

マルチボディソフトを用いたアクティブ操舵車両の 曲線通過シミュレーション*

谷藤克也*¹, 石坂直弘*², 相馬 仁*¹

Curving Simulation of Active Steering Vehicle Using a Multibody System Software

Katsuya TANIFUJI*³, Naohiro ISHIZAKA and Hitoshi SOMA

*³ Department of Mechanical and Production Engineering, Niigata University,
8050 Ikarashi 2-no-cho, Niigata-shi, Niigata, 950-2181 Japan

On sharp railway curves as those that are rare in mainlines, the wheel lateral force of rail vehicles increases due to the growth of attack angle and causes the heavy wear of both wheel flange and rail. This paper deals with the curving performance of an active steering vehicle that is converted from a self-steering one by replacing the damper in the longitudinal axle supporting mechanism to an actuator. MBS software SIMPACK is employed for the simulation. Simulation results show that the active steering system has a potential to reduce the lateral force even in sharp curves the radius of which is less than 200 m, while the original self-steering vehicle cannot achieve the reduction. It is also indicated that the running stability of the vehicle with proposed active steering mechanism does not lower from the self-steering condition and the control force generated by track irregularity does not become large up to the level that increases the running vibration and wheel lateral force on tangent track.

Key Words: Railway, Curve Negotiation, Steering Truck, Active Control, MBS Software

1. 緒 言

鉄道における曲線通過性能の向上のため、これまで多くの操舵台車が提案されてきた⁽¹⁾。しかし、幹線にはあまり含まれないような急曲線において操舵台車の適用性を検討した例は少ない。急曲線では、通過速度が低速であっても、アタック角の増加により横圧が増大するため、車輪フランジおよびレール側面の摩耗により車両と軌道の保守作業を増やす要因となる。

既に実用されているリンク式強制操舵台車の場合、半径 200 m 未満の急曲線において、操舵がむしろ横圧を増加させる可能性も報告されている⁽²⁾。これは、操舵機構が台車の旋回を妨げるように作用し、台車アタック角を増大させて輪軸を外軌レールに押し付けるためと考えられる⁽³⁾。このため、急曲線の多い線区では、このようなリンク式の強制操舵台車を使用することは、有利とは言えない。

一方、自己操舵台車の場合、急曲線でその横圧低減効果が低下するものの、非操舵台車に比べて横圧

を増大させることはない。そのような自己操舵台車の一つとして、輪軸前後支持にばねとダンパを組合せることにより曲線通過性能と走行安定性の両立を図る方式が筆者らにより報告されている⁽⁴⁾⁽⁵⁾。上述のように、この自己操舵台車も急曲線では期待されるまでの横圧低減を果たすことができない。

そこで、本報では、この自己操舵台車を対象に、その機構中のダンパをアクチュエータに置き換えたアクティブ操舵台車の可能性を検討する。これにより、例えば地下鉄などのように比較的急曲線の介入率が大きい線区において、本アクティブ操舵方式が横圧低減に有効であることを示す。

2. 解析モデル

対象とする操舵台車の解析モデルを図1に示す。図中の(*)で示す要素をダンパとした場合が文献(5)で報告した自己操舵方式であり、それをアクチュエータに置き換えた場合が本報のアクティブ操舵方式となる。これらの操舵台車を有する車両モデルをマルチボディソフト SIMPACK⁽⁶⁾により構築する。

2・1 自己操舵車両 マルチボディソフト SIMPACK で構築する自己操舵車両の自由度は、車体および前・後の台車枠でそれぞれ前後動、左右動、

* 原稿受付 2002年11月22日。

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

*² 学生員, 新潟大学大学院自然科学研究科。

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

上下動, ロール, ピッチ, ヨーの 6 自由度ずつ計 18 自由度, 4 本の輪軸でそれぞれ前後動, 左右動, ピッチ(回転), ヨーの 4 自由度ずつ計 16 自由度, 各輪軸両端に取り付けられるダンパのピストンの前後動の計 8 自由度が考慮され, 合わせて 42 自由度のモデルとなる. 図 2 はこの自己操舵車両を構成する部位の自由度とそれらにより構築された解析モデルを示している.

ここでは, 急曲線の多い線区を走行する車両を想定しているので, 車両パラメータの数値としては文

献(5)で検討された低速列車の値を基本とする(付録参照). この車両では, 最高速度を 100km/h, 曲線通過速度を非振り子車両の基本速度とし, 台車単独であれば, 半径 300 m 以上の曲線で非フランジ接触の状態が期待される輪軸支持条件⁽⁷⁾を満たすものである. これらのパラメータ値を用い, 固有値解析を行った結果, 自己操舵車両の SIMPACK モデルによる安定限界速度(表 2 参照)は文献(5)で数値解析ソフト MATLAB を用いて示されたものとほぼ同等になることが確認された.

2.2 アクティブ操舵車両 図 1 の自己操舵台車モデルにおいて(*)で示す部分のダンパをアクチュエータで置き換えたアクティブ操舵車両の自由度は, 自己操舵車両のそれと同じである. その制御則では, 操舵のための観測量をボギー角 ψ_{BTi} (車体・台車枠間相対ヨー角, $i = 1, 2$ は台車番号), 安定化のためのそれをアクチュエータピストン速度 \dot{x}_{Pn} ($n = 1 \sim 4$ は輪軸番号) としている. これらをアクチュエータの制御力としてフィードバックする. これにより, 自己操舵車両と同じ走行安定性を維持しつつ, 曲線通過性能を向上しようとするものである. アクチュエータの制御力 F_n は次式で与えられる.

$$F_n = G_n \cdot \psi_{BTi} + G_c \cdot \dot{x}_{Pn} \quad (1)$$

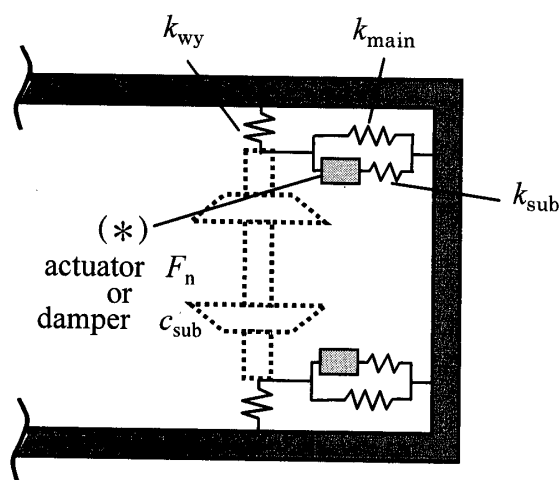


Fig.1 Model of proposed mechanism for steering truck

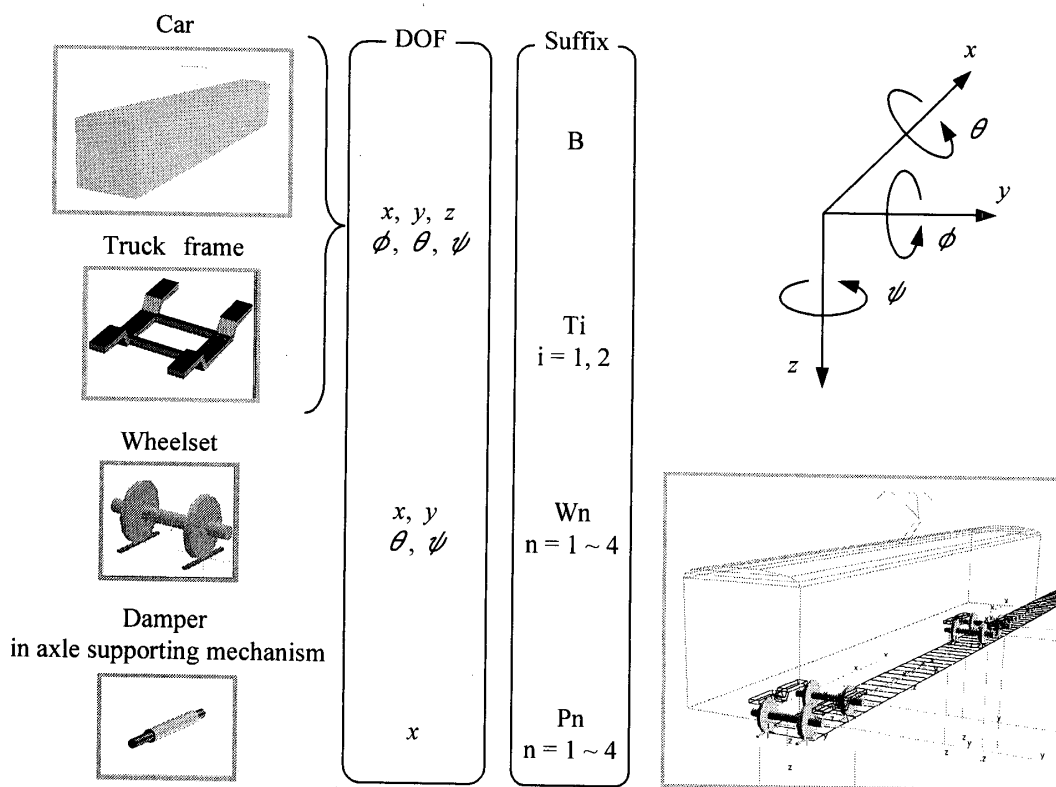


Fig.2 Degrees of freedom for the analytical model of full vehicle in SIMPACK

ここで、右辺第1項は操舵力 (F_{sn}) を、第2項は安定化力 (F_{cn}) を表しており、 G_n は操舵ための、 G_c は安定化のためのフィードバックゲインである。ここでは、曲線中で横圧が大きくなる各台車前軸のみを操舵するものとする。すなわち、後軸 ($n=2, 4$) では $G_n=0$ となる。なお、前軸 ($n=1, 3$) の操舵ゲイン G_n は、それぞれの台車で前・後軸の平均横圧が半径 600 m の曲線において自己操舵のそれを越えないように設定する。また、安定化ゲイン G_c は基となる自己操舵車両に適用されるダンパ減衰係数⁽⁵⁾と等価である。

3. 自己操舵車両の傾向

3.1 検討条件 計算で用いるレールと車輪の形状を図3に示す。図示される 50kgNレールと在来線円弧踏面車輪の形状データ⁽⁶⁾を入力するだけで、車輪・レール間の接触パラメータは SIMPACK 内で自動的に算出される。対象とする曲線半径 R は 100 m から 600 m であり、表1に示すように、走行速度 V は各曲線半径における非振り子車の基本速度、各曲線におけるカント量 C は基本速度における均衡カント量の 70%、緩和曲線長は $X_{TC} [m] = 1.0 \times$ 設定カント量 [mm] で与える。

3.2 曲線通過性能 SIMPACK による曲線通過シミュレーションの波形を用い、以下では円曲線中の定常状態について検討を進める。図4の (a) に自己操舵車両の先頭第1軸のアタック角 ϕ_1 を、(b) に同軸外軌側車輪横圧 Q_1 を非操舵の従来車両と比較して示す。(a) より半径 200 m 以下の曲線では自己操舵の先頭第1軸は大きなアタック角を持つことが示される。一方、(b) では、半径 400~600 m の

曲線においては自己操舵により十分に横圧低減がなされているのに対し、半径 300 m 以下の急曲線になると横圧が急増し、半径 100 m ではほとんど操舵効果が認められない。この原因の一つは輪軸アタック角の増大に関連している。

自己操舵車両は輪軸の前後支持剛性を低くすることによりアタック角を減少させ、横圧を低減しようとする機構である。しかし、急曲線では、半径の減少による縦すべりの増加により、輪軸の自己操舵性が不足するため、前後支持剛性の低減にも関わらず

Table 1 Condition of curved track

Curve Radius $R [m]$	Speed $V [km/h]$	Cant Elevation $C [m]$	Transit Curve $X_{TC} [m]$
600	90	75	75
500	85	80	80
400	75	80	80
300	65	80	80
200	50	70	70
100	30	50	50

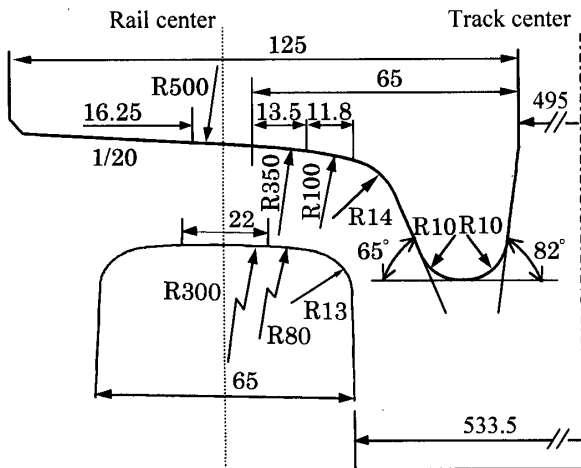
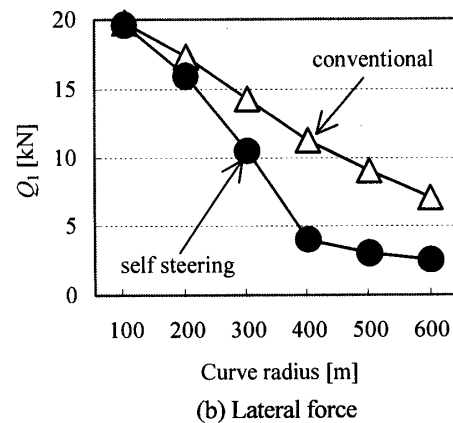
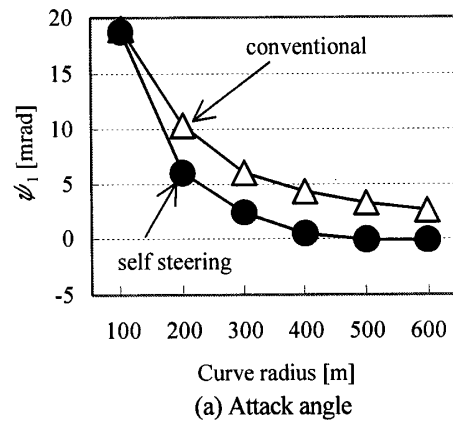


Fig.3 Profile of wheel and rail applied in simulation

Fig.4 Effect of self steering

非操舵車両と同様に大きなアタック角を生じている。この改善にはアクティブ操舵の適用が有効になると期待される。

4. アクティブ操舵車両の特性

4.1 急曲線におけるシミュレーション波形
前節では、自己操舵車両の横圧低減効果が急曲線において急減する傾向を示した。この傾向を改善するために当該自己操舵台車のダンパをアクチュエータに置き換え、輪軸を強制的に操舵することにより急曲線におけるアタック角の低減を図る。

図5はアクティブ操舵車両の曲線通過シミュレーションで得られた先頭第1軸の操舵力 F_{s1} 、第1軸アタック角 ψ_1 、横圧 Q_1 の波形の一例を自己操舵車両と比較して示す。ここでの曲線半径は、検討範囲の曲線半径で自己操舵車両の横圧が最も大きくなる $R = 100 \text{ m}$ でありその曲率 $1/R$ を合わせて示した。観測したボギー角 ψ_{BT1} をゲイン $G_1 = 440 \text{ [kN/rad]}$ でフィードバックして得られる操舵力 F_{s1} は、軌道の曲率 $1/R$ に沿って変化する。この制御力により、緩和曲線と円曲線の両方で、アクティブ

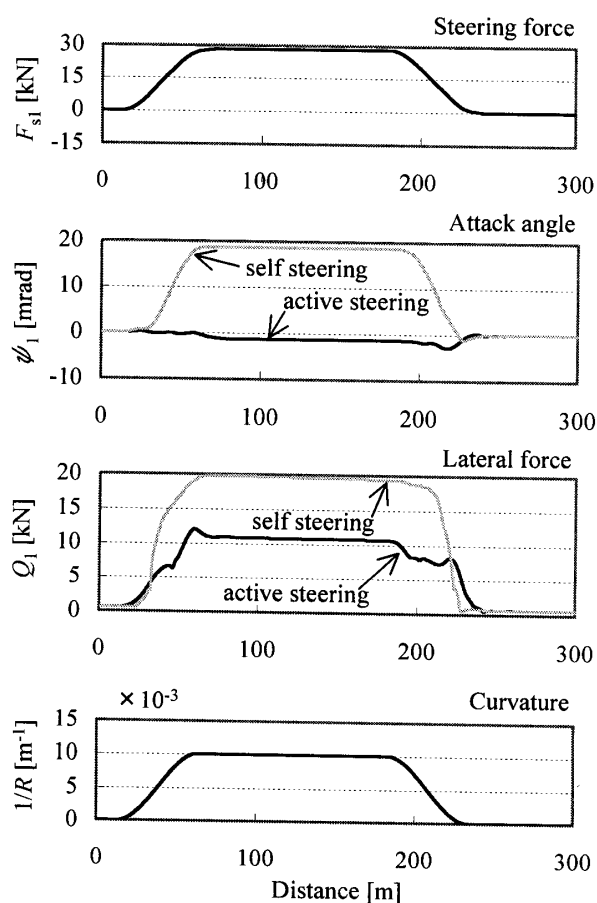


Fig.5 Example of simulation results

操舵のアタック角が自己操舵に比べて大幅に減少している。このアタック角の大幅な減少を反映し、アクティブ操舵では横圧が低下している。

4.2 曲線通過性能 前節のシミュレーションで適用した操舵ゲイン G_n ($n=1, 3$) により、その他の曲線半径におけるアクティブ操舵車両の性能を自己操舵車両と比較、検討する。用いた操舵ゲインの値は $G_1 = 440 \text{ [kN/rad]}$ 、 $G_3 = 300 \text{ [kN/rad]}$ であり、安定化ゲインの値は $G_c = 250 \text{ [kN}\cdot\text{s/m]}$ である。

各曲線半径における先頭第1軸のアタック角を図6の(a)に、外軌側車輪横圧を(b)に示す。(a)より、アクティブ操舵は急曲線で急増する自己操舵のアタック角を低減することが示される。また、緩和曲線においても、アクティブ操舵のアタック角に増加は認められない。図(b)では、このアタック角減少に対応して、半径 $100\sim 300 \text{ m}$ の急曲線でアクティブ操舵の横圧が自己操舵よりも低減されている。一方、半径 $400\sim 600 \text{ m}$ の曲線では、横圧はわずかであるが増大している。これはアクティブ操舵により後軸

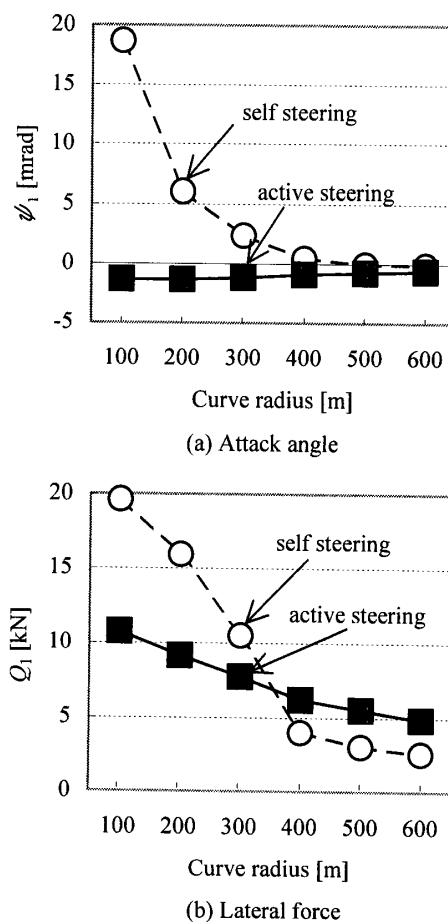


Fig.6 Comparison of steering effect between self and active systems

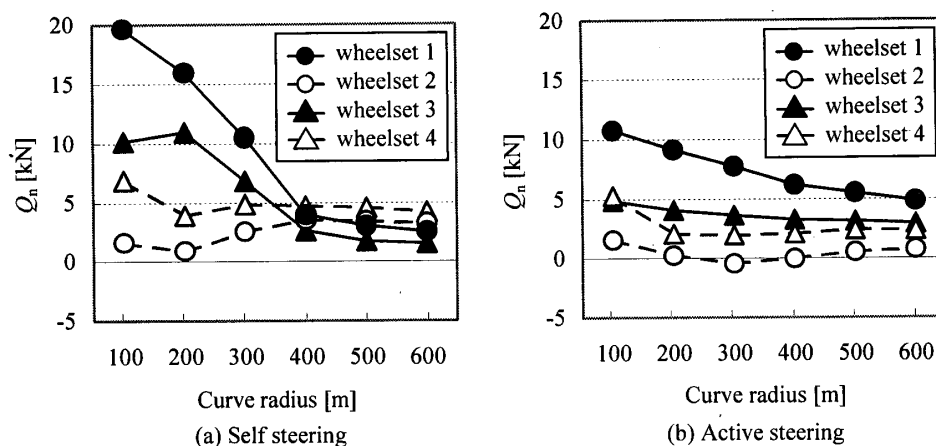


Fig.7 Comparison of lateral force between wheelsets

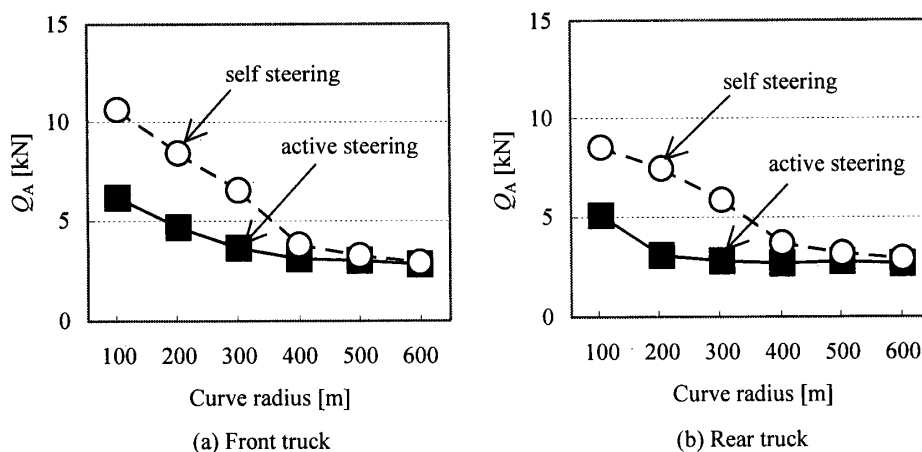


Fig.8 Comparison of mean lateral force in each truck

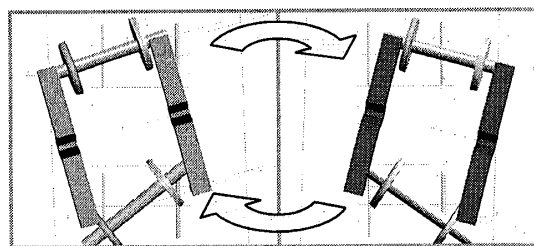
(第2軸)の横圧が減少していることから(図7参照),台車姿勢の変化が第1軸と第2軸の間で超過遠心力の分担を変えたためと考えられる。

次に,各曲線半径における先頭第1軸から最後尾第4軸までの外軌側車輪横圧 Q_n を比較して図7にまとめる。(a)に自己操舵車両の,(b)にアクティブ操舵車両の横圧を示す。自己操舵の緩曲線を除いて,両操舵方式とも各台車の前側第1軸および第3軸で横圧が大きくなることが示される。また,自己操舵のほうが急曲線で軸による横圧の違いが大きいものとなっている。そこで,前台車,後台車における前・後軸外軌側車輪横圧の平均で操舵方式を比較したのがそれぞれ図8の(a),(b)である。

台車ごとの横圧平均値 Q_A は,各曲線でアクティブ操舵のほうが低い値である。ここでの操舵ゲインは,半径600mの曲線で自己操舵の平均横圧を越えないように設定されたものであるが,それが実現されていることがわかる。これより,本報で提案する

Table 2 Critical speed calculated by eigenvalue analysis

	Steering system	
	Self	Active
V_{cr} [km/h]	205	205
f [Hz]	5.52	5.53
ζ	0.0015	0.0002

Fig.9 Vibration mode of active steering truck in the animation of SIMPACK ($V=205$ km/h)

アクティブ操舵方式が急曲線の介在率の大きい線区において有効であることが示される。

4.3 安定限界速度の検討 次に、本アクティブ操舵車両の走行安定性について検討する。表2は、マルチボディソフト SIMPACK の固有値解析の結果をアクティブ操舵車両と自己操舵車両で比較したものである。安定限界速度 V_{cr} 、安定性が失われるモードの振動数 f およびモード減衰比 ζ をまとめている。

限界速度は両操舵方式でほぼ同じ205km/hとなり、本アクティブ方式が走行安定性を低下させるものと

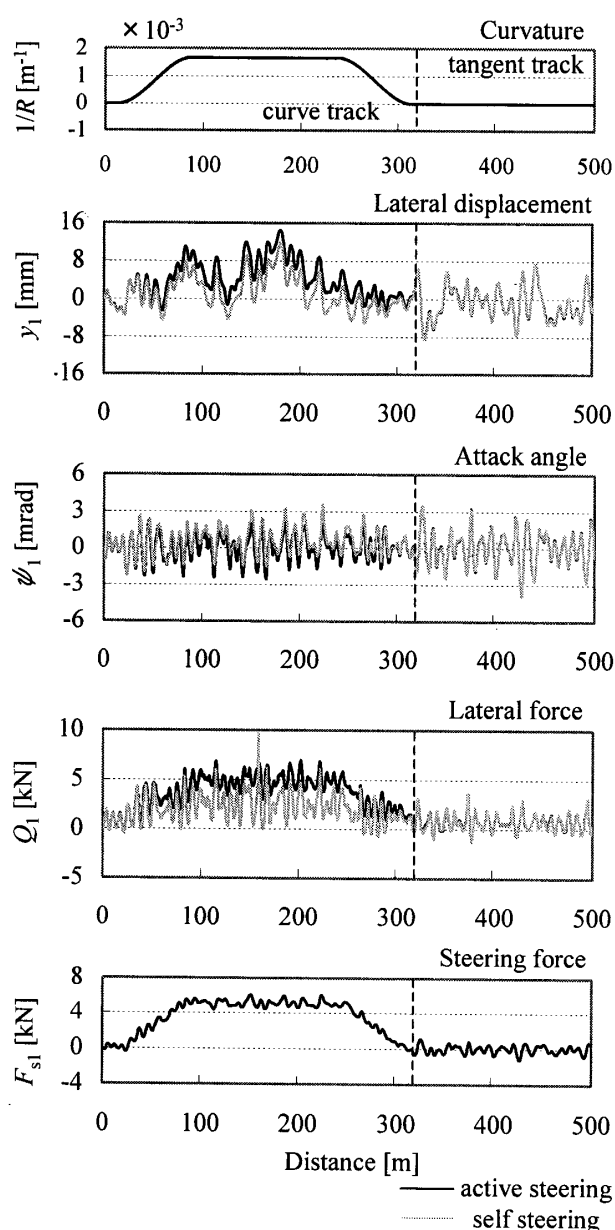


Fig.10 Running simulation under the presence of track irregularity

はなっていない。ただし、限界速度の205km/hでは、アクティブ操舵のほうでややモード減衰比が小さい。また、安定性を失うモードは、その振動数から判断して両者とも同じモードである。ここで、走行速度と振動数から計算される波長10.3mは、有効こう配を $\gamma = 1/8.1$ とする在来線円弧踏面車輪の輪軸だ行動波長 $S_1 = 10.6$ m に近接している。したがって、図9に例示する SIMPACK のアニメーション表示からは、台車後軸のヨーイングが不安定化し、台車ヨーイングを増大させていると判断される。

4.4 軌道通り狂いの影響 前節では、アクティブ操舵方式が安定性に大きく影響しないことが固有値解析により示された。しかし、通り狂いを含む軌道を走行する場合、それにより生ずるボギー角で操舵に不要な操舵力が作用することが懸念される。そこで、通り狂いを考慮したアクティブ操舵のシミュレーションを行い、それが輪軸の走行振動に及ぼす影響を検討する。

この計算では、直線から半径600mの曲線を通り、再び直線を走行するものとする。また、不整量は“悪い”軌道状態の通り狂いを定式化したパワースペクトル密度からフーリエ逆変換により生成した⁹⁾ものを用いる。走行速度は半径600mの曲線における基本速度である90km/hである。

アクティブ操舵車両と自己操舵車両のシミュレーション結果を先頭第1軸で比較して図10に示す。上から曲率 $1/R$ 、左右変位 y_1 、アタック角 ϕ_1 、横圧 Q_1 、操舵力 F_{s1} を示している。図中の破線位置から先で示される曲線通過後の直線において、第1軸の左右変位とアタック角には操舵方式による違いが認められない。また、これらを反映して両操舵方式の横圧変化もほぼ同じ状況となる。すなわち、軌道の通り狂いに起因するボギー角に対応した操舵力 F_{s1} は輪軸の挙動に影響することなく、直線で横圧を増大させるほどの大きさにはならない。なお、曲線ではアクティブ操舵車両で横圧の変動がやや小さくなる一方、その平均値はわずかに増大している。これは図6で示した通り狂いのない条件での傾向に対応するものである。

以上の結果から、通り狂いに起因する操舵力が輪軸の走行振動に及ぼす影響は小さく、アクティブ操舵方式が軌道通り狂いの存在下においても走行安定性を損なうものではないことが示される。

5. まとめ

マルチボディソフト SIMPACK により、提案する

輪軸支持機構を有する自己操舵車両とその機構を利用したアクティブ操舵車両をモデル化した。両操舵車両モデルを用いて、曲線通過挙動をシミュレーションにより比較・検討し、以下の結果を得た。

- (1) 本アクティブ操舵方式は、自己操舵および強制操舵車両では困難な急曲線での横王低減を可能とする。
- (2) 本アクティブ操舵方式は、自己操舵の状態に比べて走行安定性を低下させることはない。また、本方式において軌道の通り狂いにより生ずる操舵力の大きさは輪軸の走行振動、および直線での横王を増大させるものではない。

以上、急曲線の介入率が大きい線区におけるアクティブ操舵車両の有効性が示された。このアクティブな輪軸支持機構を実現するために、今後さらにアクチュエータを含め台車に搭載可能な機構を具体化することが課題である。

付 録

計算に用いた輪軸支持機構のパラメータは文献(5)に示される次の値である。

主ばねの剛性 $k_{\text{main}} = 1500 \text{ kN/m}$

補助ばねの剛性 $k_{\text{sub}} = 860 \text{ kN/m}$

左右支持ばねの剛性 $k_{\text{wy}} = 10000 \text{ kN/m}$

補助ダンパの減衰係数(自己操舵の場合)

$$c_{\text{sub}} = 250 \text{ kN}\cdot\text{s/m}$$

その他の車両パラメータの基本値は在来線の低速列車を想定した以下の値である。

車体質量：22.0 t, 台車枠質量：3.6 t

輪軸質量：1.6t, 台車中心間距離：14.1 m

車輪の転動半径：0.43 m, 車軸間距離：2.3 m

軸ばね左右取付間隔：1.62 m

枕ばね左右取付間隔：1.7 m

車軸中心から台車枠重心までの高さ：0.060 m

台車枠重心から枕ばね中心までの高さ：0.32 m

枕ばね中心から車体重心までの高さ：0.467 m

車体のローリング慣性半径：1.5 m

台車枠のローリング慣性半径：0.53 m

車体のピッチング慣性半径：6.5 m

台車枠のピッチング慣性半径：0.8 m

輪軸のピッチング(回転)慣性半径：0.25 m

車体のヨーイング慣性半径：6 m

台車枠のヨーイング慣性半径：0.78 m

輪軸のヨーイング慣性半径：0.59 m

1 輪軸当たりの上下剛性：2120 kN/m

枕ばね片側の前後剛性：130 kN/m

枕ばね片側の左右剛性：130 kN/m

枕ばね片側の上下剛性：420 kN/m

1 輪軸当たりの上下減衰係数：78.4 kN·s/m

左右動ダンパの減衰係数：58.8 kN·s/m

空気ばね上下減衰係数：4.4 kN·s/m

ヨーダンパの減衰係数：58.8 kN·s/m

文 献

- (1) 日本機械学会編, 鉄道車両のダイナミクス, (1994), 130-133, 電気車研究会.
- (2) 藤本裕・佐藤栄作・石黒康豊, 鉄道総研報告, 8-3 (1994), 23-28.
- (3) 石坂直弘・谷藤克也, 機構論, 027-1, (2002-3), 155-156.
- (4) 谷藤克也・道辻洋平, 機論, 66-641, C (2000), 247-254.
- (5) 谷藤克也・森山淳, 機論, 67-662, C (2001), 3236-3242.
- (6) G. Schupp, ほか3名, The Manchester benchmarks for rail vehicle simulation, Vehicle System Dynamics, supplement to 31 (1991), 101-118.
- (7) C. E. Bell, ほか2名, Trans. ASME, J. Dyn. Sys. Meas. Control, 103 (1981), 181-190.
- (8) 文献(1)の241-246 ページ.
- (9) 谷藤克也・吉岡博・宮下智, 機論, 56-523, C (1990), 574-581.