

# 鉄道車輪の摩耗予測技術および踏面形状最適化技術の開発

## Development of Wear Prediction Technology and Profile Optimization Technology for Railway Wheel Tread

山崎 陽介\* 加藤 孝憲  
Yosuke YAMAZAKI Takanori KATO

### 抄 録

本研究では鉄道用車輪を対象に、実体の1/10スケールの輪軸式試験機とマルチボディダイナミクスシミュレーションを併用した摩耗予測技術を開発し、さらに、従来の車輪踏面形状を基に耐摩耗性能に優れた踏面形状を生成する最適化技術を開発した。車輪摩耗予測技術では、輪軸式摩耗試験で得られた車輪の摩耗特性を用いて摩耗プロファイルの予測を行い、現車試験の実体車輪の摩耗形態を再現できることを示した。また、車輪踏面形状の最適化技術では、最適化の効果を検証するため、得られた踏面形状の車輪試験片を作製し、輪軸式摩耗試験を行い、従来形状の車輪と比べて耐摩耗性に優れていることを示した。

### Abstract

In this study, we developed a wheel wear prediction technology for railroad wheels using a 1/10-scaled wheelset roller test rig and multi-body dynamics simulation, and also developed a wheel tread profile optimization technology to generate wheel tread profiles with superior wear resistance performance based on baseline wheel tread profiles. In the wheel wear prediction technology, wheel wear is predicted using wheel wear characteristics obtained from wheelset roller rig tests, and it was shown that the wheel wear conditions of the vehicle test can be reproduced. In the wheel tread profile optimization technology, wheel specimens with optimized wheel profiles are fabricated and subjected to the wheelset roller rig test to verify the effect of optimization, and it was shown that the wheel profile has superior wear resistance compared to conventional wheel profiles.

## 1. 緒 言

鉄道車両用車輪はレールとの転がり接触の繰返しにより摩耗し、踏面やフランジと呼ばれるレールとの接触面は、使用中形状が変化する。この摩耗による形状変化は車輪の耐久性、曲線通過性能、脱線に対する安全性に大きな影響を与える。したがって、車両の様々な走行条件下での車輪摩耗の推移を評価することが重要である。また、車輪摩耗の抑制は、前記車輪の耐久性、曲線通過性能、脱線に対する安全性の向上につながるため重要である。車輪の摩耗評価方法として、一般的には、現車試験を実施し、車輪の断面プロファイルを定期的に測定して、走行距離に対する断面プロファイルの変化を調査する方法が挙げられる<sup>1)</sup>。しかし、この方法は膨大な時間とコストが要求される。このため、車輪断面の摩耗プロファイルを予測する摩耗シミュ

レーションが利用されている<sup>2,3)</sup>。この摩耗シミュレーションには、Lewis<sup>4)</sup>らや Archard<sup>5)</sup>らがそれぞれ提案する摩耗則がしばしば用いられるが、これらの摩耗則で重要となるのが、車輪の摩耗特性である。車輪の摩耗特性とは、レールとの転がり接触の距離に応じた摩耗重量と、接触面の接線力、すべり率、接触面積等の摩耗に寄与する因子との関係性を示すものであり、レールとの接触状態によって変化する<sup>6)</sup>ため、精緻な摩耗特性を導出するのは困難である。そこで、本研究では簡便かつ時間とコストが抑えられる実体の1/10スケールの輪軸式試験機と車両走行時の車輪・レールの接触状態が再現可能なマルチボディダイナミクスシミュレーション(以下、MBDシミュレーションと呼ぶ)を併用した車輪摩耗予測技術を開発した。さらに、従来の車輪踏面形状を基に耐摩耗性に優れた車輪の踏面形状を生成する遺伝的アルゴリズム<sup>7)</sup>(以下、GAと呼ぶ)に基づいた

\* 鉄鋼研究所 材料信頼性研究部 応用力学研究室 研究第二課 主幹研究員 博士(工学) 兵庫県尼崎市扶桑町1-8 〒660-0891

最適化技術を開発し、最適化の効果を検証するため、得られた踏面形状の車輪試験片を作製し、輪軸式試験機を用いた摩耗試験（以下、輪軸式摩耗試験と呼ぶ）による摩耗評価を行った。

## 2. 車輪の摩耗特性

本章では、車輪の摩耗予測に必要となる転動距離、摩耗重量、接触面の接線力、すべり率、接触面積等を得るため、輪軸式試験機を用いた車輪の摩耗特性の導出方法について説明する。

### 2.1 摩耗特性の概要

車輪の摩耗特性は、図1に示すフローに沿って以下の手順で得られる。

- ①輪軸式摩耗試験を行い、転動距離  $D$  と車輪摩耗重量  $M$  を測定する。
  - ②車輪と軌条輪の接触を考慮した MBD シミュレーションモデルを構築し、摩耗特性を表す摩耗マップを導出するのに必要なパラメータ（車輪と軌条輪の接線力  $T$ 、すべり率  $\gamma$ 、接触面積  $A$ ）を計算する。
  - ③MBD シミュレーションで得られた接線力  $T$ 、すべり率  $\gamma$ 、接触面積  $A$  と摩耗試験で得られた転動距離  $D$ 、車輪摩耗重量  $M$  を用いて、摩耗マップを算出する。
- 以下ではこのフローの詳細を説明する。

### 2.2 輪軸式摩耗試験

#### 2.2.1 試験片

試験片の材質は北米鉄道協会 AAR で定められた規格（以下、AAR 規格と呼ぶ）の Class C 車輪鋼（0.7% C）であり、硬度は HV 330 である。車輪鋼のマイクロ組織の光学顕微鏡写真を図2に示す。この材料は微細なパーライト組織である。後述のように本試験では輪軸状態を模擬するため、2つの車輪試験片と2つの軌条輪試験片を用いた。図3に示すように、車輪試験片は実体車輪のリムから採取し、軌条輪試験片は車輪と同じ素材を焼入れ・焼戻し処理した後に機械加工して作製した。図4に試験片寸法を、図5に断面プロフィールをそれぞれ示す。車輪試験片は、AAR

規格のワイドフランジ型車輪<sup>8)</sup>と同じ形状で、縮尺比は 1:10 である。車輪試験片の直径は 120mm で、厚さは 14.5mm である。軌条輪試験片は、北米鉄道技術協会 AREA で定められた規格（以下、AREA 規格と呼ぶ）の 136RE 型レール<sup>9)</sup>と同じ形状で、縮尺比は 1:10 である。軌条輪試験片の直径は 200mm で、厚さは 20mm である。

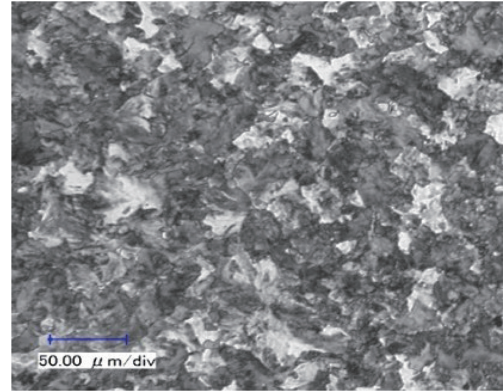


図2 材料の光学顕微鏡写真  
Microstructure of test material

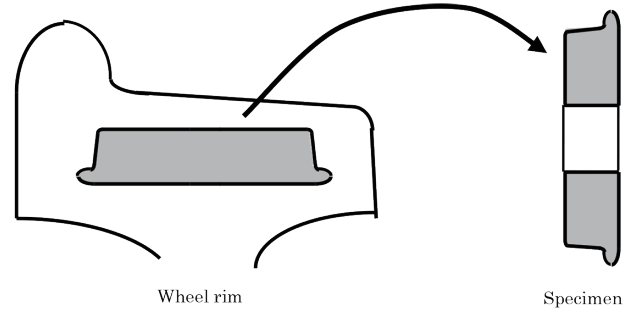


図3 試験片の採取方法  
Overview of wheel specimen sampling method

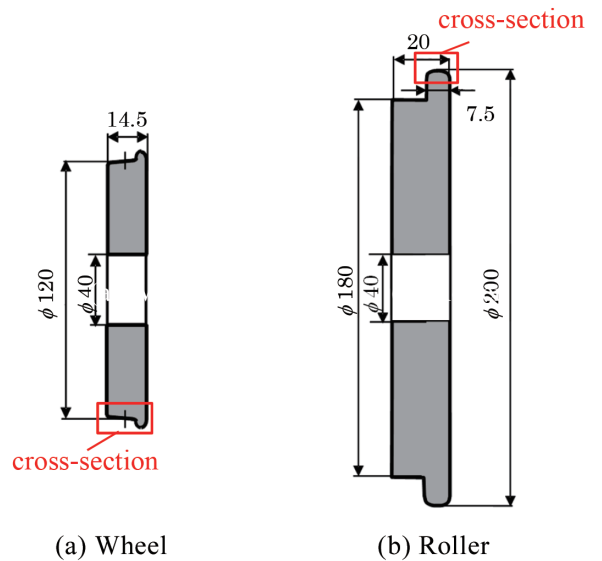


図4 試験片寸法  
Specimen dimensions

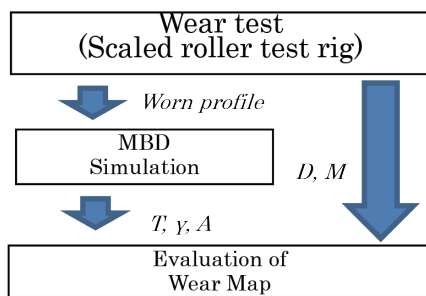
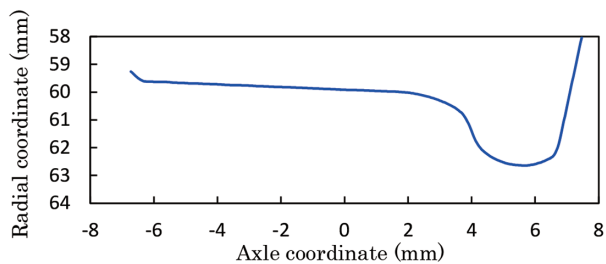
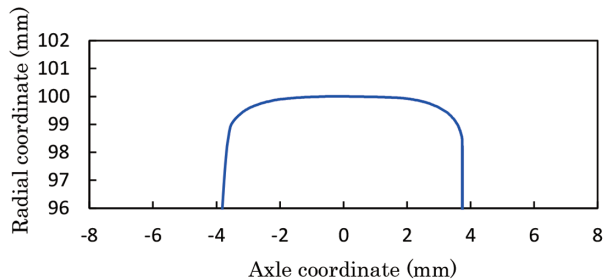


図1 摩耗特性の導出フロー  
Flow of deriving wear characteristics



(a) Wheel



(b) Roller

図5 試験片断面プロファイル  
Specimen cross-section profile

2.2.2 試験条件

試験は、図6に示すようにまず2つの軌条輪試験片を左右の車輪試験片にそれぞれ接触させた後に駆動させる。次に左右の車輪試験片を組み込んだ車軸（以下、輪軸と呼ぶ）中心に3.12kNの垂直荷重と1.3kNまたは0.65kNのいずれかの横荷重（以下、横圧と呼ぶ）をそれぞれ加える。ここで、2条件の横圧は車両が急曲線と緩曲線を通過した場合をそれぞれ想定して決定した。また、横圧の向きと同じ側の車輪は曲線外側のレールと接触することを想定して外軌側車輪、反対側の車輪は曲線内側のレールと接触することを想定して内軌側車輪とそれぞれ定義する。外軌側車輪はスロート部およびフランジ部で接触し、内軌側車輪は踏面部のみで接触する。ここで、車輪のスロート部・フランジ部・踏面部は、図7に示すように接触角が45度以上のものをフランジ部、3度未満のものを踏面部、それ以外の角度はスロート部での接触と定義する<sup>6)</sup>。軌条輪試験片の回転数は300rpmであり、乾燥条件で試験を行った。さらに本試験では、車両の曲線通過時に輪軸の向きと輪軸進行方向の向きに生じるアタック角を模擬するため、輪軸に対する軌条輪の相対的な角度を軌条輪側で調整している。本試験では、転動距離 $3.75 \times 10^3$ mの間隔で、試験片の重量と車輪試験片の摩耗プロファイルを測定した。このとき、回転数、変位、荷重、トルクはサンプリング時間1msで測定した。表1に試験条件をまとめて示す。

2.2.3 転動距離と車輪摩耗重量

代表例としてCase1の条件で試験した時の車輪試験片の摩耗重量と転動距離の関係を図8に、転動距離毎の車輪

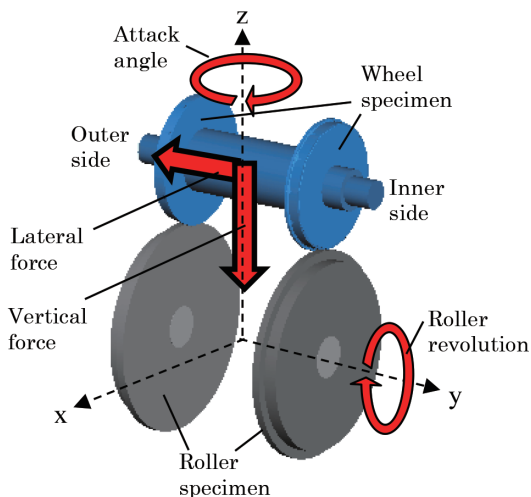


図6 輪軸式摩耗試験の概要  
Overview of wheelset roller rig test

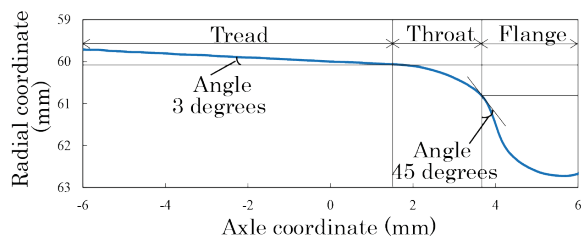


図7 車輪断面プロファイルの接触領域の定義  
Definition of wheel cross-section profile contact area

表1 試験条件  
Test conditions

	Revolution (rpm)		Vertical force (kN)	Lateral force (kN)	Attack angle (deg)	Lubrication
	Wheel	Roller				
Case1	500	300	3.12	1.3	0	Dry
Case2				0.65		

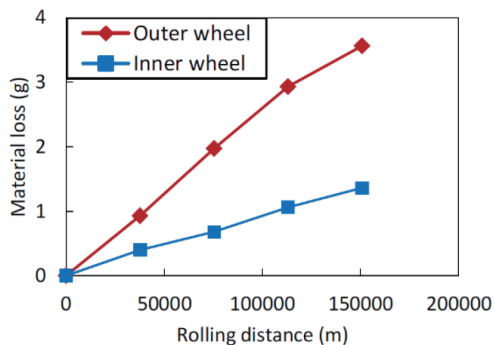


図8 車輪摩耗重量 (Case1)  
Wheel material loss (Case1)

試験片の摩耗プロファイルを図9にそれぞれ示す。車輪試験片の摩耗重量は試験前後で測定した車輪の重量差から算出している。これらの図より外軌側車輪の摩耗重量は、内軌側車輪の摩耗重量に比べて大きいことがわかる。以上

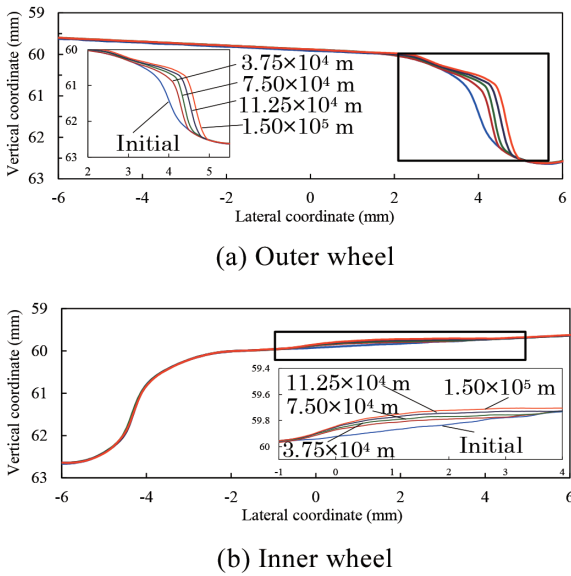


図9 車輪断面の摩耗プロファイル (Case1)  
Wheel cross-section wear profile (Case1)

のように、内軌側と外軌側 2つの車輪の転動距離  $D$  と摩耗重量  $M$  の関係が得られた。

### 2.3 MBD シミュレーション

MBD シミュレーションは、SIMPACT™ ソフトウェア (ver 2019) を用いて、表 1 の条件で実施した。シミュレーションモデルは図 10 に示すように表 2 の諸元を基に 1つの輪軸と 2つの軌条輪から成る剛体モデルである。輪軸モデルは、前後変位と  $z$  軸回りの回転角が試験機と同様に拘束される。一方、軌条輪モデルは、 $y$  軸回りの回転角のみが許容され、その回転速度は駆動拘束によって設定される。シミュレーションモデルの各接触点はヘルツ接触<sup>10)</sup>を仮定し、クリープ力の評価には FASTSIM アルゴリズムを適用する<sup>11)</sup>。図 8 に示す各転動距離毎に得られた断面プロファイルを用いて、シミュレーションを実行し、車輪の各接触点における接線力  $T$ 、すべり率  $\gamma$ 、接触面積  $A$  が得られる。

### 2.4 摩耗マップ

車輪を対象とした摩耗マップはいくつか提案されている<sup>4,5)</sup>が、本論文ではその中で Lewis<sup>4)</sup>らによって提案された摩耗マップを用いる。本摩耗マップは、横軸を  $T\gamma/A$ 、縦軸を摩耗率  $W$  として整理され、以下の (1) 式で表される<sup>4)</sup>。

$$W = \frac{M}{DA} = K \left( \frac{T\gamma}{A} \right) \quad (1)$$

ここで、 $M$  は摩耗重量、 $D$  は転動距離、 $A$  は接触面積、 $T$  は接線力、 $\gamma$  はすべり率、 $K$  は  $T, \gamma, A$  の関数として与えられる摩耗率である。MBD シミュレーションで得られた接線力  $T$ 、すべり率  $\gamma$ 、接触面積  $A$  と今回の摩耗試験で得られた転動距離  $D$ 、車輪摩耗量  $M$  を用いて、内軌側車輪と外軌側車輪の摩耗マップは以下の (2), (3) 式で表され、図

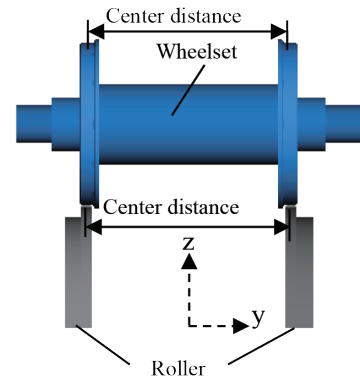


図 10 MBD シミュレーションモデルの概要  
Overview of MBD simulation model

表 2 MBD シミュレーションモデルの諸元  
MBD Simulation model conditions

Item		Value	
Wheelset	Mass [kg/axle]	7.162	
	Inertia moment [kg m <sup>2</sup> ]	Rolling	$3.19 \times 10^{-2}$
		Pitching	$6.62 \times 10^{-3}$
		Yawing	$3.19 \times 10^{-2}$
	Center distance [m]	1.48	
Diameter [mm]	120		
Roller	Mass [kg/specimen]	4.135	
	Inertia moment [kg m <sup>2</sup> ]	Rolling	$9.00 \times 10^{-3}$
		Pitching	$1.78 \times 10^{-2}$
		Yawing	$9.00 \times 10^{-3}$
	Center distance [m]	1.50	
Diameter [mm]	200		

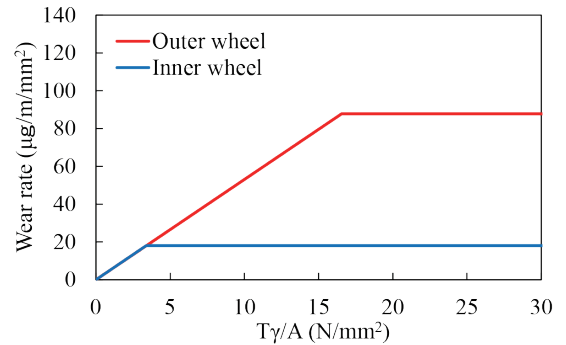


図 11  $T\gamma/A$  に対する摩耗率の関係 (摩耗マップ)  
Wear rate vs.  $T\gamma/A$  for roller rig wear test (wear map)

11 が得られる。

Outer wheel ware rate ( $\mu\text{g}/\text{m}/\text{mm}^2$ )

$$W = \begin{cases} 5.3 T\gamma/A & \text{for } 0 \leq T\gamma/A \leq 16.55 \text{ N/mm}^2 \\ 87.72 & \text{for } T\gamma/A \geq 16.55 \text{ N/mm}^2 \end{cases} \quad (2)$$

Inner wheel ware rate ( $\mu\text{g}/\text{m}/\text{mm}^2$ )

$$W = \begin{cases} 5.3 T\gamma/A & \text{for } 0 \leq T\gamma/A \leq 3.39 \text{ N/mm}^2 \\ 18 & \text{for } T\gamma/A \geq 3.39 \text{ N/mm}^2 \end{cases} \quad (3)$$

### 3. 車輪の摩耗予測

#### 3.1 摩耗予測の概要

車輪の摩耗予測は、図 12 に示すフローに沿って以下の手順で行う。

- ① 摩耗予測対象となる車輪の初期形状を点列データとして準備する。
- ② 車輪と軌条の接触を考慮した MBD シミュレーションモデルを構築し、MBD シミュレーションから車輪の摩耗計算に必要なパラメータ（車輪と軌条の接線力  $T$ 、すべり率  $\gamma$ 、車輪と軌条の接触面積  $A$ 、走行距離  $D$ ）を出力する。
- ③ 上記②で得られたパラメータと前章で示した摩耗マップを用いて、車輪の摩耗深さを算出する。
- ④ 上記③で目標走行距離に到達していなければ更新形状を MBD シミュレーションに反映し、目標走行距離に到達するまで上記②、③、④を繰り返し、最終的に車輪摩耗形状として出力する。

以下ではこのフローの詳細を説明する。

#### 3.2 MBD シミュレーション

MBD シミュレーションは、2.3 節で示した輪軸・軌条輪モデルを用いて、現車試験の軌道条件、走行速度・輪重・横圧等の測定結果、実体車両の運動解析で得られるアタック角等の情報を基に軌条輪の回転数、垂直荷重、横荷重、アタック角を設定して実施する。

#### 3.3 摩耗深さの計算

車輪の摩耗深さは以下のように算出される。軌条輪に対する車輪 1 点の接触領域を図 13 に示すように長径  $a$ 、短径  $b$  の楕円形状と仮定し、この領域を格子状に分割した場合、計算ステップ時間  $\Delta t$  後の格子点  $(x_i, y_j)$  の摩耗深さ増分を  $\Delta Z_w(x_i, y_j)$  とすると、 $\Delta Z_w(x_i, y_j)$  は以下の式 (4) で表される。

$$\Delta Z_w(x_i, y_j) = K \left( \frac{T_{ij} \gamma_{ij}}{A_{ij}} \right) \frac{V \Delta t}{\rho} \quad (4)$$

ここで、 $\rho$  は材料密度、 $V$  は移動速度、 $K(T_{ij} \gamma_{ij} / A_{ij})$  は接線力  $T_{ij}$ 、すべり率  $\gamma_{ij}$ 、接触面積  $A_{ij}$  の関数として与えられる摩耗率である。

今回の摩耗予測で使用する摩耗率は、2.2 節の摩耗試験で得られた摩耗マップを用いて算出した。接触領域の平均摩耗深さを  $\Delta \bar{Z}_w(y_j)$  とすると、 $\Delta \bar{Z}_w(y_j)$  は、図 13 より  $x$  軸に沿って  $-a(y_j)$  から  $a(y_j)$  まで式 (4) を積分し、車輪の円周長さ  $2\pi r(y_j)$  で平均化することで、以下の式 (5) で表される。

$$\Delta \bar{Z}_w(y_j) = \frac{1}{2\pi r(y_j)} \frac{V \Delta t}{\rho} \int_{-a(y_j)}^{a(y_j)} K \left( \frac{T_{ij} \gamma_{ij}}{A_{ij}} \right) dx \quad (5)$$

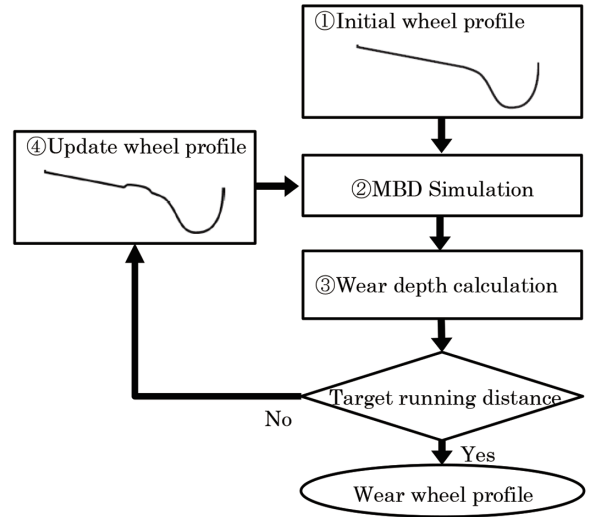


図 12 車輪の摩耗予測フロー  
Flow of wheel wear prediction

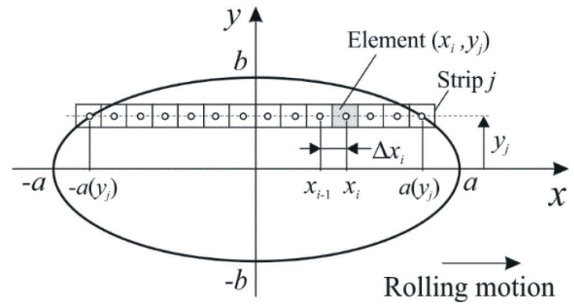


図 13 離散化された接触領域  
Discretized contact patch

### 4. 現車試験の実体車輪の摩耗形態の再現

本章では、前章で説明した摩耗予測技術を用いて、現車試験の実体車輪の摩耗形態の再現を試みた。

#### 4.1 現車試験

現車試験は、米国コロラド州プエブロにある Transportation Technology Center Inc (以下、TTCI と呼ぶ) が所有する Facility for Accelerated Service Testing (以下、FAST と呼ぶ) と呼ばれる複数の試験線のうち、1 周約 4.34km の High Ton Loop (以下、HTL と呼ぶ) と呼ばれる試験線で実施した<sup>12)</sup>。HTL は、図 14 および表 3<sup>13,14)</sup> に示すように、曲率 5 度の 3 つの曲線区間、曲率 6 度の 1 つの曲線区間、曲線と曲線を結ぶ直線区間から成る。車両は 2 台車、1 車体で構成されている。車両諸元を表 4 に、本試験でを使用した車輪と軌条の断面プロファイルを図 15 にそれぞれ示す。車輪形状は AAR 規格のワイドフランジ型である。レール形状は AREA 規格の 136RE タイプである。車両は線路上を 200 周毎に方向を切り替えながら、東回りと西回りで合計 11000km 走行する。本試験では車両がセクション 7、25 の軌道を通過する時の走行速度、輪重、横圧、脱線係数を

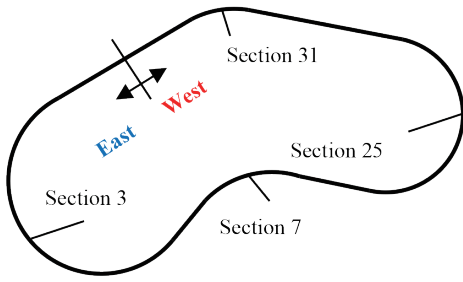


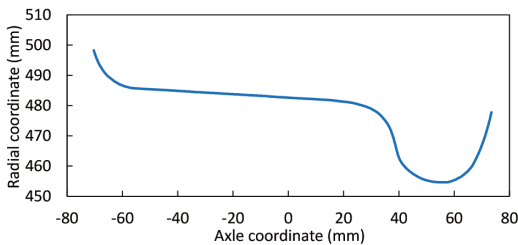
図 14 TTCI 試験線 (HTL)<sup>9)</sup>  
Vehicle test track in TTCI (HTL)<sup>9)</sup>

表 3 HTL 軌道条件<sup>10, 11)</sup>  
HTL track conditions<sup>10, 11)</sup>

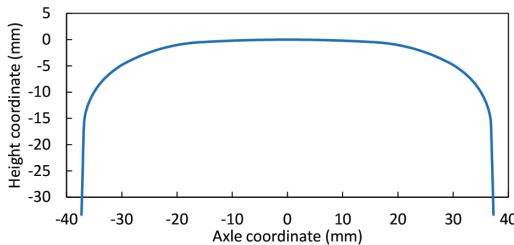
Section	Curvature	Superelevation
3	5 Deg	4 inches
7	5 Deg	4 inches
25	6 Deg	5 inches
31	5 Deg	4 inches

表 4 車両諸元  
Vehicle conditions

Item	Value
Vehicle total weight [kg]	142 900
Distance between two bogies [m]	12.344
Wheel base [m]	1.8288
Wheel radius [m]	0.965
Gage [m]	1.435



(a) Wheel



(b) Rail

図 15 断面プロファイル  
Cross-section profile

Truck Performance Detector (TPD)<sup>15)</sup> と呼ばれる装置を用いて測定する。表 5 に現車試験の測定結果の一例を示す。また、試験終了後には、車両先頭の第 1 輪軸の車輪プロフィールを測定する。

表 5 現車試験測定結果  
Vehicle test output

	Section			
	7		25	
	Outer	Inner	Outer	Inner
Vertical force [kN]	195	165	200	160
Lateral force [kN]	35	30	72	56
Derailment coefficient [-]	0.18	0.18	0.36	0.35
Running speed [km/h]	68			

表 6 MBD シミュレーション条件  
MBD Simulation conditions

No.	Type	Time (s)	Attackangle (mrad)	Lateral load (N)	Lateral displacement (mm)
1	Straight	23	0.0	-	0.0
2	Transition curve	5	↓	↓	↓
3	Curve	9	-1.75	-550	-
4	Transition curve	3	↓	↓	↓
5	Straight	25	0.0	-	0.0
6	Transition curve	6	↓	↓	↓
7	Curve	43	-3.50	-799	-
8	Transition curve	5	↓	↓	↓
9	Straight	11	0.0	-	0.0
10	Transition curve	5	↓	↓	↓
11	Curve	16	1.75	302.0	-
12	Transition curve	5	↓	↓	↓
13	Straight	4	0.0	-	0.0
14	Transition curve	5	↓	↓	↓
15	Curve	60	-1.75	-645.0	-
16	Transition curve	3	↓	↓	↓
17	Straight	3	0.0	-	0.0

#### 4.2 摩耗予測

摩耗予測は、図 12 のフローに沿って実施した。まず図 5 (a), (b) に示す車輪・軌条輪の断面プロフィールを対象に、表 3 に示す現車試験の軌道条件、表 6 に示す現車試験の測定結果、参考文献<sup>16)</sup>に記載の車両運動解析で得られたアタック角を基に決定した表 5 に示す条件で MBD シミュレーションを実施する。次に図 11 に示す摩耗マップと (4) 式から摩耗深さを計算し、最後に現車試験の 11000km 相当まで車輪プロフィールをアップデートして摩耗プロフィールが得られる。

#### 4.3 現車試験と摩耗予測との摩耗プロフィールの比較

現車試験車と輪軸式摩耗試験による摩耗予測技術で得られた車輪の断面プロフィールを図 16 に示す。これらの結果から、摩耗予測は、現車試験の実体車輪の摩耗形態を比較的よく再現しており、摩耗予測技術の妥当性を確認した。本技術は、現車試験を実施することなく車輪の摩耗評価が可能である。

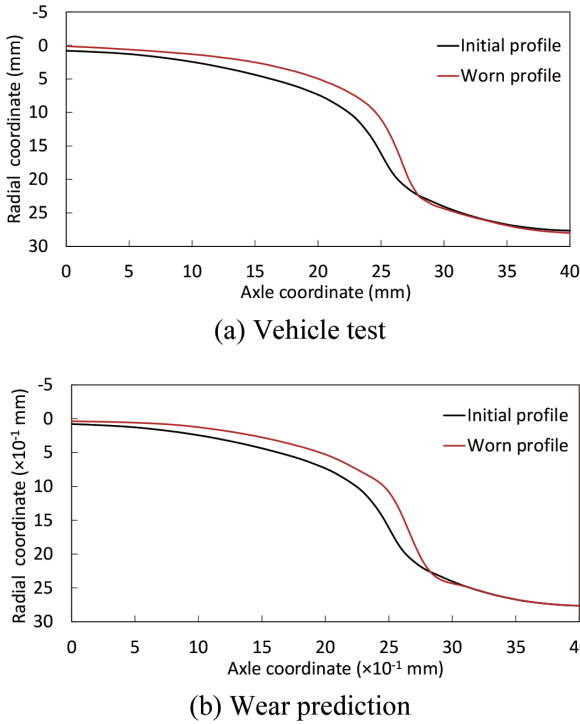


図 16 車輪スロート・フランジ部の摩耗プロファイル (左側車輪)  
Wear profile of wheel throat and flange area (Left side wheel)

## 5. 車輪踏面形状の最適化

### 5.1 最適化の概要

車輪踏面形状の最適化は、図 17 に示すフローに沿って以下の手順で行う。

- ①最適化対象となる車輪の初期形状を点列データとして準備する。
- ②車輪と軌条輪の接触を考慮した MBD シミュレーションモデルを構築し、MBD シミュレーションから車輪の摩耗計算に必要なパラメータ (車輪と軌条の接線力  $T$ 、すべり率  $\gamma$ 、車輪と軌条の接触面積  $A$ 、走行距離  $D$ ) を出力する。
- ③上記②で得られたパラメータと摩耗試験で導出した摩耗マップを用いて、車輪の摩耗深さを求め、摩耗深さと材料密度から摩耗重量を算出する。
- ④更新形状の車輪摩耗重量  $M$  (初回フローの場合は初期形状の車輪摩耗重量  $M_0$ ) を初期形状の車輪摩耗重量  $M_0$  で除した値の最小値を目的関数として算出する。最適化計算が目標回数に到達していれば更新形状を最適化形状として出力する。
- ⑤上記④で得られた目的関数を用いて、GA に基づいた最適化計算を行う。
- ⑥上記⑤の最適化計算で車輪踏面形状を更新し、更新形状を MBD シミュレーションに反映する。

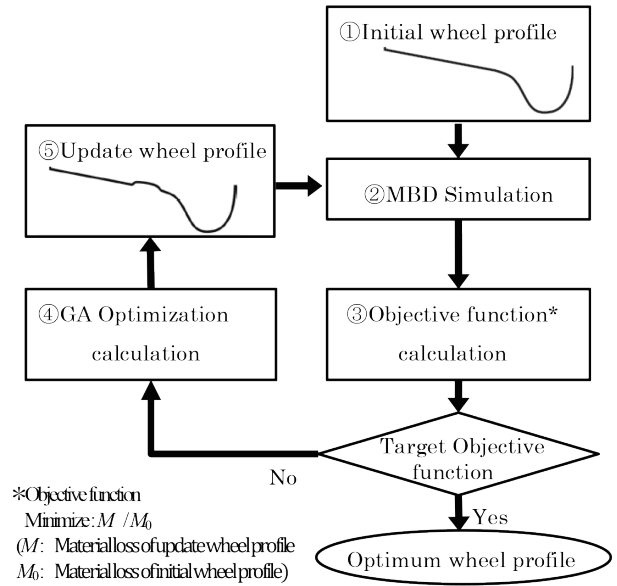


図 17 車輪踏面形状の最適化フロー  
Flow of wheel tread profile optimization

### 5.2 車輪摩耗重量の計算

車輪全体の摩耗重量  $M$  は、摩耗前後の車輪半径の差によって生じる摩耗体積に材料密度  $\rho$  を乗ずることで、以下の式 (6) で表される。

$$M = \rho \pi \sum_{j=1}^n \{r(y_j)^2 - (r(y_j) - \Delta \bar{Z}_w(y_j))^2\} \Delta L \quad (6)$$

ここで、 $\Delta L$  は、車輪全体の幅 (軸方向長さ) を分割数  $n$  で除した単位長さである。

### 5.3 GA に基づく最適化計算

GA は生物学上の進化 (選択, 交差, 突然変異等) を想定した探索手法<sup>7)</sup>であり、対象とする最適化問題に対して、解の候補 (個体) を多数生成し、その解候補の集団 (個体集合) に対して各種の遺伝的操作を適用する。この操作を繰り返すことで、適応度の高い目的関数を持つ個体が選択され、最適解が得られる。

車輪プロファイルの最適化は、図 18 に示す 3 つの手順で行う。まず既存の車輪の曲率変化点を設計変数とする。次に、目的関数に基づいて制約条件の下で GA を用いて設計変数を半径方向に移動させる。最後に最適化範囲の点列データをスプライン補間し、最終的な形状を得る。

### 5.4 車輪形状最適化計算の結果

今回の最適化計算で得られた最適化形状車輪を対象に 2.2 節で示した輪軸式摩耗試験を表 1 の Case1 の条件で実施し、摩耗した最適化形状のプロファイルと元形状のプロファイルと併せて図 19 に示す。最適化形状は、図の (b) の初期形状に示す通り、スロート部に凸部が設けられている。元形状と最適化形状を対象にシミュレーションで求めた外軌側車輪の摩耗重量を図 20 に示す。本図より最適化

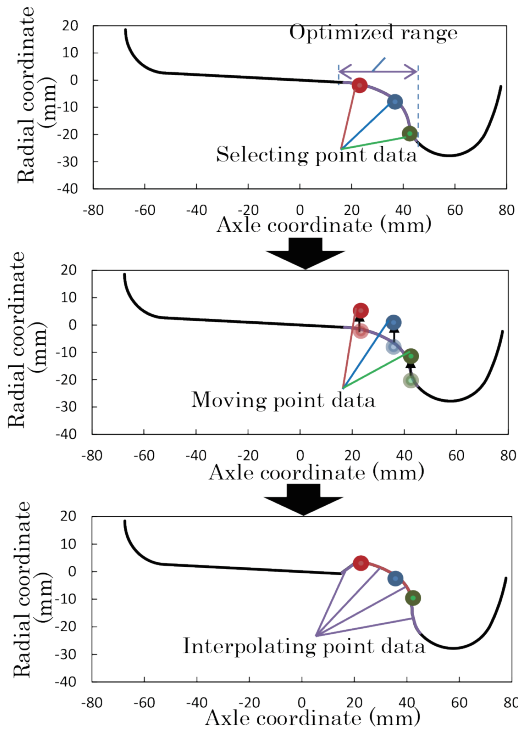
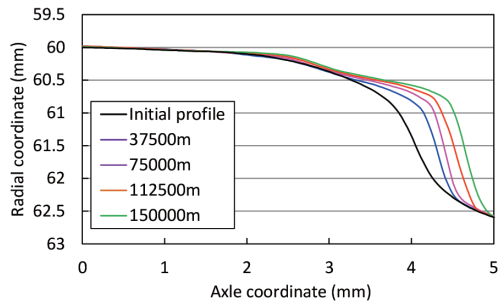
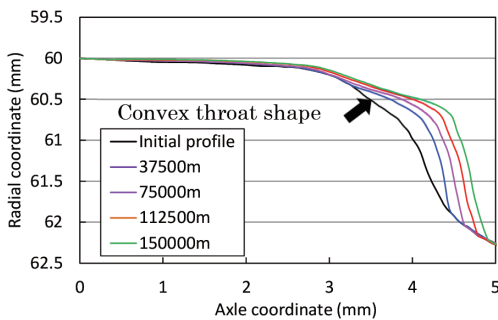


図 18 車輪断面プロファイルの最適化手順  
Optimization procedure for wheel cross-section profile



(a) Baseline profile



(b) Optimized profile

図 19 車輪断面の摩耗プロファイル  
Wheel cross-section wear profile

形状は、元形状に比べて摩耗重量が小さいことを確認した。摩耗重量が小さい理由は、先に示した最適化形状の特徴によるもので、スロート部に凸部を設けることで、横荷重をフランジ部とスロート部の2点で受けることになり、荷重が分散されるからである。以上の点から最適化形状車輪は

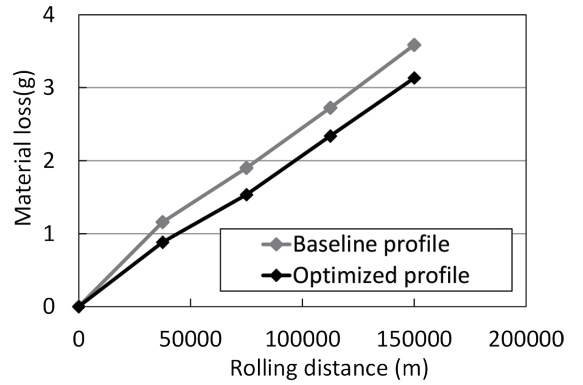


図 20 元形状と最適化形状の車輪摩耗量の比較  
Comparison of material loss between baseline and optimized profile

元形状車輪に比べて耐摩耗性に優れており、最適化技術の妥当性が確認できた。本技術は、長寿命な車輪の開発に適用可能である。

## 6. 結 言

本論文では、実体の 1/10 スケールの輪軸式試験機とマルチボディダイナミクスシミュレーションを併用した車輪摩耗予測技術の開発、および従来の車輪踏面形状を基に耐摩耗性能に優れた車輪の踏面形状を生成する最適化技術の開発について述べた。

車輪の摩耗予測技術では、まず輪軸式試験機を用いた車輪の摩耗特性の導出方法を提案し、AAR 規格車輪を対象に踏面接触とスロート・フランジ接触の摩耗特性が得られた。次に輪軸式摩耗試験を対象に上記で得られた摩耗特性と現車試験の情報から、車輪の摩耗プロファイルを推定する摩耗予測技術を開発した。さらに AAR 規格車輪を装着した車両を北米 TTCI の試験線で走行させた現車試験の車輪摩耗予測を行った。その結果、現車試験と摩耗予測の車輪摩耗プロファイルの対応は良好であることを確認した。

車輪踏面形状の最適化技術では、まず輪軸式摩耗試験を対象に遺伝的アルゴリズムに基づいた車輪踏面形状の最適化技術を開発した。さらに AAR 規格車輪を対象に形状最適化を行い、得られた最適化形状車輪と元形状車輪の摩耗試験を輪軸式試験機で行い、車輪摩耗プロファイルを比較した結果、最適化形状車輪は元形状車輪に比べて耐摩耗性に優れており、最適化技術の妥当性を確認した。

今回開発した鉄道車輪の摩耗予測技術は、現車試験を実施することなく車輪の摩耗評価が可能である。また、車輪踏面形状の最適化技術は、長寿命な車輪の開発に適用可能である。今後はこれらの技術を鉄道車輪の設計・開発に活用していきたい。

## 謝 辞

著者らは、日本製鉄(株)との共同研究で杉山博之教授

(The university of Iowa), 山下拓希研究員(同)に今回の研究開発について長きに渡ってご尽力いただいたことに感謝の意を表します。藤本隆裕氏(日鉄レールウェイテクノス(株)), 近藤修氏(日鉄テクノロジー(株))には今回の研究開発について多数の助言をいただいたことに感謝いたします。

#### 参考文献

- 1) Shi, H., Wang, J., Wu, P., Song, C., Teng, W.: Field measurements of the evolution of wheel and vehicle dynamics for high-speed trains. *Vehicle System Dynamics*. 56 (8), 1187–1206 (2018)
- 2) Pearce, T.G., Sherratt, N.D.: Prediction of Wheel Profile Wear. *Wear*. 144, 343–351 (1991)
- 3) Braghin, F., Lewis, R., Dwyer-Joyce, R., Bruni, S.: A Mathematical Model to Predict Railway Wheel Profile Evolution due to Wear. *Wear*. 261, 1253–1264 (2006)
- 4) Lewis, R., Dwyer-Joyce, R.: Wear mechanisms and transitions in railway wheel steels. *Proc IMechE, PartJ: J Engineering Tribology*. 218, 467–478 (2004)
- 5) Archard, J.F.: Contact and rubbing of flat surfaces. *J Appl Phys*. 24, 981–988 (1953)
- 6) Yamazaki, Y., Kato, T., Fujimoto, T., Kondo, O., Feldmeier, C., Sugiyama, H.: Evaluating of Wheel Wear Property with Scaled Roller Test Rig. *Proceedings of the 11th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, Delft, The Netherlands, 2018*, p. 1156–1161
- 7) 川面恵司, 横山正明, 長谷川浩志: 最適化理論の基礎と応用 –GA および MOD を中心にして–. コロナ社
- 8) Leary, J.: Final report on the development of an alternative AAR interchange wheel profile. Report no.R-706, Association of American Railroads, 1988
- 9) AREMA Manual, Chapter. 4—Rail, 2007 Edition
- 10) Kalker, J.J.: Wheel-rail rolling contact theory. *Wear*. 144, 1991
- 11) Kalker, J.J.: A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact. *Veh Syst Dyn*. 11, 1–13 (1982)
- 12) Li, D.: 25 years of heavy axle load railway subgrade research at the Facility for Accelerated Service (FAST). *Transportation Geotechnics*, 2018, 17, p.51–60
- 13) Jimenez, R., Davis, D., Trevizo, C., Singh, S.: Crosstie and Fastener Tests at FAST: 1988–1999. AAR Reserch Report. R-937, 2000
- 14) Ahmadian, M.: An experimental evaluation of the effect of rail vehicles truck suspensions on wheel-rail forces. *Proceedings of the 1999 ASME/IEEE Joint Railroad Conference, Dallas, TX*, p. 144–150
- 15) Singh, S.P.: Effectiveness of Wayside Detector Technologies on Train Operation Safety. United States, Department of Transportation, Federal Railroad Administration, Office of Railroad Policy and Development, No. DOT/FRA/ORD-22/19. 2022
- 16) Yamazaki, Y., Kato, T., Yamashita, H., Sugiyama, H., Fujimoto, T., Kondo, O.: Evaluating Wheel Wear with Scaled Roller Test Rig Considering On-Track Vehicle Test Scenarios. *Proceedings of the 20th International Wheelset Congress, Chicago, USA, 2023*



山崎陽介 Yosuke YAMAZAKI  
鉄鋼研究所 材料信頼性研究部  
応用力学研究室 研究第二課 主幹研究員  
博士(工学)  
兵庫県尼崎市扶桑町1-8 〒660-0891



加藤孝憲 Takanori KATO  
関西技術研究部 交通産機品研究室長  
博士(工学)