

車体・台車枠・車軸の疲労

石塚 弘道

車両構造技術研究部 (部長)



いしづか ひろみち

はじめに

最近、「金属疲労」、「超音波検査」といった専門用語が、事件・事故報道と関連してマスコミに登場する機会が増えているように思います。鉄道車両も長期間にわたって負荷を受けながら使用されるので、金属疲労の発生を避けることはできません。そこで、金属疲労が原因の車両事故・故障を防ぐためには、個々の車両部品を対象とした疲労現象の把握と強度評価、さらに非破壊検査法の確立が極めて重要です。このような基礎的研究を土台として車両の設計・製作を行い、さらに使用中には定期的な検査を行うことによって、金属疲労に起因する車両事故・故障を未然に防ぐ努力がなされています。

以下、車両の主要な構成物である車体・台車枠・車軸の疲労について、順を追って説明します。

車体の疲労

高速車両の車体に発生する主な疲労損傷は、トンネル通過時、とくにトンネル内すれ違い時の気密構造車両の内外圧力差に起因するものです。近年の高速車両の車体は軽量化のためアルミニウム合金製となっていますが、その疲労強度については、使用状況下での損傷データを含め、データの蓄積がほとんどありませんでした。

そこで、近年のアルミニウム合金製車体の代表的な溶接継手部を選定して、これを模した小型試験片および実物大試験体により疲労試験を実施しました。また、疲労試験により得られたS-N曲線から、応力発生回数を考慮した疲労設計を行うための線図の作成を行いました。以下、この疲労試験の概要をご紹介します。

最新のアルミニウム合金製車体は、中空押出型材によって構成されるダブルスキン構造と呼ばれる構造になっています。ここで、疲労試験の対象部位として、構体気密荷重試験結果における最大応力発生部位から、図1に示すように側・屋根構体境界部の中空押出型材の溶接部を選定しま

した。この疲労試験については、前報¹⁾で報告しましたので、得られた余盛無しの疲労設計線図(S-N曲線を併記)のみを図2に示します。

ここでは、ダブルスキン構造以前に主流をなしていた大型型材を用いたシングルスキン構造の疲労試験結果を紹介します。なお、シングルスキン構造はダブルスキン構造の構体においても、客室部以外のサービス設備のある車端部およびパンタグラフ装着車両で使用されています。シングルスキン構造の構体を調査した結果、溶接継手の形状は図3に示すような三角補強溶接部の2形態に集約できること

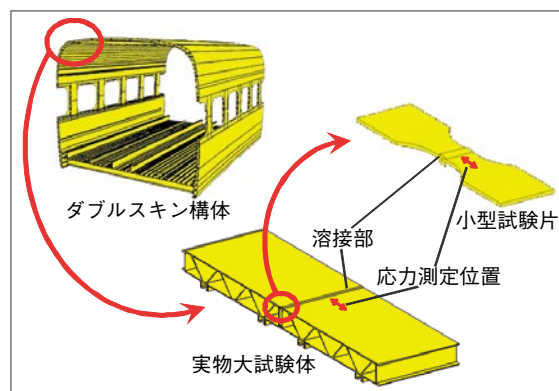


図1 中空押出型材溶接部の疲労試験体

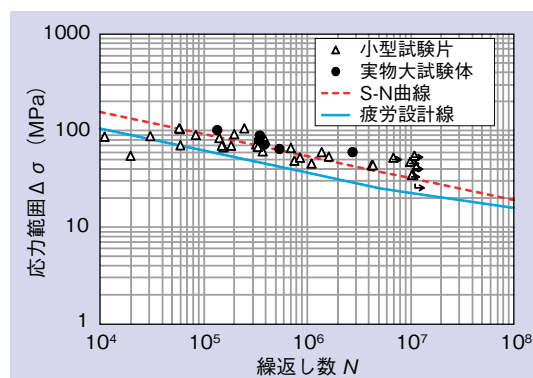


図2 疲労試験結果および疲労設計線図 (中空押出型材溶接部)

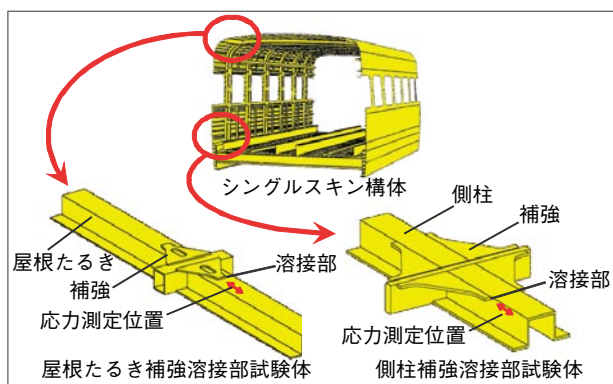


図3 屋根たるきおよび側柱補強溶接部の疲労試験体

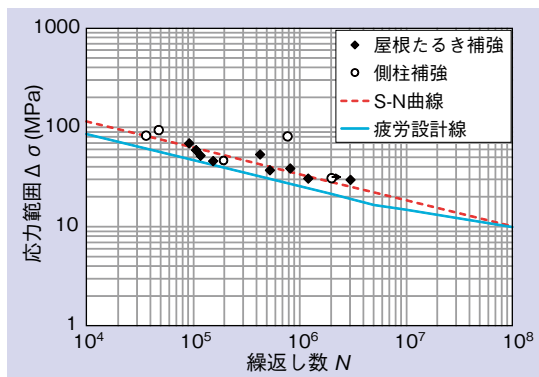


図4 疲労試験結果および疲労設計線図
(アルミ構体屋根たるきおよび側柱補強溶接部)

が分かりました。その上、構体気密荷重試験における最弱部位がこの溶接継手形態を持つ当該溶接部であることから、代表として、屋根たるきと長けたおよび側柱と側はりの補強溶接部を選定しました。

長けたは屋根板と、側はりは側板と一体となったシングルスキンの大型形材で、各々、屋根たるきおよび側柱と直交する骨組み構造となっており、交差部に三角補強が取り付けられています。前者は交差部上面にプラグ溶接と先端部のすみ肉溶接を併用し、後者は交差部の角に片面開先溶接にて取り付けられています。以後、前者を屋根たるき補強溶接部、後者を側柱補強溶接部と呼びます。疲労試験体については、両者とも小型の試験片による試験には意義がないため、実物大の試験体のみを製作しました。

疲労試験は4点曲げにより試験体に荷重を負荷し、応力比 $R = 0.1$ としました。また、各補強先端の溶接部近傍の母材部表面に貼付した歪ゲージにより応力範囲を測定し、試験荷重はそれに合わせました。試験速度は3Hzとし、破断しない場合でも最大の繰返し数を 2×10^6 回としました。

疲労試験結果を図4に示します。図中のS-N曲線およびこれより求めた疲労設計線は、試験データ数の比較的多い屋根たるき補強溶接部のものですが、側柱補強溶接部のデータと本S-N曲線との差がほとんどないことから、共通の設計線図とすることとしました。図2でも同じですが、

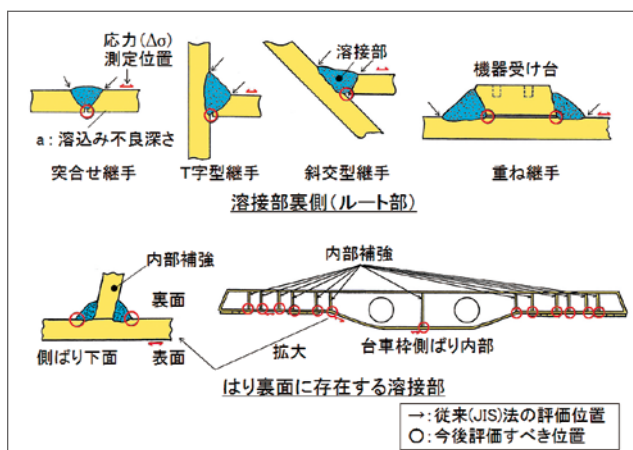


図5 台車枠溶接部の強度評価位置

推定した供用中の応力範囲が疲労設計線を下回ることを確認したうえで、マイナー則による寿命予測を行います。

台車枠の疲労

溶接構造の台車枠に発生することのある疲労損傷は、①溶接部表面、②溶接部裏側（ルート部）および③「はり」裏面に存在する溶接部のいずれかを起点としています。このうち、①溶接部表面については、現行のJIS E4207「鉄道車両用台車枠－設計通則」に定められた強度評価方式により疲労損傷の防止が可能です。図5に示すような②ルート部および③「はり」裏面に存在する溶接部については、適切な強度評価法が従来ありませんでした。そこで、破壊力学的手法および日本鋼構造協会疲労設計指針の応用による、これらの強度評価法が開発されました。この新しい強度評価法は、平成16年6月に改正されたJIS E4207「鉄道車両－台車－台車枠設計通則」の「附属書（参考）溶接部の疲労強度の評価方法例」に記載されています。

台車枠の①表側溶接部については、JIS E4207に規定されている応力限界図による強度評価法が有効です。応力限界図は台車枠各部における許容応力を示すものであり、横軸に平均応力、縦軸に変動応力（応力振幅）をプロットして、計算応力の判定、また、静荷重試験および走行試験時に発生した応力の判定に使用されます。ここで、静荷重試験時に発生した応力の判定は、台車枠に所定の垂直、左右、前後、ねじり、その他の静荷重および動荷重を個別に負荷し、評価位置毎に発生する静荷重による応力の代数和を平均応力として、また、動荷重による応力の二乗平均を変動応力として行います。走行試験時に発生した応力の判定の際は、平均応力として静荷重試験時の平均応力を取り、変動応力として走行試験時の変動応力（応力振幅）の最大値をとります。なお、応力限界図は、もともとは走行試験時に発生した応力の判定に用いるために、試験片による疲労試験の結果と過去の損傷実績から修正グッドマン線図に準拠

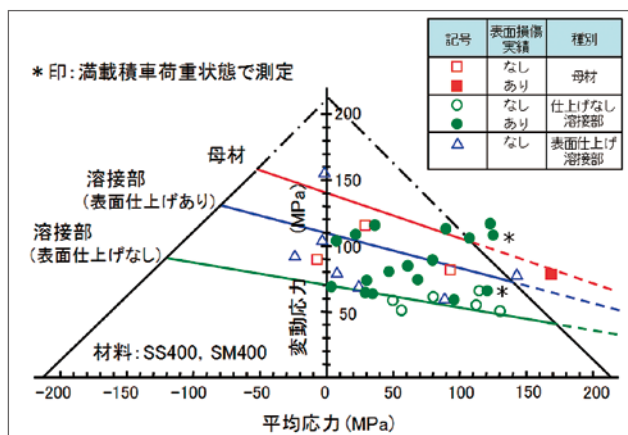


図6 応力限界図による強度判定の例

して作られたものです。

JIS E4208「鉄道車両用台車の荷重試験方法」には、台車枠の強度を確認する際の静荷重試験方法が規定されており、試験結果の評価はJIS E4207により行います。なお、JIS E4208には応力判定に使用するひずみゲージの貼付方法も規定されており、ひずみゲージは溶接止端部に貼付します。すなわち、応力限界図による発生応力の判定は、溶接止端部の応力集中を包含した応力によってなされていることとなります。

図6は、走行試験時に発生した応力の応力限界図による評価例を示します。過去に損傷事例のある部位は、概ね応力限界線を超えており、応力限界図の妥当性が分かります。

一方、②溶接部裏側（ルート部）および側はり、横はり、端はりと内部補強との溶接部（図5）のような③はり裏面に存在する溶接部は、ひずみゲージの貼付が不可能なこともあり、これまで強度評価が行われてきませんでした。しかし、当該部を起点とする損傷も発生しているため、適切な強度評価をする必要があります。ここでは、日本鋼構造協会が発表している疲労設計指針を応用して、③はり裏面溶接部の強度評価を行う手法を紹介します。

図7は日本鋼構造協会疲労設計指針の疲労設計曲線です。図中のA～Hは継手の強度等級を表し、継手、溶接状態別に定められています。また、 $\Delta\sigma_f$ および $\Delta\sigma_{ce}$ はそれぞれ、繰返し数 $=2 \times 10^6$ 回における基本許容応力範囲および一定振幅応力範囲の打ち切り限界（一定振幅応力下での疲労限度に対応するもので、作用する不規則応力の全ての応力範囲成分がこの値以下であれば、疲労を考慮する必要のない応力範囲の限界値）です。台車枠はり裏面部の溶接継手強度等級を決定し、当該溶接部近傍の表側の母材部で測定した応力範囲の最大値 $\Delta\sigma_{me}$ と頻度を用いて図7により強度評価を行います。 $\Delta\sigma_{me} \leq \Delta\sigma_{ce}$ が成立すれば、疲労を考慮する必要はありません。一方、成立しない場合は、使用期間中における各応力範囲レベルの繰返し数 n を推定し、

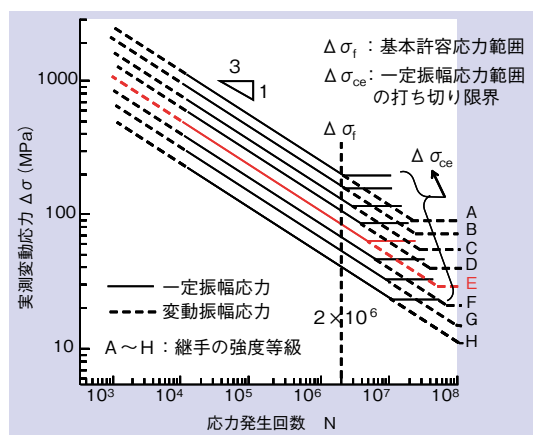


図7 日本鋼構造協会疲労設計指針の疲労設計曲線

図7の変動振幅応力の打ち切り限界 σ_{ve} まで含めた疲労設計曲線を用いて、マイナー則により評価を行います。

大部分の形式の台車枠では、図5に示したように側はりの内側には補強材が直交して溶接されています。TR223台車の側はり側止端部の溶接部（図5下部の赤丸部）に対して強度評価を試みると、側はり下部母材部における実測された $\Delta\sigma_{me}$ は47MPaであり、一方、当該継手の強度等級はEに相当しますので、図7から $\Delta\sigma_{ce} = 62\text{MPa}$ となります。したがって、 $\Delta\sigma_{me} \leq \Delta\sigma_{ce}$ が成立しますので、疲労損傷の発生はないと評価されるわけです。実際、23年間の使用実績において当該部の損傷は1件も発生していません。

②溶接部裏側についても、破壊力学的手法により溶接継手毎に強度評価曲線が作成されており、溶接部近傍母材部の応力を用いて同様な方法で強度評価を行います。

車軸の疲労

車軸の疲労強度上の最重要部位は、車輪はめ合部（車輪座）です。車軸の車輪、歯車、軸受内輪等のはめ合部では、使用中に、部材同士が相対的に接触面内方向に繰返し動く（すべる）現象が生じます。この現象をフレットングと言い、フレットングの結果、部材に生じる摩耗をフレットング摩耗、腐食をフレットング・コロージョン、き裂発生をフレットング疲労と呼び、これらを総称してフレットング損傷と言います。

フレットングを、車輪座を模式的に示す図8を例にとり説明しますと、以下のとおりです。すなわち、本来、車輪は車軸に対して0.2～0.3mm程度の締め代を持ってはめ合わされているので、車軸と車輪は完全に一体となって回転するはずですが、しかし実際は、車軸が曲げによってたわむとき、車輪は車軸と全く同様にたわむことができず、図に示したように、車輪と車軸はそのはめ合端部において隙間を生じ、軸方向に相対的にすべることになります。このすべり量（相対すべり量、あるいは相対すべり振幅と言

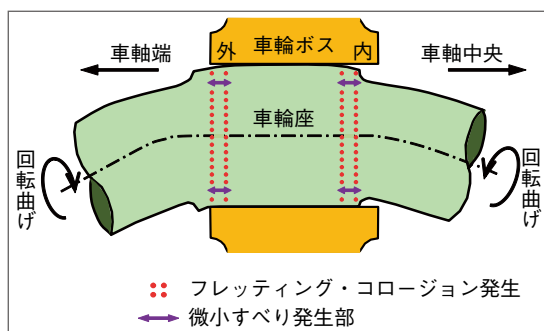


図8 フレッシング・コロージョンの発生メカニズム模式図

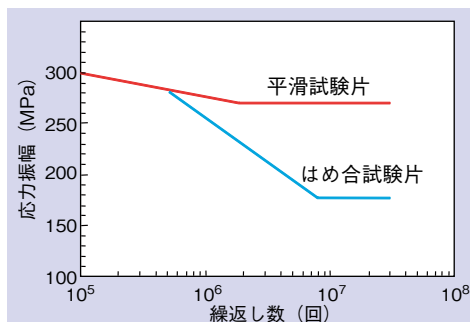


図9 平滑試験片とはめ合試験片のS-N線図例

います)は、通常は $10\mu\text{m}$ 程度とごくわずかですが、輪軸の回転中絶えず繰り返されるため、フレッシング損傷を引き起こす要因となります。図9に示すようなはめ合試験片における疲労強度の低下は、フレッシング疲労によるものです。

フレッシング疲労強度を向上させる真に有効な手段は、見出されていないのが現状です。ただし、車輪座については、図10に示すように車輪内ボスを車軸車輪座端に対してオーバハング (図10における l) させてはめることにより面圧を高め、結果として相対すべり量が減ることにより図11に新幹線電車車軸の例を示すように、フレッシング疲労き裂に起因する磁粉きずによる取替えを大幅に減らすことに成功しています。なお、図11において在来形状は車輪内ボスをオーバハングさせずに車軸に圧入した状態 (図10において $l=0$) を示しています。残留応力は疲労強度に大きな影響を及ぼしますが、フレッシング疲労強度に対しても同じです。ただし、図12に例を示すように、表面の圧縮残留応力はき裂発生疲労限度 (σ_{w1}) にはほとんど影響を与えないのに対して、破断疲労限度 (σ_{w2}) に対しては大きな影響を及ぼすことが知られています。すなわち、表面の圧縮残留応力はフレッシングによる疲労き裂の発生を防ぐ効果はほとんどありませんが、そのき裂の進展を阻止し、結果として、破断の疲労限度を高める効果があります。

なお、日本では、車軸の最弱部位は車輪座等のはめ合部であるとして、当該部を対象とした疲労試験、疲労強度向上策の検討が数多くなされてきましたが、ヨーロッパでは、車輪間の中央平行部における腐食、電食による車軸折損も

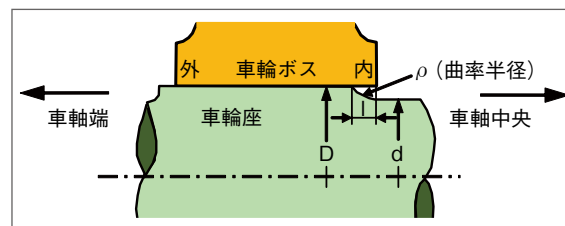


図10 車輪座内ボス端部における車輪ボスのオーバハング

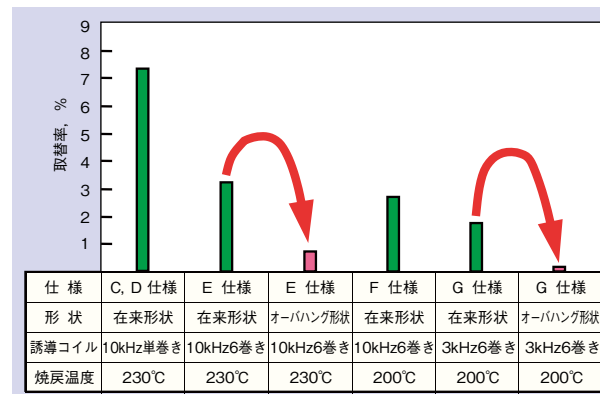


図11 反歯車側車輪座に発生した磁粉きずにより取替えとなった新幹線電車車軸の仕様別の割合

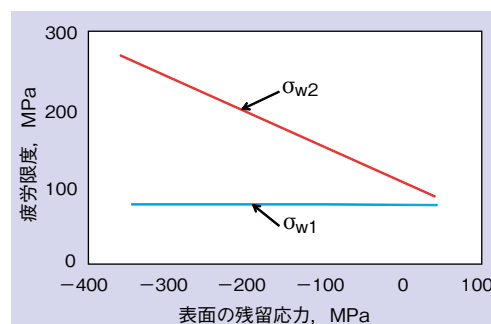


図12 はめ合軸の疲労限度に及ぼす残留応力の影響

報告されています。

おわりに

現在にまで至る金属疲労の研究は、19世紀半ば頃のドイツの鉄道技術者で車軸折損対策委員会の委員として活躍していたヴェーラ (A. Wöhler, 1819～1914) によって始められたことはよく知られています。このような長い研究と対策の歴史があるにもかかわらず、現代でも、金属疲労が原因の事故・損傷が後を絶ちません。個々の対象物ごとの的確な強度評価と適切な非破壊検査が、このような事故・損傷を防止する唯一の道であることを再度強調したいと思います。RRR

文献

- 1) 八木毅, 織田安朝, 石塚弘道, 田原雅幸: アルミニウム合金車体の寿命評価, RRR, Vol.62, No.4, pp.6～9, 2005