

正 [機] ○風戸 昭人 (鉄道総研)

Tilt Control Method of Railway Vehicle to Follow Variation in Cross Level of Track

Akihito KAZATO, Railway Technical Research Institute 2-8-38, Hikari-cho, Kokubunji-shi, Tokyo

This research proposes a tilt control method of railway vehicles to follow variation in cross level of track. The method is that a target tilt angle for the tilt actuator mounted on the rear truck inputs earlier than the other actuator mounted on front truck. The amount of forward time is equal to the travel time between each truck.

The multi-body simulation illustrated the effectiveness of this method. In case of a tilting system with actuators parallel to secondary suspensions, this method can reduce wheel load variation and the maximum force required for tilting. In case of a passive tilting system with additional actuators, this method can reduce the maximum force required for tilting.

Keywords : railway vehicle, tilting train, track, transition curve, wheel load variation, running safety

1. はじめに

本研究の目的は、車体傾斜車両が軌道にねじれのある緩和曲線を走行するときの、車体に作用するねじりモーメントを低減し、輪重変動の抑制、及び傾斜に必要なアクチュエータの最大出力を低減する車体傾斜制御方法を提供することである。

現在、国内の車体傾斜車両には、車体支持装置である空気ばねをアクチュエータとして車体を傾ける方式¹⁾と、台車内に円弧状のガイドを有する振りばりを持ち、車体に作用する遠心力とともに、台車枠と振りばり間に構成した横置きアクチュエータでガイドに沿って車体を傾ける方式²⁾の2種類がある。いずれの場合も、走行している軌道の曲線情報と走行速度情報に基づいて制御装置から演算出力される目標値に従って傾斜量の制御を行っている。ここで、制御装置から出力されるアクチュエータの変位目標値は、進行前側台車のアクチュエータと、進行後側台車のそれとで共通の値が用いられるのが通常である。

しかしながら、曲線出入口に敷設される緩和曲線のようなカント遷移区間では、軌道のねじれによって前後台車の地平面に対する角度に差が生じるため、各台車に対して1つの車体を同じ傾斜角度に制御しようとする、車体に対してねじりモーメントを負荷してしまう。このことは、車体へダメージを与えるだけでなく、走行安全性に直結する輪重の変動を大きくしてしまう恐れがある。また、各台車のアクチュエータが突っ張り合うことは、エネルギーを無駄に消費していることになる。

今後、さらなる高速化や乗り心地の向上を目指して、最大傾斜角度の増加や、より高剛性、高応答の傾斜制御が求められることが予想され、その際には上記の問題が顕在化すると考えられる。そこで本稿では、緩和曲線のカント変化に合わせた傾斜角度目標値(以後、「傾斜パターン」とする)の生成手法の提案と、その効果をシミュレーションにより検討する。

2. カント変化に合わせた車体姿勢制御方法

2.1 車体にねじりモーメントが作用する原理

はじめに、軌道のねじれが車体にねじりモーメントを作用させる原理を考える。図1は、車両が直線から緩和曲線に進入しつつある状況である。先に緩和曲線に進入する前位台車は、カントにより外軌側車輪が持ち上げられ、台車は曲線内側に傾斜する。すると、枕ばねを介して剛体である車体にも内傾させる力が作用するが、このとき後位台車はカントのついていない直線上にあるため、後位台車は中立姿勢を保持し、車体を中立に保とうとする。このような状況で車体にねじりモーメントが作用する。車体のねじりモーメントの反力は、台車、車軸を経由して、各車輪の輪重変化として現れることになる。この例であれば、前位台車外軌車輪と後位台車内軌車輪の輪重が増大し、前位台車内軌車輪と後位台車外軌車輪の輪重は減少する。車両が緩和曲線を走行している間はこの状態が継続する。また、カントが漸次減少する出口側緩和曲線においても同様の現象が起こる。このときは、前位台車外軌車輪の輪重が減少するため、大きな横圧と相まって脱線係数の増大を招き、走行安全性に影響を及ぼすことが懸念される。

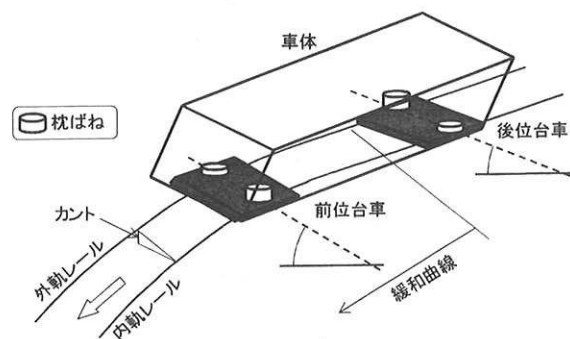


図1 緩和曲線進入時の車両姿勢

2.2 ねじりモーメントの解消方法

このような現象を回避するには、前後台車位置のカントの差を吸収するように枕ばねの高さを制御し、枕ばねが支持する車体の地平面に対する角度（以後、「車体支持角度」とする）を前後台車で揃えてやればよい。その際、前位台車の枕ばねのみを制御するか、後位台車の枕ばねのみを制御するか、または両者を適当な比率で制御するかを選択肢がある。しかし、前位台車を制御することは、前位台車位置のカントによる角度よりも車体支持角度を小さくすることを意味する。カントは車両に作用する遠心力を緩和する目的で設けられていることを考慮し、できるだけ遠心方向の加速度が生じない方法を選択するのが望ましいと考え、後位台車の枕ばねのみを制御する方法を選択することにする。

図2に、一つの曲線を走行するときの、カントによる台車の傾斜角度を示す。(a)は前位台車、(b)は後位台車を表し、(c)は(a)と(b)の差である。(c)はすなわち後位台車の車体支持角度の不足量を表すので、後位台車の枕ばね高さをこのように制御することで、車体にねじりモー

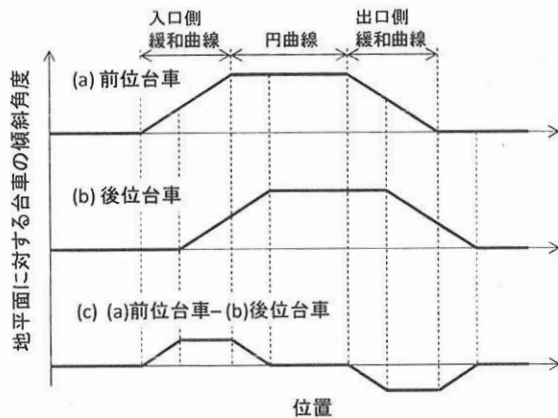


図2 カントによる台車の傾斜角度

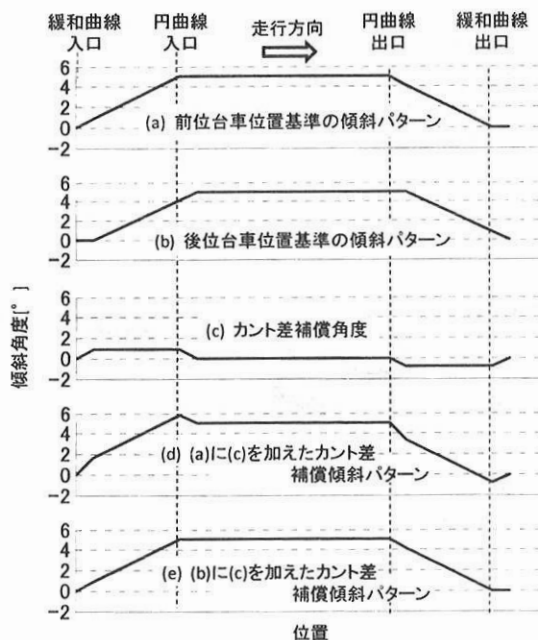


図3 傾斜パターンの生成例

ントを作用させずに済む。

3. 車体傾斜車両への拡張

2章で述べた方法を車体傾斜車両へ拡張する。車体傾斜車両の場合には、後位台車へのカント差補償角度である図2(c)に、傾斜パターンを合算すればカント変化に追従した車体傾斜制御を実現できる。

図3に、一つの曲線における傾斜パターンの生成例を示す。最大傾斜角は 5° とし、カントによる軌道の傾斜角最大値も同じ 5° とした。ここで、傾斜パターンの生成にはいくつかの方法が考えられる。一般的な在来線車両は、進行方向に20mの長さを持っている。この車両のどの部位が曲線に差しかったときに傾斜を開始するかは任意に決めることができる。図3には代表例として、車両の前位台車位置を基準にした場合と、後位台車位置を基準にした場合の二通りを示した。図3の上方に示した緩和曲線、円曲線の出入口位置は、前位台車の走行位置を基準にしたものである。(a)は前位台車の走行位置に合わせて生成した傾斜パターンであり、(b)は後位台車の走行位置に合わせて生成した傾斜パターンである。(c)は図2(e)と同様のカント差補償角度である。ここで、車体傾斜を前位台車位置基準で行う場合には、前位台車の傾斜アクチュエータに与えるパターンは(a)となる。このとき、後位台車の傾斜アクチュエータに与えるパターンは、(a)に(c)を加えたパターン(d)となる。(d)は、円曲線入口付近と出口側緩和曲線でオーバーシュートを持つ、いささか不連続な形状となった。これに対し、車体傾斜を後位台車位置基準で行う場合には、前位台車の傾斜アクチュエータに与えるパターンは(b)となり、後位台車の傾斜アクチュエータに与えるパターンは、(b)に(c)を加えたパターン(e)となる。(e)は、(d)のようなオーバーシュート形状にはならず、単純に(b)を進めた形状となった。

実際の車両への適用を考えると、(d)は円曲線中のオーバーシュートを許容するために、最大傾斜角をより大きくする必要があり、車両設計に制約が生じる。これに対し、(e)はこのような制約がなく、単純に前位台車用のパターン(b)を台車中心間距離分だけ進めて出力すればよいので、簡易な制御アルゴリズムで実現可能である。現実には、図3の例のように最大車体傾斜角とカントによる傾斜角が同じ角度になるとは限らないので、単純にずらすだけでは完全なパターンとはならないが、実走行において前後台車位置のカント差を正確に把握することはそもそも難しい。よって著者は、パターン(b)と(e)のような簡便な方法を提案する。

図4に後位台車のパターンを進めて出力する方法のアルゴリズムを示す。実際のシステムでは、予め一定時間進めて生成した傾斜パターンを、前後台車に異なる遅れ時間を持たせて出力することで実現できる。

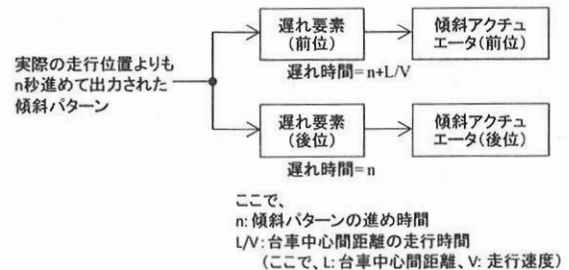


図4 実システムでの傾斜パターン出力アルゴリズム

4. シミュレーションによる検証

4.1 枕ばね並列アクチュエータによる傾斜機構の場合

枕ばねと並列に取り付けた上下方向に力を発生するアクチュエータによって車体を傾斜させる機構を持った車両の場合のシミュレーションを行う。近年、在来線特急車両や新幹線車両で用いられている空気ばね車体傾斜もこれに相当する。シミュレーションには汎用のマルチボディダイナミクス解析ソフトである SIMPACK³⁾を用いた。車両モデルは、一般的なボルスタレス台車を持つ在来線の1両モデルとし、図5のように2次ばねである枕ばねの位置に並列にアクチュエータを取り付けた。曲線走行時には、各アクチュエータに傾斜パターンに相当する高さ目標値を与えて車体傾斜を行う。最大傾斜角は5°とし、外軌側のアクチュエータを伸ばし、内軌側のアクチュエータを同量縮める方式とした。車体質量は26tである。走行する軌道は、曲線半径300m、カント105mm（外軌上げ）、緩和曲線長さ42m（カント低減倍率400倍）の単一曲線とした。走行速度は85km/hである。

図6に従来方式である、前後台車のアクチュエータに同じタイミングの傾斜パターンを与えて制御した場合の結果を示す。先頭軸外軌側車輪の輪重変化に着目すると、直線走行時に45kNであったものが、入口側緩和曲線走行時には79kNまで増加し、出口側緩和曲線では21kNまで減少した。内軌側車輪は外軌側と対照的な挙動を示し

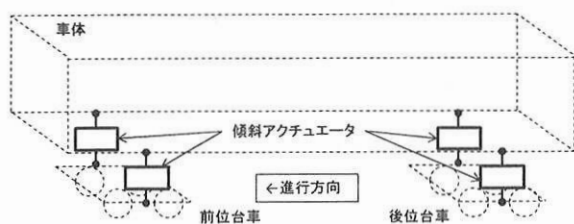


図5 枕ばね並列アクチュエータの構成

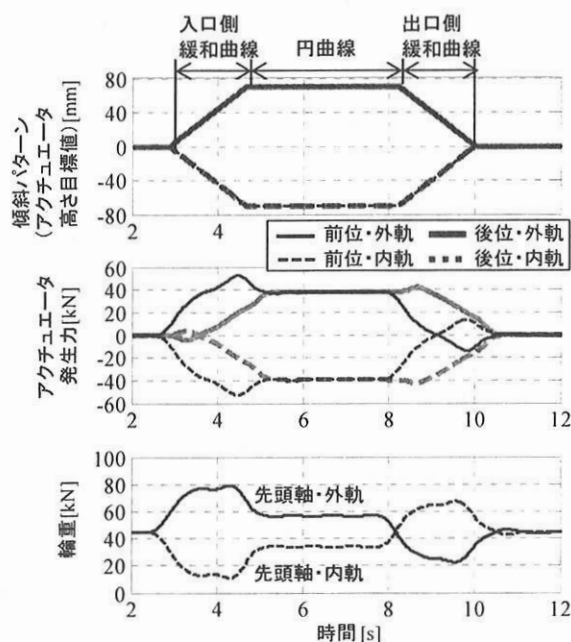


図6 枕ばね並列傾斜機構のシミュレーション結果（前後台車のパターンを同一タイミングとしたとき）

ている。アクチュエータ発生力を見ると、入口側緩和曲線では、後位に対して前位のアクチュエータ発生力が大きく、出口側緩和曲線ではその逆に、後位のアクチュエータ発生力が大きいことが分かる。また、入口緩和の前半部分や出口緩和の後半部分では、前後のアクチュエータが逆向きに力を出し、突っ張り合う状況も確認できる。このことは、2本あるアクチュエータが協調して力を出すことが出来ず、車体にねじりモーメントを与えていることを表している。

これに対し、図7には今回提案する後位台車のアクチュエータの傾斜パターンを進めて出力した場合の結果を示す。傾斜パターンの進め時間は、台車中心間距離14.4m / 走行速度85km/h (=23.6m/s) = 0.6秒である。先頭軸外軌側輪重を見ると、入口緩和では65kNまでの増加、出口緩和では35kNまでの減少に留まり、図5の場合に比べて変動が小さくなった。アクチュエータ発生力を見ると、入口緩和、出口緩和ともに、前後台車のアクチュエータが均等に傾斜力を受け持つようになり、前後で逆向きに力を出すこともほとんどなくなった。その結果、傾斜に要するアクチュエータ1本あたりの最大発生力は、50kNから40kNに減少した。

以上より、今回提案する手法を用いて軌道のねじれに車体を追従させることで、輪重変動を抑制でき、傾斜に必要なアクチュエータの発生力も抑えられることが明らかになった。

4.2 振りばり式傾斜機構の場合

次に、在来線の特急電車に広く用いられている、振りばりと、遠心力による傾斜動作をアシストするアクチュエータを持った車体傾斜機構に本手法を適用した場合の効果を検証する。車両モデルは、図8に示す一般的な制御付き振り車両モデル⁴⁾とした。傾斜用アクチュエータは、前後それぞれの台車の台車枠～振り梁間に構成され、この変位量を制御することで車体を傾斜させる機構である。走行させる軌道は、振り車両が走行する実在区間の線形とし、軌道不整（通り、水準）を含んだものとした。

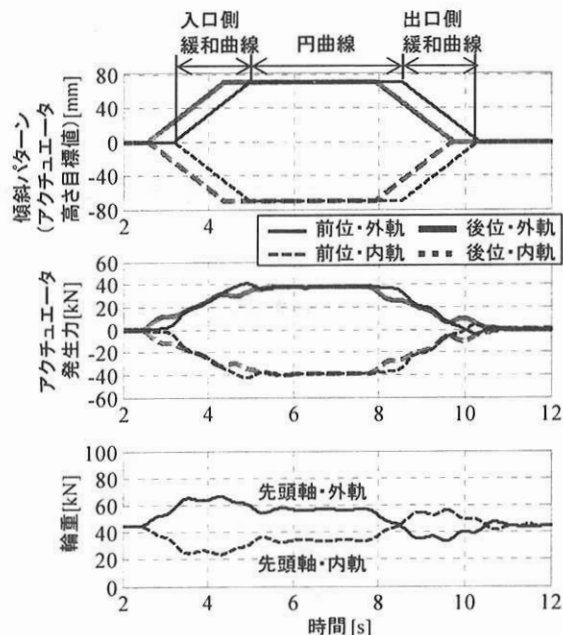


図7 枕ばね並列傾斜機構のシミュレーション結果（後位台車のパターンを進めたとき）

図9にシミュレーション結果を示す。前後同一パターンのときのアクチュエータ発生力に着目すると、緩和曲線で前位と後位のアクチュエータが逆向きに力を発生しており、車体にねじりモーメントを作用させていることが分かる。一方、後位進めパターンの場合には、このような逆向きの力は出にくく、かつ、傾斜に必要な最大発生力が小さくなった。逆向きの力が完全になくなっていないのは、前後台車位置でのカント量の差分を正確に反映したパターンではないことと、軌道不整の影響を受けた車体のヨーイング動揺の影響などが考えられる。

なお、輪重(図示省略)についてはどちらの制御方式でも違いが見られなかった。これは、振りばり式の場合

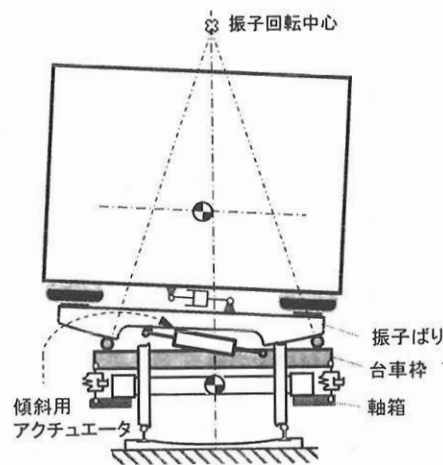


図8 振りばり式傾斜機構

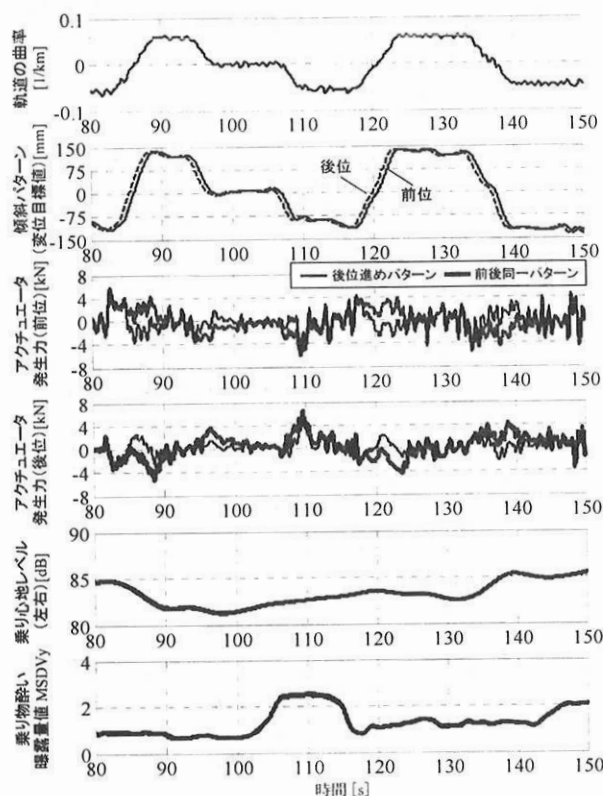


図9 振りばり式傾斜機構のシミュレーション結果

には、車体傾斜に要する力が、枕ばね並列方式よりも格段に小さくて済むため、傾斜アクチュエータによるねじりモーメントが輪重に影響を与えるほどではないためである。

また図9には、乗り心地レベル L_T と、振り車両で指摘されやすい乗り物酔い評価値として、MSDVy(乗り物酔い曝露量値)⁵⁾を併記した。図9から分かるように、今回提案する手法がこれらの乗り心地評価指標を悪化することはない。

以上より、振りばり式傾斜機構に対しても、本手法は効果を発揮し、かつ傾斜性能、及び乗り心地性能には影響を与えないことを確認できた。

5. おわりに

緩和曲線のような軌道にねじれのある区間を車体傾斜車両が走行するときに、前後台車に構成された傾斜用アクチュエータによる車体へのねじりモーメント負荷を軽減する傾斜パターンの生成方法を検討した。その結果、次の知見を得た。

- (1) 車体傾斜の目標角度である傾斜パターンを、前後台車のアクチュエータにタイミングをずらして与えることが有効である。ずらし方は、後位台車へのパターン出力を、前位台車への出力タイミングに対して前後台車間距離の走行時間分だけ進めることである。
- (2) (1)の方法を、枕ばね並列アクチュエータによる傾斜機構を持つ車両へ適用すると、緩和曲線における輪重変動を低減できることをシミュレーションにより明らかにした。また、前後台車の傾斜用アクチュエータが均等に傾斜力を負担するようになり、アクチュエータ1本あたりの最大出力を低減できることが分かった。
- (3) (1)の方法を、振りばり式傾斜機構を持つ車両に適用すると、傾斜に要するアクチュエータの最大出力を低減できることをシミュレーションにより明らかにした。また、傾斜性能、及び乗り心地性能に悪影響を与えないことを確認した。

本手法は、傾斜パターンの形状は変更せず、タイミングをずらすだけで実現できるため、煩雑な制御アルゴリズムの変更は不要で簡便に適用可能である。今後、車体傾斜を行わない車両に対しても、本手法を応用して輪重変動を低減する方法を検討していきたいと考えている。

参考文献

- 1) 後藤昭裕：JR北海道261系特急気動車の車両概要と各種試験の結果、鉄道車両と技術、6巻4号、pp.32-40、2000
- 2) 若生寛治：制御付き振り子気動車2000系の誕生-JR四国-、Railway Research Review、46巻6号、pp.32-37、1989
- 3) Schupp, G., et al.: Multibody System Simulation of Railway vehicles with SIMPACK, Vehicle System Dynamics Supplement 31, pp.101-118, 1999
- 4) 風戸昭人、鴨下庄吾、山長雄亮：振り制御用空気圧アクチュエータの応答性向上による低周波左右振動低減、鉄道総研報告、25巻8号、pp.5-10、2011
- 5) 鈴木浩明、白戸宏明、手塚和彦：低周波振動が列車酔いに及ぼす影響、鉄道総研報告、18巻2号、pp.9-14、2004