

# 転覆安全性と乗り心地を考慮した振り子車両による曲線高速化 (MBS を用いたシミュレーション解析)

○学〔機〕 石井 清貴 (新潟大・院)      正〔機〕 谷藤 克也 (新潟大)

## Speed up in Curved Section with Tilting Vehicle Considering Safety on Overturning and Ride Comfort (Simulation Analysis Using MBS)

Kiyotaka ISHII, Niigata University, 8050, Ikarashi 2-no-cho, Niigata

Katsuya TANIFUJI, Niigata University

Tilting vehicles have been employed as a measure for speed up on curved section in the conventional railways. In this study, the speed up on a curved section with the tilting vehicle is examined using the multi-body software SIMPACK. With the simulation of curving, the allowable speeds for the tilting vehicle with the tilt angle of 5 and 7 degrees are estimated based on the parameters on ride comfort, such as steady lateral acceleration and car-body rolling angular velocity. Then, the decrease ratio of inner wheel load is considered at the allowable speeds. As a result, it is shown that the curving at the allowable speeds satisfies the limit of the decrease ratio of wheel load and no wheel rise occurs under the condition even with track irregularities. Then, it is proposed to improve the accuracy and efficiency of the static analysis on curving utilizing the difference between the results from conventional static analysis and simulation.

キーワード：鉄道，振り子車両，曲線通過，転覆，乗り心地，マルチボディソフト

Key Words : Railway, Tilting Vehicle, Curve Negotiation, Overturning, Ride Comfort, Multi-Body Software

### 1. はじめに

在来線の高速化の一手段として，振り子梁式車体傾斜車両（以下，振り子車両）が採用され，曲線通過速度の向上を実現してきた．この振り子車両によるさらなる曲線高速化の可能性も考えられているが，より高速で曲線を走行する場合，その走行安全性はよく検討される必要がある．

本研究ではマルチボディソフトSIMPACK<sup>1)</sup>を用いて振り子車両をモデル化し，曲線通過シミュレーション（動的解析）を行う．それによりまずは曲線乗り心地の面で可能な最高速度を求め，その際の安全性を転覆安全の観点から，内軌側車輪の輪重に着目して検討する．そこでは，軌道不整も考慮し，高速曲線通過時の車輪軸の浮き上がり挙動についても検討する．

曲線通過解析では，静的解析が比較的簡便な手法として用いられるが，実態とどの程度対応するのか不明確である．そこで，上記のシミュレーションと静的解析との結果比較から，曲線乗り心地および転覆安全性に関する静的解析の精度向上と効率化の可能性を述べる．

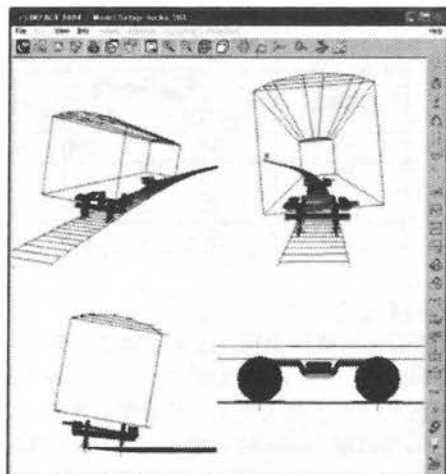


Fig.1 SIMPACK animation

### 2. 解析方法

**2.1 評価パラメータ** 解析の対象とする評価パラメータとその満たすべき目安は，以下のように与えられる．

#### ■曲線乗り心地評価<sup>2)</sup>

- (i) 左右定常加速度  $a_h$       0.08g以下
- (ii) 車体ロール角速度  $\dot{\phi}_B$       5deg/s 以下

#### ■転覆安全性評価<sup>3)</sup>

- (iii) 内軌側輪重  $P_m$       静的：減少率 60%  
動的：減少率 80%

ここで， $g$  は重力加速度，減少率とは静止輪重に対する輪重減少の割合である．本研究では上記の目安に基づき，乗り心地および転覆安全性それぞれの観点から限界曲線通過速度の推定を行う．

**2.2 シミュレーションモデル** SIMPACKでは，車体，台車，輪軸などの物体要素を，ばね，ダンパなどの力要素で繋ぎ合わせ，図1に示すような1車両モデルを構築する．そして数値シミュレーションの結果を任意の波形出力や3次元アニメーションとして確認できる．本モデルは，振り子梁をロール方向のみの1自由度で拘束することで曲線での振り子動作を可能にしておき，1車両の合計で36自由度を有する．その振り子角  $\phi_{tilt}$  は一般的な値としての  $5^\circ$  と，高速化を想定した  $7^\circ$  の二種類を検討対象とする．

**2.3 曲線条件** 解析の対象とする曲線半径  $R$ ，設定カント量  $C$ ，緩和曲線長  $S_{TC}$ ，そして振り子角が  $5^\circ$  の振り子車両に対する現状の通過速度  $V_0$  をまとめて表1に示す．

**2.4 車体傾斜制御** 本研究は制御付き振り子車両を想定しているため，数値解析ソフトMATLAB-Simulinkと

Table.1 Curve condition

| $R[m]$ | $C[mm]$ | $S_{TC}[m]$ | $V_0[km/h]$ |
|--------|---------|-------------|-------------|
| 300    | 85      | 85          | 85          |
| 400    | 85      | 85          | 100         |
| 500    | 85      | 85          | 110         |
| 600    | 80      | 80          | 120         |

の相互シミュレーション機能を用いて制御を行う。式(1)に示すように、SIMPACKから出力する前振り子梁の対台車ロール角 $\phi_F$ と目標傾斜角 $\phi_{TA}$ との偏差をMATLAB-Simulinkにて求め、比例ゲイン $G_K$ を乗じて制御力 $F_K$ を計算し、SIMPACKに返す。

$$F_K = G_K (\phi_F - \phi_{TA}) \quad \cdots(1)$$

曲線通過時の目標傾斜角は、図2に示す CA モードを想定したパターンを用いる。この方式は、空気圧式アクチュエータの応答遅れを考慮して緩和曲線の入口手前でステップ状に指令値を変化させる。また、車体ロール角速度を抑えるために見かけの緩和曲線長を実際のそれよりも長くする補正を行う。本研究ではステップ入力を  $1.5^\circ$  とし、車体傾斜区間は実際の緩和曲線に前後 20m ずつを加え、計 40m 延長する。

### 3. 曲線乗り心地解析

表1に示した現状の通過速度から解析を始め、5km/h 刻みで速度を上げていくものとする。二つの評価パラメータのうち、まずは左右定常加速度に注目して限界速度を求め、次にその速度での走行が車体ロール角速度の目安を満足するかをみて、曲線乗り心地上の限界速度を推定する。

**3.1 解析の一例** 解析結果の一例として、半径400m、振り子角  $5^\circ$  の場合について図3に示す。車体左右加速度のうち、円曲線内での左右定常加速度は、現状の100km/hでは目安の0.08gまでは余裕があり、110km/hまで許容できることがわかる。車体ロール角速度については110km/hで走行した場合のみ示すが、最大値は目安の5deg/sを超えないことがわかる。よって半径400mの曲線においては、振り子角  $5^\circ$  の車両では乗り心地110km/hまで許容されると言える。

**3.2 限界速度** 各曲線半径における曲線乗り心地面での限界速度 $V_{com}$ を表2に示す。いずれの曲線半径でも、振り子角 $\phi_{tilt}$ が $5^\circ$ の場合で現状の通過速度+10km/h、 $7^\circ$ の場合で同じく+15km/h~20km/hとなり、曲線乗り心地の面ではさらなる高速化の可能性が認められる。

### 4. 転覆安全性解析

3章で推定された速度で走行した場合、転覆に対する安全性が低下する。この章では、振り子車両が曲線乗り心地上の限界速度で通過する際の安全性を、輪重減少について二つの観点から検討する。

**4.1 静的輪重減少** 2.1節で示した内軌側輪重の二つの目安のうち、静的輪重減少率は円曲線内で定常となった輪重値から求める。ここでは、軌道不整を考慮しないシミュレーションからその値を求める。一例として、半径500m、振り子角 $7^\circ$ の車両について、曲線乗り心地の面で限界となった速度130km/hで走行する際の1軸~4軸の内軌側輪重を図4に示す。ここでは全4輪軸の平均で静的な輪重値を代表させる。この例では平均が静止輪重に対して55%の減少率となり静的輪重減少率の目安の範囲内である。

**4.2 動的輪重減少** 軌道不整や車体のロール動揺により、輪重が動的に変動する場合に動的輪重減少率を用いる。ここでは輪重減少が最も大きくなった4軸に注目し、軌道不整を考慮したシミュレーションを行う。

軌道不整としては PSD からフーリエ逆変換によって生成した波形を用いる。なお軌道不整は検討区間の距離50m

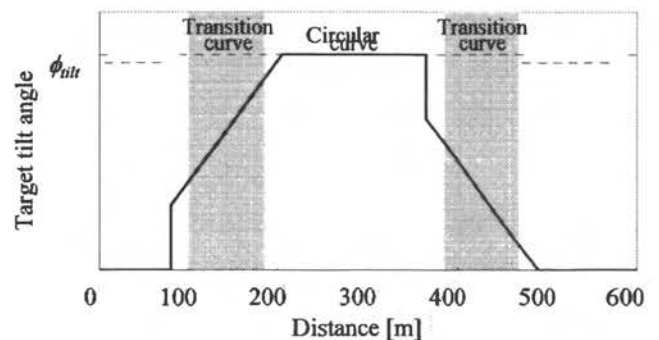
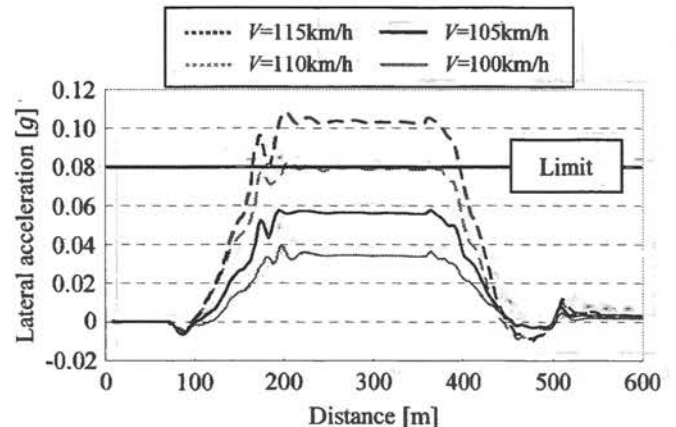
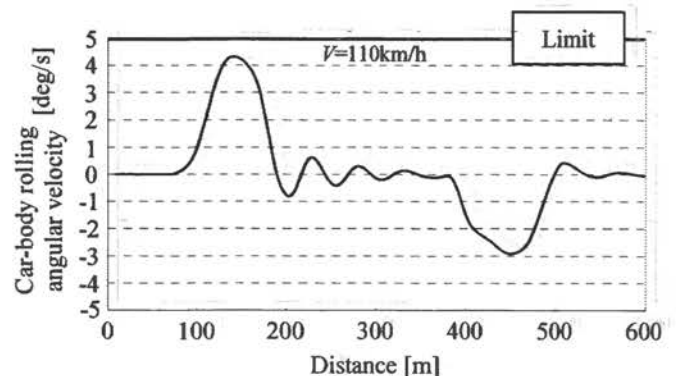


Fig.2 Tilt pattern



(a) Lateral acceleration



(b) Car-body rolling angular velocity

Fig.3 Two parameters on ride comfort ; R400,  $V=110\text{km/h}$ , tilt angle  $5^\circ$

Table.2 The allowable speeds based on the parameters on ride comfort

| R[m] | $V_{com}[\text{km/h}]$     |                            |
|------|----------------------------|----------------------------|
|      | $\phi_{tilt}: 5\text{deg}$ | $\phi_{tilt}: 7\text{deg}$ |
| 300  | 95                         | 100                        |
| 400  | 110                        | 115                        |
| 500  | 120                        | 130                        |
| 600  | 130                        | 140                        |

の地点から始まるものとする。

図5は前節と同様に半径500m、振り子角 $7^\circ$ 、速度130km/hの場合の4軸内軌側輪重である。図示されるように振動的波形のやや下部をなぞり代表値とすることで、輪重減少率としては厳しい評価となる。この例では距離230m付近で減少率が約73%となるが、動的輪重減少率の目安の範囲内と考える。

表 2 に示す限界速度に対し、ここまでで求めた静的および動的輪重減少率を図 6 に示す。この結果から、いずれの曲線半径でも、曲線乗り心地の面での限界速度における輪重減少率は静的 60%、動的 80% の目安の範囲内である。

**4.3 単発的に発生する大きな輪重減少** 軌道不整のある曲線を高速通過する場合、減少率 80% を超える輪重減少が単発的に発生することがある。例として半径 600m の曲線を振り子角  $7^\circ$  の車両が曲線乗り心地の面での限界速度の 140km/h で走行する場合を示す。全 4 輪軸の内軌側輪重を図 7(a) および (b) に示すが、数回に渡り目安となる輪重の値を下回ることが確認できる。この時の 1 軸と 4 軸の車輪 - レール接触点の上下方向変位を図 7(c) に示す。これは

正の値が車輪の浮き上がりを意味するが、値が 0 を超える箇所は存在しない。このことから、輪重減少率の目安を満たす速度であれば、単発的に大きな輪重減少が発生しても、車輪の浮き上がりは起こらないと考えられる。

### 5. 静的解析の精度向上

曲線通過解析としては複雑なシミュレーションによる手法に対し、比較的簡便な手法として静的解析が一般に用いられる。本研究で解析した三つのパラメータのうち、円曲線内での定常値である左右定常加速度  $\alpha_h$  と内軌側輪重  $P_m$  については、車両全体を剛体とみなした場合、下記の式(2)、(3)による静的解析が用いられる。なお、式(3)は國枝の式<sup>4)</sup>の超過遠心力項を変形し、 $P_m$  を求める形にしたものである。

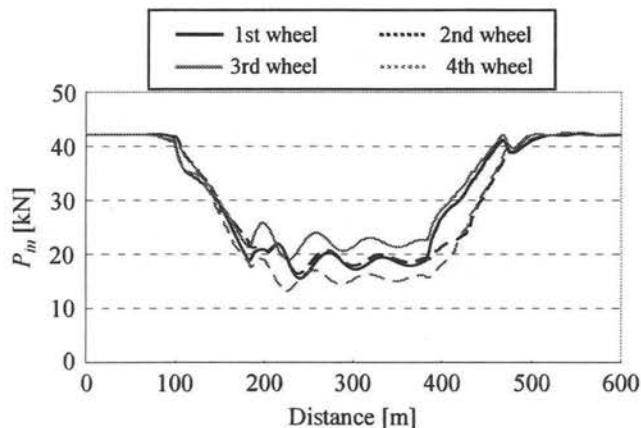
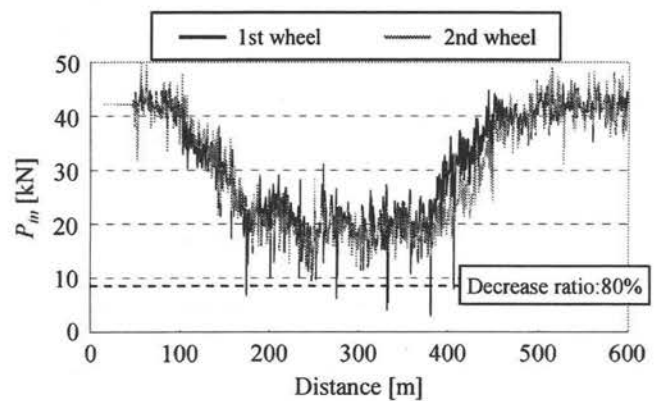
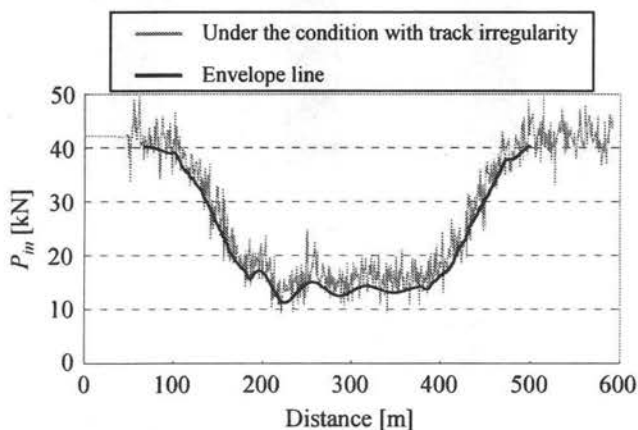


Fig.4 Inner wheel load ; R500, V=130km/h, tilt angle 7 degrees



(a) Inner wheel load of front bogie



(b) Inner wheel load of rear bogie

Fig.5 Inner wheel load of 4th wheel under the condition with track irregularity ; R500, V=130km/h, tilt angle 7 degrees

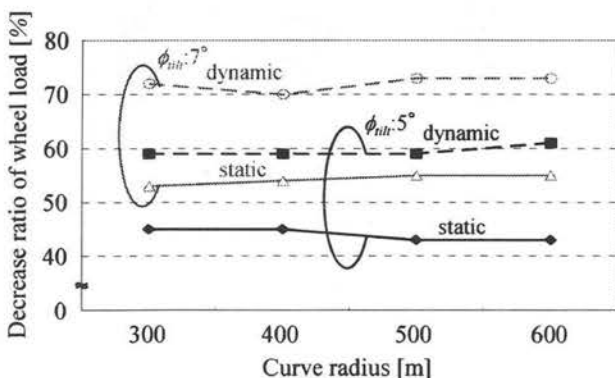
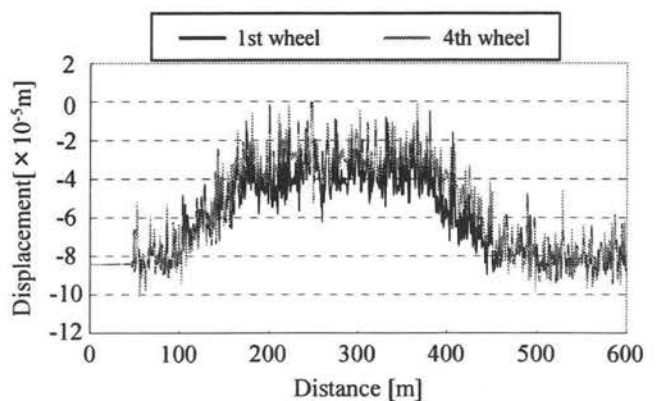


Fig.6 Static and dynamic decrease ratio of wheel load when running at allowable speeds based on the parameters on ride comfort



(c) Vertical displacement of contact point between wheel and rail of 1st and 4th inner wheel

Fig.7 Example curving performance ; R600, V=140km/h, tilt angle 7 degrees

る。ところが実際には、軸ばねおよび空気ばねのたわみや振り子動作による車体重心の移動により、これらの式による算出値とシミュレーション結果の間には誤差が生じる。このように静的解析では実態との対応が十分に取れない場合があるため、ここではこれらの式による静的解析と SIMPACK によるシミュレーションの結果の比較を行い、静的解析の精度を改善する方法について述べる。

$$\alpha_h = \frac{v^2}{R} - \frac{C}{G} - \phi_{ult} g \quad \dots(2)$$

$$P_{in} = \frac{1}{2G} \left\{ (m_T + m_B) \frac{G}{2} - (m_T + m_B) h_G^* \left( \frac{v^2}{Rg} - \frac{C}{G} \right) \right\} g \quad \dots(3)$$

ここで、 $v$ は速度(秒速)、 $G$ は軌間、 $m_T$ は輪軸を含む台車質量、 $m_B$ は半車体質量、 $h_G^*$ は車両有効重心高さである。

**5.1 左右定常加速度** 空気ばね式車体傾斜車両に対して、ばね変位による車体ロールを考慮するために車体傾斜係数を用いる方法が提案されている<sup>5)</sup>。本研究ではこれを振り子梁式車体傾斜車両に応用する。車体傾斜係数を $\beta_\alpha$ として式(2)の右辺に乘じ、次式のように表す。

$$\alpha_h = \beta_\alpha \left( \frac{v^2}{R} - \frac{C}{G} - \phi_{ult} g \right) \quad \dots(4)$$

例えば半径 300m、振り子角  $5^\circ$ 、速度 95km/h の場合、両者の比を求めると $\beta_\alpha=1.12$  が得られる。この値を式(4)に適用して半径 400m~600m の曲線で、表 2 に示す曲線乗り心地の面での限界速度で解析を行い、シミュレーション結果と比較したものを図 8(a)に示す。いずれの条件でも両者の結果がほぼ一致しているのが確認される。

**5.2 内軌側輪重** 振り子動作による車体重心の左右変位を考慮するため、式(3)を車体部分と台車部分に分けてモーメント計算をすると次式のようになる。

$$P_{in} = \frac{1}{2G} \left\{ m_T \frac{G}{2} + m_B \left( \frac{G}{2} - h_0 \phi_{ult} \right) \right\} - (m_T h_{GT} + m_B h_{GB}) \left( \frac{v^2}{Rg} - \frac{C}{G} \right) g \quad \dots(5)$$

ここで、 $h_0$ は振り子回転中心 - 車体重心間距離、 $h_{GT}$ は台車重心高さ、 $h_{GB}$ は車体重心高さであり、 $h_0 \phi_{ult}$ が車体重心の左右変位を表す。さらに、空気ばねのたわみによる車体重心の移動も考慮するために、式(5)の $h_{GB}$ に車体重心高さ係数として $\beta_h$ を乗じた次式を提案する。

$$P_{in} = \frac{1}{2G} \left\{ m_T \frac{G}{2} + m_B \left( \frac{G}{2} - h_0 \phi_{ult} \right) \right\} - (m_T h_{GT} + m_B \beta_h h_{GB}) \left( \frac{v^2}{Rg} - \frac{C}{G} \right) g \quad \dots(6)$$

前節と同様の条件例において、式(5)による算出値とシミュレーション結果の比較から $\beta_h$ は 1.13 となる。これを式(6)に適用して、同じく半径 400m~600m で求めた静的解析の結果と、シミュレーション結果の比較を図 8(b)に示す。ここでも両者の結果はほぼ一致している。

## 6. まとめ

SIMPACK を用いた振り子車両の曲線通過シミュレーションにより、以下のことが示された。

- (1) 振り子角が  $5^\circ$  および  $7^\circ$  の車両では、曲線乗り心地の面での限界速度で走行する場合、輪重減少率は安全目安の範囲内となる。
- (2) 曲線を高速通過する際に、軌道不整の影響により内軌側輪重が瞬間的に大きく減少することがあるが、輪重

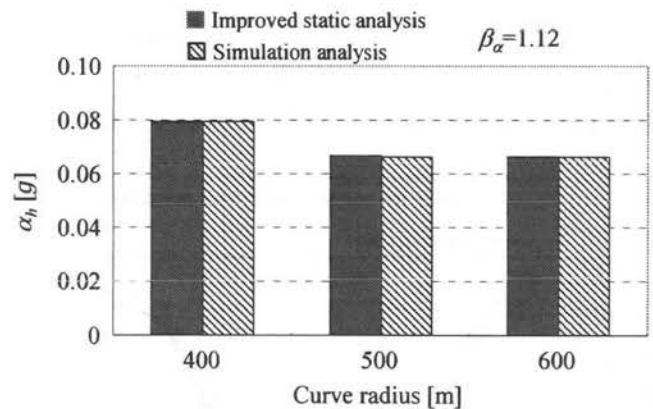
減少率の目安を満たす速度であれば車輪の浮き上がりは発生しない。

また、シミュレーションと静的解析で得られた結果の比較をすることにより、以下が示された。

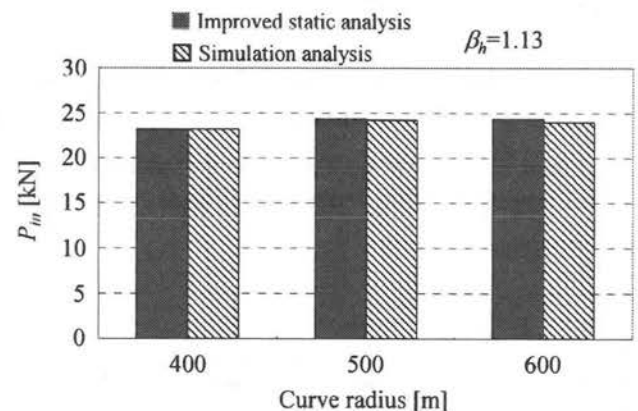
- (3) ひとつの曲線条件での解析結果の比較から求めた車体傾斜係数および車体重心高さ係数は、他の条件での静的解析の精度向上にも利用可能であり、曲線通過解析の効率化が期待できる。

## 参 考 文 献

- 1) G. SCHUPP ほか 3 名, The Manchester benchmarks for rail vehicle simulation, Vehicle System Dynamics, Supplement to 31, pp.101-118, 1999.
- 2) 鉄道総合技術研究所編, 在来鉄道運転速度向上試験マニュアル・解説, p.45 研友社, 1993.
- 3) 國枝正春, 鉄道車両の転ぶくに関する力学的解析, 鉄道技術研究報告, pp. 2-3, 1972.
- 4) 文献 3) の pp. 5-8
- 5) 坂上啓, 高速鉄道の曲線通過速度向上と乗り心地評価法に関する研究, 博士学位論文, pp. 93-95, 2007.



(a) Steady lateral acceleration



(b) Steady value of inner wheel load

Fig.8 Comparison of improved static analysis and simulation analysis using SIMPACK