

S8-3-2.

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)

○塚本 直哉 (新潟大・院) [機] 谷藤 克也 (新潟大)

Wear Progress of Railway Wheel  
(Prediction Using Multi-Body Software SIMPACK)

Naoya TSUKAMOTO(Niigata University), Katsuya TANIFUJI(Niigata University)

Abstract

Wear of the wheel is a factor that affects the behavior of railway vehicles such as riding comfort and running stability. Here, actual wear profiles are necessary to reflect the influence of wheel wear in vehicle design and maintenance schedule. However, considerable time and cost are needed to obtain the wear profile through practical field test. Then, this study tries a prediction of the wear profile using the multi-body software SIMPACK. The values of a wear index are computed from the simulation results and the wear profile is developed in every running distance of 10 000 km. Comparing with actual wear profiles, it is found that the general wear tendency can be predictable although the wear is limited in smaller region than the actual one.

キーワード：鉄道車両，車輪摩耗，摩耗指標，マルチボディソフト，シミュレーション  
(Railway Vehicle, Wheel Wear, Wear Index, Multi-body software, Simulation)

1. はじめに

鉄道車輪の摩耗は車輪の寿命のみならず，車両の挙動にも関連し，乗り心地や走行安定性に影響を与える要因となる。この車輪摩耗の影響を車両の設計や保守計画に反映させるためには実際の摩耗形状が必要である。しかし，その摩耗形状を現車試験によって得るには，多大な時間と費用を要する。一方，任意の車輪形状で走行シミュレーションが可能なマルチボディソフトが市販されている。本研究では，そのようなマルチボディソフトの一つである SIMPACK<sup>(1)</sup>を用いて，摩耗形状進展の予測を試み，その利用可能性を検討する。そこでは，新幹線車両の正規踏面について，SIMPACK による走行シミュレーションから得られた摩耗指標に基づいて摩耗を進展させ，長期耐久試験の実測データ<sup>(2)</sup>と比較する。次いで，ここで得られた摩耗量予測のための係数を用い，摩耗進行過程に及ぼす曲線介在率，台車条件などの影響を調べる。

2. 車輪の摩耗

<2.1> 摩耗指標

図1に文献(2)の摩耗形状の一例を示す。踏面部，フランジ部でそれぞれ摩耗が進展したことが認められる。このよ

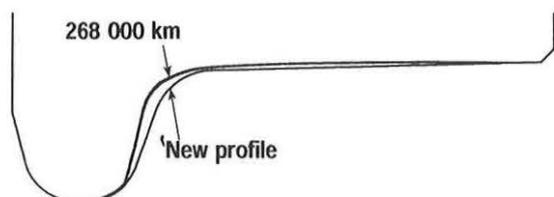


Fig.1 Wheel profile after running of 268 000 km

うな車輪摩耗量の傾向を表すために，摩耗指標が用いられる。本報の検討では，文献(3)に述べられる下記の摩耗指標を採用する。

(1) 踏面摩耗指標

車輪踏面の摩耗指標は式(1)で算出される。

$$WI_T = K_T(T_1\gamma_1 + T_2\gamma_2) \quad (1)$$

ここで， $T_1$ ， $T_2$ はそれぞれ縦，横のクリープ力， $\gamma_1, \gamma_2$ は縦，横のクリープ率， $K_T$ は無次元化定数である。

(2) フランジ摩耗指標

フランジ部分の摩耗指標は式(2)で算出される。

$$WI_F = \mu_F F_F \psi \quad (2)$$

ここで， $\mu_F$ はフランジ摩擦係数， $F_F$ は曲線通過中のフランジ反力， $\psi$ はアタック角である。

<2.2> 摩耗厚さへの換算

(1)踏面部

式(1)に示した踏面摩耗指標の算出に必要なパラメータと踏面上の接触位置は，SIMPACK より時間刻み $\Delta t$  間隔で時系列的に出力される。これを用いて，摩耗指標から摩耗量に換算する。文献(4)の摩耗アルゴリズムでは，走行距離1kmあたりの摩耗量 $\delta_T$ は， $K_T=1$ としたときの摩耗指標に相当する  $F = T_1\gamma_1 + T_2\gamma_2$  の値に応じて式(3)~(5)で算出される。

$$\delta_T = 0.25F/D \quad : F < 100 \text{ [N]} \quad (3)$$

$$\delta_T = 25.0/D \quad : 100 \leq F < 200 \text{ [N]} \quad (4)$$

$$\delta_T = (1.19F - 154)/D \quad : F \geq 200 \text{ [N]} \quad (5)$$

ここで， $D$ は車輪直径[mm]である。本報では，まず，式(3)~(5)を使って時間刻み $\Delta t$  毎の摩耗量 $\eta_n$ を求める。ここに， $n=1, \dots, N$ は時系列データの番号である。

$$\eta_n = \Delta t \cdot \delta \eta_n \quad (6)$$

摩耗量は接触位置データに基づいて、図2のように5 mm幅に分割した区分毎 ( $i=0, \dots, 15$ ) に集積され、 $H_i$ になる。走行距離  $L$  のシミュレーション結果は、次式で任意の走行距離  $L_a$  相当分に換算される。

$$H_{Lai} = (L_a / L) H_i \quad (7)$$

次に、走行距離  $L_a$  相当分に換算された摩耗量  $H_{Lai}$  を隣接区間の影響を考慮して、 $i=1 \sim 15$  の区分について式(8)により平均化する。

$$H'_{Lai} = (H_{Lai(i-1)} + H_{Lai} + H_{Lai(i+1)}) / 3 \quad (8)$$

平均化された区間毎の摩耗量  $H'_{Lai}$  は式(9)で摩耗厚さ  $\Delta \eta$  [mm] に換算する。

$$\Delta \eta = c_T \cdot H'_{Lai} \quad (9)$$

ここで、 $c_T$  は実測データに基づいて得られる係数である。

最後に、式(9)で換算された15点の摩耗厚さ  $\Delta \eta$  は多項式近似によって平滑化され、踏面形状上の摩耗分布が得られる。

### (2) フランジ部

曲線通過中に式(2)によって算出されたフランジ摩耗指標から、式(10)によりフランジ摩耗厚さ  $\Delta_F$  [mm] に換算する。

$$\Delta_F = c_F \cdot W I_F \quad (10)$$

ここで、 $c_F$  は実測データに基づいて得られる係数であり、 $\Delta_F$  はフランジ先端からの一定の高さ  $h_F$  における値で代表させる。

なお、長期耐久試験の実測データ<sup>(2)</sup>では、図3のように

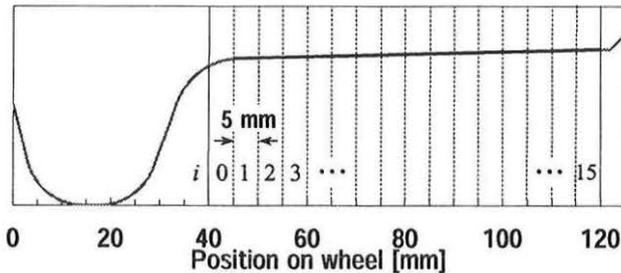


Fig.2 5 mm-width on wheel tread

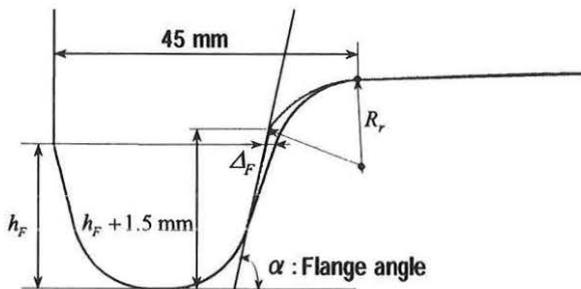


Fig.3 Profiling of flange and flange root

一様なフランジ角度で摩耗が見られており、ここでは、フランジを一定のフランジ角度  $\alpha$  で一様に摩耗させるものとする。

### (3) フランジ根元部

摩耗させた踏面部の端 (フランジ背面から 45 mm 近傍) とフランジ先端からの高さ  $h_F + 1.5$  mm 近傍の間を適宜半径  $R_r$  の円弧で接続し、車輪形状を更新する。この  $R_r$  は、新品形状におけるフランジ根元部の半径より大きい値とする。

### <2.3> 予測法

摩耗予測のためのフローチャートを図4に示す。始めに、車両データと軌道データを SIMPACK に入力し、シミュレーションモデルを作成する。車輪形状の初期状態は、新品とし、走行シミュレーションの結果を基に上述の摩耗厚さへの換算を経て摩耗を進展させ、車輪形状を更新する。ただし、フランジ摩耗は基地構内などのポイントのような急曲線において生ずるものとし、急曲線の走行シミュレーションを本線シミュレーションとは別個に実行する。2回目以降の走行シミュレーションでは、更新した車輪形状が使われる。

## 3. シミュレーション

### <3.1> モデルの条件と演算法

#### (1) 車両

車両モデルには、文献(2)のデータと比較するために 200 系新幹線車両を想定した数値<sup>(9)</sup>を用いる。この車両は側受け方式のボルスタ付き台車を使用しており、モデルは側受け摩擦力の非線形性を含んでいる。車輪形状は 1/40 こう配の正規円錐踏面である。走行速度は当該試験列車と同じ 240 km/h とする。

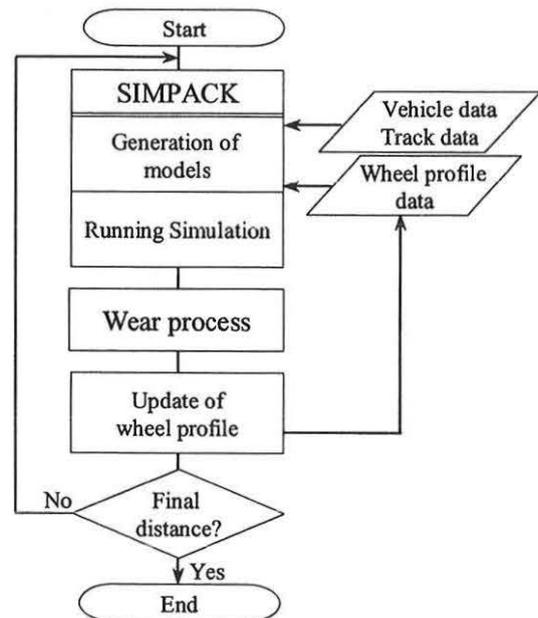


Fig.4 Flow chart of wear prediction

(2)軌道

本線の軌道モデルは、長さ 2 km の直線及び曲線である。曲線軌道は半径 4 000 m とし、入口側緩和曲線始端から出口側緩和曲線終端までである。それぞれの軌道モデルは通り狂いを含み、その大きさは文献(6)でモデル化された「よい」軌道の PSD から生成したものである。なお、レール形状としては新品形状の 60-kg レールを用いる。

急曲線の軌道モデルを図 5 に示す。これは、9 番分岐器を使用した基地構内の渡り線を想定している。ここでの走行速度は、9 番分岐器で許容される 40 km/h とする。

(3)演算法

SIMPACK における数値積分は、SODASRT による可変刻みの演算を用いる。そして、演算結果は  $\Delta t = 0.1$  s で出力する。その一例として、直線区間を走行時の新品車輪について、図 6(a)に接触点位置の移動を、図 6(b)に摩耗指標  $F$  の推移をそれぞれ示す。

<3.2> 予測の進展

本線の曲線割合は、現車の走行が行われた大宮-盛岡間を想定し、曲線区間を全体の 15%、直線区間を 85% とする。踏面部の摩耗は 10 000 km 相当の走行毎に進展させるものとし、式(7)に基づいて曲線と直線の結果をそれぞれの割合に換算する。この走行シミュレーションと摩耗の進展を走行距離 270 000 km 相当に達するまで繰り返す。

また、フランジ部については、摩耗厚さ  $\Delta_f$  をフランジ高さ  $h_f = 21$  mm の位置で代表させ、急曲線のシミュレーション結果より走行距離 10 000 km 相当毎に摩耗を進展させる。

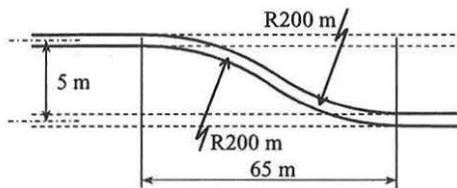
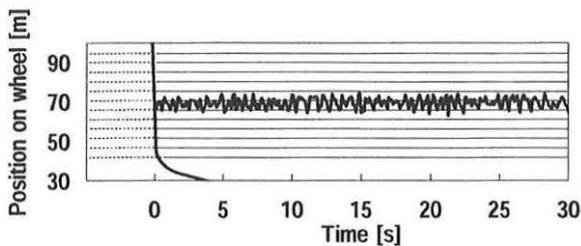
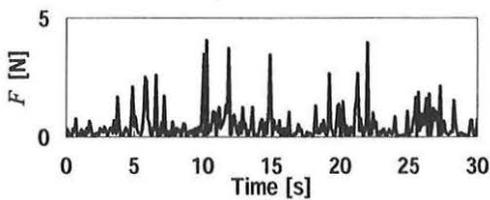


Fig.5 Track model of sharp curve



(a) Contact point on wheel



(b) Wear index

Fig.6 Output from SIMPACK (tangent track section)

4. 計算結果

<4.1> 長期耐久試験データとの比較

実測データに基づいて決定する式(9)の係数  $c_T$  として、走行距離 60 000 km の予測形状と実測形状で累積摩耗量の最大値が一致する値を用いることにする。図 7 は走行距離 60 000 km 相当までの累積摩耗量である。ここで、 $c_T$  として 0.0035 を用いたとき、予測と実測の間で最大値がほぼ一致した。以後、 $c_T$  としてこの値を用いることにする。

図 8 は、走行距離 270 000 km 相当まで摩耗を進展させた車輪の踏面部について、実測形状と予測形状とを比較している。途中の過程として、走行距離 60 000, 120 000, 180 000 km 相当での比較も示している。上述のように決定した  $c_T$  を用いることにより、おおよその摩耗傾向は再現されている。しかし、予測形状は最も大きく摩耗している位置がやや車輪の外側方向に寄っており、摩耗領域も限定された幅に留まっている。

摩耗領域については、図 9 に走行距離の伸長に伴う車輪上接触領域の推移を示す。これは、60-kg レールの新品形

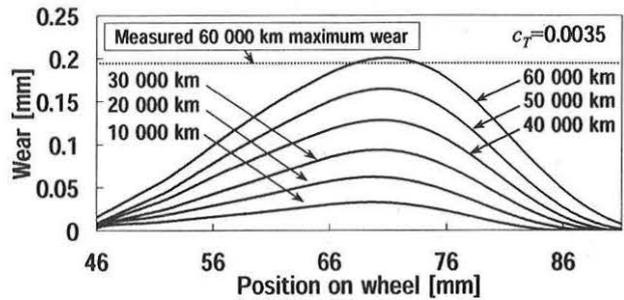


Fig.7 Accumulated wear on wheel tread

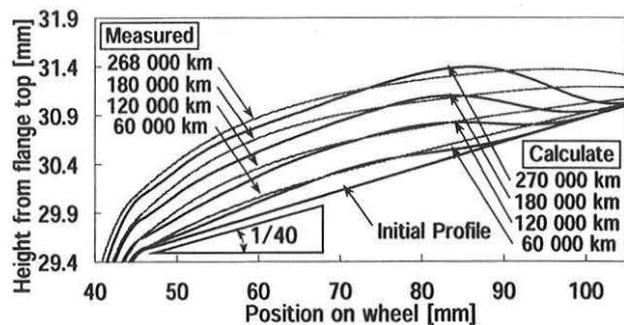


Fig.8 Measured and calculated wear tread profile

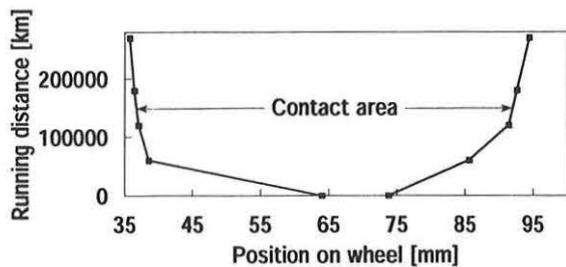


Fig.9 Contact area on wheel tread

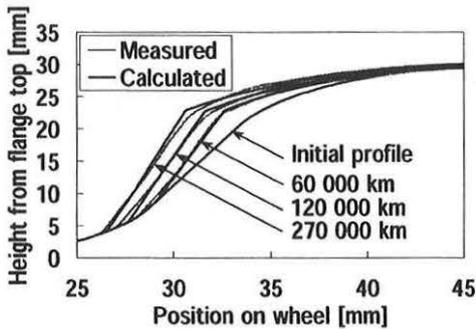


Fig.10 Measured and calculated wear flange profile

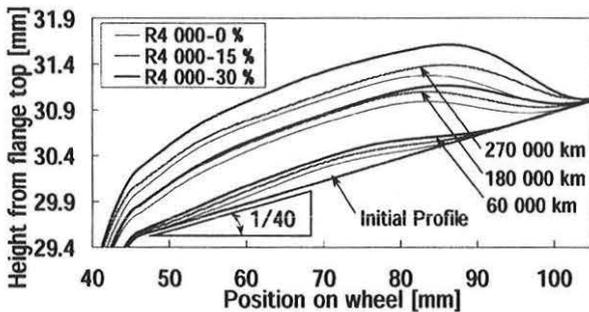


Fig.11 Curvilinear rate and wear tread profile

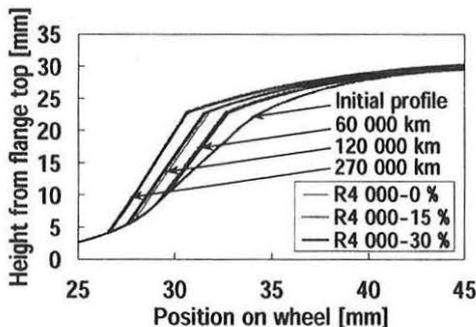


Fig.12 Curvilinear rate and wear flange profile

状に対する踏面上での接触範囲を示している。車輪摩耗によって接触領域の拡大が見られるものの、その範囲は限定されている。このことから、実測形状の摩耗過程には、レールの摩耗や本線外の軌道条件などの影響が考えられる。

図 10 は走行距離 270 000 km 相当までのフランジ形状について、予測形状と実測形状を比較している。ここでは、フランジ角度  $\alpha = 7^\circ$  としている。 $c_T$  と同様に、走行距離 60 000 km での予測と実測のフランジ摩耗量を比較して式 (10) の係数  $c_F$  を決定し、この値を 0.00035 とした。この値を用いることによって、走行距離が少ない段階で急激に摩耗し、以後、緩やかに摩耗が進行する傾向が再現されている。

#### <4.2> 曲線介在率の影響

前節までに決定した  $c_T, c_F$  を用いて、半径 4 000 m の曲線割合を変化させ、曲線介在率が車輪摩耗に及ぼす影響を調べる。

図 11 は曲線割合 0, 15, 30 % の場合について、車輪踏面を比較している。曲線区間を走行した場合と比較して、曲線割合 0 % での踏面は摩耗領域がやや限定されており、走行距離 270 000 km 相当までの全行程を通じて摩耗量も少ない。一方、曲線割合 15 % と 30 % の踏面形状について比較すると、走行距離 180 000 km 相当の時点まで、大きい摩耗深さの差は見られないものの、摩耗領域の幅には違いが見受けられる。このことから、踏面摩耗は曲線区間において多く発生し、曲線通過時の輪軸挙動が摩耗を拡大させていると考えられる。

図 12 にフランジ形状の比較を示す。フランジ部については、曲線割合の変化によって摩耗量に大きな差は見られなかった。従って、対象とした側受け方式車両の場合、急曲線通過において踏面の摩耗形状がフランジ摩耗に及ぼす影響が小さいことが示唆される。

#### <4.3> 台車条件による影響

ボルスタレス台車の車両モデルを用いて、台車条件が車輪摩耗に及ぼす影響を調べた。ただし、結果については紙面の都合上省略する。

## 5. まとめ

本研究は、マルチボディソフト SIMPACK を用いた車輪摩耗形状進展の予測を試み、その利用可能性を検討した。踏面部は本線走行時に摩耗し、フランジ摩耗は急曲線通過時に発生するとの仮定の下、60 000 km 走行後の実測車輪形状から摩耗厚さへ換算するための係数を決定し、走行距離 270 000 km 相当の摩耗形状を予測した結果、おおよその摩耗傾向は再現された。しかし、検討の主体とした踏面部では摩耗領域が限定された範囲に留まるなど、式(9), (10) の換算式の見直しも含め、検討を継続する予定である。

## 謝 辞

軌道条件について、東北新幹線・大宮-盛岡間の曲線割合に関する情報を御提供して頂いた JR 東日本の研究開発センター・島宗亮平氏に感謝致します。

## 参 考 文 献

- (1) Schupp, G, 他 3 名, The Manchester benchmarks for rail vehicle simulation, Vehicle System Dynamics, supplement to 31(1991), 101-118
- (2) 谷藤・咲山, 機論, 53-492, C(昭 62), 1743-1749.
- (3) Kumar, S. and Rao, D. L. , Wheel-Rail Contact Wear, Work, and Lateral Force for Zero Angle of Attack—A Laboratory Study, Trans. ASME, J. Dyn. Sys. Meas. Control, Vol.106(1984), 319-326.
- (4) Pearce, T. G. , and Sherratt, N. D. , Prediction of wheel profile wear, Wear, Vol.144(1991), 343-351.
- (5) 日本機械学会編, 鉄道車両のダイナミクス(1994), 30
- (6) ORE C 116 Committee, Ques. C 116 Rep., No.1(1971), 15, ORE.