

○三苫 雅史 (上智大院)

正 [機] 辻江 正裕 (鉄道総研)

松井 純 (シムパックジャパン)

正 [機] 曄道 佳明 (上智大)

Numerical Simulation on Rail Wear Development using Multi-body Dynamics Software

Masashi MITOMA, Graduate School of Sophia Univ. 7-1, Kioi-cho, Chiyoda, Tokyo

Masahiro TSUJIE, Railway Technical Research Institute.

Jun MATSUI, SIMPACK Japan K.K.

Yoshiaki TERUMICHI, Sophia Univ.

When railway vehicles run on curved section, the high contact pressure and the large slip generate between wheel and rail. This contact pressure and slip cause wear on rail. The change of rail profiles due to wear is one of the main factors which make an effect on running stability and safety, and curving performance of vehicles. Because rail wear is affected by vehicle dynamics, it is very useful to predict wear profile of rail using multi-body dynamics software. In this study, we examined the influence of radius of curvature of track on wear profiles of rail by applying rail wear prediction model with SIMPACK.

Keywords : multi body dynamics, wear, rail, wear prediction, SIMPACK

1. 緒言

鉄道用レールの摩耗は列車の通過に伴って発生する車輪／レール間の諸現象の一つである。レール摩耗はレールの交換基準となっているほか、折損などにつながるき裂を引き起こす要因¹⁾となる。また、レール摩耗によるレール形状の変化は車輪／レール間の接触状態を大きく変化させ鉄道車両の走行安全性・安定性に大きな影響を及ぼすことが知られている²⁾。特に曲線中の外軌レールでは車輪フランジとの接触によりゲージコーナー部で大きな摩耗が生じ、レール側摩耗が発生する。レール側摩耗においては曲線半径の変化が大きな影響を及ぼすことが知られているがその影響度について詳細に検討されているとは言えない。

数値解析を用いてレール摩耗を詳細に検討する際には、車輪／レール間の接触状態が逐次変化し、レール形状が軌道上の各箇所において異なるため、車両運動を考慮することが重要である。先行研究においては独自の摩耗モデルをマルチボディダイナミクスソフトウェアである SIMPACK に組み込み、レール摩耗予測モデルを構築した³⁾。このモデルの特徴として計算されたレール摩耗形状を SIMPACK に繰り返し入力することで、レール軌道上様々な箇所において時系列でのレール摩耗形状予測が可能であることがあげられる。

本研究ではこのレール摩耗予測モデルを用いて曲線における曲率半径の変化がレール摩耗に与える影響について検討した。

2. レール摩耗予測モデル

2.1 モデル構成

本研究で使用するレール摩耗予測モデルの計算フローを図1に示す。まず、あらかじめ用意した車両・軌道のデータを基に、SIMPACK 上にシミュレーションモデルを作成する。作成したモデルにおいて走行シミュレーションを行い、車輪／レールの接触状況を逐次算出する。そしてその接触状態から、それぞれの箇所におけるレールの摩耗量を計算する。算出されたレールの摩耗量をもとにそれぞれの箇所におけるレールの摩耗断面形状を作成し、モデル上に更新させる。この手順を繰り返し計算することで、それぞれの箇所別にレールの断面形状の変化を求めることができる。

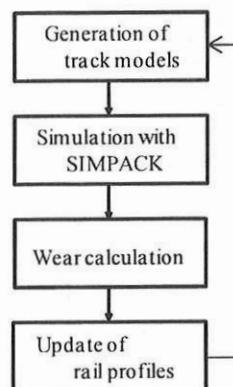


Fig.1 Flow chart of wear prediction model

2.2 摩耗則

以下に本研究で用いた摩耗則を示す。

$$W = \frac{k \cdot P \cdot \delta}{H} \quad (1)$$

W [m], P [N/m²]は各観測点における摩耗深さ、接触圧であり、 H [N/m²]はレール材のビッカース硬さである。本摩耗則は Archard⁴⁾の摩耗則を基に構築した摩耗則であり、摩耗係数 k は鉄道総合技術研究所にて行われた室内摩耗試験にて同定された。値は 2.54×10^{-4} を用いる。また δ [m]は単位長さ当たりのすべり距離であり、SIMPACK による解析からは、Kalker の理論より得られる縦すべり率 δ_x と横すべり率 δ_y から以下のように算出される。

$$\delta = \sqrt{\delta_x^2 + \delta_y^2} \quad (2)$$

また、本研究における摩耗モデルは車輪／レール間の巨視的な摩耗に着目するため、接触面内におけるすべり／固着領域の区別は行わず、すべり率は一定とした。

3. レール摩耗進展解析

3.1 車両・軌道モデル

解析に用いた車両及び軌道の諸元をそれぞれ表 1、表 2 に示す。車両は在来線通勤形車両を模擬し、54km/h で走行させた。車輪形状は修正円弧踏面の設計形状を用い、車輪の摩耗は考慮していない。一方、軌道は表 2 に示すように曲率半径を 4 種類設定し適正カントを与え解析を行った。カント量の計算方法は式 (3) に示すとおりである。なおレール断面形状は JIS50kgN レールを採用した。解析に用いた車両・軌道モデルを図 2 に示す。x 軸をレール長手方向、y 軸をレール短手方向、z 軸を鉛直方向として絶対座標系を設定した。

Table 1 Properties of vehicle

Mass		
Wheelset	[kg]	1240
Bogies	[kg]	1390
Car body	[kg]	19930
Length		
Distance between two bogies	[m]	13.8
Wheelbase	[m]	2.1
Distance between two wheel treads	[m]	1.12
Distance between two axle springs	[m]	1.64
Distance between two secondary springs	[m]	1.95
Total length of car body	[m]	19.5
Total width of car body	[m]	2.9
Total height of car body	[m]	3.69
Height of center of gravity	[m]	1.73

Table 2 Properties of track

Condition	Radius of Curvature (m)	Cant (mm)	Gauge Widening (mm)
I	400	61	5
II	1200	20	0
III	2000	12	0
IV	2800	8	0

$$C = \frac{G \cdot V^2}{127 \cdot R} \quad (3)$$

ただし、 C [mm]はカント量、 G [mm]は軌間、 V [km/h]は走行速度、 R [m]は曲率半径である。軌間は狭軌の 1067mm を用い、走行速度は 54km/h とした。

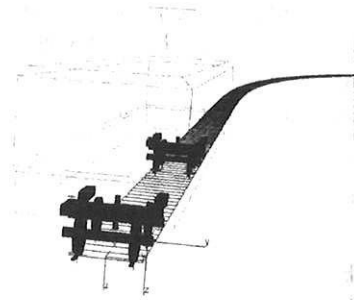


Fig.2 Image of analysis model

3.2 曲線半径による摩耗深さ及び摩耗領域の比較

前節の条件で行った解析結果を示す。なおレール断面形状に比べ、摩耗による形状の変化量が小さいため、以下摩耗深さについて議論する。また、1 両通過による摩耗量は微小であるため、本研究では摩耗量を 10000 倍して新しいレール断面を作成した。なおすべての条件において断面の更新は 10 回行った。

図 3、図 4、図 5 に $R=400$ m, $R=1200$ m, $R=2000$ m の条件における更新回数 2, 5, 10 回目の円曲線中の外軌レールの摩耗深さをそれぞれ示す。なお表示している摩耗深さは 1 両通過による摩耗深さを 10000 倍したものである。y 座標は負の方向が FC (フィールドコーナー) 側、正の方向が GC (ゲージコーナー) 側となっている。

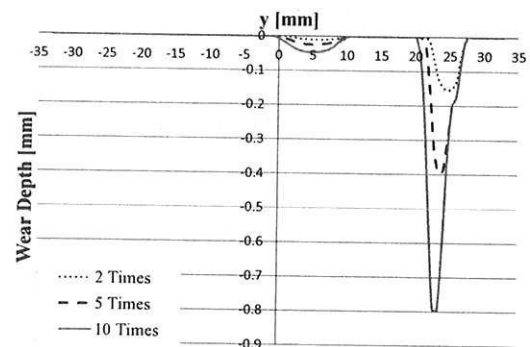


Fig.3 Results of wear depth ($R=400$ m)

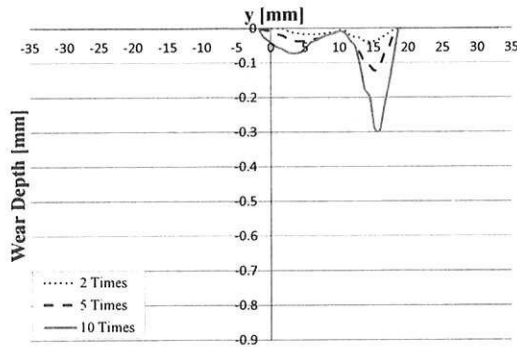


Fig.4 Results of wear depth (R=1200m)

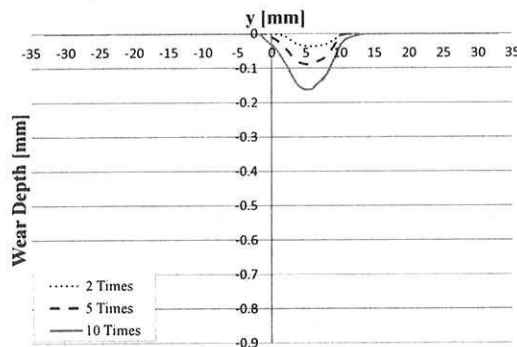


Fig.5 Results of wear depth (R=2000m)

すべての線形において、更新回数に対して摩耗深さは非線形に推移していることが分かる。また、図 3、図 4 より R=400m と R=1200m においては摩耗領域が二つに分かれていることが分かる。これは各台車における前軸と後軸に接触位置の差が生じていることが原因である。図 3 における y=25mm 付近、図 4 における y=15mm の摩耗は鉄道車両における第 1 軸及び第 3 軸（各台車における前軸）の通過によって生じた摩耗である。一方、図 3、図 4 の y=5mm 付近の摩耗は第 2 軸及び第 4 軸（各台車における後軸）の通過によって生じた摩耗である。

図 5 の R=2000m の結果より曲率半径が大きくなると摩耗領域は一つの範囲に集約されていることがわかる。これは曲率半径が大きくなると台車における前軸のアタック角が小さくなりレールにおける前軸車輪の接触点がレール中心付近に移動したためだと考えられる。ただし曲率半径が大きくなり摩耗領域が重なってもすべり率及びアタック角は減少するため摩耗が顕著に進行しないと考えられる。

曲率半径の変化がレール摩耗に与える影響を評価するため図 6、図 7 に第 1 軸及び第 2 軸の外軌側車輪におけるアタック角とすべり率をそれぞれ示す。なおアタック角は絶対値で示す。今回の解析結果では台車における前軸（第 1 軸と第 3 軸）と後軸（第 2 軸と第 4 軸）の間に大きな違いがみられた。そこで前軸と後軸に分けて考察を行う。第 1 軸と第 3 軸、第 2 軸と第 4 軸の解析結果に大きな差は見られなかったため台車における前軸の代表値として第 1 軸、後軸の代表値として第 2 軸の値を用いて考察を行う。

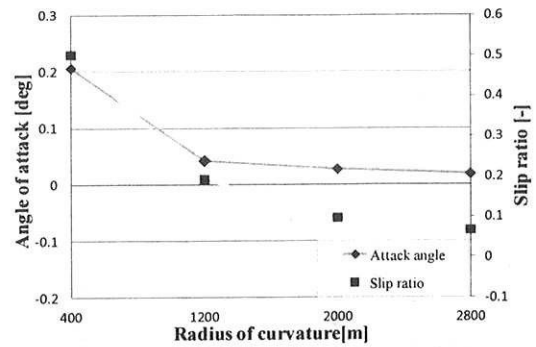


Fig.6 Angle of attack and slip ratio (1st axle)

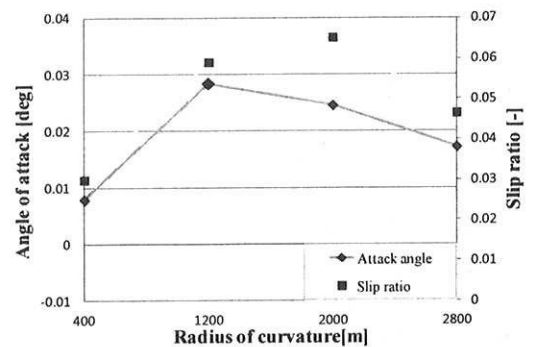


Fig.7 Angle of attack and slip ratio (2nd axle)

図 6 より第 1 軸においては曲率半径が大きくなるにつれてアタック角が減少し、すべり率が減少していることが分かる。一方図 7 より第 2 軸においてはアタック角とすべり率の間に相関関係は見られるが、曲率半径の変化とアタック角及びすべり率の間に一定の関係は見受けられない。よって曲率半径の変化による摩耗深さの変化には各台車における前軸のアタック角変化の影響度が大きいことがわかる。

3.3 車両の繰り返し通過による摩耗量の推移

走行回数と摩耗量の関係を定量的に評価するため、図 8 に示すように図 3～図 5 及び R=2800m の解析結果を積分し、摩耗面積を算出して摩耗量と定義する。摩耗量の計算式を以下に示す。

$$A = \sum_{k=0}^{n-1} Z_k \times (y_{k+1} - y_k) \quad A[\text{mm}^2]: \text{Wear amount} \quad (4)$$

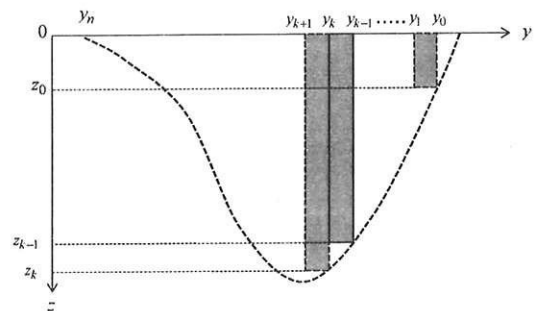


Fig.8 The outline of the wear amount

走行回数と摩耗量の関係を図9に示す。

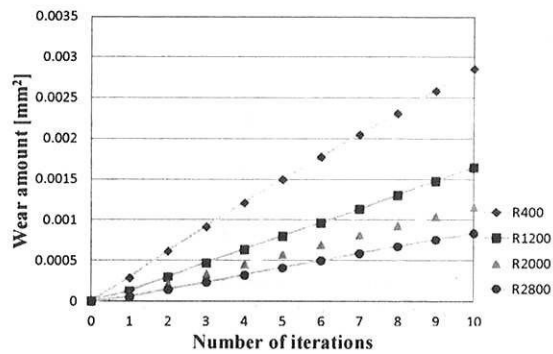


Fig.9 Wear development for radius of curvature

図9よりすべての条件において摩耗量は繰り返し走行回数（通過トン数）に比例することがわかる。3.2節で更新回数と摩耗深さの間には非線形関係があることを示したが、摩耗領域が広がることで更新回数ごとの摩耗量が一定となったことが原因で摩耗量が走行回数と比例関係になったと考えられる。既報⁴⁾では、車輪摩耗と通過トン数の間には一定の線形関係があることを言及している。既報は通過トン数と車輪摩耗の関係について検討した実験的研究であるが、車輪とレールの材質を同一のものと考えれば、この結果をレール摩耗にも適用でき本研究との定性的な比較を行うことができる。本研究の結果と比較すると通過トン数（断面更新回数）と摩耗量の関係が定性的に一致していると考えられ、本モデルがレール摩耗を考える上で一定の妥当性を有していると考えられる。

3.4 曲率による摩耗量の比較

ここでは図9の走行回数と摩耗量の関係より各条件での比例定数を算出し、曲率と摩耗量の関係について検討する。図10に曲率と各条件において算出した比例定数の関係を示す。なお追加の解析として行った $R=300\text{m}$, $R=600\text{m}$ 曲線と直線の結果も併せて掲載する。

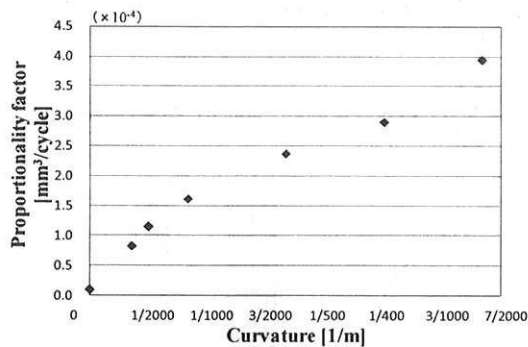


Fig.10 Relationship between curvature and proportionality factor

図10より各条件での比例定数は曲率に関して非線形性を有することがわかる。図11に第1軸外軌車輪のすべり率の

結果を示す。図10と図11より摩耗係数の変化には第1軸（各台車における前軸）のすべり率の影響度が大きいことが分かる。これは台車における後軸の通過による摩耗量が小さい上に、曲率が変わってもさほど後軸による摩耗量に差が生まれないことが原因だと考えられる。

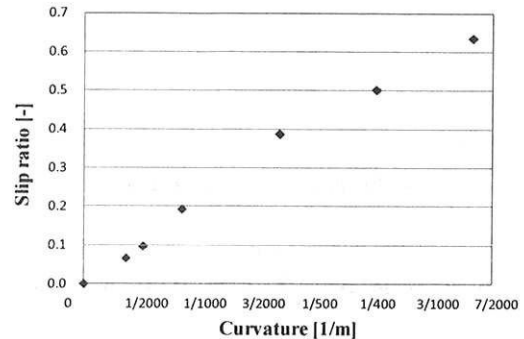


Fig.11 Relationship between curvature and slip ratio (1st axle)

4. 結言

本研究では MBD ソフトウェア SIMPACK を援用して構築したレール摩耗予測モデルを用いて、曲線半径の変化がレール摩耗に与える影響について検討した。

摩耗領域については、曲線半径の違いによって台車における前軸と後軸の接触位置が変化し、摩耗領域が大きく変化することを確認した。摩耗深さについては、台車における前軸のアタック角の変化によるすべり率の増減が大きく影響することを確認した。摩耗量は全ての線形において断面更新回数（通過トン数）と比例関係にあることが確認された。また、走行回数と摩耗量の関係より得られた比例定数を個々の線形同士で比較することにより曲率半径の変化がレール摩耗に与える影響について定性的に検討することができた。

今後、実レールにおける摩耗との比較等を行い摩耗予測モデルの精度を向上させると共に、より多くの条件で比較・検討を行うことで、様々な要因がレール摩耗に与える影響を定量的に評価することができれば、レール摩耗低減策の検討や軌道保守の効率化に貢献できると考えられる。

参考文献

- 1) W. J. Wang, J. Guo, Q. Y. Liu, M. H. Zhu, Z. R. Zhou (2009), "Study on relationship between oblique fatigue crack and rail wear in curve track and prevention", *Wear*, Vol.267, 540-544
- 2) 森山淳, 谷藤克也: SIMPACK を用いた鉄道車両の走行シミュレーション(摩耗レールが走行特性に及ぼす影響), 日本機械学会北陸信越支部総会講演会講演論文集, pp.187-190, 2002
- 3) 辻江正裕, 三苦雅史, 嘩道佳明: MBD ソフトを援用したレール摩耗形状予測モデルの構築, 日本機械学会交通・物流部門大会講演論文集, pp.207-210, 2011
- 4) 三苦雅史, 嘩道佳明, 佐藤安弘, 森裕貴, 陸康思, 高橋克之: 境界条件による車輪・レール摩耗への影響に関する実験的研究(第2報 摩耗量と摩耗形状への影響), 鉄道技術連合シンポジウム(J-Rail)講演論文集, pp.395-398, 2011