

車輪座はめ合い端部形状変更による 車軸の疲労強度向上

佐藤 康夫* 山本 勝太* 高垣 昌和**
牧野 一成* 坂本 博* 石塚 弘道***

Improvement of Fatigue Strength of Axle by Changing Shape of Fillet Part between Wheelsseat and Axle Body

Yasuo SATO Masataka YAMAMOTO Masakazu TAKAGAKI
Kazunari MAKINO Hiroshi SAKAMOTO Hiromichi ISHIDUKA

This research was carried out to propose the suitable shape of the fillet part between the wheelsseat and the axle body aiming at improvement of the fatigue strength of the axle by evaluating quantitatively the relation between the shape of the fillet part and fatigue strength of the axle. The diameter ratio between the wheelsseat and the axle body and the radius of the fillet part were chosen as the parameters, then fatigue tests using sub-scale axles and FEM analysis were performed. After proposal of the suitable shape of the fillet part, fatigue tests using full-scale axles were carried out to verify appropriateness of the proposal.

キーワード：車軸，フレットング，疲労強度，有限要素法，き裂進展，はめ合い端部形状

1. はじめに

車軸の車輪座などのはめ合い部における疲労強度は、フレットングの影響を受けるため、はめ合い端部近傍の形状に依存することが知られている^{1) 2)}。フレットングによる損傷を低減するために、はめ合い部と平行部あるいは応力逃がし溝とを繋ぐフィレット部との直径比を大きくすることにより、はめ合い部の応力は低下するが、フィレット R 部あるいは応力逃がし溝底の応力が高くなるため、はめ合い部およびその近傍の形状が重要となってくる。

そこで、はめ合い部と平行部との直径および曲率半径をパラメータとして模擬輪軸による疲労試験および FEM 解析を実施し、車輪座の疲労強度が最も向上する形状を求めた後、実物大疲労試験により検証した。

験および FEM 解析を実施し、はめ合い部形状と疲労強度の関係を定量的に評価した。

2.1 試験方法

模擬輪軸疲労試験片の形状を図 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、フィレット部とはめ合い部のなす角を接線角度 θ (図 1 (c) 参照) と定義する。試験軸は車軸材の化学成分とほぼ等しく、機械的性質も同等に調整した機械構造用炭素鋼鋼材 S45C 調質材 (炭素量: 0.45%, 降伏点: 460MPa, 引張り強さ: 700MPa) より、また、模擬車輪は車輪鋼の硬さとほぼ等しく調整した炭素工具鋼鋼材 SK85 より製作した。試験軸と模擬車輪の締め代は、はめ合い面圧が 70MPa となるよう Lamé の式により求めた。この面圧は実体輪軸の標準的なはめ合い面圧に相当

2. 模擬輪軸疲労試験

過去の研究では、はめ合い部の形状によって試験軸の破断位置が変化することが確認され、疲労強度も変化することが予想された。そこで、模擬輪軸を用いた疲労試

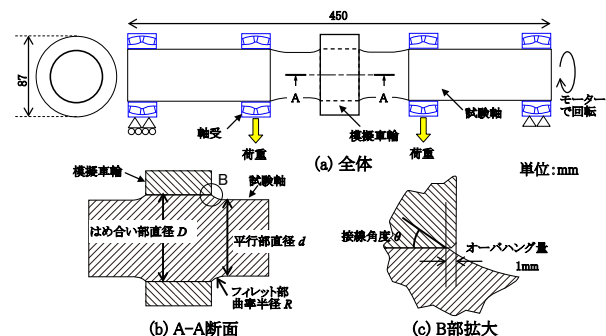


図 1 模擬輪軸疲労試験片の形状と模式図

* 車両構造技術研究部 車両強度研究室
** 車両構造技術研究部 車両強度研究室 (現 鉄道力学研究部 計算力学研究室)
*** 車両構造技術研究部

特集：車両技術

する。試験軸と模擬車輪は、オーバーハング量が1mmとなるように焼ばめにより組み立てた。

試験には図2に示す回転軸疲労試験装置を用いた。試験軸の回転数は約600rpm、試験の打ち切り限度は 10^7 回とした。試験軸の破断は、き裂進展に伴い試験軸の剛性変化による回転ふれ変位が増大し、試験装置の変位リミッターが作動した時点とした。

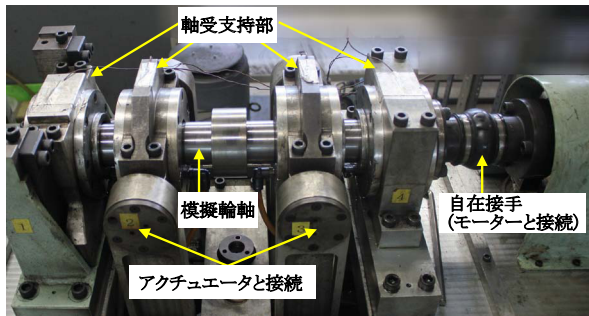


図2 回転軸疲労試験装置の外観

2.2 試験結果

2.2.1 接線角度と疲労限度

はめ合い部と平行部とを繋ぐフィレット部の曲率半径 R を一定とした場合の、接線角度 θ と疲労限度の関係を求めた。製作した試験軸各部の寸法と接線角度を表1に示す。試験軸はいずれの場合も、図3のように模擬車輪とのはめ合い端近傍を起点としたき裂が進展し破断に至った。図4には、はめ合い部の公称応力で整理した疲労試験の疲労限度を示す。フィレット部曲率半径 R がほぼ一定の場合、試験軸の接線角度が大きくなるのに従い、模擬輪軸のはめ合い部の疲労限度が高くなる傾向が認められた。

表1 試験片寸法と接線角度 (フィレット部曲率半径 $R \cong 20$)

試験軸名	寸法 (mm)			接線角度 θ (度)
	D	d	R	
a 軸	55.2	50.2	19	30
b 軸	56	52	20	26
c 軸	56	54	21	18
d 軸	56	55.5	21	9

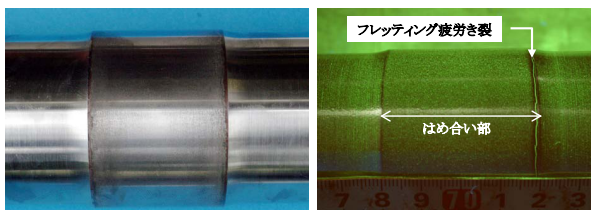


図3 模擬輪軸取り外し後の試験軸の外観と磁粉探傷結果 (表1のc軸)

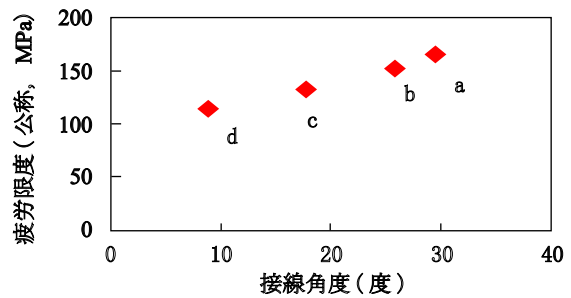


図4 試験軸の接線角度と疲労限度関係 (フィレット部曲率半径 $R \cong 20$ 度)

2.2.2 直径比と疲労限度

表2に示すように、接線角度 $\theta=26$ 度とした3種類の試験片を作製し、直径比 (D/d) と疲労限度の関係を求めた。はめ合い部の公称応力でまとめた疲労試験結果を図5に示す。直径比が大きくなるに従い、模擬輪軸はめ合い部の疲労限度が高くなる傾向が認められた。なお、いずれの場合も、試験軸の破断位置は、模擬車輪のはめ合い端近傍であった。

表2 試験軸の寸法 (接線角度 $\theta=26$ 度)

試験軸名	寸法 (mm)			接線角度 θ (度)
	D	d	R	
b 軸	56	52	20	26
e 軸	56	48	40	26
f 軸	56	55	5	26

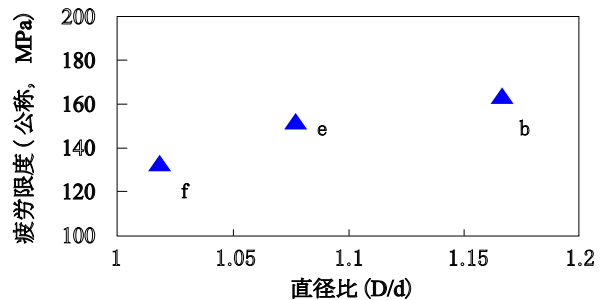


図5 試験軸の直径比と疲労限度の関係 (接線角度 $\theta=26$ 度)

2.3 FEM 解析

2.3.1 解析モデル

2.2節の試験結果を評価するために、FEMによる弾塑性解析を実施した。解析モデルの一例を図6に示す。解析は汎用コードADINAを用いた。モデルは形状の対称性を考慮して1/4モデルとした。模擬車輪および試験軸とも6面体要素とし、はめ合い端部では要素サイズが最小で約0.1mmとなるように分割した。模擬車輪、試験軸とも解析の材料モデルは引張り試験の応力-ひずみ線図を基にした。またヤング率206GPa、ポアソン比0.3とし、接触面の摩擦係数は0.6とした。

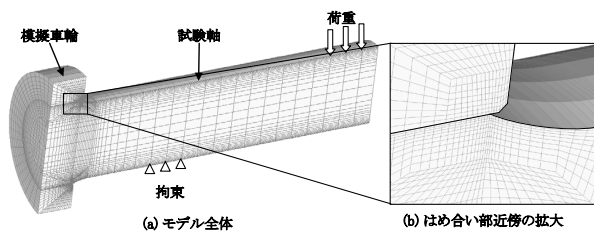


図6 解析モデルの一例

2.3.2 解析結果

(1) はめ合い端部の応力振幅と接線角度

はめ合い部直径 D を 56mm, フィレット部曲率半径 R を 20mm とし, 所定の曲げモーメントを荷重した際の, はめ合い端部およびフィレット R 部の公称応力比と接線角度の関係を図7に示す。ここで公称応力比とは, 解析で得られた各部の軸方向応力振幅をはめ合い部の公称曲げ応力で規格化した値である。曲げモーメント一定の条件下では, 接線角度が大きくなるに従い, はめ合い端部の発生応力は低下する。つまり, 接線角度が大きいほど, はめ合い端部に同じ大きさの応力を発生させるためには, より大きな曲げモーメントが必要となる。このことから, 接線角度を大きくすると公称応力で整理した疲労限度は高くなることが予想され, この傾向はフィレット部曲率半径一定の条件で実施した疲労試験結果(図4)と一致する。なお, フィレット部曲率半径を一定として接線角度を大きくすると, 平行部直径が小さくなるため, フィレット R 部の発生応力が増加したと考えられる。

(2) はめ合い端部の応力振幅と直径比

接線角度 $\theta=15$ 度および 26 度とし, 所定の曲げモーメントを荷重した際の, はめ合い端部の公称応力比と直径比 (D/d) の関係を図8に示す。直径比を大きくするに従い, はめ合い端部の発生応力が低下する。すなわち接線角度一定の条件下で実施した疲労試験結果(図5)と同様に, 疲労限度が高くなる傾向が認められた。また図8より, この傾向は接線角度には依存しないと考えられる。

2.3.3 考察

模擬輪軸疲労試験を模擬した FEM 解析を実施し, はめ合い端部応力は試験軸形状によって大きく変化すること, その傾向が試験結果とよく一致することを示した。一方, 「疲労」という性質を考慮すると, 曲げ応力の増加に伴い, はめ合い端部応力があるしきい値を超えた場合に, 損傷が発生すると考えられる。このしきい値は, 材料の疲労限度に相当するもので, 模擬輪軸の形状に依らず, 材料により一定の値をとることが予想される。このような仮定が成立する場合, FEM 解析結果を基に, 試験軸の疲労限度を推定することが可能となる。

そこで, 表1および表2に示す模擬輪軸の FEM モデルを作成し, 疲労限度の推定を行った。図9に, 疲労限度に対応するはめ合い部の公称応力を FEM 解析によ

り推定した結果と試験で得られた値を比較した結果を示す。図9の a 軸～f 軸は, 表1および表2に対応しており, 接線角度 θ , 直径比 D/d , フィレット部曲率半径 R を変数とし, それぞれ $\theta=9 \sim 30$ 度, $D/d=1.01 \sim 1.17$, $R=5 \sim 40$ mm の範囲で変化させた結果, 解析により求めたはめ合い部の最大応力と試験により得られた疲労限度はよい相関があった。以上から, FEM 解析による疲労限度推定の妥当性が示された。

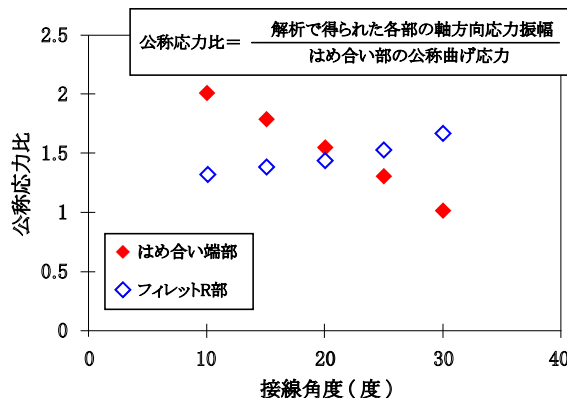


図7 種々の接線角を有するモデルの FEM 解析結果 (フィレット半径 $R=20$, 一定の曲げモーメントを荷重)

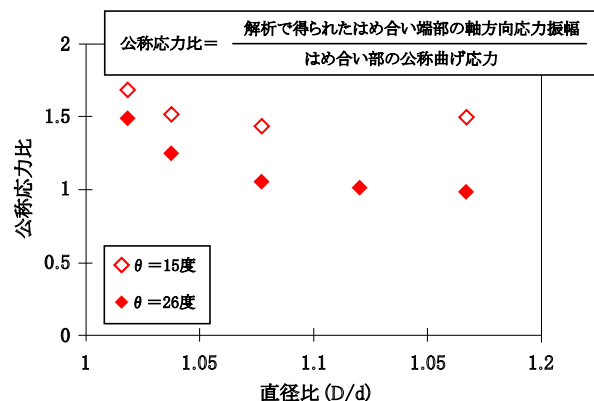


図8 直径比が異なる場合の FEM 解析結果 (一定曲げモーメントを荷重)

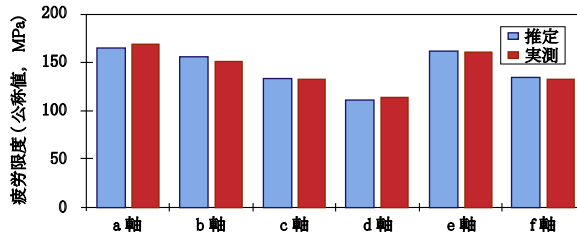


図9 疲労限度の FEM による推定値と実測値の比較

3. 実物大車軸疲労試験

はめ合い部直径 56mm 模擬輪軸疲労試験から, はめ合い部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, はめ合い端部の発生応力が低下するため,

特集：車両技術

その疲労強度は高くなることが確認された。一方、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が共に小さいため、フレット部による疲労強度の低下が大きいと考えられる。そこで、車輪はめ合い部形状に関するこれまでの検討を基に実物大車軸を製作し、疲労試験により、形状変更による疲労強度向上効果の確認を行った。

3.1 形状の検討

実物大車軸疲労試験片を製作するに当たり、以下の点を考慮し、はめ合い部形状を検討した。

(1) フィレット部の許容応力

図10のように、車輪座とフィレット部の接線角度や直径比を大きくした場合、はめ合い部の発生応力は低下するが、フィレット部の発生応力は増大する。フィレット部でのき裂発生を防ぎ車軸全体の疲労強度を最大とする一定のしきい値が存在することとなる。そのため、在来線車軸の設計許容応力を基に、はめ合い部形状を決定した。

(2) 大歯車座および歯車箱支え軸受（以下、QT）寸法への影響

歯車側車輪座近傍には、大歯車、QTおよび油切りが存在する。車輪座とフィレット部の接線角度や直径比を大きくすると、図10のようにフィレット部が大きくなるため、周辺寸法を合わせて変更する必要が生じる。これら周辺部品に対する影響を最小限に抑えるために、フィレット部寸法の増加幅は、油切り座の寸法縮小で対応できる範囲とした。

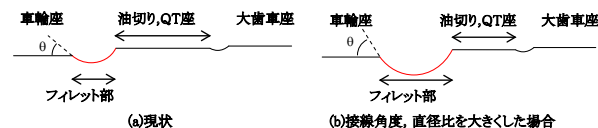


図10 はめ合い形状変更によるフィレット応力，周辺寸法への影響

3.2 試験方法

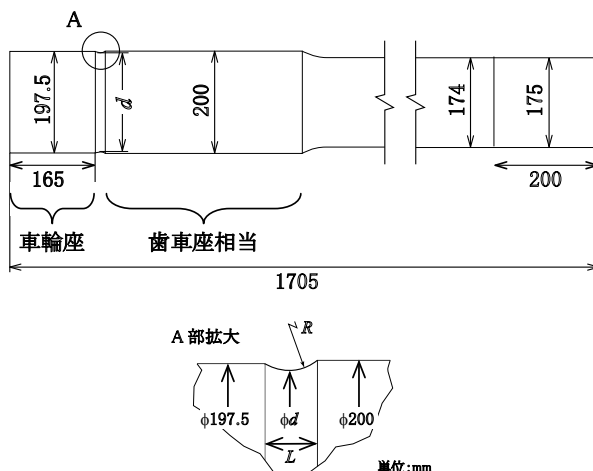
3.2.1 供試材

実物大車軸は JIS E 4502 の SFA65（炭素量：0.44%程度，降伏点：450MPa程度，引張り強さ：740MPa程度），実物大車輪は JIS E 5402 の SSW-R1 より製作した。

3.2.2 実物大輪軸疲労試験片

製作した2本の実物大車軸の形状を図11に示す。実物大車軸の疲労試験は、後述する共振型輪軸疲労試験装置にて実施するため、車輪座～歯車座付近のみを模擬した形状となっている。

R12（従来形状）軸は、通勤形車両等で使用される実車軸の車輪座～歯車座付近を模擬したはめ合い部形状とした。R17（変更形状）軸は、R12軸と同じ車輪座およ



軸種	d	R	L	θ
R12（従来形状）軸	197	12	8	12
R17（変更形状）軸	192.2	17	20	32

図11 製作した実物大車軸の形状

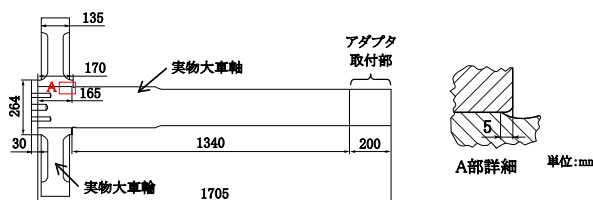


図12 実物大輪軸の組立図

び歯車座直径を有し、3.1で示した条件に従いフィレット部を変更した形状である。これらの実物大車軸に対し、はめ合い面圧が60MPaとなるように内径寸法をLaméの式により調整した実物大車輪をオーバハング量5mmとなるように圧入し、試験体を製作した。輪軸の組立図を図12に示す。

3.2.3 試験方法

製作した実物大輪軸疲労試験片に対して、共振型輪軸疲労試験装置を用いて、疲労試験を実施した。共振型輪軸疲労試験装置の模式図を図13に示す。本装置は、車輪がはめ合わ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、車軸に繰り返しの回転曲げモーメントを負荷するこ

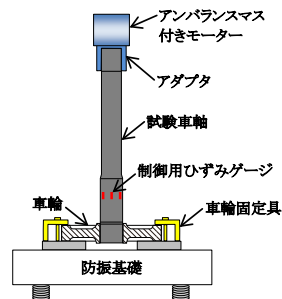


図13 共振型輪軸疲労試験装置模式図

とができる。試験応力および繰返し数は、各輪軸とも、はめ合い部の公称曲げ応力（以下、公称応力）100MPaで 10^7 回試験した後、コーキング効果を生じないように公称応力130MPaまで試験応力を上げて 10^7 回試験した。公称応力100MPaは試験車軸SFA65の疲労限度をやや下回る値であり、130MPaは現車の車輪座に発生しうる最大公称曲げ応力の約1.5倍の値である。試験の全行程が終了後、車輪を油圧抜きしたR12軸およびR17軸に対し、外観観察、表面形状測定、磁粉探傷、破面および断面観察を実施した。

3.3 試験結果

3.3.1 外観観察および表面形状測定

試験後のR12軸およびR17軸の外観を図14に示す。いずれもはめ合い端近傍に、顕著なフレッシングコロージョン（以下、フレコロと称す）が発生している。外観観察の結果、フレコロの発生幅は、R12軸の方がR17軸より大きかった。

各試験軸を清磨し、堆積したフレコロ摩耗粉を除去した後にはめ合い端近傍の表面形状測定を実施し、フレッシング摩耗の状況を評価した。その結果、R12軸では、はめ合い端から14～20mm内側の領域で、深さ20～40 μ mのフレッシング摩耗が認められた。R17軸では、はめ合い端から9～14mm内側の領域で、深さ20～30 μ m程度のフレッシング摩耗が認められた。

3.3.2 磁粉探傷

R12軸およびR17軸の磁粉探傷結果を図15に示す。R12軸のはめ合い部ではほぼ全周に、R17軸のはめ合い部では約3/4周に、フレッシング疲労き裂に起因した磁粉模様を確認された。R12軸では、長く連続した明瞭な磁粉模様が観察された。一方、R17軸では大部分が、長さ数mm程度の微細なき裂であり、最大で長さ

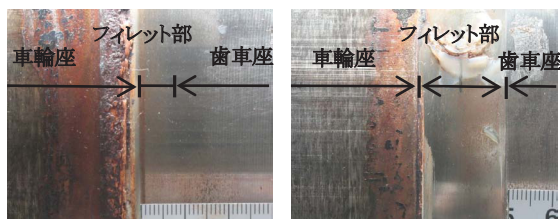


図14 試験後の外観（車軸取外し後）

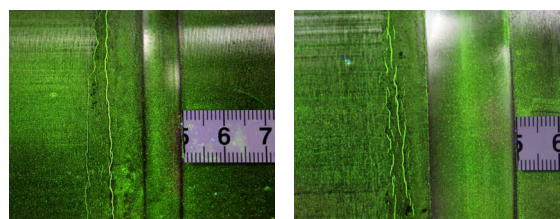


図15 磁粉探傷結果

20mm以下であった。比較的長いフレッシング疲労き裂の発生位置は、R12軸でははめ合い端より内側へ6～11mm、R17軸では6～9mmであった。なお、R12軸、R17軸ともフィレット部では、き裂は確認されなかった。

3.3.3 破面および断面観察

磁粉探傷によって確認されたき裂を強制開口し、破面観察を実施した。図16にR12軸の破面を示す。R12軸には最大深さ32mm×幅160mm、最大深さ22mm×幅120mmの2つの著大なき裂が認められる。

R17軸に発生したき裂は、その長さ、深さとも小さいことが予想された。そこで、図17（左図）のようにR17軸の表面部を8等分し、その中央部において強制開口後の破面観察、端部の2断面においてき裂発生部の断面観察を実施した。図17（右図）に破面観察結果の一例を、図18（左図）に断面観察結果の一例を示す。このようにして得られた8個の破面、および16個の断面で観察されたき裂の深さと数を図18（右図）に示す。R17軸に発生したき裂の大部分は、深さ3mm未満であり、最大でも深さ5mmであった。

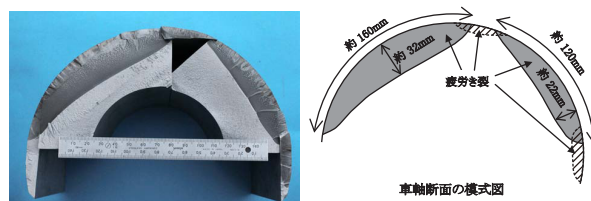


図16 R12軸の強制開口後の破面

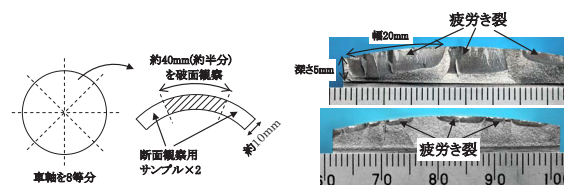


図17 R17軸の破面観察位置と破面観察結果の一例

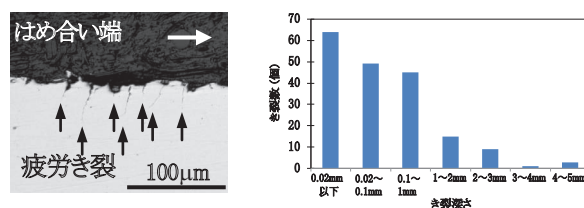


図18 R17軸の断面観察結果の一例とき裂の評価結果

3.4 FEM解析によるき裂進展性評価

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、フレッシング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解析を実施し、破壊力学によるき裂進展性の評価を行い、車輪座を形状変更としたことによる効果の定量化を試みた。

特集：車両技術

3.4.1 解析モデル

実物大車軸疲労試験結果を評価するために、汎用コード ADINA を用いて、FEM による弾塑性解析を実施した。図 19 に作成した解析モデルの一例を示す。実物大車軸および実物大車輪とも 6 面体要素とした。R12 軸、R17 軸とも、深さ 3mm および 5mm のき裂を有するモデルを作成した。き裂のアスペクト比（き裂の深さ/き裂の表面長さ）は 0.25 とした。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。実物大車軸および車輪の材料モデルは、表 6 の引張試験結果より求めた機械的性質を適用し、またヤング率は 206GPa、ポアソン比は 0.3 とした。車輪座と車輪の接触面およびき裂面同士の摩擦係数はいずれも 0.6 とした。

はじめに、車輪と車軸のはめ合いに関する接触解析を行い、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。曲げモーメントは、はめ合い端部の公称曲げ応力（以下、公称応力）が 80, 100, 130MPa となるように設定した。

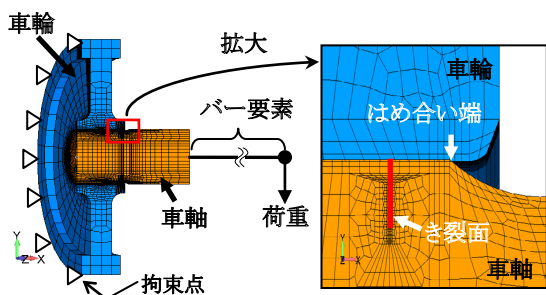


図 19 解析モデルの一例

3.4.2 き裂進展性評価

FEM 解析結果を基に、き裂先端部のモード I 応力拡大係数範囲 (DKI) を算出した。図 20 にき裂深さおよび公称応力と DKI の関係を示す。深さ 3mm のき裂が発生した場合、R17 軸の応力拡大係数範囲は R12 軸より 25% 以上小さく、深さ 5mm のき裂の場合でも 15% 以上小さい結果となった。ASTM E647 「疲労き裂進展速度の測定のための標準試験方法」に基づいて測定した SFA65 のき裂進展速度を図 20 の右軸に、筆者らの一人が求めた下限界応力拡大係数範囲 ΔK_{th} ($=8.4\text{MPa} \cdot \text{m}^{1/2}$) の値を点線で併せて示す。

公称応力 130MPa の場合、R12 軸では深さ 3mm 以上のき裂の進展速度は十分大きく、著大なき裂が発生（事実上の破断）した実物大輪軸疲労試験結果と一致する。一方で、R17 軸では、深さ 5mm のき裂は進展すると考えられるが、深さ 3mm 以下のき裂は進展速度が小さいもしくは停留すると考えられる。このことは、図 18

で示した通り、R17 軸に発生したき裂の大部分が深さ 3mm 以下のき裂であったことと一致する。

公称応力 100MPa では、R12 軸、R17 軸ともに深さ 3mm 以下のき裂の ΔK_I は ΔK_{th} より小さい。このことから、発生したき裂は公称応力 100MPa で進展したのではなく、公称応力 130MPa で進展したと考えられる。

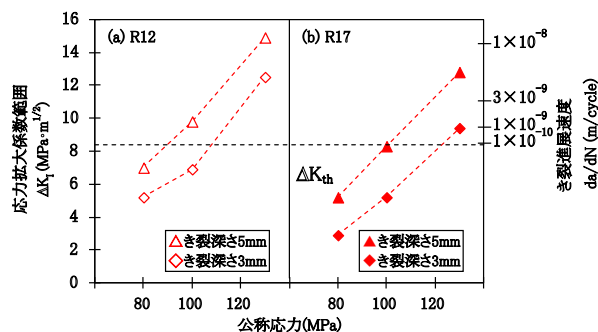


図 20 実物大車軸の FEM 解析結果

4. まとめ

はめ合い部と平行部との間のフィレット直径および曲率半径をパラメータとして模擬輪軸による疲労試験および FEM 解析を実施し、車輪座はめ合い端部の疲労強度が大幅に向上する形状を求めた。さらに、実物大疲労試験を実施して、車輪座はめ合い端部の疲労強度が向上することを検証した。

模擬輪軸を用いた疲労試験およびその FEM 解析から、はめ合い部の疲労限度は、試験軸のはめ合い部とフィレット部の接線角度や直径比が大きくなるに従って高くなり、材質やオーバーハング量等が同等であっても、はめ合い部形状によっては最大で 5 割程度の差が生じた。また模擬輪軸疲労試験に対応した FEM 解析を実施した結果、解析により求めたはめ合い部の最大応力と試験により得られた疲労限度はよい相関が得られた。

実物大輪軸疲労試験およびその FEM 解析から、はめ合い部形状の変更によって、フレットング損傷の発生およびき裂進展を抑制でき、現車の車輪座に発生しうる最大公称曲げ応力の約 1.5 倍の 130MPa において、従来形状でははめ合い部で破断に近い著大なき裂が発生したのに対し、変更形状では小さな損傷でとどまった。これにより、はめ合い端部形状変更による車軸の疲労強度向上が実験的、解析的に確認された。

文献

- 1) 近藤, 久保田, 片岡, 栄: フレットング疲労強度向上に及ぼす応力逃がし溝形状の影響と溝形状選択条件, 材料, vol. 56-12(2007), pp. 1156-1162
- 2) T. Hattori, T. Watanabe: Fretting fatigue strength estimation considering the fretting wear process, Tribol. Int, 39(2006), pp. 1100-1105.