レーザスポット溶接による ステンレス鋼ダブルスキンパネル材料の開発（第2報）*

—パネルの等価剛性モデルの検討—

及川昌志** 吉田裕一*** 鈴木規之*** 南田勝宏*** 久米原宏之†

Development of Laser Spot Welded Stainless Steel Double Skin Panels for Rail Vehicle Body
- 2nd Report, Study of Equivalent Rigidity Model of Stainless Steel Double Skin Panel -

Masashi OIKAWA, Yuichi YOSHIDA, Noriyuki SUZUKI, Katsuhiko MINAMIDA and Hiroyuki KUMEHARA

The Stainless steel double-skin panel consists of a corrugated sheet sandwiched between two face sheets and a flange installed on the rim of the panel. Adoption of the laser spot welding in jointing these materials each other has realized such a welded structure with less thermal deformation. This structure has these advantages; the laser spot welding controlling the penetration depth precisely secures resistance to corrosion equivalent to the base material and good design of a luster specific to stainless steels without leaving any welding marks on the outer sheet; the flange installed on the panel raises the stiffness and strength, which enables the use of conventional methods including resistance spot welding just the way they are to joint with other materials.

An equivalent stiffness model is required to apply the double-skin structure in a large structure like a rail vehicle body to study the stiffness and the vibration mode in the double-skin structure. But there is a problem that application of FEM model adopting the double-skin structure in detail to a large structure increases the load on the calculator. Thus we tried to solve this problem by creating an equivalent stiffness model of the double-skin panel. First of all, we formulated the equivalent stiffness model of the double-skin panel and studied the validity of the model based on the result of the mechanical property assessment test of a small specimen. Then we prototyped a full-scale rolling stock on which a SUS double-skin panel was installed to conduct various load tests, and evaluated the validity of the model by comparing the measurement value of the deformation amount of the vehicle structure with the calculation result of the equivalent stiffness model. As a result, the possibility of application of double-skin panels to large structures was achieved.

Key words: laser spot welding, double-skin panel, equivalent rigidity model, stainless steel sheet, rail vehicle body

1. はじめに

アルミ合金の押出成型によるダブルスキン材料は鉄道車両構体の製造コスト低減を実現している。しかしながら、鉄鋼材料に比較し素材製造時の炭酸ガス排出量が多い¹⁾、耐食性の劣化防止のために周期的な再塗装が必要である、ステンレス鋼製鉄道車両構体に比べリサイクル性が悪い²⁾などの問題点がある。

一方、ステンレス鋼製車両構体は素材の耐食性と意匠性の良さから塗装が不要でメンテナンス性を向上させているが、シングルスキン構造のため製造コスト低減に限界があるとされている。

そこで、これらの問題解決にはステンレス鋼を用いたダブルスキンパネル(以下、SUS ダブルスキンパネル)が有効であると考え、本構造を考案し基本的な製造技術を確立した³⁾。この SUS ダブルスキンパネルは2枚の平板で波板を挟み込んだ部分と、パネル外周に設けたフランジで構成する。これらの部材同士の接合にレーザスポット溶接法を採用することで熱変形の少ない溶接構造を実現した。その特長は、溶け込み深さを精密に制御したレーザスポット溶接によって外板に溶接痕を無くし素材と同等の耐食性やステンレス鋼独特の光沢などの意匠性を確保し

たこと、パネルにフランジを付けることで剛性と強度を高め、他部材との接合に電気抵抗スポット溶接などの従来法をそのまま使えることである。

鉄道車両構体のような大型の構造体にダブルスキン構造を適用し、構造の剛性や振動モードの検討を行うためには等価剛性モデルが必要になる。しかしながら、ダブルスキン構造の詳細を取り入れた FEM モデルを大型構造体に適用すると計算機の負荷が大きくなるという問題がある。そこでダブルスキンパネル部分の等価剛性モデルを作成することで本問題の解決を試みた。まずダブルスキンパネルの等価剛性モデルを定式化し、小試験体の機械的特性評価試験結果をもとにモデルの妥当性を検討した。次に周囲に枠材を取り付けた SUS ダブルスキンパネルを搭載した実寸の鉄道車両構体を試作し種々の荷重試験を行い、車両構体変形量の測定値と等価剛性モデルの計算結果を比較しモデルの妥当性を調査した。また、SUS ダブルスキンパネルの大型構造体への適用の可能性を検討したので報告する。

2. SUS ダブルスキンパネルの等価剛性モデル

SUS ダブルスキンパネルは図1に示すように主に波板を2枚の平板で挟み込んだ構成で、これらをレーザスポット溶接によって接合し組み立てている。本パネルを鉄道車両構体両用に設計し試作を行い、機械的特性を評価した。曲げ・圧縮・剪断試験の各試験ではレーザ溶接部は構造体の最大荷重が局部座屈を生

* 原稿受付 平成20年1月25日

** 正会員 新日本製鐵㈱(現、群馬大学大学院工学研究科:群馬県桐生市天神町1-5-1)

*** 新日本製鐵㈱(千葉県富津市新富20-1)

† 正会員 群馬大学(群馬県桐生市天神町1-5-1)

じても破断しない、すなわち、パネルの弾性領域内ではパネルの構造を保てるという結果を得た。一方、ステンレス鋼製鉄道車両構体の設計では、まず弾性域の挙動を解析し、次に振動解析や弾塑性解析などを詳細に検討する方法がとられている。

そこで、今回は SUS ダブルスキンパネルを鉄道車両構体に適用するため、まず、弾性領域でのパネルと車両構体の挙動を調査することとし、パネルの弾性領域内の等価剛性モデルを作成し、その妥当性を検討した。

図2に示すように、先ずダブルスキンパネルを複合積層構造板に置き換え、次にこの複合積層構造板を直交異方弾性体とした等価剛性モデルを次に示す条件を加え定式化した。

- (1) パネルを構成する各層は面内剛性のみを取り扱う。
- (2) 平行軸からのオフセットは平行軸定理を用いる。
- (3) 内外面板の厚さが異なるパネルを想定(中立面が非対称)し、カップリング剛性行列を考慮する。
- (4) コア異方性物性は面内剛性のみを考える。

図3に示すようなコア断面1ピッチあたりの各層の弾性係数を求めた。外面板を $i=1$ 、内面板を $i=3$ とすれば式1となる。ここで、 E : 縦弾性係数、 G : 横弾性係数、 ν : ポアソン比である。

$$E_x^{(i)} = E_y^{(i)} = E, \quad \nu_x^{(i)} = \nu_y^{(i)} = \nu, \quad G_{xy}^{(i)} = G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad \text{eq. 1}$$

コアは $i=2$ として縦弾性係数、横弾性係数、ポアソン比を求める。式2～式4となる⁴⁾。ここで、 t_{out} : 外面板の板厚、 t_{core} : コアの板厚、 t_{in} : 内面板の板厚、 P_{core} : コアのピッチ、 h_{core} : コア高さ、 A_d : コア上底の長さ、 A_{core} : コア1/2ピッチの断面積、 A : コア1/2ピッチが占める断面積($P_{core}/2 \times h_{core}$)、 l_{core} : コア斜辺の長さ、 θ : コア斜辺と台形底辺のなす角度、とする。

$$E_x^{(2)} = E \frac{A_{core}}{A}, \quad E_y^{(2)} = k_{eff} \frac{P_{core}}{2h_{core}} \quad \text{eq. 2}$$

$$\nu_x^{(2)} = \nu, \quad \nu_y^{(2)} = \nu_x^{(2)} \frac{E_y^{(2)}}{E_x^{(2)}} \quad \text{eq. 3}$$

$$G_{xy}^{(2)} = G \frac{t_{core}}{l_{core}} \frac{\alpha^2 + \beta}{(1+\beta)\sqrt{1-\alpha^4}}, \quad G_{yz}^{(2)} = k_{eff} \frac{h_{core}}{P_{core}}$$

$$G_{zx}^{(2)} = G \frac{t_{core}}{l_{core}} \frac{1}{(\alpha^2 + \beta)\sqrt{1-\alpha^4}} \quad \text{eq. 4}$$

k_{eff} ⁴⁾ は図4に示すようにコアのY軸方向の弾性係数を得るため、式5のように求めた。

$$k_{eff} = \frac{1}{1/k_1 + 1/k_2} \quad \text{eq. 5, ただし,}$$

$$k_1 = E \frac{t_{core}}{A_d}, \quad k_2 = E \left\{ \frac{t_{core}}{l_{core}} \cos^2 \theta + \left(\frac{t_{core}}{l_{core}} \right)^3 \sin^2 \theta \right\}$$

$$\alpha^2 = \cos \theta, \quad \beta = \frac{A_d}{l_{core}}$$

積層理論により各層の弾性係数を用いて一般化した応力と歪みの関係式を式7に示す。なお、 N : 合応力、 M : 合モーメント、 ϵ , γ : 歪み、 $[A]$ は面内剛性行列、 $[B]$ はカップリング行列、 $[D]$ は面外(曲げ)剛性行列である。ただし、 $E = 193 \text{ kN/mm}^2$, $\nu = 0.3$, ω をたわみとし、 $\kappa_x \kappa_y \kappa_{xy}$ を式6に示す。

$$\kappa_x = \frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2}, \quad \kappa_y = \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2}, \quad \kappa_{xy} = \frac{\partial^2 \omega}{\partial x \partial y} \quad \text{eq. 6}$$

Fig. 1 Surface and cross sectional appearance of the laser spot welded stainless steel double skin panel

Fig. 2 Figure of conceptual system design

Fig. 3 Cross sectional figure of corrugated core and face sheets

Fig. 4 Calculation model of E and G of core

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \\ N_{yz} \\ N_{zx} \\ M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & 0 & 0 & 0 & B_{11} & B_{12} & 0 \\ & A_{22} & 0 & 0 & 0 & B_{12} & B_{22} & 0 \\ & & A_{66} & 0 & 0 & 0 & 0 & B_{66} \\ & & & A_{44} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & & & A_{55} & 0 & 0 & 0 \\ & & & & & D_{11} & D_{12} & 0 \\ & & & & & & D_{22} & 0 \\ & & & & & & & D_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \\ \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} \quad \text{eq. 7}$$

計算した剛性マトリックスを式8に示す。単位はN/mmである。

$$\begin{bmatrix} 4.94e5 & 1.04e5 & 0 & 0 & 0 & -1.43e6 & -4.37e6 & 0 \\ 3.45e5 & 0 & 0 & 0 & 0 & -4.37e6 & -1.46e6 & 0 \\ 1.37e5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -5.08e5 \\ 1.08e5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1.30e5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \text{SYM.} & & & & & 1.21e8 & 3.17e7 & 0 \\ & & & & & & 1.06e8 & 0 \\ & & & & & & & 3.85e7 \end{bmatrix} \quad \text{eq. 8}$$

3. SUS ダブルスキンパネルの鉄道車両構体への適用

3.1 等価剛性モデルの妥当性の検討

機械的特性評価試験のうち剪断試験と曲げ試験の結果を用い等価剛性モデルの妥当性を検討した。それぞれの試験体で共通するパネルの仕様を図5に示す。外面板厚さ： $t_{out}=1\text{mm}$ ，内外面板厚さ： $t_{in}=0.6\text{mm}$ ，コア厚さ： $t_{core}=0.4\text{mm}$ ，コア高さ： $h_{core}=34.4\text{mm}$ ，台形形状のコアの上底： $A_d=12.5\text{mm}$ ，コア斜辺と台形下底のなす角度： $\theta=70\text{deg}$ ，コアのピッチ： $P_{core}=49.2\text{mm}$ である。コアと内外面板はレーザスポット溶接（5mmピッチ，列数2，列間隔8mm，ナゲット径0.45mm）で接合した。レーザスポット溶接のピッチは2.5，3.3，5mmとして曲げ試験体を製作し予備試験を行い，入熱量が小さく，かつ弾性域で破断しなかった5mmを用いた。列間隔はコア上底12.5mmの中で，コアの斜辺とレーザビームの集束角が干渉しない範囲で最大となる8mmとした。

剪断試験には表1に示す仕様の試験体を用いた。また，接合強度はパネルの剛性に影響しないという結果を得たため，等価剛性モデルではレーザスポット溶接の強度を考慮しないこととした。剪断試験の概要を図6に示す。試験体の両端面は治具に溶接によって固定し，その一端面を試験治具に拘束した。もう一端面にはリニアガイドを取り付け，これによって試験体は上下方向のみに移動可能とした。この上部に荷重を与え試験体に剪断力を作用させた。なお，試験治具は試験体に曲げモーメントが作用しないよう剛性を考慮し製作した。剪断剛性を9.8kNあたりの変位で表すと0.146mmである試験結果を得た。

等価剛性モデルでは剪断剛性を9.8kNあたりの変位で表すと0.111mmであり，荷重試験によって得た剪断剛性（9.8kNあたりの変位）は等価剛性モデルに比べ0.761倍であることがわかった。これは試験体のコア高さにはばらつきがあり，これによって内外面板に面外変形が生じ，剪断剛性が低くなったと考える。FEMモデルによる解析を行い，内外面板にあらかじめ2mmの初期変位を与えた試験体の剪断剛性（9.8kNあたりの変位）を求めると，初期変位の無い状態に比べ25%変位が大きくなることがわかった。初期変位2mmは大きめではあるが，鉄道車両構体に用いるパネルは少なくとも1m四方以上の大きさとなるため，コア高さのばらつきによる剪断剛性の低下は避けられないと考え，モデルでは弱めの剪断剛性を設定し0.761倍の補正とした。

曲げ試験の概要を図7に示し，試験体の仕様を表2に示す。試験形態は中央等分布荷重の3点曲げである。試験体はX軸方向1000mm，支持点間距離950mm，中央等分布荷重部分長さ100mmである。試験体幅はY軸方向コア2ピッチ分98.4mmである。これらは，計算で得たパネルの曲げ剛性と試験装置の制約によって決めた。荷重試験で得た曲げ剛性を9.8kNあたりの変位で表すと20.2mmであり，等価剛性モデルでは同様に18.6mmとなった。これらの差は8%でコア高さのばらつきを考えれば計算結果は妥当な範囲にあると考える。

Fig. 5 Cross sectional illustration of panel for shearing test

Table 1 Specifications of panels for the shearing test

Length of X direction	98.4mm
Length of Y direction	98.4mm

Fig. 6 Schematic illustration of specimen for shearing test

Fig. 7 Schematic illustration of specimen for bending test

Table 2 Specifications of panels for the bending test

Length of X direction	950mm
Length of Y direction	98.4mm

3.2 等価剛性モデルの鉄道車両構体への適用

SUS ダブルスキンパネルを搭載した鉄道車両構体モデルを図8に示す。車両構体は長さの中央で線対称のため，1/4サイズのモデルで解析した。車両構体全体は長さ19500mm，幅2850mm，高さ2665mmである。SUS ダブルスキンパネルは屋根，幕板（青色部），吹き寄せ部（橙色部），腰板（桃色部）に採用した。パネル外周のフランジはハット型で強度部材も兼ねている。出入り口上部（赤紫色部），妻部（薄緑色部）は従来のシングルスキン構造で，台枠（黄緑色部）は梁構造である。図8右の実線はパネル外周のフランジ，シングルスキン部の強度部材，台枠の梁である。このようなダブルスキン，シングルスキン，梁の複合構造を持つ鉄道車両構体の等価剛性モデルで種々の荷重に対する側梁部（側面下部の梁）の変位を求めた。表3に示す荷重条件は車両構体自重に満車状態の床面への等分布荷重と振動を加えた満車荷重，加減速時に車端部に生じる力を考慮した車端圧縮，車体のねじれを考慮した3点支持とねじりの4条件である。

Fig.9 Numerical model of vehicle body shell

Table 3 Analysis condition of vehicle body shell

Analysis condition	Supported condition
Full load	8-point supported Air suspension using flame less bogie Vehicle weight : 56484 N Floor load : 359220 N Additional load of body vibration : 10%
Compressive load	8-point supported Air suspension, Flame less bogie Vehicle weight : 56484 N Floor load : 359220 N Compressive load on vehicle body end : 490 kN
Torsional load	Point at the intersection of bolster with side beam of body shell Vehicle weight : 56484 N Floor load : 359220 N
3-point mounting	3-point mounting Jacking-up at the intersection of bolster with side beam of body shell Vehicle weight : 56484 N Floor load : 359220 N

Fig.9 Numerical results of shearing strain

図9にそれぞれの荷重条件に対する主剪断歪みを示す。満車と3点支持では、吹き寄せ部位と腰板部位の歪みが大きい箇所がある。これは支持点が開口部の大きい車端部寄り出入口直下にあるためである。それに対して車端側出入口から車端側の構体に生じる剪断歪みは小さいことがわかった。

図10に各荷重状態の側梁の変位量を示す。横軸は車体中心か

Fig. 10 Numerical results of perpendicular deformation

Fig. 11 Consist of prototype vehicle body shell

Fig. 12 Perpendicular deformations of numerical result and experimental result in full load test

Fig. 13 Experimental results and Numerical results

らの距離で、9950mmは車端部となる。満車条件の車体変形が最大で-8.5mmである。満車条件と車端圧縮条件で変位0mmの横軸6900mmは支点の台車枕梁と側梁の接続部分である。

3.3 鉄道車両構体の荷重試験結果

試作した車両構体の外観を図11⁵⁾に示す。車両構体は一般的な通勤車両の形状で、長さ19500mm、幅2850mm、高さ2665mmである。SUSダブルスキンパネルの周囲には枠材を取り付け、吹き寄せ、腰板、屋根に搭載した。妻部、幕板はシングルスキン構造で、台枠は梁構造である。パネル外周のフランジと外面板は電気抵抗スポット溶接で接合し、内面板とはレーザスポット溶接で接合した。パネル同士や他部材とは、部位に応じて電気抵抗スポット溶接とTIG溶接を用い接合した。

荷重試験では車両構体に歪みゲージ、変位計、ロードセルを取り付け、歪み量、変形量および荷重を測定した。満車条件は錘とエアバックを併用し床面への等分布荷重状態を作った。車端圧縮試験、ねじり試験では油圧シリンダで荷重を与え、3点支持試験ではジャッキを用い支持点を選択した。

満車条件での等価剛性モデルと荷重試験の車両構体位置に対する側梁変位量を図12に示す。等価剛性モデルで得た最大変形量は-8.5mmであり、荷重試験では-9.9mmであった。車両中心から車端側寄りの約3000mmの間は等価剛性モデルと荷重試験結果がほぼ一致した。

図13に各荷重条件での荷重試験と等価剛性モデルの側梁変位の最大値を示す。モデルではねじりの最大変位は荷重試験の半分以下である。満車時では0.86倍、車端圧縮では0.60倍、3点支持では0.78倍である。特にねじりの最大変位はモデルと荷重試験結果の差異が大きい。これはモデルには取り入れていない車両構体の初期歪や初期変形などが原因であると考え、試験体単体や車両構体モデルの検討の深度化によってモデルの精度を改善できると考える。

4. おわりに

SUSダブルスキンパネルを複合積層構造板に置き換え、この複合積層構造板を直交異方弾性体とした等価剛性モデルを定式化した。機械的特性評価試験結果を反映させた等価剛性モデルを鉄道車両構体に適用し、試作した実寸の鉄道車両構体の荷重試験結果と比較しモデルの妥当性を評価した。その結果、試験条件によってはモデルと荷重試験結果の差異が大きく、これは車両構体の初期歪や初期変形を取り入れるなどのモデルの詳細化や深度化によって改善できると考える。モデルの精度改善には課題はあるものの複数のSUSダブルスキンパネルで構成する大型の構造体を等価剛性モデルによって最適化できる可能性を得た。

今後はモデルの精度を高めるとともに、塑性変形を考慮した数値モデルの検討を行う。

参考文献

- 1) 松野, 稲葉, Seuchert, アルミニウム一次地金の輸入元を考慮した環境負荷データの比較, 日本エネルギー学会誌, **77**, 11(1998) 1070.
- 2) 内田, 松岡, ステンレス車両のリサイクル, 東急車輛技報, **48**(1998) 30.
- 3) 及川, 南田, 久米原, レーザスポット溶接によるステンレス鋼ダブルスキン材料の開発(第1報), 精密工学会誌, **72**, 12(2006) 1515
- 4) 強度計算データブック, 裳華房, (1962)
- 5) 新日本製鐵株式会社, しんにつてつ11月号, **143**, (2003), 裏表紙