

アクティブ操舵による鉄道車両の曲線通過に関する基礎的検討*

谷藤克也^{*1}, 森山淳^{*2}, 渡辺直行^{*3}Basic Study on Curving Behavior of a Railway Vehicle
with Active Steering TrucksKatsuya TANIFUJI^{*4}, Atsushi MORIYAMA and Naoyuki WATANABE^{*4} 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, the possibility of railway trucks with actively steered wheelset has been investigated. This paper deals with a basic study about the active steering trucks, which employs force control that is proportional to bogie angle. Three different types of steering control are compared under the condition of expected operation speeds of +45 km/h over the regulation, and the control type that steers only leading axles in each truck is recognized to be appropriate. Here, tilting trains with the tilt angle of 7 degrees are premised. The wheel lateral forces are compared with those of usual tilting trains without steering mechanism running at speed of +25 km/h. Simulation results show that the wheel lateral force of the leading axle in the active steering truck is smaller than that of other trucks. The active steering truck shows also its superiority over the conventional trucks on the axle lateral force under the practical curving condition with truck irregularities.

Key Words: Railway, Forced Vibration, Vibration of Moving Body, Curve Negotiation, Active Steering

1. はじめに

在来鉄道における到達時分の短縮には、一般的に曲線通過速度の向上が効果的である。しかし、曲線を高速で通過すると、超過遠心力の発生による横圧の増大・軌道破壊など、走行安全性の問題が懸念される。横圧増大の要因の一つに輪軸のアタック角があり、これを減少させるため、輪軸を曲線半径方向に向ける操舵台車が開発されている。日本国内ではこれまでに自己操舵方式、ボギー角連動強制操舵方式などが実用に供されており⁽¹⁾⁽²⁾、おおむね好成績を上げている。然るに、旧国鉄において行われた各種操舵方式の比較試験によれば、横圧低減にもっとも効果的であったのはアクティブ操舵方式であり⁽³⁾、制御に対する信頼性の問題が解決されれば、本方式の採用により、今後見込まれる操舵性能向上への要望に十分応えられるものとなる。アクチュエータを用いたアクティブ操舵方式に

ついで、これまでにも検討された報告がいくつかある⁽⁴⁾ものの、基礎的検討が十分なされたとはいひ難い。

本報では、アクチュエータを用い、台車内の機構のみで操舵を行うアクティブ操舵台車⁽⁵⁾の可能性について述べられている。そこでは、曲線半径 100~600 m の曲線を基本速度より 45 km/h 高い速度(以下では基本速度+45 km/h のように表す)で通過する車両を想定し、制御則にボギー角を用いたアクティブな操舵方式による横圧の低減が検討される。操舵方式は異なる 3 種類のものが取上げられており、おのおのの操舵状況をシミュレーションで比較することによって横圧低減効果が大きい操舵方式を提言する。

また、提言される操舵方式の横圧低減効果は、既存のリンク式操舵台車の例と対照され、特に小曲線半径での有用性が示されるほか、基本速度+25 km/h で走行する非操舵・振り子式車両を想定したシミュレーションデータとも比較が行われる。さらに、実用的な検討として軌道不整が存在する条件下で輪軸横圧のシミュレーションを行い、非操舵の場合に比べた操舵効果が確認される。

* 原稿受付 1999年7月12日。

*¹ 正員、新潟大学工学部(950-2181 新潟市五十嵐二の町 8050)。

*² 正員、JR 東日本(株)(151-8578 東京都渋谷区代々木 2-2-2)。

*³ 学生員、新潟大学大学院 [現: 富士通(株)]。

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

記号

y_B, y_{Tn}, y_{Wi} : 左右動変位(添字 B は車体, T は台車
枠, n は台車番号 1・2, W は輪軸, i は輪
軸番号 1~4, 以下同じ)

$\psi_B, \psi_{Tn}, \psi_{Wi}$: ヨー角変位

ϕ_B, ϕ_{Tn} : ロール角変位

m_B, m_T, m_W : 車体, 台車枠, 輪軸の質量

$J_{B\phi}, J_{T\phi}, J_{W\phi}$: 車体, 台車枠, 輪軸のヨーイング慣性モーメント

$2l_T, 2a$: 台車中心間距離および軸間距離

$2b$: 車輪-レール接触点間隔

$2b_1, 2b_2$: 軸ばね, 空気ばね左右取付間隔

$2b_d$: ヨーダンパの左右取付間隔

b_F : 輪軸中心からフランジ接触点間隔

k_{Wx}, k_{Wy} : 1 輪軸当たりの前後, 左右剛性

k_{2x} : 空気ばねの前後剛性

c_{2x} : ヨーダンパの減衰係数

r : 車輪の転動半径

Γ : 踏面こう配

δ : フランジ遊間

T_{Wyi} : クリープによる横方向の力

M_{Wzi} : クリープによるヨー方向のモーメント

F_{F_i}, F_{R_i} : フランジ摩擦力, レール反力

S_i : 各輪軸におけるスラック

μ : フランジ摩擦係数

α : フランジ角度

k_R : レールの有効横剛性

f_{1N}, f_{2N} : 非線形クリープ係数(1: 縦, 2: 横)

y_{Ri} : 各輪軸における軌道不整

V, v : 走行速度(時速, 秒速)

$F_{LB}, F_{LTn}, F_{LW_i}$: 車体, 台車枠, 輪軸に作用する遠心力

$F_{CB}, F_{CTn}, F_{CW_i}$: 車体, 台車枠, 輪軸のカントによる重力の横方向成分

R_B, R_{Tn}, R_{Wi} : 車体, 台車, 輪軸位置における曲線半径

C_B, C_{Tn}, C_{Wi} : 車体, 台車, 輪軸位置におけるカント量

G : 軌間

g : 重力加速度

2. 解析モデル

2・1 車両モデル 計算に用いた一車両モデルは図1に示す通常の左右系モデル⁽⁶⁾⁽⁷⁾であり、その自由度は、輪軸の左右(4自由度), ヨー(4自由度), 台車の左右(2自由度), ロール(2自由度), ヨー(2自由度), 車体の左右, ロール, ヨーの計17自由度である。なお、曲線走行シミュレーションではおののの質量が軌道中心に沿った移動座標系を用いるため、車体・台車間および台車・輪軸間の幾何学的相対ヨー角を考慮する必要がある。

2・2 作用力のモデル化 曲線走行の数値シミュレーションでは以下の(1)~(4)の作用力が考慮される。

(1) 車輪-レール間のクリープ力

急曲線に付設されるスラック S_i を考慮した横クリ

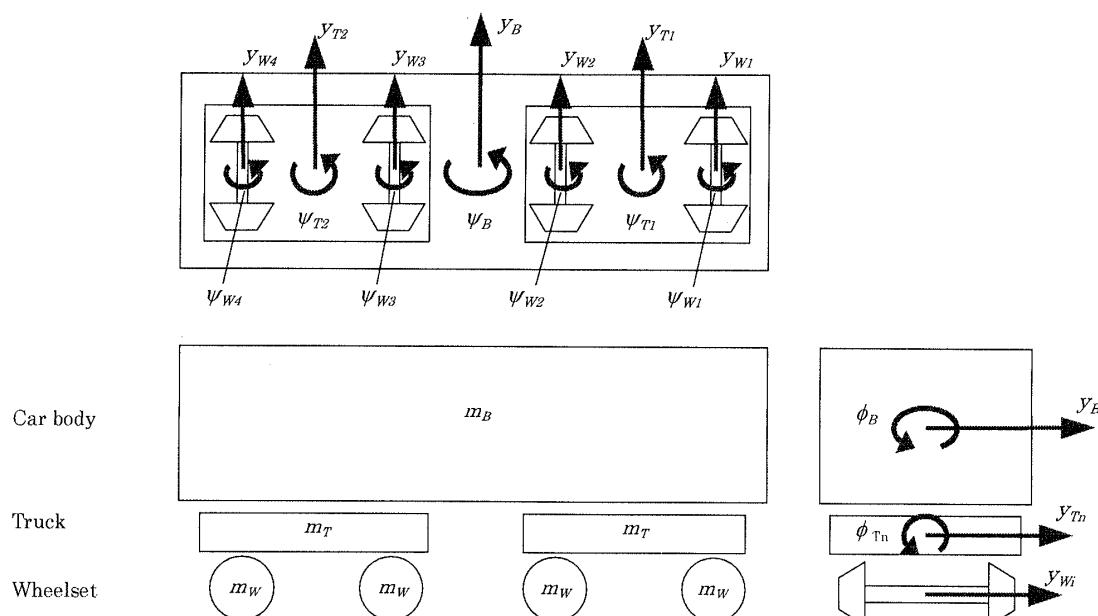


Fig. 1 Vehicle model (17 degrees of freedom)

軸にラジアル姿勢をとらせるものである。ここで、前述の操舵方式において、(a)方式の場合は、前後の軸に作用するアクチュエータの出力を同一としている。

3・3 制御則 ここでは、ボギー角(車体・台車間の相対ヨー角, θ_{BT})を観測し、次式で表す単純な比例制御によりアクチュエータを駆動する。

ここで、 M_{ui} は輪軸 i に加えられる制御出力(モーメント)、 K_1 は制御ゲインである。ゲインは後述する 5・1 節の方法によって決定する。

なお、ここではアクチュエータの特性を理想的なものとして検討を進めるが、実際のアクチュエータ動特性によっては操舵の遅れる可能性も考えられる。遅れの大きさによっては曲線出口における若干の横圧増加があり得るが、アクチュエータに想定される現実的な遅れでは、その増大は問題ない範囲と考える。

この制御出力がある場合、曲線通過条件を考慮した台車ヨー、輪軸ヨーの運動方程式⁽⁷⁾は、それぞれ式(10)、(11)のように変更される。

$$\begin{aligned}
& J_{T\psi} \ddot{\psi}_{Tn} - 2k_{2x} b_1^2 (\psi_B - \psi_{Tn} \pm l_T / R_{Tn}) \\
& + 2k_{wx} b_1^2 [2\psi_{Tn} - (\psi_{wi} - a/R_{wi})] \\
& - 2k_{wx} b_1^2 (\psi_{W(i+1)} - a/R_{W(i+1)}) \\
& + 2k_{wy} a (2a\phi_{Tn} - y_{wi} + y_{W(i+1)}) - 2c_{2x} b_1^2 \dot{\psi}_{Tn} \\
& = M_{Tn} \quad (10)
\end{aligned}$$

ここで式(10)について、 $n=1$ の場合には $i=1$ で土の上号、 $n=2$ の場合には $i=3$ で土の下号をとる。また、式(11)について、 $i=1$ および 3 の場合には土の上号、 $i=2$ および 4 の場合には土の下号をとる。式(10)の M_{Tn} は台車に作用する制御モーメントであり、各操舵方式に対応して実際には次のようになる。

(a) 方式の場合

$$n=1: M_{Tn}=0, \quad n=2: M_{Tn}=0$$

(b) 方式の場合

$$n=1: M_{Tn} = M_{u1}, \quad n=2: M_{Tn} = M_{u3}$$

(c) 方式の場合

$$n=1: M_{Tn} = M_{u1}, \quad n=2: M_{Tn} = -M_{u4}$$

4. 解析

4・1 計算に用いた基本値 シミュレーションに用いた諸元を以下に示す。これは、在来線の特急電車のものを参考にしている⁽⁸⁾。

$$m_B = 22.0 \text{ t}, m_T = 3.6 \text{ t}, m_W = 1.6 \text{ t}.$$

$$2l_T = 14.1 \text{ m}, 2a = 2.3 \text{ m}, 2b_1 = 1.62 \text{ m}, 2b_2 = 1.7 \text{ m}.$$

$$2b_d = 1.5 \text{ m}, k_{wx} = 1870 \text{ kN/m},$$

$k_{wy} = 5600 \text{ kN/m}$,
 $k_{2x} = 131.3 \text{ kN/m}$, $c_{2x} = 58.8 \text{ kNs/m}$, $r = 0.43 \text{ m}$,
 $\Gamma = 1/20$, $\delta = 0.006 \text{ m}$, $\mu = 0.2$, $\alpha = 70^\circ$,
 $k_R = 19600 \text{ kN/m}$, $G = 1.067 \text{ m}$, $g = 9.8 \text{ m/s}^2$,
 $i_{B\phi}$ (車体のヨーイング慣性半径) = 6.0 m,
 $i_{T\phi}$ (台車枠のヨーイング慣性半径) = 0.78 m,
 $i_{W\phi}$ (輪軸のヨーイング慣性半径) = 0.59 m,
 $i_{B\theta}$ (車体のローリング慣性半径) = 1.5 m,
 $i_{T\theta}$ (台車枠のローリング慣性半径) = 0.53 m,
 h_T (車軸中心と台車枠重心の距離) = 0.060 m,
 h_A (台車枠重心と空気ばね中心の距離) = 0.32 m,
 h_{AB} (空気ばね中心と車体重心の距離) = 0.467 m,
 k_1 (1 輪軸当たりの上下剛性) = 2120 kN/m,
 k_{2y} (空気ばねの左右剛性) = 131.3 kN/m,
 k_{2z} (空気ばねの上下剛性) = 358.6 kN/m,
 c_1 (1 輪軸当たりの上下減衰係数)

$$= 78.4 \text{ kNs/m},$$

c_{2y} (左右動ダンパの減衰係数) = 58.8 kNs/m,
 c_{2z} (空気ばね上下減衰係数) = 16.9 kNs/m,
 f_{1L} (線形クリープ係数(縦)) = 10 200 kN,
 f_{2L} (線形クリープ係数(横)) = 9 100 kN,

4・2 曲線条件 今回の検討では、基本速度 +45 km/h で曲線を通過する振り子車両を想定している。曲線半径は 100~600 m の範囲とするが、半径 100 m, 200 m, 300 m のときは、左右定常加速度の制限 (0.08g) よりおのおの基本速度 +25 km/h, +30 km/h, +40 km/h、半径 600 m のときは、最高速度の制限 (130 km/h) より基本速度 +40 km/h で走行するものとする。ただし、以下ではこれらをまとめて +45 km/h までの速度条件と呼んでいる。

曲線軌道では、その半径に応じたカント、スラック、緩和曲線が設けられる。カント量は基本速度+5 km/hにおける均衡のカント量の70%，緩和曲線長は $X_{rc} = 0.005 \times$ カント量 mm×基本速度 km/hである⁽⁹⁾。シミュレーションに用いた条件を、まとめて表1に示す。これらの量は定常円曲線中では一定である

Table 1 Conditions of curved track

Curve radius (m)	Basic speed (Regulation) (km/h)	Vehicle Speed (km/h)	Cant (mm)	Slack (mm)
100	30	55	70	20
200	50	80	85	15
300	65	105	95	10
400	75	120	95	5
500	85	130	95	0
600	90	130	90	0

が、緩和曲線中では、その曲線半径と共に変化する。各輪軸位置における曲率 $1/R_{wi}$ 、スラック S_i およびカント C_{wi} は次式で与える。

$$1/R_{wi} = [\sin(x_{wi}/X_{rc} - 1/2)\pi + 1]/2R_0 \dots \dots \dots (12)$$

$$S_i = S_0[\sin(x_{wi}/X_{rc} - 1/2)\pi + 1]/2 \dots \dots \dots (13)$$

$$C_{wi} = C_0[\sin(x_{wi}/X_{rc} - 1/2)\pi + 1]/2 \dots \dots \dots (14)$$

ここで、 R_0, S_0, C_0 は定常円曲線中の曲線半径、スラックおよびカントの値であり、 x_{wi} は各輪軸の緩和曲線入口からの進行方向距離を表す。

5. 操舵方式の比較

5・1 制御ゲインの決定 文献(10)によると、リンク式強制操舵台車の操舵比(幾何学的操舵量からの割増を表す係数)を 1.35 とすると、横圧低減上望ましい結果が得られると報告されている。本シミュレーションにおいても、強制操舵方式を念頭に置いた(a)方式において、1.0~1.50 の範囲の操舵比に相当する制御ゲインを求めたが、図 4 に示すように、操舵比が大きくなると台車内後輪(2 輪)の横圧(Q_2)が前輪(Q_1)

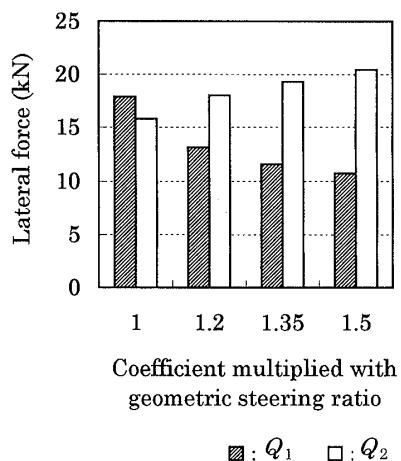


Fig. 4 Comparison of lateral force between steering ratios; Type (a)

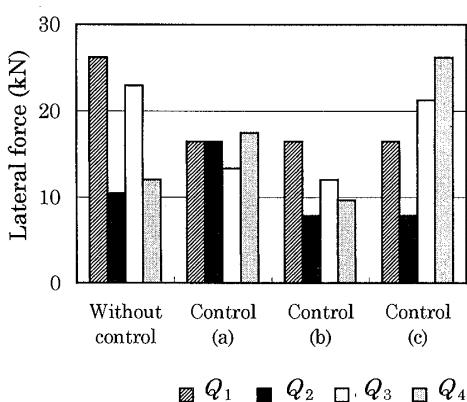


Fig. 5 Comparison of lateral force between 3 control types

軸)の横圧(Q_1)よりも顕著に高くなる傾向が認められた。そこで、方式間の比較を目的に、本報ではまず(a)方式については台車内で前輪と後輪の横圧が等しくなるようにゲインを選び、次いで(b)方式および(c)方式については前輪の横圧が(a)方式のそれと等しくなるように、それぞれのゲインを決定した。

5・2 横圧による比較 曲線半径を 400 m として、(a)~(c)の各操舵方式について得られた横圧値を図 5 に示す。4 輪軸すべてを操舵する(a)方式では、操舵なしの場合に比して前位 1・3 軸の横圧(Q_1, Q_3)は低減されるものの、後位 2・4 軸の横圧(Q_2, Q_4)は増大している。

1・3 軸のみを操舵する(b)方式の場合、1・3 軸の横圧は減少し、かつ 2・4 軸においても増大はみられない。一方、両端軸を操舵する(c)方式では、1・2 軸の横圧減少は(b)方式と同等であるが、後位台車の 3 軸・4 軸の横圧は(b)方式に比してかなり増大している。

5・3 操舵角による比較 曲線半径を 400 m として、(a)~(c)の各方式で操舵したときの操舵角を図 6 に示す。(a)方式の 1・3 軸(θ_1, θ_3)は幾何学的な操舵角 θ_s (=± a/R =±3 mrad)とかなり近いものとなっている。一方、2・4 軸(θ_2, θ_4)の操舵角は操舵なしの場合に比して+側に大きくなり、横圧の増大につながっている。すなわち、台車枠のヨー角を考慮すると、アタック角を増大させている。

(b)方式では、1・3 軸の操舵角が θ_s よりやや大きくなっているが、2・4 軸の操舵角は操舵なしの場合とほぼ等しくなっている。(c)方式では、前台車 1・2 軸の操舵角は(b)方式とほぼ同等であるが、後台車では前輪(3 軸)で操舵角が減少するとともに、後輪(4 軸)で

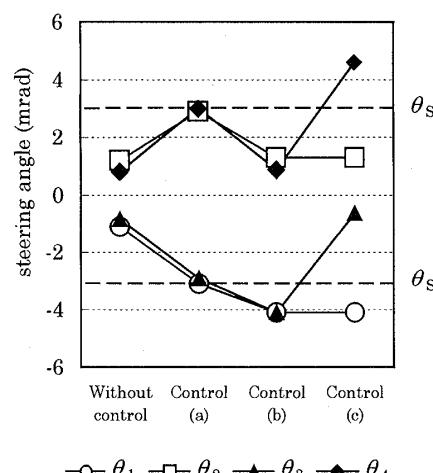


Fig. 6 Comparison of steering angle between 3 control types

は増大し、両軸とも図5で示した横圧の増大につながっている。

5・4 横圧低減に望ましい操舵方法

以上の結果よりそれぞれの操舵方式の特徴を考察する。4輪軸すべてを操舵する(a)方式では、前位1・3軸の横圧を低減することができるが、後位2・4軸では操舵によってアタック角が大きくなり、横圧を増大させる。これにより、4輪軸全体としては、横圧低減効果がよいとはいえない。次に前位1・3軸のみを操舵する(b)方式は、対象とした前位輪軸のみの横圧低減が可能であり、他の輪軸の横圧増大がないので全体的に横圧を低く抑えることができる。一方、両端軸を操舵する(c)方式は、先頭軸の横圧は(b)方式と同様に低減できるが、逆に最後尾軸がアタック角を持つ方向に操舵されて横圧が増大してしまうので、4輪軸全体では、横圧低減効果が小さいものとなる。

以上より、ボギー角を観測してアクチュエータを駆動するアクティブ操舵方式では、各台車の前位1・3軸のみを操舵する(b)方式が横圧低減として望ましい操舵方法であるとみなすことができる。また、(b)方式の場合は、制御ゲインの増加により、後軸の横圧を増大させることなく前軸の横圧をさらに低減することも可能である。そこで以下の検討では、この(b)方式によるシミュレーション結果を用いて考察を行う。

6. 操舵による効果の確認

6・1 曲線半径による比較

非操舵とアクティブ操舵の二つの場合について、曲線半径100~600 m の

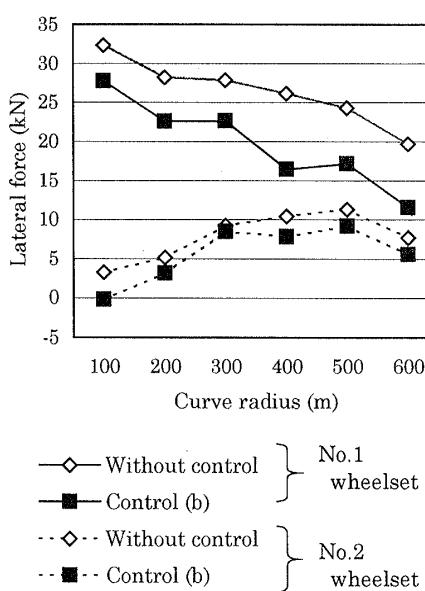


Fig. 7 Comparison of lateral force between curve radii

範囲で操舵による横圧低減効果を検討した。おのおのの曲線半径における第1軸および第2軸の定常横圧値を図7に示す。

従来のリンク式強制操舵の場合には、曲線半径が小さくなると横圧低減効果が得られず、むしろ操舵しないときより横圧が大きくなる場合もあることが報告されている⁽¹¹⁾。しかし、図7に示す第1軸の横圧は、検討した全曲線半径にわたってアクティブ操舵の方の横圧値が小さく、操舵による横圧低減効果が現れている。第2軸についても、図から同様の傾向が認められる。なお、曲線半径200 mと400 mの付近において、半径の減少に対して第1軸の横圧増加が見られないが、これはシミュレーション速度を実状に合せて5 km/h単位に数値を丸めている影響が考えられる。

以上から、広範な曲線半径にわたって横圧が低減できるアクティブ操舵方式が、横圧低減上望ましい方式であることがわかる。

6・2 非操舵台車との比較

アクティブ操舵方式による横圧低減効果を示すため、基本速度+25 km/hで走行する非操舵・振り子式車両を模擬したシミュレーションを行い、データの比較を行った。曲線半径を400 mとして得られた第1軸・第2軸の定常横圧を、おのおのの場合について図8に示す。

第1軸については、操舵台車を基本速度+45 km/hで走行させたときの横圧は、非操舵・振り子式車両を基本速度+25 km/hで走行させたときの横圧よりも低い値となっており、横圧低減の可能性が示されている。第2軸については、基本速度+45 km/hの横圧が非操舵台車の基本速度+25 km/hのときより大きくなっているが、これは操舵台車においても第2軸は操舵を行っていないためと考えられる。なお、後台車の第3・4軸についてもおのおの第1・2軸と同様な結果が得られた。

以上より、曲線通過速度を向上すると、制御しない

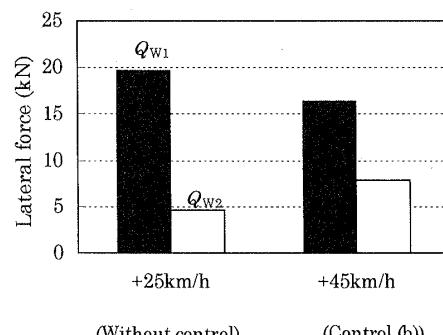


Fig. 8 Effect of (b)-control type on lateral force (curve radius 400 m)

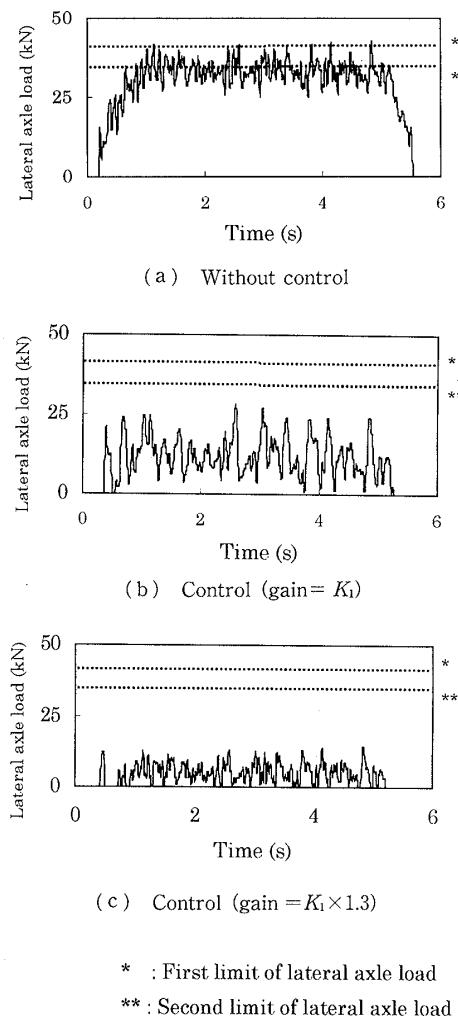


Fig. 9 Simulation results of lateral axle load (curve radius 400 m, +45 km/h)

台車後位輪軸の横圧が多少大きくなるものの、台車前位輪軸の横圧は制御によって大幅に低減されており、アクティブ操舵方式による横圧低減効果が確認された。

7. 軌道不整を導入したシミュレーション

実用的な検討として、軌道不整が存在する条件下で半径 400 m の曲線を速度 +45 km/h で通過するシミュレーションを行った。解析に用いた軌道不整の波形は、通り狂いのパワースペクトル密度からフーリエ逆変換を行い生成した⁽¹²⁾。なお、以下では急激な通り狂いに対する限度値⁽¹³⁾との比較を行うため、レール反力 F_{Ri} で代表される輪軸横圧を用いて評価を行う。

第 1 軸について、得られた輪軸横圧の波形をその限度値とともに図 9 に示す。非操舵 [図 9 (a)] に比べると、操舵した場合 [図 9 (b)] には、輪軸横圧最大値の減少が示される。しかし、その変動幅にはむしろ増大が認められる。ここでは、輪軸横圧としてレール

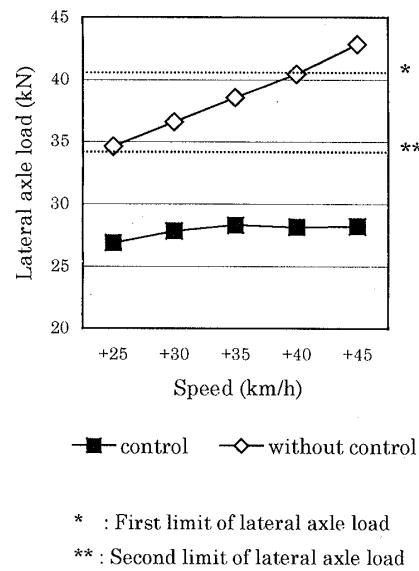


Fig. 10 Comparison of lateral axle load at various speeds (curve radius 400 m, gain = K_1)

反力のみが現れるので、この変動にはフランジの接触状況が強く関係していると考えられる。すなわち、輪軸が操舵されることによりアタック角が減少し、フランジ接触の有無が軌道不整の影響を受けやすくなる、操舵に特徴的な挙動と考えられる。なお、制御ゲインを大きくすることで最大値だけでなく、この変動幅も小さくすることが可能である。その一例として制御ゲインを 1.3 倍にした場合を図 9 (c) に示す。

速度範囲を基本速度 +25 ~ +45 km/h としたときの輪軸横圧最大値を、操舵あり、操舵なしで比較して図 10 に示す。検討した全速度範囲で操舵による横圧の低減が見られ、特に高速での横圧低減が顕著であることが示される。急激な通り狂いに対する限度値⁽¹³⁾との比較をすると、非操舵の場合には基本速度 +45 km/h で越えてはならないとされる第 1 限度の超過が見られるが、操舵した場合には第 1 限度のみならず、今後の努力目標とされる第 2 限度についても、検討した全速度範囲で限度値を下回っている。

なお、制御のための観測量であるボギー角は、軌道不整の影響により直線部分においても零にはならない。このため、制御ゲインを大きくすると直線部分での不要の操舵が横圧を増大させる可能性がある。したがって、アクティブ操舵の具体化に際しては、曲線区間と直線区間を識別し、直線では制御出力を保留するなどの機能を付加することが必要となろう。

8. まとめ

鉄道車両の高速曲線通過において問題とされる横圧

増大を軽減するため、アクティブ操舵の可能性を検討した。3種類の操舵方式について横圧低減効果の比較をするとともに、軌道に不整がある場合の影響をシミュレーションによって検討した結果、以下のような事項が明らかになった。

(1) 車両内の各台車前位1・3軸のみを操舵する方式が横圧低減として望ましい傾向を有する。本(b)方式を用い、基本速度+45 km/hまでの条件で半径100~600 mの曲線を通過する場合、非操舵の場合に比べ、いずれも横圧を低減することが可能である。

(2) (b)方式による台車内前位輪軸の横圧は、基本速度+45 km/hまで速度が高くなつても、基本速度+25 km/hで走行する非操舵の現用車両に比べて、なお低い値にとどまる。このとき、後位輪軸の横圧は非操舵の現用車両よりも多少大きくなるものの、問題となる增加ではない。

(3) 軌道不整を考慮に入れた場合、操舵により輪軸横圧の最大値は広い速度範囲で低減され、越えてはならないとされる限度値の超過を大幅に減らすことができる。このとき、輪軸横圧の変動は大きくなる傾向も認められるが、制御ゲインを大きくすることでこの変動幅を小さくすることができます。

以上、基礎的な検討ではあるが、アクティブな操舵

方式が曲線の高速通過を実現するために有効な操舵方式となり得ることが示された。なお、提案する(b)方式の具体化にあたっては、前進・後進による操舵の切り替え、直線部での制御出力の保留など、ソフトおよび機構を含めたさらなる検討が必要である。

文 献

- (1) 須田義大・目時哲郎、鉄道車両と技術, 1-2(1995), 16-20.
- (2) 佐藤栄作, P-SC 253 成果報告書, (1997), 91-94, 日本機械学会.
- (3) Okamoto, I., Kobayashi, H., Proc. WCRR'97, 16-19(1997-11), 615-621, Firenze.
- (4) 例えば Goodal, R. and Shen, G., Vehicle System Dynamics, 28(1997), 273-289.
- (5) 渡辺直行・谷藤克也、機講論, 97-31(1997-11), 359-361.
- (6) 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.
- (7) 藤本裕・宮本昌幸、機論, 58-548, C(1992), 1067-1074.
- (8) 文献(6)の30ページ.
- (9) 佐藤吉彦・梅原利之、線路工学, (1987), 249-255, 日本鉄道施設会.
- (10) 佐藤栄作・ほか5名、機論, 64-625, C(1998), 3563-3570.
- (11) 松尾雅樹・藤本裕・石黒康豊、機構論, 930-81(1993-12), 245-250.
- (12) 谷藤克也・吉岡博・宮下智、機論, 56-523, C(1990), 574-581.
- (13) 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, (1993), 112-117.