

## 車輪はめ合い部の形状変更による車軸の疲労強度向上

車両構造技術研究部 車両強度研究室

副主任研究員 山本 勝太

### 1. はじめに

はめ合い部のフレット疲労強度は、はめ合い部近傍の形状に依存することが知られている。一方で、鉄道車軸の設計に関する国内規格<sup>1)</sup>では、在来線車軸の許容応力は、車軸はめ合い部の形状に依らない一定値として規定されている。そのため、試験軸形状によっては許容応力以下であってもフレットによって車輪とのはめ合い座(以下、車輪座)で疲労破壊することをこれまで報告している<sup>2)</sup>。ここでは、鉄道車軸の車輪座形状と疲労強度の関係を評価し、形状変更による強度向上効果を確認したので報告する。

### 2. 1/3 スケールのはめ合い軸を用いた疲労試験および FEM 解析

はめ合い部形状と疲労強度の関係を系統的に評価するために、1/3 スケールのはめ合い軸を用いた疲労試験を実施した。はめ合い軸の形状を図 1 に示す。以下では、平行部直径  $d$  に対するはめ合い部直径  $D$  の比を直径比  $D/d$ 、はめ合い部と平行部をつなぐフィレットとはめ合い部のなす角を接線角度  $\theta$  と定義する。試験には、図 2 に示す回転軸疲労試験装置を用いた。

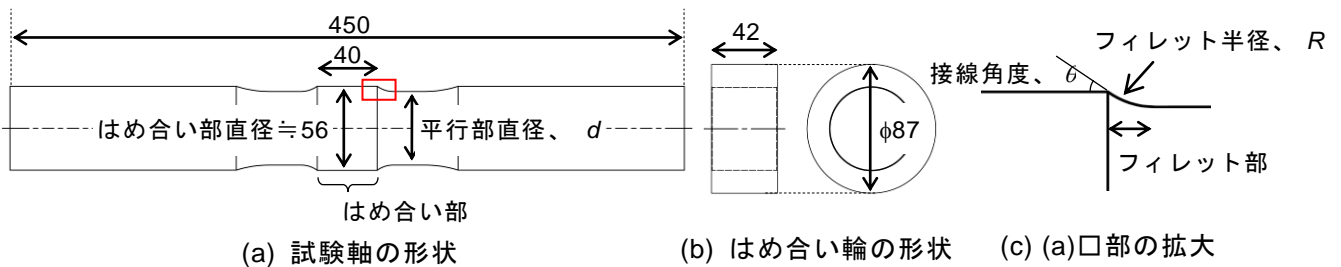


図 1 はめ合い軸の形状

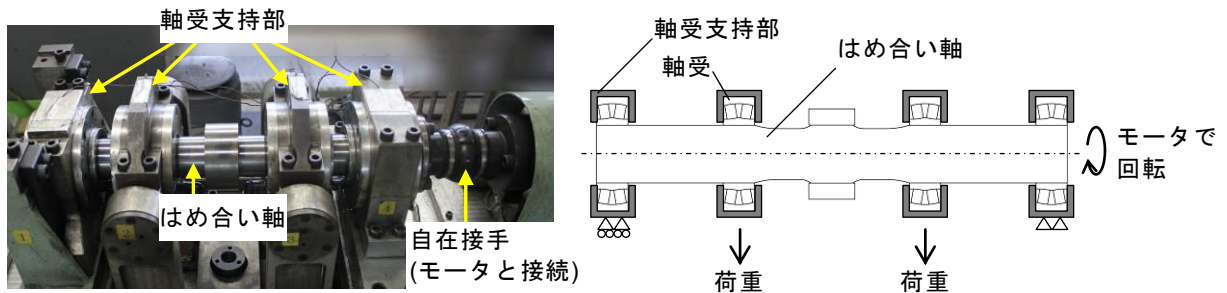


図 2 試験装置の外観とはめ合い軸の組立て状態

はめ合い部と平行部をつなぐフィレット半径  $R$  を一定とした際の接線角度  $\theta$  と疲労限度の関係を図 3(a)に、接線角度  $\theta$  を一定とした際の直径比と疲労限度の関係を図 3(b)に示す。図 3 では、はめ合い部の公称応力でまとめた疲労試験結果を示している。破断したはめ合い軸は、いずれの場合も、はめ合い輪とのはめ合い端近傍を起点として破断に至った。図 3 から、フィレット半径  $R$  が一定の場合、接線角度  $\theta$  が 30deg 以下の範囲では、接線角度の増加に伴い、はめ合い軸の疲労限度が高くなる傾向が認められた。また、接線角度  $\theta$  が一定の場合、直径比  $D/d$  が 1.17 以下の範囲では、直径比の増加に伴い、はめ合い軸の疲労限度が高くなる傾向が認められた。

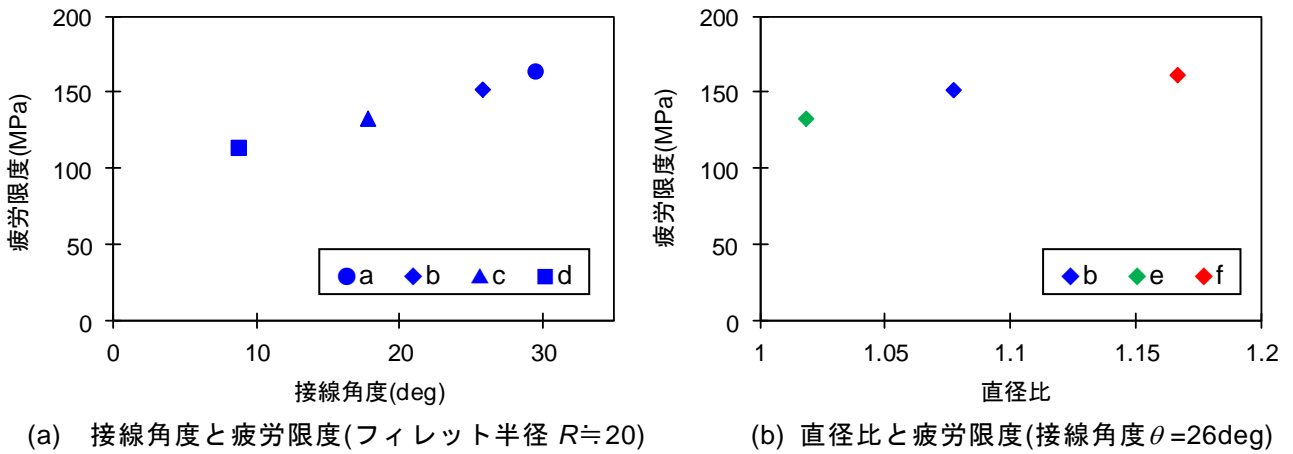


図3 はめ合い軸形状と疲労限度

1/3 スケールはめ合い軸の疲労試験結果を評価するために、図4に示す解析モデルを用いて、試験軸とはめ合い輪の接触を考慮した弾塑性有限要素解析を実施した。フィレット半径  $R$  を20mmとし、所定の曲げモーメントを負荷した際の、はめ合い端部および  $R$  部の軸方向応力振幅と接線角度の関係を図5に示す。図5では、解析結果をはめ合い部の公称曲げ応力で規格化した「公称応力比」で整理している。曲げモーメント一定の条件下では、接線角度  $\theta$  が30deg以下の範囲では、接線角度の増加に伴い、はめ合い端部の発生応力は低下する。つまり、接線角度が大きい場合に、はめ合い端部の発生応力を大きくするには、より大きな曲げモーメントが必要となることを示す。この傾向はフィレット半径一定の条件で実施した疲労試験結果(図3(a))と一致する。接線角度  $\theta=26\text{deg}$  とし、所定の曲げモーメントを負荷した際の、

はめ合い端部の軸方向応力振幅と直径比の関係を図6に示す。接線角度一定の条件下で実施した疲労試験結果(図3(b))と同様に、直径比  $D/d$  が1.17以下の範囲では、直径比を大きくすると、発生応力が低下、つまり疲労限度が高くなる傾向が認められた。

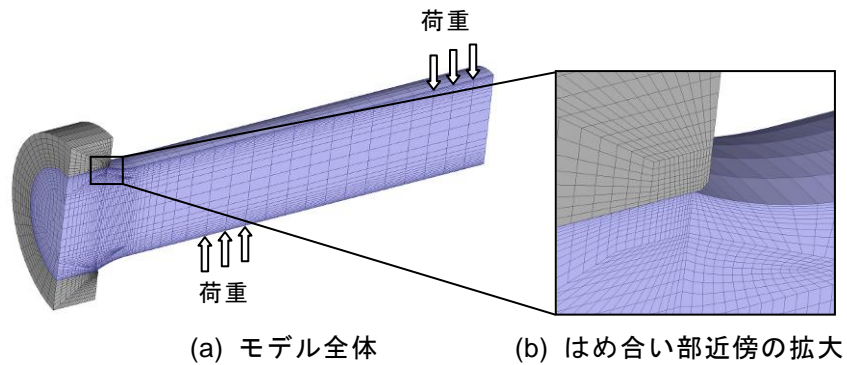


図4 1/3スケールのはめ合い軸のFEM解析モデル

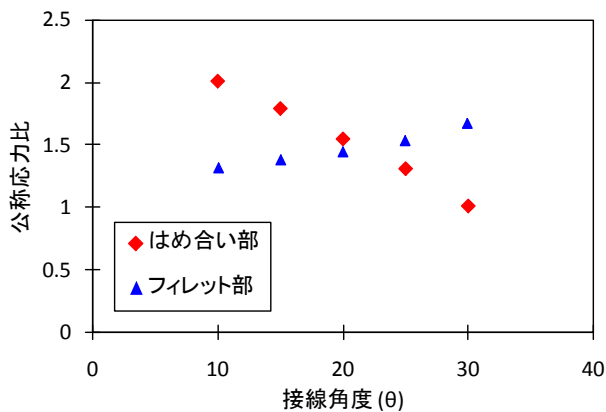


図5 フィレット半径一定の場合のFEM解析結果 ( $R=20$ 、一定の曲げモーメントを負荷)

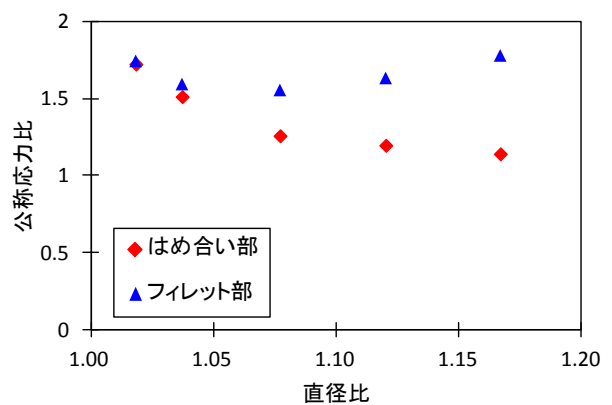


図6 接線角度一定の場合のFEM解析結果 ( $\theta=26\text{deg}$ 、一定の曲げモーメントを負荷)

### 3. 実物大車軸疲労試験

1/3 スケールのはめ合い軸疲労試験から、車輪座とフィレット部の接線角度および直径比を大きくとることで、その疲労強度は高くなることが確認された。一方で、実際の車軸では、特に歯車側車輪座において、車輪座とフィレット部の接線角度および直径比とも小さく、同部が危険断面となる。そこで、車輪座形状の異なる2種類の実物大車軸を製作し、疲労試験を実施した。一方は、通勤車等で使用される実車軸の車輪座~歯車座付近を模擬した車軸(以下、従来軸)とした。もう一方は従来軸と同等の車輪座および歯車座直径を有し、車輪座~歯車座間のフィレット部の形状を修正した形状(以下、改良軸)とした。改良軸の形状は、(1)歯車装置部品やその機能に影響を与えないこと、(2)現状の車軸設計法を満足することを考慮し、決定した。実物大車軸はSFA65製とし、SSW-R製車輪をオーバーハング5mmとなるように圧入した。疲労試験は後述する共振型輪軸疲労試験装置で実施するため、車輪座~歯車座付近のみを模擬した形状とした。

疲労試験は図7に示す共振型輪軸疲労試験装置を用いた。本装置は、車輪が嵌合されていない側の車軸端に設置したアンバランスマスを、車軸の共振周波数付近で回転させることで、車軸に回転曲げ応力を負荷することができる。試験応力および繰返し数は、各輪軸とも、はめ合い端部の公称曲げ応力(以下、公称応力)100MPaで1千万回、公称応力130MPaで1千万回とした。

従来軸および改良軸の磁粉探傷結果を図8に示す。従来軸では車輪座のほぼ全周から、改良軸では約3/4周からフレット疲労き裂に起因した磁粉模様を確認された。また、従来軸では、表面長さが長く、連続した、明瞭な磁粉模様が観察されたのに対し、改良軸では大部分は、長さ数mm程度の微細なき裂であり、最大でも長さ20mm以下であった。表面長さが比較的長

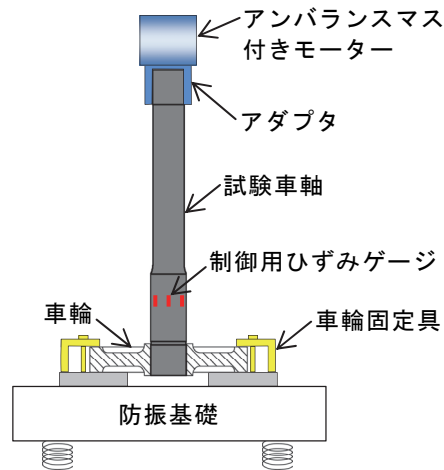
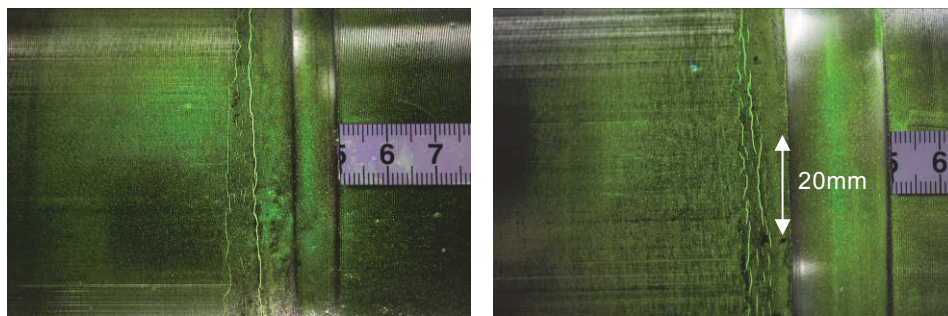


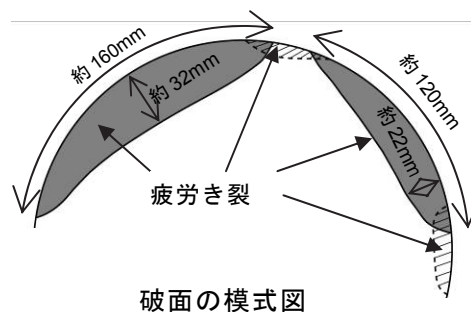
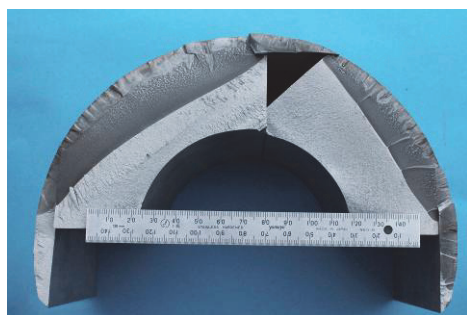
図7 共振型輪軸疲労試験装置の模式図



(a) 従来軸

(b) 改良軸

図8 磁粉探傷結果



破面の模式図

図9 従来軸の強制開口後の破面

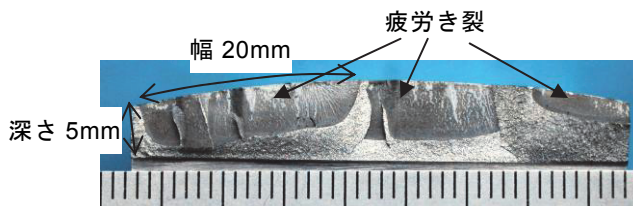


図10 改良軸の破面観察結果

いフレット疲労き裂の発生位置は、従来軸でははめ合い端より 6~11mm, 改良軸では 6~9mm であった。磁粉探傷によって確認されたき裂発生部を強制開口し、破面観察を実施した。従来軸の破面を図 9 に、改良軸の破面を図 10 に示す。公称応力 100MPa で 1 千万回, 同 130MPa で 1 千万回の繰返し曲げ応力を負荷した結果, 従来軸には最大深さ 32mm×長さ 160mm, 最大深さ 22mm×長さ 120mm の 2 つの著大なき裂が発生した。一方で, 同様の条件で疲労試験を実施した改良軸では, 確認されたき裂の最大深さは 5mm, その長さは 20mm だった。

実物大輪軸疲労試験を実施した結果, 車輪座形状を変更することで, 現状と比較して, フレット疲労き裂の発生や進展の抑制に有効であることが示された。そこで, 実物大車軸疲労試験を模擬した FEM 解析と破壊力学によるき裂進展性の評価を行い, 車輪座形状変更効果を検討した。FEM 解析は汎用コード ADINA を用いた。従来軸, 改良軸とも, 深さ 3mm, アスペクト比 0.25 のき裂を有するモデルを作成した。き裂位置は, 疲労試験で確認された最大き裂の発生位置を基に, はめ合い端より 6mm とした。解析では, 車輪と車軸のはめ合いに関する接触解析を実施し, 続いて曲げ負荷の応力解析を実施した。接触解析では, 車軸端面および車輪ボス部を拘束した状態で解析を行った。曲げ負荷では, 車軸端面および車輪ボス部の拘束を解除し, 実物大車軸疲労試験と同様に車輪のリム部を拘束した状態で, き裂開口側, 閉口側に曲げモーメントを複数回負荷した。FEM 解析によって, き裂先端部のモード I 応力拡大係数範囲( $\Delta K_I$ )を算出した結果を図 11 に示す。図中の点線は, 応力比 0.1, CT 試験片で測定した SFA65 の下限界応力拡大係数範囲を示し,  $\Delta K_I$  が  $\Delta K_{th}$  を下回れば, 深さ 3mm のき裂は進展しないと考えられる。また, 右軸は  $\Delta K_I$  に対応する SFA65 のき裂進展速度を示す。改良軸の  $\Delta K_I$  は従来軸の 80%程度であり, 改良軸に発生する深さ 3mm のき裂が進展する( $\Delta K_{th}$  を超える)公称応力は 125MPa 程度と考えられるのに対し, 従来軸では在来線車軸の許容応力 108MPa 程度で進展すると考えられる。

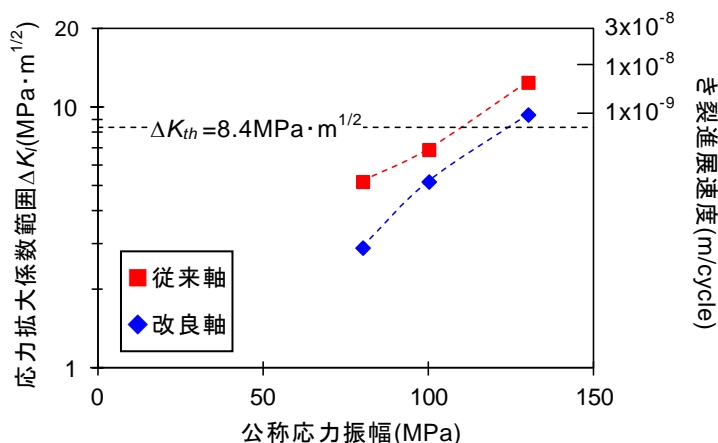


図 11 深さ 3mm のき裂の応力拡大係数範囲の比較

#### 4. まとめ

1/3 スケールのはめ合い軸を用いた疲労試験および FEM 解析を実施し, はめ合い部形状とフレット疲労強度の関係を系統的に評価した。この結果を踏まえ, 現状の設計基準や他部品への影響を制約条件として, はめ合い部形状を改良した実物大輪軸を製作し, 疲労試験を実施した。その結果, 公称曲げ応力 130MPa において, 従来形状では破断に相当する著大なき裂が発生したのに対し, 改良形状ではき裂進展が抑制されたことが確認された。また, 実物大車軸疲労試験を模擬した FEM 解析を実施し, 形状変更の効果を確認した。

#### 【参考文献】

- (1) JIS E 4502-1:2011, "鉄道車両—車軸強度設計方法"
- (2) 石塚, 久保田, 他, "在来線車両用焼きならし車軸の車輪座における疲労き裂進展性評価", 材料, Vol. 55, No. 6 (2006), pp.550-557.