

2119 マルチボディダイナミクスシミュレーション に基づく営業線の車輪/レール摩擦特性の解析

学 [機] ○松井 諒 (茨城大・院) 正 [機] 道辻 洋平 (茨城大)

正 [機, 電] 松本 陽, 正 [土] 佐藤 安弘, 正 [機] 大野 寛之 (交通研)

栗原 純, 世木 智博, 大林 弘史 (東京地下鉄)

正 [機] 谷本 益久 (住友金属テクノロジー) 水野 将明 (新日鐵住金)

Analysis on Wheel/Rail Friction Characteristic

for In-service Train with Multi-Body Dynamics Simulation

○Ryo MATSUI, Ibaraki University, 4-21-1, Nakanarusawa-cho, Hitachi, Ibaraki

Yohei MICHITSUJI, Ibaraki University

Akira MATSUMOTO, Yasuhiro SATO, Hiroyuki OHNO, (National Traffic Safety & Environment Laboratory)

Jun KURIHARA, Tomohiro SEKI, Hiroshi OHBAYASHI, (Tokyo Metro Co., Ltd)

Masuhisa TANIMOTO, (Sumitomo Metal Technology, Inc)

Masaaki MIZUNO, (Nippon Steel & Sumitomo Metal Corporation)

The new monitoring system is possible to measure time series data of wheel/rail contact forces such as lateral force, vertical force and derailment coefficient on every curve during commercial operation. However the value of derailment coefficient widely varies in a day even though the same vehicle may run on the same curve section. It may be affected by variation of coefficient of friction due to lubrication. In this paper, we introduce to estimate the wheel/rail coefficient of friction, and predict lubrication effect using a multi-body dynamics simulation.

Keywords : railway, derailment coefficient, wheel/rail contact, coefficient of friction, multi-body dynamics, simulation

1. 緒言

都市地下鉄のような急曲線区間における鉄道の安全走行を実現するためには、鉄道車両の運動と軌道状態を詳細に把握することが重要である¹⁾。特に車輪/レール間の摩擦特性は、時々刻々と複雑に変化するため、車輪/レール接触力や摩耗進展メカニズムについては未解明な現象が多い。このような現象解明には、車輪にかかる横圧、輪重を営業線にてリアルタイムに測定し、データ蓄積することが最善といえる。このような背景から、営業時間中に脱線係数測定が可能な台車 (PQ モニタリング台車) が開発され、実際に営業使用されている。営業線走行により膨大なデータが得られており、同じ車両が同じ曲線を走行した場合でも、横圧の傾向が大きく変動し、それに伴う脱線係数の変動も観察している²⁾。

本研究では、横圧の変動要因のひとつとしてレール塗油による摩擦係数変化を考慮し、SIMPACK を用いたマルチボディダイナミクスシミュレーションによって実験データの再現を行う。今回のシミュレーションにおいては、PQ モニタリング台車から得られる連続データをもとにした、軌道に沿った摩擦係数推定手法を提案する。シミュレーションによる再現が高精度で実現できれば、

脱線係数を低減するための台車設計や軌道の改良、塗油の効果的活用を机上で検証可能となる。

2. PQ モニタリング台車と測定データ

2.1 測定原理

鉄道車両の脱線に対する走行安全性を示す指標として、曲線外軌側の車輪に作用する横方向の力と、上下方向の力の比がよく用いられる。この値を“脱線係数”とよび、横圧 (Q) と輪重 (P) の比、“Q/P” で定義される。Q/P の値は、レール塗油やレール温度、列車の運転間隔などの車輪/レール接触条件によって変化する。このような常に変動する指標に対して、車輪に張り付けた歪ゲージにより輪重や横圧を推定する特別な輪軸 (PQ 輪軸) を用いた従来の測定方法では、営業線での常時測定は難しい状況にあった。図 1 に示す新たに開発された PQ モニタリング台車には、上記のような歪ゲージを使用した測定手法はとられていない。横圧は非接触センサにより車輪板部の変位を測定することで算出され、また輪重は磁歪式変位計により軸ばねのたわみ量を測定することで算出される。PQ モニタリング台車を用いることで、営業運転中における脱線係数の常時連続測定が可能となった。

2.2 脱線係数の変化

東京地下鉄では、PQ モニタリング台車を搭載した車両を営業線投入し、これまでに多くのデータを収集してきた。図 2(a),(b)にある急曲線 (R:160m, カント:125mm, スラック 13mm) における 1 日の走行データ (脱線係数, 内軌輪重横圧比) を示す。

まず脱線係数 (Q/P) については、入口緩和曲線 (B.T.C ~) を進むにつれて値が上昇し、定常円曲線 (B.C.C ~) に入ると変化しつつも横ばいとなり、出口緩和曲線 (E.C.C ~) で最大値をとり、その後は直線に向けて値が下降する。特筆すべきは定常円曲線中および最大脱線係数発生地点の値の変化である。同一車両が同一曲線を走行していても、進行方向に対する距離と測定時間毎で値が異なっていることが確認できる。

次に内軌輪重横圧比 (κ) については、脱線係数同様、距離的かつ時間的な変化をすることが確認できる。急曲線走行中において、内軌側の車輪は中立位置を保ちフランジと接触しないことから、内軌輪重横圧比は車輪/レール摩擦係数の影響を直接的に受ける。すなわち、図中①から④で示すような、最大脱線係数発生地点での内軌輪重横圧比の変化は摩擦係数の変化ととらえることができ、それが脱線係数の変化へと関連していると考えられる。

2.3 レールの潤滑

当該曲線の入口には摩擦係数調整のために内外軌にレール塗油器 (図 3) が設置されており、一定時間ごとにグリスが吐出されている。図 4 では、図 2 の測定毎のデータにおける最大脱線係数発生地点 (12.21km) での脱線係数と内軌輪重横圧比の相関 (図中、●) と、同地点の別日の相関 (図中、△) を示している。内軌輪重横圧比の値が増加するにつれて脱線係数の値も増加していることから、脱線係数の変化はレール塗油による軌道の潤滑状態の変化とみなすことができる。

3. 車輪/レール摩擦係数の推定

3.1 従来の推定手法

急曲線部において内軌側の車輪はフランジ接触しないことから、従来の車輪/レール摩擦係数は内軌輪重横圧比 (κ) と同値として推定されることが多い。しかしこの手法では車輪に作用する縦クリープ力および重力復元力が考慮されていないため条件によっては誤差が大きくなる。この問題点を解決するために、我々は Kalker 理論に基づき厳密に算出された縦・横クリープ力を考慮した摩擦係数推定手法を提案した³⁾。この手法には厳密な摩擦係数推定ができる半面、単純化した輪軸単体モデルを用いるなど仮定要素が多く、営業線でのリアルタイムな推定には非実用的であるという欠点が存在した。そこで、 κ を用いる手法の実用性を踏襲しつつも、より厳密な摩擦係数推定が可能な手法を導入する。

3.2 重力復元力を考慮した摩擦係数推定手法

摩擦係数は車輪/レール接触点に作用する接線力 (T_{in}) と法線力 (N_{in}) の比 (T_{in}/N_{in}) で定義される。従来理論では、接線力を横圧と同値とし、法線力を輪重と同値としていた。本理論では、接線力を横圧と重力復元力の接線方向分力とし、法線力を輪重の法線方向分力として厳密に各力を算出する。PQ モニタリング台車では輪重および横圧を営業走行においてリアルタイムに測定できることから、本理論を用いることで摩擦係数も同様に即時推定が可能である。



Fig.1 New Monitoring Bogie and Measurement Systems

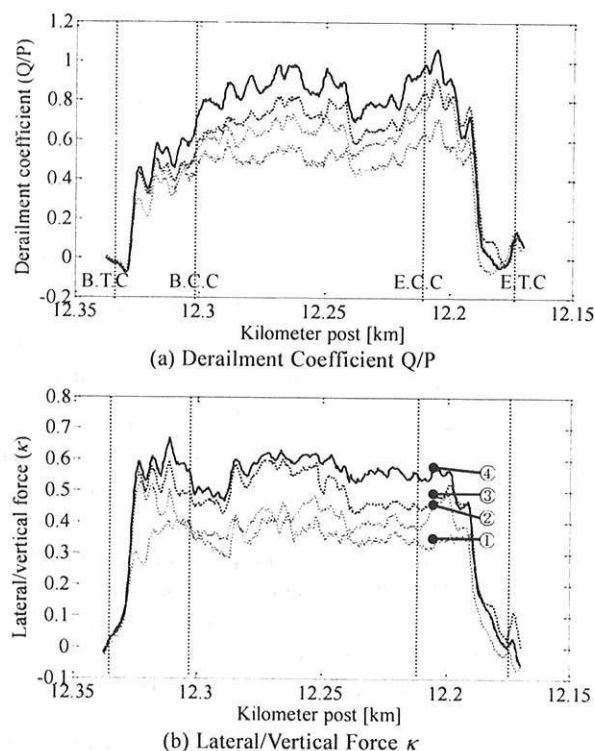


Fig.2 Experimental Data of Q/P and κ

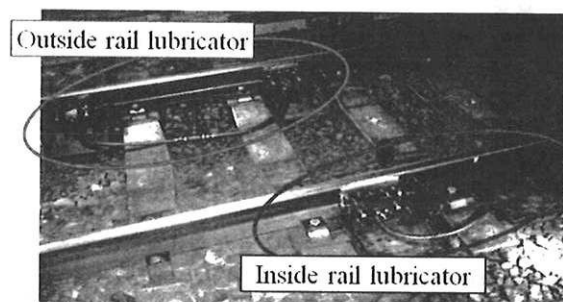


Fig.3 Rail Lubricator of Inside and Outside Rail

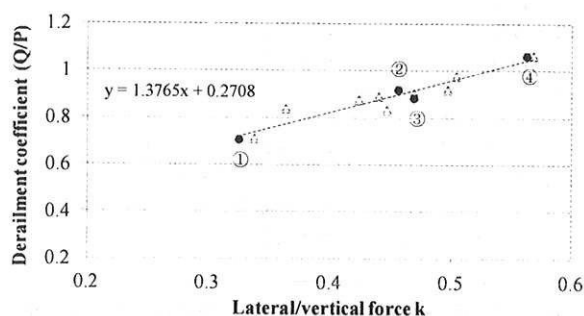


Fig.4 Relation between Q/P and κ

3.3 推定理論

図 5 に定常円曲線走行中の内軌側車輪/レール接触点における発生力の模式図を示す。車輪に作用する横圧 (Q_m) は接線力 (T_m) と重力復元力 (F_G) の合力として、車輪に作用する輪重 (P_m) は法線力 (N_m) の鉛直成分としてそれぞれ次式のように表せる。

$$Q_m = T_m \cdot \cos \gamma + F_G \quad \dots(1)$$

$$P_m = N_m \cdot \cos \gamma \quad \dots(2)$$

ここで、 γ は接触点における車輪踏面勾配である。式(1),(2)より求まる接線力および法線力から、車輪/レール摩擦係数 (μ) が求められ、次式のように表せる。

$$\mu = \frac{Q_m - F_G}{P_m} \quad \dots(3)$$

ここで、 F_G は車輪の踏面勾配によって発生する重力復元力であり次式のように表せる。

$$F_G = P_m \cdot \tan \gamma \quad \dots(4)$$

式(3),(4)より摩擦係数は

$$\mu = \frac{Q_m}{P_m} - \tan \gamma = \kappa - \tan \gamma \quad \dots(5)$$

となり、PQ モニタリング台車より得られる内軌輪重横圧比 (κ) から踏面勾配を引いた値として推定できる。

3.4 接触点における車輪踏面勾配

マルチボディダイナミクスソフト SIMPACK を用いて、車輪/レール接触点解析を行う。図 6 は車輪の各位置におけるレールとの接触点を示しており、新品車輪対新品レールの条件で計算したものである。この結果を用いて、定常円曲線 (R:160m) 走行中の内軌車輪/レール接触点位置をそれぞれの摩擦係数について計算し、そのときの踏面勾配を求めた。図 7 に示す計算結果より、踏面勾配は摩擦係数の値によらずほぼ一定値であることが確認される。このことから、式(5)および以下踏面勾配 ($\tan \gamma$) には 1/8.3 を適用する。

3.5 摩擦係数推定結果

図 2 の曲線における 1 日の走行データから、本理論を用いて算出した摩擦係数の推定結果を図 8 に示す。脱線係数が最大となる出口緩急曲線まで考慮するために、曲率の 8 割 ($\rho:1/200$) 以上で推定し、その前後は外挿を行う。図 2 の内軌輪重横圧比の値と比べると、重力復元力を考慮した分、推定摩擦係数値の方が小さくなっている。

4. 数値シミュレーション

4.1 モデル

車両は PQ モニタリング台車搭載の地下鉄車両をモデル化し、車輪には図 6 の新品の地下鉄急曲線用円弧踏面形状を用いる。軌道は現車による測定 (図 2) がなされた路線と対応させ曲線半径は 160m である。表 1 のように曲線にはカント、スラックが設けてあり、レールには新品の 50kgN レールを敷設する。

4.2 推定摩擦係数の適用

PQ モニタリング台車より推定した内軌車輪/レール摩擦係数のうち、最小摩擦係数 (図 8, ①) と最大摩擦係数 (図 8, ④) をレールの内外軌に適用し数値シミュレーションを行う。それぞれの実測データとの比較により、摩擦係数の推定精度の妥当性を確認するとともに、摩擦係数と脱線係数の相関性を明らかにする。

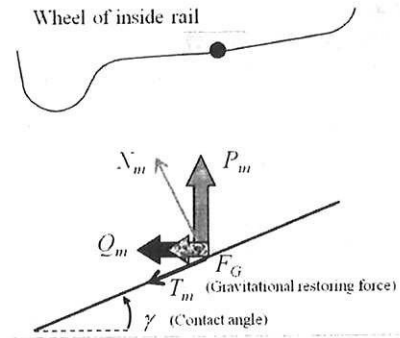


Fig.5 Contact Point of Inside Wheel and Acting Force

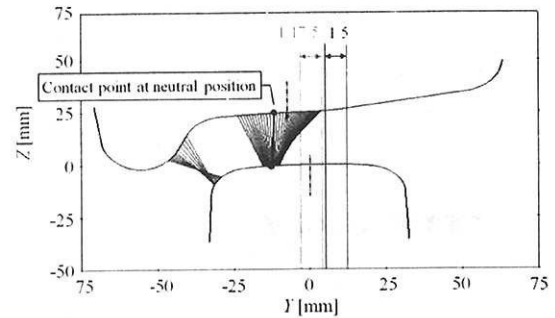


Fig.6 Analysis of Contact Point

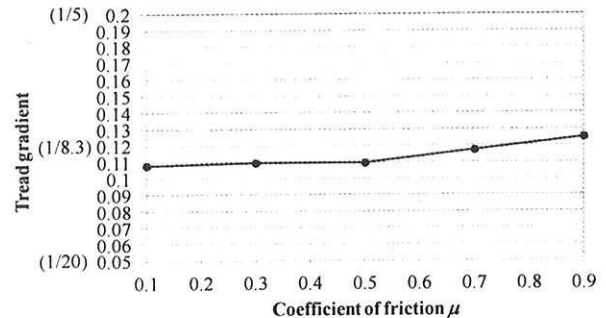


Fig.7 Relation between μ and Tread Gradient

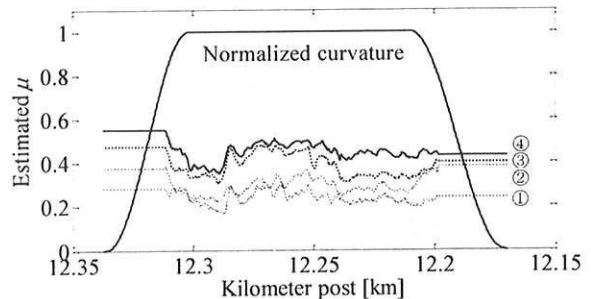


Fig.8 Estimation Results of μ

Table 1 Simulation Condition

Curve radius	R:160 m
Length of constant curve	89 m
Length of transition curve	32 m
Value of super-elevation	125 mm
Value of slack	13 mm
Running speed	32 km/h
Wheel load imbalance	Variable
Load factor	Variable

5. 計算結果

5.1 最小推定摩擦係数での比較

推定した摩擦係数の最小値を軌道の内外軌に適用した数値シミュレーションを実施する。

図 10 は内軌輪重横圧比の計算結果と測定結果を比較したものである。推定摩擦係数（図中、破線）を適用することで両者がよく一致することが確認される。このことから、本推定理論を用いることで PQ モニタリング台車によって曲線中の内軌摩擦係数を高精度推定できることを実証しているといえる。

図 11 は脱線係数の計算結果と測定結果を比較したものである。図示されるところより、出口緩和曲線において脱線係数が最大値をとることなどの一部傾向は再現できている。しかし定常円曲線部では、計算結果が測定結果を下回っていることや振動成分の大きさが異なるなど、未だ両者に差異が認められる。この理由としては、実軌道における摩耗レールの分布状況や存在する軌道不整を考慮していないことが影響していると考えられる。より厳密な実現象を把握するために、これらの影響を考慮したシミュレーションを実施することが今後の課題である。

5.2 最大推定摩擦係数での比較

推定した摩擦係数の最大値を軌道の内外軌に適用した数値シミュレーションを実施する。

図 12 は内軌輪重横圧比を同様に図示したものである。この場合も計算結果と測定結果がよく一致している。図 10 との比較により、摩擦係数の大きさと内軌輪重横圧比の大きさの直接的な関係が確認できる。

図 13 は脱線係数を同様に図示したものである。先述の理由から両者に差異が確認される。また、図 11 との比較により脱線係数の大きさも摩擦係数の大きさに影響を受けていることがわかる。これを利用すると、出口緩和曲線における最大脱線係数を低減するためにはレール塗油などによる摩擦係数調整が極めて有効であると考えられる。そのためにも PQ モニタリング台車からリアルタイムに摩擦係数を推定し、適切な塗油タイミングを確定することでさらなる走行安全性の向上が見込まれる。

6. 結言

本研究では、PQ モニタリング台車の収集データを用いた内軌側の車輪/レール摩擦係数推定手法を提案した。次いで、得られた値を用いた SIMPACK による数値計算と測定結果の比較により以下の知見を得た。

- (1) 内軌輪重横圧比の計算結果と測定結果の一致により、提案する摩擦係数推定の精度が良好であることを示した。
- (2) 特に内軌摩擦係数が高い状況にあつては、脱線係数の計算結果が測定結果を下回り、加えて振動成分に差異が生じたが、ここでは実軌道上でのレール摩耗や軌道不整の影響があると考えられる。

今後は、レールの摩耗や軌道不整が脱線係数に与える影響を MBD 解析にて検討する予定である。また、今回は内軌摩擦係数と同値としていた外軌摩擦係数の推定手法を確立させ、車輪・レールの摩耗や騒音低減のための応用可能性を検討する。

参考文献

- 1) 松本陽, 急曲線における諸問題とその解決方法, 鉄道車両と技術, No.173, 2011.

- 2) A.Matsumoto et.al: A New Measuring Method of Wheel-rail Contact Forces and Related Considerations, pp.1518-1525, Wear 265(9-10), 2008.
- 3) R.Matsui, Y.Michitsuji et.al: Analysis on Wheel/Rail Friction Characteristic for In-service Train with Multi-Body Dynamics Simulation, p.137, ACMD2012, 2012.

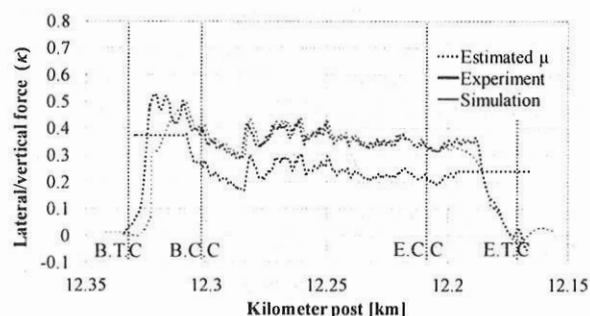


Fig.10 Lateral/Vertical Force : Minimum Estimated μ

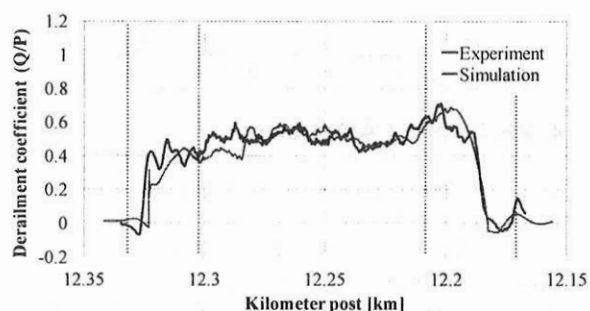


Fig.11 Derailment Coefficient : Minimum Estimated μ

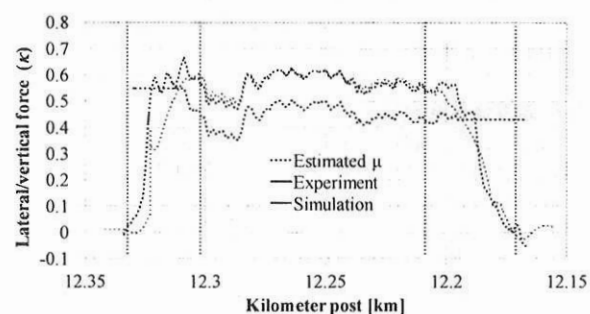


Fig.12 Lateral/Vertical Force : Maximum Estimated μ

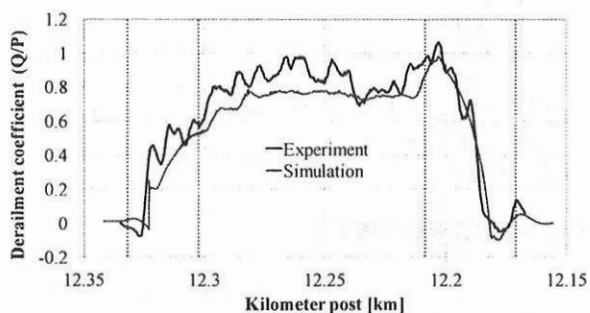


Fig.13 Derailment Coefficient : Maximum Estimated μ