

ロングストローク空気ばねによる鉄道車両用車体傾斜制御

Tilting Control System for Railway Vehicles Using Long-Stroke Air Spring

西岡康志/Yasushi Nishioka・総合技術研究所 機械システム研究部 台車技術開発室 主任研究員

佐藤興志/Yoshi Sato・関西製造所 台車設計室 参事補

根来尚志/Shoji Negoro・関西製造所 台車設計室 参事補

名倉宏明/Hiroaki Nagura・関西製造所 台車設計室

平田都史彰/Toshiaki Hirata・システム事業部 プロセス制御技術室 参事補

針山隆史/Takashi Hariyama・東日本旅客鉄道㈱ 総合技術開発推進部 副課長

島宗亮平/Ryohei Shimamune・東日本旅客鉄道㈱ 総合技術開発推進部 副課長 工博

川上哲広/Tetsuhiro Kawakami・東日本旅客鉄道㈱ 総合技術開発推進部

要 約

在来線の高速化のため、半径 400 m 曲線にて 120 km/h まで速度向上することを目標とした鉄道車両用の車体傾斜制御を、東日本旅客鉄道㈱と住友金属工業㈱で共同開発した。開発した制御装置は、曲線通過に対する走行安全性と乗り心地を確保するために、台車に設置したロングストローク空気ばねを用いて曲線通過時に車体を 7° まで傾斜させる。この制御装置を在来線試験電車に供試し、曲線通過速度向上の走行試験を実施した。この結果、目標の速度向上を達成するとともに、制御性能、走行安全性、および乗り心地など所期の性能を確認した。

Synopsis

East Japan Railway Company and Sumitomo Metal Industries, have cooperated to develop a tilting control system for railway vehicles in order to attain speeds of 120 km/h curving velocity on 400 m radius curves. For the purpose of ensuring running safety and riding performance for accelerated curving, this system tilts a carbody up to a 7 degree tilting angle using two long-stroke air springs mounted on a bogie.

The system was installed in a narrow gauge experimental train and tried out on the running tests for curving speedup. The test results showed that tilting control performance was successfully achieved. Adequate running safety and good riding performance were also verified for the target curving velocity.

1. 緒 言

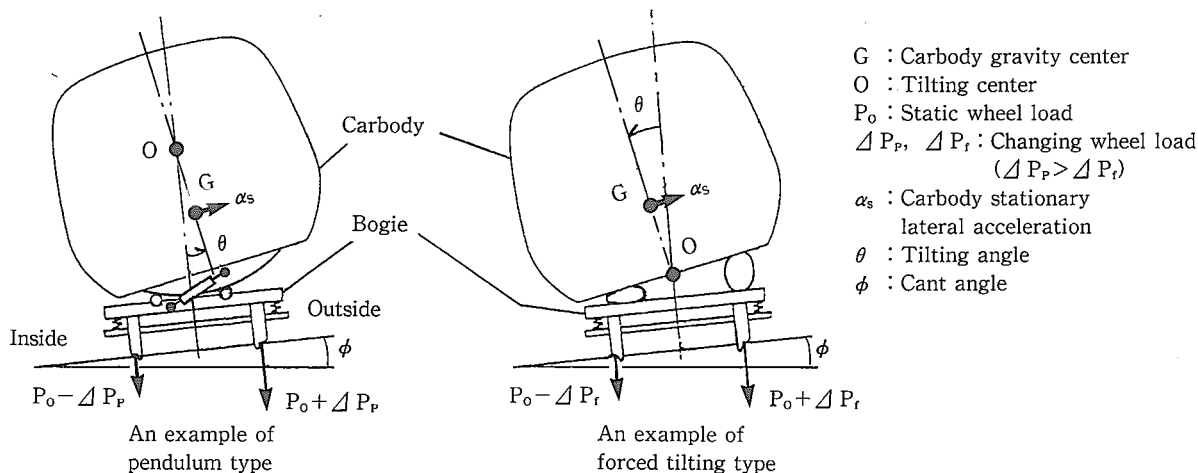
曲線が多い在来線の場合、鉄道車両の所要時間短縮は最高速度の向上よりも、曲線区間の制限速度の向上の方がより効果的である。このため、曲線通過速度を基本の速度より 25 km/h 程度向上した車体傾斜角 5~6° の制御付振り子車両が、在来線特急車に導入されてきた^{1),2)}。

しかし第 1 図に示すように、制御付振り子車両は傾斜駆動力の一部に遠心力を用いるため、車体傾斜中心は車体重心より高い位置を要する。したがって、車体傾斜角が増加するほど車体重心が機構的に曲線の外軌側へ移動するため、左右車輪の輪重変動 ΔP_p が増す。つまり走行安全性の余裕が減少する。この結果、制御付振り子車両による更なる曲

線通過速度向上は限界に近づいている。この輪重変動を抑制しつつ曲線通過速度をより向上するためには、車体傾斜時に車体重心が曲線内軌側へ移動可能な、車体傾斜中心の低い強制車体傾斜方式が必要となる。

そこで、次世代の車体傾斜^{3),4)}の一方式として、ロングストローク空気ばねによる強制車体傾斜制御を、東日本旅客鉄道㈱と住友金属工業㈱で共同開発した⁵⁾⁻⁷⁾。この車体傾斜制御は、半径 400 m 曲線を基本の速度より 45 km/h 向上した速度 120 km/h で走行することを目標とした。

ここでは、まず始めに車体傾斜に関する曲線通過性能について簡単に触れ、次に開発した車体傾斜制御と走行試験の供試結果について述べる。



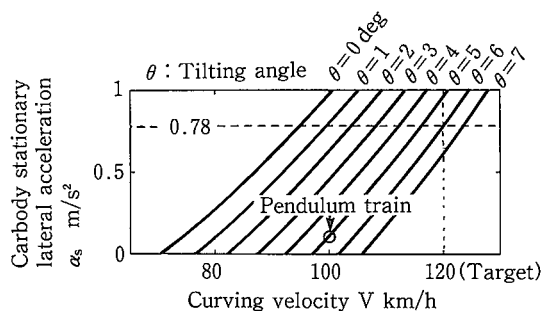
第1図 振り子方式と強制車体傾斜方式の車体傾斜状態
 Fig.1 Tilting situation of pendulum type and forced tilting type

2. 車体傾斜による曲線通過性能

走行安全性(脱線係数, 輪重変動率, 横圧)や乗り心地(車体左右定常加速度, 車体ロール角速度など)で評価される曲線通過性能のうち, 車体傾斜の基本構造に関する左右定常加速度と輪重変動率について述べる。

2-1 車体左右定常加速度

曲線通過時の乗り心地は, 遠心加速度と重力加速度の車体床面平行成分である, 第1図に示す車体左右定常加速度 α_s に影響される。この α_s と半径 400 m 曲線の通過速度の関係について, 車体傾斜角 θ をパラメータとした計算結果を第2図に示す。目標速度 120 km/h で α_s を乗り心地の目安 0.78 m/s^2 以下とするには, θ は少なくとも 7° 必要である。



第2図 半径 400 m 曲線(カント 105 mm)における車体左右定常加速度の計算例
 Fig.2 A calculated example of carbody stationary lateral acceleration on a 400 m radius curve

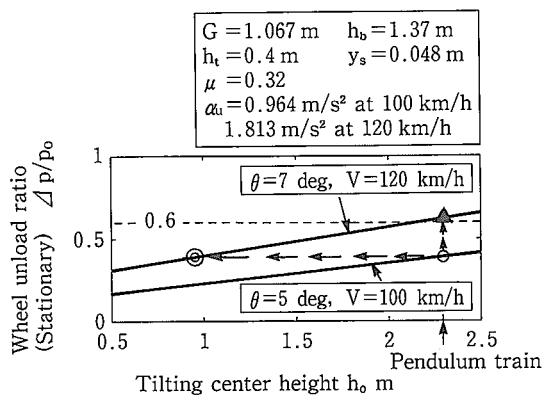
2-2 輪重変動率

曲線を均衡速度以外で通過する場合, 直線静止時の左右均等な輪重 P_o に対して ΔP だけ輪重が変動する。この曲線通過時の準静的な変動は輪重変動率 $\Delta P/P_o$ として文献⁹⁾より(1)式で表される。

$$\Delta P/P_o = \left[2\{(h_b + \mu h_t) \alpha_u / g + y_b\} / \{(1 + \mu)G\} \right] \quad (1)$$

$$y_b = (h_o - h_b) \theta / 57.296 + y_s$$

- ここで, g : 重力加速度
 G : 軌間
 h_b : 車体重心高さ
 h_o : 車体傾斜中心高さ
 h_t : 台車重心高さ
 P_o : 静止輪重
 y_b : 車体重心の左右変位(軌道中心より外軌向きを正)
 y_s : 車体支持ばねの左右方向たわみによる車体重心の左右変位
 α_u : 超過遠心加速度
 ΔP : 輪重変動
 θ : 車体傾斜角
 μ : 台車と車体の質量比(2 台車質量/車体質量)



第3図 車体傾斜中心高さに対する輪重変動率の計算例(曲線半径 400 m)
 Fig.3 A calculated example of wheel unload ratio affected by tilting center height on a 400 m radius curve

走行安全性の余裕を考慮して、輪重変動率は静的に0.6、振動成分を加算した動的では0.8が目安である。

第3図は半径400m曲線について車体傾斜中心高さ h_0 に対する静的輪重変動率を、(1)式にて求めた一例である。例えば、多くの振り子機構は h_0 が2.275mであり、この場合の走行速度100km/h時の輪重変動率は0.4となる。走行速度120km/hにて同程度の輪重変動率に抑えるには、 h_0 は h_b よりも低い0.9m程度の高さとなる。つまり20km/hの速度向上に対して傾斜方式の大幅な変更を要することがわかる。

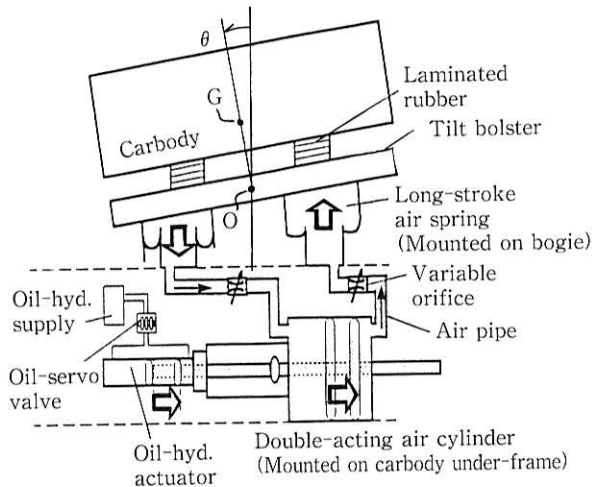
3. 車体傾斜制御の構成

3-1 空気ばね式車体傾斜

輪重変動に有利な低い車体傾斜中心、および比較的簡素で軽い台車を構成できることから、空気ばね式の強制車体傾斜を用いた。空気ばね式車体傾斜は、車体傾斜角 2° に限定した圧縮空気の給排気方式が既に試験^{8)~11)}および実用化されている。しかし車体傾斜角を 7° まで増加した場合、給排気方式では空気消費増大に供給空気源が対応できない。このため空気ばね式でありながら、車体傾斜に空気をほとんど消費しない機構を開発した。

3-2 傾斜制御装置

第4図に傾斜制御装置の概略を示す。油圧駆動の複動空圧シリンダにてロングストローク空気ばねを伸縮し、車体を傾斜させる空気系閉回路の機構である。ロングストローク空気ばねは内容積縮小のため有効径 $\phi 368$ mmと小型であるが、 ± 140 mmの上下変位を許容する。複動空圧シリンダは内径 $\phi 460$ mm、ストローク ± 150 mmで空気ばねの補助空気室を兼ねる。油圧アクチュエータは直動型サーボ弁にて制御される。空気配管中の絞りは、絞り径 $\phi 8$ mmと $\phi 19$ mm相当に切り替えできる。空気ばねの減衰を得る



第4図 傾斜機構の概略
Fig.4 Tilting mechanism schematic



写真1 台車に取り付けたロングストローク空気ばね
Photo 1 Long-stroke air spring mounted on a bogie

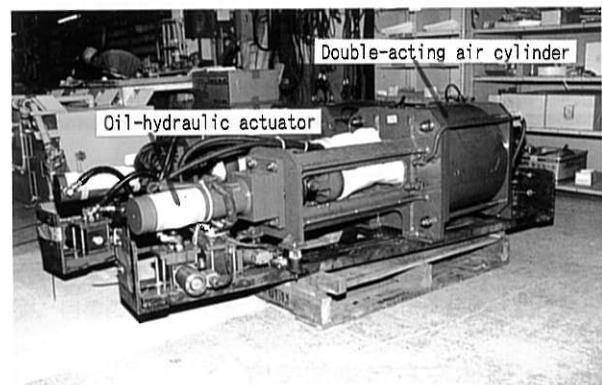


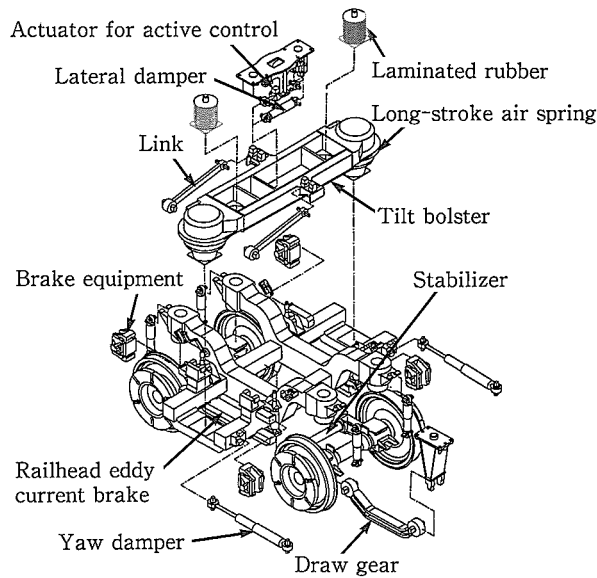
写真2 傾斜駆動ユニット
Photo 2 Tilting drive unit

ため通常 $\phi 8$ mmで、傾斜時の空気流量が増加するときのみ $\phi 19$ mmに開き、傾斜駆動抵抗を軽減する。

写真1にロングストローク空気ばねを、写真2に複動空圧シリンダと油圧アクチュエータで構成した傾斜駆動ユニットを示す。このユニットは車体床下に設置する。

3-3 台車

第5図に本車体傾斜機構付の台車を示す。空気ばねとリンクの位置関係から、車体傾斜中心は高さ0.8mと低い。台車枠を左右車輪間に置いたインサイドフレーム式、横圧低減のため1900mmまで短縮した軸距、および車体傾斜が空気ばね式などの機構的特徴から、台車質量はわずか3.5tonに過ぎない。また、動揺防止制御の油圧アクチュエータは車体の左右動揺を1/2以下に低減する¹²⁾。なお、台車の回転は積層ゴムのせん断変形で許容し、インサイドフレーム式による軸ばねロール剛性低下はスタビライザが補う。



第5図 空気ばね車体傾斜式台車

Fig.5 Bogie with tilting device using long-stroke air spring

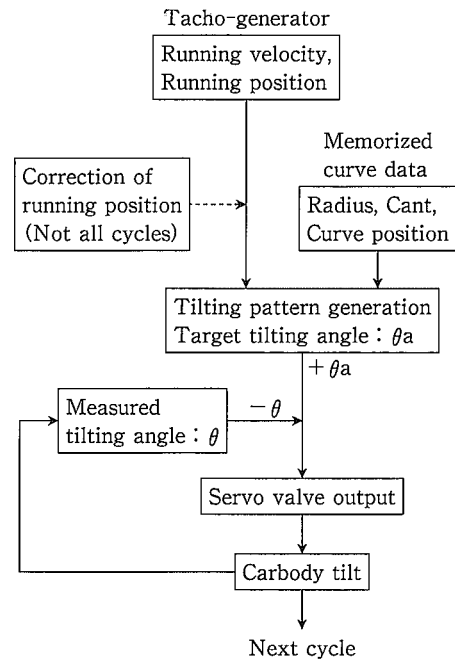
4. 制御方法

4-1 車体傾斜制御

車体傾斜動作の空気系応答遅れを補償するため、あらかじめ入力してある曲線データに従って傾斜するプログラム制御方式である。

第6図に傾斜制御方法を示す。まず、速度発電機にて車輪回転数を測定し、積算して走行位置を求める。求めた走行位置は適時補正して精度を向上する。

次に、走行位置、走行速度、およびあらかじめ入力済みの曲線データに基づき、最接近曲線での予想車体傾斜角と緩和曲線予想通過時間を計算し、事前に目標車体傾斜角パターンを生成する。応答遅れ補償のため、このパターンは実際の曲線進入時間よりも進めて発生させる。パターン発生の進み時間は定置試験より1.2 secが適した。緩和曲線区間ではSIN半波の逡減パターンとし、逡減区間長は緩和曲線長と同一、または車体ロール角速度を考慮してそれ以



第6図 傾斜制御のフロー

Fig.6 Tilting control flowchart

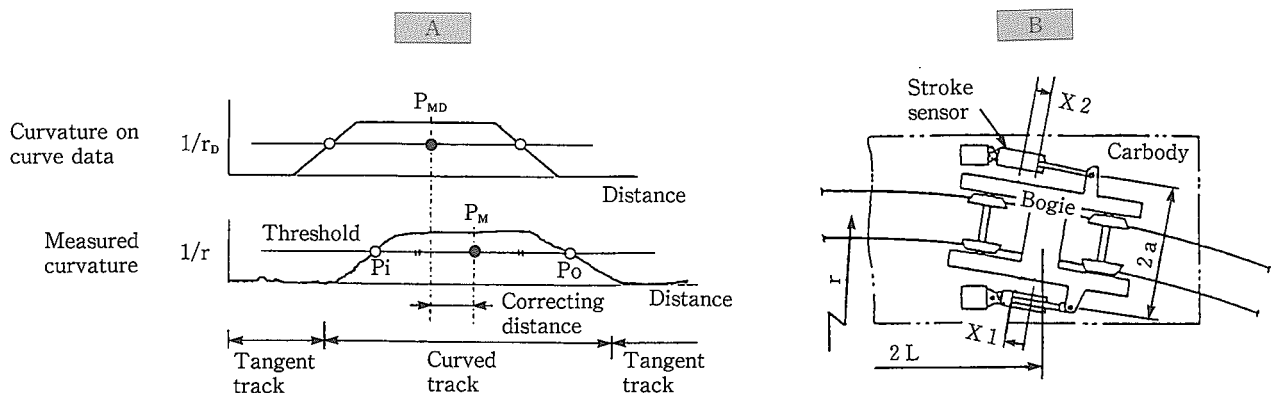
上の長さにも設定できる。

サーボ弁出力は目標車体傾斜角と実際の傾斜角の偏差を用いた。また前台車、後台車用アクチュエータのストロークをバランスさせるため、アクチュエータストロークを補助的にフィードバックした。

4-2 走行位置補正

車輪回転数を積算した走行位置は誤差が累積するため補正を要する。制御付振り子車両では軌道上のATS地上子を利用して走行位置を検知しているが、今回、地上設備が不要な台車回転変位を利用した補正方法を開発した。

第7図に補正方法を示す。A図上段は、車輪回転数積算の走行位置に対応する曲線データ上の曲率 $1/r_D$ を表し、下段は計測した台車回転変位からB図の関係を示す(2)式で求める曲率 $1/r$ を表す。



第7図 走行地点補正方法

Fig.7 Correcting method of running position

技術報文

$$1/r = (x_1 + x_2) / (2 aL) \quad (2)$$

ここで、 a : 変位計左右間隔の半分

r : 曲線半径

L : 台車中心間距離の半分

x_1, x_2 : 台車回転変位

曲線出入口で $1/r$ がしきい値をまたぐ 2 地点 P_i, P_o に対する中間点 P_M と、 $1/r_D$ の曲線中間点 P_{MD} を照合し、その差 $P_M - P_{MD}$ を補正距離として車輪回転数積算の走行位置に加算する。この結果、 $1/r_D$ の曲率波形が図中右に移動し、 $1/r$ の曲率波形と位置的に一致する。

4-3 制御の保護動作

振り子方式と異なり非制御では傾斜した車体は自然に復原しないため、制御装置の信頼性が重要である。このため機械的な保護装置として、従来車両で使用実績のある空気ばね高さ調整弁 (LV) を各空気ばねに設置した。制御装置が万一故障の場合、空気回路が LV の回路に切り替わり、空気ばねの給排気で傾斜した車体を復原する。その後は非傾斜車両として走行可能である。

車体傾斜制御の故障情報は運転台モニタ装置へ伝送される。またこの伝送を用いて、双方個々に保有する曲線データから最接近曲線に関するデータの整合性をリアルタイムで判別する。

5. 走行試験

中央本線にて曲線通過速度向上の走行試験を実施し、車体傾斜制御の性能と効果を確認した。以下 1996 年実施の試験結果について述べる。

5-1 試験条件

写真 3 に本傾斜制御を供試した JR 東日本在来線試験電車「TRY-Z」¹³⁾ を示す。TRY-Z は 3 両編成で、このうち中間車両に本制御を装備した。写真 4 は定置の制御試験にて 7° 傾斜した状態である。

試験区間は四方津→甲斐大和間で、延長 31 km の間に 56 個もの曲線 (大半が半径 400 m) が存在する線路条件の厳しい区間である。この区間の半径 400 m 曲線の一般的な制限速度を第 1 表に示す。

第 1 表 半径 400 m 曲線における制限速度

Table 1 Restricted curving velocity on a 400m radius curve

Car type	Velocity km/h
TRY-Z (Target)	120
Controlled pendulum limited express	100
Non-tilting limited express	90
Ordinary car (Basic)	75



写真 3 JR東日本在来線試験電車「TRY-Z」

Photo 3 JR-EAST's experimental electric train 'TRY-Z'

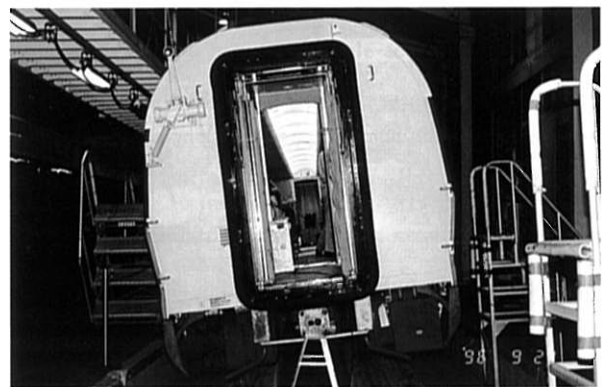


写真 4 制御試験における 7 度傾斜状態

Photo 4 7 degrees tilting carbody on a control test

5-2 試験結果

5-2-1 制御性能

第 8 図は左右に連続した曲線区間の傾斜制御の応答性を示す時系列波形である。車輪回転数積算の走行位置に対応する曲線データ上の曲率 $1/r_D$ は、補正によって計測の曲率 $1/r$ と位置的にほぼ一致できている。また、 $1/r$ が示す曲線位置にほぼ一致して計測した車体傾斜角 θ が追従しており、連続曲線に対する傾斜駆動系の応答性は十分なことを確認した。

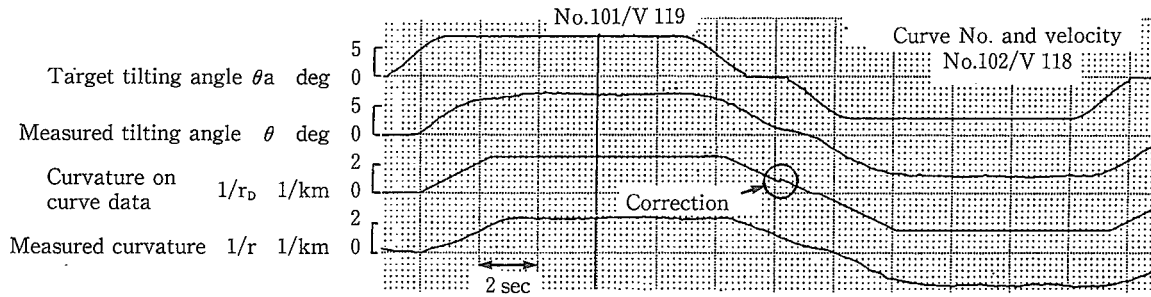
第 9 図は半径 400 m 曲線における目標車体傾斜角と実際の車体傾斜角の比較である。前車側、後車側とも実際の車体傾斜角は各速度域で目標値によく一致した。

5-2-2 輪重変動に関する走行安全性

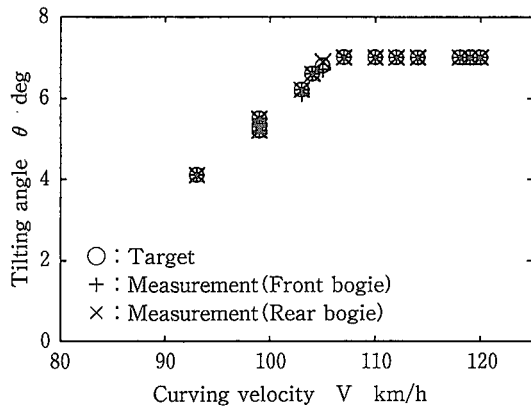
第 10 図に半径 400 m 曲線における輪重変動率を示す。静的輪重変動率は目安値 0.6 を下回り、(1)式の理論値にほぼ等しい結果である。また動的にも目安値 0.8 を下回り、輪重変動に関する走行安全性を確認した。

5-2-3 車体傾斜による乗り心地

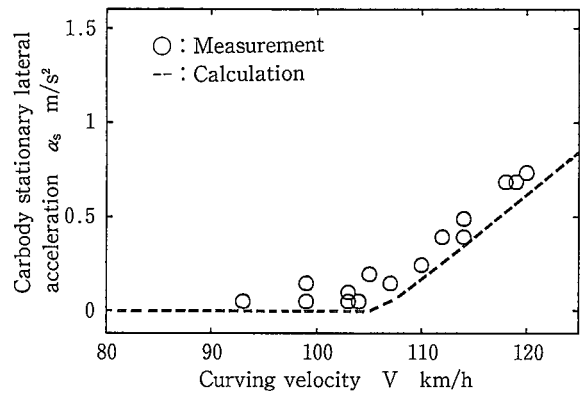
第 11 図に半径 400 m 曲線における車体左右定常加速度を示す。左右定常加速度はほぼ理論値どおりで、速度 120 km/h でも目安値 0.78 m/s^2 を下回り、超過遠心加速度に対して良い乗り心地を示した。



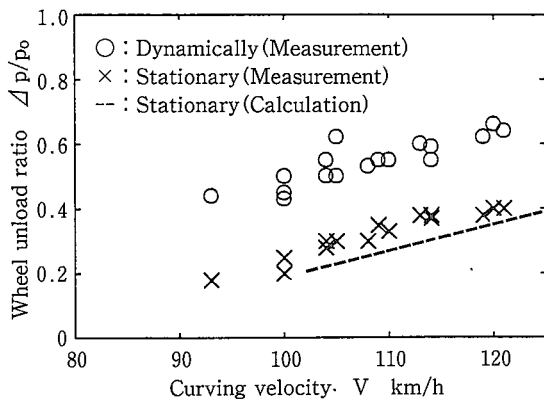
第8図 連続曲線区間における制御性能
Fig.8 Control performance during the consecutive curves



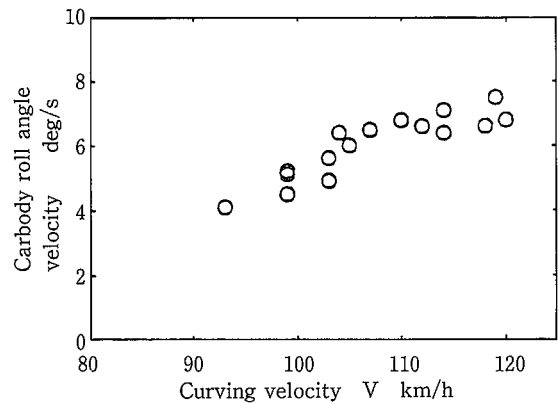
第9図 目標傾斜角と実際の傾斜角の比較
Fig.9 Measured tilting angle compared with target tilting angle



第11図 半径400m曲線における車体左右定常加速度
Fig.11 Carbody stationary lateral acceleration on a 400 m radius curve



第10図 半径400m曲線における輪重変動率
Fig.10 Wheel unload ratio on a 400 m radius curve



第12図 緩和曲線での車体ローリング角速度
Fig.12 Carbody roll angle velocity on a transition curve

第12図に半径400m曲線の出入口区間における車体ロール角速度を示す。傾斜パターンの通減区間を緩和曲線長と同一としたので、走行速度上昇に伴いロール角速度が増加した。

6. 結 言

半径400m曲線にて、曲線通過速度を従来の制御付振り子車両より20km/h向上した速度120km/h(基本の速度+45km/h)を目標に、ロングストローク空気ばねによる車体傾斜制御を開発した。この制御装置をJR東日本在来線試験電車に供試し、曲線通過速度向上の走行試験を実施した。この結果目標の速度向上を達成するとともに、以下の結論を得た。

- (1)連続曲線に対しても車体傾斜が追従し、傾斜駆動系は十分な応答性を示した。

- (2)台車回転変位を利用した走行位置補正により、曲線データに基づく傾斜制御は実際の曲線と位置的にほぼ一致し、本補正方法の有効性を確認した。
- (3)輪重変動率は目安値を下回り、空気ばね式の低い傾斜中心による走行安全性を確認した。
- (4)左右定常加速度は目安値を下回り、超過遠心加速度に対して良い乗り心地を示した。



西岡康志/Yasushi Nishioka

総合技術研究所 機械システム研究部
台車技術開発室 主任研究員

(問合せ先：06(466)6165)

参考文献

- 1) I.Okamoto : Japanese Railway Engineering, **122** (1993), p.11
- 2) K.Matsuda and 2 others : The International Conference on Speedup Technology for Railway and Maglev Vehicles (STEC'93), **2** (1993), p.1
- 3) 佐々木 他 4 名 : 第 2 回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, (1995), p.183
- 4) K.Sasaki and 4 others : International Railway Conference on Better Journey Time-Better Business(STEC'96), (1996), p.159
- 5) 西岡 他 4 名 : 第 3 回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, (1996), p.185
- 6) 名倉 他 5 名 : 日本機械学会第 74 期通常総会講演会講演論文集, **97-1** (1997), p.685
- 7) 西岡 他 5 名 : 日本機械学会第 6 回交通・物流部門大会講演論文集, **97-13** (1997), p.159
- 8) 黒川 他 4 名 : 日本機械学会第 2 回交通・物流部門大会講演論文集, **930-81** (1993), p.98
- 9) H.Kanehira and 3 others : STEC'93, **2** (1993), p.75
- 10) 西岡 他 4 名 : 住友金属, **46-4** (1994), p.51
- 11) 石本 他 4 名 : 日本機械学会第 6 回交通・物流部門大会講演論文集, **97-13** (1997), p.153
- 12) 根来 他 4 名 : 日本機械学会第 72 期通常総会講演会講演論文集, **95-1** (1995), p.157
- 13) 廣瀬 : JREA (日本鉄道技術協会), **38-2** (1995), p.8