ボギー角連動操舵台車へのアシスト操舵技術の適用

鴨下　庄吾*　　石毛　　真**　　梅原　康宏**
山長　雄亮**　　石栗　航太郎**

An Application of Assist Steering System for Bogie Angle Linked Steering Truck

Shogo KAMOSHITA　Makoto ISHIGE　Yasuhiro UMEHARA
Yusuke YAMANAGA　Kotaro ISHIGURI

The authors have developed an assist steering bogie system using hydraulic actuators to improve curving performance on narrow gauge line railway vehicles. This system is applicable to ordinary bogie angle linked steering systems. Some numerical simulations are carried out to check the reduction effect of the lateral wheel load, furthermore a running test using an actual vehicle is conducted. These examination results have shown the assist steering bogie system is capable of reducing the lateral wheel load at transition curve sections. Although further studies concerning fail-safe functions are needed to apply these steering bogie systems into practical use, a considerable potential of the system can be confirmed.
キーワード：ボギー角連動操舵台車，アシスト操舵，横圧，連携シミュレーション，油圧アクチュエータ

１．序論

鉄道車両の曲線通過速度向上のためには，速度向上に伴って増加する横圧に配慮する必要がある。横圧の発生は車輪，レール摩耗を増進させ，著大な横圧の発生は脱線の危険性を増加させる。横圧を低減させる方策として，曲線走行中に輪軸の向きを変えて発生横圧を抑制する操舵台車[1)]があり，これまでに様々な形式の操舵台車が研究・開発されてきた。台車 - 車体間の旋回動作に応じて輪軸を操舵するボギー角連動操舵台車[2)]は円曲線区間での横圧低減効果が大きいことに加え，逆操舵動作が発生する危険性がほとんどないため，振子特急気動車として既に実用化され，横圧低減に寄与している。

しかしながら，ボギー角連動操舵台車は緩和曲線区間での横圧低減が円曲線区間のように明確に達成されないことがあり，改善の余地があることが指摘されていた。そこで，油圧アクチュエータを用いて緩和曲線区間で台車旋回方向に能動的な制御力を与え，横圧低減を行うシステムについて検討を行った。このような補完的な操作力を適切に付与して自己操舵性能を向上させる技術をアシスト操舵システムと呼ぶ。これは，連動操舵方式とアクティブ操舵方式の融合によって円曲線・緩和曲線両者の性能向上を目指したシステムである。本報告では，アシスト制御付きボギー角連動操舵台車の横圧低減効果に関して，車両のダイナミクス系とコントローラ系をそれぞれモデル化して数値解析する連携シミュレーションに関する手法と，試作したアシスト操舵システムを搭載した実車両の構内走行試験結果について報告する。

*　車両構造技術研究部　車両振動研究室
**　車両構造技術研究部　走り装置研究室

２．操舵台車の機器構成

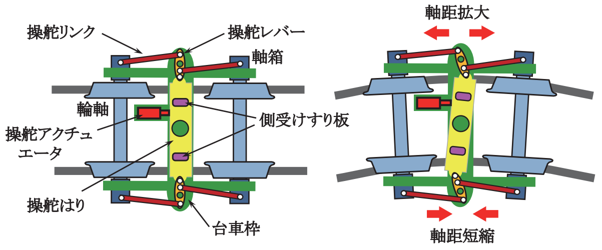
2.1　ボギー角連動操舵台車の構成とその効果

ボギー角連動操舵台車の基本的な構造を図１（a）（操舵アクチュエータを除く）に示す。操舵はりは側受けすり板を介して台車枠横はり上に搭載され，ヨー方向に回転自由度を持つ中心ピンまわりに旋回動作可能である。側受けすり板とは，高速走行時の蛇行動安定性を確保するため，台車旋回に適切な摩擦力を与える要素である。操舵はりと車体間の旋回は操舵はり両端のボルスタアンカで拘束されているため，上下方向を除いて両者は一体に運動する。台車枠と操舵はりの相対旋回角に輪軸が連動するよう操舵レバーと操舵リンクを構成し，曲線進入時の台車旋回によって外軌側軸距を延長し，内軌側では軸箱間隔を縮小させて軸距を短縮する（図１（b））。このように曲線区間のボギー角に応じて機械的に輪軸を操舵動作させる台車がボギー角連動操舵台車である。

台車旋回角度に対して，どの程度輪軸の操舵動作を行うかを規定する数値が操舵てこ比[2)]であり，てこ比は操舵はり旋回中心から操舵レバーの取付点間隔，操舵レバーと操舵リンクの取付点間隔などの幾何学的な位置関

係で決定される。本来，円曲線走行中に輪軸がラジアル位置を取り，最も転向横圧が低下した状態を構成するために必要なてこ比は1.0である。ただし，現在実用化しているボギー角連動操舵台車では，機構部で生ずるガタや緩和曲線走行時の操舵動作の遅れの影響などを考慮し，緩和曲線区間での横圧低減性能を向上させるため，てこ比を1.35と大きくした機械リンク系を構成している[2]。

ボギー角連動操舵台車の効果を確認するために実施した走行試験結果を図2に示す。曲線半径402（m），カント59（mm）の曲線を通過した際に，第1軸の発生横圧を，各区間別に平均した結果である。操舵機構を持たない従来台車の発生横圧は，類似形式の台車で同一曲線を同等の速度で走行した際の計測結果である。試験結果から，円曲線区間における大幅な横圧低減効果が確認できる。一方，緩和曲線区間では効果が少なく，特に出口側緩和曲線では従来台車に対して，却って発生横圧が増加していることがわかる。これは，曲線区間を先頭側台車が通過した後も後側台車が曲線区間に残留しているため，車体が完全に直進状態になっておらず，操舵機構により直線区間に関わらず不要な操舵動作が発生しているためである。また，側受けすり板はヒステリシスを持つ発生力特性を有するため，操舵はりが完全に直進状態に復位していないこともその要因である。そこで，緩和曲線区間で補完的な操舵力をアクチュエータにより付与するアシスト操舵技術の適用を検討することとした。



(a) 直線区間　　(b) 曲線区間

図１　ボギー角連動操舵台車の基本構造と動作

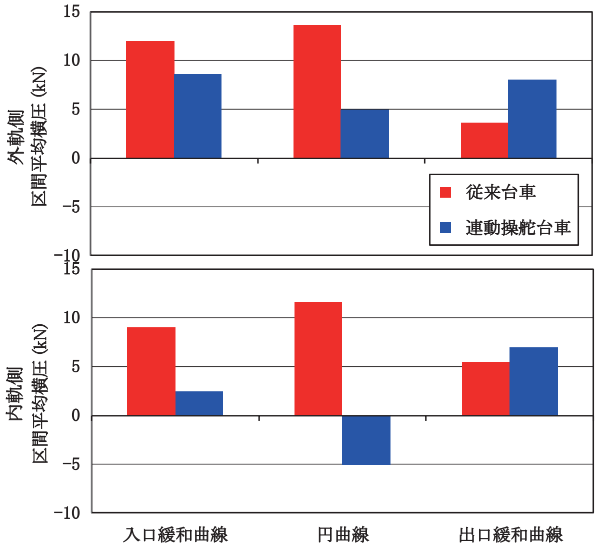


図２　従来台車と連動操舵台車の横圧比較

2.2　アシスト操舵技術の適用

アシスト操舵システムの操舵用アクチュエータには，台車内の搭載スペースと必要な発生力を考慮し，また良好な応答特性が期待できることから油圧アクチュエータを適用することを想定した。台車枠と操舵はりの間にアクチュエータを構成し，側受けすり板による摩擦力と対抗して台車旋回し易くする制御を行う。操舵はりの中心ピンからオフセットした位置にアクチュエータを組み込み，アクチュエータ伸縮による推力を台車旋回トルクに変換する（図1：操舵アクチュエータ）。

操舵制御装置としては，制御付き振子車両で実用化している予見制御方式を採用した。ボギー角連動操舵台車に必要なアシスト操舵制御は，その主要な横圧低減対象を緩和曲線区間と考えており，指令出力が遅れた場合には十分な横圧低減効果が得られなくなる可能性があるためである。また，当該台車は制御付き振子車両に使用されており，振子制御で利用する走行位置検出機能と軌道データが，アシスト操舵制御にも適用可能である。従って，高性能な予見制御コントローラをトータルコストを抑えて導入することが可能である。

今回の試験では，基本的な原理実証用の操舵制御目標パターンとして，緩和曲線区間位置に合わせてランプ状に操舵力を上昇させ，緩和曲線中一定の操舵トルクを維持した後，円曲線の進入位置付近で圧力を低下させるパターンを採用した。操舵トルクの大きさは，シミュレーションでその傾向を把握し，走行試験時には安全性を確認しつつ徐々にトルクを増加させてデータ取得を行った。

3．モデリングおよびシミュレーション検討

3.1　側受け摩擦力の測定

ボギー角連動操舵台車の性能を評価するため，操舵制御コントローラを含めた全体システムのシミュレーションを実施した。パッシブ状態でのシミュレーションにおいて，側受けすり板の摩擦力は非線形性が強い上，設計パラメータと実摩擦力との乖離が懸念されるため，シミュレーション精度に直接影響する要素の一つである。また，緩和曲線区間での発生横圧に与える影響も大きく，正確なモデリングが必要となる。そこで，実台車で発生する摩擦力を事前にベンチ試験で計測し，シミュレーションモデルに反映させることとした。

ベンチ試験装置の構成・外観を図3に示す。車体相当の垂直荷重を，クロスローラベアリングによってヨー方向の回転自由度を確保した固定装置を介して操舵はりに負荷し，地上と操舵はり間に設けたアクチュエータで操

舵はりの旋回動作を行った。ここで，アクチュエータ発生トルクとすり板トルクが釣り合っていると仮定し，すり板の摩擦力を推定した。また，操舵はりは極低速で旋回させ，操舵はりの慣性力は無視した。操舵はりより車輪側に配置される操舵レバー，操舵リンクなどは取り外し，純粋なすり板の摩擦力を測定した。

試験条件として垂直荷重を変化させ，すり板の面圧が変化した場合の摩擦力変化について調査した。代表的なアクチュエータ発生力とボギー角の時系列波形を図4に示す。図中，操舵はりが旋回を開始する時点でのアクチュエータ発生力の極大値を静止摩擦力，操舵はりが連続的に回転し，アクチュエータ発生力が比較的安定している状態の発生力平均値を動摩擦力として各摩擦係数を計算した。垂直荷重別に整理した面圧と動摩擦係数および静止摩擦係数の関係を図5に示す。動摩擦係数，静止摩擦係数共に面圧の増加に伴って値が減少する傾向が認められる。静止摩擦係数に関しては，旋回動作開始時の瞬間的な状態が影響するため，多少ばらつきが生じているが，全般的な傾向は把握できていると考えられる。今回計測した面圧の範囲内において，静止摩擦係数は動摩擦係数に対して0.05程度大きな値となった。測定された摩擦係数は，すり板製作時に測定した単体測定データより多少小さい値となったが，概ね同等の値であった。

3.2　側受け摩擦力と操舵台車のモデリング

軌道情報を含めた操舵台車車両モデルは，鉄道車両向けのツールが充実したマルチボディダイナミクス解析用のシミュレータ（SIMPACK [3]）を用いて作成した。本シミュレータでは，物理的属性（質量，慣性モーメント等）を設定した各構成要素を，それらの間に介在するばね，機械リンク等の結合要素で接続し，入力条件を与えてモデルを積分して車両全体挙動をシミュレーションする。ボギー角連動操舵台車による車両モデルを図6に示す。操舵リンクなどを含めた機構系をマルチボディダイナミクスで表現している。

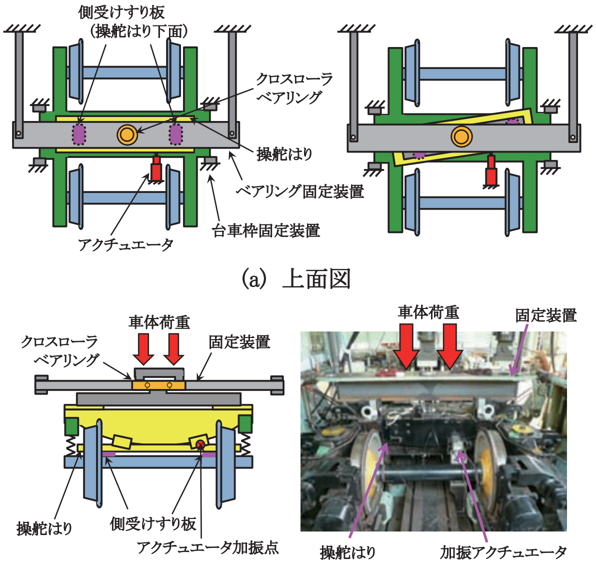
側受けすり板部分の特性は，前節のフリクション計測結果を導入した。ここで，ボルスタ台車の旋回フリクションモデルの台車旋回角と発生力の関係は図7に示すヒステリシスを想定し [4]，摺動部とばね・ダンパ要素は直列結合として表現した（図8）。操舵はりの旋回動作が起こる時点，つまり静止摩擦力までは線形ばね要素が作用して反力を与える。それ以上の操舵はり変位を伴う場合に操舵はり本体が旋回し，同時に発生力が動摩擦力まで低下するモデルである。旋回動作が一旦停止した位置から旋回角が復元する場合には，操舵はりはその位置で停止し，最初にばね要素が復位する。このように，旋回角や予め与えられている力の状態，旋回速度に応じて発生する摩擦力が決定されるモデルを採用した。この摩擦力 F の発生挙動を数式表現すると，操舵はりの状態に応じて式 (1)～(2) で表される。

$$F = k \times \left(\left| r_{ij} \right| - \left| r_{ij0} \right| \right) + c \times v_{ij} \quad (1)$$

$$\left| F \right| \le f_{stick}$$

$$F = f_{slip} \times \mathrm{sign}\left(v_{ij} \right) \quad (2)$$

r_{ij} ： 車体 - 台車間の着力点距離
r_{ij0} ： 最後に滑りが発生した時点の着力点距離
k ： 想定ばねのばね定数
c ： 想定ダンパの減衰係数
v_{ij} ： 車体 - 台車間の相対速度
f_{stick} ： 静止摩擦力，　f_{slip} ： 動摩擦力



(a) 上面図
(b) 正面図　(c) 外観

図3　ベンチ試験装置の構成

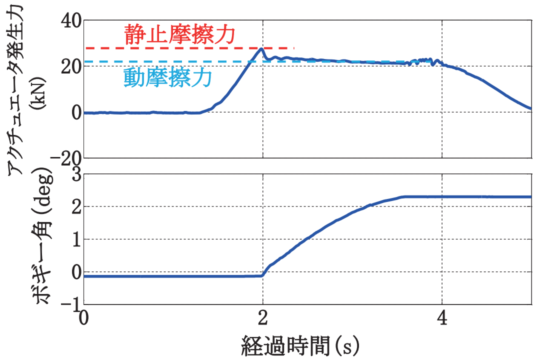


図4　ベンチ試験の時系列波形例

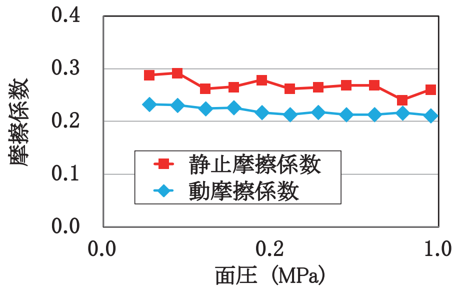


図5　摩擦係数の推定結果

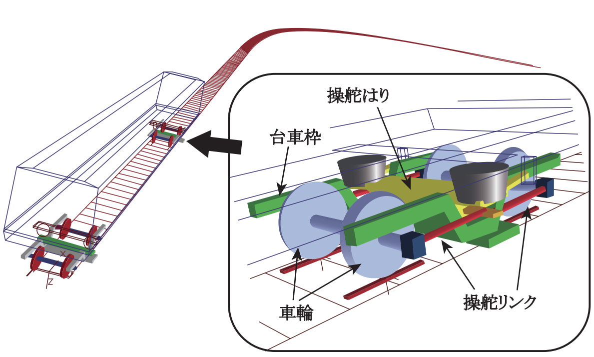


図６　ボギー角連動操舵台車のマルチボディモデル

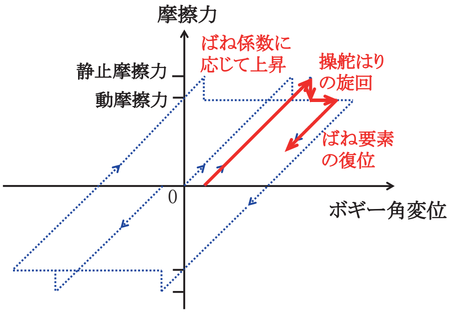


図７　ボギー角と摩擦力の相関

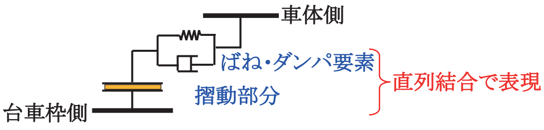


図８　摩擦力発生部分のモデル

3.３　アシスト操舵システムの導入モデル

部分的なハードウェア試験装置を使用し，全体システムを表現するためのシミュレータと連携させ，より正確なシミュレーション結果を得るHILS[5]（Hardware In the Loop Simulation）システムに関する開発が進められており，近年では特に自動車制御ソフト開発において中心的な手法となっている。このような手法をさらに簡便に実施するため，システムの構成要素の全てをソフトウェアで再現し，性能評価する手法が導入されている[6]。このような手法は，SILS[7]（Software In the Loop Simulation）と呼ばれている。

アシスト操舵システムを導入したボギー角連動操舵台車のシミュレーションに関してもSILSの手法を応用して構成した。すなわち，マルチボディダイナミクスによるパッシブなボギー角連動操舵台車モデルに，アクチュエータ・操舵コントローラ系を付加し，アシスト制御付き操舵台車の全体システムを再現した。アクチュエータ・コントローラ系のモデルは，数式等で実行する処理をブロックライブラリの結合で表現して計算を行う汎用解析ソフトウェア（SIMULINK）を利用して作成した。使用したコントローラは，車両の走行位置に応じて予め決められた操舵目標パターンに合わせて指令出力する機能のみである。同時に，アクチュエータに入力した指令と実発生力の立ち上がり特性に関してはアクチュエータ単体の試験結果を反映させ，一次遅れ要素として導入した。このように車両系のモデル，コントローラ系のモデルの両者を同期・連携させてシステム全体を再現した[8][9]（図９）。連携シミュレーションは，車両モデルシミュレータ側から走行位置，速度などの車両の運動状態に関するパラメータを出力し，コントローラ側の処理に引き渡す。それらのパラメータが入力されたコントローラモジュールは操舵制御に必要な適切な操舵指令値を求め，アクチュエータモデルの特性を加味した後，実発生力を車両モデル側にフィードバックする。このような手順を各サンプリングタイムごとに繰り返して実行し，規定した走行区間を通過するまでこのような計算を繰り返す。ボギー角連動操舵台車の基本性能，およびアシスト操舵システムの性能は，車両モデルシミュレータから出力される横圧を基準に評価した。

SILSによるシステムの表現方法は，制御対象とコントローラ系を別ソフトウェアで記述しているため，シミュレーションでの性能検証・最適化を実施後，コントローラ系の処理プログラムを実時間動作させるためのハードウェアに移植することで，完成度の高い実システム向けのコントローラが容易に，短い開発期間で実現できるメリットがある。

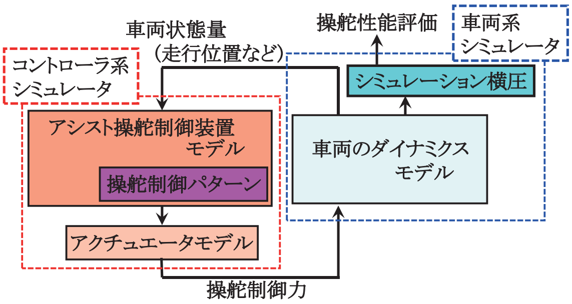


図９　連携シミュレーションの構成

3.４　シミュレーション結果

シミュレーションに用いた線路形状は，走行試験を行う鉄道総研構内の試験線の実測軌道データを使用した。抽出した試験曲線は曲線半径100（m），カント90（mm）で，走行速度は構内走行試験における牽引車等の性能を考慮して18km/hとして実施した。また，通常台車に対するボギー角連動操舵機構の効果を確認するため，操舵機能を除去した台車（ボルスタ式の通常台車）のシミュレーションも同様に実施した。ボルスタ式通常台車，ボギー角連動操舵，制御付き連動操舵の３条件における構内走行シミュレーション結果を図10に示す。横圧は編成先頭軸の発生横圧を示す。それぞれの状態を「操舵リンクなし」，「連動操舵」，「アシスト操舵」と表現した。円曲線区間での台車ボギー角は「操舵リンクなし」に比べて「連動操舵」「アシスト操舵」が若干大きくなり，発生

横圧が内外軌とも大幅に低減する結果となった。本シミュレーションでの「操舵リンクなし」条件の軸箱前後支持剛性は，一般的に使用されている台車パラメータに比べて非常に小さく，輪軸の自己操舵動作が作用し易いため，元々の発生横圧が低いことが想定されるが，「連動操舵」の横圧低減効果には及ばず，連動操舵機構の優位性が示されている。さらに，アシスト操舵制御力の付加によって緩和曲線部の横圧を効果的に低減させていることがわかる。ただし，出口側緩和曲線区間に関し，構内走行試験の線路形状・走行条件においては「アシスト操舵」の明確な横圧低減効果が認められない結果となった。また，出口側緩和曲線の終端部，アシスト操舵力を停止する付近で「アシスト操舵」の状態のみ横圧ピークが立ち上がっている。これは，操舵パターンの適正化によって改善できる見通しがあり，今後の検討が必要であると認識している。

4．構内走行試験結果

アシスト制御付きボギー角連動操舵システムを試験車両に搭載し，構内走行試験を行った（図 11）。アシストアクチュエータの油圧源としてピストンポンプ，サーボモータ，作動油タンクなどがユニット化され，ポンプ回転方向と回転速度を外部から電気的に制御して，直接油圧シリンダの発生力をコントロールする油圧デバイスを利用し，アクチュエータはコントローラより与えられる操舵力の目標パターンに追従するよう力制御で動作させた。このようなシステムは，一般に用いられるサーボバルブを使った油圧システムに比べエネルギー効率が高く，油圧系の配管接続個所が少ないため作動油漏れの可能性の低いシステムとなる。また，作動油の汚染に弱いサーボバルブを使用していないため，その汚染管理基準も比較的緩やかになり，コンタミネーションによる問題発生の可能性が低く，メンテナンス性に優れた油圧システムである。コントローラは予見制御を行うため，現在の車両走行位置をリアルタイムに検出する必要があるが，走行試験時には，地上側に設定した反射シートの検出位置を基準として，車輪回転パルスのカウントと車輪径から進行距離を算出し，現在走行位置を求めた。本試験のように比較的短距離での使用に限定すれば，大きな走行位置の誤差は発生しないと考えられる。

走行試験で観測された，先頭軸内外軌の発生横圧，ボギー角，操舵アクチュエータ発生力から換算した台車旋回トルク等を距離軸で表示した結果を図 12 に示す。シミュレーションと同様，アシスト操舵の有無，および操舵リンクを取り外して走行した結果を合わせて示す。シミュレーション結果と比較して，横圧には高周波の振動成分が発生し，全体に多少大きい横圧が認められるが，傾向としていずれの台車条件でもシミュレーションと同様の結果が得られた。逆操舵を含めて，台車旋回トルクを変化させた場合の入口緩和曲線での平均横圧を図 13 に示す。加えた操舵力に応じて発生横圧がほぼ線形に変化する効果が確認できた。最大台車旋回トルク (22kN・m) のアシスト操舵制御によって，平均横圧は 1/2 以下に

図 11　構内走行試験状況

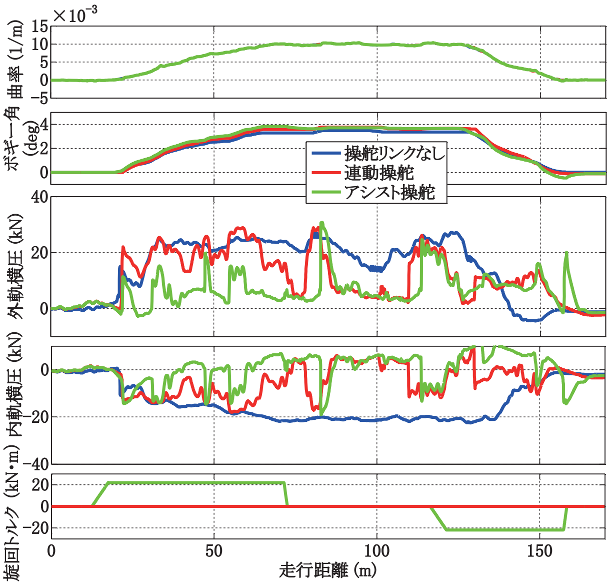


図 10　シミュレーション結果

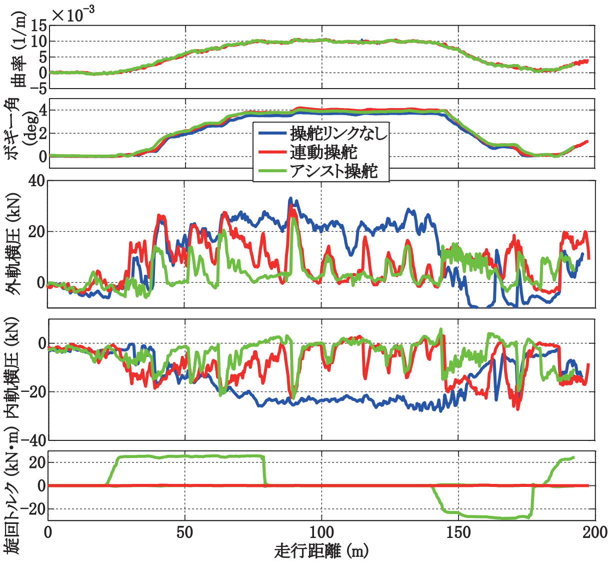


図 12　走行試験結果

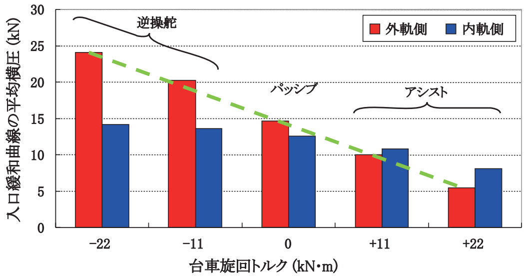


図 13　アシスト操舵による平均横圧の変化

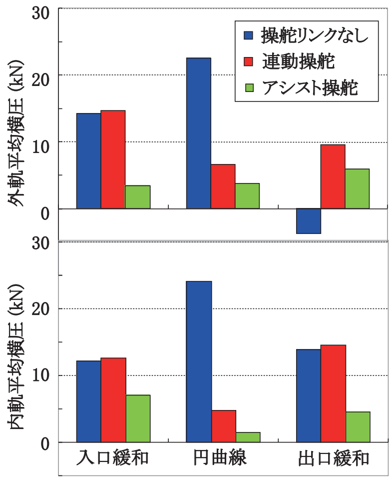


図 14　各方式・各区間の平均横圧

低減されている。ただし，逆操舵方向に操舵制御力が加わった場合には横圧上昇を招く結果となるため，何らかのフェイルセーフ性を担保することが実用化にあたって不可欠の開発事項となる。

台車条件別，各区間の平均横圧を図14に示す。アシスト操舵は緩和曲線での横圧低減に有効で，円曲線での連動操舵による横圧低減を阻害しないことがわかる。ただし，出口側緩和曲線の外軌発生横圧は，鉄道総研構内の線路形状・設定できる走行条件ではその変化傾向が把握しにくく，操舵リンクなしの状態以下に横圧を低減できない事象も認められた。今回の走行試験では，操舵パターンとして緩和曲線部で操舵力を与える簡易な方法を採用したが，より適切なパターンを検討する必要がある。

5．結論

ボギー角連動操舵台車の緩和曲線における操舵動作の遅れをアクチュエータによって能動的に補完し，横圧低減効果を向上させる，アシスト制御付きボギー角連動操舵システムに関する検討を行った。連携シミュレーションおよび走行試験の結果から，以下の知見が得られた。

- 側受けすり板の摩擦係数測定結果を反映させた走行シミュレーションによって，ボギー角連動操舵台車の横圧発生状況を再現した。
- 最大操舵力のアシスト操舵制御を行った場合，入口緩和曲線区間での平均横圧を半減させる効果が得られた。

今後の課題として，より営業線に近い条件で走行試験を実施する必要がある。また，操舵制御パターンの策定に関して，データベースとして与えられた曲率・カントなどの線形情報と車両の走行速度などからリアルタイムに適切な操舵パターンを生成する手法が必要となる。走行試験に使用した台車の側受けすり板の摩擦係数は，台車の蛇行動安定性と緩和曲線区間での発生横圧に影響する重要な因子であり，操舵制御効果の定量的な評価にも関係する。パッシブ状態での性能と制御付き操舵性能のトレードオフに配慮し，適切なすり板の選定基準と制御手法などに関して検討を深度化したいと考えている。また，側受けすり板の最適化と同時に，操舵てこ比に関してもその最適化を行い，システム全体の高性能化を図る必要がある。さらに，実用化に向けて，システムのフェイルセーフ性確保が必須の課題である。

最後に，構内走行試験用台車をご提供くださった，北海道旅客鉄道株式会社の関係各位に感謝いたします。

文　献

1）佐藤栄作：操舵台車における横圧と最近の操舵台車の技術動向，鉄道車両と技術，No.7，pp.12-19，1997
2）佐藤栄作，小林秀之，岡本勲，手塚和彦，柿沼博彦，玉置俊治：リンク式ボギー角連動方式による特急気動車用操舵台車の曲線通過横圧，日本機械学会論文集（C編），Vol.64，No.625，pp.315-322，1998
3）Schupp, G., Netter, H., Mauer, L., Gretzschel, M.：Multibody System Simulation of Railway Vehicles with SIMPACK, Vehicle System Dynamics，supplement to Vol.31，pp.101-118，1999.
4）谷藤克也：台車旋回抵抗を考慮したボギー車の左右強制振動解析，日本機械学会論文集（C 編），Vol.55．No.512，pp.940-949，1989
5）佐々木君章：鉄道車両研究への HILS システムの応用，鉄道総研報告，Vol.20，No.6，pp.5-10，2006
6）夏目明典，青井文男，横浜浩二，筒井健司，上藤陽一，中本正彦：信頼性の高い製品を支える制御ソフトウェア検証技術，三菱重工技報，Vol.43，No.2，pp.20-24，2006
7）細川健司，吉田光男，松尾智裕，鷹取剛，高橋淳二：制御アプリケーション仕様開発への SILS の適用，富士通テン技報，Vol.26，No.2，pp.16-22，2008
8）Alexander Schirrer：Co-simulation of Rail Car Body Vibration Control with SimPACK，p.29，2010.
9）John T Pearson，Roger M Goodall：An Active Stability System for a High Speed Railway Vehicle，ELECTRONIC SYSTEM AND CONTROL DIVISION RESEARCH 2003，pp.11-14，2003.