

振動加速度を用いた台車枠の荷重推定法

八木 毅* 山本 勝太* 沖野 友洋*
高垣 昌和* 瀧上 唯夫** 富岡 隆弘**

Load Estimation Method of Truck Frame by Measuring Acceleration

Tsuyoshi YAGI Masataka YAMAMOTO Tomohiro OKINO
Masakazu TAKAGAKI Tadao TAKIGAMI Takahiro TOMIOKA

In order to research the simple method of load estimation for strength evaluation of truck frame, we discussed the relationship between loads and acceleration of truck frame using results of vehicle running tests in three railroad lines. As a result of discussion, we found that the coherence value between the load and the vertical acceleration of the truck frame was comparatively high. In this case, the equivalent load of truck frame for strength evaluation has been estimated by measuring the acceleration with the transfer function and the correction coefficient.

キーワード：台車枠，荷重，振動加速度，強度，荷重推定法

1. はじめに

在来線車両の使用線区を幹線からローカル線などに変更した際に、走行時に台車枠各部に作用する荷重(以下、「台車枠荷重」という。)が設計時に想定された値を上回る例が見られる¹⁾。その場合には、台車枠荷重または応力を把握し、強度評価を行う必要がある。しかし、走行時の台車枠荷重または応力の測定は、現状ではひずみゲージを台車枠に貼付し、走行試験を行う方法であり、測定に多大な労力とコストが必要のため、簡易な測定方法が求められている。そこで、比較的簡易に測定できる振動加速度(以下、「加速度」という。)を用いた、台車枠強度評価のための荷重推定法を開発した。

2. 従来の強度評価と荷重推定法

従来の台車枠強度評価は、JIS E 4207に基づき、静荷重試験等により台車枠各部の平均応力および変動応力を求め、それらが応力限界図(図1)の限界内にあることを確認する場合が多い。静荷重試験における負荷荷重(以下、「設計荷重」という。)と台車枠各部に発生する応力はほぼ比例関係にあり、設計荷重が設計条件の一つになることから、台車枠強度評価において台車枠荷重に着目することは重要と考えられる。特に台車枠に取付けら

れた部品(以下、「取付部品」という。)の「受」等の損傷事例は多いため、新製時だけではなく、使用線区や運用条件を変更する場合には、走行時の主電動機受、雪かき受等に作用する荷重等を把握する必要がある。ここで、設計荷重としてのJIS E 4207の動荷重条件は、車両が走行している状態で台車枠にかかる荷重を想定し、取付部品の質量による静荷重と付加係数との積で表示される荷重等となる。付加係数は、横はり取付部品である主電動機に対しては、上下方向に3~10、左右方向に2~4などと示されている。

本研究は、新製時等に台車枠荷重と比較的簡易に測定できる加速度を測定してこれらの関係を求めておき、使用線区等を変更したときに、加速度のみを測定することにより台車枠荷重を推定し、その荷重を強度評価に用いようとするものである。

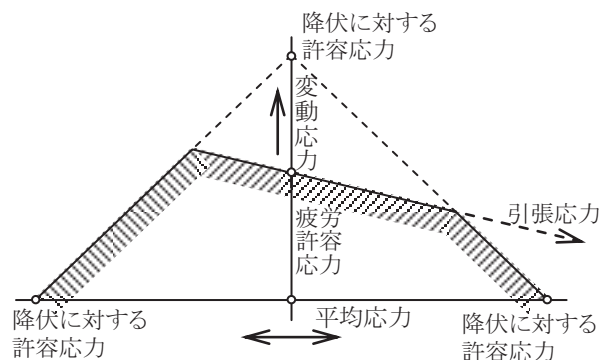


図1 応力限界図

* 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 車両振動研究室

特集：車両技術

3. 加速度と台車枠荷重との関係を調査するための試験方法

荷重推定法を開発するため、代表的な台車の例である軸はり式の電動台車について、A線（線路等級：1級線）、B線（線路等級：3級線）、C線（線路等級：4級線）の在来線3線区で走行試験を実施した。走行時の側ばり荷重、主電動機受上下荷重（以下、「主電動機受荷重」という。）および雪かき受上下荷重（以下、「雪かき受荷重」という。）の台車枠荷重に着目し、走行線区ごとに走行時の軸箱上下加速度（以下、「軸箱加速度」という。）、台車枠ばね帽上下加速度（以下、「台車加速度」という。）および当該台車直上の車体上下加速度（以下、「車体加速度」という。）ならびに台車枠荷重を求めた。

着目する各台車枠荷重が負荷されたときに応力の発生が顕著となる位置にひずみゲージを貼付し、測定されたひずみから荷重を計算した。ひずみおよび加速度の測点と測定方向を図2に、台車枠荷重と加速度の種類を表1に示す。なお、走行条件は営業ランカーブを基本とし、走行区間距離は約40～50kmとした。測定データのサンプリング周波数は3kHzである。

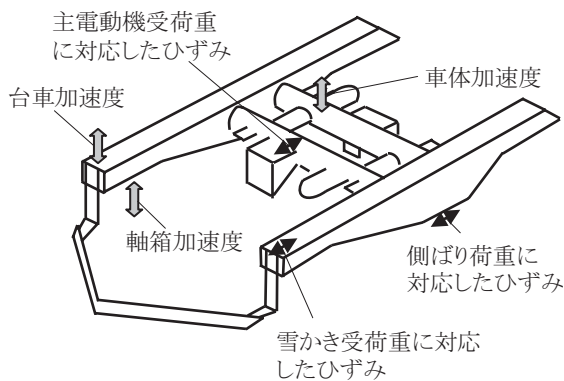


図2 測点図

表1 台車枠荷重および加速度の種類

(a) 台車枠荷重	
台車枠荷重種類	対応するひずみ測定部位
側ばり荷重	側ばり中央下面
主電動機受荷重	主電動機受と横ばりとの接合部
雪かき受荷重	雪かき受受け接合部

(b) 加速度	
加速度種類	加速度測定部位
軸箱加速度	1位軸箱上面
台車加速度	台車枠1位ばね帽上面
車体加速度	台車中心直上車体床面

4. 試験結果に対する検討

4.1 等価荷重

台車枠における疲労被害を推定する際、実働応力頻度分布が重要であり、その分布を特徴付ける値として、一回の作用で等価な疲労被害を与える応力振幅（以下、「等価応力」という。）に置き換える方法^{2), 3)}がある。等価応力 σ_{eq} は

$$\sigma_{eq} = \left(\sum_i n_i \sigma_i^m \right)^{1/m} \quad (1)$$

σ_i : スライスレベル応力

n_i : σ_i の発生頻度

m : S-N線図における勾配の逆数の絶対値

により求められる。特に $m = 5.5$ としたときの10kmあたり等価応力は、JIS E 4207の応力限界図にプロットすることにより強度評価を行うことができると考えられる²⁾。応力と荷重が比例関係にある場合には、10kmあたり等価応力に相当する荷重を10kmあたり等価荷重（以下、「等価荷重」という。）として強度評価に利用できると思われる。

台車枠荷重の実態を把握するため、レインフロー法により計数した荷重振幅の頻度分布の例を図3および図4に示す。走行線区の線路等級が下がると同頻度における荷重振幅は大きくなる傾向が認められる。

図3、図4および側ばり荷重の荷重頻度分布から各線区の等価荷重を求めた結果を最大荷重と比較して図5に示す。疲労被害を表す等価荷重はA線<B線<C線の順に大きくなっている。

また、図5において、等価荷重はほぼ最大荷重よりも大きくなっており、等価荷重で評価することは、安全側

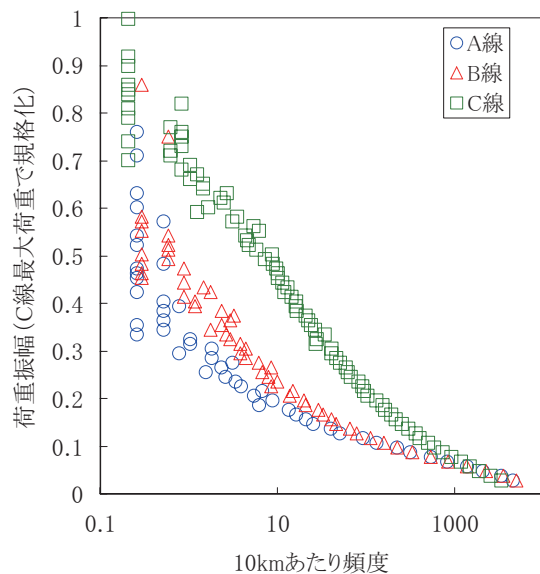


図3 主電動機受荷重の頻度分布

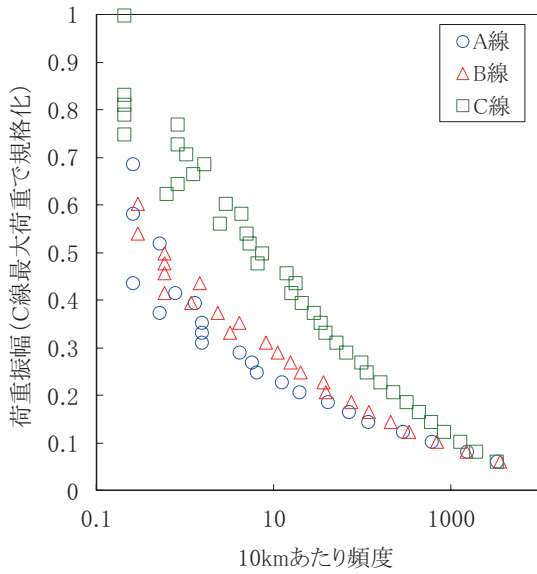


図4 雪かき受荷重の頻度分布

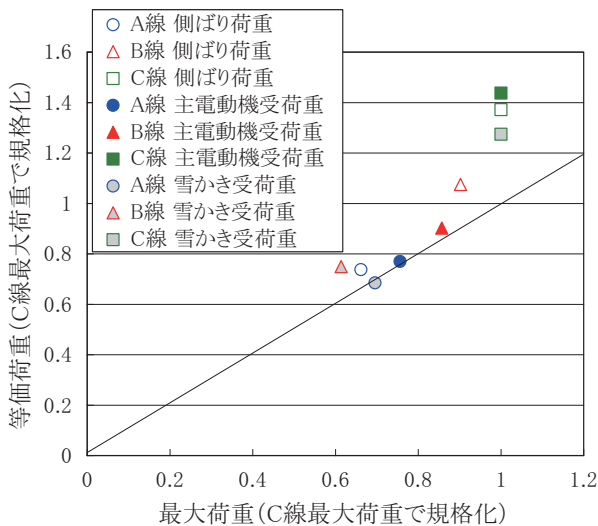


図5 各線区の最大荷重と等価荷重

の評価になることを意味している。

使用線区や運用条件を変更する場合に、新たな使用線区や運用条件での等価荷重を推定できれば、台車枠の強度評価に利用できると考えられる。

4.2 加速度と台車枠荷重との関係

走行試験結果から軸箱加速度、台車加速度および車体加速度と側ばり荷重、主電動機受荷重および雪かき受荷重の関係を調査した。

例として、A線の500m程度の区間において観測された主電動機受荷重と台車加速度との関係は、図6のようになり、明白な相関は見られない。これは、本質的な相関がない可能性も考えられるが、むしろ加速度測定位置と荷重推定のためのひずみ測定位置が異なるため、加速

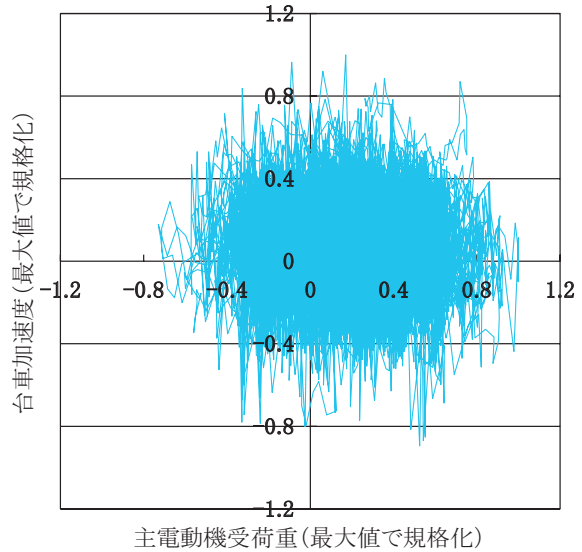


図6 主電動機受荷重と台車加速度との関係

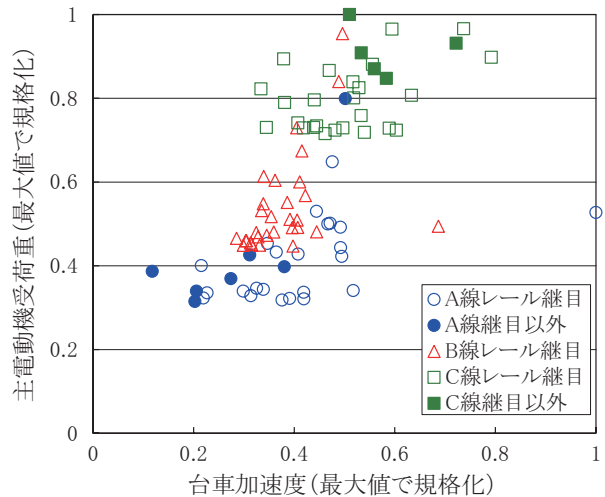


図7 主電動機受著大荷重の発生状況

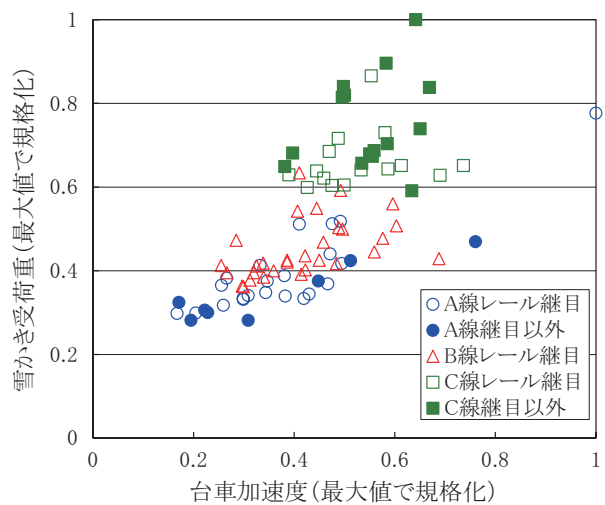


図8 雪かき受著大荷重の発生状況

特集：車両技術

度と荷重の応答に時間差が生じていることが一つの要因と考えられる。

そこで、応答波形の時間差を考慮して、著大荷重が発生した時間に近い著大加速度を求めた。主電動機受および雪かき受の著大荷重に関する上位30点の3線区での発生状況を図7および図8に示す。台車加速度と著大荷重の間には相関が見られるものの、荷重が大きくなるにつれて、ばらつきの程度が拡大する。著大荷重の発生箇所のはほとんどはレール継目であるが、レール継目を主要因としない振動により発生している場合もある。

一方、振動事象は、固有の周波数特性を持っていることが多く、時間領域での関係だけではなく、周波数領域での関係を検討することが重要である。

A線の時間波形を等データ数の短い範囲(以下、「セグメント」という。)に分割し、各加速度と各台車枠荷重の周波数スペクトルをFFT(ハニング窓関数を使用し、オーバーラップ率50%)により求め、1入力(加速度)1出力(台車枠荷重)モデルとしてそれぞれの関係を表す伝達関数の平均とコヒーレンスを計算した。ここでいう伝達関数 $H(f)$ は、時間波形の加速度 $a(t)$ および台車枠荷重 $p(t)$ の複素スペクトル $A(f)$ およびその共役複素数 $A^*(f)$ ならびに台車枠荷重スペクトル $P(f)$ から

$$H(f) = \frac{P(f) \cdot A^*(f)}{A(f) \cdot A^*(f)} \quad (2)$$

により求めた。また、コヒーレンスとは、二つの信号間の関連の深さを表しており、0から1の間の値である。二つの信号間に高い線形依存の関係がある場合には1に近く、他の信号源からの影響が大きい場合やノイズの影響が大きい場合などには0に近い値となる。

セグメントを8192データ(2.7秒)としたときのA線における各加速度および各台車枠荷重のパワースペクトルおよびコヒーレンスを図9～図11に示す。コヒーレンスは周波数に依存するが、すべての台車枠荷重に対し、3つの加速度の中では、台車加速度と各台車枠荷重のコヒーレンスが比較的高い値となった。

一方、別途実施した打撃試験では主電動機受荷重のパワースペクトルにおいて47Hz付近にピークが見られ、この周波数は主電動機上下固有振動数に対応すると考えられる。

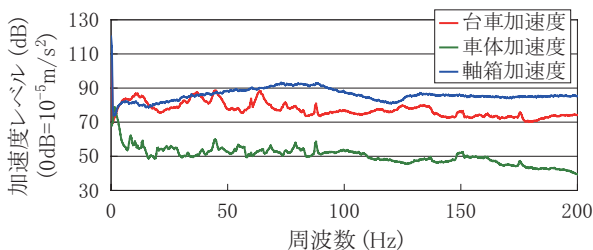


図9 A線における各加速度のパワースペクトル

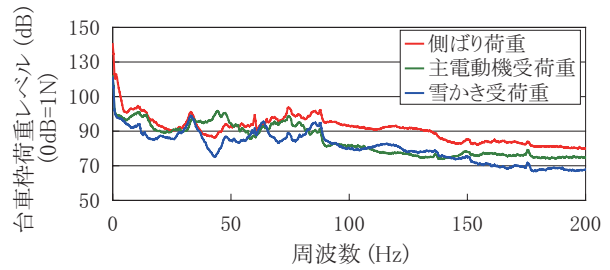
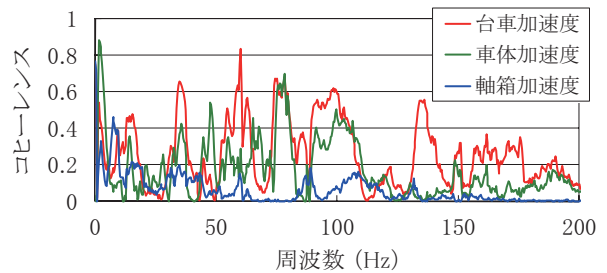
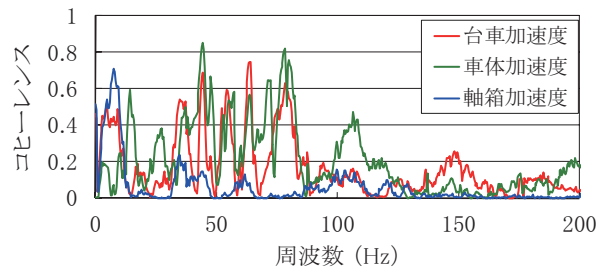


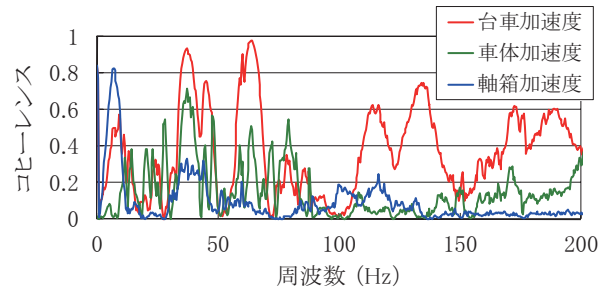
図10 A線における各台車枠荷重のパワースペクトル



(a) 側ばり荷重



(b) 主電動機受荷重



(c) 雪かき受荷重

図11 A線における各加速度と各台車枠荷重のコヒーレンス

5. 加速度を用いた荷重推定法

本研究では車両の使用線区を幹線からローカル線などに変更する場合を想定しているため、A線での走行試験結果から、B線またはC線の走行時における荷重推定法を検討する。

A線での各台車枠荷重のパワースペクトルのピーク周波数に速度依存性がなければ、台車固有の特徴と考えられるが、速度依存性がある場合は、軌道固有の影響を受けて加振されている可能性が考えられる。荷重推定に用

いる台車固有の伝達関数を求める場合、速度変化のある走行試験での周波数スペクトルを求め、伝達関数を平均化することで、軌道固有の影響は小さくできると考えられる。

4. 1節および4. 2節で記述したような等価荷重および加速度と台車枠荷重との関係から、荷重推定法として図12に示す手法が考えられる。加速度を用いて荷重を推定する手順は以下のようになる。

- (1) 台車の新製時等に、コヒーレンスが比較的高い台車加速度と台車枠荷重について、A線での時間波形の台車加速度 $a_A(t)$ および実働状態で測定された台車枠荷重（以下、「実働荷重」という。） $p_A(t)$ の複素スペクトル $A_A(f)$ およびその共役複素数 $A_A^*(f)$ ならびに実働荷重スペクトル $P_A(f)$ から、式(2)により伝達関数 $H(f)$ を求めておく（図12①）。なお、時間分解能を高くするため、セグメントを512データ（約0.17秒）とする。

台車固有の伝達関数は唯一に決まるはずであるが、短時間での台車固有の伝達関数を平均していること、時間分解能（約0.17秒）を高くしたために周波数分解能（約5.9Hz）が低くなっていること、本来は多入力であり他の

成分があること、非線形成分が存在する場合があること、等の要因から実働荷重から求めた等価荷重と本荷重推定法により求める等価荷重は等しくならない可能性が考えられる。そこで、

- (2) A線での実働荷重 $p_A(t)$ からレインフロー法により実働荷重頻度分布を求めて等価荷重 $p_{real-eqA}$ （図12②）を計算する。
- (3) (1) の伝達関数 $H(f)$ を使って台車枠荷重の周波数スペクトルを求め、逆FFTにより計算した台車枠荷重（以下、「計算荷重」という。）（図12③）からレインフロー法により計算荷重頻度分布を求めて等価荷重 p_{eqA} を計算する。なお、逆FFTの際、ハニング窓関数の使用により計算した時間波形の両端部は誤差が大きくなるため、両端の1/4ずつは使用しない。
- (4) (2) および (3) で求めた二つの等価荷重の比 $\alpha \equiv p_{real-eqA}/p_{eqA}$ （以下、「補正係数」という。）を求めておく（図12④）。

この補正係数 α により、上記の実働荷重から求めた等価荷重と本荷重推定法により求められた等価荷重の相違を補正できる可能性が考えられる。

車両の使用線区や運用条件を変更した場合、

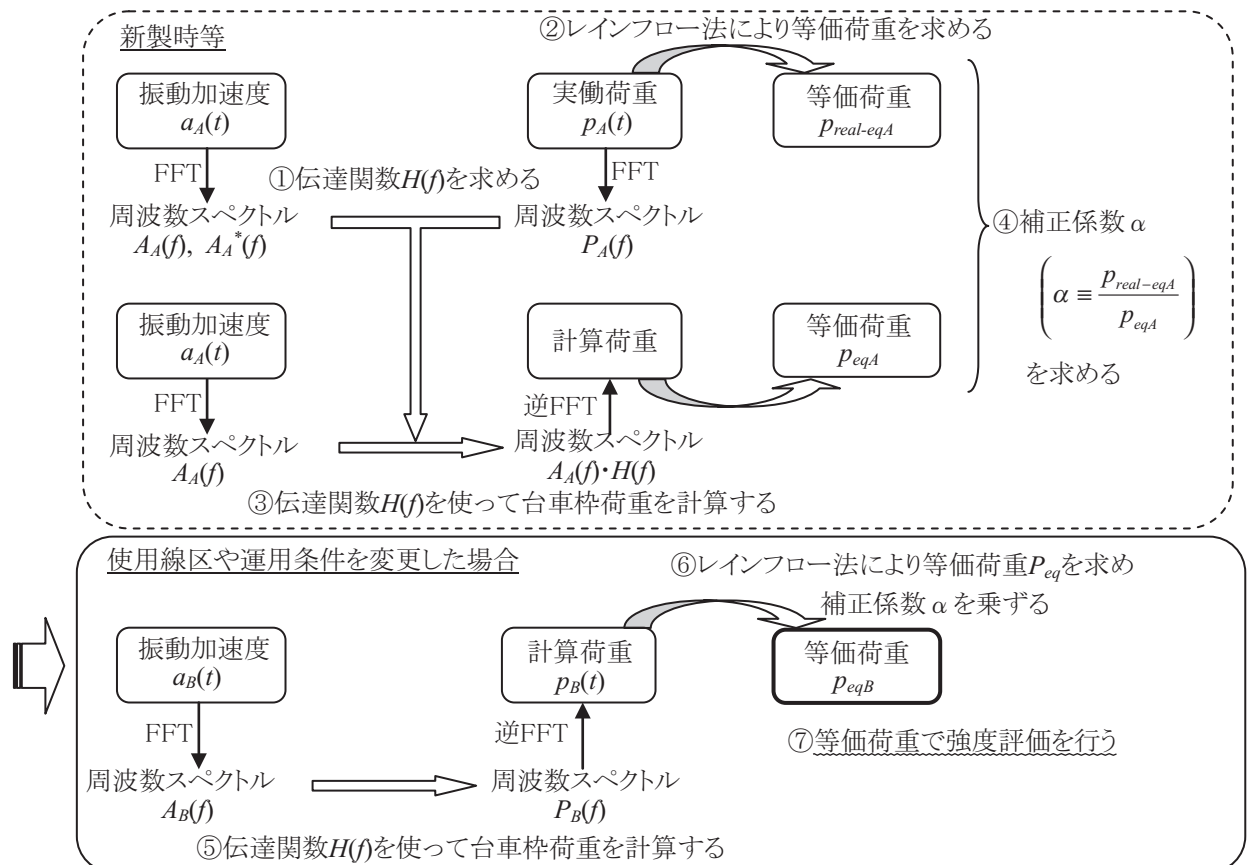


図12 荷重推定法の概要

特集：車両技術

- (5) B線またはC線における台車加速度 $a_B(t)$ の周波数スペクトル $A_B(f)$ にA線で求めた伝達関数 $H(f)$ を乗じて台車枠荷重の周波数スペクトル $P_B(f)=A_B(f) \cdot H(f)$ を求め(図12⑤)、逆FFTにより時間波形の計算荷重 $p_B(t)$ を計算する。
- (6) 計算した時間波形からレインフロー法により計算荷重頻度分布を求めて等価荷重 p_{eq} を計算し、補正係数 α を乗じたものを強度評価に用いる等価荷重 $p_{eqB} = \alpha \cdot p_{eq}$ とする(図12⑥)。
- (7) 各台車枠荷重とそれに相当する応力が比例関係にある場合、B線またはC線の等価荷重 p_{eqB} に相当する等価応力を求めることが可能となり、等価応力をJIS E 4207の応力限界図(図1)にプロットすることにより台車枠の強度評価を行う(図12⑦)。

上記の荷重推定法により等価荷重を求めた場合において、A線の補正係数と、同様にして求めたB線およびC線の補正係数の関係を図13に示す。各線区の補正係数が等しければ本荷重推定法の実用性が高いことを意味している。ばらつきはあるものの、A線の試験結果からB線およびC線の等価荷重をほぼ推定できることがわかった。

コヒーレンスの高い加速度と台車枠荷重について、評価対象台車の伝達関数を新製時等に求めておけば、車両の使用線区や運用条件を変更した場合に、加速度を測定することにより、台車枠強度評価のための等価荷重の推定が可能となる。

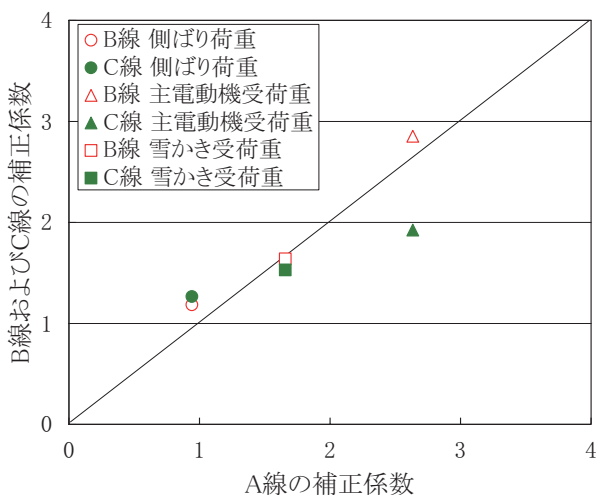


図13 各線区の補正係数の関係

6. まとめ

台車枠強度評価のための簡易な荷重推定法を開発するにあたり、3線区において走行試験を実施し、走行時に台車枠各部に作用する荷重と振動加速度の関係を求めた。本試験結果に基づき、走行時に台車枠各部に作用する荷重について検討を行った結果は次のとおりである。

- (1) 振動加速度と台車枠荷重の関係を調査した結果、台車加速度、軸箱加速度および車体加速度の中では、台車加速度と台車枠荷重のコヒーレンスが比較的高い値となることがわかった。
- (2) 振動加速度と台車枠荷重のコヒーレンスが比較的高い値となる場合において、振動加速度、伝達関数および補正係数を用いる荷重推定法を開発した。評価対象台車の伝達関数を新製時等に求めておけば、車両の使用線区や運用条件を変更した場合に、振動加速度を測定することにより、台車枠強度評価のための等価荷重を推定することが可能となる。

謝辞

各種データ収集等に際して西日本旅客鉄道株式会社の関係者に多大なるご協力を頂いたことを記し、感謝の意を表する。

文献

- 1) 鈴木和馬, 山之口学, 石原鋼, 織田安朝, 八木毅: 走行線区の違いが台車枠強度に与える影響に関する研究, 鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, Vol.16, pp.679-682, 2009
- 2) 織田安朝, 八木毅, 沖野友洋, 石塚弘道: 実働応力ひん度分布による台車枠溶接止端部の疲労強度評価, 鉄道総研報告, Vol.23, No.4, pp.17-22, 2009
- 3) 織田安朝, 八木毅, 沖野友洋, 石塚弘道: 走行条件が台車枠溶接部の実働応力ひん度分布に及ぼす影響, 鉄道総研報告, Vol.23, No.4, pp.23-28, 2009