

## 新幹線車両用車軸の疲労特性

## Fatigue Property of Railway Axles for Shinkansen Vehicles

牧野 泰三\*  
Taizo MAKINO酒井 宏樹  
Hiroki SAKAI

## 抄 録

鉄道車両に用いられる車軸は、その折損が直接車両の脱線につながるため、車両部品の中でも最重要保安部品と位置づけられている。しかしながら、車軸には構造上の必要性から、車輪とのはめ合い締結部が設けられており、この締結部にフレットング疲労による損傷が生じる場合がある。このため、新幹線車両用車軸には高いフレットング疲労強度を確保するために高周波焼入れやはめ合い形状の改良がなされてきた。高周波焼入れ小型圧入軸を用いてフレットング疲労強度を破壊力学的に予測する方法を構築し、その妥当性を検証した。そして、実物大高周波焼入れ車軸について、新たに導入した疲労試験機によって設計許容応力の 1.5 倍もの高応力で試験を行い、破断はおろか磁粉きずさえも発生しないことを確認した。

## Abstract

Railway axles are ranked as the most important security parts because their fractures directly cause derailment of vehicles. However, press-fitted seats with wheels are necessary in axles due to the needs for structural function. Damages due to fretting fatigue occasionally occur on the seats in axles. Thus induction hardening and improvement of shape of press-fitted part have been adopted in axles for Shinkansen vehicles. In the present paper, a prediction method for fretting fatigue strength using fracture mechanics approach is constructed and validated. Moreover, full-scale induction hardened axles are fatigue-tested under 1.5 times higher stress than the allowable stress for design. Neither fracture nor magnetic particle flaws are indicated after the test.

## 1. 緒 言

鉄道車両に用いられる車軸は、その折損が直接車両の脱線につながるため、車両を構成する数多くの部品の中でも、最重要保安部品と位置づけられている。車軸の疲労損傷に関する研究は、19 世紀に Wöhler 線図（後の S-N 線図）で知られる A. Wöhler<sup>1)</sup>が試験対象としたように、かなり古くからなされており、その強度の信頼性の確保は今日に至るまで機械技術者の重要な課題である。

車軸には構造上の必要性から、車輪とのはめ合い、圧入による締結部が設けられており、この締結部にフレットング疲労による損傷が生じる場合がある。このため、これまでの車軸の疲労に関する研究は、はめ合い部のフレットングによる疲労現象を対象としたものがほとんどである。

このような観点から、本論文では、鉄道車両用車軸の概要、ならびに車軸に多く見られる現象であるフレットン

グ損傷の特徴を述べた後、車軸の疲労特性、特にフレットング疲労特性に関し、著者の一人が行った破壊力学的評価による疲労強度予測について説明する。そして最近行った実物大車軸の疲労試験結果を紹介する。

## 2. 車軸の概要

新日鐵住金(株)において車軸は、その前身である住友鋳鋼場の操業が開始された 1901 年頃より鋳鋼品として製造され始め、1917 年より鍛鋼品に移行している。この時使用した素材は、同じく前身である官営八幡製鐵所から購入したとの記録がある。その後 1955 年頃より和歌山製鐵所から供給されるようになり現在に至っている。その間、高速精密鍛造機や専用熱処理ラインの設置などにより、生産効率が飛躍的に向上した。そして、新幹線開業前の 1960 年代前半に、より高負荷に耐える車軸として旧国鉄との共同研究によって高周波焼入れ車軸が開発された。同車軸はまず電気機関車に採用され、その後、1964 年に開業した新幹線

\* 鉄鋼研究所 材料信頼性研究部 上席主幹研究員 工学博士 兵庫県尼崎市扶桑町 1-8 〒 660-0891

表1 高速車両用高周波焼入車軸の機械的性質と熱処理<sup>4)</sup>  
 Mechanical properties and heat treatment of induction hardened axles for high speed vehicle

Class	Material	Application	Mechanical properties before induction hardening				Heat treatment
			Yield strength	Ultimate tensile strength	Elongation	Reduction of area	
Induction hardened axle	JIS S38C	Powered and non-powered axles for high speed vehicle	≥ 294 MPa	≥ 539 MPa	≥ 25 %	≥ 45 %	Firstly quenching & tempering, secondly induction hardening and tempering

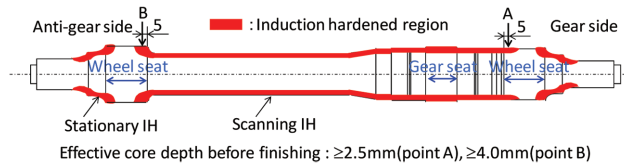


図1 車軸における高周波焼入領域<sup>4)</sup>  
 Induction hardening region in an axle

車両に量産採用された。しかし、開業時点において疲労強度に及ぼすはめ合い形状や高周波焼入条件の影響が完全に明らかになっていた訳ではなく、その後の精力的な研究によって高周波焼入条件やはめ合い形状の改良が継続的にわれ、現在の仕様に至っている。

日本国内で使用される車軸は、JIS E 4502<sup>2,3)</sup> および JRIS J 0401<sup>4)</sup> によって、その種類、材料の化学成分、機械的性質、製造方法、さらには代表的形状などが規定されている。JIS E 4502 については別報<sup>5)</sup> で紹介されているので、本論文では JRIS J 0401 で規定された高速車両用高周波焼入車軸について紹介する。表1に同車軸の機械的性質の規定値と熱処理を示す。このように素材には JIS S38C 鋼が用いられ、焼入焼戻しによる調質後（高周波焼入前）の機械的性質が規定されている。

図1に車軸における高周波焼入領域<sup>4)</sup>を示す。このように車軸の表面は、車輪とのはめ合い部である輪座の中央部を除く全面にて高周波焼入れされている。特に図中のA点とB点ではJRIS J 0401で仕上げ加工前における有効硬化層深さ（HV400超の領域）が、それぞれ2.5mm以上、4.0mm以上と規定されている<sup>4)</sup>。輪座中央に高周波焼入れされていない領域が存在するのは、輪座の軸端側では固定焼き、平行部側では移動焼きと高周波焼入れの方式が異なるためであるが、当部位の発生応力は、車輪が圧入されていることから非常に低いので強度上の問題はない。

図2に、高周波焼入れによって硬化層が生じたはめ合い端部付近のビッカース硬さと軸方向残留応力の分布<sup>6,7)</sup>を示す。図2(a)より、表面硬さはHV500～550であり、有効硬化層深さは4～5mmであることがわかる。硬さ分布の測定位置は図1のB点に対応しており、上記規格値（B点の4.0mm以上）を満足している。また、図2(b)によると、表面の残留応力は-600MPa程度の圧縮であり、残留応力が圧縮から引張に反転する深さは10～20mmである。

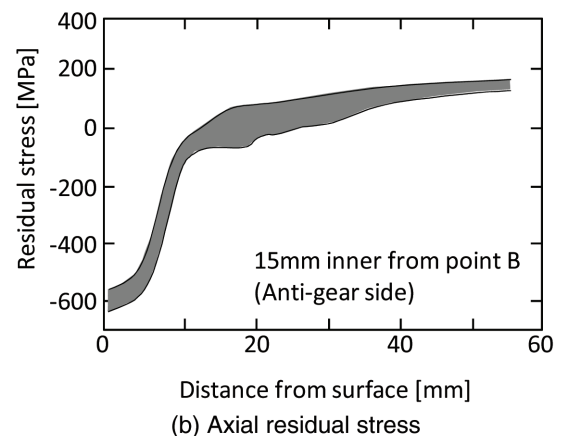
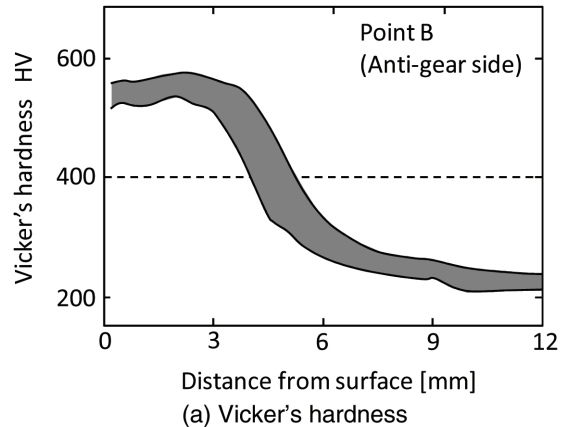


図2 高周波焼入後の輪座におけるビッカース硬さと軸方向残留応力の分布<sup>6,7)</sup>  
 Distributions of Vicker's hardness and axial residual stress at wheel seat after induction hardening

### 3. 車軸はめ合い部に生じるフレットング損傷

#### 3.1 フレットング損傷の特徴

車軸は、図1に示した左右両側に設けた太径部である輪座に2枚の車輪が圧入された状態（この状態を輪軸と呼ぶ）で使用される。車輪の締め代（車軸輪座径と車輪孔径の差）は、発注者の指定がない場合、締め代比（締め代/軸直径の比）が標準1.4/1000、最大1.5/1000となるように管理され<sup>8)</sup>、これにともない車輪との接触面圧は公称50～70MPa程度となっている。

図3に輪軸に作用する外力<sup>9)</sup>を示す。このように輪軸には、車軸両端付近に軸受を介して上下方向の力が作用し、車輪のレールとの接触部にその反力（これも上下方向）が

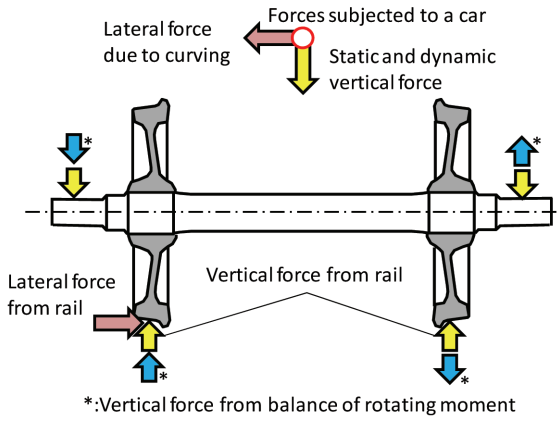


図3 輪軸に作用する外力  
Forces subjected to a wheel-axle assembly

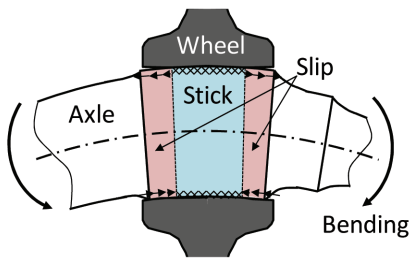


図4 車軸はめ合い部の曲げ変形の模式図  
Schematic illustration of bending deformation at press-fitted part of an axle

作用する。そして曲線通過時に外軌側（曲線の外側）にて車輪とレールとの接触によって水平方向の力が作用する。この時、輪軸は典型的な回転曲げの応力状態となる。

一方、フレットイングとは、接触部において微小なすべりが繰り返し生じる状態を指す。フレットイングが長期間にわたり持続すると、ココアと呼ばれる茶褐色の摩耗粉が接触面に堆積し、一部が接触部から排出される現象が観察される。このような現象をフレットイング・コロージョンと呼び、フレットイングによって摩耗の進行や疲労強度低下が生じることから、これによる損傷をフレットイング損傷と呼ぶ。

車軸のはめ合い部では、無負荷状態では車輪などの被圧入物と完全に一体化されているように見える。しかしながら、図3に示した回転曲げ負荷を受けると、図4に示すように車軸の曲げ変形に対し、車輪の変形が完全には追随せず、はめ合い端部近傍で変形差に起因した微小な相対すべりが生じる。このため、同部近傍はフレットイングが避けられない構造であるといえる。図5に同部に生じたフレットイング・コロージョン発生部の光学顕微鏡写真を示す。これは実物大車軸の疲労試験後にフレットイング・コロージョンをバフ研磨で除去して観察したもので、微小な凹凸、ピット、摩耗粉の堆積、および微細な疲労き裂が認められる。

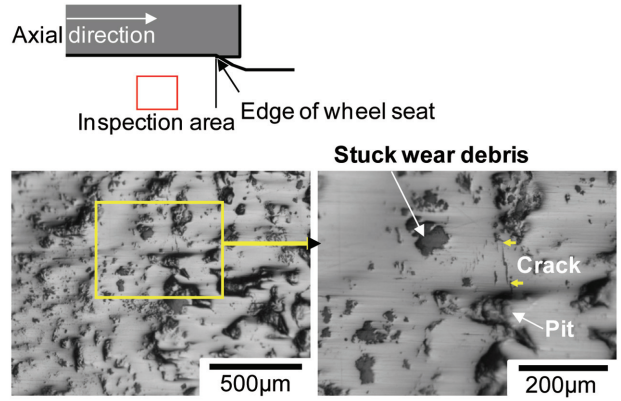


図5 車軸はめ合い部に生じたフレットイング・コロージョン発生部の光学顕微鏡写真  
Photos of optical microscope of fretting corrosion region inspected on press-fitted surface of axle

### 3.2 高周波焼入れの影響

前章で、新幹線車両用車軸には、使用中に大きな負荷を受けるために、フレットイング損傷対策として高周波焼入れが採用されていることを説明した。高周波焼入れされた領域では、硬さの上昇と大きな圧縮残留応力が生じているために、耐フレットイング損傷という意味で極めて良好な特性が得られる。特に、圧縮残留応力は、発生したフレットイング疲労き裂を開口させないため、その進展を抑制する効果が大きいといえる。

図6に表面残留応力とフレットイングによる疲労限度との関係<sup>10)</sup>を示す。本図は種々の直径の小型圧入軸から実物大車軸までを対象に、き裂発生に関する疲労限度  $\sigma_{w1}$  とき裂進展・停留限界、すなわち破断に関する疲労限度  $\sigma_{w2}$  を同じグラフにプロットしている。 $\sigma_{w2}$  については、軸径や

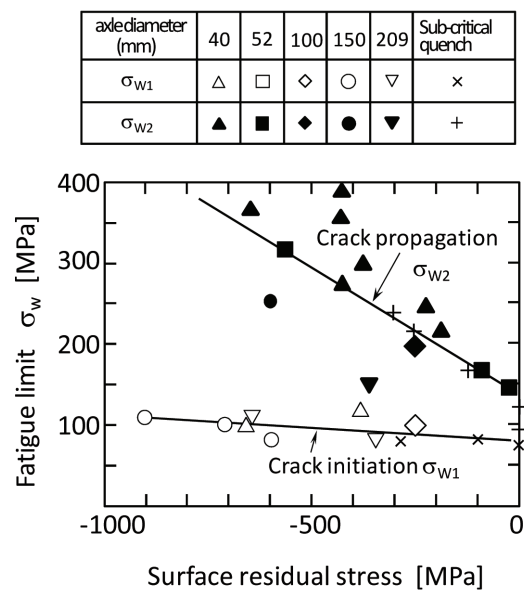


図6 表面残留応力とフレットイング疲労限度との関係<sup>10)</sup>  
Relationship between surface residual stress and fretting fatigue limit

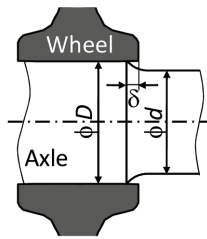


図7 段径比  $D/d$  とオーバーハング量  $\delta$   
Definition of diameter ratio and overhang distance

残留応力分布によるばらつきはあるものの、圧縮残留応力が大きいほど向上することがわかる。一方、 $\sigma_{w1}$  は、 $\sigma_{w2}$  より低く、残留応力の影響をほとんど受けていない。そして、 $\sigma_{w2}$  が  $\sigma_{w1}$  より格段に高いことは、前述の圧縮残留応力によるき裂進展抑止効果を示唆している。

### 3.3 はめ合い形状の影響

フレット疲労にははめ合い端部近傍の形状も大きな影響を与える。同部の形状を表わす主要パラメータとしては、図7に示す段径比  $D/d$  とオーバーハング量  $\delta$  がある。段径比ははめ合い部の直径  $D$  と非はめ合い部の直径  $d$  との比であり、オーバーハングとは、輪座の端部が車輪の端部より内側にシフトした状態を指し、 $\delta$  はそのシフトした長さとして定義される。

図8に、小型圧入軸の疲労強度に及ぼす段径比  $D/d$  とオーバーハング量  $\delta$  の影響<sup>11-13)</sup>を示す。図中では、 $\sigma_{w2}$  に加え、 $\sigma_{w1}$  を磁粉きず発生 ( $\sigma_{w1, mag}$ ) と光学顕微鏡レベルで確認できる微細き裂発生 ( $\sigma_{w1, mic}$ ) に区別して評価しているが、ほぼ同様な傾向を示している。図より  $D/d$  は 1.1 以上、 $\delta$  はプラス側、すなわち、オーバーハング形状にすると高い疲労強度が得られることがわかる。このような形状の影響は、応力集中、接触面圧の分布、および相対すべり量の変化によるものと考えられる。それぞれの影響を完全には分離できていないが、応力集中と相対すべりが低減されたことによる疲労強度向上の効果が得られたものと考えられる。新幹線車両用車軸では、前述の通り高周波焼入れが施されていることから、 $D/d$  を大きくとることが難しいため、オーバーハング形状が採用されている。

## 4. 破壊力学的評価による疲労強度予測<sup>14)</sup>

前章までに述べたように車軸はめ合い部のフレット疲労強度は、発生したフレット疲労き裂が進展するかどうかにか支配されている。疲労き裂の進展限界は破壊力学的手法で予測可能であることから、車軸はめ合い部のフレット疲労強度にも本手法を適用できる可能性がある。このため、本章では、小型圧入軸を対象にフレット疲労き裂の進展性を破壊力学的に評価し、フレット疲労強度予測法を構築した。

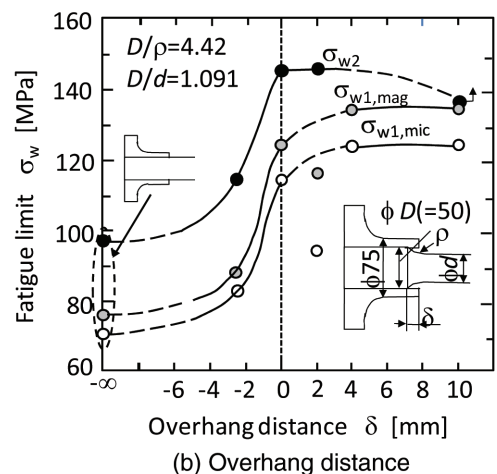
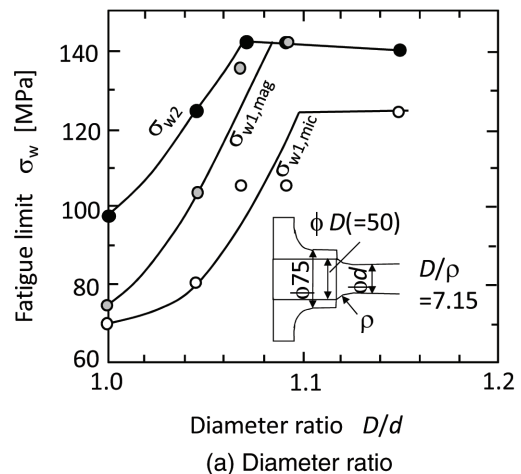


図8 小型圧入軸の疲労限度に及ぼす段径比とオーバーハング量の影響<sup>10-12)</sup>  
Effect of diameter ratio and overhang distance on fatigue limit of small-scale press-fitted axles

### 4.1 小型圧入軸の疲労特性

ここでは、上記予測法構築の基礎データとするために、直径 38 ~ 40mm の小型圧入軸のフレット疲労試験を行った。試験片は軸と円筒状のボスで構成され、実際の車軸とほぼ同面圧となる締め代にて、軸中央部にボスが圧入されている。軸の材料は JIS S38C 鋼、ボスの材料は車輪鋼である。試験片には、表2に明細を示すように焼入れ焼戻した QT 軸、高周波焼入れで硬化層浅めの IH04 軸、硬化層深めの IH20 軸の合計 3 種類がある。

上記3種の試験片を3点曲げ方式の回転曲げ疲労試験に供した。その結果、表2右側に示す破断に関する疲労限度 ( $\sigma_{w2}$ ) が得られ、さらに  $\sigma_{w2}$  以下の応力にて繰返し数  $2 \times 10^7$  回まで耐久した試験片について圧入部表面におけるフレット疲労き裂の発生状況を観察した。図9に確認されたき裂の表面長ささと試験応力との関係をプロット点で示す。これより試験応力の増加とともにき裂が長くなっており、IH04 軸と IH20 軸では、同じ長さのき裂に進展するための応力が QT 軸より高く、高周波焼入れによって微小

表2 供試圧入軸の明細と疲労限度  
Classification of tested press-fitted axle and fatigue limit

Class.	Axle diameter (mm)	Case depth (mm)	Surface hardness HV	Peak of compressive residual stress	Faigue limit $\sigma_{w2}$
QT	40	-	200	-	110MPa
IH04	38	0.4	520	- 600MPa	270MPa
IH20	40	2.0	600	- 820MPa	>320MPa

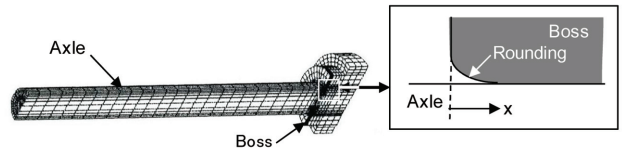


図10 圧入軸のFEM解析モデル<sup>14)</sup>  
FE analysis model for press-fitted axle

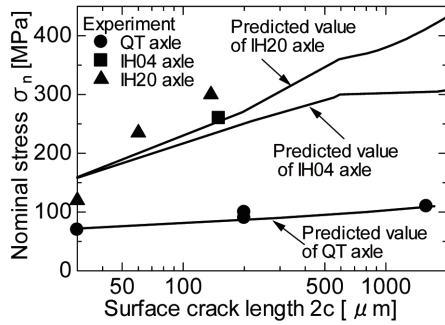


図9 疲労試験未破断軸に確認されたき裂の表面長さとし試験応力との関係およびその予測値との比較<sup>14)</sup>  
Relationships between surface crack length inspected on run-out axle and test stress amplitude and their comparison with predicted values

き裂の進展抵抗が増大していることがわかる。

#### 4.2 圧入軸の応力状態と破壊力学的評価

ここでは、圧入軸の応力状態を有限要素法 (FEM) によって解析的に評価した。図10にFEM解析に用いた有限要素分割を示す。図中に模式的に示すようにボスのモデルの一部には、その圧入端部にラウンディングという形状を設けている。これは、著者の一人が別途行った検討<sup>15)</sup>で、圧入端部付近の表面プロファイルを忠実に再現したモデルで解析することによって、応力集中部とき裂発生部が対応することを見出したことによる。図11に、FEM解析による軸方向応力分布とき裂発生位置とを比較して示す。これより、ラウンディングの影響により最大応力発生位置が圧入端より内側に移動するとともに、最大応力も大きくなること、その最大応力位置は疲労試験によるき裂発生位置と対応することがわかる。

本研究で用いた破壊力学的評価の基本的考え方は、評価部位においてき裂の存在を仮定し、そのき裂の進展可能性を、破壊力学パラメータの一つである応力拡大係数を指標として判断することである。まず、圧入部に種々の深さのき裂があるとして、その応力拡大係数を、前節で行ったラウンディングを考慮したFEM解析結果と既存の算出式<sup>16)</sup>に基づいて求め、その疲労試験中における変動範囲を $\Delta K$ とした。また、き裂の停留限界を表す応力拡大係数の範囲を下限界応力拡大係数範囲 $\Delta K_{th}$ と呼ぶ。 $\Delta K_{th}$ は、図9中に

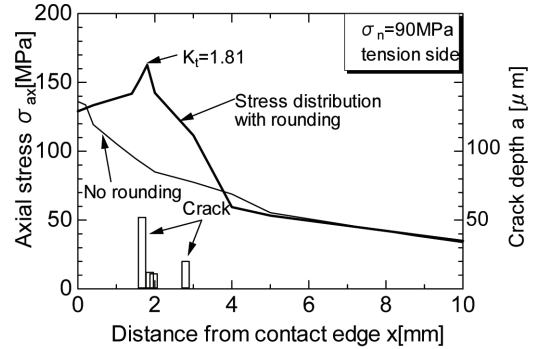


図11 FEM解析による軸方向応力分布とき裂発生位置との比較<sup>15)</sup>  
Comparison between axial stress distribution obtained from FE analysis and crack initiation points inspected after fatigue test

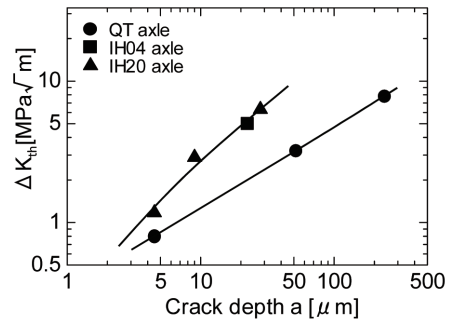


図12  $\Delta K_{th}$ とき裂深さとの関係<sup>14)</sup>  
Relationship between  $\Delta K_{th}$  and crack depth

プロット点で示した寸法のき裂が停留しているとの前提で、その応力拡大係数範囲としており、これより図12を得た。なお、図9のき裂の表面長さから深さ $a$ への換算は、実験的に確認されたき裂のアスペクト比に基づいて行っている。図12より、従来から知られている通り、微小き裂の $\Delta K_{th}$ がき裂寸法と残留応力に依存することがわかる。このような特性を考慮して図12の $\Delta K_{th}$ のプロット点を次式で近似した。

$a < a_{cr}$  の時、

$$\Delta K_{th} = \Delta K_{th\infty} (a/a_{cr})^\alpha \quad (1)$$

ここで、 $\Delta K_{th\infty}$ ：長いき裂の下限界応力拡大係数範囲（別途行ったき裂進展試験より求めた値で、応力比0でQT軸は $5 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ 、IH04/20軸は $3 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ ）、 $a_{cr}$ ：限界き裂長さ（QT軸で0.26mm、IH04/20軸で0.09mm）、 $\alpha$ ：定数 (=0.55、

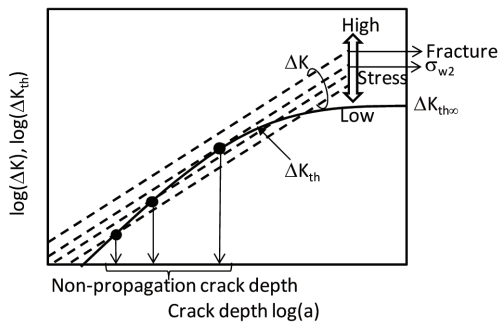


図 13 停留き裂寸法と疲労限度の導出方法を示す模式図  
Schematic illustration indicating how to predict non-propagation crack size and fatigue limit

表 3  $\sigma_{w2}$  の実験値と予測値<sup>14)</sup>  
Comparison between experimental and predicted  $\sigma_{w2}$

Class.	Experimental $\sigma_{w2}$ (MPa)	Predicted $\sigma_{w2}$ (MPa)
QT	110	110
IH04	270	310
IH20	>320	540

$\Delta K_{th}$  の  $a$  に対する傾き、QT 軸のデータを最小二乗近似)と定義される。 $\Delta K_{th\infty}$  の残留応力依存性についても、圧縮残留応力の増大によって  $\Delta K_{th\infty}$  が大きくなる傾向を表す近似式を導出しているが、ここでは紙面の都合により省略する。

こうして得られた  $\Delta K$  と  $\Delta K_{th}$  を、図 13 に模式的に示すように比較して、き裂の進展/停留挙動を予測した。すなわち、 $\Delta K$  が  $\Delta K_{th}$  より大きい場合にはき裂が進展し、両者が等しくなった場合、すなわち図 13 中の交点ではき裂が停留すると予測される。図 9 中には停留き裂寸法の予測値を実線で表しており、これとそれぞれに対応したプロット点の実験値が対応していることがわかる。さらに図 13 中で応力が高くなると  $\Delta K$  と  $\Delta K_{th}$  が交わらなくなる。この限界の応力が、破断に関する疲労限度  $\sigma_{w2}$  と予測される。表 3 に 3 種類の試験片の  $\sigma_{w2}$  について実験値と予測値を比較して示す。これより、両者が良く対応しており、本研究で構築した疲労強度予測手法の妥当性が示唆される。

### 5. 実物大車軸の疲労特性

現行仕様の実物大高周波焼入車軸の疲労特性は、過去に本松ら<sup>17)</sup>、石塚ら<sup>18)</sup>、磯村<sup>19)</sup>によって評価されたことがある。その結果、同車軸の疲労限度として  $\sigma_{w1, mic}$  は 70MPa であることが判明しているが、 $\sigma_{w1, mag}$  および  $\sigma_{w2}$  については 177MPa にて  $2 \times 10^7$  回まで試験し、破断はおろか、磁粉きずさえも発生しなかったという結果が得られていた。高周波焼入車軸の設計許容応力は車軸の強度設計法の規格である JIS E 4501<sup>9)</sup> で 147MPa と規定されていることから、同車軸の  $\sigma_{w1, mag}$  および  $\sigma_{w2}$  は許容応力の 1.2 倍以上であるといえる。しかしながら、疲労試験機の荷重容量の制約の

ため、疲労破壊に対する真の余裕度は明らかにされていない。

このため、近年、新たに導入した実物大車輪・車軸専用の疲労試験機<sup>20)</sup>を用いて、同試験機による実物大高周波焼入車軸の疲労試験を行った。

#### 5.1 供試車軸および疲労試験方法

供試車軸は、新幹線 T 車用車軸を模擬した高周波焼入車軸であり、その形状を図 14 に示す。輪座径は 166mm、 $D/d$  は 1.038 であり、輪座から中央平行部にかけて実際の車軸を忠実に模擬した形状となっている。そして片側の輪座に、車輪に相当する部材が、実際の車軸と同じ寸法のオーバーハング形状となるように圧入されている。

図 15 に使用した疲労試験機の構造の模式図<sup>20)</sup>を示す。本試験機において供試車軸は、車輪部材を下にして上下方向に立てて取り付けられている。そして車輪部材と反対側の端部にて偏心マスを回転させて共振現象を発生させ、車軸に繰返しの曲げを負荷する機構となっている。

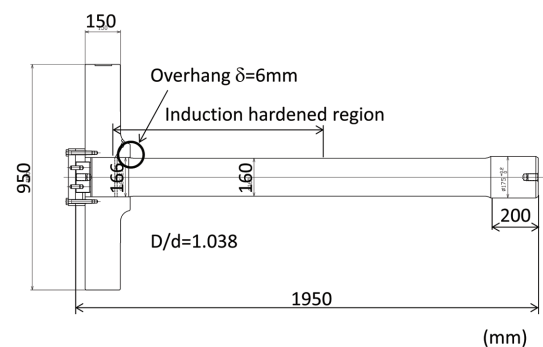


図 14 供試車軸の形状  
Configuration of a tested full-scale axle assembly

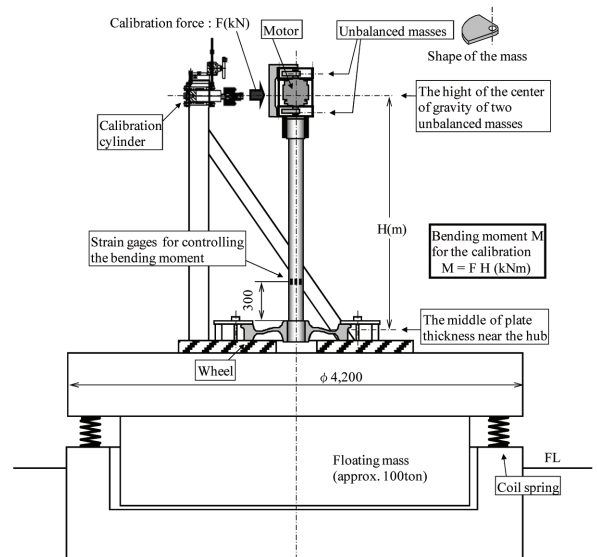


図 15 実物大車輪・車軸疲労試験機の構造<sup>20)</sup>  
Structure of fatigue testing machine for full-scale wheel and axle assembly

5.2 疲労試験結果

疲労試験の条件は、輪座の公称応力が 150MPa と、試験機の最大容量である 220MPa となる 2 条件としたが、いずれも破断せずに繰返し数で  $2 \times 10^7$  回まで到達して終了した。図 16 に、この結果を S-N 線図上にプロットして過去の結果<sup>17,19)</sup>と比較して示す。図より、本試験の試験応力 2 段階の内、高い側の応力は、これまでに試験された最大応力よりもさらに高いレベルであることがわかる。疲労試験終了後、車輪部材を車軸から拔出し、輪座表面について磁粉探傷を行ったが、いずれの車軸においても磁粉きずは検出されなかった。よって、高周波焼入車軸の  $\sigma_{w1, mag}$  および  $\sigma_{w2}$  は 220MPa 以上、すなわち設計許容応力の 1.5 倍以上であるといえる。

欧州では高速車両として欧州規格 EN13261<sup>21)</sup> で規定された EA4T と呼ばれる低合金鋼製の車軸が使用されることが多い。EA4T のはめ合い部の疲労強度は、Murawa によって評価されたデータが公表されており、 $\sigma_{w2}$  は  $D/d = 1.03$  で 110MPa、 $D/d = 1.08$  で 145MPa 以上である<sup>22)</sup>。したがって、同じ  $D/d$  で比較すると、高周波焼入車軸は EA4T 車軸の 2 倍以上の疲労強度を有しているといえる。

図 17 に、220MPa で疲労試験した車軸輪座表面におけ

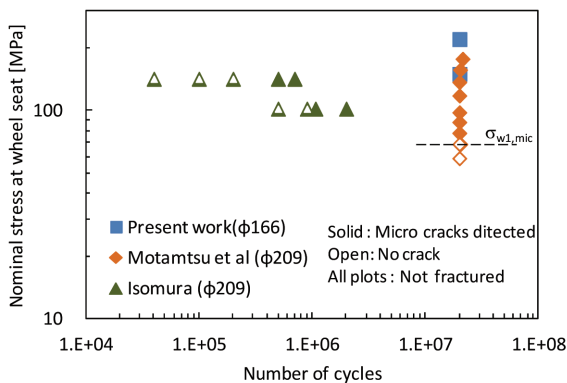


図 16 実物大車軸の S-N 線図  
S-N diagram for full-scale axles

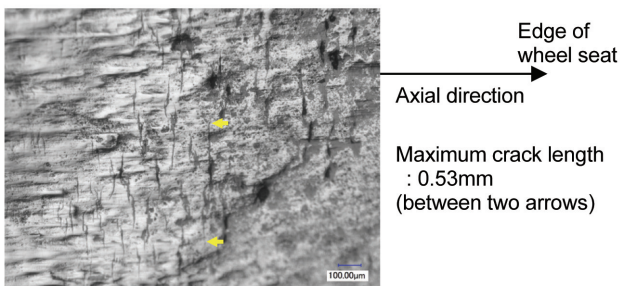


図 17 疲労試験後の輪座表面におけるフレットング・コロージョン発生部の光学顕微鏡写真 ( $\sigma = 220\text{MPa}$ ,  $N = 2 \times 10^7$ )

Photos of optical microscope of fretting corrosion region inspected on wheel seat of axle after fatigue test ( $\sigma = 220\text{MPa}$ ,  $N = 2 \times 10^7$ )

るフレットング・コロージョン発生部の光学顕微鏡写真を示す。これより、最大で 0.53mm の長さのき裂が観察された。これは、発生したき裂が上記長さまで進展した段階で、疲労試験が終了したと解釈され、繰返し数が  $2 \times 10^7$  回まで達していたことを考慮すると停留していたものと推定される。このため、実物大高周波焼入車軸についても前章で検討した破壊力学的評価に基づく疲労強度予測が適用可能であり、今後検討していく予定である。

6. 結 言

本論文では、鉄道車両用車軸の概要、ならびに車軸特有の現象であるフレットング損傷の特徴を述べた。フレットング疲労強度を確保するためには、高周波焼入れによる圧縮残留応力やはめ合い形状としてオーバークラック形状が有効であり、過去の継続的な研究の成果として新幹線車両にも採用されている。このような車軸のフレットング疲労強度は、発生した疲労き裂の進展挙動に支配されるため、破壊力学的評価による疲労強度予測が可能であり、高周波焼入小型圧入軸について手法を構築し、その妥当性の検証を行った。

実物大高周波焼入車軸については、新たに導入した疲労試験機によって過去に試験された条件よりも高応力で試験を行った。その結果、磁粉きずおよび破断を生じさせることはできなかったが、これらの損傷に対する疲労限度は 220MPa 以上、すなわち設計許容応力の 1.5 倍以上であることを明らかにできた。これは欧州で実績のある EA4T 車軸に対して大幅に高い疲労強度を有していることを意味する。

今後の車軸の方向性としては、高周波焼入れで輪座と中央平行部間に段差を大きくとった車軸の開発が挙げられる。これが実現すれば、これまで高周波焼入れの施工上の制約によって太くせざるを得なかった中央平行部をより細径化することができ、さらなる軽量化が期待される。また本文中にも示した通り、段差が大きくなれば、はめ合い部の疲労強度はさらに向上するはずである。現状では、上記した高周波焼入れの施工上の問題に加え、疲労試験機の容量の制約によって直接検証できないこと、段差形状毎の設計許容応力が決められていないことなど、今後解決すべき課題があるが、真摯に取り組んでいくべきと考える。

また、もう一つの方向性として、別報<sup>5)</sup>や平川<sup>23)</sup>によって指摘されているように、鉄道事業者における車軸の使い方や保守検査のされ方をより詳細に考慮して、合理的な設計手法や検査方法・周期を目指すことが挙げられる。そのためには、営業走行中に車軸に発生する応力の測定<sup>24)</sup>や走行シミュレーション<sup>25)</sup>を通してデータを蓄積し、実働応力の頻度分布を推定する技術やそれを基に寿命予測や疲労安全性を判断する技術が必要となる。

いずれの方向性においても、新日鐵住金(株)における設

計, 製造, 研究開発部門はもとより, 鉄道事業者, 大学, 公的研究機関も交えた長期的視点に立った継続的取り組みが必要であり, 主体的に推進していきたい。

### 参考文献

- 1) 日本材料学会疲労部門委員会編：金属疲労研究の歴史。1988, p. 31
- 2) 日本工業規格 JIS E 4502-1-2001 鉄道車両用車軸－品質要求
- 3) 日本工業規格 JIS E 4502-2 -2001 鉄道車両用車軸－寸法要求
- 4) 日本鉄道車輛工業会規格 JRIS J 0401-2007 鉄道車両－高速車両用高周波焼入車軸
- 5) 山本三幸：新日鉄住金技報. (395), 34 (2013)
- 6) Makino, T., Kato, T., Hirakawa, K.: Engineering Fracture Mechanics. 78 (5), 810 (2011)
- 7) 高速車両用輪軸研究委員会編：鉄道輪軸. 初版. 東京, 丸善プラネット, 2010, p. 110
- 8) 日本工業規格 JIS E 4504-1-2000 鉄道車両用輪軸－品質要求
- 9) 日本工業規格 JIS E 4501-1995 鉄道車両－車軸強度設計法
- 10) Hirakawa, K., Toyama, K.: Fretting Fatigue ESIS18. Mechanical Engineering Publications. Waterhouse, R.B., Lindley, T.C. Eds., London, John Wiley & Sons, 1994, p. 461
- 11) 外山和男, 井上純：住友金属. 48 (2), 13 (1996)
- 12) 西岡 邦夫, 小松英雄：機論. 38 (305), 27 (1972)
- 13) 西岡邦夫, 小松英雄：機論. 33 (248), 503 (1967)
- 14) Makino, T., Yamamoto, M., Hirakawa, K.: ASTM STP 1367 Fretting Fatigue: Current Technology and Practices. Hoepner, D.W., Chandrasekaran, V., Elliot, C.B. Eds., Baltimore MD, ASTM, 2000, p. 509
- 15) 牧野泰三, 山本三幸, 平川賢爾：機論 A 編. 63 (615), 2312 (1997)
- 16) Kopsov, I. E.: Int. J. Fatigue. 14 (6), 399 (1992)
- 17) 本松啓美, 手塚和彦, 前橋栄一：鉄道総研報告. 6 (3), 29 (1992)
- 18) 石塚弘道, 赤間誠, 花岡立定, 佐藤康夫, 本松啓美, 手塚和彦：機論 A 編. 60 (578), 2200 (1994)
- 19) Isomura, S., Yomoda, K.: 11th International Wheelset Congress, Paris, 1995, Vol. 2, p. 51
- 20) Okagata, Y., Kiriya, K., Kato, T.: Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct. 30, 356 (2007)
- 21) BSEN13261-2009, "Railway applications - Wheelsets and bogies - Axles Product requirements"
- 22) Murawa, F.: 15th International Wheelset Congress, Prague, 2007
- 23) 平川賢爾：ドイツ高速鉄道 ICE-3 ケルン脱線事故－鉄道用車軸の金属疲労はなぜ起こったか－. 初版. 東京, 慧文社, 2009, p. 122
- 24) 酒井宏樹, 山村佳成, 荻野智久, 岩本厚, 砥上靖弘, 橋本通孝：第 18 回鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL) 講演論文集. 2011, J16426
- 25) 山崎陽介, 山本三幸, 近藤修, 山村佳成, 酒井宏樹, 田邊尚紀, 橋本一郎：第 19 回鉄道技術連合シンポジウム (J-RAIL) 講演論文集. 2012, p. 3211



牧野泰三 Taizo MAKINO  
鉄鋼研究所 材料信頼性研究部  
上席主幹研究員 工学博士  
兵庫県尼崎市扶桑町1-8 〒660-0891



酒井宏樹 Hiroki SAKAI  
交通産機品事業部 製鋼所 輪軸製造部  
輪軸技術室