

変動荷重下での新幹線電車用車軸の疲労特性評価

The Evaluation of Fatigue Property under Variable Loading on Axle Assemblies for Shinkansen

牧野泰三/Taizo Makino・総合技術研究所 基盤技術研究部 副主任研究員

山本三幸/Miyuki Yamamoto・総合技術研究所 基盤技術研究部 主任研究員 工博

四方田圭一/Keiichi Yomoda・関西製造所 輪軸鍛鋼品製造部 参事

要 約

最近の疲労特性評価技術の動向として、実働荷重に即した荷重条件での評価への取り組みが挙げられる。ここでは、新幹線電車用車軸を対象に、実際の使用条件での疲労特性を把握し、保守点検の負担軽減に役立てることを目的として、車軸の変動荷重疲労特性を評価した。すなわち、小型圧入軸および実体車軸の評価用に変動荷重疲労試験機を新たに導入し、フレットング疲労特性に及ぼす種々の変動荷重パターンの影響を評価した。その結果を基に実働荷重での車軸のき裂発生寿命を推定したところ、新幹線車軸の実績と定性的に対応した。

Synopsis

As a recent trend of the evaluation technique for fatigue properties, the evaluation under loading condition similar to in-service condition is focused. In the present paper, the techniques and results regarding the evaluation of fatigue property on Shinkansen axles under the variable loading were mentioned. The objective of this evaluation is to help to decrease the maintenance cost by clarifying the fatigue property under in-service condition. Variable loading fatigue testing machines for full-scale and small-scale axles were newly developed. Moreover, the effects of various variable loading patterns on fretting fatigue properties were clarified. The crack initiation life of axle under in-service condition were predicted by using this result. This predicted life qualitatively corresponded to the actual life of Shinkansen axles under in-service condition.

1. 緒 言

最近の疲労特性評価技術の動向として、従来の一定荷重(応力)振幅での評価から、より実働荷重に即した荷重条件での評価への取り組みが挙げられる。実働荷重に即した荷重条件とは、例えば、応力振幅や平均応力が変動する変動荷重、曲げ・ねじり等の荷重が複合した多軸荷重、転がり接触荷重等である。このような実働荷重に即した荷重条件での評価によって、実際の使用条件での疲労特性を明らかにでき、結果的に、製品の信頼性向上や、保守点検の負担軽減につながると考えられる。本報告では、その一例として、新幹線電車用車軸を対象として変動荷重条件下の疲労特性を評価した。

車軸は鉄道車両の走行安全性を支える最も重要な部品の一つである。東海道新幹線が開業して30年以上が経過し、この間車軸に起因する事故は皆無である。これは車軸の疲労安全性を設計・製作・保守の3者が一体となり確保したからである¹⁾。ここでは、まず、新幹線車軸の構成、こ

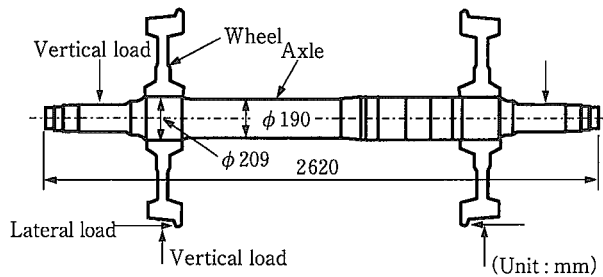
れまでの使用実績、保守点検等の現状を紹介する。更に、実際の使用条件での疲労特性を明らかにし、保守点検の負担の軽減に役立てるために著者らが取り組んでいる、変動荷重下での車軸の疲労特性評価について、評価技術を紹介するとともに、その結果を報告する。

2. 新幹線電車用車軸の現状

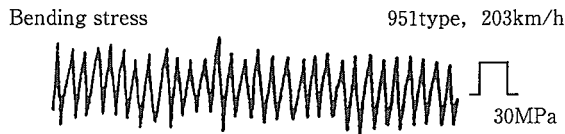
新幹線電車用に限らず、すべての鉄道車両用車軸は、第1図に示すように車輪が車軸に圧入された構成となっている。第1図には輪軸に作用する外力も示しているが、これより、車軸は車両重量による上下方向の力と車輪とレールとの接触による横方向の力を受けることがわかる。この場合、車軸は典型的な回転曲げの応力状態となり、車輪との圧入部でフレットング疲労による損傷を受けることが避けられない。

第2図に新幹線で測定された実働荷重の応力波形の一例²⁾を示す。これより、応力振幅、すなわち曲げ荷重が変

技術報文



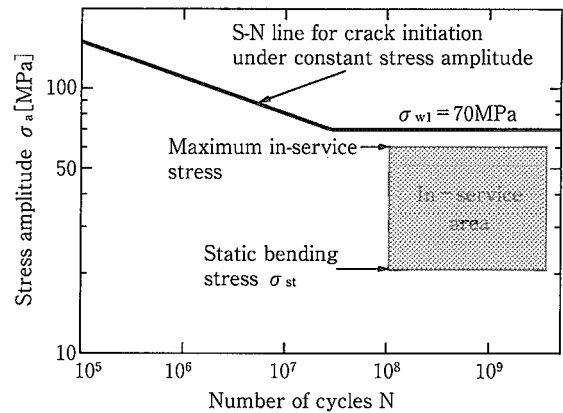
第1図 鉄道車両用輪軸と荷重
Fig.1 Configuration of press-fitted axle assembly and its load



第2図 新幹線車軸で測定された応力波形の一例²⁾
Fig.2 Example of measured stress waveform on press-fitted axle of Shinkansen²⁾

動していることがわかる。この実働応力の最大値は、1975年に車両走行時の発生応力を測定した結果³⁾によると、60MPaである。これは、一定荷重下で疲労試験して得られた、光学顕微鏡レベルで検出可能なき裂(微細き裂)の発生に関する疲労限度 σ_{w1} の70MPaより低いレベルとなっている。また、車軸の平均寿命は400万kmを超えており、これを応力負荷繰返し数に換算すると 1.4×10^9 回となる。以上を考え合わせて、新幹線車軸が使用されている応力レベル、負荷繰返し数を、S-N線図上に示すと第3図となる。これより、実際の新幹線車軸は、一定荷重下のき裂発生に関するS-N曲線より低応力・長寿命の領域でしかも変動荷重の負荷形態で使用されていることがわかる。

車軸は、JIS E 4502で規定されているように、疲労限度設計の手法で設計されている。この設計手法では、車両重量、使用速度、軌道状況から見積もられる発生応力が設計許容値より低くなるように形状を決めている。ここで、設

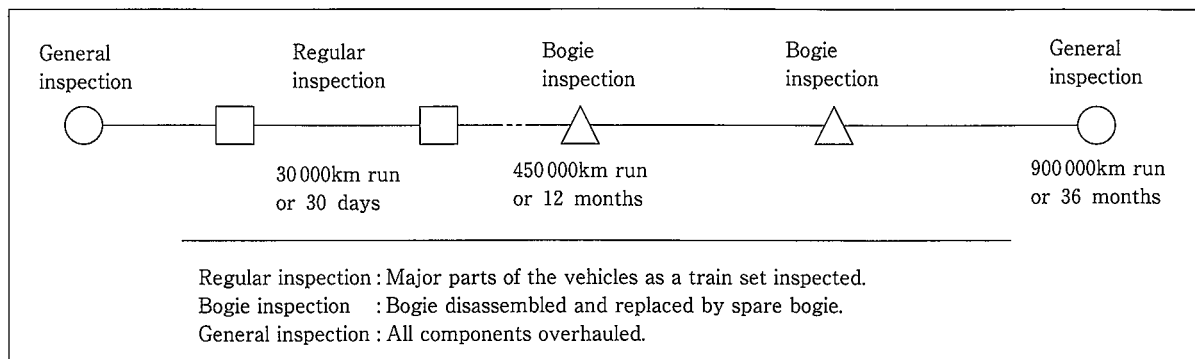


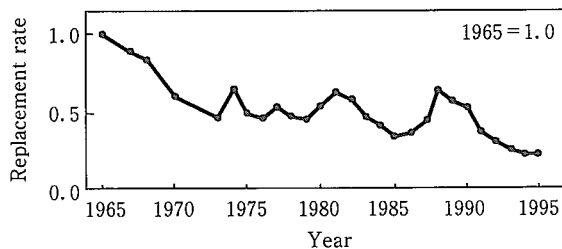
第3図 S-N線図における実働領域(新幹線車軸)
Fig.3 In-service condition on S-N diagram (Press-fitted axle assemblies of Shinkansen)

計許容値は、一定荷重下の破断に関する回転曲げ疲労限度に安全余裕度を加えたものである。したがって、現状の設計手法では、第2図に示したような変動荷重の影響が直接的には考慮されていない。

車軸には、その安全性を最終的に保証するため、定期的な検査が行われている。第1表にその検査体制^{2),4)}を示す。第1表中で45万km走行ごとに実施される台車検査(Bogie inspection)で、車軸は車輪より抜き出され、車軸表面で磁粉探傷されている。この検査で深さ0.15mm以上の磁粉きずの発生、擦傷・溶着、歯車箱軸受のクリープ、車輪抜き出し時のかじり等が確認されれば、車軸は、取り替え、廃棄されることになる。第4図に、検査で取り替えられる車軸の割合(車軸取替率)の年度変化を示す^{1),4)}。車軸取替率は、1975年以降は1965年比でほぼ0.5前後で推移し、1989年以降更に低下し、1994年には開業以来最も低い数字となっている。開業後しばらくは、磁粉探傷で検出されるフレット疲労き裂、すなわち磁粉きずが車軸取り替えの最大の原因であった。しかしながら、高周波焼入れ条件の変更⁵⁾、オーバーハング化^{6),7)}等の製作面の改良や、軌道整備による発生応力の低減により、磁粉きず

第1表 輪軸の検査体制^{2),4)}
Table1 Classification and cycle of Shinkansen electric car inspection^{2),4)}



第4図 車軸取替率の年度変化^{1), 4)}Fig.4 Annual change in replacement rate of axle^{1), 4)}

が原因の取り替えは漸減している^{4), 8)}。特に強調されるのは1993～5年の3年間に検査された約6万本の車軸のうち磁粉きずにより取り替えられたものはわずか3本に過ぎないという点である⁸⁾。1980年以降の車軸取り替えの主な要因は歯車箱軸受のクリープと車輪抜き出し時のかじりである⁸⁾。

以上で述べた新幹線車軸の現状に対し、45万km走行ごとに車輪を抜き出して磁粉探傷する検査方法について、安全性を確保するには十分であるが、合理的でないとの認識が生じ、検査方法の見直しが図られている。石塚⁴⁾は、破壊力学的な見地から、これ以上進展しない限界のき裂寸法を明らかにし、検査周期を延伸し、最終的には磁粉探傷を省略することを検討している。

また、別のアプローチとして、実働荷重下の疲労特性を考慮した手法が考えられる。これは、現在、磁粉きずはほとんど発生しなくなったものの、磁粉きずより寸法の小さい微細き裂は発生しているため、実働荷重下の微細き裂の発生までの寿命を明らかにし、その寿命までは、検査周期を延伸または検査を省略するというものである。ここで、実働荷重下のき裂発生寿命を明らかにするには、実働荷重に即した種々の変動荷重パターンでの疲労特性を明らかにする必要がある。このため、本報告では、小型圧入軸と実体車軸を用いて、変動荷重疲労試験を行った。この評価結果は、上記した検査方法の見直しだけでなく、今後、疲労強度等の性能面で改良を図った車軸を実用化するにあたり、保守点検上の問題を事前に評価する比較データとすることや、現在の疲労限度設計から疲労寿命設計等のより合理的な設計手法に変更するためのバックデータとすることにも役立つと考えられる。

3. 変動荷重下での疲労特性評価

2.で述べた理由から、著者らは数年前より、変動荷重下での圧入軸の疲労特性を評価してきた。具体的には実体の新幹線車軸に対し約1/5スケールの直径40mm($\phi 40$)の圧入軸を、様々な変動荷重パターンで評価した後、実体の新幹線車軸を評価し、最後に寸法効果を評価している。そして最終的には、第3図に示した実働領域での実体車軸の疲労特性を明らかにし、検査方法の見直し、新規開発の車

軸の実用化、設計手法の合理化に役立てることを目標としている。以下では、評価技術を紹介するとともに、評価結果を報告する。

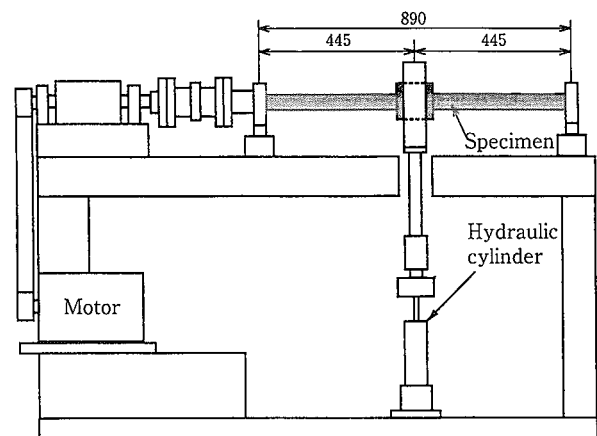
3-1 評価技術

3-1-1 小型軸疲労試験機

第5図に小型軸疲労試験機の構造の模式図を、第6図に試験に供した小型軸の形状を示す。負荷形式は三点曲げタイプの回転曲げであり、このため、小型軸試験片は、軸中央に車輪に相当するボスが圧入された形状となっている。この方式では、軸の両端に直接軸受を取付けるため、試験片取り付け時に自動的に芯出しがなされ、試験効率が大幅に向上した。この試験機は、最大曲げモーメント2.01 kN・m、試験軸長さ1000mm、試験軸の最大回転速度1600rpm. の能力を有しており、変動荷重は、油圧サーボ制御によって0～10kNの範囲で10段まで設定できる。第6図中の小型軸試験片の直径は40mmであるが、最大80mmまで試験できる。

3-1-2 実体車軸疲労試験機

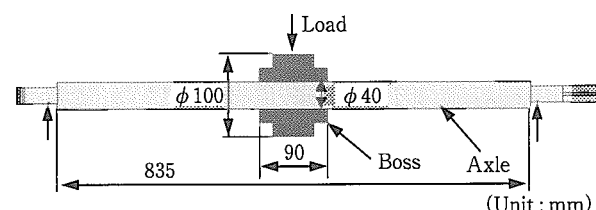
実体車軸の疲労試験機は、JREA(社)日本鉄道技術協会)の研究委員会で平成4～6年度日本船舶振興補助事業として導入されたものである⁹⁾。新幹線電車用のような直径200mm程度の大径の車軸を疲労試験できる試験機は、世界的にも少なく、更に変動荷重を負荷できる機能を有した



第5図 小型軸疲労試験機の構造

(Unit: mm)

Fig.5 Structure of fatigue testing machine for small-scale axles



第6図 小型軸試験片の形状

(Unit: mm)

Fig.6 Shape and dimensions of 40mm in diameter press-fitted axle

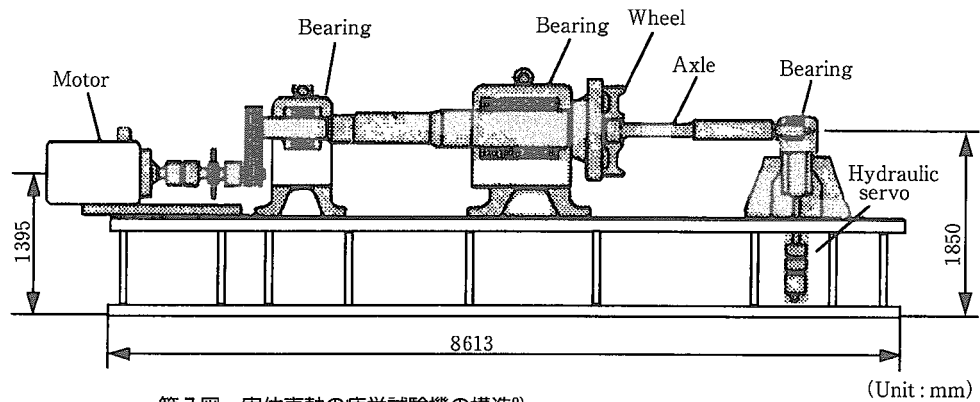
第7図 実体車軸の疲労試験機の構造⁹⁾

Fig.7 Structure of fatigue testing machine for full-scale axles

ものは皆無といってよい。第7図に試験機の構造の模式図を示す。車軸は片側に車輪が圧入された状態で供試されており、片持ち回転曲げの負荷形式となっている。この試験機は、最大曲げモーメント265kN・m、試験軸長さ1400～2500mmで可変、試験軸回転速度600, 900, 1200, 1500 rpm. の能力を有しており、変動荷重は、油圧サーボ制御によって0～157kNの範囲で10段まで設定可能である。

3-2 評価結果

疲労試験では、表面長さ30μm程度の微細き裂の発生を評価した。

3-2-1 小型軸による評価結果

小型軸による評価では、新幹線電車用車軸と同様のJIS S38C鋼製の高周波焼入れ圧入軸を用いた。高周波焼入れによって、表面に有効深さ2mmの硬化層と約-600MPaの圧縮残留応力が生じている。小型軸を用いた試験は、実体車軸を用いた場合と比較して効率的であるため、小型軸を用いて、系統立てて変動荷重パターンの影響を評価した。

変動荷重疲労試験では、負荷応力振幅が変動するため、単にS-N線図上で評価できない。そこで、次式で定義

される修正マイナー損傷値Dと等価応力 σ_{eq} を評価に用いた。

$$D = \sum_{i=1}^k (n_i / N_i) \quad (1)$$

n: 負荷繰返し数,

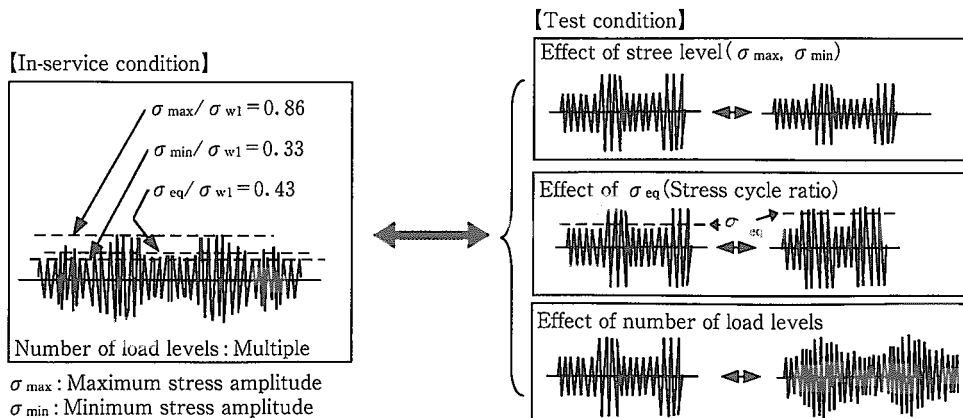
N: 一定荷重下のS-N曲線で予測される寿命,

i: i番目の荷重, k: 荷重段数

$$\sigma_{eq} = \left(\sum_{i=1}^k n_i \cdot \sigma_i^{-m} \right) / \sum_{i=1}^k n_i \quad (2)$$

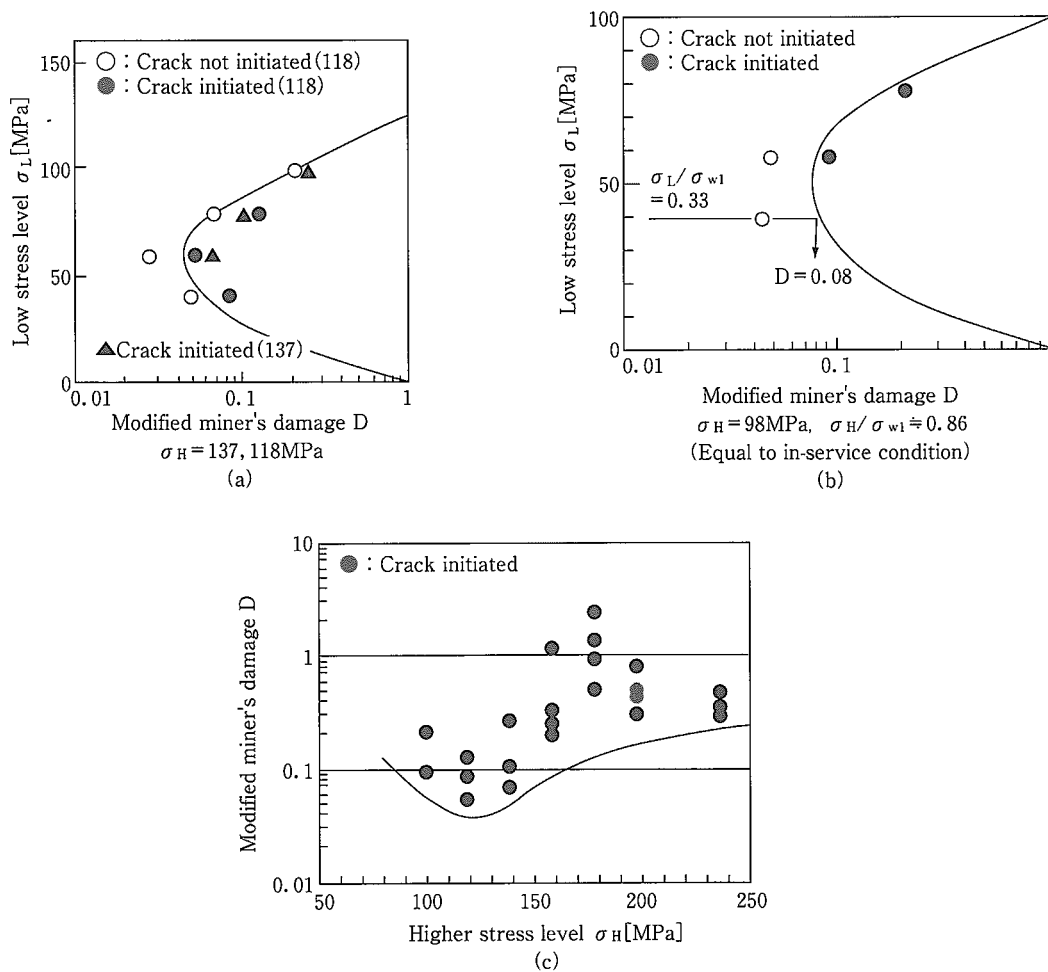
(1)式で、 $i=1$ の場合一定荷重となり、 $n_1=N_1$ でき裂が発生し、このときDは1となる。一方、変動荷重の場合 $i>1$ となり、それぞれの応力振幅での n_i に対する N_i の比、すなわち n_i/N_i の総和がDとなる。 σ_{eq} は、変動荷重疲労試験の結果をS-N線図上で評価する場合に用いた。 σ_{eq} で整理されたプロット点が、一定荷重下のS-N曲線上にある場合D=1となるが、一定荷重下のS-N曲線より短寿命側となる場合D<1となる。

第8図に実働荷重と試験荷重とを比較して示す。図中に示したように、試験荷重は実働荷重をパターン化した条



第8図 実働荷重と試験荷重との比較

Fig.8 Comparison between in-service and test loading condition



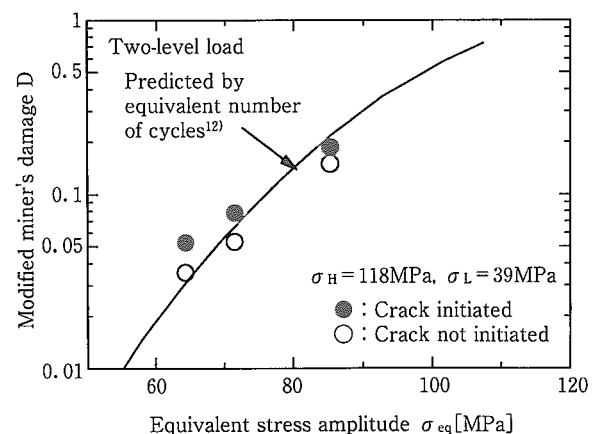
第9図 Dに及ぼす応力レベルの影響

Fig.9 Effect of stress level on D for crack initiation

件である。本条件より、応力レベルの影響、 σ_{eq} の影響、荷重段数の影響を評価した。ただし、 σ_{eq} の影響とは、2段荷重で高レベル応力と低レベル応力をそれぞれ等しくすると、結果的に頻度比の影響を評価することになる。

第9図に2段荷重で応力レベルの影響を評価した結果¹¹⁾として、(a)、(b)に高レベル応力を一定とした場合の D に及ぼす低レベル応力の影響を、(c)に D に及ぼす高レベル応力の影響を示す。(a)、(b)より、 D は応力レベルに依存して変化し、特に低レベル応力が高レベル応力の約1/2の場合に極小となることがわかる。また、(c)では、き裂が発生した実験点のみをプロットしているが、高レベル応力が小型軸の σ_{w1} と同じ118MPaの場合に D が極小となっていることがわかる。

第10図に2段荷重で σ_{eq} の影響を、高レベル応力に対する低レベル応力の頻度を変えて評価した結果を示す。これより、応力レベルをそれぞれ等しくすると、 σ_{eq} が低くなる、すなわち高レベル応力に対する低レベル応力の頻度が多くなるほど、 D が低下することがわかる。図中には、田中ら¹²⁾によって提案された等価繰返し数による予測値も実線で示しており、予測値と実験結果とはよく対応してい



第10図 Dに及ぼす等価応力の影響

Fig.10 Effect of equivalent stress on D for crack initiation

る。

第11図に荷重段数の影響を評価した結果¹⁰⁾を示す。第11図より、応力レベルと σ_{eq} をそれぞれ等しくすると、荷重段数によらず D がほぼ一定となることがわかる。

以上の第9図～第11図の結果では、き裂が発生する D はすべて1以下で、条件によっては0.1よりも低くなって

いる。これは、一定荷重下の S-N 曲線より低応力・短寿命側でき裂が発生することを意味しており、第 3 図の実働領域でき裂が発生することと定性的に対応している。

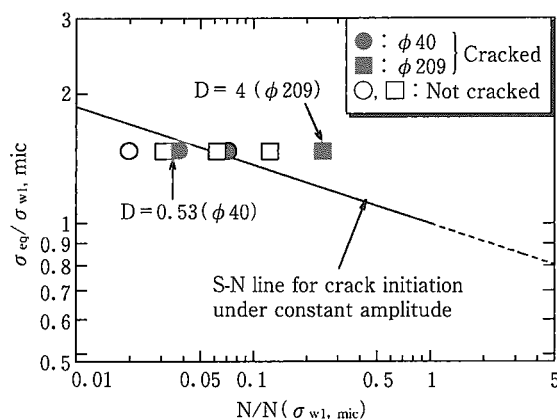
3-2-2 実体車軸による評価結果

実体車軸による評価は JREA の研究委員会で行われ、その結果が磯村によって報告されている⁹⁾。ここでは、その結果とその後著者らが得た結果とを合わせて述べる。

試験荷重は 3 段または 4 段荷重で、その σ_{eq} は、 σ_{w1} よりいづれも高く、実働荷重よりかなり高めの荷重条件である。第 12 図に変動荷重で疲労試験した結果を S-N 線図上に示す。一定荷重下の S-N 曲線より長寿命側でき裂が発生しており、D は 2~4 であった。この結果は、2. で説明した実働荷重下の新幹線車軸の実績と対応しない。その原因としては、上記したように試験した応力レベルが実働荷重よりかなり高めとなっていたことが考えられる。

以上の結果と比較するため、小型軸を用いて疲労試験した。その条件は、一定荷重下の寸法効果を差し引くため、応力レベルの σ_{w1} に対する比を同じにしている。その結果を、第 13 図に、実体車軸と小型軸とで S-N 曲線が重なるように無次元化して示す。これより、変動荷重下特有の寸

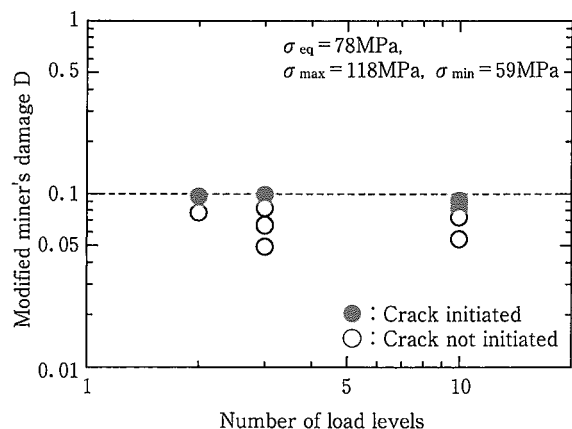
法効果があり、小型軸に対し、実体軸では D が高めとなることがわかる。著者らは、この結果に対し、有限要素法 (FEM) による応力解析を行い、負荷応力振幅がある値以上の場合、車軸圧入部内で損傷が蓄積される位置が負荷応力振幅に依存して異なることが原因と考察している¹⁰⁾。



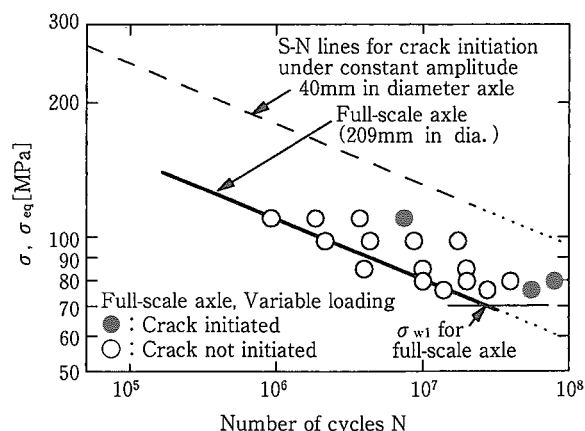
第 13 図 変動荷重下の寸法効果
Fig.13 Size effect under variable loading

3-2-3 実働荷重下の寿命推定

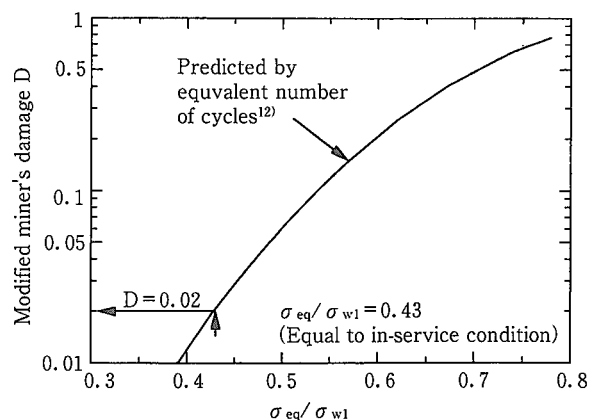
以上の小型軸に対する変動荷重パターンの影響の評価結果より、第 8 図中の実働荷重の σ_{max}/σ_{w1} 、 σ_{min}/σ_{w1} 、 σ_{eq}/σ_{w1} と同じ変動荷重パターンでの D を以下の手順で推定した。まず、第 9 図(b)で、 $\sigma_{max}(\sigma_H)/\sigma_{w1}$ と $\sigma_{min}(\sigma_L)/\sigma_{w1}$ を実働荷重と同じにした場合の D は、図中に示したように 0.08 となる。次に、 σ_{eq}/σ_{w1} と D との関係を第 14 図に示すように等価繰返し数¹²⁾を用いて予測した。図中に示したように σ_{eq}/σ_{w1} を実働荷重と同じにした場合、D の推定値は 0.02 となる。最後に、3-2-1 で第 11 図を用いて説明したように、応力レベルと σ_{eq} をそれぞれ同じにすれば、荷重段数によらず D は一定となるため、多段荷重である実働荷重下の D の推定値は 0.02 となる。



第 11 図 D に及ぼす荷重段数の影響
Fig.11 Effect of number of load levels on D for crack initiation



第 12 図 実体車軸のき裂発生に関する S-N 線図
Fig.12 S-N diagram for crack initiation of full-scale axles



第 14 図 等価繰返し数による D の予測
Fig.14 Prediction of D by equivalent number of cycles

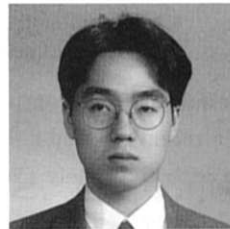
この推定値は、これまでの新幹線車軸の実績と D が 1 以下という点では定性的に対応するが、若干小さいように思われる。その原因としては、本推定は小型軸のデータに基づいて行ったものであり、寸法効果を考慮していないことが挙げられる。ここで言う寸法効果とは、実働荷重の応力レベル、すなわち、3-2-2の評価応力より低い応力レベルでの寸法効果であり、実体車軸を用いた低い応力レベルでの評価がなされていないため、現在のところ不明である。3-2-2の結果より実体車軸の D が小型軸より高めの D となることを考慮すれば、推定値が新幹線車軸の実績に近くなる可能性がある。今後、実体車軸で実働荷重に即した低応力、長期間の変動荷重疲労試験を行って評価し、実働荷重に近い応力レベルでの寸法効果を明らかにする必要がある。

4. 結 言

新幹線電車の走行安全性を支える車軸を対象に、実際の使用条件での疲労特性を明らかにし、保守点検の負担の軽減に役立てるため、新たに疲労試験機を導入し、従来困難であった変動荷重下での車軸の疲労特性を評価した。その結果、変動荷重下での疲労特性に対し、種々の変動荷重パターンの影響が明らかになった。この結果より推定した実働荷重下での D は、新幹線車軸の実績と定性的には対応す

るが、若干小さいように思われる。その原因としては、寸法効果を考慮していないことが挙げられ、今後、実体車軸でより実働荷重に近い応力レベルでの評価を進め、実働荷重に近い低応力・長寿命域の寸法効果を明らかにする必要がある。

本報告では、最近の疲労特性評価技術に関し、特に車軸の変動荷重疲労特性に内容を絞って報告したが、現在、車軸に限らず他の製品も対象として、変動荷重に加え、多軸荷重やせん断荷重等の実働荷重に即した荷重条件で評価しつつある。このような評価によって、製品の信頼性向上、ユーザーが抱えている様々な問題の解決に役立てていきたい。



牧野泰三/Taizo Makino

総合技術研究所
基盤技術研究部 副主任研究員
(問合せ先：06(489)5733)

参考文献

- 1) 外山和男, 井上純; 住友金属, 48-2(1996) 13
- 2) K.Tezuka and S.Tanaka, 9th Int. Wheelset Cong.,(1988) 3-4-1
- 3) 田中真一, 初野耕三, 機械設計, 21-7(1977-7)55
- 4) 石塚弘道; 鉄道総研報告, 11-9(1997) 1
- 5) S.Isomura and K.Yomoda, 11th Int. Wheelset Cong., (1995) 51
- 6) 西岡邦夫, 小松英雄, 機論(第1部), 33-248(1967) 503
- 7) 西岡邦夫, 小松英雄, 機論(第1部), 38-305(1972) 27
- 8) H.Ishizuka, 11th Int. Wheelset Cong.,(1995) 43
- 9) 磯村修二郎; JREA, 38-12(1995), 23563
- 10) 牧野泰三, 山本三幸, 平川賢爾; 材料, 46-10(1997), 1178
- 11) M.Yamamoto, T.Makino and K.Hirakawa, 11th Int. Wheelset Cong.,(1995) 29
- 12) 田中道七, 出納真平, 機論(第1部), 38-305(1972) 16