

レール頭部の摩耗形状予測手法

金 鷹* 名村 明* 石田 誠**

A Predictive Method of Wear Profile of Rail Head

Ying JIN Akira NAMURA Makoto ISHIDA

When railway vehicles run in sharp curves, the large contact stress and the large slip between wheel and rail cause severe wear of rail gauge face and wheel flange. They are major factors of increasing railway maintenance cost. In this study, the laboratory wear simulation considering the applied load and contact geometry in actual Japan railway system was carried out by using a large twin-disc test machine, and the test results clarified the influence of lateral force, attack angle, material hardness and lubrication on the rail wear. Based on those experimental results under various conditions, a database of wear coefficient on the rails was established with elastoplastic FEM stress analysis. Furthermore, a predictive method of rail wear profile as functions of contact stress, slip ratio at contact patch and material hardness was established to estimate the wear amount and worn profile in the wear process. Similarity between predictive value and actual measurement suggests that the method can be developed to predict wear progress and wear profiles for the actual railway system.

キーワード：レール，車輪，転がり接触，弾塑性FEM解析，摩耗係数，データベース，予測手法

1. はじめに

レールのメンテナンスに関しては、急曲線外軌レールの側摩耗、そして緩曲線の外軌レールのきしみ割れ損傷がレール保守費に占める割合は依然大きいため、これらの軽減策の検討は古くて新しい重要な課題である。急曲線レールの側摩耗をできる限り軽減するための対策としては、曲線外軌への熱処理レールの投入、外軌レールのゲージコーナ/車輪フランジへの塗油等が一般的であるが、定期的な削正による車輪とレールとの接触部形状の改善や材質等の面からより効果的な対策も望まれている。また、緩曲線外軌レールのきしみ割れ損傷の防止・抑制策に関しては、レールの適度な摩耗進みによるきしみ割れの制御を検討する必要がある。そこで、側摩耗の支配要因の解明とそれらの影響度を定量的に評価および予測することは、レールの摩耗・損傷低減策の検討と軌道保守の効率化を図る上で重要であると考えられる。

レールと車輪の摩耗因子の寄与度について、近年筆者らは現地調査および室内摩耗試験を通して、定量的な関係を求めている^{1) - 3)}。一方、摩耗進行予測に関しては、海外において、2円筒転がり摩耗試験結果によりいくつかの予測モデル^{4) - 5)}が提案されており、また、車両と軌道の相互作用に着目して車両運動シミュレーションを用いた摩耗進みの予測^{6) - 7)}も進められている。しかし

ながら、日本の軌道では摩耗進行予測に必要となる摩耗係数が得られていないため、現状に応じた精度を持つ摩耗進行予測に至っていないのが現状である。

本研究では、車両と軌道の相互作用の面からレールの側摩耗の影響因子を、実断面を用いた大型室内摩耗試験より定量化し、各種条件下での摩耗係数を算出した。また、室内摩耗試験と接触応力解析を合わせてレール頭部摩耗形状の予測手法を構築し、摩耗進みおよび摩耗形状を推定できる解析プログラムを作成した。

2. レールの摩耗要因とその影響度評価

2.1 試験概要

レールと車輪の摩耗を再現させる室内試験は、円盤状のレール試験輪と車輪試験輪を接触させるレール・車輪高速接触疲労試験装置⁸⁾を用いて行った。レール試験輪の直径は350mm、車輪試験輪の直径は500mmで、材質および断面形状はそれぞれ実際の50Nレールの普通あるいは熱処理したもの、および在来線修正円弧踏面車輪を熱処理したものと同一とした。実車の輪重や横圧を模擬するために、試験輪に負荷するラジアル荷重およびスラスト荷重を、試験輪間の最大接触圧力が3次元弾性有限要素法解析から求めた実際のレールと車輪間の最大接触圧力と等しくなるように設定した。実軌道の負荷および接触状態に相当する試験条件を表1に示す。車輪が様々な曲線を通過する場合を想定し、アタック角を 0° 、 0.3° お

* 鉄道力学研究部 (軌道力学)

** 軌道技術研究部

特集：鉄道力学

表1 試験条件

試験番号	アタック角(°)	車輪試験輪硬さ(Hv)	レール試験輪硬さ(Hv)	試験荷重(kN)		試験環境	
				ラジアル荷重	スラスト荷重		
No.1	0	350	340	23.0*	9.1*	乾燥	
No.2	0.3		250				
No.3	0.3		340				
No.4	0.3		380				
No.5	0.6		380				
No.6	0.3		380				7.6
No.7	0.3		380				11.0
No.8	0.3		250			9.1*	水

*：輪重75kN，横圧30kNを想定した。

よび0.6°に設定した。ここで、アタック角0.3°と0.6°は一般的な在来線車両がR400mとR200mの急曲線を走行する場合に相当する。レール試験輪の硬さは、普通レールに相当する250Hv、熱処理レールに相当する340Hvと380Hvを設定した。また、現地測定の実験より曲線半径に応じた横圧が側摩耗と密接な関係にあることが分かっているため、横圧に相当するスラスト荷重を7.6～11kNに変化させた。さらに、雨等気象条件の影響を検討するため、試験環境は乾燥と水潤滑の2種類の条件を設定した。

その他、試験においてレールの小返りは考慮しなかった。また、走行速度に相当するレール試験輪の周速度は、転動面にできる凹凸等により振動が生じたため、初期に設定した70km/hから徐々に30km/hまで減速した。

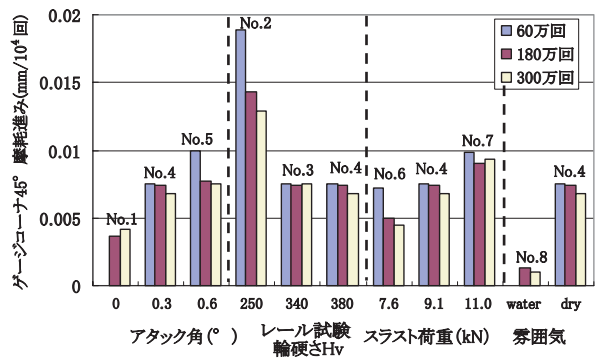
なお、レール試験輪と車輪試験輪の全断面摩耗形状を、レール試験輪側の回転数60万回転毎に断面形状測定器「車輪MiniProf」を用いて測定した。

2.2 試験結果

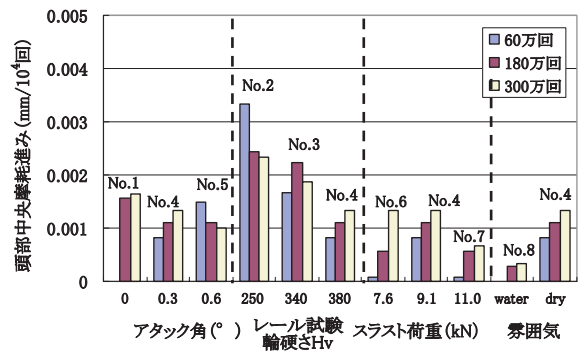
レールの摩耗に関しては、多くの因子が複雑に影響し合う。ここでは、レール側摩耗に対する主な影響因子の寄与度について、得られた知見について述べる。回転数60万回毎に試験輪の全断面形状を測定しているが、ここでは摩耗因子によるレール試験輪のゲージコーナ45°と頭頂部中央の摩耗進みを図1に示す。図中の累積回転数(万回)について、レール試験輪の300万回転が累積通トンの約45MGT(MGT：累積通過トン数)に相当している。傾向としてゲージコーナ45°の摩耗進みは、頭部中央のものより4～10倍程大きかった。

(1) アタック角の影響

アタック角が0°から0.3°、0.6°に増大すると、ゲージコーナの摩耗進みは約1.8～2.5倍増加したが、頭頂部中央の摩耗進みが4/5倍程度に減少した。これは、アタック角の増加に伴い、その接触位置がフランジ先端に近づき、ゲージコーナ側の接触位置に依存するすべり率が大きくなるため、その摩耗進みが増加したと考えられる。



(a)ゲージコーナ45°



(b)頭頂部中央

図1 摩耗因子によるレール試験輪

摩耗進みの違い(300万回：通トン45MGT相当)

(図中のNo.1～No.8は表1の試験番号に対応)

(2) レール硬さの影響

普通レールの硬さ250Hvに相当するレール試験輪を、熱処理により硬さを340～380Hvに増加させた場合には、ゲージコーナと頭頂部の摩耗進みはそれぞれ約1/2倍と3/5～1/4倍程度に減少した。これらの結果から、車輪の硬さが一定の場合、レールは硬いほど、ゲージコーナと頭頂部の摩耗進みが小さくなることを確認した。

(3) 横圧の影響

輪重に相当するラジアル荷重は同じ23kNでも、横圧に相当するスラスト荷重が7.6kNから11kNに増加した場合、接触位置が全体としてフランジ先端に移動するため、ゲージコーナの摩耗進みが1.4～2倍程度に増加し、頭頂部の摩耗進みが約1/2に減少した。これを、横圧が異なる場合のレールと車輪の接触応力分布の解析結果をもとに考察してみると、横圧を30kNから60kNに増加させると、ゲージコーナと車輪フランジ間の最大接触応力が1212MPaから1865MPaと約1.5倍に大きくなるため³⁾、ゲージコーナの摩耗進みも大きく増加したと考えられる。

(4) 試験環境の影響

水潤滑の場合、乾燥の場合に比べ、ゲージコーナの摩耗進みが1/7～1/8倍程度に減少し、また頭頂部の摩耗進みも著しく小さくなった。これは、水潤滑によるレール試験輪と車輪試験輪間の摩擦係数が乾燥の場合(摩擦係数0.5～0.8)に比べて大幅に減少したためである。

3. レール摩耗進行予測モデル

3.1 これまでの摩耗理論

一般に固体の摩耗は、その主な発生原因に基づいて、凝着摩耗、アプレシブ摩耗、疲労摩耗、腐食摩耗の4つに分類される。また、鉄道固有の摩耗と言ってもよいのが転がり接触における摩耗現象であり、レールと車輪の接触面内には固着領域とすべり領域が共存し、走行中に微小すべり（通常0.5%以下）が生じるため、摩耗が進展する。一方、車両が曲線を走行する場合、車輪が曲線外側レールに沿って走行するため、レールゲージコーナ/車輪フランジ部には巨視すべりという大きなすべり（数%～数十%）が発生する。本研究では、レールと車輪の形状およびアタック角による接触点の変化で生じる巨視すべりに着目して摩耗進みおよび形状変化を検討した。ここで、レールと車輪の接触に関するいくつかの摩耗理論を紹介する。

Archard⁹⁾は、真実接触域の凝着部分の破壊に起因して生じる凝着摩耗のモデルを提案した。凝着摩耗の程度を表わす指標として、摩耗進展速さを摩耗により除去される体積で表している。

$$\text{摩耗体積 } V = k_1 \cdot F_2 \cdot S / H \quad [\text{m}^3] \quad (1)$$

ここで、 F_2 は荷重、 S はすべり距離、 H は摩擦相手の柔らかい方の硬さ、 k_1 は無次元摩耗係数である。Kalousekら¹⁰⁾は、実物摩耗形態等の調査から鉄道のレールと車輪の摩耗は凝着摩耗が主体であることを明らかにした。このため、 F_2 は車輪とレール間の接触応力、 S は接触点におけるすべり距離と定義すれば、式(1)はレールと車輪の接触に適用可能な摩耗式となる。

Elkinsら¹¹⁾は、摩耗進展速さを評価する摩耗指数 W_i がレールと車輪の接触面の摩擦仕事に比例していると仮定し、単位転がり距離当りの摩擦仕事をレールと車輪の接触におけるレール縦方向・横方向の接線力、スピナーメントおよびすべり率の積の和でまとめた。

$$\text{摩耗指数 } W_i = k_2 (F_x \gamma_x + F_y \gamma_y + M_z \phi_z) \quad (2)$$

ここで F_x 、 F_y および M_z は縦クリープ力、横クリープ力およびスピナーメント、 γ_x 、 γ_y および ϕ_z はそれらに対応したクリープ率である。 k_2 は摩耗係数である。

式(1)～(2)中での摩耗係数は、摩耗進みの程度を表わし、摩耗の過酷さの評価や摩耗メカニズムの推定に有効な指標となり、室内試験によって求められている場合が多い。

Wardら⁴⁾は、Elkinsと同様に摩擦仕事の仮説に基づき、2円筒転がり試験による摩耗形態を分類し、単位転がり距離当たりで除去される質量から単位接触面積当たりの摩耗率 w を計算した。

$$\text{摩耗率 } w = K_c \cdot T \cdot \gamma / A \quad [(\mu\text{g}/\text{m})/\text{mm}^2] \quad (3)$$

ここで T はクリープ力、 γ はクリープ率、 A は接触面積、 K_c は摩耗係数($c=1,2,3$)であり、摩耗形態により

異なる。多くの海外文献では、 $T\gamma$ または $T\gamma/A$ が摩耗指数(Wear Number)と呼ばれ、摩耗と密接な関係がある転がり疲労損傷の発生および進展の判定基準として使用されている。

3.2 レール摩耗進行予測モデル

3.2.1 摩耗予測式の構築

様々な摩耗理論の中で、室内摩耗試験の結果に基づいてレール摩耗進行予測が可能となる摩耗式は、Archardの摩耗則による式(1)である。そこで、外軌レールの摩耗に着目すると、その進行予測式は式(1)を変換し、次式で求められる。

$$\text{摩耗進み量 } w_i = K_i \cdot \sigma_i \cdot \delta_i / H_i \quad (4)$$

ここで、 σ_i 、 δ_i および H_i はレールと車輪間の接触応力、総すべり率および材料のビッカース硬さを表す。なお、 K_i は摩耗係数である。

本研究におけるレール頭部摩耗進行予測モデルは、室内摩耗試験と接触応力解析の結果を組み合わせ、図2に示すようにレール頭部断面の各接触点の摩耗係数を算出することから構成される。図中にある接触点(ゲージコーナからの距離 i)の摩耗進み量 w_i 、硬さ H_i は室内摩耗試験の実測値で求められるが、接触応力 σ_i ³⁾および総すべり率 δ_i ¹²⁾は3次元弾塑性有限要素法モデルを用いた応力解析により同定する。

接触応力については、室内摩耗試験で得られた摩耗形状を基に、摩耗進みに応じた各段階において、試験輪同士の接触状態を表1の荷重条件より3次元弾塑性有限要素解析により求めた。接触応力解析モデルおよび解析手法の詳細は、文献3)を参照されたい。図3は、試験No.2を計算例として、各摩耗段階におけるレール試験輪の接触位置に応じた最大圧縮主応力分布を求めた結果である。数値解析結果より、繰返し数と共に、接触幅が広がっていくため最大圧縮主応力は減少することが分かった。このような結果から、各摩耗段階における形状変化に応じ

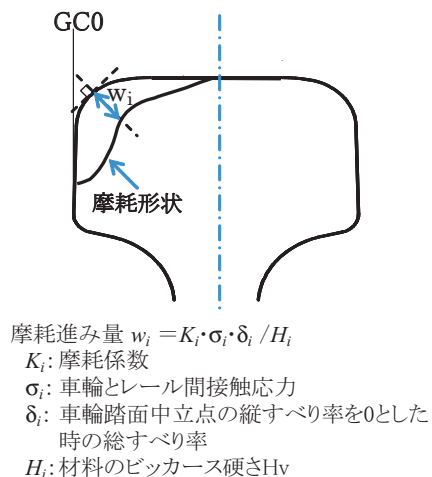


図2 レール頭部摩耗進行予測モデル

特集：鉄道力学

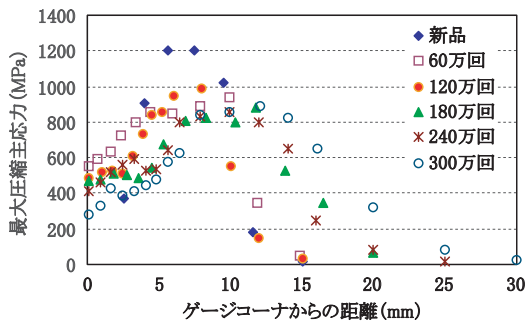


図3 接触応力分布例 (試験 No.2)

たレール頭部断面各点の接触応力を定量的に解析できる。また、すべり率については、車輪踏面中立点の縦すべり率を0とした場合の接触点の縦すべり率を式(5)、横すべり率を式(6)により求めた¹²⁾。総すべり率は、式(7)により縦すべり率と横すべり率の各々の平方の和を開平して算出する。

$$\text{縦すべり率 } \delta_x = r_r / r_{R0} - (1 + \Delta r / r_0) \quad (5)$$

$$\text{横すべり率 } \delta_y = \frac{r_0 + \Delta r}{r_0 \cos \phi} \times \varphi \times \frac{\pi}{180} \quad (6)$$

$$\text{総すべり率 } \delta_i = \sqrt{\delta_x^2 + \delta_y^2} \quad (7)$$

ここで、 r_r は接触点でのレール試験輪半径、 r_{R0} はレール試験輪中心の半径、 r_0 は車輪試験輪中心の半径、 Δr は接触位置での車輪試験輪半径増分、 φ はアタック角、 ϕ は接触角 (rad) である。このように式(5)~(7)を用いて、総すべり率 δ_i が求められる。計算結果から、試験条件による各接触位置の摩耗進みが異なるため摩耗形状は多種多様であるが、総すべり率はゲージコーナ側より $i=0-20\text{mm}$ の範囲で20%から1%に減少することを確認した。また、いずれの試験条件においても、頭頂部中央付近20mmの範囲ではその総すべり率は1%以下になった。

これまでの知見では、接触応力とすべり率はレールと車輪の形状をはじめとする軌道および車両条件に関係する。接触応力 σ_i はレールと車輪間の作用力 (輪重 P ・横圧 Q) に依存し、総すべり率 δ_i はレールと車輪の接触点に依存する縦すべり率と、アタック角に関係する横すべり率に依存している。ここで、レールと車輪の相互作用による力学的な支配因子に着目し、各試験条件下での $\sigma_i \delta_i$ を算出し、摩耗進み量 w_i との関係を整理した例を図4に示す。横圧と輪重の比 (以下「 Q/P 」と表記する)、材料硬さ、雰囲気等の条件別にみれば、摩耗進みは $\sigma \delta$ に比例していることが分かった。

3.2.2 摩耗係数の算出

様々な摩耗理論の中、摩耗量を評価および予測するためには、前節に述べるようにどの式においても摩耗係数を知る必要がある。トライボロジーハンドブック¹³⁾には、種々の条件下で摩耗係数をまとめているが、材料、摩

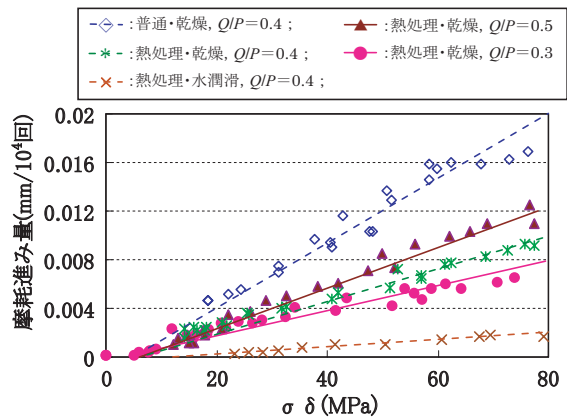


図4 摩耗進み量と $\sigma \delta$ の関係

耗形態、接触状態等によりその値が極めて幅広く変化している。

本研究では室内摩耗試験で得られた摩耗進みおよび硬さおよび接触応力解析により同定した接触応力とすべり率を合わせて、レール全断面の摩耗係数を算出した。各摩耗進行段階での $\sigma \delta$ と摩耗係数の関係を図5に示す。図より、レールゲージコーナ部 ($i=0 \sim 20\text{mm}$) の摩耗係数については、各試験条件で摩耗係数は異なるが、同じ試験条件下においては、摩耗進みに伴い断面形状が変化しても摩耗係数はある幅の範囲に収まっていることが分かった。一方、すべり率が小さいレール頭頂部中央付近の摩耗係数に関しては、実断面摩耗試験機の性能上精度のよいデータの取得が困難であるため、他の基礎摩耗試験により多くのデータを蓄積し推定することが必要となる。文献1)では、レール頭頂部とゲージコーナ部はそれぞれ摩耗粉の寸法と形態が異なるため、前者はマイルド摩耗、後者はシビア摩耗が生じていることを報告した。これにより、レール頭頂部とゲージコーナの摩耗係数を分類して使用することが妥当であると考えられる。このような考え方で、室内摩耗試験で得られた各摩耗進行段階の摩耗進みと硬さ、接触応力解析の同定による接触応力とすべり率を入力条件として、各種の荷重・接触条件下での摩耗係数を数表にした計算用データベースを

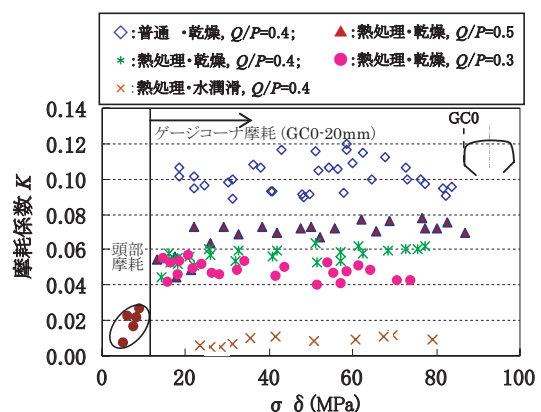


図5 レールの摩耗係数と $\sigma \delta$ の関係

作成した。この摩耗係数のデータベースを実レールの摩耗進行予測に活用する際には、例えば曲線半径別、材質別および雰囲気別で摩耗係数を分類してデータベース化し、摩耗進行予測式に適用することが考えられる。

3.2.3 レール摩耗進行予測プログラム

急曲線の側摩耗低減策の検討や緩曲線のきしみ割れ等疲労損傷の防止のため、レール摩耗進行予測を行うことは保守計画策定上重要である。室内摩耗試験により直線・曲線軌道に応じた荷重条件下での摩耗係数を算出し、レールと車輪の接触状態および材料硬さ等のデータと合わせてデータベース化すれば、机上の計算によりレール頭部の摩耗形状を予測することが可能となると考えられる。

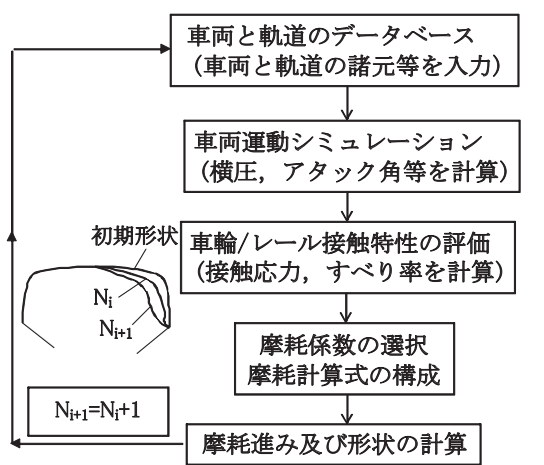
このような考え方にに基づき作成した摩耗進行予測プロトタイプモデルを図6に示す。計算手順としては図6(a)に示すよう、まず軌道と車両の諸元、レールと車輪の断面形状等を入力条件として、車両運動シミュレーションにより輪重・横圧、アタック角および接触状態を計算する。次に、レールと車輪の接触応力解析と各接触点におけるすべり率の計算を行う。さらに、接触応力、すべり率、材料の硬さ、潤滑の条件が適合する摩耗係数をデータベースから選択し、ゲージコーナ45°とレール頭部全

断面の摩耗進みを計算する。図6(b)に示すレールの摩耗形状は、室内摩耗試験の結果に基づき、図6(a)中の車輪/レール接触特性の評価のステップから計算を行い、このモデルによる予測が室内摩耗試験結果と一致しているかを確認している。現研究段階では、このレール摩耗進行予測のプロトタイプモデルはゲージコーナより20mmまでの範囲で側摩耗進みやゲージコーナの形状変化を予測することができるが、頭頂部中央付近の摩耗進みの予測には、さらに多くのデータの取得が必要となる。

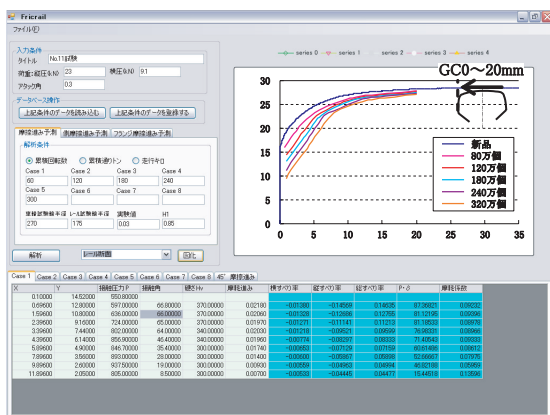
3.3 考察

摩耗評価および予測に関しては、単純な試験片の組合せによる基礎摩耗試験(2円筒試験, ピン/ディスク試験, 四球試験等)を通して摩耗係数を推定し, 接触応力, すべり率等のパラメータによる摩耗形態を統一的に図(ウェアマップと呼ばれる)で表わすことが一般的である。これらの試験は, 材料評価等の基礎研究として一般性はあるが, 実物と寸法および形態の差が大きいため, 実現象との相関性は小さく, 実際の摩耗現象の再現が困難である¹⁴⁾。実現象を予測するためには, 試験片の寸法, 接触形態等が実物に近い条件下での摩耗試験が望ましい。今回の実断面の摩耗試験結果と実軌道の測定値を比較してみると, レールゲージコーナ45°の摩耗進みは, 曲線半径610mの外軌熱処理レールの実測値0.045mm/MGTに対し, 図1(a)に示した乾燥・熱処理の場合の実験値が0.026~0.067mm/MGT(0.4~1mm/100万回)の範囲であったため, 両者の摩耗進みが同じオーダーであることを確認した。もちろん実測値には, 様々な影響因子が含まれているが, 実断面を用いた摩耗試験は試験片の寸法, 接触状態等がより実物に近いので, 実レールと車輪の摩耗現象を基礎摩耗試験より精度良く再現できると考えられる。

本研究においては, レールと車輪の実断面を用いた摩耗試験による試験輪同士の接触応力の分布は実物とほぼ同程度に設定可能であるが, 約1/2モデル車輪の寸法効果等の影響で試験輪の縦すべり率は実物のものより大きくなった。すべり率が大きくなると, それに関わる接触面の塑性流動が大きく生じ, 結果的にレール試験輪の硬さも実レールのものより大きかった。そこで, 3.2.2で算出した摩耗係数を実レールに適應させるため, 縦すべり率, 硬さの違いを考慮した実レールの摩耗係数の算出が必要となる。ここでは, 塗油されていない曲線半径610mの外軌レールを対象として, 図6(a)に示した摩耗進みプロトタイプモデルの流れに従って, 車両曲線通過シミュレーションで得られた輪重, 横圧, アタック角および接触状態のデータを用いて, 実車輪と実レールの組み合わせの場合の接触応力, 縦すべり率の計算を行い, 実レールの全断面の摩耗進み量を試算した。実レールの測



(a) 計算手順



(b) 計算結果の表示画面

図6 摩耗進行予測プロトタイプモデル

特集：鉄道力学

定値と試算結果の比較を図7に示す。ここで、実物の摩耗係数 $K_{\text{実物}}$ は、実際の Q/P と同程度場合の試験No.6の摩耗係数 $K_{\text{実験}}$ を基に、実レールとレール試験輪の各接触点の総すべり率、硬さの違いを考慮した校正係数 $K_{\text{校正}} (= \delta_{\text{実験}} \cdot Hv_{\text{実物}} / \delta_{\text{実物}} \cdot Hv_{\text{実験}})$ と $K_{\text{実験}}$ を乗ずることにより算出した。実測値は、車輪の新品・削正形状および様々な車種の摩耗形状との接触によるものであるが、新品車輪/新品レールの予測値(予測1)と新品車輪/摩耗レールの予測値(予測2)の間にあることが分かった。限られた予測例であるが、実レールゲージコーナの摩耗進みおよび摩耗形状を予測できる見通しを得た。今回の予測結果は、走行する車種および各台車に発生する横圧の違いや車輪摩耗形状の違いを考慮せず行ったものである。今後は、レール頭部全断面の予測精度を向上させるため、横圧の台車各軸への影響または走行する車種および車輪摩耗形状の比率を考慮した予測を行う必要がある。

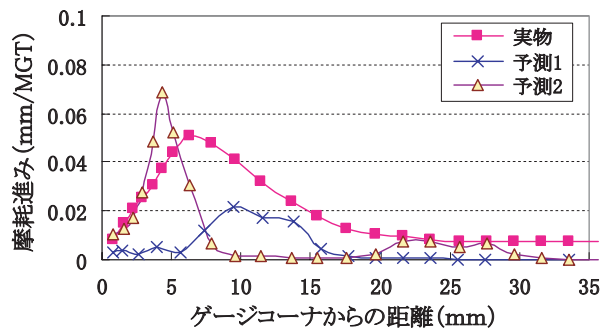


図7 摩耗進みプロトタイプモデルによる試算
(予測1：新品車輪と新品レール，輪重69kN，横圧22kN；
予測2：新品車輪と摩耗レール，輪重69kN，横圧20kN)

4. まとめ

各線形(例えば直線，緩曲線，急曲線)において，レール摩耗進みを精度よく予測できれば，走行安全性の確保と同時に保守コストの削減につながる可能性が高くなると考えられる。本研究では，室内摩耗試験により，アタック角，横圧，レール硬さおよび潤滑状態等がレールゲージコーナの摩耗に与える影響を定量的に評価すると共に，各種条件下での摩耗係数を算出した。また，Archardの摩耗則を基に，レールと車輪の接触応力，すべり率およびレール硬さ変化を考慮した摩耗進行予測式を構成し，各種接触条件下での摩耗係数等を数表にした計算用データベースを作成した。さらに，累積通トン，荷重条件，アタック角等をパラメータとしたレール摩耗形状の予測結果を表示できる摩耗進行予測プロトタイプモデルを作成し，実レールゲージコーナ部の摩耗進みおよび摩耗形状を予測できる見通しを得た。

5. おわりに

レールや車輪の摩耗形状の影響を設計および削正等の保守計画に反映させるためには現有形状の摩耗予測が必要となる。本研究で試みたレール頭部ゲージコーナの摩耗形状予測手法を基に，車輪フランジ部の摩耗形状も予測できると考えられる。今後，JR各社のご協力の下に様々な線区における走行車種とその摩耗踏面形状による接触状態を明らかにすると共に，実物の接触応力，すべり率等をデータベース化しより精度の高い予測・評価モデルの構築を進めていく予定である。

文献

- 1) 金鷹, 石田誠: レール側摩耗に与える車輪/レール接触条件の影響, 鉄道総研報告, 15-4, pp.33-38, 2001
- 2) 瀧川光伸, 石田誠, 曾根康友: 車輪/レールの動的挙動に与える摩耗と潤滑の影響, 鉄道総研報告, 16-4, pp.35-40, 2002
- 3) 石田誠, 金鷹, 青木宣頼: レールの側摩耗に与える荷重と滑りの影響, 鉄道総研報告, 17-2, pp.47-52, 2003
- 4) A. Ward et al: Incorporating a railway wheel wear model into multibody simulations of wheelset dynamics, Proceeding of the 29th Leeds-Lyon symposium on tribology, Lyon, 2002.
- 5) A Bhaskar and K L Johnson: Wheel/rail dynamics with closely conformal contact, Proc. Instn Mech. Engrs, 211, pp.11-25, 1997.
- 6) I.Zobory: Prediction of wheel/rail profile wear, Vehicle System Dynamics, 28, pp.221-259, 1997.
- 7) 塚本直哉, 谷藤克也: 鉄道車輪の摩耗形状の進展(マルチボディソフト SIMPACK を利用した予測), 鉄道技術連合シンポジウム J-RAIL'04, pp.351-354, 2004
- 8) 石田誠, 佐藤幸雄: レール・車輪高速接触疲労試験装置の開発と試験結果, 鉄道総研報告, 5-2, pp.2-7, 1988
- 9) J.F. Archard: Contact and Rubbing of Flat Surface. J. Appl. Phys, 24, pp.981-988, 1953.
- 10) J.Kalousek and A.E.Bethune: Rail wear under heavy traffic conditions, STP644, pp.63-79, 1978.
- 11) J.A. Elkins et al: Advances in non-linear wheel-rail force prediction methods and their validation, Proceeding of the ASME winter annual meeting, 1979.
- 12) 宮本昌幸, 松尾雅樹, 谷藤克也: 軌道狂いに対する輪軸挙動シミュレーション(車輪・レール接触力のモデル化レベルの影響), 日本機械学会講演論文集, 840-16, pp. 17-20, 1984
- 13) 日本トライボロジー学会: トライボロジーハンドブック, pp. 21, 2001
- 14) 日本トライボロジー学会: 摩擦・摩耗試験機とその活用, 養賢堂, pp. 296-300, 2007