実物の車両構体による疲労試験*

(第1報, 試験方法とその精度)

大村 慶次^{*1}, 奥野 澄生^{*1}, 河合 末男^{*2}
正井 健太郎^{*3}, 笠井 靖夫^{*4}

Fatigue Test of an Actual Car Body Structure (1st Report, The Testing Method and Its Accuracy)

Keiji OOMURA, Sumio OKUNO, Sueo KAWAI,
Kentarou MASAI and Yasuo KASAI

A fatigue testing method of actual car body structures under concentrated load instead of uniformly distributed load is studied. (1) The test under a concentrated load is able to simulate a state of uniformly distributed load by applying a four-point bending moment to a car body. (2) The stresses of side plates and carrying loads of spot welds near the supporting part of a car body are in fair accordance with those under uniformly distributed load. Judging from the above results, fatigue test of a car body can be carried out by making use of the concentrated load.

Key Words: Structural Analysis, Experimental Stress Analysis, Low Cycle Fatigue, Bending, Finite-Element Method, Car Body Structure

1. 緒 言

近年, 鉄道車両においては軽量ステンレス車体にみられるように省エネルギーおよび高速化の面から構体の軽量化が進められてきている⁽¹⁾⁽²⁾。このような構体の開発にあたっては, 一般に有限要素法を利用した構体全体の構造解析と試験片および要素モデルによる強度試験が行われている⁽³⁾。その後, 製作した構体による垂直等分布, 車端圧縮およびねじり荷重などの静荷重試験を行い, 構体全体の剛性および応力などを検討し, 最終的な強度信頼性の評価を行っていた⁽⁴⁾。

しかし, 強度信頼性を損うことなく構体の軽量化をより徹底して進めるためには, 精度の高い評価法が必要と考えられる。特に, 構体において, 薄肉化した外板と骨組のスポット溶接部については, 点数も多いことから, 強度的に厳しくなる個所を見落としすることなく把握し, その信頼性を検討することが重要となる。このためには, 実車の疲労試験を行うことが望まし

い。しかし, 実車の疲労試験は, 対象とする荷重が等分布荷重であり, 実験的に再現することが難しいこと, また全長が約 20 m と長く, 全重量も 400 kN 前後と大きく, 適切な試験装置がないなどの理由から, これまで行われていなかった。

そこで, 構体の軽量化を行うにあたって, 強度的に厳しくなる個所の確認とその信頼性およびこれまで著者らが実施してきたスポット溶接構造要素モデルによる試験方法⁽⁵⁾の妥当性を検証するため, 実物の構体を用いた疲労試験を行った。

本研究では, 実物構体を供した試験のうち, 疲労試験方法とその精度について検討する。疲労試験結果およびスポット溶接部の強度評価については, 第2報で報告する予定である。

2. 試験用車両構体および負荷方法の検討

2・1 試験用車両構体の概要 試験に用いた車両構体は, 図1に示すように全長 19 500 mm, 幅 2 800 mm で, 左右両側に各 4 個所の出入口を配設し, 通勤形電車と同一の仕様とした。構体の主メンバである側, 屋根, 妻および台枠の材質は SUS301 とした。このうち垂直荷重に対して構体の剛性を支配する側構体の板厚は, 図2に示すように腰板および幕板で 1.2 mm, 戸

* 原稿受付 平成3年8月8日。

^{*1} 正員, (株)日立製作所 機械研究所 (〒744 下松市東豊井 794)。

^{*2} 正員, (株)日立製作所 機械研究所 (〒300 土浦市神立町 509)。

^{*3} 正員, (株)日立製作所 笠戸工場 (〒744 下松市東豊井 794)。

^{*4} 正員, 日立笠戸エンジニアリング(株) (〒744 下松市東豊井 794)。

袋板で1.5 mmとした。骨組は板厚1.2 mmの板をプレス加工により形成した後、立体骨組継手⁽⁶⁾ (Structural joint) を用いスポット溶接により結合した。また、外板と骨組もすべてスポット溶接により結合した。

2・2 繰返し荷重の付加方法 構体に作用する荷重のうち、疲労強度の面から主に検討すべき荷重は、走行中の上下振動により作用するものと考えられる。本荷重は、垂直の等分布荷重に近い。したがって、構体の疲労試験は等分布荷重で行うことが望ましい。しかし、このような疲労試験は、構体が試験片および構造要素モデルと比較して非常に大きくなることから、設備の面で難しくなる。そこで、構体の疲労試験は、強度的に最も厳しい条件となる側構体の支点近傍の応力状態が上述した等分布荷重の場合を近似するように工夫し、集中荷重で行うことにした。

応力状態の近似にあたり、構体に作用するせん断力および曲げモーメント分布を両方式でほぼ一致させることが重要である。いま、構体全長を1本のはりと仮定すると、等分布荷重に対するせん断力および曲げモーメントは図3の破線で示すような分布状態となる。

図1 車両構体の外形寸法

図2 車両構体の概要

これに対し、集中荷重方式では中央に加えた荷重を左右に分散させた四点曲げ方式が等分布荷重状態のせん断力および曲げモーメント分布に比較的近いと言える。

一方、等分布荷重に対する構体の応力は、一般に支点近傍の側構体の窓隅部で大きくなる。これは、図3のせん断力分布の比較からも明らかのように、支点近傍のせん断力による影響が大きいと思われる。曲げモーメントに関しては、窓隅部近傍が中立軸となることから、応力への影響が小さいと考えられる。そこで、今回の疲労試験では、集中荷重方式の曲げモーメント分布が等分布荷重の場合になるべく近づいた状態で支点と荷重点にはさまれた出入口間、すなわち図4のL間のせん断力図の面積の総和 A_c (矩形abcd)、 A_u (台形aefd) を集中荷重と等分布荷重方式について、それぞれ式(1)および式(2)で求め、各々の総和が等しいとき、出入口間の側構体の応力分布が一致すると仮定し、付加する集中荷重の大きさを決定することにした。

図3 車両構体への作用荷重とせん断力および曲げモーメント分布

図4 集中荷重と等分布荷重の対応

$$A_c = \frac{W_c}{2} \times L \dots\dots\dots (1)$$

$$A_u = \frac{1}{2} \frac{W_u}{l} \times L \times (l_1 - 2l_2 - L) \dots\dots\dots (2)$$

ここで、

W_c : 全集中荷重

W_u : 全等分布荷重

l : 構体の全長

l_1 : ボルスタ間長さ

l_2 : 支点と荷重点側の出入口柱間長さ

付加する集中荷重の大きさは、 $A_c = A_u$ とおくと式(3)より求まる。

$$W_c = \frac{l_1 - 2l_2 - L}{l} \times W_u \dots\dots\dots (3)$$

いま、荷重点を治具の固定しやすい図3中の x 点とし、式(3)の l, l_1, l_2 および L にそれぞれ 19 500, 14 000, 450 および 3 500 mm を代入すると、集中荷重と等分布荷重の関係は式(4)となる。

$$W_c = 0.492 \times W_u \dots\dots\dots (4)$$

3. 試験方法

3・1 集中荷重による試験方法 集中荷重方式による構体の試験方法を図5に示す。構体の支持には、台枠枕はりの空気ばね取付位置に直径 60 mm の丸棒を用いた。構体の内部では、長手方向の中央に付加した集中荷重が、それぞれ長手および幅方向に均等に分散するように、両端支持状態の骨組を組合せた。なお、台枠の上下面に配置した治具は、荷重点において繰返し試験の過程で移動しないようにボルト、ナットで固定した。

図5 集中荷重方式の試験方法

集中荷重の付加は、屋根構体の中央に冷房装置を取付けるための大きな開口部があることから、この位置に大形の構造物試験機のアクチュエータを配設して油圧により行った。

3・2 応力および変形測定 集中荷重および等分布荷重により構体に生じる応力と変形に関する差を検討するため、応力は図6に示すように戸袋中央部(a, b)、腰板の一般部(c)および最大値が発生する窓隅部(A, B)で測定した。このうち、一般部では膜応力を求めるため、外板の表裏で三軸のひずみゲージの方向を合わせて貼付した。窓隅部では、窓周囲と疲労試験においてき裂の発生が予想されるスポット溶接部に一軸のひずみゲージを貼付した。

一方、構体の垂直たわみは側はり下面の位置で測定した。

本研究では、これらの応力および変形をもとに等分布荷重を集中荷重で置換する試験方法とその精度について検討する。

4. 試験方法とその精度の検討

等分布荷重方式を集中荷重方式で置換する試験の精度を、FEMによる構造解析と実車による荷重試験の両面から検討した。

4・1 FEM解析による検討 車両構体のFEM解析モデルは、構造および荷重の対称性を考慮して図7に示すように構体の1/4を対象とした。荷重の条件は本来の荷重である垂直等分布と本試験の集中荷重とした。集中荷重方式による試験の精度は、まず疲労試験の検討範囲とした支点近傍の垂直たわみ分布および公称応力を中心に検討した。その結果を、図8および

Comment

- 1) a~f: Strain gage points (right side)
- 2) a, d: " (left side)
- 3) Subscript f: the front part of carbody
- 4) " b: the back part "

図6 応力測定位置

表1に示す。

垂直たわみ分布に関しては、支点と集中荷重点間で集中荷重方式と等分布荷重方式の値がほぼ同一である。一方、構体中央では等分布荷重方式の値が集中荷重方式に比較して大きく、それぞれの荷重方式の特徴が見られる。しかし、疲労試験で検討の対象としている範囲(図8のL間)の垂直たわみは、両荷重方式で分布の傾向および値ともほぼ同一である。したがって、集中荷重方式により等分布荷重の場合の変形状態を近似しているとみなせる。

一方、公称応力に関しては、支点近傍ではせん断応力場となることからこの応力(τ_{xy})で比較した。その結果、図7中のa点の戸袋の応力は両荷重方式で良好対応を示している。窓隅の局部応力については、車体全体を対象とした解析モデルでは窓隅近傍の板・シェル要素 b_1 および b_2 で比較した。その結果、最大主応

力は両荷重方式で最大約7.6%の差であり、ほぼ同等とみなせる。

次に、最大応力が発生する窓隅部に関して、応力およびスポット溶接部の分担荷重を検討するため、図7中のA部を対象に、図9に示すような解析モデルを作り、構体全体の解析結果より得られた変位を本モデルの節点変位として与えたズーミング解析を行った。なお、モデルのスポット溶接部は、はり要素でモデル化し分担荷重を求めた⁽⁵⁾。その結果、表2に示すように、窓隅コーナ部の応力分布およびスポット溶接部の分担荷重は、両荷重方式で最大10%の差であり、ほぼ一致しているとみなせる。

以上のことから、FEM解析では、支点近傍に関し、集中荷重方式で等分布荷重状態が近似できると言える。

4.2 荷重試験による検討 実物の車両構体では、3.2節で述べたように、構体の垂直たわみおよび戸袋の公称応力と窓隅の局部応力について、両荷重方式の結果を比較した。なお、集中荷重方式の結果は、いずれも式(4)により等分布荷重に換算している。

図10は満車相当の最大荷重における垂直たわみ分布を示したものである。検討対象とした図中のL間に

表1 FEM解析における応力値

		Concentrated load	Uniformly distributed load
Side plate (door pocket)	a (Fig. 7)	4.4 MPa	4.7 MPa
Side plate (window corner)	b_1 (Fig. 7)	8.5	9.2
	b_2 (Fig. 7)	8.7	8.5

図7 車両構体のFEM解析モデル

図8 車両構体の垂直たわみ

表2 ズーミング解析結果 (図9のA部)

	Concentrated load	Uniformly distributed load
Maximum stress (side plate of a window corner)	3.82 MPa	3.46 MPa
Maximum carrying load of spot weld (near side plate of a window corner)	3.58 kN	3.75 kN

図9 窓隅のズーミング解析モデル

ついてみると、垂直たわみは集中荷重点近傍で同荷重方式の値が等分布荷重方式に比較していくぶん大きくなる傾向にある。しかし、両方式の結果は全体的には変形モードおよびたわみ量とも、ほぼ一致していると言える。一方、構体中央部の荷重点間の垂直たわみは、集中荷重方式の結果が等分布荷重方式に比較して小さく、また、支点から車端間ではこれと逆になっている。これは、集中荷重方式ではこれらの範囲内で外部荷重を受けていないことによる。

応力については、集中荷重の作用状況を確認するため、まず支点近傍の戸袋中央に関して、荷重に対するせん断応力の挙動について検討した。ここで、せん断応力は、戸袋外板の膜応力である。その結果、図11に示すように測定点 a_f の応力は両荷重方式の値が同一の直線上にあり、極めて良く一致した。また、後述する表3に示すように、測定点 a_f , a_b , a'_f , a'_b の応力はほぼ同一であり、集中荷重方式において構体中央に加えた荷重は各支点で均等に分担されていると言える。両荷重方式のこのような応力挙動は窓限の応力についても同一である。表3では、この点をさらに詳細に調べるため、集中荷重と等分布荷重方式の最大荷重作用時の応力を比較したものである。表から、測定点 b およ

び e を除いて、両荷重方式の応力の比率（集中/等分布）は、0.98~1.05であり、極めて良く一致している。測定点 b および e では集中荷重方式の応力が等分布荷重方式に比較して大きくなっているが、これは、図3に示したように集中荷重方式では、荷重点に近いこれらの部分のせん断力が等分布荷重方式に比較して大きいことによると考えられる。しかし、両者の差は11~18%であり、おおむね一致しているとみなせる。

4.3 試験方法の妥当性の検証 最後に、集中荷重方式による車両構体の疲労試験の精度について述べる。4.1節および4.2節では軽量化した車両構体を対象にFEM解析および荷重試験を実施し、集中荷重方式と等分布荷重方式の応力分布および垂直たわみに関する差について検討した。その結果、車両構体は集中荷重方式では支点と荷重点にはさまれた部位に関し、せん断力を主体に等分布荷重と一致させれば、支点近傍の各点の応力が両荷重間で良く一致する。集中荷重点近傍の応力は、等分布荷重方式に比較していくぶん大きくなるが、支点近傍の値とほぼ同等である。一方、垂直たわみは支点と集中荷重点間では集中荷重方式の値が等分布荷重の結果と比較していくぶん大きくなる傾向にある。しかし、強度に関する応力が両荷重方式

図10 荷重試験における垂直たわみ

図11 荷重付加方式と応力挙動

表3 荷重付加方式と応力測定結果

	Measured point	Concentrated load	Uniformly distributed load	Stress ratio (σ_c/σ_u)
Nominal stress	a_f	4.0 MPa	4.1 MPa	0.98
	a_b	4.2	4.0	1.05
	a'_f	4.0	—	—
	a'_b	4.1	—	—
	b	3.9	3.5	1.11
	c	3.1	3.1	1.00
Local stress	d_f	4.09	3.96	1.03
	d'_f	4.12	—	—
	e	-4.32	-3.66	1.18
	f_f	3.24	3.25	1.00
	f'_f	3.67	—	—

Comment

σ_c : Stresses under the concentrated load

σ_u : Stresses under the uniformly distributed load

図12 集中荷重方式における疲労試験荷重

で良く対応しており、垂直たわみは上記の程度でも十分と思われる。したがって、車両構体の垂直等分布荷重による疲労試験は集中荷重方式で置換できると言える。この場合、最初に疲労き裂が発生すると考えられる支点近傍では、両荷重方式の関係を式(4)で対応させれば応力がほぼ1:1で対応するため、その精度は十分確保できると言える。

図12は、例として今回の疲労試験における集中荷重と等分布荷重の関係を示したものである。車両構体の垂直等分布荷重に対する疲労試験は、同図を用いて平均荷重(W_{mean})および繰返し荷重(W_a)の大きさを決定することにより集中荷重方式で行うことができる。

5. 結 言

車両構体の等分布荷重に対する疲労試験を集中荷重方式で置換して行う試験方法を確立するため、集中荷重の付加方法と等分布荷重に対する試験精度について検討を加えた。得られた結果を要約すると次のようになる。

(1) 車両構体の等分布荷重に対する疲労試験は、集中荷重を四点曲げ荷重で車両構体に付加し、支点と荷重点間にはさまれたせん断力分布図の総面積を集中荷重と等分布荷重方式で一致させることにより集中荷重で行うことができる。

(2) (1)において、集中荷重方式による車両構体の側板応力およびスポット溶接部の分担荷重は、試験対象となる支点近傍に関して、等分布荷重状態と非常に良い精度で一致する。

以上の結果より、車両構体の等分布荷重状態の疲労試験を、集中荷重方式で行うことができる。

文 献

- (1) 荒井・中村・民谷・水本, 車両技術, 172(1985), 84.
- (2) 木村・笠井, 車両技術, 182(1988), 39.
- (3) 藤田・福寄・奥野, 日立評論, 64-12(1982), 45.
- (4) 松澤, 旅客車工学概論, (1986), 166-180, レールウェイ・システム・リサーチ.
- (5) 奥野・大村・初田・笠井, 機論, 52-477, A(1986), 1403.
- (6) 戸取・田中, 特許第1430090号(特公昭62-35937).