

CFRP 製自動車ボンネットの最適設計について

成田大祐

Design Optimization of CFRP Automobile Bonnet

Daisuke Narita

1. はじめに

CFRP(炭素繊維強化プラスチック)は、その優れた比強度や比剛性のため、自動車への利用が増えている。従来それらは、コストを度外視したF-1等のレーシングカーや、高価な高級スポーツカーに用いられるのが一般的であった。図1,2に高級スポーツカーの例を示す。特にこれらは、ボディパネルだけではなく、モノコックボディとしても採用されている例である。また、図3,4に、ボンネットやエアロパーツ、ルーフ等の部分的な採用例を示す。これらは図1,2程は高価ではないものの、一般的な乗用車に比較するとやはり高価である。一般的な乗用車に多数、採用された例としてプロペラシャフトもある。これは軽量化はもちろん、衝突安全性を考慮したものである。

ヨーロッパではいち早く国家プロジェクトとしてフォルクスワーゲンがプロジェクトリーダーとなり、2000年にTECABS(Technologies for Carbon fiber reinforced modular Automotive Body Structures)が行われた。また、日本でも2003年にNEDO(New Energy and Industrial Technology Development Organization)が実施したプロジェクト「自動車軽量化炭素繊維強化複合材料の研究開発」により、製造方法や時間も、簡単に短くできる方法も確立されて来ており⁽¹⁾、コストも下がって来たことで、高級スポーツカーだけでなく、燃費向上を目的とした軽量化のために使用され出している。図5に2013年後半に欧州主要国で発売予定のBMWの電気自動車のモノコックボディを示す。価格は日本円で350万円程度からとのことである。



図2 ランボルギーニ・アベンタドール
(<http://www.lamborghini.com/>より)



図3 スバル・インプレッサ WRX STI tS
(<http://www.subaru.jp/>より)



図4 ホンダ NSX-R (<http://www.honda.co.jp/>より)



図1 メルセデス・ベンツ SLR マクラーレン
(<http://www.autoevolution.com/>より)



図5 BMW i3 (<http://www.bmw.com/>より)

なぜ、このような低価格が実現できるのかは、BMW は以前からスポーツカーのルーフやボンネット、トランク等をカーボン繊維をプリフォームしてエポキシ樹脂を流し込むという短時間で製造できる RTM (Resin Transfer Molding) 成形で製作を行い、さらに他材質のパネルと接着剤でボンディングを行っていたからである。さらに、図 6 のような CFRP を製造するための工場を世界最大規模メーカである SGL グループと共同でアメリカに建設している。CFRP のリサイクルについてもボーイング社と提携し、共同研究を実施する予定である。

日本でも東レやトヨタ、東京大学などが 2013 年 7 月から産学共同で CFRP を全面的に使った自動車の開発を始めた模様で、三菱レイヨンや東邦テナックス、日産、ホンダ、三菱、スズキ、名古屋大学等も加わるようである。



図 6 モーゼスレイク新工場 (http://response.jp/より)

2. 歩行者頭部保護性能向上対策

平成 16 年 4 月に乗用車と一部の貨物車を対象としたボンネットの衝撃緩和性能を規定する歩行者頭部保護基準導入のため、道路運送車両の保護基準と道路運送車両の保安基準の細目を定める告示が一部改正された。

歩行者を巻き込んだ事故は死亡や重症に至る割合が非常に高く、過半数は頭部を損傷したことにより死亡している。そのため、自動車と歩行者が衝突する衝撃をできるだけ少なくし、死亡者数を減らすことを目的として、この基準は導入された。



図 7 歩行者頭部保護性能試験 (http://www.nasva.go.jp/より)

具体的には、図 7 に示すように頭部を模した測定機器(頭部インパクト)をボンネット上の数か所につけることで、頭部インパクトが受ける衝撃(頭部損傷基準値)を測定し、その値から可否の判定を行うものである。

実際に施された歩行者頭部保護性能向上対策として、以下のようなものがある(2)。

- ① エンジンルーム内部品の形状変更等により、打撃面であるボンネットからエンジンブロック等の剛性が高い部品までの距離を確保する。
- ② ボンネットの剛性を均一化する。
- ③ ボンネットのヒンジに動き代を設け、その変形を阻害しない構造に変更する。ヒンジ中心からボンネットまでの距離を確保する等により衝撃を吸収できる構造に変更する(図 8 参照)。
- ④ カウルの材質を、つぶれやすい構造に変更する。
- ⑤ フェンダについて、ボディとの間に間隙を設ける等により、つぶれやすい構造のものに変更する。



図 8 ポップアップ式フード (http://www.honda.co.jp/より)

最新の歩行者頭部保護性能向上対策として、ボルボが 2013 年に発売した V40 というモデルは、歩行者が跳ね上げられて、フロントガラス周辺の枠などにぶつかり、致命傷を負うケースが多いため、上記③のポップ・アップフードに加え、図 9 のような歩行者用エアバッグを世界初でオプション装備した。



図 9 歩行者用エアバッグ (http://www.volvocars.com/より)

3. CFRP製ボンネットに関する研究

前述もしたが、今までにも国内で CFRP 製ボンネットの採用例はあるが、殆どは軽量化達成の手段の一つとされている。純正採用されているからには当然、頭部衝撃エネルギーをうまく吸収する機能と、正面衝突時にボンネットがくの字に折れ、室内への侵入を防ぐ機能も持っている。

通常、ボンネットの裏側にアウトパネルを強化するために、補強材が溶接等により貼り付けられている。当然、前述した機能を考えると、剛性が高いだけではなく柔らかくもあり、しかしながら、2章の①で記述したように変形し過ぎてエンジンルーム内の固いパーツにぶつからないように、工夫が施されている。また、同②で記述したように補強ではどうしても固い部分と柔らかい部分が発生するため、そのムラを無くすことを目的とした図10のようなコーン状のインナパネルを全面に張り付けたアルミニウム製のフードも存在する。



図10 衝撃吸収構造アルミボンネット
(<http://www.mazda.co.jp/>より)

このような状況の中で、東京大学の高橋らは、軽量化だけでなく安全性を実現するCFRTP(炭素繊維熱可塑性複合材料)製自動車ボンネットの研究^③を行っている。FEMを用いて、歩行者頭部保護基準に沿った衝突解析を行っている。これによると、スチール製に比べて、CFRTP製のボンネットは小さな力で時間をかけて、衝撃を受け止めていることが判明している。

4. CFRP製ボンネットの最適設計

筆者を含む研究グループは以前から、自動車ボンネットを初めとした、様々な曲率を持った積層偏平シェルの振動特性や座屈特性の解析を行ってきた^④。今までは円筒形や球形等の一定の曲率を持ったシェルに関する研究は行われてきた。しかし、自動車のボンネットやルーフ、フェンダは、

一様な曲率では表すことのできない形状がほとんどである。そこで、図11のような上面から見て $a \times b$ の寸法となる長形状シェルの考える。これは、 xy 平面からのシェル中央面の高さ(シェル高さ)を z とすると x, y の多項式(1)で近似できる。

$$\phi(x, y) = c_0 + c_{10}x + c_{01}y + c_{20}x^2 + c_{11}xy + c_{02}y^2 + c_{30}x^3 + c_{21}x^2y + c_{12}xy^2 + c_{03}y^3 \quad (1)$$

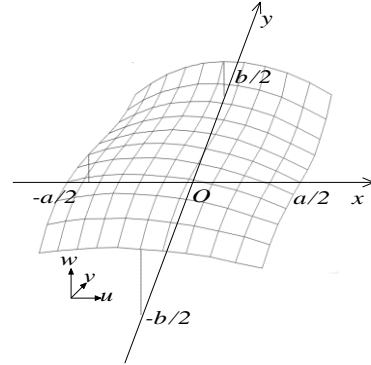


図11 三次べき関数による偏平シェルの例

ここで c_0, c_{10}, \dots は未定係数であり、形状の主要点を選んで内挿を行い求める。本研究では、解析の手順を具体的に説明するための不均一な曲率形状の例として、図12に示す自動車ボンネットをイメージした形状を仮定する。

$$\begin{aligned} \phi(-a/2, y) &= \phi(a/2, y) = \phi(x, -b/2) = 0 \\ \phi(0, b/2) &= H \end{aligned} \quad (2)$$

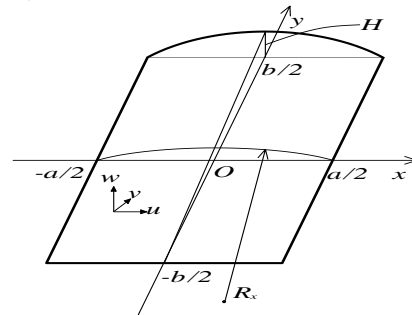


図12 不均一な曲率を持つ偏平シェルモデル

式(1)を式(2)に代入すると、この条件を満たす形状を表す近似関数は式(3)となる。

$$\phi(x, y) = \frac{H}{2} \left[1 - \left(\frac{2x}{a} \right)^2 \right] \left[1 + \left(\frac{2y}{b} \right) \right] \quad (3)$$

式(3)を2階微分すると、形状の傾きが急変しない仮定 $(\partial\phi/\partial x)^2 = (\partial\phi/\partial y)^2 = 0$ の下で x, y 方向の曲率は式(4)となる。

$$\frac{1}{R_x} = \frac{4H}{a^2} \left(1 + \frac{2y}{b}\right), \quad \frac{1}{R_y} = 0, \quad \frac{1}{R_{xy}} = \frac{8Hx}{a^2b} \quad (4)$$

ここで扱うシェルはDonnell 型のシェル理論に基づくと仮定する. Donnell 型のシェル理論では, シェル中央面の変位 u, v, w とひずみ $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \gamma_{xy}$ の関係は, 式(5)となる. 従来の一定曲率シェルの解析との相違は, 式(5)の曲率半径 R_x, R_y, R_{xy} が

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{w}{R_x}, & \varepsilon_y &= \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{w}{R_y} \\ \gamma_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{2w}{R_{xy}} \end{aligned} \quad (5)$$

定数ではなく, 式(4)により与えられる位置の関数となる点である. リッツ法を用いるため, シェル全体のエネルギーを評価する必要がある. シェル全体に蓄えられるひずみエネルギーは, 式(6)となる.

$$V = V_s + V_{bs} + V_b \quad (6)$$

ここで, V_s は面内変形によるひずみエネルギー, V_{bs} は面内と面外のカップリングによるひずみエネルギー, V_b は面外変形によるひずみエネルギーであり, それぞれ, 式(7)となる.

$$\begin{aligned} V_s &= \frac{1}{2} \iint \{\varepsilon\}^T [A] \{\varepsilon\} dx dy \\ V_{bs} &= \frac{1}{2} \iint (\{\kappa\}^T [B] \{\varepsilon\} + \{\varepsilon\}^T [B] \{\kappa\}) dx dy \\ V_b &= \frac{1}{2} \iint \{\kappa\}^T [D] \{\kappa\} dx dy \end{aligned} \quad (7)$$

ここで, $\{\varepsilon\}, \{\kappa\}$ はそれぞれひずみベクトル, 曲率ベクトル, $[A], [B], [D]$ は積層複合材の面内, 面内と面外のカップリング, 面外に関する剛性マトリクスである. シェル中央面から第 k 層外側までの距離を z_k とすると, 式(8)となる.

$$\begin{aligned} A_{ij} &= \sum_{k=1}^n (\bar{Q}_{ij})_k (z_k - z_{k-1}) \\ B_{ij} &= \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n (\bar{Q}_{ij})_k (z_k^2 - z_{k-1}^2) \\ D_{ij} &= \frac{1}{3} \sum_{k=1}^n (\bar{Q}_{ij})_k (z_k^3 - z_{k-1}^3) \end{aligned} \quad (8)$$

ここで, \bar{Q}_{ij} ($i, j = 1, 2, 6$) は各層において, 繊維方向座標から $O-xy$ 座標に座標変換された縮約剛性係数であり, k 層の縦弾性係数 E_L, E_T , ポアソン比 ν_{LT} , およびせん断弾性係数 G_{LT} (L 軸: 繊維方向, T 軸: L と直交方向) により定義される. また, シェル全体の運動エネルギーは式(9)となる.

$$T = \frac{\rho h}{2} \int_{-b/2}^{b/2} \int_{-a/2}^{a/2} \left[\left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 \right] dx dy \quad (9)$$

ここで, ρ は単位体積あたりの質量, h は板厚である. 続いて, 変位 u を式(10)のように定義する.

$$u(\xi, \eta, t) = \sum_{i=0}^{M-1} \sum_{j=0}^{N-1} P_{ij} X_i(\xi) Y_j(\eta) \sin \omega t \quad (10)$$

ここで, P_{ij} は未定係数であり, $\xi = 2x/a$ および $\eta = 2y/b$ は無次元化座標である. $X_i(\xi), Y_j(\eta)$ は「境界条件インデックス」を用いて, 任意の境界上で幾何学的な条件を満足する関数であり, 式(11)のように定義する.

$$\begin{aligned} X_i(\xi) &= \xi^i (\xi+1)^{bu1} (\xi-1)^{bu3} \\ Y_j(\eta) &= \eta^j (\eta+1)^{bu2} (\eta-1)^{bu4} \end{aligned} \quad (11)$$

ここで, $bu1, bu2, bu3, bu4$ は u に関する長方形シェル各辺での境界条件インデックスである. bu に続く各数字は長方形の各辺を意味しており, 長方形左辺から反時計周りに 1 から 4 の順に対応している. ここで, 境界条件インデックスの値が 1 の場合に固定を表し, 0 の場合は自由を表す. v, w に関しても式(10), (11)と同様であるが, 面外変位 w に関しては 0 のとき自由, 1 のとき単純支持, 2 のとき固定を表す.

最大ひずみエネルギー V および最大運動エネルギー T の差により得られる汎関数 F に対して, それぞれの未定係数に関する極値を求めることで, 式(12)のような不均一な曲率を有する複合材シェルの振動数方程式が導出できる.

$$\begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} \\ k_{12} & k_{22} & k_{23} \\ k_{13} & k_{23} & k_{33} \end{bmatrix} - \Omega^2 \begin{bmatrix} m_{11} & 0 & 0 \\ 0 & m_{22} & 0 \\ 0 & 0 & m_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_{ij} \\ Q_{kl} \\ R_{mn} \end{Bmatrix} = 0 \quad (12)$$

ここで, k_{ij}, m_{ij} ($i, j = 1, 2, 3$) はそれぞれ剛性行列, 質量行列の要素であり, Q_{kl}, R_{mn} は式(10)と同様に v, w に関する未定係数である. 式(12)より, 式(13)のような無次元化された固有振動数である振動数パラメータ Ω が得られる.

$$\Omega = \omega a^2 \sqrt{\frac{\rho h}{D_0}} \quad (13)$$

ここで, $D_0 = E_T h^3 / 12(1 - \nu_{LT}\nu_{TL})$ は基準剛性である. 計算例では, CFRP材の材料定数 ($E_L = 138$ GPa, $E_T = 8.96$ GPa, $G_{LT} = 7.1$ GPa, $\nu_{LT} = 0.30$) を用いた. 図12に示したシェルについて, 形状パラメータは厚さ比 ($h/a = 0.01$), アスペクト比 ($a/b = 1$) の一定値, 境界条件は四辺単純支持と四辺固定の偏平シェルとした. $x = -a/2$ の辺に沿って幾何的境界条件を示すと, Fは自由, Sは単純支持, Cは固定と表される. また, 変位関数の項数 (M, N など) は全て10とした. 高さ比 H/a は, 0.0251 とする. この値は, 本モデルの最大高さ H が円筒形シェルの $a/R_x = 0.2$ の高さに一致するよう決めた. 積層条件は, 対称な八層アングルブライ積層 $[(\theta-\theta_2)_s]$ (θ は図12の x 軸と繊維方向の角度, s は対称の意) とする. なお, 以後 45° を 45 と記

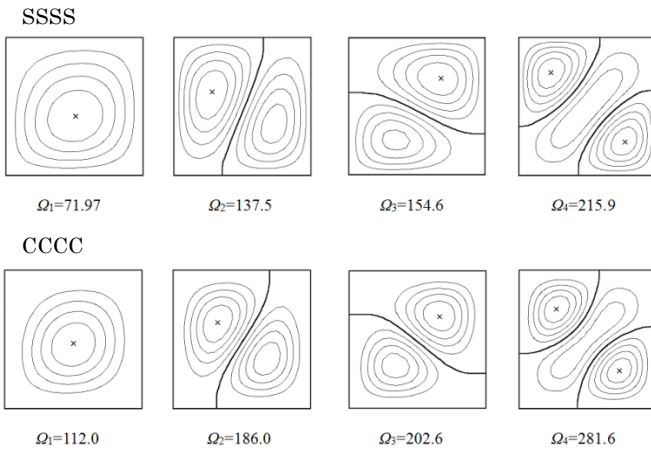


図 13 振動数と振動モード [(45/-45)₂]_s

し、角度(°)の記号を略する。例として図13にSSSSとCCCC, [(45/-45)₂]_sの場合の一次から四次までの固有振動数と振動モードを示す。図の×印は最大変位点を表す。なお、リッツ法による本方法は有効数字四桁の範囲で厳密解と比較して、汎用FEMでは数%の誤差が発生しているのに対し、完全に一致していることも証明している。

さらに、積層構成の最適化を行うにあたり、その基本的な考え方は、積層板の曲げ変形において「外側の層は内側の層に比較して、曲げ剛性の増加により大きく寄与し、たわみや固有振動数などの決定により大きな影響を及ぼす」という物理的な考察に基づいている。この特性を利用して、「たわみや基本振動数等を最適化する積層構成は最外層から最内層に向かって順番に決定される」という仮定に基づくのがLO法である。

このLO法を用いて最適化も行った。例えば本研究で設定している八層の対称アングルプライ積層において、5°刻みで全探索を行った場合、組合せの数は36⁴ = 1,679,616という膨大な数になってしまう。しかし、LO法を用いると、36×4 = 144で済んでしまう。当然、計算時間も格段に少なくて済むことになる。前述したものと同条件で最適化を行った結果[45/-45/-45/45]_sにおいて、Ω₁は72.77とより大きくなったことが判明した。

ここまでは、振動特性について述べたが、衝突安全性に直接関わる外圧座屈に応用することも現在研究中である⁽⁶⁾。Koiterによるトータルポテンシャルエネルギー(TPE)の極小条件により、外圧による座屈問題の定式化を行った。特にシェルが任意の境界条件を持つ場合の線形座屈の固有値(座屈荷重)の計算方法を提案して、扁平シェルの外圧座屈への最適設計の適応を検討した。現時点では図14のような外圧pが加わった曲率一定の

円筒形扁平シェルの解析を行っているが、振動特性同様不均一な曲率を持つ扁平シェルにも応用できると考えている。座屈パラメータを $\lambda = pa^2/D_0$ とした場合の例を図15に示す。ここで、 β は円筒形の曲率 a/R_x であり、他の条件は前述の通りである。

また、同グループではLO法と遺伝的アルゴリズム(GA)を組み合わせた手法を提案して、積層構成だけでなく、シェルの曲面形状の同時最適化を行っている⁽⁶⁾。条件は前述したものと同様とした結果を図16に示す。図の左側がそれぞれの境界条件において、導き出された最適形状で、右側が最適積層構成である。従来は、炭素繊維を平行に直線配列したシートを積層する形式で利用されてきたが、最近、シートの生産技術の革新的発展によって、繊維の牽引方向を連続的に変化させ、曲線状の強化繊維を持つシートの生産が可能となった。図17に曲線状繊維作製装置を示す。

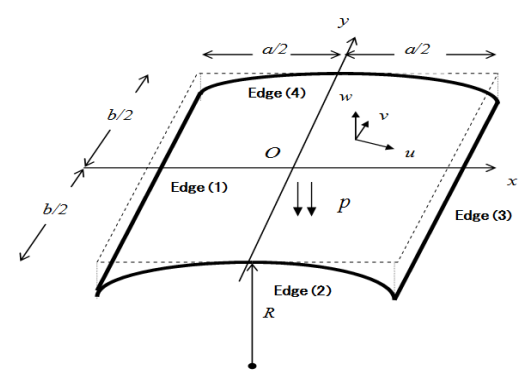


図 14 外圧 p のかかった円筒形扁平シェル

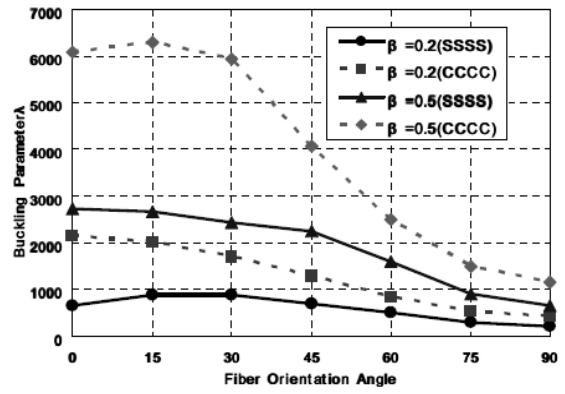


図 15 積層構成に対する座屈パラメータ

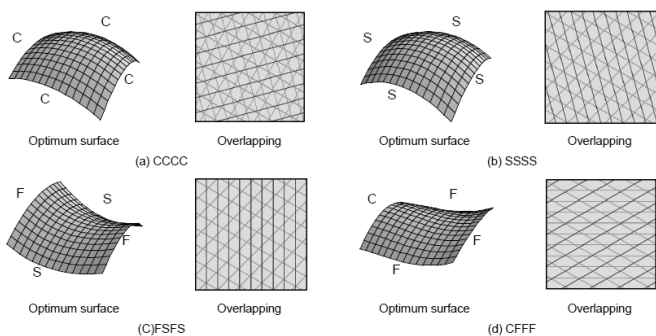


図 16 各境界条件に対する最適形状と積層構成

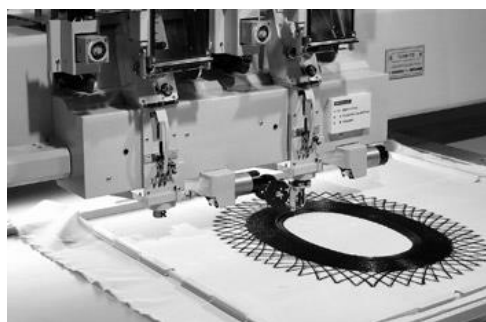


図 17 田島工業 TCWM-T01
(<http://composites.tajima.com/>より)

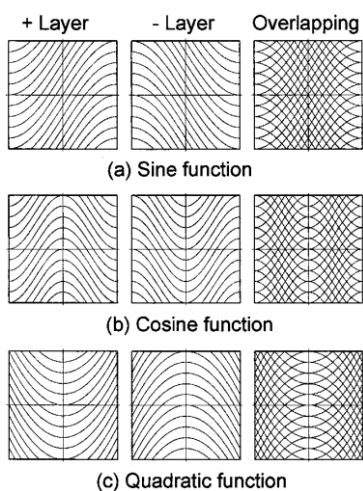


図 18 曲線状繊維のパターン

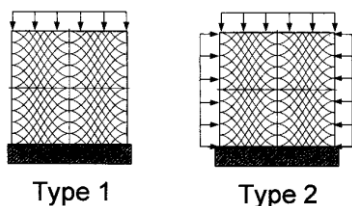


図 19 一軸圧縮と二軸圧縮

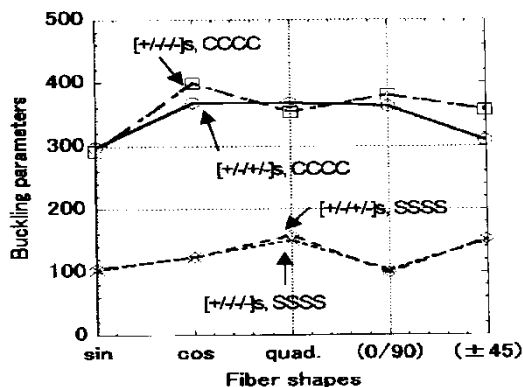


図 20 曲線状繊維と直線繊維の積層構成に対する座屈パラメータ

さらに同グループの本田らは図 18 のようなそれぞれ(a)sin 関数, (b)cos 関数, (c)二次関数状の曲線状繊維を使用した平板の解析も行っている(7). 図の左側のような曲線状繊維を交互(±)に前述同様に対称八層積層した積層板に, 図 19 のように下辺を固定して, 上辺のみに一軸圧縮を受ける場合 (Type1) と上辺と左右片に二軸圧縮を受ける場合 (Type2) について, 面内応力解析や座屈解析, そして FEM との比較を行っている.

図 20 に CCCC と SSSS の場合の座屈パラメータ ($\lambda = Na^2/D_0$: N は境界に作用する荷重) を示す. ここで, 横軸の sin, cos, quad. は前述した曲線状繊維の積層板であり, 比較のため, 直線繊維板(±45)と(0/90)の結果も示す. なお横軸の(0/90)の 0 が+層, 90 が-層を意味する. 例えば [+/-/-]s は [0/90/90/90]s となる.

5. おわりに

CFRP は設計できるスマートな素材と言われている. 従来の自動車ボンネットはアウトパネルだけでなく, 裏側に補強を用いて, 剛性だけでなく歩行者安全性を考慮しながら, 設計を行っていた. しかし, 4 章で述べた研究から, 理想に近い形状のボンネットにおいて, 曲線状繊維による CFRP を用いることで, 従来の補強やリブ構造なしに, あるいは最低限の補強により, アウトパネルを局所的に固い場所や逆に柔らかい場所を持ったままにスマートなボンネットの最適設計が, 実現できる可能性があると考えている.

参考文献

- (1) 釜江俊也, 田中剛, 山崎真明, 岩澤茂郎, 武田 一朗, 山口晃司, 和田原英輔, 関戸俊英, 北野 彰彦: 炭素繊維複合材料 “ハイサイクル”

- 体成形技術”の研究開発, 第23回先端技術大賞応募論文, (2009), p. 9
- (2) 是則武志, 石黒義満, 三宅徳次郎, 村井光輝, 田中清哉, 柏谷章, 井ノ川智史 : 歩行者頭部保護基準の導入について, 交通安全環境研究所, (2005), p. 6
- (3) 金正将, 小山洋, 鶴沢潔, 高橋淳, 森田明保 : 歩行者に優しいCFRTP製自動車ボンネットの構造最適化, 第34回複合材料シンポジウム講演論文集, (2009), pp. 135-136
- (4) 成田大祐 : 種々の曲面を持つ積層偏平シェルの解析と最適設計に関する研究, 北海道大学博士学位論文報告番号 8582, Vol. 32 (2008), p. 200
- (5) D. Narita, Y. Narita : Analysis and design of curved laminated composite panels under external pressure, Key Engineering Materials, Vols. 353-358 (2007), pp. 1271-1274
- (6) 本田真也, 加藤大翔, 成田吉弘, 成田大祐 : 繊維強化複合材シェルの曲面形状と積層構成の統合最適化, 日本機械学会論文集 (C編), Vol. 77, No. 777 (2011), pp. 1793-1802
- (7) 本田真也, 大西良昌, 成田吉弘 : 曲線状繊維によって強化された複合材積層板の座屈解析, 日本機械学会論文集 (C編), Vol. 76, No. 765 (2010), pp. 1056-1061