

輪軸挙動に基づく鉄道車両のアクティブ操舵に関する基礎的検討*

谷藤克也*¹, 佐藤 司*²Basic Study on Active Steering of Railway Vehicle
Based on Wheelset MotionKatsuya TANIFUJI*³ and Tsukasa SATO*³ Niigata University, Dept. of Mechanical Engineering,
8050 Ikarashi 2-nocho, Niigata, Niigata, 950-2181 Japan

In order to reduce the lateral force between wheel and rail during curve negotiation of rail vehicle, some kinds of bogie truck with actively steered wheelsets have been investigated. This paper deals with a basic study about the actively steered truck, which employs a control law based on the self-steering ability of wheelset, measuring the relative yaw angle between the wheelset and the bogie frame. However, this control law helps not only the steering performance, but also the occurrence of running instability. Therefore, two methods are proposed to improve the stability. One is the method that adds the wheelset lateral velocity as the feedback state, and the latter is the one that gives some time lag to the control moment. Both methods are proved to be effective for the stabilization. Here, the latter is more practical because it does not need further measurement. Then, it is also confirmed that the control lag of the latter method does not deteriorate the steering performance under the practical curving condition with track irregularities considering the dynamic characteristics of electro-mechanical actuator.

Key Words: Railway, Forced Vibration, Stability, Curve Negotiation, Active Steering

1. はじめに

小曲線が多い在来鉄道で到達時分を短縮するため、曲線区間の速度向上が図られている。そこでは、曲線通過時の乗り心地を損なわないよう振り子式車両が採用されており、車体傾斜制御の進展によって、今後のさらなる速度向上が期待される。

一方、高速で曲線を通ると、外軌レールと車輪の間に作用する横圧が増大し、レールおよび車輪フランジの摩耗、さらには軌道破壊が懸念される。このような曲線での横圧低減を目的として、様々な操舵性台車の開発が行われている^{(1)~(3)}。近年では、操舵性能を向上し、機構の複雑さを避ける等のため、アクティブな操舵方式の検討も報告されている^{(4)~(6)}。それらの中で、Goodallらは、輪軸の自己操舵力に関わる縦クリープ力に基づいて、言い換えれば、輪軸挙動に基づいて操舵する制御方式について提案

し、その有効性を報告した⁽⁶⁾。これは、車体・台車枠間の相対ヨー角(ボギー角)に基づく制御方式に比べ、緩和曲線および反向曲線で操舵性能を改善することが期待される方式である。ただし、この方式は輪軸の蛇行運動をも助長することになるため、輪軸のヨー速度に比例する力を左右動ヘフィードバックして走行安定性を維持する方法が付加された⁽⁷⁾。しかしながら、この安定化は制御工学的視点から提案されたものであり、現実的な車両で具体化することは困難なものと考えられる。

本報では、Goodallらが提案するような輪軸挙動に基づくアクティブ操舵方式について、実際的な条件で安定化を実現する、より現実的な制御法の可能性を検討する。はじめに、輪軸左右動速度を観測し、ヨーイングモーメントとしてフィードバックを追加する方法を取り上げる。次いで、輪軸の蛇行運動周期に着目し、制御力に時間遅れを与えることによって輪軸の安定性を向上させる方法を提案する。これは、新たな観測を必要としない、より実現性のある方法と考えられる。また、一般の車両で測定が困難な縦クリープ力に代え、それによって生ずる台車

* 原稿受付 2000年3月6日。

*¹ 正員, 新潟大学工学部(〒950-2181 新潟市五十嵐2の町8050)。*² 学生員, 新潟大学大学院。

E-mail: tanifuji@eng.niigata-u.ac.jp

枠・輪軸間の相対ヨー角を観測量とする。本制御方式による操舵性能と走行安定性は、軌道不整の存在する曲線条件の下で数値シミュレーションによって検証される。

おもな記号

- y_B, y_{Tn}, y_{Wi} : 左右動変位 (添字 B, T, W はそれぞれ車体, 台車枠, 輪軸を表し, n は台車枠番号 1, 2, i は輪軸番号 1~4 を表す。以下も同様である。)
- $\psi_B, \psi_{Tn}, \psi_{Wi}$: ヨー角変位
- $\phi_B, \phi_{Tn}, \phi_{Wi}$: ロール角変位
- x_{dn} : ヨーダンパのピストン変位量
- y_{Ri} : 各輪軸位置における軌道狂い
- ψ_{WTi} : 輪軸・台車枠相対ヨー角
- m_B, m_T, m_W : 質量
- $J_{T\psi}, J_{W\psi}$: ヨー方向の慣性モーメント
- $2l_T, 2a$: 台車中心間距離, 台車輪軸間距離
- $2b$: 車輪・レール間接触点の左右間隔
- $2b_1, 2b_2, 2b_d$: 軸ばね, 枕ばね, ヨーダンパの左右間隔
- b_F : 輪軸中心からフランジ接触点までの距離
- k_{wx}, k_{wy} : 軸箱前後及び左右支持剛性
- k_{2x} : 枕ばねの前後剛性
- c_d, k_d : ヨーダンパの減衰係数, 取付けゴム剛性
- k_R : レールの有効横剛性
- V, v : 車両走行速度 (時速および秒速)
- r, γ : 車輪の転動半径, 踏面こう配
- δ, α : フランジの遊間, 角度
- μ : 車輪・レール間の摩擦係数
- f_{1N}, f_{2N} : 非線形の縦および横クリープ係数
- M_{wyi}, T_{wyi} : クリープによるヨー方向のモーメント, 横方向の作用力
- F_{Ri}, F_{Fi} : レール反力, フランジ摩擦力
- F_{CB}, F_{CTn}, F_{CWi} : カントを考慮した, 車体, 台車枠, 輪軸に作用する遠心力
- R_B, R_{Tn}, R_{Wi} : 車体, 台車枠および輪軸の各位置における曲線半径
- C_B, C_{Tn}, C_{Wi} : 車体, 台車枠および輪軸の各位置におけるカント
- S_{Wi} : 各輪軸位置におけるスラック
- L : 緩和曲線の長さ
- K_i, K_{Si} : 輪軸・台車枠間相対ヨー角, 輪軸左右動速度に対するフィードバックゲイン
- S_1, S_2 : 輪軸および台車蛇行運動の波長
- τ_D : 制御モーメントの遅れ時間

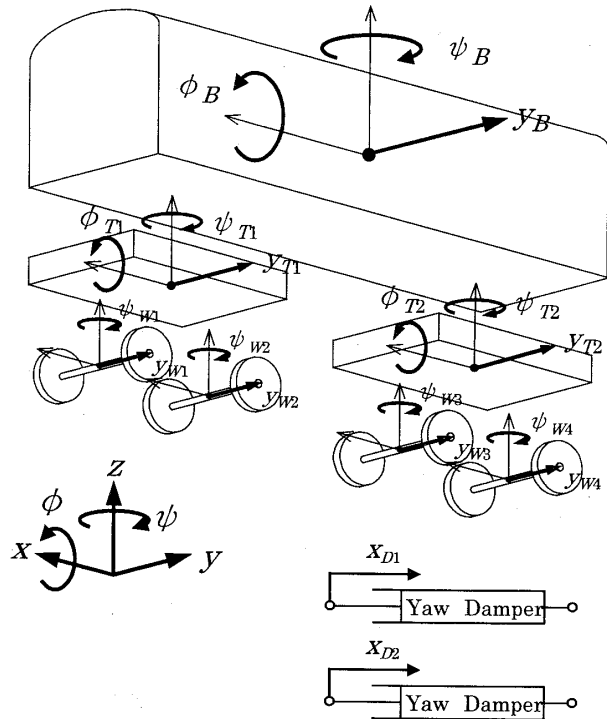


Fig. 1 Analytical model of full vehicle (17+2 degrees of freedom)

2. 解析モデル

2.1 車両モデル 本報で用いる車両モデルを図1に示す。これは、車体および前後の台車枠でそれぞれ左右動, ヨー, ロールの9自由度, 4本の輪軸でそれぞれ左右動, ヨーの8自由度を考慮した計17自由度の一般的な左右系一車両モデル⁽⁸⁾⁽⁹⁾である。本報で想定するボルスタレス台車は、ヨーダンパが取付け部のゴム剛性と直列に作用するものとする。これにより、前・後各台車それぞれのダンパ・ピストン変位が自由度として加わり、計19自由度のモデルとなっている。また、アクチュエータの特性を考慮する場合は、その自由度を付加することができる(付録参照)。

なお、数値シミュレーションでは各々の質量について軌道中心に沿った移動座標系を用いるため、曲線区間では、車体・台車枠間および台車枠・輪軸間の幾何学的相対ヨー角が考慮される。

2.2 作用力のモデル化 曲線走行中の車両に対しては、以下の力が作用する。

(1) 車輪・レール間のクリープ力 輪軸に作用する横クリープ力 T_{wyi} と縦クリープモーメント

M_{Wzi} は、急曲線に付設されるスラック S_{Wi} を考慮すると次式のように与えられる⁽⁶⁾。

$$T_{Wvi} = -2f_{2N} \left(\frac{\dot{y}_{Wi}}{V} - \psi_{Wi} \right) \quad \dots\dots\dots(1)$$

$$M_{Wzi} = -2f_{1N}b \left[\pm \frac{\gamma}{r} \left(y_{Wi} + \frac{1}{2}S_{Wi} + \frac{S_{Wi}}{2b} y_{Wi} + \frac{S_{Wi}^2}{2b} \right) + \frac{1}{V} \left(b + S_{Wi} + \frac{S_{Wi}^2}{2b} \right) \dot{\psi}_{Wi} \mp \frac{b + S_{Wi}}{R_{Wi}} \right] \quad \dots\dots\dots(2)$$

ここで、式(2)の右辺にある複号 ± および ∓ は、右回り曲線の場合に上号、左回り曲線の場合に下号を用いる。なお、クリープ力の飽和特性は、Levi-Chartet の式 (指数 1.5) ⁽⁸⁾ に従うものとする。

(2) レール反力 輪軸の左右変位 y_{Wi} がフランジ遊間 δ とスラック S_{Wi} からなる可動範囲を超えると、車輪フランジがレール側面に接触し、レール反力 F_{Ri} とフランジ摩擦力 F_{Fi} が発生する。ここで、スラックは内軌側に付設される。レール反力は、次式で与えられる。

(a) 右回り曲線

$$\begin{aligned} F_{Ri} &= -k_R(y_{Wi} - \delta - y_{Ri}) & : y_{Wi} > \delta + y_{Ri} \\ F_{Ri} &= k_R(y_{Wi} + \delta + S_{Wi} - y_{Ri}) & : y_{Wi} < -\delta - S_{Wi} + y_{Ri} \\ F_{Ri} &= 0 & : -\delta - S_{Wi} + y_{Ri} \leq y_{Wi} \leq \delta + y_{Ri} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots(3)$$

(b) 左回り曲線

$$\begin{aligned} F_{Ri} &= -k_R(y_{Wi} - \delta - S_{Wi} - y_{Ri}) & : y_{Wi} > \delta + S_{Wi} + y_{Ri} \\ F_{Ri} &= k_R(y_{Wi} + \delta - y_{Ri}) & : y_{Wi} < -\delta + y_{Ri} \\ F_{Ri} &= 0 & : -\delta + y_{Ri} \leq y_{Wi} \leq \delta + S_{Wi} + y_{Ri} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots(4)$$

また、フランジ摩擦力 F_{Fi} は、フランジ角度を α とし、次式で与えられる。

$$F_{Fi} = \pm \mu |F_{Ri}| \sin \alpha \quad \dots\dots\dots(5)$$

ここで、右辺中の複号 ± は、右回り曲線の場合に上号、左回り曲線の場合に下号を用いる。

(3) 超過遠心力 車体、台車枠および輪軸の各質量には遠心力が曲線外方に、レールのカントによる重力の軌道平面方向の力が曲線内方に作用する。超過遠心力は、それらの合力として次式で与えられる。 g は重力加速度を表す。

$$\left. \begin{aligned} F_{CB} &= \frac{m_B V^2}{R_B} - \frac{m_B g C_B}{G} \\ F_{CTn} &= \frac{m_T V^2}{R_{Tn}} - \frac{m_T g C_{Tn}}{G} \\ F_{CW_i} &= \frac{m_W V^2}{R_{W_i}} - \frac{m_W g C_{W_i}}{G} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots(6)$$

3. 操舵方式

3.1 踏面こう配と縦クリープモーメント

一般に鉄道の車輪軸は、車輪踏面のこう配により自己操舵性を得ている。本操舵方式では、この自己操舵力を補強するような制御力が加えられる。しかし、実際の輪軸は車輪フランジによって左右動の変位が制限されるため、全ての曲線半径にわたって自己操舵性を確保することができない。このような自己操舵性能に寄与する縦クリープモーメントと曲線半径の関係を表したのが図2である。これは、車輪踏面こう配 γ をパラメータとし、フランジ遊間 $\delta = 6.0$ mm の条件で、輪軸が左回り曲線で外軌側に最大まで変位したときに、縦クリープモーメントの作用する方向を表している。この縦クリープモーメントは、式(2)において、定常状態 $y_w = -\delta$ 、 $\psi_w = 0$ を仮定して求めたものである。縦軸の縦クリープモーメントの値が正であれば自己操舵の向きに、負であれば逆向きにモーメントが作用することを意味する。なお、クリープモーメントが途中で不連続になっているのは、その曲線半径を境にスラックの設定量が変わるためである (図5参照)。

踏面こう配が 1/20 である在来線車両の正規円すい車輪の場合、半径約 850 m 以下の曲線でモーメントが操舵方向の反対を向いている。そこでは、縦クリープモーメントを補強するような制御の場合、操舵効果が失われることになる。そこで、以下の検討においては、約 200 m 以上の曲線半径で自己操舵性が期待される踏面こう配 $\gamma = 1/10$ の車輪を基本として用いる。

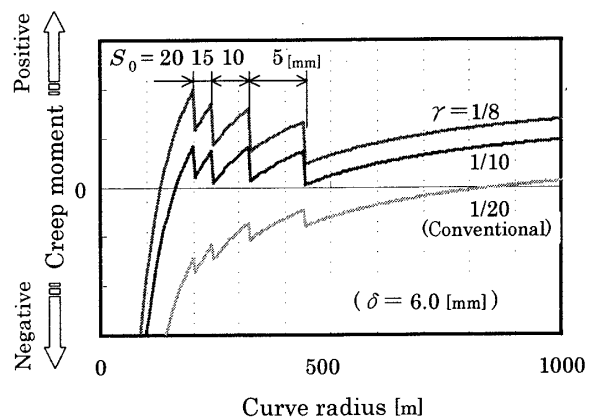


Fig. 2 Effect of wheel tread conicity on the relation between longitudinal creep moment and curve radius

3.2 制御則 3.1 節で述べたように、本操舵方式では車輪に作用する縦クリープモーメントの観測を必要とする。しかし、通常車輪で縦クリープモーメントを観測することは困難である。そこで、輪軸の自己操舵力が関連する輪軸・台車枠間の相対ヨー角 ψ_{WT_i} を観測して縦クリープモーメントに代えることを考える。単純な比例制御に基づく制御則は次式で表される。

$$M_{Ci} = K_i \times \psi_{WT_i} \quad \dots\dots\dots(7)$$

ここで、 M_{Ci} は*i* 輪軸に外力として加えられる制御モーメント、 K_i は比例ゲインである。なお、制御する輪軸は各台車の前輪($n=1$ で $i=1$, $n=2$ で $i=3$)のみとする。その理由は、各台車の後軸($i=2, 4$)では横圧の増加が小さい⁽⁶⁾ことによる。なお、ゲイン K_i は後述する 5.1 節の方法によって決定する。制御出力 M_{Ci} がある場合の台車枠ヨー、輪軸ヨーの運動方程式は、それぞれ式(8)、(9)のように変更される。

$$\begin{aligned} J_{T\psi} \ddot{\psi}_{Tn} - 2(k_{2x} b_2^2 + k_d b_d^2) (\psi_B - \psi_{Tn} \pm l_T / R_{Tn}) \\ + 2k_d b_d x_{dn} + 2k_{wx} b_1^2 [2\psi_{Tn} - (\psi_{wi} - a/R_{wi}) \\ - (\psi_{w(i+1)} - a/R_{w(i+1)})] \\ + 2k_{wy} a (2a\psi_{Tn} - y_{wi} + y_{w(i+1)}) \\ = -M_{Ci} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots(8)$$

$$\begin{aligned} J_{W\psi} \ddot{\psi}_{wi} - 2k_{wx} b_1^2 [\psi_{Tn} - (\psi_{wi} \pm a/R_{wi})] \\ = M_{wi} \pm b_p F_{Fi} + M_{Ci} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots(9)$$

3.3 走行安定性の確保 前述のように、本操舵方式は輪軸の自己操舵力に比例する制御力をアクチュエータで補うものである。しかしながら、この方式は輪軸の蛇行運動を促進し、曲線出口や直線区間では走行安定性を低下させることにもなるため、何らかの安定性向上策が必要となる。Goodallらは、輪軸ヨー角速度に比例する力を左右動へフィードバックする手法の有効性を報告した⁽⁷⁾。しかし、現実

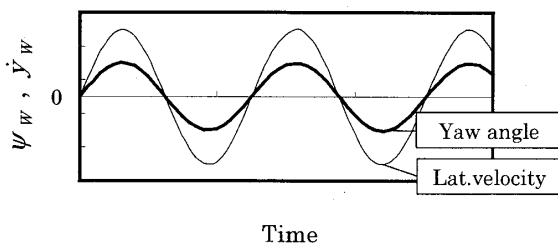


Fig. 3 Time history of yaw angle and lateral velocity of wheelset

に輪軸左右動に外力を加えるためには、新たにアクチュエータを必要とするだけでなく、その機構、スペース上の問題から具体化は困難であると考えられる。

本報では、安定性向上の第1の手法として、輪軸左右動速度 \dot{y}_{wi} をヨー角へのフィードバックに追加する方法を提案する(以下(a)方式と呼ぶ)。これは、図3に示すように、輪軸のヨー角度と左右動速度が同相で振動することを利用し、ヨー角に対する左右動速度の負のフィードバックにより安定化を図るものである。この制御則は次式によって表される。

$$M_{Ci} = K_i \times \psi_{WT_i} - K_{si} \times \dot{y}_{wi} \quad \dots\dots\dots(10)$$

ここで、 K_{si} は輪軸左右動速度に対するゲインである。式(7)に示した制御則に、安定性を向上させるための新たな観測量 \dot{y}_{wi} が追加されている。この安定化手法は、新たなアクチュエータを追加することなく、操舵用アクチュエータで安定性を向上させることをねらったものである。しかし、輪軸左右動速度 \dot{y}_{wi} を観測するためには、新たにセンサの設置が必要となるなど、具体化には未だ困難な点も多い。

そこで、本報では、もう一つの安定性向上の手法として、制御モーメントに時間遅れを設ける手法を提案する(以下(b)方式と呼ぶ)。輪軸蛇行運動の波長は、車輪の幾何学形状のみによって決まり、その波長 S_1 は次式で与えられる⁽⁸⁾。

$$S_1 = 2\pi \sqrt{\frac{b \times r}{\gamma}} \quad \dots\dots\dots(11)$$

この波長で蛇行する際の振動数は、曲線形状に対応する操舵の振動数より高く、かつ大きく異なっている。したがって、図4に示すように、蛇行のヨー運動を抑制するように時間遅れ τ_D によって位相をずらした制御モーメントを出力しても、操舵性能を大きく低下させるものとはならない。時刻*t*における、遅れ時間 τ_D を有する制御モーメント M_{Ci} は次式に

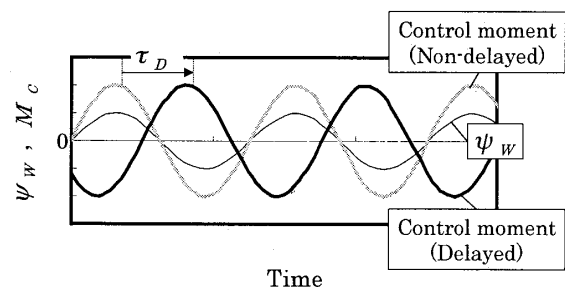


Fig. 4 Control moment with time delay

よって与えられる。

$$M_{C_i} = K_i \times \psi_{WT_i}(t - \tau_D) \quad \dots\dots\dots(12)$$

$$\tau_D = s_r(S_i/v) \quad \dots\dots\dots(13)$$

ここで、 v は車速、 s_r は蛇行の時間周期に対する遅れ時間の割合である。 $s_r = 0$ は時間遅れのない制御を表し、 $s_r = 0.5$ では半周期だけ遅れて制御モーメントが出力される。なお、観測量として新たに v が必要となるが、これは既存のシステムから容易に取り出せる(観測できる)ものである。また、時間遅れ τ_D を設けることにより、操舵の遅れが懸念されるが、その影響に関しては後の章で述べる。

4. 解析の条件

4.1 解析に用いた基本値 シミュレーションに用いた車両モデルの諸元の値は、在来線の特急車両を想定した以下のものである⁽¹⁰⁾。

- $m_B = 22.0 \text{ t}$, $m_T = 3.6 \text{ t}$, $m_w = 1.6 \text{ t}$
- $J_{T\psi} = 2.19 \text{ t} \cdot \text{m}^2$, $J_{w\psi} = 0.56 \text{ t} \cdot \text{m}^2$
- $2l_T = 14.4 \text{ m}$, $2a = 2.3 \text{ m}$, $2b = 1.2 \text{ m}$
- $2b_1 = 1.62 \text{ m}$, $2b_2 = 1.7 \text{ m}$, $2b_d = 3.0 \text{ m}$
- $b_F = 0.55 \text{ m}$
- $k_{wx} = 2800 \text{ kN/m}$, $k_{wy} = 5600 \text{ kN/m}$
- $k_{2x} = 131 \text{ kN/m}$, $k_R = 19600 \text{ kN/m}$
- $k_d = 10000 \text{ kN/m}$, $c_d = 100 \text{ kNs/m}$
- $r = 0.43 \text{ m}$, $\delta = 0.006 \text{ m}$, $\gamma = 1/10$
- $\alpha = 70^\circ$, $\mu = 0.2$, $g = 9.81 \text{ m/s}^2$
- $f_{1N} = 11600 \text{ kN}$, $f_{2N} = 10300 \text{ kN}$

4.2 曲線条件 本報では、最高速度を 130 km/h とし、曲線区間を基本速度 +25 km/h で走行する振り子車両を想定している。計算に用いた走行速度 V は半径 $R_0 = 125 \sim 1200 \text{ m}$ の範囲にわたる曲線条件と合わせて図5に示される。

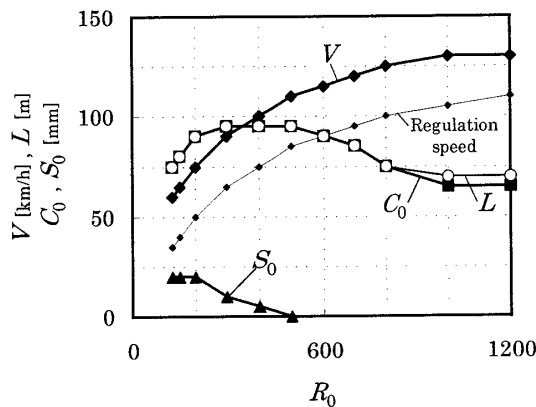


Fig. 5 Conditions of curved track

曲線軌道には、その半径に応じてカント C_0 、スラック S_0 が設けられる。カント量は基本速度 +5 km/h に対する均衡カント量の 70 % とする。直線と曲線をつなぐ緩和曲線の長さ L は L_1, L_2, L_3 制限⁽¹¹⁾のうちの最も長いものを使用する。緩和曲線中では、曲線半径、カント、スラックが滑らかに変化する。ここでは、サインてい減形状を用い、各輪軸位置における曲率 $1/R_{wi}$ 、カント C_{wi} 、スラック S_{wi} を次式で与える。

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{R_{wi}} &= \frac{\sin(x_{wi}/L - 0.5)\pi + 1}{2R_0} \\ C_{wi} &= \frac{\sin(x_{wi}/L - 0.5)\pi + 1}{2} C_0 \\ S_{wi} &= \frac{\sin(x_{wi}/L - 0.5)\pi + 1}{2} S_0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(14)$$

ここで、 R_0, C_0, S_0 はそれぞれ定常曲線中での曲線半径、カント、スラックの値であり、 x_{wi} は各輪軸の緩和曲線入り口からの進行距離を表す。

5. 数値解析

シミュレーションにはブロック線図入力が可能な汎用ソフトウェアである SIMULINK⁽¹²⁾を用いる。計算には Dormand-Prince 数値積分法を用い、刻み時間設定を自動可変刻みとする。

5.1 操舵ゲインの決定 曲線通過性能の評価指標として車輪横圧を用いる。これはフランジ接触する車輪の横クリープ力とレール反力の和であり、次式で表される。

$$Q_i = T_{wyi}/2 + F_{Ri} \quad \dots\dots\dots(15)$$

高速化が期待される幹線では、半径 300 m 未満の曲線が含まれるのは希である。そこで、まず半径 300 m において十分な操舵効果が得られるよう操舵

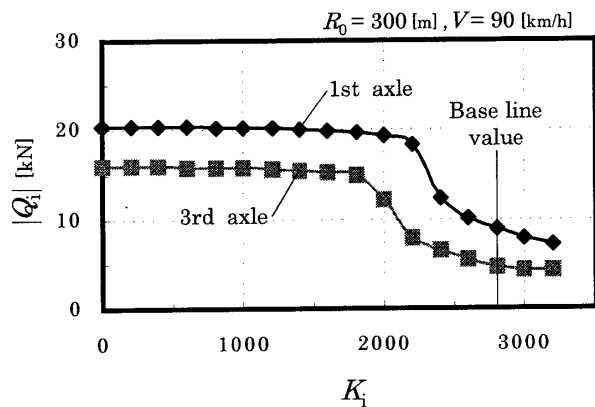


Fig. 6 Relation between Q_i and K_i

ゲインを設定する。

半径 $R_0 = 300$ m の曲線において、式(7)の操舵ゲイン K_i ($i = 1, 3$) を変化させながら第1および3軸の横圧 Q_1, Q_3 を数値シミュレーションにより求めた結果を図6に示す。ここで示す横圧は、車輪軸が定常円曲線に入り、挙動が定常になったときの大きさである。この曲線半径では、輪軸は踏面こう配による自己操舵力により内軌側を向こうとするものの、 K_i が小さい範囲では軸箱の前後支持剛性 k_{wx} によってヨー方向の動きが拘束されるため、十分に内軌側を向くことができず、アタック角（外軌方向への輪軸ヨー角）を生じる。この状態では、アタック角によって発生する横クリープ力が外軌方向を向くため、超過遠心力と横クリープ力の和とつり合うようなレール反力が作用する。その結果、レール反力の値が増大し、大きな横圧値となっている。

ゲイン K_i を大きくしていくと、ある値で横圧 Q_i が大きく減少することが示される。このゲイン K_i の大きさは、軸箱支持剛性 k_{wx} に打ち勝つだけの制御力を輪軸に加えるような値である。従って、操舵に必要なゲイン K_i の大きさは k_{wx} の大きさによって変化する。なお、ここでの検討に用いた k_{wx} の基本値は、特急気動車のリンク式強制操舵台車^⑨に想定される値である。十分な大きさの操舵ゲインになると、輪軸のアタック角が減少し、外軌方向への横クリープ力も減少する。これにより、レール反力も減少するため、横圧は低減される。

さらに K_i を大きくしていくと、横圧の減少に飽和の傾向が見られる。ここでは、アタック角が負の過操舵状態になり、内軌方向を向く横クリープ力が超過遠心力の大部分とつり合う。その結果、フランジに作用するレール反力は大きく減少し、横圧の大きさは飽和した横クリープ力が主体となる。図示されている範囲を超えてさらに K_i を大きくすると、

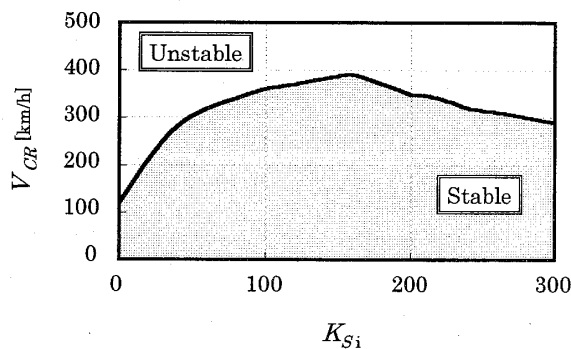


Fig. 7 Relation between V_{CR} and K_{S_i}

輪軸の運動が振動的になる。

以上の結果より、この操舵ゲイン K_i としては、単純化を図るため前後の台車で同じ値を用いることにし、以下では $K_i = 2800$ を基本値として使用する。

5.2 走行安定性の改善効果 前節の検討では、横圧の低減のみに着目してゲイン設定を行っているため、前述のごとく本操舵方式の特徴として走行安定性は低下する。ここでは、3.3 節で提案した(a)、(b)二つの走行安定性向上方式について、その有効性について検討する。一般に、安定性の解析には固有値解析などが多く用いられるが、ここでは直線軌道上で先頭輪軸に1mmのステップ状通り狂いを加えて数値シミュレーションを行い、振動が収束するか否かによって安定性を判別する。

図7に、輪軸左右動速度を観測してヨー角変位にフィードバックする(a)方式で安定化を図ったときの安定限界速度 V_{CR} とフィードバックゲイン K_{S_i} の関係を示す。 $K_{S_i} = 0$ の安定化が施されない場合、 V_{CR} は約 120 km/h となり、検討の条件とする最高速度 130 km/h を下回る。しかし、 K_{S_i} を大きくすると、 V_{CR} もそれに伴って上昇し、およそ $K_{S_i} = 150$ で約 400 km/h の安定限界速度が得られる。

次に、制御に遅れ時間を設ける(b)方式の検討結果を図8に示す。これは、安定限界速度 V_{CR} と蛇行の周期に対する遅れ時間の割合 s_r の関係である。 s_r を大きくしていくと V_{CR} も上昇し、 $s_r = 0.5$ 、つまり輪軸としての蛇行周期 S_1/v の半分に相当する遅れ時間を設けることにより、(a)方式と同等以上の安定限界速度が得られる。なお、 $s_r = 0.65$ 付近で V_{CR} が最大になり、 $s_r = 1.0$ でも限界速度が 350 km/h 以上を確保しているのは、車両としての蛇行運動の波長が輪軸の波長 S_1 よりも長くなるためである。実際の波長は、輪軸の波長 S_1 と剛体台車の波長 $S_2 = S_1 \sqrt{1 + (a/b)^2}$ の中間にあり、前

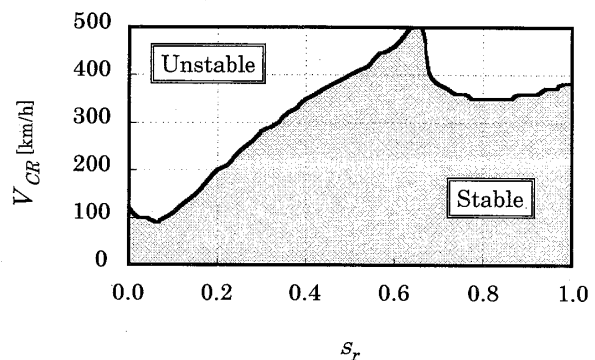


Fig. 8 Relation between V_{CR} and s_r

後剛性 k_{wx} に大きく依存している。このことは、 $s_r = 0.5$ とすれば、アクチュエータ特性により制御力に若干の遅れがあっても、限界速度が向上する範囲にあることを意味する。

以上より、(b)方式が(a)方式と同等以上の安定性改善効果を有することが確認された。新たな観測量の追加を必要としない(b)方式は、より実現性の高い方式と考えられる。以下の検討では、この(b)方式 ($s_r = 0.5$) を使用して検討を進める。

5.3 実際の条件による操舵性能の確認 ここでは、軌道の不整とアクチュエータの動特性を考慮して曲線通過のシミュレーションを行い、操舵性能を確認する。アクチュエータとしては、電気機械式のものを用いる。このとき、式(8)、(9)の右辺の M_{Ci} は、付録中の式(18)に示す M_{ACTi} に置き換えられる。

シミュレーションの一例として、検討範囲の中でも急曲線に分類される半径 300 m の曲線区間から直線区間にかけて走行した結果を図9に示す。これは、先頭(第1)軸のヨー角と横圧を、アクティブ

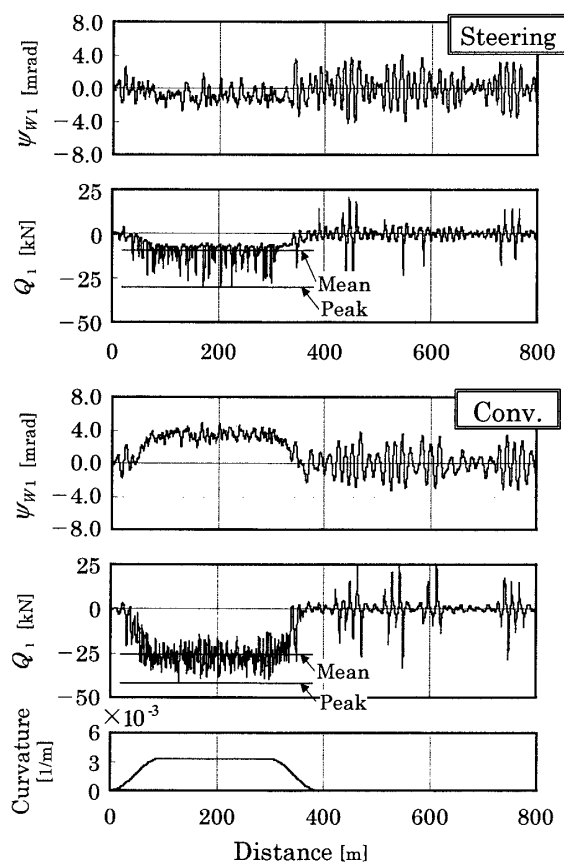


Fig. 9 An example of simulation result ($R_0 = 300$ m, $V = 90$ km/h)

操舵台車と従来(非操舵)台車で比較したものである。アクティブ操舵台車では、(b)方式による安定性向上対策とアクチュエータ特性による制御の遅れが操舵性能を低下させることが懸念される。しかし、従来台車と比較すると、第1軸ヨー角は入口側緩和曲線から小さな値にとどまり、それに伴って横圧も低減されている。定常円曲線中においてもヨー角の平均値は小さく保たれ、良好に操舵されている。また、直線区間でも操舵台車の横圧は従来台車のそれよりも抑制されている。ここで、両者の輪軸ヨー角に蛇行運動波長による振動が認められるが、この振動数成分はばね系で緩衝され、車体振動に顕著に現れることはない。なお、この蛇行運動波長は制御により、わずかに減少している。

次に、半径 125 ~ 1200 m の曲線にわたり第1軸の横圧のピーク値と平均値を、本アクティブ操舵台車と非操舵の従来型台車で比較したものを図10に示す。この横圧のピーク値と平均値は図9に例示するように定常円曲線中で読みとったものである。従来台車に比べ、アクティブ操舵台車は半径 200 m 以上の曲線で、大きく横圧が低減されている。なお、半径 200 m 未満の曲線において横圧が低減されない理由は、図2で示したように、フランジ遊間の範囲内で輪軸が十分な転がり半径差をとることができなくなり、自己操舵力が失われるためである。

6. ま と め

操舵台車の機構単純化と性能向上を目指し、輪軸挙動に基づくアクティブ操舵の可能性について検討した。輪軸の自己操舵力に起因する輪軸・台車枠間

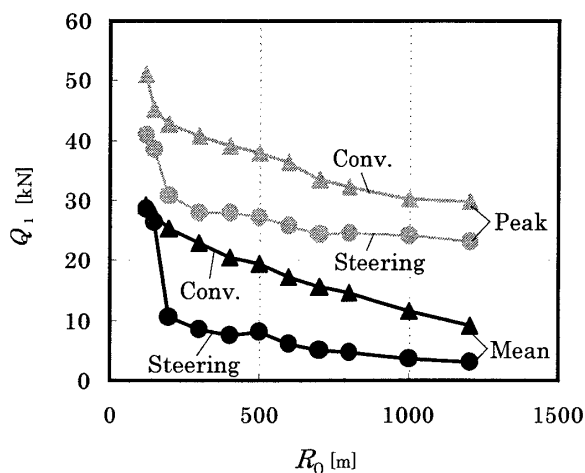


Fig. 10 Comparison of wheel lateral forces acting on leading wheelset between active steering truck and conventional truck

の相対ヨー角を観測量とする制御方式の特徴でもある走行安定性の低下を補うため、実現性のある方法を提案するとともに、それによる操舵性能への影響を実際的な条件の下で検討した結果、以下のような事項が明らかになった。

(1) 輪軸・台車枠間相対ヨー角を観測して輪軸ヨー角へフィードバックするアクティブ操舵方式は、半径 200 m 以上の区間で曲線通過性能を改善することができる。

(2) 制御力に輪軸蛇行運動の半周期程度の時間遅れを設けることで、本アクティブ操舵方式の安定限界速度を大きく向上させることが可能である。

(3) 制御力に前項の遅れ時間を設けた場合でも、操舵性能を低下させるような影響は認められず、車輪横圧は曲線区間全体にわたって低減される。

付 録

本報の車両モデルでは、ヨーダンパの減衰 c_d と直列に作用する取付けゴムの剛性 k_d を考慮しているので、ヨーダンパのピストン変位量 x_{dn} が自由度として加わり、次式で表される。

$$c_d \dot{x}_{dn} - k_d \left\{ b_d \left(\psi_B - \psi_{Tn} \pm \frac{I_T}{R_{Tn}} \right) - x_{dn} \right\} = 0 \dots (16)$$

ここで、前位台車 ($n=1$) で±の上号、後位台車 ($n=2$) で下号を用いる。

電気機械式アクチュエータ⁽¹³⁾ は、アクチュエータ駆動用モータのトルク t_{Mi} 、回転角 θ_{Mi} 、アクチュエータのねじ変位 x_{Si} の3自由度を有する。各自自由度の運動方程式は以下ようになる。

$$\begin{aligned} L_{arm} \dot{t}_{Mi} &= -R_{arm} t_{Mi} + k_{Mt} V_{Mi} - k_{Me} k_{Mt} \dot{\theta}_{Mi} \\ J_M \ddot{\theta}_{Mi} &= t_{Mi} - c_M \dot{\theta}_{Mi} + k_G (x_{Si} - n_{GS} \theta_{Mi}) n \\ m_S \ddot{x}_{Si} &= -k_G (x_{Si} - n_{GS} \theta_{Mi}) \\ &\quad + k_S (x_{TWi} - x_{Si}) + c_S (\dot{x}_{TWi} - \dot{x}_{Si}) \end{aligned} \dots (17)$$

ここに使われる記号は、以下のとおりである。

- x_{TWi} : 軸箱位置における台車枠・輪軸間相対変位
- J_M : アクチュエータ駆動用モータ、ギアおよびめねじを合わせた慣性モーメント
- L_{arm}, R_{arm} : モータの巻線インダクタンス、巻線抵抗
- k_{Mt}, k_{Me}, c_M : モータのトルク定数、逆起電力定数、内部減衰
- k_G : ギアの直列剛性

- n_{GS} : ギアおよびねじの減速比
- m_S : おねじの質量
- k_S, c_S : ねじおよびゴムブッシュの直列剛性、直列減衰

このアクチュエータによって輪軸に加えられるモーメント M_{ACTi} は次式で与えられる。

$$M_{ACTi} = 2b_1 [-k_S (x_{TWi} - x_{Si}) - c_S (\dot{x}_{TWi} - \dot{x}_{Si})] \dots (18)$$

アクチュエータのモータ入力電圧 V_{Mi} は、必要とする制御モーメント M_{Ci} から、次式によって決定される。

$$V_{Mi} = G_{MV} \left(\frac{M_{Ci}}{2b_1 k_{wx}} - x_{Si} \right) \dots (19)$$

ここで、 G_{MV} はモータ入力電圧に対する比例ゲインを表す。

文 献

- (1) 須田義大・日時哲朗, J R東海 383 系台車の開発と試験, 鉄道車両と技術, 1-2(1995), 16-20.
- (2) 佐藤栄作・ボギー角連動操舵台車の曲線通過性能, P-SC253 成果報告書, (1997), 91-94, 日本機械学会.
- (3) 谷藤克也・鈴木剛史・斎間亨, 機論, 64-617, C(1998), 110-117.
- (4) Okamoto, I., Kobayashi, H., Proc. WCRR '97, Firenze 16-19(1997-11), 615-621.
- (5) Goodall, R. and Shen, G., Active Yaw Relaxation For Improved Bogie Performance, Vehicle System Dynamics, 28(1997), 273-289.
- (6) 谷藤克也・森山淳・渡辺直行, 機論, 66-642, C(2000), 600-607.
- (7) Goodall, R., Steer-by-wire - a railway technology for the future?, Proc. Railtech '98, C552/038, (1998), IMechE.
- (8) 日本機械学会編, 鉄道車両のダイナミクス, (1994), 20-29, 電気車研究会.
- (9) 藤本裕・宮本昌幸, 機論, 58-548, C(1992), 1067-1074.
- (10) 文献(7)の29-32ページ.
- (11) 佐藤吉彦・梅原利之, 線路工学, (1987), 249-255, 日本鉄道施設協会.
- (12) The MATH WORKS Inc, Using SIMULINK, (1996), 3.2-4.36, The MATH WORKS Inc.
- (13) Pratt, I., Active suspension applied to railway trains, Doctoral thesis, Loughborough University, (1996), 59-66.