車両の後輪部の連結点との間の拘束条件式が必要になる。すなわち、次のような拘束条件式を考慮しなければならない。

$$\begin{aligned}\Phi(s) &= [s_{21} - s_{12} + l_3 \cos \theta_1] = 0 \\ \Phi(z) &= [z_{21} - z_{12} + l_3 \sin \theta_1] = 0 ,\end{aligned}\tag{9}$$

ここで、 θ_1 は図 2 に示すように先頭車両の水平線からの傾き角を示す。

また、単一車両の場合と異なって複数車両の場合は、2 両目の車両の前輪部の連結点と 2 両目の車両の前輪部の質点との間の拘束条件式も必要になる。すなわち、つぎのような拘束条件式を考慮しなければならない。

$$\begin{aligned}\Phi(s) &= [s_{13} - s_{22} + l_3 \cos \theta_2] = 0 \\ \Phi(z) &= [z_{13} - z_{22} + l_3 \sin \theta_2] = 0 ,\end{aligned}\tag{10}$$

ここで、 θ_2 は 2 両目の車両の水平線からの傾き角を示す。

さらに、単一車両の場合と異なって複数車両の場合は、先頭車両の後輪部の連結点と 2 両目の車両の前輪部の連結点との間の拘束条件式も考慮しなければならない。すなわち、つぎのようになる。

$$\begin{aligned}\Phi(s) &= [-s_{21} + s_{22}] = 0 \\ \Phi(z) &= [-z_{21} + z_{22}] = 0 .\end{aligned}\tag{11}$$

同様に、複数車両の場合は、複数車両の数だけ、式 (8)~(11) に相当する拘束条件式を導出して、数値シミュレーションする必要がある。

また、さらに複数車両にすることにより、数値シミュレーションの段階で、車両間の拘束条件式 (11) に関し、数値解析の安定性の問題が生じる。すなわち、具体的なシミュレーション解析では、式 (11) で示される拘束式の両方の式を適用したとき、複数車両からなる RC は軌道の走行途中で止まってしまった。拘束条件として、すべての連結点に拘束を適用することは運動学的に厳し過ぎることが判明した。実機の RC への実際的な適用に当たって連結点にいくらかの遊びが必要であることがわかった。それゆえ、式 (11) の 2 番目の式を以下のシミュレーション計算では無拘束にした。なお、式 (11) の 2 番目の式を無拘束にすることによる連結点の数値シミュレーション計算に生じる遊びは実際の RC に存在する遊びの範囲内であった。このことについては、文献 (6) ですでに報告したように、図 2 の先頭車両と 2 両目の車両との連結部で s, z 方向に拘束をすると、Kutzbach の定理により自由度が零になってしまうからである。

2・5 混合微分代数方程式 (DAE)

RC の運動方程式として、次式の混合微分代数方程式 (DAE, Differential Algebraic Equation) を用いる。これは非拘束時の RC の運動方程式と、軌道、車両、および連結部の拘束条件式を連立させて得られる。

$$\begin{bmatrix} M & \Phi_q^T \\ \Phi_q & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F \\ -(\Phi_q \dot{q})_q \dot{q} \end{bmatrix}\tag{12}$$

ここで、 M は車両の質量マトリクス、 q は車両の変位マトリクス、 Φ_q は拘束条件式を q で偏微分したマトリクス、 F は車両の外力ベクトル、および λ は Lagrange 乗数である。この微分代数方程式を用いて RC の運動と振動

のシミュレーション解析を行うことができる．なお，数値シミュレーションによって描かれた軌道が実際に与えられた軌道からずれてくるといふ問題点が発生するが，次式に示す Baumgarte の安定化加速度方程式を導入した．

$$\begin{bmatrix} M & \Phi_q^T \\ \Phi_q & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F \\ -(\Phi_q \dot{q})_q \dot{q} - 2\alpha \Phi_q \dot{q} - \beta^2 \Phi \end{bmatrix} \quad (13)$$

ここで， α ， β は Baumgarte のパラメータであり， $\alpha > 0$ ， $\beta \neq 0$ のとき安定化する．具体的な数値は最適化の必要性はあるが，ここでは，軌道や車両，および連結点の拘束式について，対応する式 (13) の α ， β を， $\alpha_1 = 5$ ， $\alpha_2 = 6$ ， $\alpha_3 = 2$ ， $\beta_1 = 2$ ， $\beta_2 = 7$ ， $\beta_3 = 1$ として数値計算した．

3. シミュレーション結果と考察

この章では，2 輪モデルを用いて RC の軌道走行時の数値シミュレーションスタディをおこなった．これらの結果を 1 輪モデルや実験値と比較する．

3・1 変位のシミュレーション結果

図 4 は，8 両編成車両の RC の先頭，4 両目，最後尾の車両の変位について，RC が軌道を走行するときのシミュレーション解析結果を示す．図の横軸は重力による自由落下の開始時刻からの経過時間を示し，縦軸は経過時刻までの走行距離を示す．

Fig. 4 Simulation results of displacement

3・2 シミュレーション結果と実験値との比較

図 5 は 8 両編成の RC について，本解の複数連結の 2 輪モデルによるシミュレーション解析と実験値⁽⁵⁾との比較を示す．上段，中段，下段は，各々，進行方向である x_l 軸方向の 1, 4, 8 両目の加速度の時刻歴波形を示す．両者の時刻歴波形のピークの時刻に少し相違が認められるが，実験は各車両を同時計測出来ていないデータであることを考慮すると，運動の大きな変動の傾向はかなり一致しているといえる．また，両者共に先頭車両の 1 両目と最後尾車両の 8 両目の運動や振動が，中間車両の 4 両目の運動や振動よりも大きくなっていることがわかる．これは，中間の車両は両側の車両から連結点を通して拘束を受けるからであると考えられる．

Fig. 5 Comparison between simulations and experiments (x_l direction)

また、図 6 に上下方向である z_l 軸方向の 1, 4, 8 両目の加速度の時刻歴波形を示す。解析と実験の対応具合は x_l 軸方向とあまり変わらないが、それより少し良くないかの程度であるが、 x_l 軸方向とは異なって、 z_l 軸方向の挙動は、先頭、中間、後尾車両とも、ピークの時刻は少しずつずれているがほとんど同じ加速度変動を示していることが観察される。これは連結点の z_l 軸方向の拘束が緩くなっていることに起因していると推察される。

図 5 と図 6 においてのこれらの両者の差異の要因の一つは、車両の連結点において、実機の連結器と数値解析のモデリングの間におけるガタや摩擦などの影響を含めた取り扱いの違いが影響していると推定されるが、今後のさらなる課題と考える。

なお、実験値は参考文献 (5) で報告したように生波形は、軌道の製造過程による凹凸、車体の高次振動や、各種のガタ、摩擦による非線形振動応答などの高い振動数の振動により RC の運動がマスキングされていたので、各部の周波数特性を考慮に入れて解析値と比較しやすくなるカットオフ周波数 10Hz のローパスフィルターをかけたものである。なお、数値シミュレーションにはこれらの高次振動などはモデリングされていない。

Fig. 6 Comparison between simulations and experiments (z_l direction)

3・3 複数連結の2輪モデルと複数連結の1輪モデルとの比較

図 7 は 8 両編成の RC の軌道走行について、1 輪モデルによる数値シミュレーション解析を示す。同じく、上段、中段、下段は、各々、 x_l 軸方向の 1, 4, 8 両目の加速度の時刻歴波形を示す。図 5 (a) の複数連結の 2 輪モデルによる結果と比較してみると、両者とも x_l 軸方向では、真ん中の車両よりも両端の車両の運動や振動が大きいう点では同じであるが、2 輪モデルの方が 1 輪モデルよりも波形の乱れが小さくなり、高次振動が小さくなっていることがわかる。なお、1 輪モデルの z_l 軸方向の加速度は、参考文献 (6) に詳述しているが、高次振動がほとんど現われず、 x_l 軸方向の前後方向にのみ顕著に現われている。1 輪モデルのモデリングの不安定性が x_l 軸方向にしわ寄せされているのではないかと考えられる。これらのことを考え合わせると、ここで提案する 2 輪モデルの方が、1 輪モデルを改善したモデルであるといえる。

Fig. 7 Simulations of one-wheel model

3・4 車両や乗客の運動や振動に対する空気抵抗の影響

図 8, 9 は、RC が軌道走行時の車両の変位応答に与える空気抵抗の影響を示す。破線は空気抵抗を無視した場合で、実線は考慮した場合である。抗力係数は $C_d=0.9$ とした。図 8 は軌道の進行方向である s 軸方向の変位応答を示し、図 9 は軌道の上下方向である z 軸方向の変位応答を示す。 z 軸方向の変位応答の変動は軌道が上下変動していることをよく表している。進行方向である s 軸方向の変位応答では、軌道の変動の様子は陽に現れず、累積値としての差として認識できる。

また、図 8, 9 の (a) に単一車両、(b) に 8 両編成車両の場合を示すが、車両数が増えると空気抵抗の影響は減少することがわかる。これは、空気抵抗は先頭車両以外は小さいとして考慮していないことによる。さらに、図 10 は車両の z 軸方向の速度応答に与える空気抵抗の影響を示し、図 11 は車両の x_l, y_l, z_l の方向の加速度応答に与える空気抵抗の影響を示す。

(a) Two-wheel model consisted of single vehicle

(b) Two-wheel model consisted of 8 multi-vehicles

Fig. 8 Relation between displacement of s -direction and time without air resistance, — with air resistance

さらに、図 9, 10, および図 11 より、RC の運動が重力によって駆動されるため、出発点近傍の車両の運動に大きな相違が生じていることがわかる。車両の数が増すとき、重力によって全車両を加速するのに時間を必要とすると考えられる。また、加速された後においては、空気抵抗を考慮した場合、途中の経過時間は車両の数が多い方が短くなる傾向が観察される。

(a) Two-wheel model consisted of single vehicle

(b) Two-wheel model consisted of 8 multi-vehicles

Fig. 9 Relation between displacement of z -direction and time

..... without air resistance, — with air resistance

(a) Two-wheel model consisted of single vehicle

(b) Two-wheel model consisted of 8 multi-vehicles

Fig. 10 Relation between velocity of z -direction and time

..... without air resistance, — with air resistance

(a) Two-wheel model consisted of single vehicle

(b) Two-wheel model consisted of 8 multi-vehicles

Fig. 11 Relation between accelerations and time

..... without air resistance, — with air resistance

3・5 RC の到着所要時間に与える空気抵抗の影響

図 12 は、単一車両からなる2輪モデルによる RC の軌道における到着所要時間の変化に対する空気抵抗の影響について、シミュレーション解析結果を示す。ここで、横軸は抗力係数、縦軸は到着所要時間を示している。実験は計測者が計測機器を背中に背負って車両に乗り込み、同期をとるタイマーなどを使用した計測でなく、別車両の同乗者の「スタート」、「ストップ」の合図によって計測した。到着所要時間は自由落下から計測者が感知可能なブレーキが効きだすまでの 160 m の距離で定義した。2輪モデルの到着所要時間は 19.99 s である。なお、8 車両からなる RC による実験では、約20 s であった。さらに、抗力係数 C_d が大きくなると RC は途中で止まることがわかる。

Fig. 12 Influence of Air Resistance on the required arrival time of RC (two-wheel model consisted of single vehicle)

なお、複数車両については具体的な計算結果を示していないが、図 8 (a) に示した単一車両の走行の経過時間と軌道の進行方向の距離との関係と図 8 (b) に示した 8 両車両の同様の関係とを比較することにより、8 両車両の方の到着所要時間が少し長くなることがわかる。RC は重力によって落下稼働されるので 1 両の長さで 8 両の長さの相違により、8 両車両は全車両を加速するのに時間を要していることが観測できる。また、加速された後においては前述したように車両が多い方が途中の経過時間は短くなる傾向がある。この点についてはさらなる検討が必要と考えられるが、次の機会にはこの点を含めて報告したい。

3・6 RC の振動応答に与える編成車両数の影響

図 13, 14 は 2 輪モデルで空気抵抗を考慮した場合に関して、4 両編成、6 両編成の x_l 軸方向の振動応答を示す。これらの図において、各々、最上段の図は先頭車両、2 段目の図は 2 両目の車両、そして 3 段目の図は 3 両目の車両を示す。4 段目以降も同様である。また、図 11 (a) と 図 11 (b) の最上段の図は、各々単一車両と 8 両編成の x_l 軸方向の振動応答を示すので、これらを含めて 1~8 両編成までに関して、編成車両数の振動応答に与える影響について比較ができる。

これらの図を比較すると、RC の車両編成数が増加するに従って、低い振動数成分の運動の変動は緩やかになり、高い振動数成分は増加することがわかる。

また、8 両編成の図 5 (a), 4 両編成の図 13, さらに 6 両編成の図 14 を比較することにより、 x_l 軸方向に関し、編成車両数が増加するほど中間車両の運動や振動が少し低減する傾向が観察される。

Fig. 13 Accelerations of 4 multi-vehicles in x_l direction

Fig. 14 Accelerations of 6 multi-vehicles in x_l direction

4. 結 語

つぎの結論が得られた.

- (1) 2 輪でモデル化された複数車両が連結するローラーコースターの 3 次元軌道上での運動と振動について, 混合微分代数方程式を使って数値シミュレーション解析する方法を提案した. 2 輪モデルはいままでの 1 輪モデルに比べて精度が改善されていることがわかった.
- (2) 空気抵抗は RC の軌道走行時の到着所要時間を長くすることを明らかにし, 空気抵抗が非常に大きくなると RC は軌道走行時の途中で止まってしまう危険性を示した.
- (3) 編成車両数が RC の運動や振動応答に影響することを示した.

謝 辞

本研究の遂行にあたり, ローラーコースターの製品を作られているサノヤスヒシノ明昌(株) 殿にご協力をいただいた. ここに謝意を表します. また, 大阪市立大学大学院工学研究科機械物理系の川合忠雄教授に何かとお世話になりました. この場を借りて深く感謝致します.

文 献

- (1) Dukkipati, R.V., Amyot, J.R., *Computer-Aided Simulation in Railway Dynamics* (1988), Dekker.
 - (2) Ambrosio, J.A.C., *Multibody Dynamics, "Bridging for Multidisciplinary Applications", Proceedings of the 21st International Congress of Theoretical and Applied Mechanics*, Warsaw, Poland (2004), pp. 61-88.
 - (3) Fujita, K., Uemura, F., Funakoshi, Y., Yamamoto, Y., "Dynamic Behavior of a Moving Body in a Complicated 3 Dimensional Trajectory", *Proceedings of the First Asian Conference on Multibody Dynamics* (2002), Iwaki, Fukushima, Japan (2002), pp. 350-357.
 - (4) Fujita, K., Funakoshi, Y., Hayami, Y., Yamamoto, Y., "Motion and Vibration of a Moving Body on the 3D Trajectory Considering Running Resistance", *Proceedings of the ASME 2003 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference* (2003), DETC2003/VIB-48319 in CD-ROM.
 - (5) 藤田勝久, 上村吉孝, 船越祐二, "走行抵抗を考慮した 3 次元軌道上のローラーコースターの運動と振動", 日本機械学会論文集 C 編, Vol.76, No.768 (2010), pp. 2049-2058.
 - (6) 藤田勝久, 中川智皓, 利光浩明, "3 次元軌道上のローラーコースターにおける複数車両の運動と振動", 日本機械学会論文集 C 編, Vol.77, No.784 (2011), pp. 4543-4554.
 - (7) Fujita, K., Katsuoka, K., Toshimitsu, H., "Dynamics of Two-Wheels Modeling Roller Coaster Running on a Complicated 3 Dimensional (3D) Trajectory Considering Air Resistance", *JSME Journal of System Design and Dynamics*, Vol.5, No.3 (2011), pp.403-415.
 - (8) Ostermeyer, P. G., "On Baumgarte Stabilization for Differential Algebraic Equations", *NATO ASI Series, Vol.F69, Real-Time Integration Methods for Mechanical System Simulation Edited by E. J. Haug and R. C. Deyo*, Springer-Verlag (1990), pp.193-207.
-