

ボギー角操舵システムによる横圧低減効果の検証

○ [機] 天野 歩 [機] 小島 崇 堤 亮輔 [機] 佐藤 康頼

[機] 田中 隆之 [機] 本堂 貴敏 [機] 梅原 康宏 (鉄道総合技術研究所)

[機] 根岸 久子 (東日本旅客鉄道)

Verification of lateral force reduction effect by the active steering bogie system

○Ayumi Amano, Takashi Kojima, Ryosuke Tsutsumi, Yasuyori Sato,
Takayuki Tanaka, Takatoshi Hondo, Yasuhiro Umehara, (Railway Technical Research Institute)
Hisako Negishi, (East Japan Railway Company)

To verify lateral force reduction effect by the active steering bogie system, the running test using an actual railway vehicle, which is equipped with the developed system, is conducted and a numerical simulation is performed. The effect of lateral force reduction is confirmed by both of the actual running and numerical simulation. Comparing the running test results with the simulation results, the relation between steering force and lateral force tends to be the same.

キーワード： 曲線通過性能, 操舵制御, 操舵アクチュエータ, ボギー角, 横圧低減

Key Words : curving performance, steering control, steering actuator, bogie angle, lateral force reduction

1. はじめに

新幹線区間での高速走行安定性と在来線区間での曲線通過性能を両立する必要がある新在直通車両を対象に、著者らは操舵台車的一种であるボギー角操舵方式¹⁾を採用したシステムを開発した。本システムは、高速走行安定性が要求される場合にダンパとして機能する操舵アクチュエータ、逆操舵および直線区間での操舵を防止する機構、ヨー角速度センサで検出した曲率から操舵パターンを生成する制御装置から構成される²⁾。

本システムを鉄道総研所有の在来線試験車両に搭載して鉄道総研内の狭軌試験線を走行し、操舵力と横圧減少量を比較した。同時に、この走行試験を模擬したシミュレーションを行い、ボギー角操舵システムによる横圧低減効果について考察した。

2. 試験線走行試験

2.1 試験条件

図1に示すように、走行する曲線は曲線半径100 mおよび160 m (以下 R100, R160)、走行速度は15 km/hとし、A、Bの2方向に走行した。A方向は牽引車による牽引運転、B方向は推進運転で走行した。

操舵アクチュエータおよび油圧シリンダはNo. 1, 2台車の左右両側に搭載した(図1)。操舵アクチュエータおよび

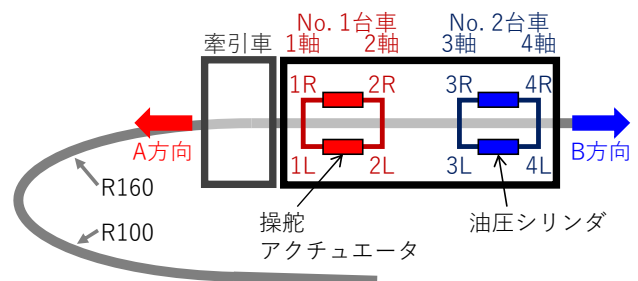


図1 走行条件

油圧シリンダで発生させた操舵力は0, 4, 8, 12 kNの4種類とした。操舵種別を図2および表1に示す。片台車制御については、操舵アクチュエータを搭載したNo. 1台車で実施した。なお、曲線と同方向に旋回する操舵モーメントを発生させる制御を同相制御、曲線と逆方向に旋回する操舵モーメントを発生させる制御を逆相制御と呼ぶ。

2.2 測定条件

操舵による各台車の挙動が横圧に与える影響を詳細に把握するため、前述の試験条件で試験線を走行し、1～4軸の内軌側、外軌側の横圧 Q とボギー角を測定した。

2.3 走行試験結果

(1) 操舵種別による横圧の変化

操舵力12 kN、操舵種別(a)～(f)の各条件で曲線通過時に先頭軸外軌側で測定された横圧の時系列波形を図3に示

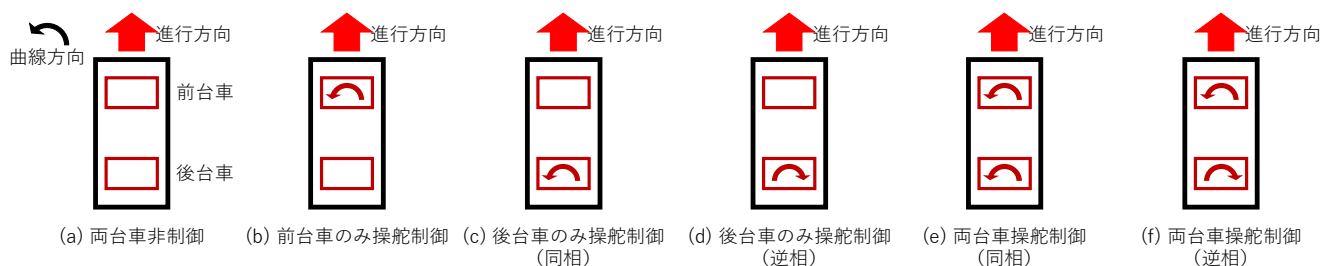


図2 操舵種別 (A方向の場合)

表1 操舵種別

(a) 両台車非制御	両台車共に操舵制御しない。
(b) 前台車のみ操舵制御	前台車のみ、曲線と同方向に旋回する操舵モーメントを発生させる。
(c) 後台車のみ操舵制御 (同相)	後台車のみ、曲線と同方向に旋回する操舵モーメントを発生させる。
(d) 後台車のみ操舵制御 (逆相)	後台車のみ、曲線と逆方向に旋回する操舵モーメントを発生させる。
(e) 両台車操舵制御 (同相)	両台車に、曲線と同方向に旋回する操舵モーメントを発生させる。
(f) 両台車操舵制御 (逆相)	前台車は曲線と同方向に、後台車は曲線と逆方向に旋回する操舵モーメントを発生させる。

す。R160 通過時における各部位の横圧 Q の平均値を図 4 に示す。平均値算出の範囲は円曲線とした。なお、図 1 に示すように、横圧表記の R は外軌側、L は内軌側を表し、数字は軸番号を表す。図 3 に示す横圧は、A 方向では 1 軸外軌側の横圧 (Q_{1R})、B 方向では 4 軸外軌側の横圧 (Q_{4R}) に対応する。操舵種別(a)と(b)~(f)を比較すると、R100、R160 のいずれも(f)>(b)>(e)>(d)>(c)の順に横圧減少量が

大きいことがわかる。一方で、後台車の進行前位軸の外軌側の横圧 (A 方向: Q_{3R} , B 方向: Q_{2R}) 減少量については、(e)>(c)>(b)>(f)>(d)の順となり、(d)と(f)は横圧が増加した。操舵種別(a)について、各台車前位軸外軌側の横圧が高いことが分かる(図 4)。先頭軸外軌側 (A 方向: $1R$, B 方向: $4R$) の横圧低減効果が一番高い(f)の条件では、後台車進行前位軸の外軌側の横圧 (A 方向: Q_{3R} , B 方向: Q_{2R}) を増加させてしまうことから、前後両台車の外軌側の横圧減少量がいずれも大きい(e)の条件が最適な操舵制御法と考えられる。

(2) 操舵力による横圧の変化

最適な制御法と考えられる操舵種別(e)について、操舵力を 0, 4, 8, 12 kN としたときの R160 通過時における各部位の横圧平均値を図 5 に示す。操舵力を大きくするほど、前後両台車の進行前位軸・外軌側の横圧 (A 方向: Q_{1R} , Q_{3R} , B 方向: Q_{2R} , Q_{4R}) は減少し、前後両台車の進行後位軸・外軌側の横圧 (A 方向: Q_{2R} , Q_{4R} , B 方向: Q_{1R} , Q_{3R}) は増加した。これは、ボギー角操舵により進行後位軸のア

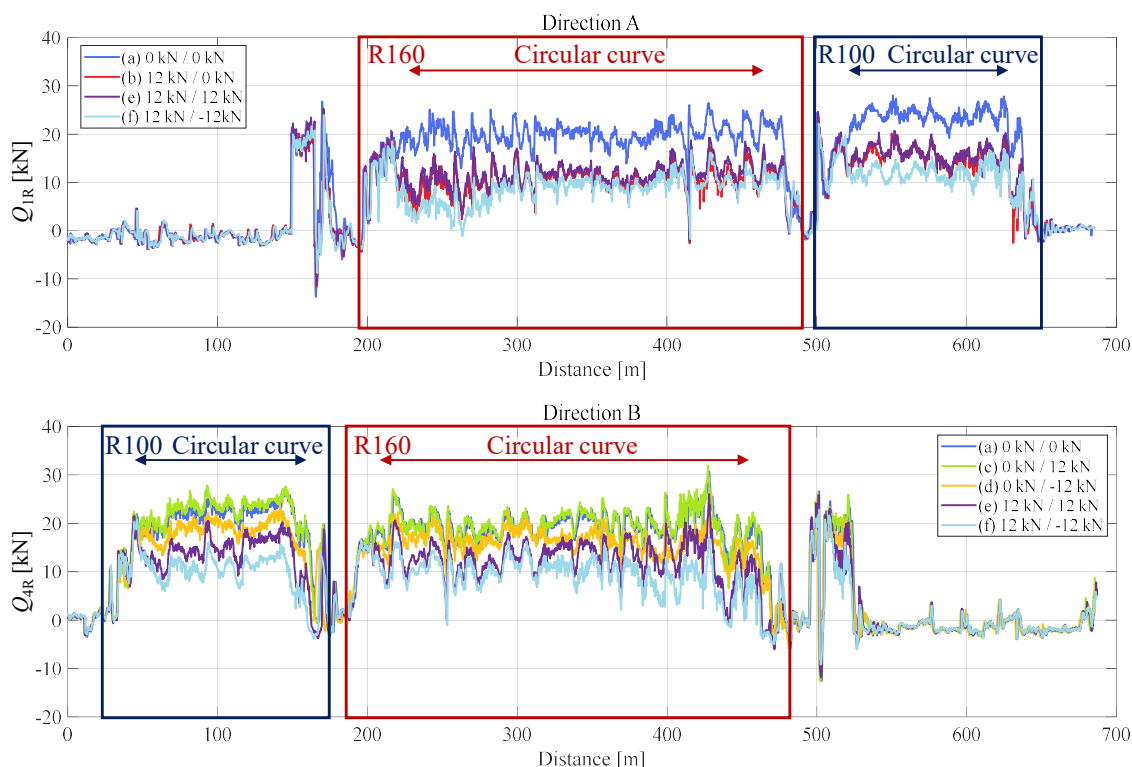


図3 操舵種別(a)~(f)における曲線通過時の先頭軸外軌側横圧 (操舵力 12kN)

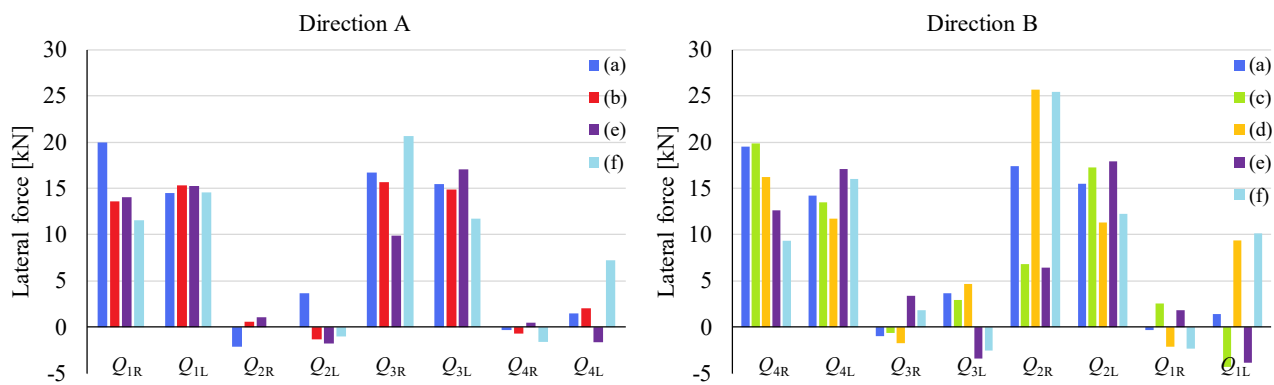


図4 操舵種別毎の横圧平均値(R160, 操舵力 12 kN)

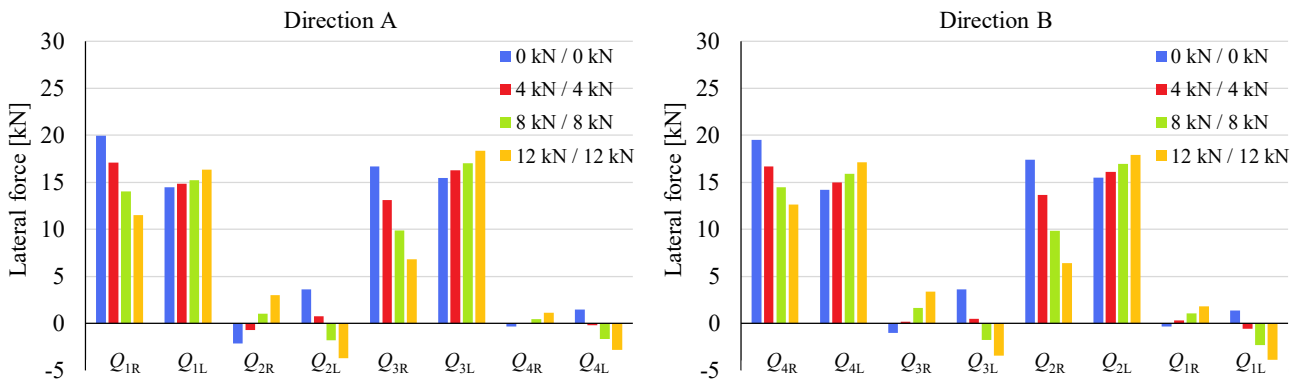


図5 操舵力毎の横圧平均値(R160, 操舵種別(e))

タック角が正から負に転じ、輪軸横圧が曲線内方に向かったためである³⁾。なお、後位軸外軌側での横圧の増加量は数 kN と小さく、走行安全性に影響を与えるものではないと言える。

3. シミュレーション

3.1 シミュレーション条件

(1) シミュレーションモデル

マルチボディダイナミクス解析ソフトウェア Simpack を用いて、前述の走行試験を模擬したシミュレーションを行った。走行速度は 15 km/h、軌道条件は軌道変位のない R160 の曲線とした。走行試験と同様に、曲線通過時の横圧と操舵力、ボギー角を算出した。

(2) 操舵コントローラ

Simpack と連成するモデルベース開発環境 MATLAB/Simulink を使用し、操舵コントローラを作成した⁴⁾。なお、走行試験の操舵アクチュエータ最大推力を考慮し、Simpack にフィードバックされる操舵力には ± 12 kN のリミッタを設けた。

3.2 シミュレーション結果

本シミュレーションの結果は、走行方向に依存しないことから、A 方向の結果のみを示す。操舵力を 12 kN とした円曲線通過時の横圧平均値を図 6 に示す。試験線走行試験の結果と同様に、先頭軸外軌側の横圧低減効果が一番高い (f) の条件では、後台車進行前位軸・外軌側の横圧 Q_{3R} を増加させ、(e) は、前後両台車の外軌側の横圧 Q_{1R} 、 Q_{3R} を大

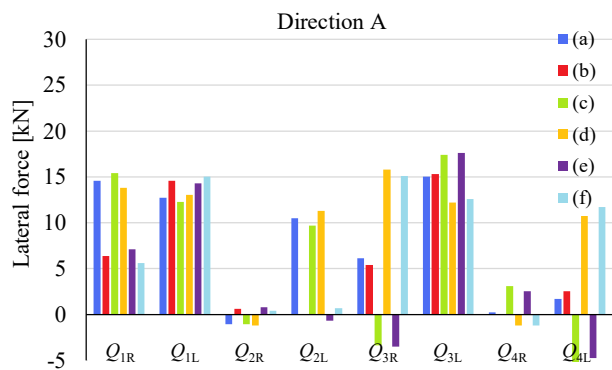


図6 シミュレーションによる操舵種別毎の横圧平均値 (R160, 操舵力 12 kN)

幅に減少させた。

4. 考察

図 7 に示すように、各操舵種別でのボギー角は試験線走行試験とシミュレーションで概ね一致した。また、各台車先頭軸外軌側の横圧を比較すると、操舵種別(e), 操舵力 12 kN で横圧低減効果が一番高いと言える(図 4~6)。シミュレーションにおいて、操舵種別(e)は、各台車のボギー角と幾何学的理想ボギー角⁴⁾との差(ボギー角差と呼ぶ)が一番小さい条件である。また、表 2 に示すように、操舵力が大きくなるとボギー角差が小さくなった。ボギー角差の変化の要因として、前台車については、ボギー角により発生する空気ばね反力を操舵アクチュエータの操舵力が打ち消し、ボギー角を幾何学的理想ボギー角に近づけていることがわかる。後台車についてはボギー角により発生する空気

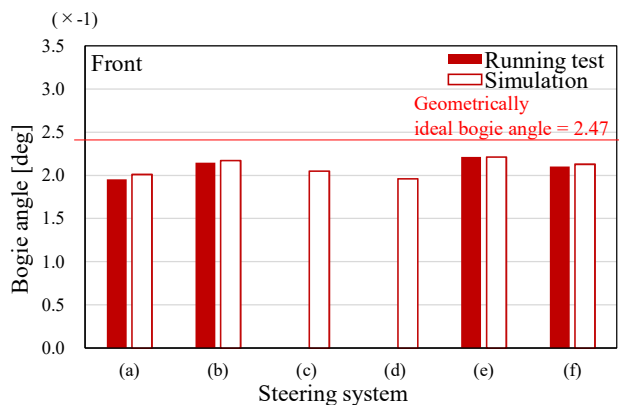


図7 操舵種別(a)～(f)の各条件における平均ボギー角 (A方向, 操舵力 12 kN)

表2 ボギー角差 (A方向, 操舵種別(e))

操舵力	前台車 [deg]	後台車 [deg]
0 kN / 0 kN	0.513	0.530
4 kN / 4 kN	0.454	0.417
8 kN / 8 kN	0.362	0.305
12 kN / 12 kN	0.256	0.212

ばね反力と操舵アクチュエータの操舵力が同方向に作用し、ボギー角を幾何学的理想ボギー角に近づけていることがわかる。

前後台車の平均ボギー角を比較すると、操舵種別に関わらず後台車の方が大きい(図7)。これは、曲線通過時における車輪／レール間の前後接線力による台車の旋回モーメント⁵⁾(逆相)と空気ばね反力による台車の旋回モーメント(前:逆相, 後:同相)、操舵力による台車の旋回モーメント(同相)の和が、前台車では逆相, 後台車では同相となり、前台車に対しては幾何学的理想ボギー角と逆方向, 後台車に対しては同方向になるからである(図8)。したがって、操舵種別(e)は前後台車が幾何学的理想ボギー角に一番近づく操舵方法であると考えられる。

台車に旋回モーメントを与える要因の1つである前後接線力 T について、試験線走行試験A方向、操舵種別(a)に対し、操舵種別(e)、操舵力 12 kN では、 T_{2R} 、 T_{2L} 、 T_{4R} 、 T_{4L} の大きさが小さくなった(表3)が、 T_{2R} 、 T_{2L} 、 T_{4R} 、 T_{4L} の減少による逆相の台車旋回モーメントの低減効果は限定的であり³⁾、各台車先頭軸外軌側の横圧 Q_{1R} 、 Q_{3R} の低減に対

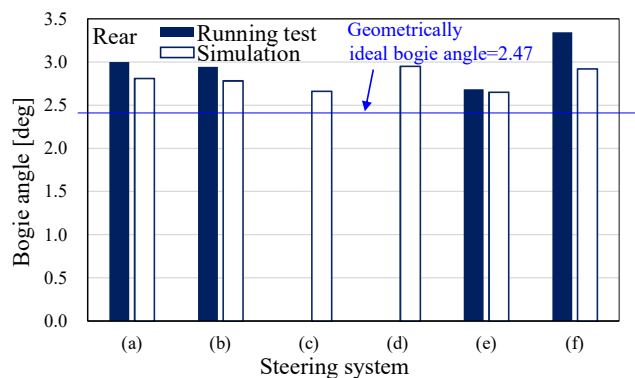


表3 前後接線力 [kN] (A方向, 操舵力 12 kN)

操舵種別	T_{1R}	T_{1L}	T_{2R}	T_{2L}	T_{3R}	T_{3L}	T_{4R}	T_{4L}
(a)	14.5	-12.2	-10.3	15.2	2.52	-6.21	-20.1	13.5
(e)	14.3	-12.6	-9.56	13.3	4.35	-9.20	-15.8	10.7

して前後接線力以外の2つの台車旋回モーメントにより支配的であったと考えられる。

ボギー角差が減少し、横圧低減効果もあった操舵種別(e)の操舵により、内軌の横圧が若干増加する傾向にあるが、外軌側の横圧低減量と比較するとその増加量は小さく、台車全体としては走行安全性が向上していると考えられる。

5. まとめ

鉄道総研試験線での走行試験とこれに対応するシミュレーションにより、ボギー角操舵システムによる急曲線区間での横圧低減効果を実際に確認した。R100 および R160 の曲線を 15 km/h で通過する際には、前後台車双方を同相制御する操舵種別(e)が、最も横圧低減効果が高く、操舵力が大きいほど先頭軸外軌側の横圧が小さくなることがわかった。また、前後台車の平均ボギー角を比較すると、後台車の方が大きくなり、前後台車双方を同相制御することでボギー角差が小さくなることがわかった。

走行試験とシミュレーションでは第2,4軸内軌側の横圧に大きな差が見られたため、実車両の輪重アンバランスや台車構造の詳細モデリングなどを反映し、シミュレーションのさらなる高精度化を図りたいと考える。

参考文献

- 1) 松本他: ボギー角をアクティブに操舵する急曲線向け台車の研究開発 (第1報・コンセプトと台上実験), J-RAIL2002, pp. 167-170, 2002.
- 2) 小島他: ヨーダンパのアクティブ制御によるボギー角操舵システムの開発, J-RAIL2018, No. 2104, 2018.
- 3) 本堂他: ボギー角操舵台車の輪軸アタック角・左右変位とクリープ力特性に関する実験的考察: J-RAIL2020, 2020.
- 4) 佐藤他: ボギー角操舵システムの実用化に向けた研究, J-RAIL2019, No. 1092, 2019.
- 5) 石田他: レール摩擦係数の実態調査, J-RAIL2013, pp. 509-512, 2013.

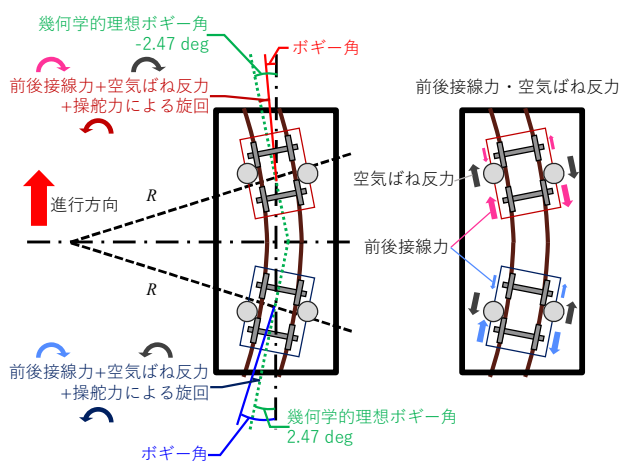


図8 ボギー角と台車に作用する力