

シミュレーションによる 走行安全性評価手法の確立



飯島 仁* 山下 祐史* 金原 弘道** 大野 潔*

走行安全性の評価は、現車試験を主体に実施しているが、安全を確保しながら脱線を再現することは非常に困難で、条件も限定される。また、最近はこの条件設定等の操作性が良い、鉄道車両用の運動シミュレーションソフトが開発されたことにより、モデル作成にあまり手間をかける必要もなくなり、精度の高いシミュレーションが比較的容易に出来るようになった。そこで、急曲線低速走行時の脱線について、車両の静止輪重アンバランスと軌道の平面性変位、車輪とレール間の摩擦係数を変化させた時の車輪上昇量について、シミュレーションを実施して静止輪重アンバランスと平面性変位の組合せ管理について提案した。さらに、台車試験装置を使用した脱線を模擬した試験を実施し、シミュレーションによる評価の検証を実施中である。

●キーワード：脱線、シミュレーション、走行安全性、輪重、ADAMS/RAIL

1 はじめに

2000年3月に発生した営団地下鉄日比谷線での脱線事故原因は、急曲線を低速で走行するときの「乗り上がり脱線」で、静止輪重のアンバランス、車輪とレール間の摩擦係数の増大、台車のばね特性、レールの研削形状等複数の因子の影響が複合的に積み重なったことによるものと推定された。2000年10月には、輪重管理の導入や、車輪踏面形状の変更、推定脱線係数比の算出による脱線防止ガードの設置など再発防止の対策が実施された。

また当社でも2002年2月に蒲田電車区構内において、急曲線に続く分岐器で脱線が発生し、再現試験などの走行試験を実施し原因究明を実施してきた。しかし、動的な輪重の変化や、車輪とレールの摩擦係数の変化、脱線直前の挙動など不明なところが多く、車両や軌道の管理値をどのようにすれば脱線しないのかを見出すには至っていない。

車両の走行安全性の評価は、現車試験結果を主体としているが、現車試験の実施には多大な労力等がかかり、また厳しい条件は現車試験で再現することは困難で、その条件も限定される。そのためコンピュータシミュレーションを活用して、急曲線低速走行時の車両運動を再現することにより、走行安全性を評価する手法の確立について研究を実施した。

2 シミュレーションの概要

車両の走行安全性評価においてコンピュータシミュレーションを活用することは、評価を効率的に行うために不可欠となっている。最近シミュレーションソフトの発達により、鉄道用に特化したソフトが開発され、車両や軌道のモデル作成にあまり手間をかけずにシミュレーションを実施できるようになった。現在、当研究所で使用しているものは、ADAMS/Railというソフトで、輪軸、台車枠、軸箱支持装置などテンプレートの中から選んで特性値を入力していくと、図1のようにシミュレーションモデルが完成し、モデル作成の手間が従来のシミュレーションソフトと比較すると非常に容易である。また、シミュレーション結果を図2のようにアニメーションで表すことにより画面上で運動状態を確認することが可能である。



図1：209系用台車のモデル

シミュレーションモデルは、209系電車の諸元に基づいて作成した。

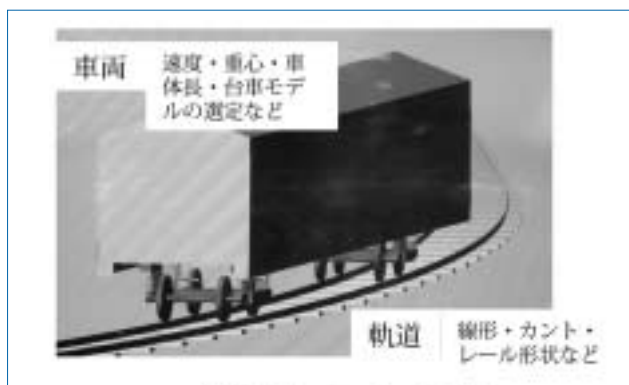


図2：アニメーション表示

3 シミュレーションの条件

急曲線での乗り上がり発生に大きな影響を及ぼす因子は、外軌側の輪重減少と摩擦係数の増大である。外軌側の輪重減少は、軌道の平面性変位と輪重アンバランスによる影響が大きく、図3に示す出口側の緩和曲線のように平面性変位があると動的な輪重減少が起きる。

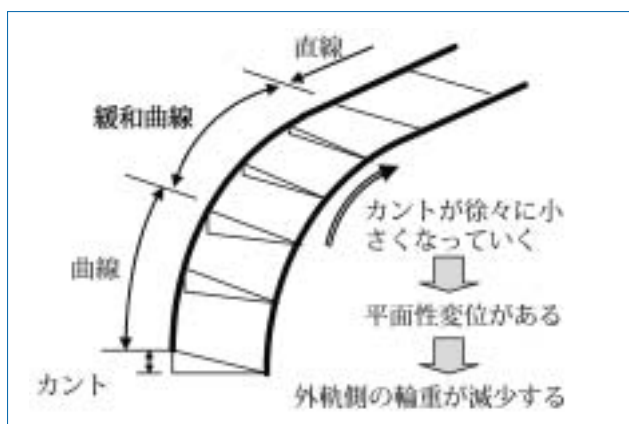


図3：平面性変位

そこでシミュレーションに使用する軌道の条件は図4のように、円曲線の半径を変化させ、急曲線出口での緩和曲線を想定し、緩和曲線でのカント通減量(5~20mm/5m)を変化させ、平面性変位の条件とした。

その他、シミュレーションに使用した条件は表1のとおりである。

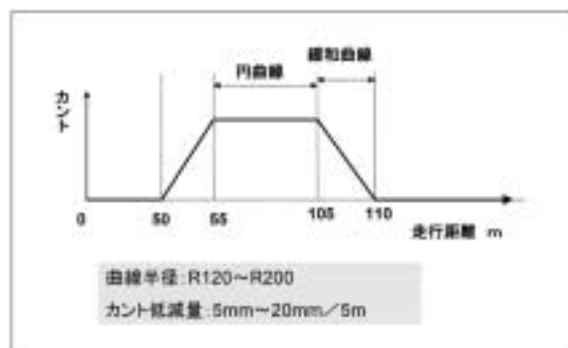


図4：シミュレーションに使用した線形

表1：シミュレーション条件

	条 件
車輪踏面形状	修正円弧踏面・新品
レール断面形状	50N・新品
輪重アンバランス(%)	0, 10, 20, 30, 40, 50
曲線半径(m)	120, 140, 160, 200, 300
5mのカント通減量(mm/5m)	5, 7.5, 10, 12.5, 15, 17.5, 20
摩擦係数	0.5, 0.6, 0.7

4 シミュレーション結果

4.1 脱線に対する安全性の限度

車輪上昇量は、図5に示す車輪踏面の基準点での上昇量で表し、脱線に対する安全性の限度は、車輪上昇量が、フランジ角度が一定の部分を超えると、フランジ角度が小さくなり乗り上がりが容易になることから、「フランジ角度が一定の部分いっぱいまで上昇した時」と設定した。

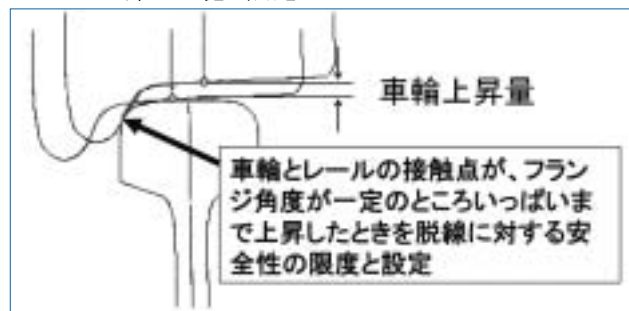


図5：車輪上昇量と安全性の限度

しかし、レールと車輪の接触位置は、アタック角(車輪とレールの走行方向における相対角度)がゼロの時、フランジがレールと接触する場合、車軸直下となるが、急曲線を走行する時のように、アタック角がついた状態では、外軌側の車輪とレールの接触位置は、図6のようにフランジ先端側へ移動する。そのため、この車輪上昇量の限度はアタック角がついた状態では小さくなる。図7は曲線半径120mでの車輪上昇量と車輪とレールの

接触点におけるフランジ角度をシミュレーションにより求めたもので、フランジ角度が65度の位置から角度が減少を始める点(図7矢印)での車輪上昇量は約8.5mmでこの値を脱線に対する安全性の限度とした。なお、曲線半径によって車輪上昇量の限度は変化するが、一番厳しい曲線半径120mで求めた値を使用した。

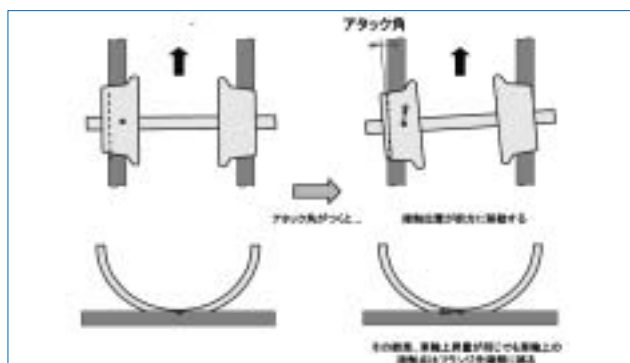


図6：アタック角により接触位置の移動

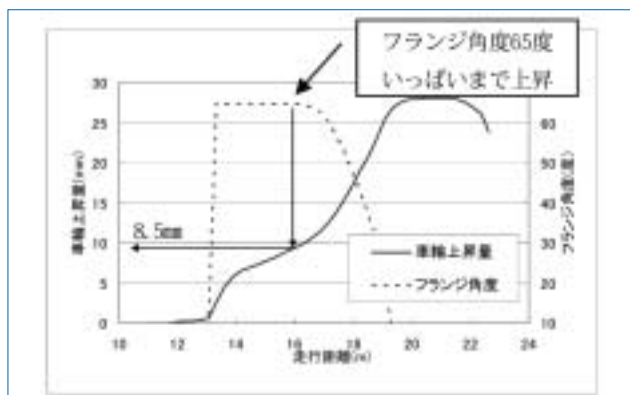


図7：フランジ角度と車輪上昇量

図8はシミュレーションによる車輪上昇量の計算例で、線形、摩擦係数、輪重アンバランスを変化させて計算を実施した。

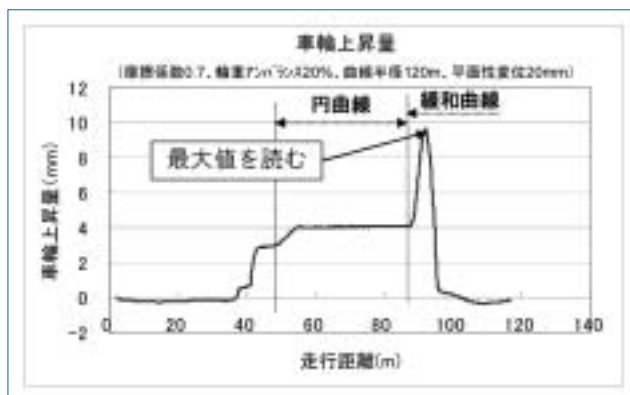


図8：シミュレーション結果の例

4.2 精度確認

シミュレーションの精度確認のために、現車試験のデータと比較した結果を図9に示す。

摩擦係数は、現車試験結果の内軌側、横圧・輪重比として測定された値である0.4を使用しシミュレーションを行った結果、輪重アンバランスと車輪上昇量の関係がほぼ一致した。そこで、車輪上昇量に対するシミュレーションモデルは妥当であると考え、このモデルを使用して脱線に対する安全性の限度を検証した。

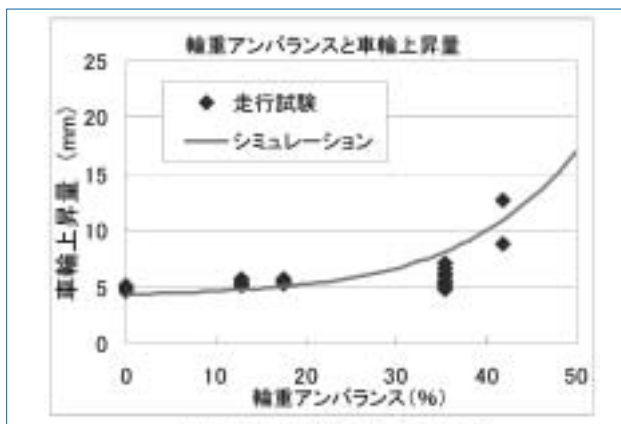


図9：現車試験結果との比較

4.3 車輪上昇量

シミュレーションは、曲線半径別に、車両の輪重アンバランス、軌道の平面性変位(5mのカント減減量で表す)、車輪・レール間の摩擦係数の3つをパラメータとして外軌側車輪上昇量等の車両の挙動を計算した。

図10は輪重アンバランスと車輪上昇量で、輪重アンバランスが増加すると車輪上昇量が増加する。

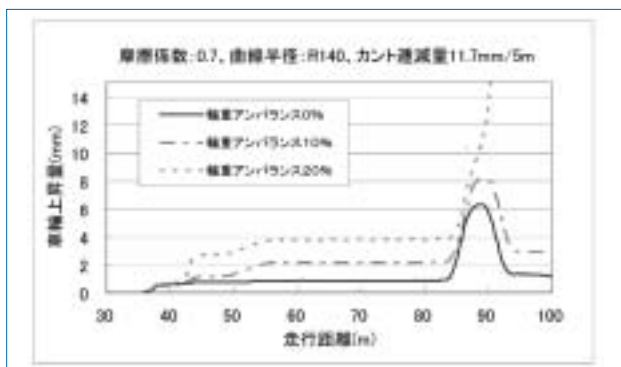


図10：輪重アンバランスと車輪上昇量

図11は摩擦係数と車輪上昇量で、摩擦係数が大きくなると車輪上昇量が増加する。

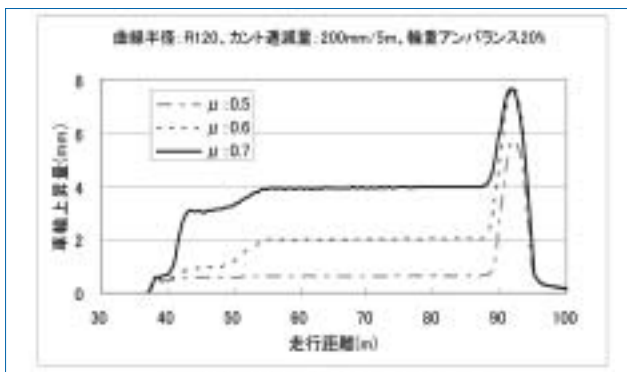


図11：摩擦係数と車輪上昇量

図12はカント逡減量と車輪上昇量で、カント逡減量の大きい時は、車輪上昇量が多い。

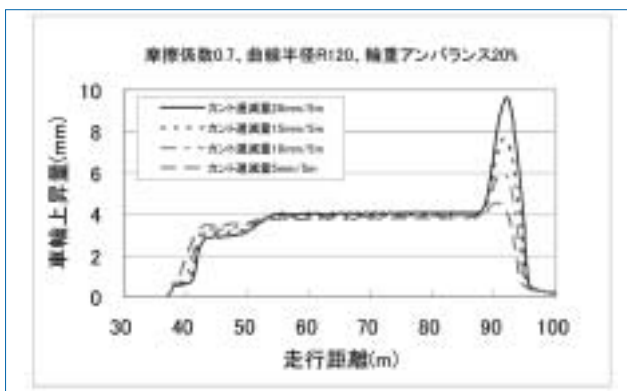


図12：カント逡減量と車輪上昇量

以上の結果より、各条件での最大車輪上昇量を読み取り、カント逡減量と輪重アンバランスの関係を求めた。図13～18は曲線半径別、摩擦係数別に整理したものである。

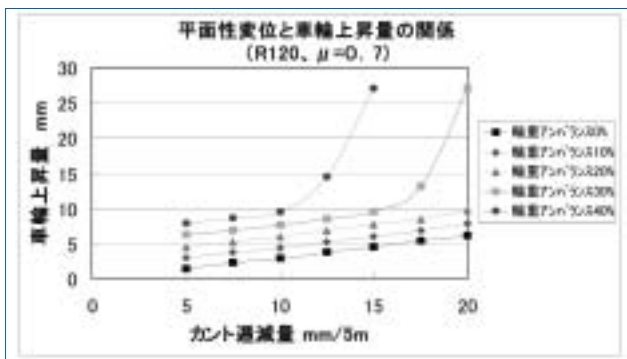


図13：カント逡減量と車輪上昇量 (R120, $\mu=0.7$)

図13の曲線半径120m、摩擦係数0.7の条件では、輪重アンバランスが30%以上では、車輪上昇量が10mm程度までは、カ

ント逡減量と車輪上昇量は比例関係にある。これはフランジ角度65度一定の部分で接触しているためと考えられる。

また、車輪上昇量が10mm以上となると、車輪上昇量が急激に大きくなる。これは、フランジ先端部で車輪とレールが接触する状態となり、フランジ角度が小さくなるためである。「4.1 脱線に対する安全性の限度」は、車輪上昇量が急激に大きくなる手前を表している。

図14から図16は曲線半径140m、160m、200m、摩擦係数0.7の条件を示す。曲線半径が大きくなるとカント逡減量と車輪上昇量は、グラフの傾きが小さくなる。

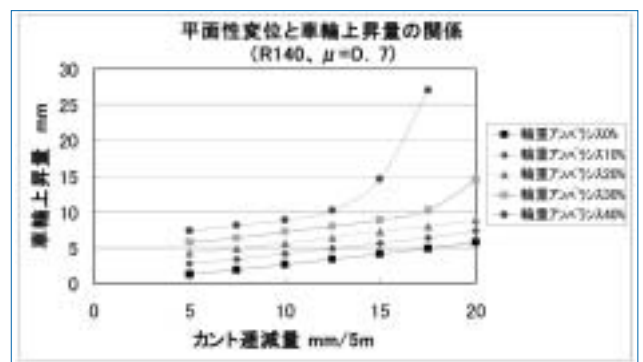


図14：カント逡減量と車輪上昇量 (R140, $\mu=0.7$)

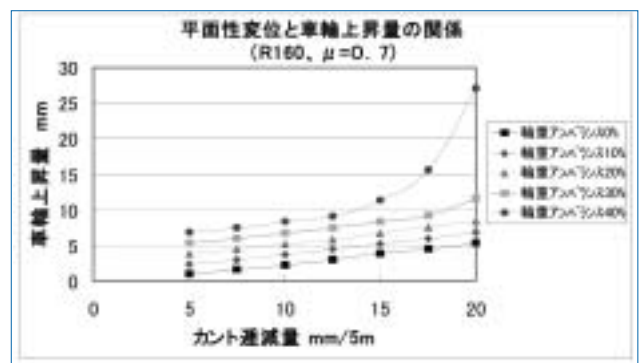


図15：カント逡減量と車輪上昇量 (R160, $\mu=0.7$)

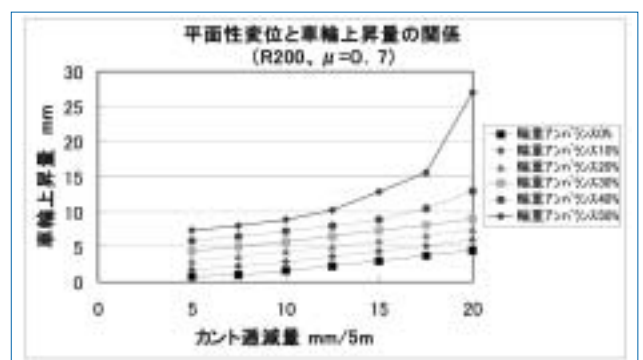


図16：カント逡減量と車輪上昇量 (R200, $\mu=0.7$)

図17,18は摩擦係数がそれぞれ0.5,0.6とした場合を示す。摩擦係数が小さくなると車輪上昇量は小さくなり、摩擦係数が0.5では、輪重アンバランスが50%以上になると急激に車輪上昇量が大きくなり、摩擦係数が0.6では輪重アンバランスが40%以上になると急激に車輪上昇量が大きくなる。

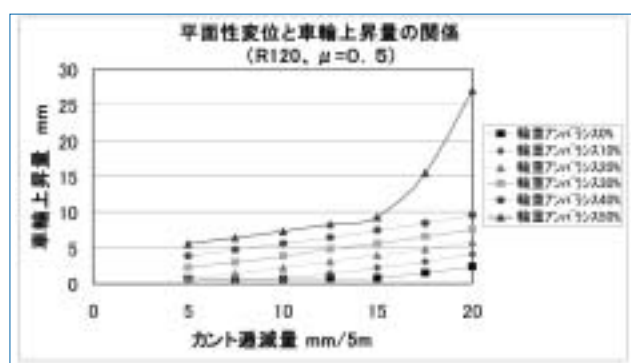


図17：カント減減量と車輪上昇量 (R120、 $\mu=0.5$)

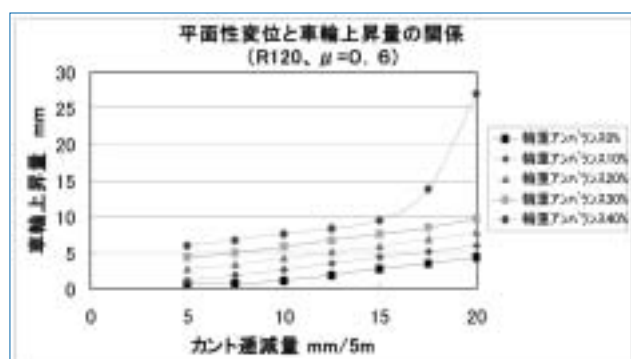


図18：カント減減量と車輪上昇量 (R120、 $\mu=0.6$)

4.4 組合せ管理

「4.1 脱線に対する安全性の限度」で示した、車輪上昇量8.5mmにおけるカント減減量と輪重アンバランスの値を読み取り、図19,20の輪重アンバランスと平面性変位の組合せで表した。今回は輪重アンバランスと平面性変位の組合せでの管理を想定して、図19,20の「脱線に対する安全性の限度」で示される、右下がりの限度線を求めた。この線より左下側が安全な領域である。

(1) 摩擦係数と脱線に対する安全性の限度

速度10km/h、曲線半径120m、摩擦係数を過去の現車試験結果の内軌側輪重・横圧比として測定された最大値から、0.5,0.6,0.7の条件でシミュレーションを実施した結果を図19に示す。現行は輪重アンバランス15%、平面性変位23mm/5m以

下となるように、それぞれ独立して管理している。摩擦係数が0.6以下では曲線半径120mでも今回示した管理範囲が現行の管理値範囲を含み、現行の管理を行っていれば脱線に対する安全性について余裕がある結果となった。摩擦係数が何らかの要因で0.7といった極めて高い値となった場合、曲線半径120mでは摩擦係数を小さくする方策により、より安全性が向上する。

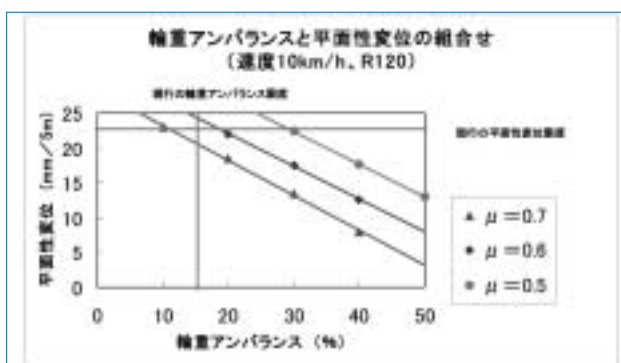


図19：輪重アンバランスと平面性変位の組合せ(R120)

(2) 曲線半径と脱線に対する安全性の限度

速度10km/h、摩擦係数0.7の場合の曲線半径140m～200mに対するシミュレーション結果を図20に示す。

このように、摩擦係数がもし0.7といった高い値を示す場合には、曲線半径160m程度以下の急曲線ではカント減減量を小さくして平面性変位を小さく管理することで、より安全性が向上する。

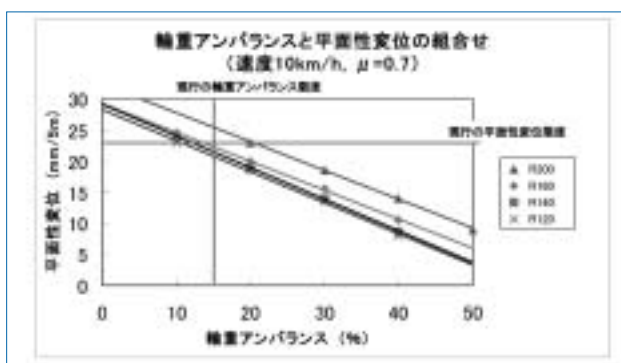


図20：輪重アンバランスと平面性変位の組合せ($\mu=0.7$)

5 まとめ

現車走行試験で測定された摩擦係数をシミュレーションに使用することで現車試験結果とシミュレーション結果が一致した。

摩擦係数は、過去の走行試験より想定される最も大きな値を使用して、輪重アンバランスと軌道の平面性変位の組合せ管理値について考察した。

しかし、シミュレーションに使用する摩擦係数は定数でよいのか、適値はどういう値かについては、今後の課題である。

今年度は、図21,22のように台車試験装置を使用して、実際の脱線を模擬した試験を実施している。

実際の摩擦係数の状況や、試験結果をシミュレーションの検証に使用し、現車試験と同等の信頼性のある走行安全性評価手法の確立をするとともに、シミュレーション結果を車両と軌道の管理基準などに反映させ、脱線事故防止に取り組んでいきたいと考えている。

参考文献

帝都高速度交通営団日比谷線中目黒駅構内列車脱線衝突事故に関する調査報告書、2000.10.



図21：台車試験装置



図22：台車試験装置での試験