

鉄道車両用台車枠の溶接部における疲労強度評価手法

Fatigue Strength Evaluation Method for Welded Joints of Bogie Frames for Railway Vehicles

加 藤 孝 憲*
Takanori KATO

牧 野 泰 三
Taizo MAKINO

横 関 耕 一
Koichi YOKOZEKI

抄 録

鉄道車両用台車枠は溶接構造体であり、溶接部における疲労強度を確保することが重要である。日本製鉄(株)では、台車枠溶接部を対象とした新たな疲労強度評価手法を開発した。応力評価法として溶接部の形状に依存せず、測定ばらつきの少ないゲージ端式応力を提案した。また公開文献データから As-weld 部の疲労強度をゲージ端式応力で評価すると、現行 JIS の許容応力が実際には破壊確率 1.4%に相当しており、元々想定していた破壊確率より高いことを明らかにした。さらに、部分安全係数法に基づく新たな寿命予測法を提案し、本手法により寿命とともに破壊確率が上昇することを精度良く予測することが可能になることを示した。

Abstract

Bogie frames for railway vehicles are assembled by welding, and it is important to ensure fatigue strength at the welded joints. Nippon Steel Corporation has developed a new fatigue strength evaluation method for the welded joints of bogie frames. As a stress evaluation method, edge type gauge stress, which is independent of weld geometry and has less variation in measurement, was proposed. It was found that the fatigue strength of as-weld joints evaluated by the edge type gauge stress was higher than the allowable stress of the current JIS, which was assumed to have a fracture probability of 1.4%, based on the published literature data. Furthermore, a new fatigue life prediction method based on the partial safety factor method was proposed, and it is shown that this method can accurately predict the increase of fracture probability with lifetime.

1. 緒 言

鉄道車両用台車枠では、各部品を溶接組立することが多く、その溶接部においては長期の使用に対する強度耐久性を確保しておく必要がある。現状では、JIS¹⁾に準じた設計と長年の実績に基づく経験によって対応しているが、これまでに溶接部における損傷例が少なからず報告²⁾されている。このため、台車枠の安全性確保には、溶接部の疲労設計が重要となる。そこで本論文では、台車枠の溶接部、特に溶接非仕上げ部(以下、As-weldと呼ぶ)を対象に、疲労設計法の高度化を目的として、次の3つの内容に取組んだ。(1) 溶接部において疲労き裂の発生起点となりやすい止端部での適切な応力評価方法の検討³⁾、(2) 文献データをベースとした As-weld 部の疲労破壊確率と JIS E4207 で規定されている許容応力との関係評価⁴⁾、(3) 疲労特性のばらつきと外力のばらつきを考慮した台車枠溶接部の新たな疲

労寿命予測手法の開発⁵⁾。以下では、これら3つの取組みについて主要な結果をまとめて示す。

2. 溶接止端部を対象とした適切な応力評価方法⁴⁾

台車枠の As-weld 部を対象とした強度設計においては、止端部の形状のばらつきを前提として適切な応力評価方法を用いる必要がある。As-weld 部の応力評価方法としてホットスポット応力⁷⁾があるが、台車枠ではこのホットスポット応力を求めるのに十分なスペースが無い場合があり、そのまま適用するのは困難である。そこで本章では、図1に示す3種類のひずみゲージ貼付方式を対象に、静荷重試験、FEM 解析により適切な応力評価方法を検討した。各貼付方式の特徴は、次の通りである。(a) JIS 式：ひずみゲージの貼付面を R3mm 程度の曲面に仕上げ、機械加工による曲面の始まりにゲージを貼付する方法、(b) ゲージ中央式：ひずみゲージの中央を溶接止端に合わせて貼付する方式、

* 関西技術研究部 交通産機品研究室長 博士(工学) 兵庫県尼崎市扶桑町 1-8 〒660-0891

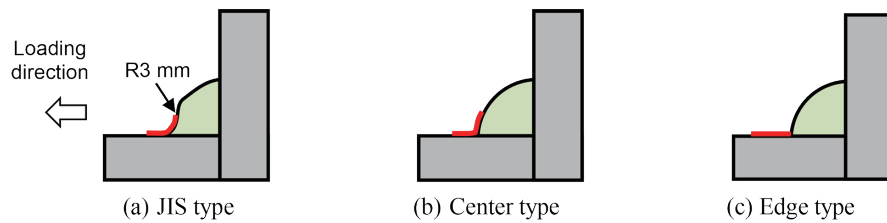


図1 ひずみゲージ貼付位置⁴⁾
Strain gauge attachment positions⁴⁾

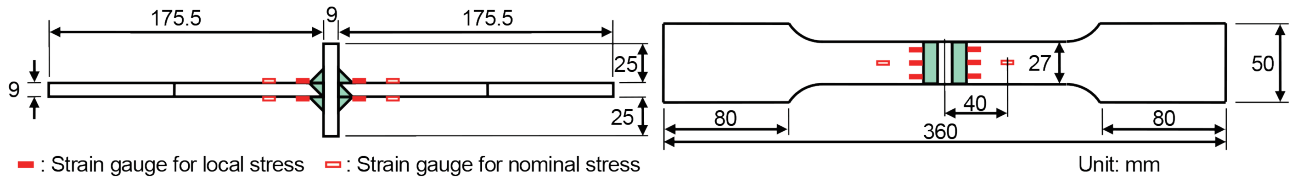


図2 十字継手試験片の模式図⁴⁾
Schematic illustration of cruciform welded joint test specimen⁴⁾

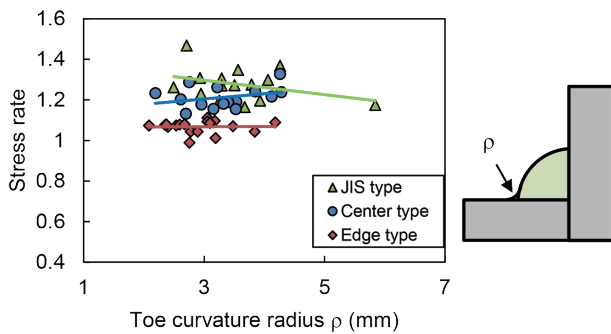


図3 応力比率と止端曲率半径の関係⁴⁾
Stress rates with different toe curvature radii⁴⁾

表1 十字継手試験片の応力比率⁴⁾

Stress rates of the welded joint test specimens⁴⁾

Strain gauge attachment type	Average	Coefficient of variation
JIS type	1.28	0.061
Center type	1.21	0.042
Edge type	1.07	0.028

*Stress rate: Stress at weld toe / stress at position 40 mm from weld center

(c) ゲージ端式：ひずみゲージのベース端を溶接止端に合わせて貼付する方式。なお本章の記述は、著者らによる文献⁴⁾を基にまとめたものである。

2.1 静荷重試験方法

試験片には、板材を溶接して製作した十字継手を用いた。板材は台車枠に使用されている SM490YB、溶接金属は JIS YGW-19 である。図2に試験片形状を示す。止端部の曲率半径は 1.6～4.8mm の範囲で平均 3.1mm、標準偏差 0.58mm であった。

静荷重試験では引張負荷 25kN を与えた。まずゲージ中央式とゲージ端式で応力測定を行い、その後 R3mm の加工を施し、JIS 式で応力を測定した。応力は測定ひずみにヤング率 206GPa を乗じて求めた（以下、ゲージ応力と呼ぶ）。

2.2 静荷重試験結果

各ゲージ貼付方法について、止端部より十分に離れた位置で測定した公称応力とゲージ応力の比（以下、応力比率と呼ぶ）を求めた。図3に、応力比率と止端曲率半径（JIS 式は加工後の半径）の関係を示す。JIS 式は R3mm 狙いで

加工しているものの形状にばらつきがあり、応力比率のばらつきも大きい。ゲージ中央式では、応力比率と止端曲率半径に明確な相関はみられないが、同じ止端曲率半径での値のばらつきは確認できる。一方のゲージ端式では、止端曲率半径に依らず応力比率はほぼ一定であり、ばらつきも少ない。表1にその平均値と変動係数を示す。ゲージ端式の応力比率は、平均値、変動係数とも3方式の中で最も小さい。JIS 式では、平均値、変動係数ともに3方式の中で最も大きく、ゲージ中央式ではこれらの中間となっているが、平均値は JIS 式とほぼ同等である。

上記で応力比率と止端曲率半径の関係を評価したが、実際の台車枠における止端曲率半径のばらつきも把握しておく必要がある。そこで試作した台車枠を対象に、溶接部 234 箇所について止端曲率半径を測定した。図4に測定した止端曲率半径の頻度分布を示す。図より、止端曲率半径は大きくばらついており、1mm 未満の比較的小さい止端曲率半径も一定の割合で存在していることがわかる。

2.3 ゲージ貼付方式に関する考察

静荷重試験結果より、JIS 式ではゲージ応力のばらつきが大きく、ゲージ端式はばらつきが少なかった。これらの要因の1つとして、ゲージ貼付位置の影響について考察した。

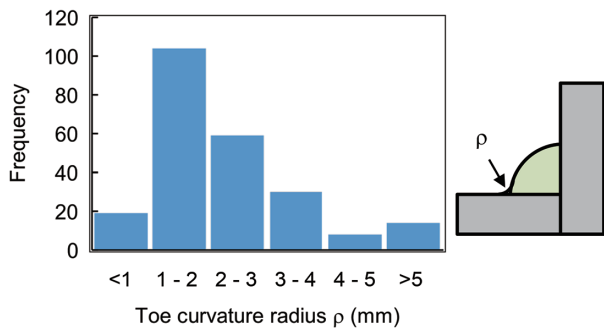


図4 実台車枠における止端曲率半径の頻度分布⁸⁾
Frequency of toe radius at weld toes in bogie frame⁸⁾

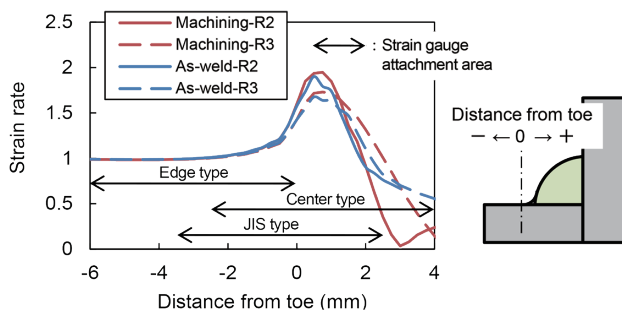


図5 溶接止端部でのひずみ比率分布⁴⁾
Strain rate distributions around weld toes⁴⁾

図5に別途行ったFEM解析で得られた、止端部より離れた表面の主ひずみに対する止端部近傍の主ひずみの比(以下、ひずみ比率と呼ぶ)の分布とゲージ貼付範囲を示す。JIS式およびゲージ中央式の場合、貼付位置の中でひずみ比率の高い部分が多く、また変化も大きいため、貼付位置によって測定応力に大きなばらつきが生じる可能性がある。一方、ゲージ端式の場合、止端曲率半径が異なってもゲージ貼付範囲のひずみ比率はほとんど変わらない。このため、ゲージ端式で測定した応力比率は、止端曲率半径に依らずほぼ一定であり、ばらつきも少なかったと考えられる。

以上のように、As-weld部においては、ゲージ端式が、実際の施工に適したばらつきの少ないひずみゲージ貼付方式である。したがって、ゲージ端式は強度設計に適用する応力評価法として適切と考えられる。

3. 台車枠溶接部疲労強度評価⁵⁾

前章で提案したゲージ端式の応力評価方法を台車枠溶接部の疲労設計に活用するためには、適切な許容応力を用いる必要がある。そのためには、まず現状の設計法であるJIS E4207で規定されている許容応力が、ゲージ端式の応力で評価した場合に、どの程度の破壊確率に相当するのかを把握する必要がある。そこで本章では、公開文献から収集した疲労試験データを用いてゲージ端式を用いた場合の許容応力を算出した。

ゲージ端式による評価応力は試験を数値解析で再現し、

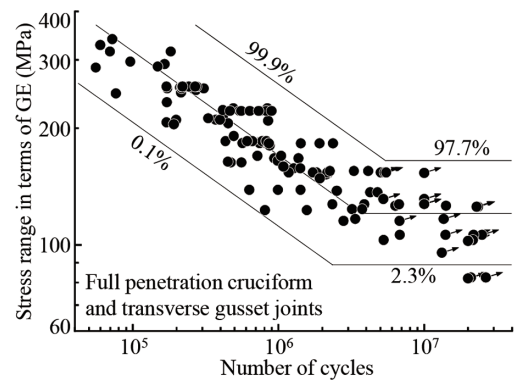


図6 収集した十字継手疲労データをもとにゲージ端式応力で整理したS-N線図⁵⁾

S-N diagram in terms of edge type gauge stress based on the collected cruciform joint fatigue test data⁵⁾

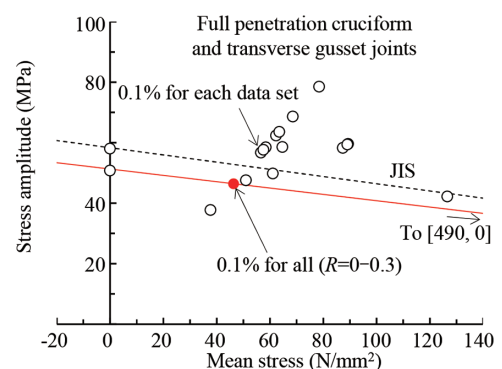


図7 疲労データ分析から得られた疲労強度(0.1%破壊確率)とJIS許容応力との関係⁵⁾

Relationship between fatigue strength (0.1% fracture probability) and JIS allowable stress obtained from fatigue data analysis⁵⁾

解析結果を基に決定した。データ数としては十字継手で18セット、126点(図6)、面外ガセット継手で11セット、110点を用意した。図中のデータは後述するように比較的ばらつき(変動係数)が大きいが、その要因の1つに様々な止端曲率半径のデータが含まれているためと推測される。JISの許容応力には、特に止端曲率半径の適用範囲は示されていないため、図6のデータで評価することは妥当と考えられる。許容応力については種々の破壊確率を設定して疲労データを統計分析することで求め、JIS⁹⁾のそれと比較した。統計分析では正規分布を仮定した手法およびプロビット法と呼ばれるき裂未発生試験データも考慮できる手法を用いた。再現解析および統計解析の詳細は著者らによる文献⁹⁾に記載されており、本章の記述はそれに基づいて結果をまとめたものである。

各データセットから得られる許容応力を横軸平均応力として整理したところ、十字継手で18中5セット、面外ガセットでは12中5セットのそれがJISによる許容応力を下回った(図7)。ここで許容応力はJISの想定と同じく200万回繰返し時での0.1%破壊確率に相当する値とし、JISとゲージ端式とで評価応力が異なる点は許容応力を1/1.2するこ

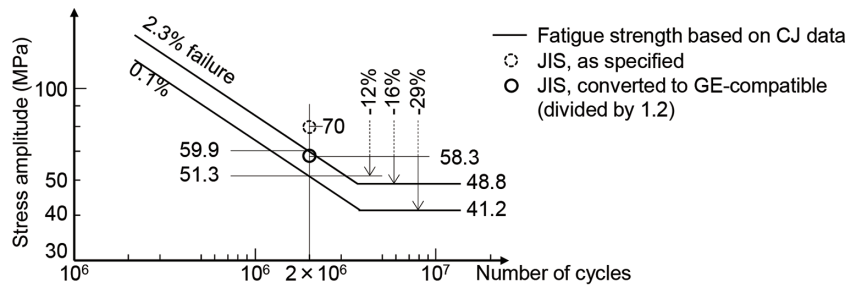


図8 疲労データ分析から得られた疲労設計曲線（0.1%/2.3%破壊確率）と JIS 許容応力との関係⁵⁾

Relationship between fatigue design curves (0.1%/2.3% fracture probability) and JIS allowable stresses obtained from fatigue data analysis⁵⁾

表2 疲労データ分析結果⁵⁾
Fatigue data analysis results⁵⁾

Fatigue strength	Cruciform	Out-of-plane gusset
(a) at 2×10^6 , 0.1% failure	92.8 (51.3)	89.7 (49.4)
(b) at 2×10^6 , 5% failure by IIW Recom.	110.1 (62.0)	103.0 (57.6)
(c) Design vs. this study's results	1.14 ^a	1.18 ^a

^a Ratios of JIS (70/1.2=58.3) to (a)

とで考慮した⁴⁾。

さらに十字継手の全データを図6に示したように同集団として分析したところ、得られた許容応力は振幅で51.3 MPaとなり、JISによるそれよりも12%小さい値であった(図8)。ここで許容応力は前記と同様の条件から想定したが、さらに1000万回繰返し時点での2.3%破壊確率、同時点での0.1%破壊確率に相当する値、すなわちより長期間の使用に対しても確実に安全な値を算出すると、48.8 MPa (JIS比-16%)、41.2 MPa (-29%)となった。面外ガセット継手のデータをもとに算出した許容応力はさらに小さい値となった(表2)。

データのばらつき度合い(変動係数)をみると、今回の結果は十字継手で0.13、面外ガセット継手で0.10とJISで想定されている0.06より大きかった。これは溶接条件の異なる複数のデータセットを集め、それら全体の分散を考えているためであり、これが一要因となって得られる許容応力が相対的に小さくなったと考えられる。実際にも様々な条件で溶接された継手を設計するため、今回の結果は実状況をよく反映できていると考えられる。

逆にJISによる許容応力、58.3 MPaは今回の疲労データでの破壊確率1.4%に相当し元々想定されていた0.1%より大きくなる。このことから、JISの許容応力を使用する場合は、荷重条件の設定時に留意が必要な場合があると考えられる。

4. 部分安全係数法に基づく新しい寿命予測法^{6,9)}

台車枠は疲労限度設計を採用しているため、無限寿命であるといった誤った認識を持たれることがある。しかしながら、疲労限度以下の応力でも疲労損傷が生じるため、実

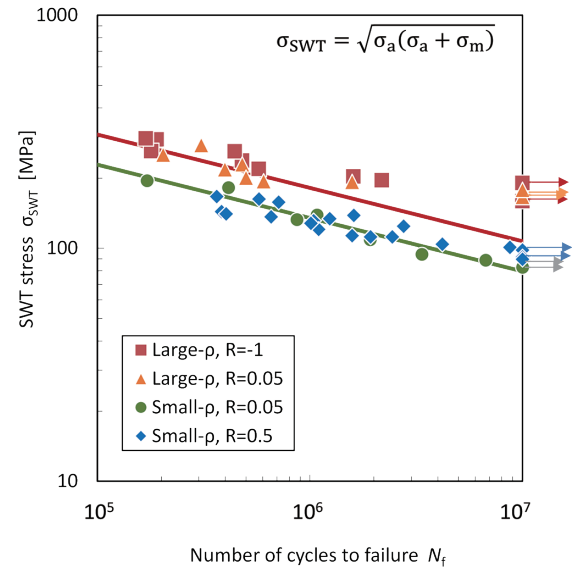


図9 SWT法によるS-N線図^{6,9)}

S-N diagram modified using the SWT method^{6,9)}

際は有限寿命であるとともに、前章で示したように、現状規定されている許容応力は、ある一定の確率で疲労き裂が発生する値になっている。一方、実働下の寿命評価法には過去に提案されたもの¹⁰⁾があるが、平均応力や止端曲率半径などの因子を考慮できない。このため、最新の疲労試験データや、2017年に発行されたJIS規格¹¹⁾/JSME基準¹²⁾、すなわち部分安全係数法に基づき、新たな寿命予測法を検討した。本章の記述は、著者らによる文献^{6,9)}を基にまとめたものである。

4.1 寿命評価用S-N曲線の検討

本節の評価の対象は、前章までと同様にAs-weld溶接部である。著者らは過去に、日本製鉄(株)製鉄道台車枠と同じ鋼板(SM400BおよびSM490YB、板厚9mm)を使用し、同様の溶接条件に基づいて十字溶接継手を製作し、疲労試験を行った。その試験結果を整理し、図9のS-N線図を得た。このS-N線図において、縦軸には次式のSWT (Smith Watson Topper)¹³⁾法による等価応力振幅(以下、SWT応力と呼ぶ)を用いた。

$$\sigma_{\text{SWT}} = \sqrt{\sigma_a \cdot \sigma_{\text{max}}} = \sqrt{\sigma_a (\sigma_a + \sigma_m)} = \sqrt{\frac{2}{1-R}} \sigma_a \quad (1)$$

ここで、 σ_a は応力振幅、 σ_{max} は最大応力、 σ_m は平均応力であり、いずれも前章までに検討したゲージ端式応力による測定値である。 R は応力比である。

図中では、溶接止端部の曲率半径の大小、応力比によってプロット点の種類を分けている。図中の Large- ρ は止端曲率半径 1.6 ~ 3.3 mm、平均 2.6 mm、Small- ρ は止端曲率半径 0.2 ~ 1.5 mm、平均 0.6 mm であった。図より、曲率半径の大小によってプロット点群が分かれていること、それぞれのプロット点群において応力比による寿命差が見られないことがわかる。後者については、本論文では省略したが応力振幅で整理すると応力比によって寿命が異なっていたことから、SWT 法によって応力比の影響を精度良く考慮できたことを意味する。このため、大小 2 種類の曲率半径のプロット点群についてそれぞれ $S-N$ 曲線を近似した。

$$N = A \cdot \sigma_{\text{SWT}}^{-4.375}, A = 2.080 \times 10^{15} \text{ (Small-}\rho\text{)}, 7.656 \times 10^{15} \text{ (Large-}\rho\text{)} \quad (2)$$

ここで N は繰返し数（または寿命）であり、 σ_{SWT} の単位は [MPa] である。上式の A の比より、Small- ρ に対し Large- ρ では寿命が 3.68 倍であることがわかる。上式の $S-N$ 曲線の指数 m は 4.375 であり、これは従来から提案されている $3^{7,10}$ より大きい。従来の検討では、様々な板厚や止端曲率半径を網羅したデータを基に $S-N$ 曲線を近似していたためである。図 9 についても止端曲率半径に依らず全データをまとめて近似すると m は 2.545 になる。この場合、 m が小さいために長寿命域の寿命を過小に見積もり、ばらつきを過大に見積もるおそれがある。このため、台車枠に使用される板厚に限定し、さらに止端曲率半径によって区別した式 (2)

の $S-N$ 曲線を用いた方がより合理的な予測寿命が得られるものと考えられる。図中のプロット点のばらつきから、寿命の自然対数 $\ln N$ の標準偏差 $S_{\ln N}$ として 0.4113 を得た。これは、Large- ρ と Small- ρ で近い値となったため、両者の平均を採用したものである。この値を用いることで、ばらつきを考慮した寿命曲線、すなわち $P-S-N$ 曲線が得られる。なお、3 章では許容応力検討のため、200 万回時間強度および 1000 万回疲労限度とそのばらつきを評価すべく、様々な機関で試験されたデータを総合して図 6 の $P-S-N$ 曲線を求めた。しかしながら、本節ではより合理的な寿命予測を志向するため、日本製鉄で実験したデータのみを用いて止端曲率半径で区分した新たな寿命評価用 $P-S-N$ 曲線を得たことを付記する。

4.2 部分安全係数法に基づく寿命予測法

部分安全係数法とは、外力と強度に対して部分安全係数を定め、それらの係数を有する基準式に基づいて信頼性評価、すなわち破壊確率を求める方法である^{11,12)}。この方法では、従来煩雑であった確率計算をとまわずに決定論的に信頼性評価が可能になる。ただし、部分安全係数法は破壊への適用を前提としており、疲労へ適用した検討例は少ない¹⁴⁾。そこで、本論文では疲労への適用にあたり、以下の 2 つの概念を新たに導入した。1 つは、評価パラメータに累積損傷値とその限界値を用いたこと、もう 1 つは損傷値のばらつきを見積もるのに t 分布に基づく区間推定を用いたことである。

図 10 に、疲労への部分安全係数法の適用イメージを示す。まず、図の上部に示すように、線形損傷則の一種である修正マイナー則に基づき、累積損傷値 D を求め、これを

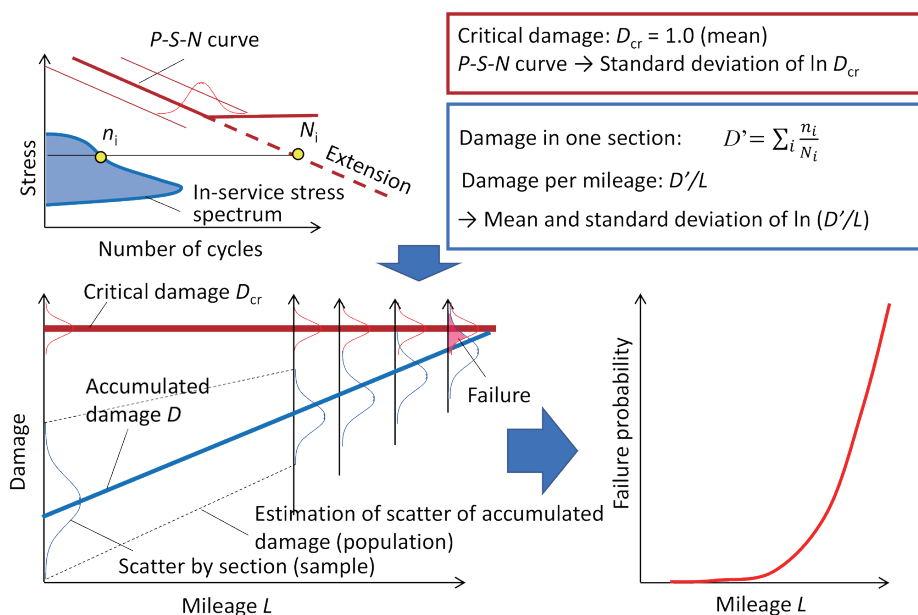


図 10 疲労への部分安全係数法の適用^{6,9)}
Application of the partial safety factor method to the fatigue failure issue^{6,9)}

外力側の評価パラメータとした。 D を求めるにあたっては、現車走行試験を行い、得られた応力測定データをレインフロー法によって平均応力と応力振幅の組合せとその頻度に分け、さらに式 (1) に代入して SWT 応力による頻度分布を得る。そして、式 (2) から求められる寿命 N_i と頻度 n_i を次式に適用して区間損傷値 D' が得られる。

$$D' = \sum_i \frac{n_i}{N_i} \quad (3)$$

ここで、 D' は対象路線の往復データを 10 以上の等距離区間に分割した、それぞれの区間における損傷値である。 D' を全区間で合計し、さらに台車枠一生涯における走行距離までの累積を考慮した値が累積損傷値 D となる。こうして得られた D が、限界値 D_{cr} に到達する走行距離を逆に求めると予測寿命が得られる。 D_{cr} を 1.0 とした場合、図 10 の上部に示した外力側、強度側両方のばらつきを考慮しない場合の予測寿命となる。

次に、強度側のばらつきを考慮するのに、4.1 節で得た $P-S-N$ 曲線を用いる。4.1 節では寿命の対数の標準偏差 $S_{\ln N}$ を明らかにしたが、 D_{cr} は寿命比とも定義されることから、 D_{cr} の対数の標準偏差 $S_{\ln D_{cr}}$ は $S_{\ln N}$ と同じである。よって、 $S_{\ln D_{cr}}$ を用いて D_{cr} の対数正規分布を求め、この分布に応じた発生確率の D_{cr} を限界値として用いれば、強度側のばらつきを考慮した寿命予測が可能になる。この方法は、図 10 の左下部において赤線の D_{cr} のばらつきのみ考慮し、青線の D については中央線のみ考慮し、そのばらつきは考慮しないことに対応する。

最後に、外力側のばらつきを考慮する。外力側の標本データとしては、上記した区間毎の損傷値 D' を用いる。 D' は大きくばらつくが、寿命予測に必要な累積損傷値は単位走行距離あたりの D' の平均に走行距離を乗じたものに漸近するはずである。したがって、 D' のばらつきをそのまま用いることは、ばらつきを過度に見積もることになる。このため、本論文では、 t 分布に基づく区間推定の手法を用いた。本手法は、標本データのばらつきから母集団の平均のばらつきを求める確率論的手法である。ここで、母集団とは対象台車の一生涯の累積損傷値 D である。本手法によると、 D の標準偏差 $S_{\ln D}$ は、 D' の標準偏差 $S_{\ln D'}$ を次式に代入して計算できる。

$$S_{\ln D} = t_{0.1587} \frac{S_{\ln D'}}{\sqrt{n_s}} \quad (4)$$

ここで、 $t_{0.1587}$ は t 分布表より自由度 $n_s - 1$ を考慮して求められ、 n_s は標本数である。上式では $S_{\ln D}$ は $S_{\ln D'}$ より小さくなる。こうして、図 10 の左下図の青線の D について、長い走行距離においてそのばらつきが小さくなることを見積もることが可能になる。

図 10 の左下部において、 D_{cr} と D の確率分布が重畳した領域の面積が破壊確率に相当する。走行距離が伸びるほど重畳領域の面積が増えるので、図 10 右下部に示すように

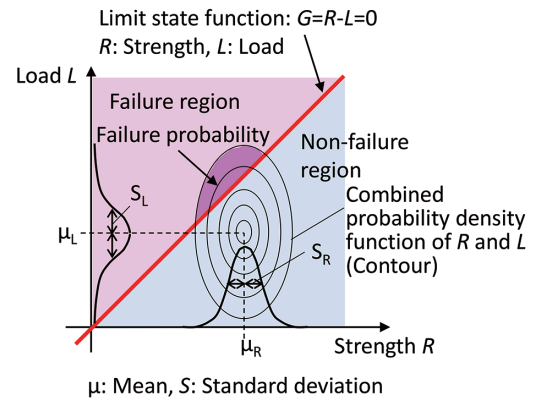


図 11 部分安全係数法による信頼性評価の概念^{6,9)}
Concept of reliability evaluation using the partial safety factor method^{6,9)}

破壊確率も上昇する。重畳領域の面積、すなわち破壊確率を求めるには煩雑な計算が必要であったが、部分安全係数法を利用することで比較的簡便、かつ決定論的に計算することが可能になった。

図 11 は、部分安全係数法による信頼性評価の概念図である。図中の縦軸は荷重、横軸は強度であり、両者の組合せの確率分布は、両者の平均を頂点とする 3 次元的な等高線図で表される。そして限界状態関数 G は強度と荷重が等しい原点を通る斜め 45° の線で表される。そして G より左上部、すなわち荷重 > 強度となる領域では破壊が生じるので、この破壊領域の確率分布の総和が破壊確率に相当する。さらに、詳細を省略するが、図 11 を標準正規化座標、すなわち平均を 0、標準偏差を 1 に変換すれば、図上の G と原点間の距離から正規分布表を用いて破壊確率を求めることが可能になる。そこで、図 11 の強度を限界値 D_{cr} に、外力を累積損傷値 D に置き換えれば、疲労による破壊確率を求めることができる。さらに想定する走行距離、すなわち寿命によって破壊確率が変化することも予測できる。

4.3 寿命予測結果

前節で提案した手法を用いて実台車枠の寿命予測を行った。評価位置は台車枠排障器腕部の As-weld 溶接部であり、対象路線の往復データを 32 の区間に分割して、それぞれの区間における損傷値、さらにその平均と標準偏差 $S_{\ln D'}$ を求めた。そして、前節で説明した t 分布による区間推定の手法を用いて、式 (4) に $S_{\ln D'}$ と $n_s (=32)$ を代入して累積損傷値の標準偏差 $S_{\ln D}$ を求めた。この場合、 $S_{\ln D}$ は $S_{\ln D'}$ の 18% であった。こうして求めた累積損傷値の平均と標準偏差、ならびに 4.1 および 4.2 節で求めた限界値の平均と標準偏差を、4.2 節と図 11 で説明した部分安全係数法に適用して、寿命と破壊確率を予測した。図 12 に、Small- ρ を対象とした予測結果を示す。これより、寿命とともに破壊確率が上昇すること、強度側のばらつきのみ考慮した場合よりも強度・外力の両方を考慮した方が、50% より低い破壊

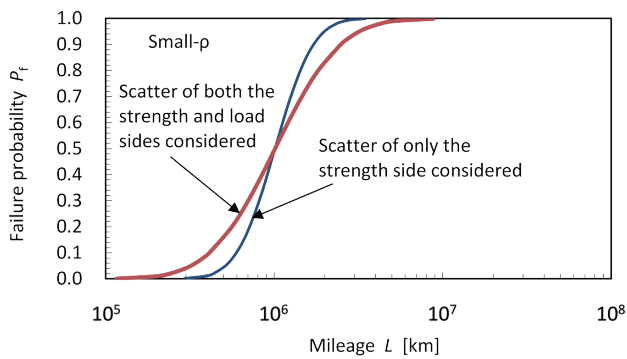


図 12 寿命予測結果の一例 (Small- p)^{6, 9)}
An example of the lifetime prediction result^{6, 9)}

確率では短寿命の予測となることがわかる。

4.4 本予測法のメリットならびに実用イメージ

鉄道台車枠は、従来から設計基準りを満たせば問題なし、として 20 年程度の寿命を想定していた。しかしながら、その前に稀に不具合発生することがあり、また、前述のように無限寿命としてより長期間使う鉄道事業者も存在している。このような中で、寿命予測を行う機会があり、従来の手法を用いると予測寿命に対し、大きな誤差範囲を想定する必要があった。本予測法を用いれば、予測寿命の範囲内で破壊確率がどう変化するかを提示できる。このため、合理的な台車更新時期を提案でき、現用の台車枠の疲労安全性確保ツールとして活用できる。さらに、長期の使用に対応した新設計台車の提案にも役立つことが期待される。また、日本製鉄ではモニタリング台車を開発し、使われ方を随時把握する取組みを行っている¹⁵⁾。当台車で測定・評価した応力データを本予測法に適用すれば、使われ方の変化や経年による寿命の変化を事前に把握することが可能になる。

5. 結 言

鉄道車両用台車枠の As-weld 部を対象とした疲労設計法の高度化を目的として、応力評価方法、許容応力、寿命予測法をそれぞれ検討した。新たな応力評価法としてゲージ端式による方法を提案し、従来の手法に比べ測定ばらつきが少ない適切な方法であることを示した。また公開文献データをベースに As-weld 部の疲労強度をゲージ端式応力で評価し、JIS 規格の許容応力と比較した。JIS の許容応力は破壊確率 1.4% に相当し、元々想定していた破壊確率より高いことを明らかにした。さらに、部分安全係数法に基づく新たな寿命予測法を提案した。本予測法を用いれば、寿命とともに破壊確率が上昇することを精度良く予測することが可能になる。

以上のように、日本製鉄は鋼材メーカーとして、溶接部を含めた材料の疲労強度の明確化を進めており、他の分野で培った知見を台車枠にも適用することで、台車の信頼性

改善を提案していきたい。鉄道分野の安全性向上のためには、これらがルール化（規格化）されることが重要であるため、そのための取組みも推進していく。

参考文献

- 1) JIS E4207：鉄道車両－台車－台車枠設計通則. 2019
- 2) JIS E4208-1：鉄道車両－台車－強度試験－第 1 部：静荷重試験方法. 2021
- 3) 長瀬隆夫：溶接台車枠の強度と保守. 研友社, 1999, p.7-12
- 4) 加藤孝憲 ほか：日本機械学会論文集. 86 (889), 20 (2020)
- 5) 横関耕一 ほか：日本機械学会論文集. 89 (927), 23 (2023)
- 6) 牧野泰三 ほか：日本機械学会論文集. 88 (915), 22 (2022)
- 7) 日本鋼構造協会：鋼構造物の疲労設計指針・同解説. 技報堂出版, 2012
- 8) 加藤孝憲 ほか：第 28 回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集. オンライン, 2021, 日本機械学会
- 9) Makino, T. et al.: 12th International Conference on Railway Bogies and Running Gears (BOGIE'22), Budapest, 2022, p.43
- 10) 長瀬隆夫：鋼製溶接構造台車枠の疲労強度. 研友社, 2010, p.109-110
- 11) JIS B 9955：機械製品の信頼性に関する一般通則. 2017
- 12) JSME S 018：部分安全係数法を用いた機械製品の信頼性に関する指針. 2018
- 13) Smith, K.N. et al.: Journal of Materials. 5 (4), 767 (1970)
- 14) Takanashi, M. et al.: ASME 2011 Pressure Vessels & Piping Division Conference, PVP2011-57421, 2011, p.1
- 15) Ito, S. et al.: 12th International Conference on Railway Bogies and Running Gears (BOGIE'22), Budapest, 2022, p.13



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)
兵庫県尼崎市扶桑町1-8 〒660-0891



牧野泰三 Taizo MAKINO
鉄鋼研究所 リーディングリサーチャー
博士(工学)



横関耕一 Koichi YOKOZEKI
鉄鋼研究所 鋼構造研究部
鋼構造研究第一室 研究第一課 主幹研究員
博士(工学)