

# 一定荷重下における実物大車軸の破壊力学的評価

山本 勝太\* 牧野 一成\* 石塚 弘道\*\*

## Fracture Mechanics Assessment of Full-scale Railway Axle under Constant Stress Amplitude

Masataka YAMAMOTO Kazunari MAKINO Hiromichi ISHIDUKA

The assessment of railway axles based on fracture mechanics is very important for railway-vehicle safety. In particular, there is an increasing demand for damage tolerance analysis in order to determine appropriate axle inspection intervals. However, few studies have focused on the correspondence between the theoretical crack growth behavior and the observed results for railway axles subjected to cyclic rotary bending loading. This paper presents the results of crack propagation tests conducted using full-scale axles. The findings provide important information on the geometry of the cracks that are likely to be initiated and to propagate in railway axles. Moreover, the crack growth behavior of full-scale axles is evaluated and compared to that exhibited by compact tension specimens.

キーワード：車軸，疲労き裂，破壊力学

### 1. はじめに

車軸は疲労限度をもとにした無限寿命概念に基づいて設計されており，疲労損傷による車軸折損は国内では過去 20 年以上発生していない。一方で，無限寿命設計は車軸が健全な状態であることを想定しており，想定外の材料欠陥などが存在する場合，使用中に発生する打痕や腐食などの損傷が存在する場合においては，安全性や信頼性を評価することはできない。そのため，使用中に発生する損傷などを想定した信頼性評価手法が望まれている。

このような背景から，き裂進展性を考慮した破壊力学に基づく信頼性評価手法の，在来線車軸への適用性を評価した。本報告では，一定荷重下における評価結果について示す<sup>1)</sup>。

### 2. 在来線車軸の材料および設計

#### 2.1 在来線車軸の材料

現在の在来線車軸では，JIS E 4502-1「鉄道車両－車軸－第 1 部：品質要求」<sup>2)</sup>に記載される SFA640 が主に使用される。SFA640 の化学成分および機械的性質を表 1 および表 2 に示す。表 1 および表 2 では，JIS 規格値と合わせて，SFA640 製車軸より採取した試験片で測定した実測値の一例を示す。JIS 規格では，SFA640 の化学成分に明確な規定はないが，炭素量 0.4% 程度の中

炭素鋼が使用される。また，機械的性質も JIS 規格では下限値のみが示されるが，実際にはそれよりも高強度である。以下の試験では，表 1 および表 2 と同等の化学成分・機械的性質を有する SFA640 を用いた。

表 1 SFA640 の化学成分 (wt%)

	C	Si	Mn	P	S
JIS 規格	-	-	-	< 0.035	< 0.040
実測	0.44	0.20	0.80	0.019	0.011

表 2 SFA640 の機械的性質

	降伏点 (MPa)	引張強さ (MPa)	伸び (%)	絞り (%)
JIS 規格	> 345	> 640	> 23	> 45
実測	465	743	26	61

#### 2.2 在来線車軸の設計

在来線車軸の圧入部の許容応力は JIS E 4501「鉄道車両－車軸強度設計方法」<sup>3)</sup>に記載される。同 JIS には平滑部の許容応力に関する記載はないが，表面粗さ Ra3.2 の場合として，表 3 の値が適用されている。在来線車軸設計では，垂直荷重や横圧などの設計最大負荷に対して，車軸各部の曲げ応力を計算する。この曲げ応力の，許容応力に対する比率を「安全率」と呼び，車両の使用条件毎にある安全率の基準が設定されている。これを「基準安全率」と呼び，表 4 のような数値が慣例的に用いられている。種別 1 は「通勤車等，空車と満車の重量差が大

\* 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

特集：車両技術

きな車両」、種別2は「特急車等、空車と満車の重量差が小さな車両」に適用される。許容応力と基準安全率から計算した設計上の最大応力（以下、設計最大応力）を表4に合わせて示す。設計最大応力は通勤車等の最大積載時で約150 MPaとなる。設計では垂直荷重や横圧、駆動力の反力など車軸に作用する各負荷を大きめに見積もっているため、営業線における実働最大応力は100～120 MPa程度である<sup>4)</sup>。

表3 SFA65の許容応力

	圧入部	平滑部
SFA65	108 MPa	176 MPa

表4 在来線車軸の基準安全率と設計最大応力

	基準安全率	設計最大応力	
		圧入部	平滑部
種別1	1.2 (最大積載時)	90 MPa	147 MPa
種別2	1.6 (定員時)	68 MPa	110 MPa

2.3 評価対象部位

2.2節で示した通り、走行中の車軸に発生する応力は、車輪座等の圧入部より中央平行部等の平滑部の方が高い設計となっている。また、平滑部は打痕等の運用中の損傷が生じる可能性があり、これらに起因して疲労き裂が発生した場合の進展速度は圧入部より速いと考えられる。以上から、本研究では、在来線車軸の平滑部を対象

として、き裂進展性を考慮した信頼性評価手法について検討を行った。

3. 試験方法

3.1 疲労試験装置の概要と試験軸形状

き裂進展試験に用いた疲労試験装置の概念図および外観を図1に示す。本装置は、実物車軸と同等の直径を有する試験軸に対して、回転曲げ条件における疲労試験が実施可能である。装置は、供試体となる試験軸を保持する軸受支持部、試験軸に荷重を負荷するための電気油圧式アクチュエータ、および回転を負荷するための誘導電動機から構成される。試験軸に対し、アクチュエータにより中央部2箇所の間隔を広くとっているため、軸受等の損傷を引き起こすことなく、試験軸に比較的大きな曲げモーメントを負荷できる。

き裂進展試験に供試した試験軸の形状を図2に示す。試験軸は、在来線車軸で主に使用されるSFA640で製作した。試験軸の中央部には、図2(b)のような人工欠陥を加工した。人工欠陥の加工位置は試験の都合上、軸中央より30mmずらした。試験中に磁粉探傷等を行うことを考慮し、中央部は研削加工とし、表面粗さはRaを0.4μmとした。

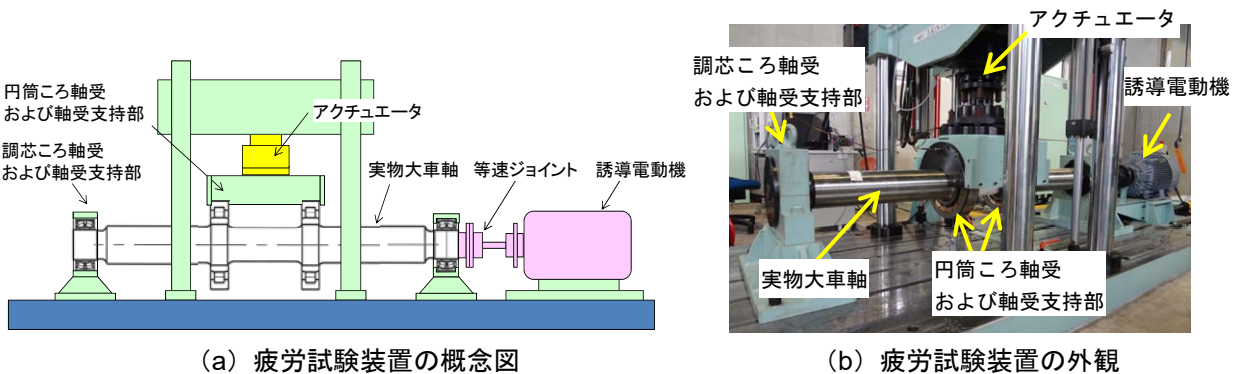


図1 疲労試験装置の概念図と外観

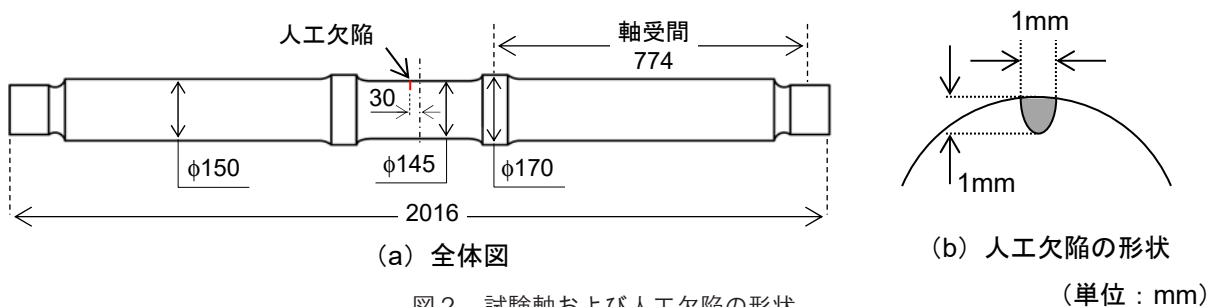


図2 試験軸および人工欠陥の形状 (単位：mm)

### 3.2 一定応力振幅下における $K$ 増加試験方法

き裂を有する部材の強度を評価するために、き裂先端近傍の応力場を表すパラメータとして、応力拡大係数 ( $K$ ) が用いられる。一定応力振幅下においてき裂を進展させた場合、 $K$  はき裂進展に伴い増加する。以降では、これを「 $K$  増加試験」と記す。 $K$  増加試験は、(1) 疲労予き裂の導入、(2) 一定応力振幅におけるき裂進展試験の2段階で実施した。まず、応力  $\sigma_0$  で人工欠陥より疲労き裂を発生させる。次に応力を  $\sigma_1$  に減少し、疲労き裂をさらに進展させる。このときの応力減少率  $(\sigma_0 - \sigma_1) / \sigma_0$  は、ASTM E 647<sup>5)</sup> の疲労予き裂導入条件を基に、15% 以下とした。また、同様にき裂進展量  $\Delta a$  についても ASTM E 647 に基づいて決定した。このようにして、試験軸中央部の公称応力が所定の値となるまで荷重を漸減する。以上が上記の (1) に相当し、その後 (2) を実施する。

一定応力振幅におけるき裂進展試験は2本の軸に対して実施した ( $i=1,2$ )。以下では、それぞれ No.1 試験軸、No.2 試験軸と呼ぶ。No.1 試験軸の試験応力 ( $\sigma_1$ ) は 176MPa とした。これは在来線車軸の許容応力に相当する (表3 参照)。No.2 試験軸の試験応力 ( $\sigma_2$ ) は 150MPa とした。これは在来線車軸の設計最大応力に相当する (表4 参照)。

試験環境は室温、大気中とし、試験荷重は荷重制御により実施した。疲労予き裂導入時、き裂進展試験時のいずれも試験回転数は 600rpm を基本としたが、き裂長さの確認のため、所定の繰返し数毎に回転を停止し、磁粉探傷およびき裂長さの計測を実施した。また、試験後にき裂長さおよび深さの関係を得るために、所定の繰返し数毎に破面にビーチマークを意図的に形成した。き裂進展試験では、き裂進展に伴う試験軸剛性の低下によって試験荷重の制御が困難となった時点をもって、試験終了とした。

### 3.3 $K$ 減少試験方法

在来線車軸のき裂進展下限界を、 $K$  減少試験により評価した。本試験に供試した試験軸 (以降、No.3 試験軸と表記) の形状は、 $K$  増加試験と同様であり、図2の通りである。

$K$  減少試験は、 $K$  増加試験と同様に ASTM E 647 を参考に、荷重 (= 応力) 漸減法により実施した。まず、応力  $\sigma_0$  で人工欠陥より疲労き裂を発生させる。次に応力を  $\sigma_1$  に減少し、疲労き裂をさらに進展させる。このときの荷重減少率  $(\sigma_0 - \sigma_1) / \sigma_0$  は、10% 以下とした。また、同様にき裂進展量  $\Delta a$  についても ASTM E 647 に基づいて決定した。このようにして、試験応力を漸減し、1000万回の疲労試験後におけるき裂長さの増分が 0.5mm 未満 (深さ方向のき裂進展速度で  $2 \times 10^{-11}$  m/cycle 未満) の場合を「き裂進展下限界」とした。

試験環境は室温、大気中とし、試験荷重は荷重制御により与えた。疲労予き裂導入時、き裂進展試験時のいずれも試験回転数は 600rpm を基本としたが、き裂長さの確認のため、所定の繰返し数毎に回転を停止し、磁粉探傷およびき裂長さの計測を実施した。

## 4. 試験結果

### 4.1 $K$ 増加試験結果

No.1 試験軸の試験後の破面を図3に示す。破面には明瞭なビーチマークが形成されていることがわかる。き裂長さが約 5mm に達した段階から、公称曲げ応力 176MPa におけるき裂進展試験を開始し、き裂長さおよび繰返し数の関係を得た。き裂長さおよびき裂深さと繰返し数の関係を図4に示す。試験途中のき裂深さは破面に形成されたビーチマークより試験後に測定した。図4では、公称曲げ応力 176MPa での試験を開始した時点からの繰返し数と、き裂長さ (深さ) の関係を示している。

No.2 試験軸では、き裂長さが約 9mm に達した段階から、公称曲げ応力 150MPa におけるき裂進展試験を開始し、き裂長さおよび繰返し数の関係を得た。き裂長さおよびき裂深さと繰返し数の関係を図5に示す。No.2 試験軸は No.1 試験軸よりも低応力の試験であるにもかかわらず、同じ大きさのき裂となるまでの繰返し数が少ないのは、一定応力振幅下におけるき裂進展試験開始時のき裂長さが大きいためである。

実物大車軸に発生するき裂形状を評価した。以下では、き裂の円周方向長さ (車軸に沿った長さ) を  $2s$ 、き裂深さを  $a$  とし、き裂長さおよびき裂深さのアスペクト比  $a/2s$  をき裂アスペクト比と定義する (図6 参照)。図7から、き裂アスペクト比は、き裂進展時の応力によらず 0.4 程度となることがわかる。

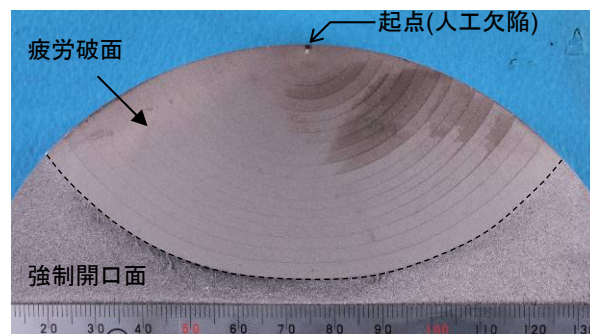


図3 試験後の No.1 試験軸の破面

### 4.2 $K$ 減少試験結果

人工欠陥よりき裂を発生させ、3.3 節記載の方法に従って、荷重漸減およびき裂進展を繰り返した。公称応力 132MPa においてき裂長さ 8.1mm に進展した疲労き裂

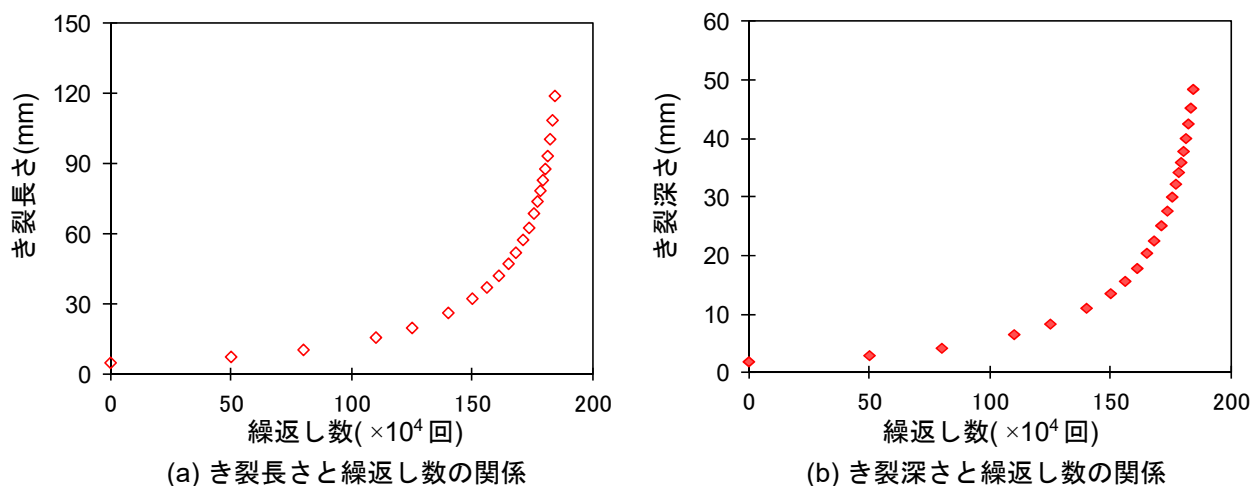


図4 No.1 試験軸のき裂進展試験結果 (公称応力 176MPa)

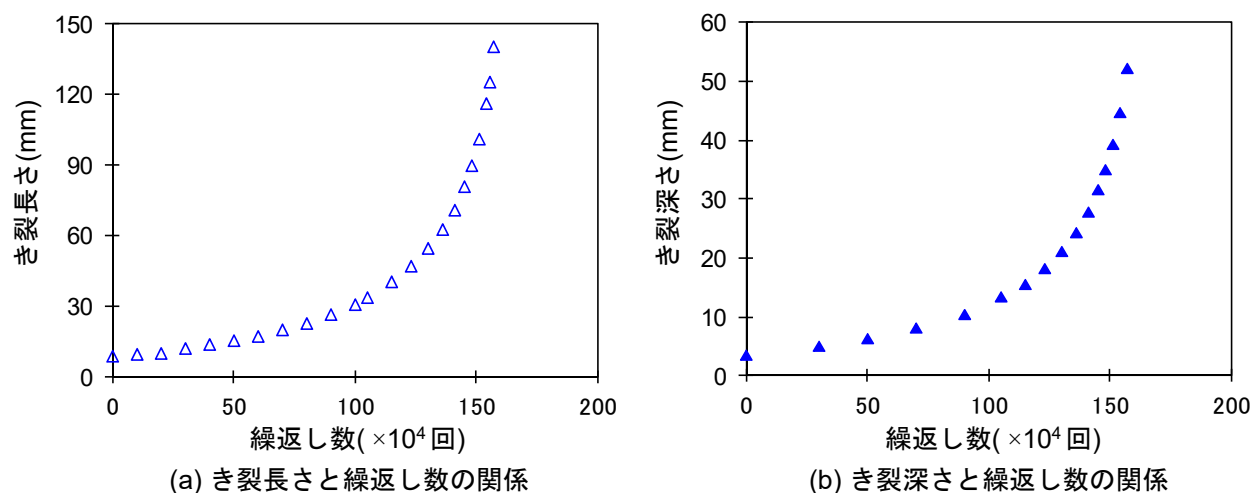


図5 No.2 試験軸のき裂進展試験結果 (公称応力 150MPa)

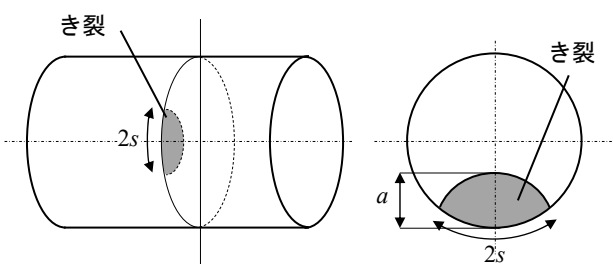


図6 丸棒に発生する半楕円き裂

は、試験応力 119MPa における 1000 万回の繰返し負荷後のき裂長さ増分が 0.2mm となり、試験終了条件 (き裂進展下限界) に達した。K 減少試験終了後の破面を図 8 に示す。試験終了後のき裂は、長さ 8.3mm × 深さ 3.5mm であった。また、き裂アスペクト比は 0.42 となり、図 7 の結果と同等であった。2.2 節で示した通り、在来線車軸中央平行部の実働最大応力が 100 ~ 120MPa 程度であることを考慮すると、運用中のなんらかの損傷や製造

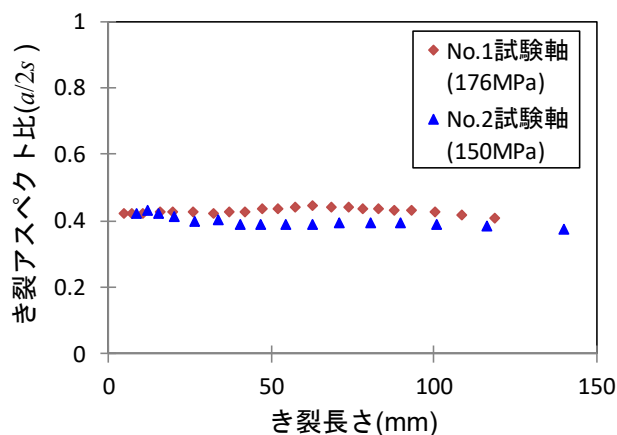


図7 き裂進展試験時のき裂アスペクト比

時の欠陥などからき裂が発生しても、在来線車軸の中央平行部に発生した深さ 3mm 程度 (長さ 8mm 程度) のき裂は停留すると考えられる。

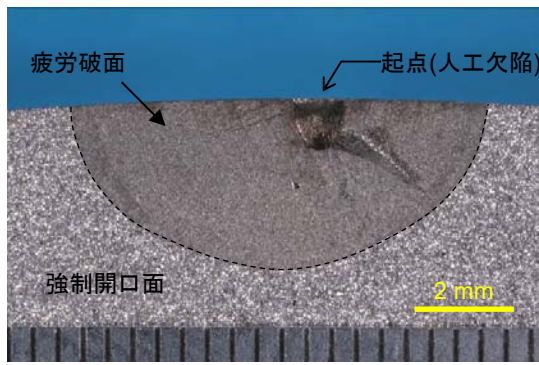


図8 K減少試験後の破面 (No.3 試験軸)

$$K = \sqrt{\frac{EG}{(1-\nu)^2}} \quad (2)$$

ここで、 $E$  はヤング率 (206GPa),  $\nu$  はポアソン比 (0.3),  $G$  はエネルギー解放率である。さらに応力拡大係数から式 (1) より  $F$  を求めた。実物大車軸に発生するき裂は、図7から、アスペクト比 0.4 程度であることがわかっている。そこで、直径 145mm の中実丸棒にき裂アスペクト比 0.4 の半楕円き裂を有する有限要素モデルを作成し、き裂形状係数を算出した。き裂深さとき裂形状係数の関係を図 10 に示す。

## 5. 実物大車軸のき裂進展性評価

### 5.1 有限要素解析によるき裂形状係数の算出

応力拡大係数  $K$  は、負荷応力  $\sigma$ 、き裂の深さ  $a$ 、試験片形状や負荷方式およびき裂形状に依存する無次元の補正係数 ( $F$ ) から式 (1) で表される。

$$K = F\sigma\sqrt{\pi a} \quad (1)$$

車軸は円柱形状で回転曲げ負荷を受けるものであり、試験片形状や負荷方式は同一と考えられるため、補正係数  $F$  はき裂形状のみに依存するパラメータとなる。以下では、これをき裂形状係数と称する。

本研究では、有限要素解析によりき裂形状係数  $F$  を求めた。作成したき裂モデルの一例を図 9 に示す。図 9 (a) はき裂面全体のメッシュ図であり、斜線部がき裂面を、点線部がき裂先端を示す。き裂前縁部は、図 9 (b) のようにトーラス状の六面体要素で構成され、点線がき裂先端部、点線より上側がき裂面、下側がき裂前縁に相当する。き裂前縁モデル以外の部分は、図 9 (c) のように六面体または四面体要素で構成され、き裂面の一部を形成している。このようなき裂モデルを用い、領域積分法によって破壊力学パラメータを算出するため、精度の高い解析が可能となる。応力拡大係数は、仮想進展法によりエネルギー解放率を計算し、式 (2) より換算して求めた。

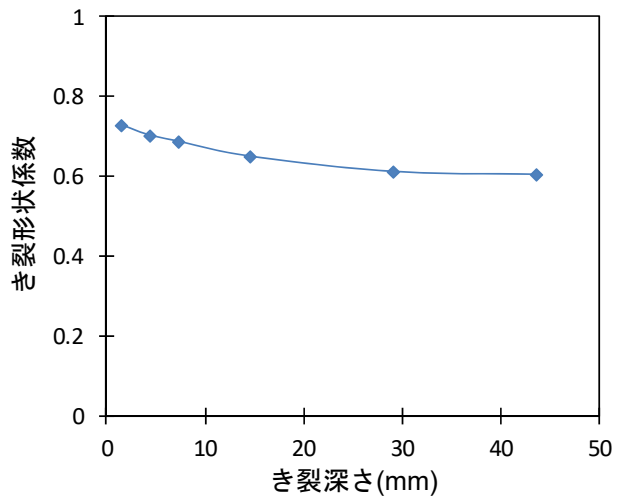


図 10 き裂形状係数とき裂深さの関係 (き裂アスペクト比 0.4)

### 5.2 実物大車軸のき裂進展性評価

FEM 解析により算出したき裂形状係数から、No.1 および No.2 試験軸のき裂進展試験における応力拡大係数範囲 ( $\Delta K$ ) を式 (3) より算出した。

$$\Delta K = \begin{cases} K_{\max} - K_{\min} & (K_{\min} \geq 0), \\ K_{\max} & (K_{\min} < 0). \end{cases} \quad (3)$$

同様に、No.3 試験軸における最終的なき裂形状および

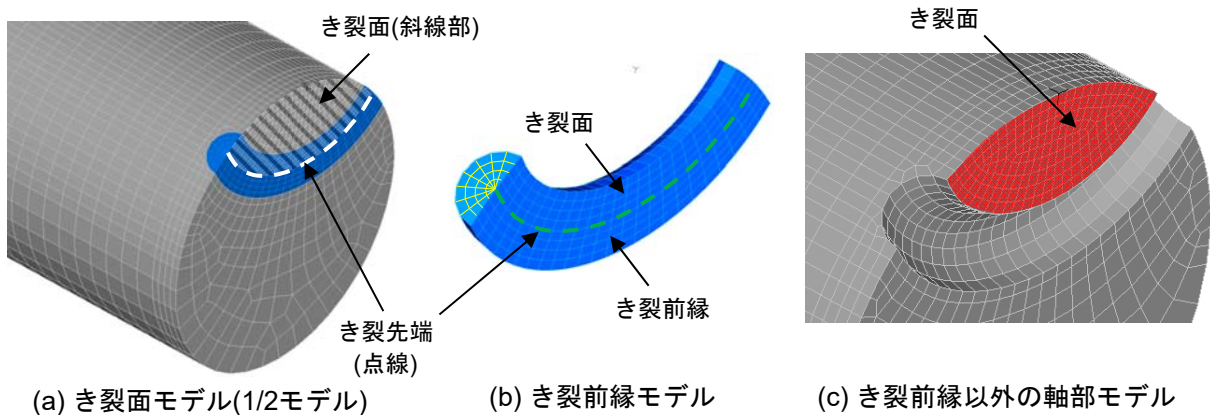


図 9 有限要素モデルの一例

特集：車両技術

その時の試験応力から、下限界応力拡大係数範囲  $\Delta K_{th}$  を算出した。実物大車軸の応力拡大係数範囲とき裂進展速度 ( $da/dN$ ) の関係を図 11 に示す。図 11 には、SFA640 より作製した CT 試験片を用い、応力比 0.1 で測定した  $da/dN$  と  $\Delta K$  の関係を合わせて示す。実物大車軸のき裂進展性は、下限界応力拡大係数範囲を含め、応力比 0.1 の CT 試験結果と一致することがわかる。以上の結果から、鉄道車軸に対して、材料のき裂進展性を考慮した破壊力学的な評価手法を適用できると考えられる。

き裂進展性をもとにした在来線車軸平滑部の信頼性の評価事例を以下に示す。中央平行部直径 150mm の在来線車軸に、何らかの損傷に起因して深さ 3mm のき裂が発生したと仮定する。車軸中央平行部の実働最大応力が 100MPa と仮定すると、 $\Delta K$  は  $6.9\text{MPa}\cdot\text{m}^{1/2}$  となる。これは  $\Delta K_{th}$  ( $=8.3\text{MPa}\cdot\text{m}^{1/2}$ ) より小さいため、このき裂は停留すると判断される。一方で、損傷や欠陥がさらに大きく、深さ 5mm のき裂が発生したと仮定すると、 $\Delta K$  は  $8.8\text{MPa}\cdot\text{m}^{1/2}$  となり、き裂は疲労によって進展すると評価される。

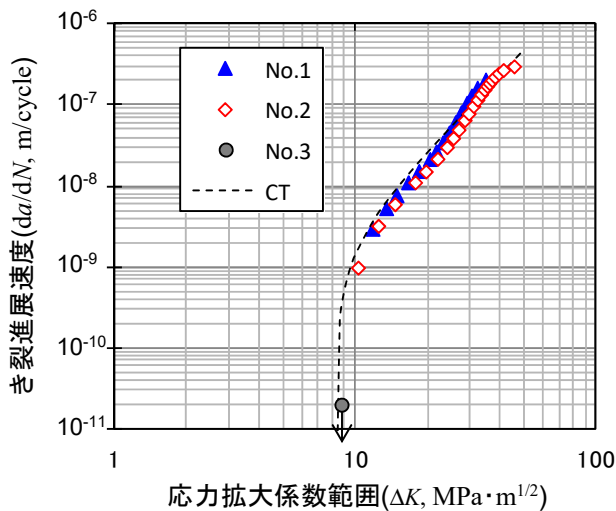


図 11 SFA640 製実物大車軸および CT 試験片の応力拡大係数範囲とき裂進展速度の関係

6. まとめ

在来線車軸平滑部の信頼性を評価するために、実物大車軸のき裂進展試験を実施した。

き裂進展試験から、車軸平滑部に発生するき裂形状は、試験応力やき裂進展状態によらずアスペクト比 0.4 程度となることが確認された。このようなき裂を有する車軸について、有限要素解析を実施し、応力拡大係数を算出するためのき裂形状係数を求めた。これを用いて計算した実物大車軸平滑部のき裂進展性は、応力比 0.1 の CT 試験片で評価された試験結果と一致した。このことから、鉄道車軸に対して、材料のき裂進展性を考慮した破壊力学的な評価手法を適用できると考えられる。

平滑部直径 150mm の在来線車軸中央平行部について、実働最大応力 100MPa における信頼性を評価した。その結果、深さ 3mm のき裂は停留するが、深さ 5mm のき裂は進展すると考えられる。以上から、在来線車軸では、平滑部に発生する深さ 3mm (長さ 8mm) 程度のき裂の定期検査における確実な発見が重要であることがわかった。

文献

- 1) Yamamoto, M., Makino, K., and Ishiduka, H., "Comparison of crack growth behaviour between full-scale railway axle and scaled specimen," *International Journal of Fatigue*, Vol. 92, pp. 159-165, 2016.
- 2) JIS E 4502-1: 鉄道車両-車軸-第 1 部: 品質要求
- 3) JIS E 4501: 鉄道車両-車軸強度設計方法
- 4) 酒井宏樹, 山村佳成, 荻野智久, 岩本厚, 砥上靖弘, 橋本通孝: 営業走行車両における車軸の応力測定と強度評価 (その 2: 実働応力の解明と分析), J-RAIL2011 講演論文集, pp. 143-146, 2011
- 5) ASTM E 647, "Standard test method for measurement of fatigue crack growth rates," 2015.