

鉄道車両用台車における操舵系ダイナミクスの制御の動向

Dynamics and Control of Steering Mechanics on Railway Trucks

須田 義大*

Yoshihiro SUDA

省エネルギー性、安全性に優れた高速大量輸送システムである鉄道システムの技術革新は重要である。車両の走行という基本機能をつかさどる台車のダイナミクスの制御が近年注目されている。そのうち、高速走行安定性と曲線での操舵性能の両立を目指した台車の操舵系の改善について、研究開発の動向を概説する。さらに、筆者の提案するセミアクティブ制御の考えを取り入れた前後非対称方式操舵台車のコンセプト、および操舵性能について、計算結果と実際に試作された台車の走行試験と基に紹介する。

1. はじめに

鉄道車両においても、運動や姿勢の制御にアクティブコントロールやセミアクティブコントロールが実用化してきた。車両の運動は、大きく分けて次の3つに分類できる。ひとつは、車両の前後方向の運動であり、駆動、制動力の制御が問題になるものである。2番目は、路面や軌道の不整によって引き起こされる強制振動を主体とした運動である。主として上下方向の運動が対象であるが、車体が台車の上にサスペンションを介して支えられている構造を持つ通常の鉄道車両では、左右運動やヨーイング運動もこれらに含まれる。最後が、車両の操舵に関する運動である。直線運動だけではなく、平面上を走行するためには、左右とヨーイングを伴う運動が必要である。

このように分類すると、鉄道車両の分野では、制御技術はこの順番で開発され、実用化が進んできたように考えられる。鉄道車両の前後方向運動制御、すなわち、列車の自動停止装置、自動制御装置、さらに自動運転は、かなり以前から実用化されている。自動車で実用化しているアンチロックブレーキもこの範疇にはいる。

2番目の運動に対する制御は、いわゆるアクティブサスペンションが相当し、鉄道車両においては、早くから開発が進められ、最近実用化の目処がたってきたといえよう。

本論で言及するのは、最後の操舵系の制御についてである。

2. 操舵系の制御の問題点

車両の操舵系におけるアクティブ制御の適用は、自動車

においても、鉄道においても一番立ち遅れてきたように見受けられる。その理由は、自動車においては、人間が操舵をするため、勝手に機械任せの制御を行う訳には行かないことであろう。鉄道においては、人間が操縦しない代わりに、軌道に拘束されて走行するため、車輪の自己操舵機能が重要な役割を果たしてきた。すなわち、元来メカニカルな自動制御が行われてきたことによると、考えられる。

操舵系の制御では、列車の運転制御のようなシーケンシャル制御ではなくリアルタイムのフィードバック制御が本来要求される。さらに制御の目標が防振のように単純ではない。人間や軌道によって与えられる望みの運動を実現し、元からある制御機能とうまく協調しなければならない。

鉄道車両については、作用する力が大きいこと、運動する構成要素の質量が大きいことも障害になってきた。アクチュエータにパワーが必要となり、制御に要するエネルギー消費も大きくなるからである。さらに、万が一制御がフェイルしたときには、脱線に結びつくことから、制御の信頼性、安全性の問題を解決しなければならない点も見逃せない。

3. 鉄道車両の車輪レール系のダイナミクス

鉄道車両の操舵系の制御を考えると、車輪・レール系のメカニズム、ダイナミクスを理解する必要がある。通常の鉄道車両では、輪軸と呼ばれる左右の車輪が剛に結合したものをを用いる(図1)。これは、メカニカルに自己操舵(セルフステアリング)する機能を持っている。レールと車輪が接触する部分、踏面とよばれている所は円錐状(厳密には複雑な曲面であるが)になっている。そのため、曲線区間では、輪軸が外側にシフトして、内側の車輪の回転

*東京大学生産技術研究所 第2部

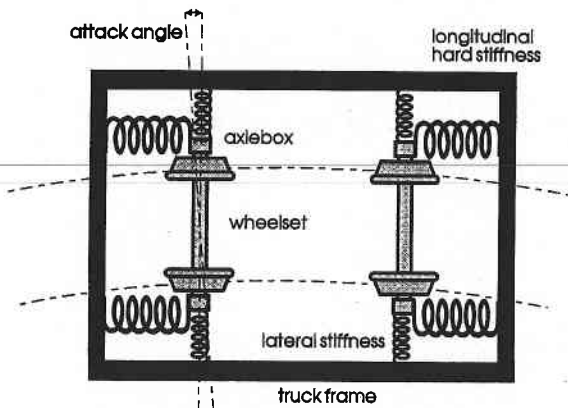


図1 従来の鉄道車両台車

半径は小さく、外側の曲線半径は大きくなる。このため輪軸はレールに沿って自動的に旋回する。

この機械的自動制御システムをブロック線図で示すと、図2 (a) のようになる。車輪の変位と相対滑りに応じて車輪とレール間には、クリープ力と呼ばれる接触力が進行方向および左右方向に作用する。この力は、車輪が輪軸を構成することにより、輪軸をレール中心線上に絶えず保つように作用する。すなわち、輪軸位置を検出し、フィードバック制御をしていることに相当する。

ところが、このシステムは速度が高くなると不安定になる。これが蛇行動と呼ばれる自励振動現象である。クリープ力による減衰力は速度の向上とともに減少してしまう。これを防ぐために、輪軸だけでなく、台車と言う2つの輪軸をサスペンションで結合した装置を用いて車体に結合する。輪軸と台車枠間の前後・左右方向のサスペンションは、システムを安定化する働きがある。

4. 制御の考え方

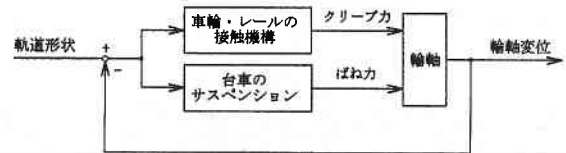
前述のように、台車は、元来持つメカニカルな自動制御機能、すなわち曲線軌道に沿ってセルフステアリングし、かつ、輪軸や台車に外乱が作用しても、レール中心位置に復元させる機能を持っている。クリープ力は、制御機能をつかさどるが、台車のサスペンションは、システムの安定化のために作用し、操舵機能は妨げてしまう。そのため、この機械式制御システムでは、サスペンションのために必ずしもステアリング性能は良好ではない。そのため、制御性能向上を目指した制御システムの改善が望まれるのである。

今までに検討され開発されてきた各種制御方法をまとめると表1 のようになる。

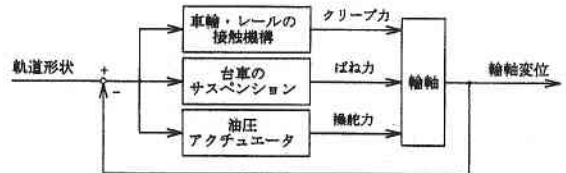
5. 鉄道車両の操舵系の制御

5.1 輪軸のアクティブ操舵

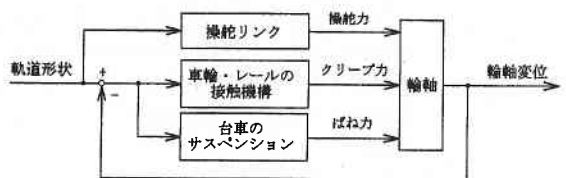
最も直感的な方法は、操舵性能悪化に寄与するサスペン



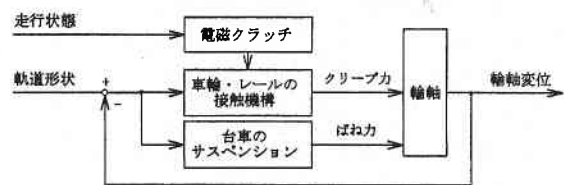
(a) 輪軸の自己操舵機能



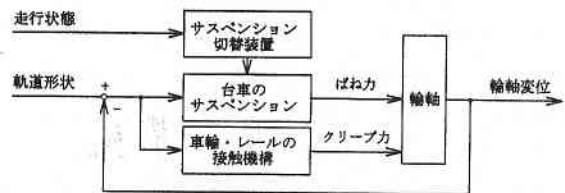
(b) 輪軸のアクティブ操舵



(c) 操舵リンクによる誘導操舵



(d) クリープ制御輪軸



(e) セミアクティブサスペンション

図2 鉄道車両の操舵系制御の考え方 (各種制御方法のブロック線図による比較)

ションを改善し、輪軸の運動を制御する手法である (ブロック線図は図2 (b)、概要は図3)。輪軸の運動、レールと車輪の相対変位を渦電流式センサーで検出し、油圧アクチュエータで輪軸の運動を直接コントロールするフィードバック方式がフランスで試作されている¹⁾。センサーとレール間の距離は $30 \pm 10\text{mm}$ に保てばよく、曲線半径 23m という急曲線も問題なく通過できる性能を持っているという。高速運転や信頼性が問題であると考えられる。走行試験は行われたが、いまだ実用化されていないようである。

表1 操舵系の各種制御手法

手法	制御目的	制御対象	検出量	具体的手法	制御手法	図
輪軸のアクティブ操舵	操舵	輪軸の運動 (フィードバック制御)	輪軸の位置	油圧アクチュエータなど	アクティブ	3
輪軸の誘導操舵	操舵	輪軸の運動 (フィード フォワード制御)	曲線状況	車体・台車枠結合操舵リンク	メカニカル	4
クリープ制御輪軸	安定化	クリープ力	速度	左右車輪間の電磁クラッチ	セミアクティブ	5
前後非対称化台車	操舵	サスペンション	進行方向	軸箱支持剛性の切り替え	セミアクティブ	6

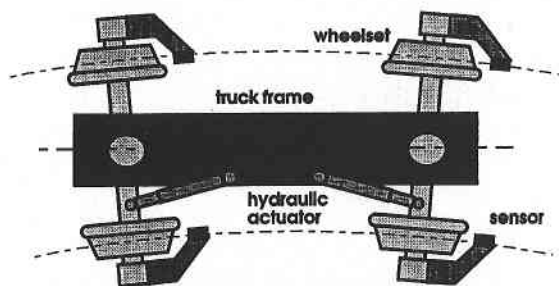


図3 輪軸のアクティブ操舵方式

5.2 操舵リンクによる輪軸の誘導操舵

センサーとアクチュエータによる制御が理想的な姿ではあるが、これと同等なことをメカニカルに行う方式も提案され、実用化されている。カナダ等で開発された車体・台車・輪軸を結合する操舵リンクを用いた誘導操舵方式^{2),3)}である（図4）。輪軸の位置を検出する代わりに、図2(c)のように、曲線を検出するフィードフォワード方式である。曲線の存在は、車体・台車間のボギー角で検出し、リンクで輪軸を操舵させる。確実な制御効果と信頼性から実用化がなされ、1986年に開業したバンクーバのリニアモータ推進車両に本格的に採用されている。

一方、この方式の弱点として、ボギー角では検出の遅れがあること、台車が複雑になること、新たな不安定現象があることなどの問題点も抱えている。この不安定現象はWeinstock効果と呼ばれており²⁾、通常の台車では車輪の踏面勾配が小さいほど台車の安定性は向上するのに対し、

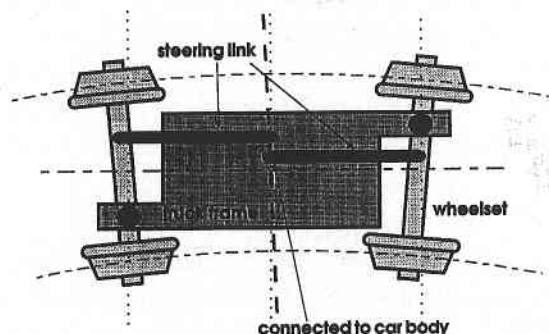


図4 操舵リンク方式

この台車では小さい踏面勾配において、台車の運動が不安定となりうる。

このボギー角連動方式は詳細にみると二つの方式に分けられる。輪軸の操舵によって軸箱支持のためのサスペンションが変形するかどうかである。通常の台車に操舵リンクを組み込んだ場合は、操舵によりサスペンションは変形し、抵抗力が発生する。このようなタイプは強制操舵方式と呼ぶこともある。一方、図4のようなタイプでは、サスペンションの変形は生じないような構造になっている。このようなタイプを誘導操舵方式と区別する。我が国においても、近年、このようなボギー角を連動させる方式の台車が試作されているが、上記の定義では強制操舵方式である。

なお、リンク装置を用いた台車として二つの輪軸をクロスアンカ・リンクで結合したシェッフェル台車が有名であるが、この台車では輪軸の運動モードを一部拘束したにすぎず、制御の考え方は入っていない。

5.3 クリープ力制御輪軸

サスペンションはいじらずに、クリープ力を制御する考え方もある（図5）。この手法では、操舵機能はクリープ力で維持し、超高速におけるシステムの安定性を向上させることをねらったもので、ドイツの新幹線ICE開発に伴い試作された⁴⁾。左右の車輪を剛に結合せず、電磁クラッチを用いて結合する。左右の車輪の相対回転自由度は適度に与えることにより、車輪に作用するクリープ力が制御で

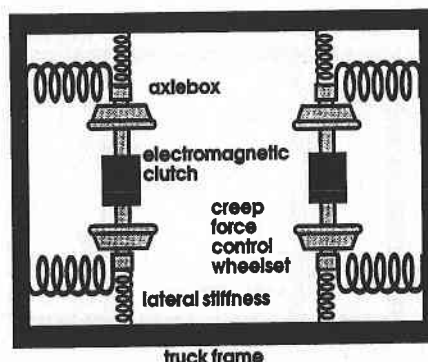


図5 クリープ制御輪軸方式

きる。図2(d)のように速度に応じてクラッチを動作させれば安定性は向上し、そのため台上試験では、500km/hを超す走行が可能であったが、実用化はされていない。輪軸に制御力を新たに加えるのではなく、輪軸に作用する力の伝達を制御するのであるから、この方式はセミアクティブ制御と考えられる。

5.4 サスペンションのセミアクティブ制御

このセミアクティブ制御は、エネルギーの消費が少ないという長所のために、サスペンションに適用することも当然考えられる。クリープ力による操舵機能を最大限引き出し、サスペンションによる操舵性能阻害をできるだけ打ち消すように、サスペンションの力の伝達を制御する考えである。図2(e)のように、検出の困難な輪軸変位ではなく、検出の容易な速度によってサスペンションの定数を制御するのが現実的である。

もっとも単純でまず思い付く方式として、操舵性能を犠牲にしても構わない高速直線走行時には、軸箱支持剛性を硬くして安定性を確保し、比較的低速で走行する急曲線旋回時には、軸箱支持剛性を柔らかくして操舵性能を向上させるやり方がある。この考えを取り入れた試作台車はすでに製作されているようである⁵⁾。この方式では、走行時に輪軸が運動している最中に軸箱支持剛性を切り替える必要が生じる。また、曲線走行時に操舵と緩衝するモータの装架を切り替える台車も検討されている。

一方、図6には、筆者の提案する前後非対称化制御台車^{6)~15)}を示す。これは、進行方向に応じて前軸の支持剛性を前後で非対称となるように切り替える方式である。支持剛性の切り替えは停止時に一度行えばよい。理想的な操舵性能が得られる最適な支持剛性比が、曲線半径にはよらず、クリープ力と台車パラメータの関数で定まるのである。

支持剛性の切り替え方式としては、(a)のようなアクチュエータを用いて直列に結合した柔ばねを殺すことによって高剛性を得る方式、(b)のように、減衰力可変ダンパを用いて並列に結合した剛ばねを殺すことによって柔剛

性を得る方式が考えられる。後者の方が、ダンピング作用を得られるメリットがあるが、前者の方がフェイルセーフ性が良い。そのため、前者の方式を用いた試作台車が我が国で試作され^{12),14),15)}、実用化目前である。そこで、次節でその原理と性能について詳細に解説する。

6. 前後非対称式操舵台車

6.1 前後非対称台車の考え方

従来の鉄道車両では、一部の例外を除いて前後両方向に同等の走行性能が要求されるため、車両は前後対称に設計されている。セミアクティブ制御の考え方を取り入れ、状況に応じてサスペンションの切り替えを前提とすれば、何も前後対称に定数を設定する必要はない。すなわち、最適な剛性を前後の輪軸にそれぞれ与えることができる。支持剛性の選択の幅は広がり、それだけ性能向上の可能性が出てくる。

前後非対称台車として、台車内の支持剛性、リンク機構などの非対称性のみを考慮した前後非対称支持台車、後輪軸のみに独立回転車輪を配置した前後非対称輪軸台車、これら双方の非対称性を持つ前後非対称輪軸・支持台車の3つがある⁶⁾。前述の実用性を考えると、最も構造が簡単である前後非対称支持台車が好ましく、さらにそのうち軸箱支持剛性のみに非対称性を取り入れ、その他の構造は通常の台車と同一であるものとなる。

6.2 非対称性パラメータとパーフェクトステアリング条件

前後非対称支持台車でリンク機構を考えないとき、輪軸の操舵（すなわち台車枠と輪軸の相対ヨーイング運動）に作用する前後方向の軸箱支持剛性に着目し、前軸の剛性を k_{x1} 、後軸のそれを k_{x2} と表すと、サスペンションの前後非対称性を示す指標が次式で定義できる（ a は軸距の半分）。

$$a_s = -a \frac{k_{x1} - k_{x2}}{k_{x1} + k_{x2}} \quad (1)$$

a_s が⁸⁾、等価曲げ剛性 k_b 、車輪半径 r 、車輪の等価踏面勾配 λ 、左右車輪接触点間距離（ほぼゲージ）の半分 b 、車輪・レール間の接触力特性を表す定数（縦クリープ係数） κ_{11} によって定まる次の条件を満たせば、線形理論上、サスペンションの前後非対称化によって、理想的な操舵性能が得られる。この条件は、曲線の曲率には依存しない。

$$a_s = \frac{k_b r}{2\kappa_{11} \lambda b} \quad (2)$$

図8に提案する前後非対称方式操舵台車の曲線旋回時の概念図を示す。前軸が柔支持であるため、輪軸の持つ自己操舵機能によりアタックアングルが理論上ゼロとなる理想的な操舵が前後両輪軸について得られる。(2)式の条件は、

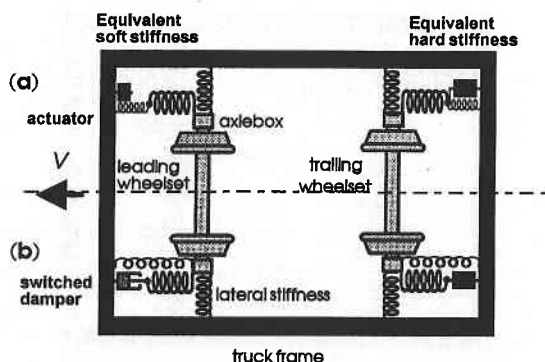
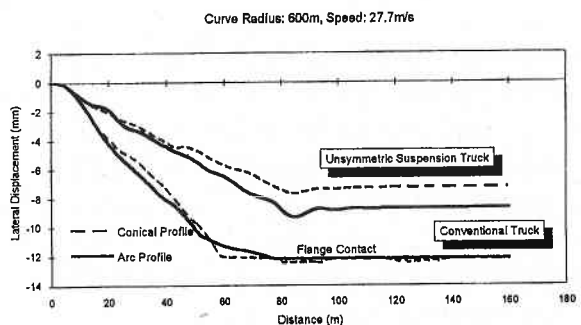


図6 セミアクティブサスペンション方式

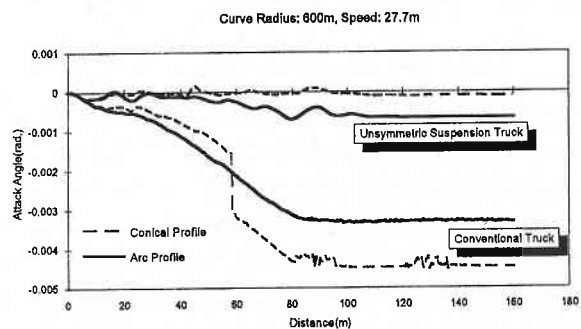
輪軸の持つ自己操舵機能が最大限生かされるような条件である。輪軸の左右変位も減少しフランジ接触防止も期待できる。

6.3 曲線旋回シミュレーション結果

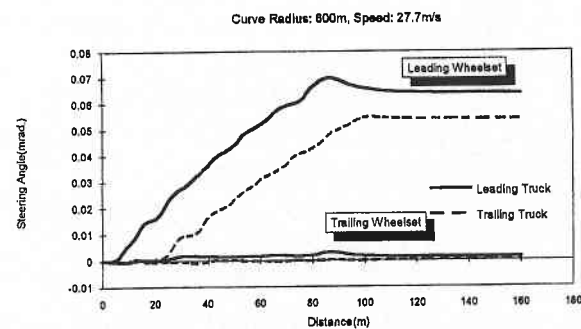
図 7 に、曲線半径 600m の曲線半径を 100km/h で走行したときのシミュレーション結果を示す。緩和曲線長は 80m, カントにより遠心力がバランスする条件である。車両のばね特性は線形モデルを仮定しているが、車輪とレールの接触幾何については、実際の非線形形状を用い、クリープ力の計算については、カルカーの FASTSIM アルゴリズムを用いて非線形特性を考慮している。車輪の踏面形状については、円錐踏面と円弧踏面形状の2通りを想定している。シミュレーションでは、比較のために前軸の軸



(a) 輪軸左右変位



(b) アタックアングル



(c) ステアリングアングル

図 7 シミュレーション結果 (曲線半径 600m)

箱支持剛性が後軸と等しいと想定した対称台車のシミュレーション結果も合わせて示してある。

両輪軸の左右変位とアタックアングルを示したのが図 7 (a), (b) である。対称台車では、前軸のステアリングアングルは小さく、十分な操舵が得られていない。さらにフランジ接触が生じている。一方、提案する前後非対称方式操舵台車では、アタックアングルは、緩和曲線区間を含めてほぼゼロを保っており、予想通りパーフェクトステアリングの状態が得られていることが理解できる。フランジ接触も避けられ、理想的な操舵性能を持っていることがわかる。

図 7 (c) は前後輪軸のステアリングアングル (操舵角) の変化を示す。後輪軸の前後方向軸箱支持剛性が硬いため、後軸はほとんどステアリングしない。その代わり、台車枠は後軸が操舵するようにヨーイングし、さらに前軸は大きく操舵する。その結果、図 8 に示したような状態で、理想的なステアリング特性がほぼ得られていることがわかる。

在来台車では、円弧踏面を用いることにより、操舵性能は若干改善される。円弧踏面では、円錐踏面とは異なり、等価踏面勾配が輪軸の左右変位に対して一定ではなく、徐々に大きくなる特性を持っているからである。一方、提案する前後非対称方式操舵台車では、円弧踏面を用いると、アタックアングルが完全に零にはなくなる。その理由は次のように説明できる。式(2)の非対称指数の計算では、円錐踏面に線形クリープ力を仮定したが、円弧踏面では前述の非線形特性のために、すべての状態でパーフェクトステアリング条件を満たせない。また、実際にはクリープ力にも非線形性が存在することが一因である。しかし、その差は小さく、式(2)に現れる縦クリープ定数の不確定性を考えれば、大きな問題とはならないと考えられる。

6.4 試作台車と曲線走行試験

軸箱支持剛性の前後非対称化のアイデアを取り入れた試作台車が、在来線の特急用振り子式ボルスタレス台車を

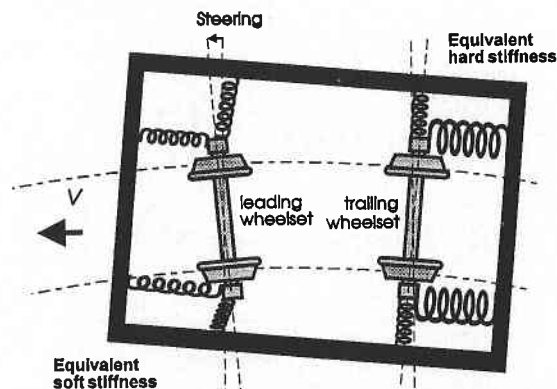


図 8 提案する前後非対称方式操舵台車の概念図

ベースに東海旅客鉄道と住友金属工業において製作された(図9)。走行安定性確保のために、ヨーダンパ装置を用いている。前後非対称を表す指標 a_s は、もちろん線形理論上パーフェクトステアリングを実現するように、式(2)を満たすように定めてある。車輪の踏面形状は、在来線の標準円弧踏面であり、等価踏面勾配は約 1/7 である。フェイルセーフを考慮して、支持剛性の切り替え装置は空気圧シリンダを用いた方式が採用されている。その詳細な機構については、文献(14)に詳しい。試作台車の蛇行動安定性に関しては台上試験により確認され、加振試験においては、臨界速度は 220km/h (61.1m/s)、加振をしない場合では、224km/h (62.2m/s) であり、在来線用台車として十分な安定性をもっている。

本線走行試験は、中央線の名古屋・春日井間および中津川・木曽福島間で行われた。最高速度は 130km/h であり、走行安定性について何等問題はなかった。試験車両は 381 系電車を用い、1 編成のうちの 1 両に前後非対称方式操舵台車 2 セットを、前後台車とも同一向きに装着した。その他の車両の台車は、従来の台車(支持剛性が両軸とも硬い対称台車)であり、試験結果の比較に用いた。曲線半径は最小 300m であり、走行速度は通常速度よりも最大 25km/h 高い速度まで設定した。

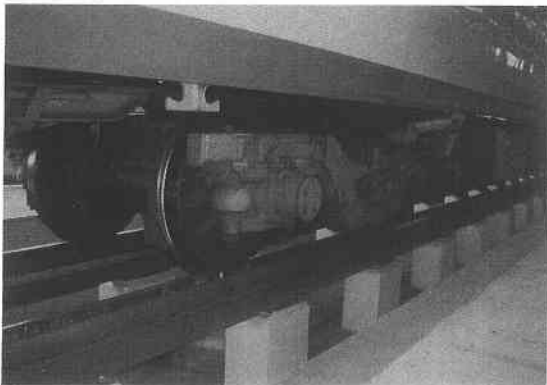


図9 試作台車

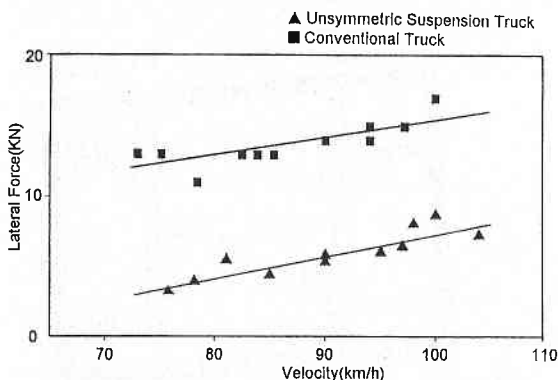


図10 走行試験により測定された前輪軸外側車輪に作用する平均横圧(曲線半径 420m)

図10に走行試験結果の一例として、測定された前軸車、前輪軸、外側車輪に作用する横圧(▲)を示す。曲線半径 420m のカーブを速度を変えて走行した場合である。前後対称な従来の台車の測定結果もプロットしてある(■)。試作された前後非対称方式操舵台車の横圧は、従来の台車に比べて約 1/3 に減少している。このことは、曲線旋回時に車輪とレールに作用する力が大幅に減少できることになり、操舵性能が期待通りに向上されたことになる。

6.5 まとめ

走行安定性を犠牲とすることなく、操舵性能を大幅に向上させることを目標に、操舵系の制御の考えを取り入れた、前後非対称方式の操舵台車を提案した。本方式は、通常の台車において、台車内の前後方向軸箱支持剛性を進行方向に応じて前後非対称に剛性値を設定するものである。よって、リンク装置などの必要がなく、従来の台車と構成上大きな変化は無い。前後非対称性を適切に選択する事によって、理論上、両輪軸ともにラジアル方向へステアリングするパーフェクトステアリング特性が得られる。

この優れた操舵性能は、試作台車による走行試験とコンピュータによる走行シミュレーションによって確認した。試験結果とシミュレーション結果にはよく一致し、良好な操舵性能が得られることがわかった。測定された横圧は、在来台車に比べて最大 1/3 程度まで減少させることができた。なお、本台車は来年度中に、「しなの」用 383 系新型特急車両で実用化される予定である。

7. 結 言

鉄道車両台車の操舵系の制御により、操舵性能の改善について、その研究開発動向を解説した。いずれの方式も、いまだ本格的に実用化されていないが、センシングとアクチュエータによる変位の制御が必要ないというメリットから、セミアクティブ方式が現在の所、最も有力な方式と考えられる。そのうち、サスペンションを進行方向に応じて切り替える前後非対称方式操舵台車は、実用化が間近く有望な方式と考えられる。ロバスト性や応答性の観点から、アクティブ操舵方式にもメリットがあり、今後のさらなる展開を期待している。

なお、筆者の提案する前後非対称方式操舵台車において、実際の台車の設計製作、試験、解析など、多くの諸氏のご協力頂いた。末筆ながら謝意を表します。

(1993年12月15日受理)

参 考 文 献

- 1) Akin, P., et al, Proc. of 12th IAVSD Sympo., (1991), p.147.
- 2) Smith, R. E. and Anderson, R. J., Vehicle System Dyna-

- mics, 17 (1988), p.1.
- 3) Smith, R. E., Vehicle System Dynamics, 18 (1989), p.45.
 - 4) Geuenich, W., et al, Railway Gazette Int., 1985-4, p.279.
 - 5) Hodl, H. and Higermoser, A., SGP Verkehrstechnik, Highlights
 - 6) Suda, Y., JSME Int. J., 33-2 Ser. III (1990), p.176.
 - 7) 須田・和田, 機論, 57-534, C (1991), p.586.
 - 8) 須田・和田, 機論, 57-540, C (1991), p.2633.
 - 9) Suda, Y., Anderson, R. J., CSME Forum 'Transport 1992 +', III (1992), p.688.
 - 10) Suda, Y., Anderson, R. J., ASME WAM "Transportation System -1992-", DSC-44 (1992), p.65.
 - 11) Suda, Y., Anderson, R. J., Yamada, K., Proc. of 13th IAVSD Sympo., (1993), p.175.
 - 12) Suda, Y., Vehicle System Dynamics, 22 (1993) 掲載予定.
 - 13) Suda, Y., Anderson, R. J., Proc. of Stech'93, (1993), Vol.2. p.389.
 - 14) Yamada, K., Hino, K., Proc. of Stech'93, (1993), Vol.2 p.407.
 - 15) 須田・山田・日野・椎葉, 機講論, 930-81, (1993), p.239.