

鉄道の独立回転車輪台車の操舵角制御による走行安定性向上の研究

(曲線通過時の走行特性について)

○ [機] 野口 誠 (明星大学大学院)

[機] 宮本 昌幸 (明星大学)

Study on the Stabilization of Railway Vehicles with independently Rotating Wheels
by Control of Steering on Wheelset
(About the curving characteristics)

○ Makoto Noguchi (Meisei University graduate school)

Masayuki Miyamoto (Meisei University)

Some experimental and theoretical investigations were carried out to stabilize the dynamic motions of a vehicle with independent rotating wheels by control of steering on wheels. Scale model (about 1/8) of independently rotating 4 wheels truck with drive motors was made. The wheels steering angle was controlled by actuator using a personal computer with the information of lateral displacement of the truck. Equations of motion were derived and simulation was performed. In the experiment, the change in the curving characteristics by the difference of the control rule is described. And, some simulations results were shown with the considerations of influence of control parameters.

キーワード : 鉄道車両, 操舵角制御, 模型実験, シミュレーション

Key Words : Railway Vehicle, Steering Control, Scale Model Experiment, Simulation

1. 目的

独立回転車輪台車の操舵角制御による走行安定性の向上を図る研究を, 模型実験, 計算機シミュレーションの両面から進めてきている。

模型実験に関しては, 直線軌道において, 前後輪ともに操舵角制御を行った場合の走行実験, シミュレーションを行い, 前後輪操舵で台車ヨーイング角を考慮した制御則が最も安定するという結果を報告した¹⁾。さらに, 目標操舵角算出に微分要素を加えることにより, 位相を進め, 前輪のみ操舵角制御する制御則において, オーバーシュート量が減少することを確認した²⁾。シミュレーションに関しては, 前後, 左右のクリープ係数を異なるものとして, 独立回転車輪特有の前後クリープ力が生じないことを考慮し, 操舵用

アクチュエータの移動速度を考慮した時間遅れの影響を定式化し¹⁾, 模型実験に対応したシミュレーションを行った。その結果, 定量的には一致しないものの, 模型実験と同様の傾向を示した²⁾。以上の報告を踏まえ, 今回は曲線軌道において模型台車による走行実験と, 走行実験に対応したシミュレーションを行い, 制御方法の違いによる走行特性について述べる。

2. 実験装置

2.1 実験軌道

実験軌道は軌間 128 mm, 全長約 10m のアルミレールである。今までの直線部に加え, 曲線部を新たに設置した。曲線部は曲線半径 5m, 円周角 90deg である。カント, スラック, 緩和曲線は設けていない。レール側部には測定基準面

となる反射板をレールに対して平行に設置した。

2.2 模型台車概要

模型台車は、前報と同様の台車を用い、各車輪が駆動用モータにより直接駆動されており、4 輪独立に駆動する。今回、各駆動用モータには、曲線開始位置の検知に用いるエンコーダを取り付けた。4 輪独立に駆動力制御を行うことが可能だが、各駆動用モータともに同一電圧を与えている。模型台車を Fig.1 に示す。また、前 2 輪、後 2 輪はそれぞれリニアアクチュエータで独立に操舵角制御が可能である。操舵角制御用のアクチュエータは台車端部に取り付けられ、操舵用リンクを介して左右それぞれの車輪、リンク系の端部を同時に移動させることで車輪を操舵する (Fig.2 参照)。

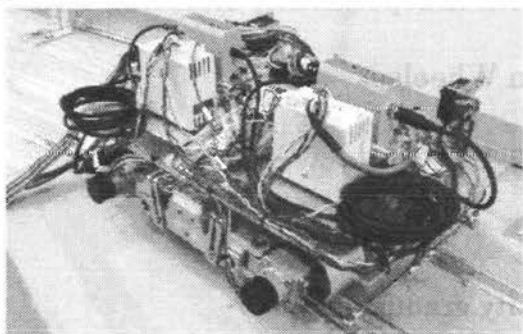


Fig.1 Experiment bogie

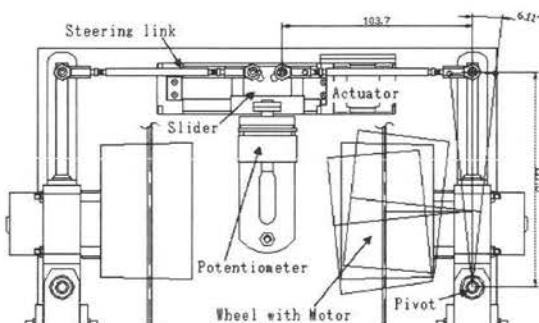


Fig.2 Steering link

3. 模型実験結果

模型実験は曲線進入前に直線部を 2m 走行し、その後曲線部 7.8m を走行した。走行速度は 0.4m/s とした。操舵角制御は、前輪のみ操舵する場合と前後輪を操舵する場合について行い、制御方法による走行特性の変化を調べた。

3.1 前輪制御則

この制御則は前輪のみ操舵する制御則である。実験結果を Fig.3 に示す。目標操舵角は式 (1) のように、前輪の左右変位に比例ゲインをかけることで求める。

$$\psi_f = -\alpha y_f - \theta \quad (1)$$

ここで、 ψ_f は前輪目標操舵角、 α は比例ゲイン、 y_f は前輪左右変位、 θ は曲線部におけるアタック角の補正值である。比例ゲインは予備実験において最も特性がよい値を

用い、 $\alpha=1.30\text{rad/m}$ である。 θ は式 (2) より求め、 $\theta=0.026\text{rad}$ である。

$$\theta = l/R \quad (2)$$

ここで、 l は軸距の半分 (0.13m)、 R は曲線半径 (5m) である。直線部では $\theta=0\text{rad}$ 、曲線部では $\theta=0.026\text{rad}$ となるように、制御プログラムを作成し、位置検知はエンコーダからの信号を積分することで走行距離を求め、曲線部より 0.12m 前方で曲線部用の操舵 ($\theta=0.026\text{rad}$ とする) を開始している。0.12m という値は、予備実験で求めた値であり、この値の大小により以後の運動特性が変化する。

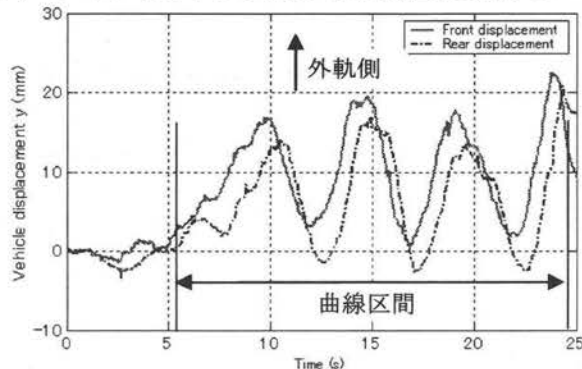


Fig.3 Experiment result (Control law Front steer)
($\alpha=1.30\text{rad/m}$, $V=0.4\text{m/s}$)

Fig.3 において、曲線部で前輪左右変位、後輪左右変位ともに外軌側に最大で約 20 mm 変位し、振動的な走行特性を示した。図中の曲線区間とは、前軸が曲線部に入し、後軸が曲線部を出るまでに走行した区間を表す。25 秒で完全に曲線外に出たため、走行を中止した。このような走行特性を示した原因として、目標操舵角の算出が前述のように左右変位のみ考慮し、台車の旋回角変位を考慮していないので、旋回角変位の値によっては適切な操舵角とはなっていない可能性が考えられる。また、後輪側は、一切操舵していないので、後輪は常に台車に対して操舵角 0 となり、曲線部において、後輪が旋回角変位の値によっては、台車を外に押し出すような役割をしている可能性が考えられる。

3.2 前後輪制御則

この制御則は前後輪を操舵する制御則である。実験結果を Fig.4 に示す。前輪の目標操舵角は、前輪制御則における目標操舵角 (式 (1) 参照) と同様である。後輪の目標操舵角は、式 (3) のように、後輪の左右変位に比例ゲインをかけることで求める。比例ゲインは前輪制御則と同様に $\alpha=1.30\text{rad/m}$ である。

$$\psi_r = -\alpha y_r + \theta \quad (3)$$

ここで、 ψ_r は後輪目標操舵角、 y_r は後輪左右変位である。Fig.4 において、曲線部で前輪が 10 mm 外軌側に変位し、後輪が前輪に追従するように走行し、その後、軌道中心付近を走行した。前輪制御則と比較すると、振動振幅が小さ

く、非振動的な走行特性を示している。このような走行特性を示した原因として、後輪も操舵することにより後輪側が振られず、前輪制御則と比較して安定的な走行特性を示した可能性が考えられる。

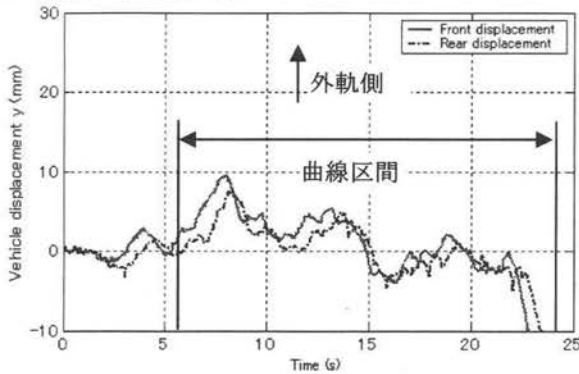


Fig. 4 Experiment result
(Control law Front and Rear steer)
($\alpha=1.30\text{rad/m}$, $V=0.4\text{m/s}$)

4. シミュレーション

前輪のみ操舵する前輪制御則 (Fig.3 に対応) と、前後輪操舵する前後輪制御則 (Fig.4 に対応) について、曲線走行模型実験に対応したシミュレーションを行った。シミュレーションモデルを Fig.5 に示す。曲線走行シミュレーションを行うため、以下の項目を新たに考慮した。

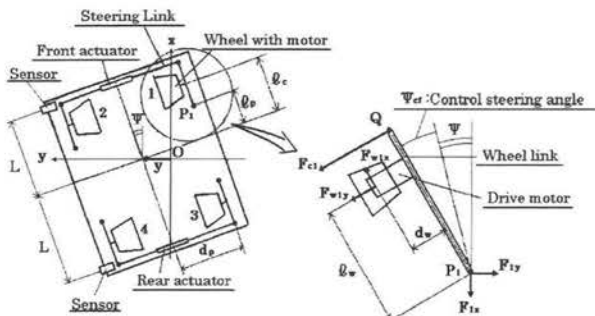


Fig. 5 Simulation Model

4.1 曲線走行実験に対応するために新たに考慮した項目

(1) 非線形クリープ力の考慮

曲線走行では、アタック角が大きくなり、左右クリープ力が飽和する可能性が考えられるため、Levi-Chartet のモデルを用い、クリープ力の非線形性を考慮した。線形の前後クリープ力 T_1 と左右クリープ力 T_2 の合力 F_R' とクリープ力の飽和特性を考慮した非線形クリープ力の合力 F_R との関係は式 (4) のように与えられる。

$$F_R = \frac{F_R'}{\left\{1 + (F_R'/\mu N)^\beta\right\}^{1/\beta}} = F_R' \cdot \varepsilon \quad (4)$$

ここで、 μ は摩擦係数 ($\mu=0.3$) であり、 $\beta=0.2$ とした。この ε を用いて非線形前後、左右クリープ係数は式 (5) のように与える。

$$T_{1N} = T_1 \cdot \varepsilon, \quad T_{2N} = T_2 \cdot \varepsilon \quad (5)$$

(2) アタック角の補正値の考慮

前述の曲線部におけるアタック角の補正値 θ を目標操舵角、左右クリープ力の算出に考慮し、模型実験と同様に $\theta=0.026\text{rad}$ とした。

(3) 遠心力の考慮

曲線部走行時に生じる遠心力を考慮した。また、シミュレーションでは曲線前に 0.2m の緩和曲線を考慮した。

4.2 運動方程式

用いる記号を以下に示す。その他の記号、寸法関係は Table.1 に示す。

y, ψ : 台車中心左右変位, 台車中心ヨーイング角

ψ_{cf}, ψ_{cr} : 前輪, 後輪操舵角度

M : 台車質量 (kg)

m : 車輪・リンク系質量 (kg)

I : 台車慣性モーメント (kg m^2)

i : 車輪・リンク系のピボット P 周りの慣性半径 (m)

κ_x : 前後クリープ係数 (N)

κ_y : 左右クリープ係数 (N)

γ : 車輪踏面勾配 (—)

r_0 : 中立位置での車輪半径 (m)

α : 操舵角制御比例ゲイン (rad/m)

θ : 曲線におけるアタック角の補正 (rad)

ε_i : 飽和特性係数 (—) ($i=1\sim4$)

台車の左右、旋回方向の運動方程式は以下の式 (6)、式 (7) で表される。

$$(M+4m)\ddot{y} = \begin{bmatrix} 0 \\ \kappa_y \left(\sum_{i=1}^4 \varepsilon_i \right) \\ \kappa_y (\varepsilon_1 + \varepsilon_2) \\ \kappa_y (\varepsilon_3 + \varepsilon_4) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ \psi \\ \psi_{cf} \\ \psi_{cr} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{\kappa_y}{V} \left(\sum_{i=1}^4 \varepsilon_i \right) \\ -\frac{\kappa_y (l_p + l_w)}{V} (\varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \\ -\frac{\kappa_y l_w}{V} (\varepsilon_1 + \varepsilon_2) \\ \frac{\kappa_y l_w}{V} (\varepsilon_3 + \varepsilon_4) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{\psi} \\ \dot{\psi}_{cf} \\ \dot{\psi}_{cr} \end{bmatrix} + (M+4m) \frac{V^2}{R} \quad (6)$$

$$I\ddot{\psi} = \begin{bmatrix} -\frac{\kappa_x}{r_0} (d_p - d_w) \left(\sum_{i=1}^4 \varepsilon_i \right) \gamma \\ -\frac{\kappa_x (l_p + l_w)}{r_0} (d_p - d_w) + \kappa_y (l_p + l_w) \end{bmatrix} (\varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \begin{bmatrix} y \\ \psi \\ \psi_{cf} \\ \psi_{cr} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{\kappa_x l_w \gamma}{r_0} (d_p - d_w) + \kappa_y (l_p + l_w) \end{bmatrix} (\varepsilon_1 + \varepsilon_2) + \begin{bmatrix} \frac{\kappa_x l_w \gamma}{r_0} (d_p - d_w) - \kappa_y (l_p + l_w) \end{bmatrix} (\varepsilon_3 + \varepsilon_4) \begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{\psi} \\ \dot{\psi}_{cf} \\ \dot{\psi}_{cr} \end{bmatrix} + \frac{\kappa_x d (d_p - d_w)}{R} \sum_{i=1}^4 \varepsilon_i \begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{\psi} \\ \dot{\psi}_{cf} \\ \dot{\psi}_{cr} \end{bmatrix} + \kappa_y \{ \theta_f (\varepsilon_1 + \varepsilon_2) + \theta_r (\varepsilon_3 + \varepsilon_4) \} (l_p + l_w) \quad (7)$$

前輪制御則の操舵角関数は,

$$T^2 \ddot{\psi}_{cf} + \tau \dot{\psi}_{cf} + \psi_{cf} = -\alpha(y + L\psi) - \theta \quad (8)$$

$$T^2 \ddot{\psi}_{cr} + \tau \dot{\psi}_{cr} + \psi_{cr} = 0 \quad (9)$$

前後輪制御則の操舵角関数は,

$$T^2 \ddot{\psi}_{cf} + \tau \dot{\psi}_{cf} + \psi_{cf} = -\alpha(y + L\psi) - \theta \quad (10)$$

$$T^2 \ddot{\psi}_{cr} + \tau \dot{\psi}_{cr} + \psi_{cr} = -\alpha(y - L\psi) + \theta \quad (11)$$

この連立 2 階微分方程式を 1 階の微分方程式に変換し, MATLAB を用いて, これらの式を基にシミュレーションを行った. 計算に使用した値を Table.1 に示す.

Table.1 Parameter of model

κ_s	前後クリープ係数	0	N
κ_r	左右クリープ係数	400	N
I	慣性モーメント	0.1532	kgm ²
l_w	(Fig.7参照)	0.04	m
l_p	(Fig.7参照)	0.09	m
m	車輪の質量	0.16	kg
M_s	台車の総質量	7.89	kg
V	走行速度	0.4	m/s
d_w	(Fig.7参照)	0.04	m
d_p	(Fig.7参照)	0.12	m
r_g	中立位置での車輪半径	0.037	m
γ	車輪路面勾配	0.05	—
L	(Fig.7参照)	0.13	m
R	曲線半径	5	m
θ	アタック角の補正值	0.026	rad

4.2 シミュレーション結果

前輪制御則についてのシミュレーション結果を Fig.6 に示す. パラメータは走行実験と同じ値であり, 操舵遅れ τ は予備実験よりパラメータを同定し, $\tau=0.16$ s とした. Fig.6 において, 曲線部で前輪が外軌側に最大 30 mm 変位し, その後, 前輪側は約 20 mm の偏差を生じ, 振動的な走行特性を示す結果となった. 走行実験 (Fig.3) と比較すると, 外軌側に変位し, 振動的な走行特性を示す傾向は一致するが, 変位量が定量的に一致しない結果となった. 実験とシミュレーションでは以下の点が異なる. 実験では各車輪は前述のように, 駆動用モータにより駆動されているが, シミュレーションではモータによる各車輪の駆動力を考慮していない点, 実験では緩和曲線を設置していないが, シミュレーションでは, 緩和曲線を考慮している点等が異なる. 今後は, 実験軌道に緩和曲線を設置する, シミュレーションにおいて, モータの特性を考慮した駆動モデルを導入することも検討していく予定である.

前後輪制御則についてのシミュレーション結果を Fig.7 に示す. パラメータ, 操舵遅れ τ は前輪制御則と同様の値を用いている. Fig.7 において, 曲線部で前輪が 6 mm 外軌側に変位し, その後, 軌道中心に収束する結果となった. 走行実験 (Fig.4) と比較すると, 外軌側に変位し, 前輪制御則と比較して非振動的な走行特性を示す傾向は一致するが, 変位量が定量的に一致しない結果となった. シミュレーションでも走行実験と同様に, 前輪のみ操舵角制御する場合と比較して, 前後輪を操舵角制御することで, より安定した走行特性を示す結果となった.

5. まとめ

実験では, 曲線軌道において, 前輪制御則, 前後輪制御則で走行実験を行い, 前輪のみ操舵角制御する場合と比較して, 前後輪を操舵角制御することで, より安定した走行特性を示す結果となった.

シミュレーションでは, 走行実験に対応したシミュレーションを行い, 走行実験と同様に, 前後輪を操舵角制御することで, より安定した走行特性を示す結果となった. 走行実験とシミュレーションを比較すると, 走行特性は一致したが, 変位量が定量的に一致しない結果となった. 実験とシミュレーションでは, 緩和曲線の有無, 各車輪の駆動用モータによる駆動力の有無が異なり, 今後は緩和曲線の導入, 駆動モデルを導入することも検討していく予定である. また, 台車旋回角変位を考慮した制御則での実験, シミュレーション, パラメータの同定, モデル化の深度化を行いたい.

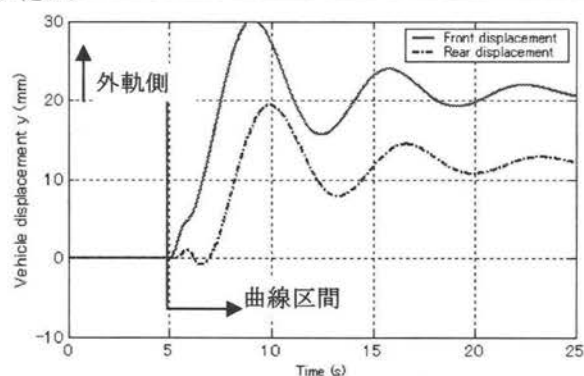


Fig.6 Simulation result (Control law Front steer)

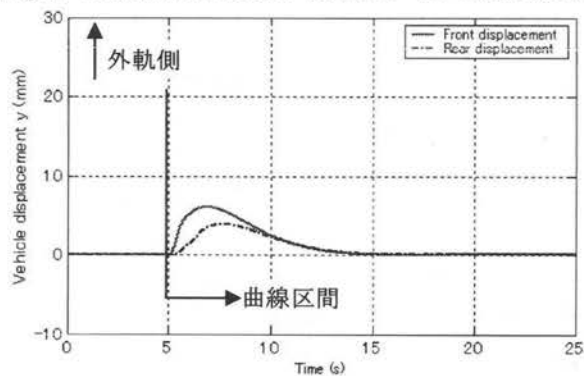


Fig.7 Simulation result
(Control law Front and Rear steer)

参考文献

- 1) 保田秀彬, 宮本昌幸: 鉄道の独立回転車輪台車の操舵角制御による走行安定性向上の研究 (前後輪操舵の場合), 日本機械学会第 14 回交通・物流部門大会講演論文集, pp.181-184, 2005.
- 2) 野口誠, 宮本昌幸, 萩原圭: 鉄道の独立回転車輪台車の操舵角制御による走行安定性向上の研究 (目標操舵角算出に微分要素を考慮した場合), 第 14 回鉄道技術連合シンポジウム, pp.655-658, 2007.