

鉄道台車のモーメントに着目した横圧推定式の検討

田中 隆之* 土井 久代* 宮本 岳史*
飯島 仁**

A Study of the Lateral-force Estimation Equation with a Focus on the Moment of a Train Bogie

Takayuki TANAKA Hisayo DOI Takefumi MIYAMOTO
Hitoshi IJIMA

When railway vehicles pass through a sharp curve, a yaw moment is generated at the bogie. The lateral force of the outside wheel of the front axle of the leading bogie, which is an important factor for assessing the running safety of railway vehicles, is led by the balance equation of the yaw moment. The lateral-force estimation equation has been developed as a method of calculating the lateral force during the curve passage of railway vehicles. The authors have newly proposed a more versatile lateral-force estimation equation with a focus on the improvement of the estimation of the yaw moment of the bogie.

キーワード：走行安全性，乗り上がり脱線，曲線通過性能，台車旋回モーメント，輪重横圧推定式

1. はじめに

車両・軌道条件，走行速度をパラメータとして，輪重や横圧の推定値を算出し，走行安全性を評価する方法として輪重横圧推定式がある¹⁾。本式は急曲線をカント超過で10km/h程度の低速で走行する車両に適用可能であるが，カント不足で走行する場合や高速で走行場合には適用できないため，このような場合にも輪重・横圧を簡易に推定することのできる方法の確立が求められている。様々な，走行条件や車両条件に関するパラメータの組み合わせに対して，精度のよい輪重・横圧推定を可能にするためには，現行式の計算方法の改良が必要である。

本検討では，急曲線通過時に台車に作用する台車中心軸周りのヨー回転モーメントのつり合い条件に着目し，特にカント不足状態で走行する場合にも適用可能な現行式の改良方策を提案する。

検討にあたり，鉄道総研所内試験線（RTRI 試験線）にて急曲線走行試験を実施し，その際に台車に発生する力によるヨー回転モーメントを実測した^{2) 3)}。また，東日本旅客鉄道所有のカントの無い構内線（JRE 試験線）での試験結果と提案手法による推定横圧を比較し，提案手法の検証を行った。

本論文では輪重横圧推定式の適用範囲を拡大するための一方策として検討した，台車のヨー回転モーメントに着目した推定横圧計算手法の改良策について述べるとともに，本手法による推定結果を走行試験結果と比較・検証した結果について述べる。

* 鉄道力学研究部 車両力学研究室

** 東日本旅客鉄道株式会社

2. 輪重横圧推定式の改良方策

輪重横圧推定式は，曲線通過時の輪重と横圧の発生メカニズムと実測データの解析結果より導かれる式であり，車両諸元と軌道条件，走行条件を勘案し，簡易な近似式によりカント超過状態での走行時における輪重や横圧を計算する。

急曲線の低速走行時の乗り上がり脱線に対する安全性評価に直接的に関係する指標である，進行方向先頭台車の第1軸の外軌側の横圧 Q_0 は，輪重横圧推定式では式(1)のように記述される。

$$Q_0 = \overline{Q}_1 + \Delta Q_{AS} + \Delta Q_{AD} + \Delta Q_{unsp} \quad (1)$$

ここで， \overline{Q}_1 は内軌側車輪の定常横圧であり，内軌側横圧輪重比と内軌側輪重との積で算出される。 ΔQ_{AD} は軌道不整に起因する外軌側横圧変動分， ΔQ_{unsp} はレール継ぎ目を通過の際に発生する外軌側横圧衝撃分をそれぞれ表す。 ΔQ_{AS} は第1軸の輪軸に作用する横力（輪軸横圧）を表す。本項は遠心力・カントによる力と，台車のヨー回転モーメントのつり合い条件より導かれる力の足し合わせで表されるが，本検討では後者に着目する。曲線通過時の台車に働く力の模式図を図1に示す。曲線通過時の台車のヨー回転モーメントのつり合い条件より，第1軸の輪軸横圧を推定するためには，ねじれた枕ばねが戻ろうとする力，第1軸と第2軸の車輪・レール接触点で発生する前後方向接線力，第2軸の輪軸横圧を考慮する必要があることが図1より分かる。

現行の輪重横圧推定式では，第1軸の輪軸横圧を，カ

特集：鉄道力学

ント超過状態での急曲線走行を仮定した時刻歴シミュレーションにより得られるパラメータを用いて推定している¹⁾。しかしながら、カント不足状態での走行時には、このパラメータによる推定横圧が精度よく実態を表していない場合があると考えられる。

そこで、本検討では、急曲線を通過する際の図1に示す発生力による台車中心周りのヨー回転モーメントについて、実測に基づく推定手法を提案する。更に、この推定値をモーメントのつり合い条件式に代入することで、第1軸輪軸横圧を推定する手法を提案する。

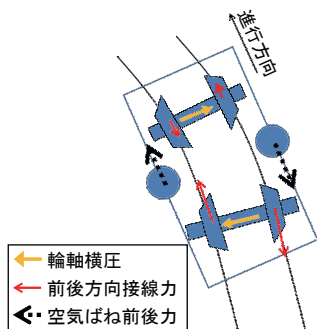


図1 曲線通過時の台車に働く力

3. 台車ヨー回転モーメントのつり合い条件を考慮した第1軸輪軸横圧推定値の定式化

3.1 急曲線通過走行試験の概要

曲線通過時の台車に働く力、すなわち、先頭台車の全4輪の輪重・横圧・前後方向接線力、ならびに先頭台車の左右の空気ばねから発生する力を実測するため、RTRI試験線において走行試験を実施した²⁾。走行試験に供した試験車両は在来線通勤型車両であり、新連続輪重横圧測定用⁴⁾の輪軸2対を先頭台車に装架した。

RTRI試験線は半径160m (R160m) および半径100m (R100m) の曲線を有しており、それぞれのカントは90mmである。試験線の線形を図2に示す。曲線通過時の走行速度は10～30km/hと設定した。

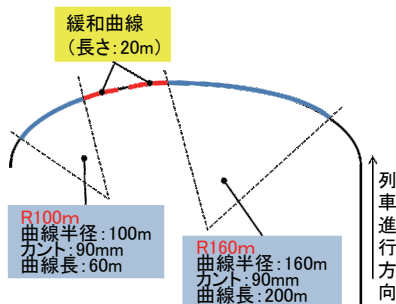


図2 RTRI試験線の線形

3.2 走行試験結果と定式化

台車ヨー回転モーメントのつり合い条件より、式(2)の関係が成り立つ。

$$\Delta M_{TF} + \Delta M_{A1} + \Delta M_{A2} + \Delta M_{AS} = 0 \quad (2)$$

ここで、式(2)の左辺各項は台車中心軸周りのヨー回転モーメントを表し、それぞれ、 ΔM_{TF} は前後接線力、 ΔM_{A1} は第1軸輪軸横圧、 ΔM_{A2} は第2軸輪軸横圧、 ΔM_{AS} は空気ばね前後力に起因するものである。本検討では、 ΔM_{TF} 、 ΔM_{A2} 、 ΔM_{AS} を走行試験での実測に基づき定式化した上で、それぞれを式(2)に代入することで ΔM_{A1} を求める手法を提案する。本章で検討する提案式で用いる、特に説明がされていない物理量については、車両の諸元値、軌道検測の実測値、ならびに文献1)および文献5)の手法による推定値を用いて計算を行った。

3.2.1 前後方向接線力

先頭台車の車輪・レール間の前後方向接線力測定結果の例を図3に示す。図3において、車両進行方向に作用する力の向きを正方向とする。円曲線の定常部では第1軸の前後方向接線力は外軌側で正方向、内軌側で負方向に発生することから第1軸に関しては曲線に沿って輪軸が操舵される方向(順操舵方向)にモーメントが働くことがわかる。一方、第2軸では、外軌側で負方向、内軌側で正方向に前後方向接線力によるモーメントが発生することから、第1軸とは逆に、輪軸に働くモーメントは逆操舵方向となる。また、図3よりわかるように、前後方向接線力の絶対値は曲線内において内外軌ともに第1軸より第2軸の方が大きい。この第1軸、第2軸で発生する前後方向接線力によるモーメントの方向や大きさの傾向は速度や静止輪重のアンバランスの条件によらず、常に同じであった。

急曲線走行時の前後方向接線力は車輪・レール間のクリープ力により生じる。そこで、上記の走行試験結果を鑑みながら、前後方向接線力、すなわち前後クリープ力をクリープ理論に基づいて定式化する。以下、各車輪において、mを軸を表す添字(m=1:第1軸,m=2:第2軸)、nを内外軌を表す添字(n=out:外軌,n=in:内軌)と定義する。

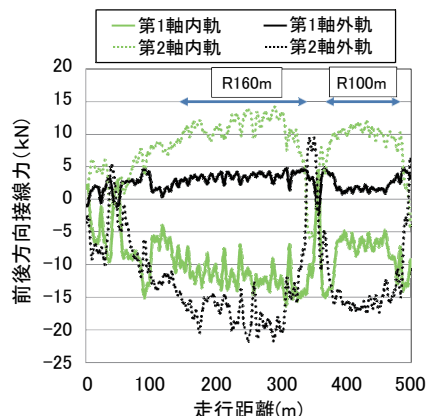


図3 前後方向接線力測定結果の例

走行試験結果から、急曲線走行時にはすべりが大きく、前後・左右のクリープ力はほぼ摩擦力に飽和していると考えられるため、本検討では、まず左右クリープ力を導出し、摩擦力から差し引くことで前後クリープ力を導出する手法を用いる。車輪・レール接触点における左右方向の等価摩擦係数 μ_{cnn} はレビ・シャルテの式に基づき、式 (3) で表わされる。

$$\mu_{\text{cnn}} = \mu \times \frac{\frac{\kappa_{\text{mn}} v_{\text{ymn}}}{N_{\text{mn}}}}{\left(\mu^{\tilde{\beta}} + \left(\frac{\kappa_{\text{mn}} v_{\text{ymn}}}{N_{\text{mn}}} \right)^{\tilde{\beta}} \right)^{\frac{1}{\tilde{\beta}}}} \quad (3)$$

ただし、 μ は車輪・レール間の摩擦係数、 N_{mn} は車輪・レール接触点における法線力、 κ_{mn} は左右クリープ係数、 v_{ymn} は左右クリープ率、 $\tilde{\beta}$ はクリープ力の飽和特性を表わす指数であり、ここでは $\tilde{\beta} = 1.5$ とする。また、左右クリープ係数と法線力の比 $\kappa_{\text{mn}}/N_{\text{mn}}$ は式 (4) で表わされる⁶⁾。

$$\frac{\kappa_{\text{mn}}}{N_{\text{mn}}} = H_{\text{mn}} \sqrt[3]{\frac{9E(1+\nu^2)^2}{N_{\text{mn}} R_{\text{cnn}}^2}} \quad (4)$$

$$R_{\text{cnn}} = \frac{1}{R_{\text{wxmn}}} + \frac{1}{R_{\text{wymn}}} + \frac{1}{R_{\text{rxmn}}} + \frac{1}{R_{\text{rymn}}}$$

ただし、 E は鋼材（車輪・レールの構成材料）の縦弾性係数、 ν は鋼材のポアソン比、 H_{mn} は2つのヘルツの接触楕円定数の積、 R_{wxmn} 、 R_{wymn} 、 R_{rxmn} 、 R_{rymn} はそれぞれ接触点における、車輪前後方向、車輪左右方向、レール前後方向、レール左右方向の曲率半径である。左右クリープ率 v_{ymn} は式 (5) のように置く。

$$v_{\text{ymn}} = \frac{\psi_{\text{wm}}}{\cos \alpha_{\text{mn}}} \quad (5)$$

ただし、 α_{mn} は車輪・レール間の接触角、 ψ_{wm} は輪軸のアタック角である。車輪・レール接触点における法線力 N_{mn} は、式 (6) のように書ける。

$$N_{\text{mn}} = P_{\text{mn}} \cos \alpha_{\text{mn}} \left(1 + \frac{Q_{\text{mn}}}{P_{\text{mn}}} \tan \alpha_{\text{mn}} \right) \quad (6)$$

ここで、第1軸外軌側の前後方向接線力について検討する。本検討での対象が急曲線走行時であることから、第1軸外軌側ではフランジ接触状態で走行していると仮定できる。このとき、式 (3) において $R_{\text{wx1out}} = R_{\text{wy1out}} = R_{\text{rx1out}} = \infty$ であり、 R_{ry1out} はレール肩部の曲率半径に等しいと見なすことができる。さらに、式 (5)、(6) では接触角 α_{1out} をフランジ角とみなすことができる。ナダル

の式により与えられる、乗り上がり開始時の $Q_{\text{mn}}/P_{\text{mn}}$ の値はフランジ・レール間の摩擦係数によって変化し、概ね 0.94 ~ 1.14 となる。今回の検討にて取り扱う急曲線部では、第1軸外軌側は、ほぼ乗り上がり開始状態にあると仮定し、代表値として式 (6) の右辺において、 $Q_{\text{mn}}/P_{\text{mn}} \doteq 1$ とおく。これにより、計算を簡略化し、法線力 N_{1out} を輪重 P_{1out} の関数として表現することができる。なお、RTRI 試験線での走行試験結果では、半径 160m、ならびに半径 100m の急曲線を通過する際に、 $Q_{\text{mn}}/P_{\text{mn}}$ の実測値は 0.6 ~ 1.4 程度にばらつく。しかしながら、式 (6) で $Q_{\text{mn}}/P_{\text{mn}}$ の仮定値を実測値のばらつき分程度変化させても、結果として推定横圧が受ける影響は小さいことを確認した。さらに、車輪・レール間のすべり率が著大であり、前後と左右のクリープ力の合力は摩擦力 μN_{1out} に飽和していると仮定し、ここから左右クリープ力 $\mu_{\text{e1out}} N_{\text{1out}}$ の成分を減じると、第1軸外軌側での前後クリープ力は式 (7) で算出できる。

$$T_{\text{1out}} = \sqrt{(\mu N_{\text{1out}})^2 - (\mu_{\text{e1out}} N_{\text{1out}})^2} \quad (7)$$

ただし、式 (7) で用いる μ_{e1out} 、 N_{1out} は、前述の仮定を式 (3) ~ (6) にあてはめて導く。

次に、第1軸内軌側について検討する。第1軸内軌側の前後クリープ力は、第1軸外軌側の前後クリープ力と相関が高く、解析的に求める解よりも、第1軸外軌側の前後クリープ力の関数として表わす方が試験結果をよく表現できることが分かっている。そこで、第1軸内軌側の車輪はレールと踏面接触しており ($\alpha_{\text{1in}} \doteq 0$)、前後クリープ率が第1軸外軌側と等しいと仮定し、微小な項を無視すると、第1軸内軌側の前後クリープ力は、式 (8) で表わせる。

$$T_{\text{1in}} = -T_{\text{1out}} \left(\frac{N_{\text{1in}}}{N_{\text{1out}}} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (8)$$

次に、第2軸について検討する。走行試験結果を鑑みて、第2軸の各車輪は踏面接触しており ($\alpha_{\text{2n}} \doteq 0$)、第1軸外軌側と同様、前後と左右のクリープ力の合力は摩擦力 μN_{2n} に概ね飽和していると仮定する。

走行試験では、曲線通過時の第1軸のアタック角 ψ_{w1} と第2軸のアタック角 ψ_{w2} との間の相関を調査した。その結果、近似的に式 (9) の関係が得られた³⁾。

$$\psi_{\text{w2}} = \frac{\pi \sqrt{\psi_{\text{w1}}}}{J_{\text{at}}} \quad (9)$$

J_{at} は車両・台車条件により決まるパラメータであり、今回は $J_{\text{at}} = 376$ と同定した。以上より、第2軸内外軌の前

特集：鉄道力学

後クリープ力は式 (10) で算出できる。

$$\begin{aligned} & \text{(外軌)} \\ & T_{2out} = -\sqrt{\chi^2 (\mu N_{2out})^2 - (\mu_{e2out} N_{2out})^2} \\ & \text{(内軌)} \\ & T_{2in} = \sqrt{\chi^2 (\mu N_{2in})^2 - (\mu_{e2in} N_{2in})^2} \end{aligned} \quad (10)$$

ただし、 χ は飽和率である。また、 μ_{e2in} 、 N_{2in} 、 μ_{e2out} 、 N_{2out} の各数値は、前述の仮定、ならびに式 (9) を式 (3) ~ (6) にあてはめて算出する。飽和率 χ は前後・左右クリープの合力とクーロン摩擦力 μN_{2n} との比として定義され、前後・左右クリープ力の合力がクーロン摩擦力に飽和した時を $\chi=1$ とする。ある走行地点での χ は、実測値を用いて、式 (11) のように表わす。

$$\chi = \frac{1}{2} \left(\frac{\sqrt{\tilde{T}_{2out}^2 + \tilde{Q}_{2out}^2}}{\mu \tilde{P}_{2out}} + \frac{\sqrt{\tilde{T}_{2in}^2 + \tilde{Q}_{2in}^2}}{\mu \tilde{P}_{2in}} \right) \quad (11)$$

ただし、 \tilde{T}_{mn} は前後方向接線力の測定値、 \tilde{Q}_{mn} は横圧の測定値、 \tilde{P}_{mn} は輪重の測定値である。走行試験より今回検証を行う R160m、R100m の区間では χ の値は 1 を中心として分布していることを確認した³⁾。したがって、本論文では、当該区間では $\chi=1$ において第 2 軸の前後方向接線力の算出を行う。

以上より、先頭台車内における各車輪・レール間の前後方向接線力によるモーメント ΔM_{TF} は式 (12) で表わされる。

$$\Delta M_{TF} = b \sum_{m,n} T_{mn} \quad (12)$$

ここで、 $2b$ は左右接触点間隔である。式 (12) により算出した ΔM_{TF} と実測とを比較したものを図 4 に示す。R160m の区間は R100m の区間と比べると、R160m 付近で実測と推定値で細かい変動の様子が異なるが、これは、一律 $\chi=1$ として計算したために生じたと考えられる。今後、様々な曲線の走行データを集積し、曲線半径に対する飽和率の傾向を把握する必要がある。

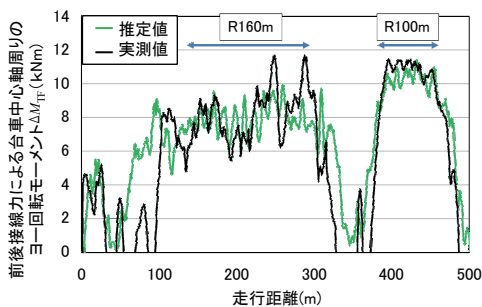


図 4 ΔM_{TF} の実測値と推定値との比較

3.2.2 第 2 軸の輪軸横圧

台車内のモーメントのつりあいを考えると、超過遠心力の影響は第 1 軸、第 2 軸で相殺されるので、第 2 軸が踏面接触していることを踏まえると、第 2 軸の輪軸横圧により台車に作用するモーメント ΔM_{A2} は左右クリープ力 $\mu_{e2n} N_{2n}$ により発生すると考えられる。したがって第 2 軸の輪軸横圧による台車中心軸周りのヨー回転モーメント ΔM_{A2} は第 2 軸内外軌の左右クリープ力の足し合わせにより、式 (13) で与えられる。

$$\Delta M_{A2} = -a(\mu_{e2out} N_{2out} + \mu_{e2in} N_{2in}) \quad (13)$$

ここで $2a$ は軸間距離である。従来から台車内で後位軸に当たる第 2 軸はアタック角が小さいと考えられており、実測でもこのことを確認した³⁾。ただし、式 (5) に示すように、アタック角の微小な変化に対して左右クリープ率も変化する。この変化により、 μ_{e2out} 、 μ_{e2in} は大きく影響を受けるため、結果として ΔM_{A2} も変化する。走行試験では第 2 軸のアタック角は円曲線内において $\pm 0.02\text{deg}$ 程度のばらつきがあった。本検討ではこのばらつきによる増減を含んだ推定値として ΔM_{A2} を見積もることとする。図 5 に ΔM_{A2} の推定値と実測値を比較したものを示す。図 5 に示す通り、 ΔM_{A2} は幅を持った推定領域として表わされるが、曲線部においては実測値が概ね推定領域内にあることを確認した。

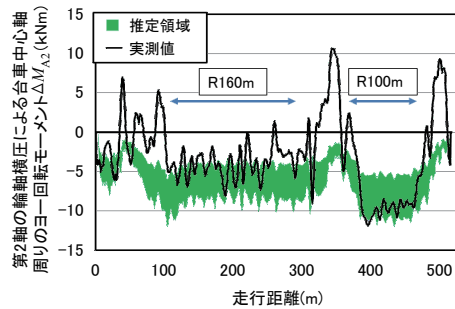


図 5 ΔM_{A2} の実測値と推定領域との比較

3.2.3 枕ばね

従来の横圧推定式では、空気ばねのねじれにより台車に作用するモーメント $\Delta M_{AS}'$ は台車ヨー角に対して線形であると仮定しており式 (14) のように与えていた。

$$\Delta M_{AS}' = 2kb_2^2 \psi_T = \frac{2kb_2^2 c}{R} \quad (14)$$

ここで、 ψ_T は車体と台車間の相対ヨー角（台車ヨー角）である。一方、走行試験の測定結果と、式 (14) により算出される値を比較すると、曲線半径が小さい所、すなわち台車ヨー角が大きくなる時、 $\Delta M_{AS}'$ の推定結果が実測値よりも大きくなる傾向がある³⁾。台車ヨー角が大

きくなると空気ばねのねじれによるモーメントが小さくなる傾向があることや、ヒステリシスの存在により非線形な特性が見られることが、鉄道総研所有の台車旋回性能試験装置を用いた定置試験において確認されている⁷⁾。走行試験で得られた台車ヨー角に対する空気ばねのねじれによるモーメントは、同種の空気ばねについて台車旋回性能試験装置で実施した試験結果と同等であった。そこで、定置試験の結果に基づいて、本提案手法では台車ヨー角に対する空気ばねのねじれによるモーメント $\Delta M_{AS}'$ を式 (15) のように 2 次関数でモデル化する。

$$\Delta M_{AS}' = s\psi_T^2 + t\psi_T \quad (15)$$

ここで、 s 、 t は空気ばね特性により決まる係数であり、本検討で用いた空気ばねでは $s=-218$ 、 $t=122$ である。また、ここではヒステリシスの影響は微小であるとして、無視する。枕ばねが台車に与えるモーメントについて、式 (15) による結果と、従来式で用いられる、台車ヨー角に比例するとした場合の比較を図 6 に示す。提案モデルでは概ね台車ヨー角が 2deg を超えると従来モデルに比べ枕ばねが台車に与えるモーメントが小さくなるのが分かる。一般的に、在来線車両では概ね、半径 200m の曲線を通過する際に台車ヨー角が 2deg となるため、これより急な曲線を通過する際にこの提案モデルを用いることで、高精度な推定が可能になると考えられる。式 (15) を用いて計算を行う際には、台車ヨー角は台車中心間距離 ($2c$) と曲線半径 R を用いて表される、 $\psi_T=c/R$ という関係より導く。ここでは、軌道変位の影響を含

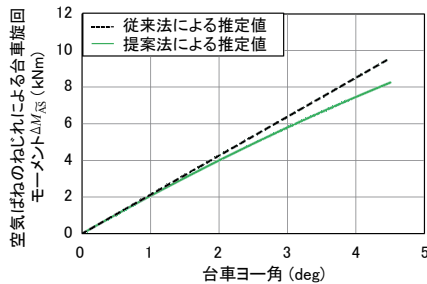


図 6 $\Delta M_{AS}'$ の従来法と提案法との推定値の比較

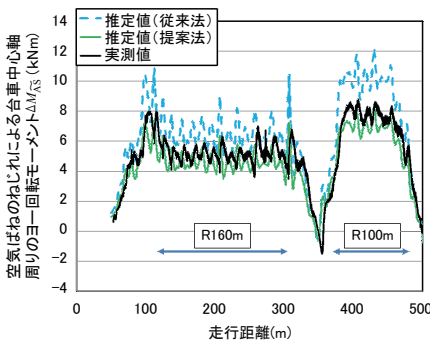


図 7 $\Delta M_{AS}'$ の走行試験での実測値と従来法・提案法での推定値との比較

ない設計曲線半径を R として用いる。

$\Delta M_{AS}'$ の走行試験での実測値と、従来法・提案法での推定値との比較例を図 7 に示す。提案法により、特に急曲線部で実測値に近い推定値が得られることを確認した。

3.3 新しい横圧推定式の提案

3.2 節で述べたような手法により定式化した、曲線通過時の台車に働く力による台車中心軸周りのヨー回転モーメントを式 (2) に代入し、第 1 軸輪軸横圧 $\Delta Q_{AS}'$ を式 (16) のように求める。

$$\Delta Q_{AS}' = \frac{\Delta M_{AS}'}{a} = -\frac{\Delta M_{TF} + \Delta M_{A2} + \Delta M_{AS}'}{a} \quad (16)$$

また、軌道狂い・継目衝撃による横圧変動分については、別途精査を行い、軌道検測データとカント不足量の変動成分 ΔQ_{Cd} から横圧の変動分を推定する手法を導入する⁸⁾。これより、軌道狂い・継目衝撃による横圧変動分 $\Delta Q_{AD}' + \Delta Q_{unsp}'$ を式 (17) のように表わす。

$$\Delta Q_{AD}' + \Delta Q_{unsp}' = A \frac{L}{10} \Delta Q_{Cd} + B \quad (17)$$

ただし、 L は軌道検測弦長、 A 、 B は走行試験結果により同定した係数でそれぞれ $A=11.7$ 、 $B=3.7$ である。以上より、新しい横圧推定手法として次式を提案する。

$$Q_0 = \bar{Q}_1 + \Delta Q_{AS}' + \Delta Q_{AS}'' + \Delta Q_{AD}' + \Delta Q_{unsp}' \quad (18)$$

ただし、 $\Delta Q_{AS}''$ は遠心力・カントによる第 1 軸輪軸横圧の変化分で、文献 1) の手法により求める。

4. 提案手法による推定結果と実測値との比較

前章で提案した新しい横圧推定手法をカント不足状態での走行条件で検証するため、JRE 試験線の半径 100m でカントが無い曲線部を 10km/h で走行した際の輪重と横圧の実測値⁹⁾ と、改良推定式による推定値を比較した。ここで、輪重の推定値は文献 3) の手法に従い算出した。第 1 軸内外軌の輪重・横圧について、実測値と推定値を比較した例を図 8 に示す。本例では、空車状態で、PQ 測定軸の左右車輪の静止輪重アンバランス 2% 条件での走行試験結果を用いて比較検討を行った。走行安全性評価に重要な、外軌輪重・横圧の推定値については、3.2.2 節で述べたように、第 2 軸のアタック角が式 (9) により算出される値を中心に、 $\pm 0.02\text{deg}$ の範囲でばらつくものとして外軌輪重・横圧を推定し、その最大値と最小値との間の値を推定領域として表現した。図 8 より、カン

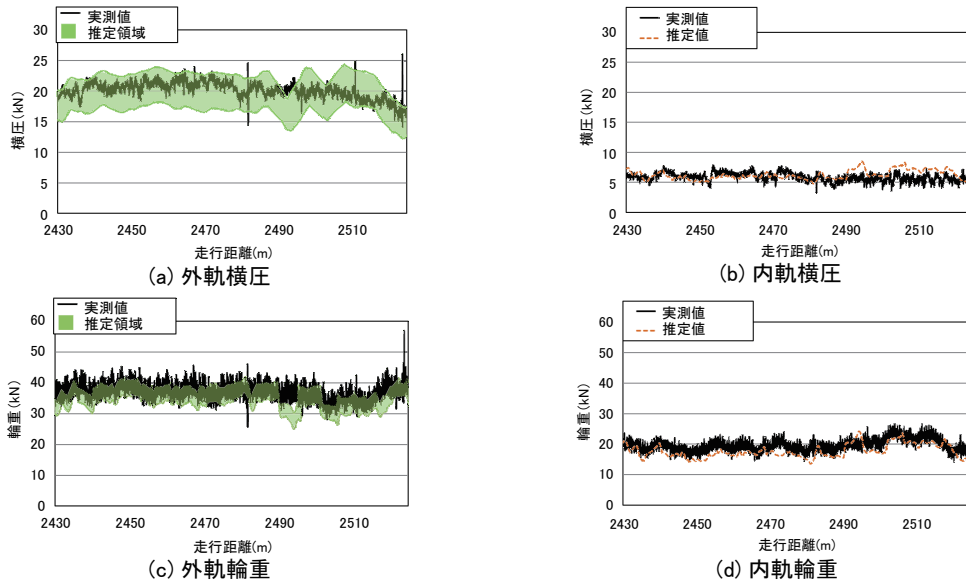


図8 第1軸内外軌の輪重・横圧について、実測値と推定値を比較した例（JRE 試験線，半径 100m 曲線，10km/h 走行）

ト不足状態での走行条件において、改良推定式による曲線通過時の推定輪重・横圧が実測値を精度よく再現できることが確認できる。

改良推定式に入力する軌道変位データは、輪重・横圧変動に影響を及ぼす。本例では、軌道変位データから得られる通り変位を、軌道の曲率半径と第1軸アタック角の算出に用いた。従来の軌道検測データは5m弦またはそれ以上の弦長に処理されたデータで扱うことが一般的であるが、図8に示す推定値の算出では2m弦の軌道検測データを用いており、部分的に推定値が実測値から離れることがあるものの、従来よりも短波長の、軌道変位起因の輪重・横圧変動を考慮した推定値算出を実現している。今後、さらに実測データを蓄積し、改良推定式の計算に用いる軌道検測データの適切な弦長を選択することで、推定結果の精度を向上できるものと考えている。

5. まとめ

従来用いられている輪重横圧推定式の適用範囲を拡大することを目的に、曲線通過時の台車中心軸周りのモーメントに着目した新しい輪重横圧推定式を提案した。曲線通過時に台車に作用する力として、前後方向接線力、第2軸の輪軸横圧、枕ばねのねじれによる力を考慮し、それらによる台車中心軸周りのヨー回転モーメントを、走行試験による実測結果を基に精査し、定式化した。これらの検討をもとに、急曲線のカント不足状態での走行にも適用可能な新しい横圧推定手法を提案した。本手法による輪重・横圧の推定結果をRTRI試験線のようなカントの有る急曲線やJRE試験線のようなカントが無い急曲線を走行した際の走行試験結果と比較した所、良く一致していることを確認した。

今後、異なる線区を走行した際や車両条件、走行条件が異なる場合のデータを蓄積し、今回提案した横圧推定式の精度向上をはかる予定である。

本論文は、文献3)の内容を翻案し作成した。

文献

- 1) 内田雅夫, 高井秀之, 村松浩成, 石田弘明: 輪重横圧推定式による乗り上がり脱線に対する安全性, 鉄道総研報告, Vol.15, No.4, pp.6-15, 2001
- 2) 田中隆之, 土井久代, 中橋順一, 鈴木貢, 日比野有, 宮本岳史: 横圧推定式による台車旋回モーメントの走行試験による検証, J-Rail2014, 2014
- 3) 田中隆之, 土井久代, 宮本岳史: 鉄道台車のモーメントに着目した横圧推定式の検討, 日本機械学会論文集, Vol.82, No.842, 2016
- 4) 石田弘明, 松尾雅樹, 手塚和彦, 植木健司: 鉄道車両の新しい輪重, 横圧, 脱線係数連続測定法(測定装置の開発), 日本機械学会論文集C編集, Vol.63, No.614, pp.3417-3423, 1997
- 5) 国土交通省鉄道局監修・土木関係技術基準調査研究会編: 鉄道に関する技術基準(土木編), 社団法人鉄道施設協会, 2002
- 6) 脱線に対する安全基準研究グループ: 脱線に対する安全基準, 鉄道技術研究報告車両編, No.1306, 1968
- 7) 田中隆之, 飯田浩平, 鈴木貢, 飯田忠史, 渡辺信行, 西山幸夫: 台車旋回性能試験装置の開発, 鉄道総研報告, Vol.27, No.10, pp.23-28, 2013
- 8) 西本正人, 山口剛志: 列車荷重の変動成分の推定と脱線への影響に関する考察, J-Rail2014, 2014
- 9) 飯島仁, 加藤幸夫, 日沖由理香, 田村大輔: 低速のり上がり脱線の根絶を目指して第7報 脱線に深く関与するアタック角と等価摩擦係数の関係, J-Rail2013, pp.617-620, 2013