積層複合材料を用いた偏平パネルの構造設計 (実験モード解析法による積層パラメータ同定)

Structural Design for Curved Panels by Laminated Composite Materials (Identification of Lamination Parameters Using Modal Testing Method)

成澤 哲也 岩田 章兵 ^{**} Tetsuya NARISAWA, Shohei IWATA

Abstract - Using a modal testing method, the identification study for the laminated composite curved panels are examined for the purpose of weight saving structural design. The vibration modes are largely changed as the aspect ratio, curvature and stacking sequences of laminated curved panels. For example, natural frequencies and modal patterns of automobile door panels are examined using modal testing and Ritz's vibration analysis. As the result, identified stacking sequence of angle-ply three layered laminated composite panels was [-20 °/-30 °/-45 °] for simply supported condition. This report presents a new tailored design method using FRP materials instead of steel materials to achieve desired strength and stiffness.

Key Word: Modal Testing, Ritz's Method, Composite Materials, Structural Design

1.はじめに

機械構造の設計を行う際,その軽量化を無視できない。例えば,自動車では,その重量を軽量化することで燃費が向上し,環境負荷を軽減できる。本報では,自動車のドアパネルを取り上げ,その振動特性を実験的に求め,強化機構を明らかにする。次に,繊維強化プラスチック(FRP)利用による軽量ドアパネルの設計を行う。

そのために,まず実験モード解析を用いて,実稼 働での運転席側ドアパネルの固有振動数および固有 モードを測定し,その構造剛性を求める。次に,そ の振動数およびモードを実現する繊維配向角と積層 形態を同定し,軽量化を実現する。最終的に,ドア パネルを鋼板からFRP材に変更する可能性と問題 点について言及する。

2.実験モード解析法1)

2-1 実験方法

対象にT社の1800cc セダン(Type-A)とD社の 1300cc ハッチバック(Type-B)の運転席側ドアを 選んだ。伝達関数測定にはインパルスハンマによる 1点加振多点計測法によった。打撃点による打撃力 と加速度ピックアップから求まる加速度から伝達関 数を求め,固有振動数と対応する振動モードを確認 する。モードはモード解析ソフトウェア(Me'scope VES)によりアニメーション化した。図1に実験装 置概略を示す。

まず,片持ちはりと片持ち平板について予備実験

を実施し,実験モード解 析の結果を解析解と比較 し,4次モードまでの固 有振動数の誤差は数%以 内であることを確認し た。

加速度ピックアップの 貼り付け位置はパネルに メッシュ状の線を引き, その中でも曲率の変化の 大きな場所やドアノブ



Fig.2 Door panel (Type-A)

部,折り込み部など形状が複雑に変化している部 分やその周辺にとり,最終的に40点を選んだ。加 振条件は,ドアが閉まった状態とし,1点の計測に つき数回の加振を行い,コヒーレンスチェックを

Door Knob PC (Modal Analysis Soft) Hinge

Fig.1 Experimental unit

^{*} 釧路高専機械工学科

^{**}釧路高専建設・生産システム専攻

行いながら平均化処理を施して周波数応答とモー ドアニメーションを求めた。

2-2 実験結果2)

図4に周波数応答を,図5および表1に卓越す る1~3次のモードと振動数を示す。実験モード 解析に必要な境界条件は全周単純支持とした。

さて, Type-Aの1次モードの節は車体の前方後 向に伸び,腹は車体上下方向に分布している。一 方,2,3次モードでは,節が上下方向に回転し, 腹は車体前後方向に移動する傾向を示す。また,



Fig.3 Test object



Fig.4 Frequency responses



Type-A Type-B Fig.5 Mode shape for fundamental three modes

Table1 Natural frequency [Hz]

	\mathbf{f}_{1}	f_2	f ₃
Type- A	4000	8180	15000
Type- B	1480	7880	13100

Type-BはType-Aと対照的であり,1次モードの腹 は前後方向に存在し,2,3次モードになると上 下方向にでる。さらに,パネル下部のプレスライ ンの下側に,3次振動にてモードの腹が出現して いる。

以上のことから, Type-A は車体前後方向に, Type-B は上下方向に剛性強化されていると考えら れる。また,先のプレスラインは構造剛性に大き く影響するが,トータルなパネルの剛性評価をみ るためには,このプレスラインの影響は無視する こととした。

3. リッツ法による固有値解析

3-1 理論

理論の詳細は文献3)に譲る。図6に曲率半径 Ryで湾曲する積層偏平パネルの概観を示す。物体 座標系として xyz 座標系,繊維座標系として繊維 方向を1にとる123座標系を定義する。x,y方向の 辺の長さはそれぞれa,b,厚さはhである。繊維強 化複合材料の繊維配向角は,x軸と1軸の成す角の で表す。

まず,斜交座標系の複合材料の構成方程式は以 下となる。

$$\begin{cases} \sigma_{x} \\ \sigma_{y} \\ \tau_{xy} \end{cases} = \begin{bmatrix} \overline{Q}_{11} & \overline{Q}_{12} & \overline{Q}_{16} \\ & \overline{Q}_{22} & \overline{Q}_{26} \\ symm. & \overline{Q}_{66} \end{bmatrix} \begin{cases} \varepsilon_{x} \\ \varepsilon_{y} \\ \gamma_{xy} \end{cases}$$
(1)

ここで , $ar{\mathcal{Q}}_{\scriptscriptstyle ij}$ はラミナの弾性定数である。

古典理論に基づくドンネルのシェル理論を用い



Fig.6 Analytical model for laminated curved composite panels

て簡単化すると変位場は次のようになる。

$$\begin{cases} u = u^{0}(x, y, t) - z \frac{\partial w(x, y, t)}{\partial x}, \\ v = v^{0}(x, y, t) - z \frac{1}{R_{y}} \frac{\partial w(x, y, t)}{\partial x}, \quad w = w^{0}(x, y, t) \end{cases}$$
(2)

ここで, u, v, wはパネル内任意点の変位である。

さらに, 任意点の線形ずみは, 次のように中央面 の変位 ϵ_{ii} °と曲率 κ_{ii} で関係付けできる。

$$\begin{cases} \varepsilon_{x} = \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial u^{0}}{\partial x} - z \frac{\partial^{2} w}{\partial x^{2}} = \varepsilon_{x}^{0} + z \kappa_{y}, \\ \varepsilon_{y} = \frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial v^{0}}{\partial x} - z \frac{\partial^{2} w}{\partial y^{2}} + \frac{w}{\underline{R}_{y}} = \varepsilon_{y}^{0} + z \kappa_{y}, \\ \gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = \left(\frac{\partial u^{0}}{\partial y} + \frac{\partial v^{0}}{\partial x}\right) - 2z \frac{\partial^{2} w}{\partial x \partial y} = \gamma_{xy}^{0} + z \kappa_{xy} \end{cases}$$
(3)

さて,リッツ法を用いるため線形振動における 最大振幅 U⁰,V⁰,₩⁰ を次の級数で近似する。

$$\begin{cases} U^{0}(x, y) = \sum_{i=0}^{n} \sum_{j=0}^{n} a_{ij} \phi_{ij}^{u}(x, y), \\ V^{0}(x, y) = \sum_{i=0}^{n} \sum_{j=0}^{n} b_{ij} \phi_{ij}^{v}(x, y), \\ W^{0}(x, y) = \sum_{i=0}^{n} \sum_{j=0}^{n} c_{ij} \phi_{ij}^{w}(x, y) \end{cases}$$
(4)

ただし,iとjは展開次数で, a_{ij} , b_{ij} , c_{ij} は未知定数 である。展開次数の打ち切り項数nは解の近似精度 に大きく影響する。 ϕ_{ij} は幾何学境界条件を満足す る試験関数である。

ここで汎関数として最大運動エネルギ Tmax と最 大ひずみエネルギ Umax からなるラグランジ関数 L,

L=Tmax-Umax (5)

を定義し,次の停留条件,

$$\left\langle \frac{\partial L}{\partial a_{ij}}, \frac{\partial L}{\partial b_{ij}}, \frac{\partial L}{\partial c_{ij}} \right\rangle = \langle 0, 0, 0 \rangle$$
 (6)

を適用する。ここで得られる代数方程式が有意な 解をもつための条件から次の振動数方程式が導か れる。

 $|\mathbf{K} - \lambda \mathbf{M}| = \mathbf{0}; \lambda = \omega^2(7)$

ただし, K は剛性行列, M は慣性行列である。

この式(7)を代数的に解くことで,固有円振動 数ωと対応する固有モードを決定する。

3-2 近似解の収束と精度

表2に,6種の支持条件(F:自由,S:単純,C: 固定)に対する単層平板の5次までの振動数係数

Table 2 Convergence study for various boundary conditions

B.C.	\mathbf{f}_1	f_2	f_3	f_4	f_5
FFFF	1.626	2.091	3.775	5.129	5.192
	(1.607)	(2.069)	(3.845)	(5.095)	(5.165)
SFFF	0.917	2.555	3.290	4.560	5.895
	(0.933)	(2.767)	(3.457)	(5.002)	(6.001)
CFFF	0.652	1.439	3.158	4.200	5.668
	(0.643)	(1.463)	(3.219)	(4.228)	(5.712)
SFSF	0.467	1.844	3.937	4.671	6.834
	(0.463)	(1.881)	(3.985)	(4.794)	(6.925)
CFSF	1.062	2.423	5.648	7.949	9.370
	(0.975)	(2.659)	(5.588)	(7.582)	(9.326)
CFCF	1.291	3.054	5.556	6.278	8.590
	(1.304)	(3.175)	(5.774)	(6.805)	(9.215)

Table 3 Convergence study for various stack sequences

a/h	a/Ry	[0/90/90/0]	[0/90]	[90/0]
	inf.	12.26	8.57	8.56
	0.1	(12.39) 13.96	(8.71) 10.86	(8.77) 10.86
100		(14.07)	(10.97)	(10.97)
100	0.2	18.09	15.85	15.83
		(18.19)	(15.92)	(15.93)
	0.5	35.17	28.24	27.82
		(29.26)	(28.10)	(28.63)
	inf.	11.90	8.55	8.56
		(12.39)	(8.69)	(8.69)
	0.1	11.97	8.66	8.64
20		(12.45)	(8.78)	(8.81)
20	0.2	12.17	8.97	8.92
		(12.65)	(9.06)	(9.01)
	0.5	13.48	10.79	10.67
		(13.92)	(10.78)	(15.95)

 $\Omega=\omega$ ρ/E_1h^2 を示す(ρ はラミナの密度, E_1 は繊 維方向の縦弾性係数である)。式(4)で与える試 験関数には,力学境界条件も満足するナビアーの 解を展開項数nを8として与えた²⁾。結果を文献4) と比較した。数値欄上部が本計算,下部かっこ内が 文献値である。,CFCF境界条件にて数%の誤差 がでているものの良い一致をしていることが分 かった。また,表3は全周単純支持(SSSS)におけ る,積層偏平パネルの結果である。厚肉(a/h=20) かつ,強い曲率(a/Ry=0.2)の条件でも精度良く収 束していることが分かる。本検討より,以降の計算 では n= 8を用いることとした。

3-3 平板の振動解析結果

(1) 単層平板の振動数と固有モード

図7に単層平板の振動数とモードを示す。

·a/b = 1の場合

1次振動において,モードナンバーは(1,1) をとり振動数はほぼ一定である。モードナンバー (m,n)とは繊維方向を基準にモードの腹の数を表し たものである。また,2次振動以上では繊維方向に モードの腹が出ない。これは,繊維強化による剛性 強化が原因である。

・a/b = 1.5の場合

1,2次振動については,正方形(a/b = 1)と 同様のモードをとる。振動数は短辺(y軸)方向に 繊維を配することで高くすることができる。3次 振動ではアスペクト比の影響のため0°~45° で,a/b = 1とは異なるモードをとる。これは,繊 維強化よりも,アスペクト比による剛性強化が上 回ったためと判断される。また,4次振動では全 ての配向角においてアスペクト比の影響を受け, 短辺方向に腹が生ずるのを避けるようなモードを とる。

このことから,1,2次振動では,繊維による 強化,3,4次振動ではアスペクト比による強化 が現れる。

·a/b = 2の場合

a/b = 1.5と同様であり,2次振動では繊維強 化の影響が低くなり,3,4次振動では,アスペ クト比による剛性強化が顕著に出てくる。

上記結果より単層平板については,a/b = 1のと き,モードは繊維強化に応じて変化する。しかし, a/b = 1.5では3,4次振動においてアスペクト 比による剛性強化が現れ,a/b = 2では2次振動に おいてもその影響が強くでる。このことから,ア スペクト比による影響は高次振動から現れること が分かる。また,1次振動数はアスペクト比が大 きい場合90°配向することで高くできる。2~ 4次振動数では,30~60°で若干振動数を高 くできると言える。このことから,基本振動数最 大化には配向角変えることで可能と判断される。 (2)積層平板の振動数と固有モード

図 8 に積層平板 [/ - /]の振動数とモードを示す。

振動モードは, a/b=1について単層と比較し大き な違いはないが, a/b=1.5については, 単層と比べ て, 3および4次でモードの入れ替わりが起きて いる部分がある。これは, 3層[/- /]の中 央層[-]の影響で,アスペクト比による効果を弱 くし,擬似的にパネルを正方形平板に近いものに しているものと思われる。いわゆる縮退現象であ る。さらに, a/b=2においても, モードの逆転が見 られた。 次に,振動数についは,単層と比較して若干高 くなっているものの大きな相違は見られない。1 次の振動数では配向角が0°から90°に変化す ると共に振動数係数は高くなる。2次以上の振動 数では,30°から60°にかけて振動数係数は 高くなり,高次振動ではその傾向が顕著になる。



Fig.7 Natural frequency for single layered flat panels



Fig.8 Natural frequency for three layered flat panels $([\theta/-\theta/\theta],a/b=1.5)$

3-4 偏平パネルの振動解析結果

図9にアスペクト比と曲率を変えた場合にとる 固有モードのパターンについてまとめる。薄肉パ ネル(b/h=100)について,横軸に偏平率,縦軸に アスペクト比をとり,固有振動数は下から1,2, 3次となる。

平板のときと比べ,曲率の影響が現れる。まず, b/Ry=0の平板では,図8の考察と同様である。b/ Ryが大きい値をとると,つまり曲率がきつくなる と,x軸方向の剛性をさらに高めたことになり,平 板では1次モードが(1,1)であったものが,(1,2)を とるようになる。つまり,強化方向を避けるよう に腹が出現する。

また,曲率のゆるい場合には,アスペクト比の 影響を大きく受ける。例えば,a/b=1.5の正方形 (a/b=1)における1,2,3次のモードが(1,1) (1,2) (2,1)であったものが,(1,1) (2,1) (1,2)と変化する。



Fig.9 Mode patterns of single layered curved panels $(b/h=100, \theta=0 \circ)$

以上のことから,アスペクト比が a/b>1.5 では 曲率の寄与が大きく,偏平率が b/Ry>0.3 ではアス ペクト比の寄与が大きくでると言える。また,曲 率の影響は低次振動モードから現れ,アスペクト 比の影響は高次振動モードに現れることが読みと れる。

4.パネルの積層パラメータ同定

4 - 1 パラメータ同定の手法⁵⁾

Table4 Parameter of door panel of Type-A

密度	幅	高さ	厚さ	曲率半径
p(kg/m³)	a(m)	b(m)	t(m)	Ry(m)
7850	1.076	0.686	0.65*2	

パネルの材質を鋼板からFRPに変更するため のパラメータ同定を行う。対象はB車のドアパネ ルとし,その形状を示す。

目的は図10に示す実験モード解析による固有 振動数と固有モードをグラファイト/エポキシ材 (表1)をアングルプライ積層することで実現する ことである。設計パラメータは,全板厚と積層形 態である。積層数は簡単のため前節に基づいて3 層とする。よって,積層形態を $[\theta_1/\theta_2/\theta_3]$ (内側/外 側)とし各層の配向角を0°,30°,45°,6 0°,90°の組み合わせについて計算を行った。 解析に当たり,前述のように,展開項数は8,境 界条件は全周単純支持とした。

図11に正方形平板の計算結果の一部を示す。 一次振動の場合, θ_1 , θ_2 , θ_3 の値に係わらずモード は(1,1)をとる。2次の場合,内層 θ_1 と外層 θ_3 に係わらず,内層の θ_2 に依ってモード形状が決 定され,節は θ_3 方向に現れる(図中矢印)。

長方形平板(a/b=1.5)では,短辺(y軸)方向に 強化されているので,その方向にモードの節がで ており, $\theta_1 \sim \theta_3$ に寄らない。よって,アスペクト 比の影響が少ない場合には,積層形態でモードの コントロールが容易であることが分かった。 4 - 2 パラメータ同定の結果⁶⁾

本実験で対象としたドアパネルのように,アス ペクト比をもち,かつ曲率がある場合には,その 両者の強化機構が働き複雑である。しかし,パネ ルは,x軸方向に曲率Ryによる強化,y軸方向には アスペクト比による強化機構が働いている。図1 2より,1次振動のモードは0に依らず,モード形 状は同一である。また,2次振動では,02が支配的 である。このことから,正方形平板のルールが適 用できると思われる。3次より高次振動のモード については,複雑であり簡単なルールを見い出せ



なかったが,今回の偏平パネルの簡単化したモード(図5)を再現するには,まず,1次について は内層 θ_1 を任意に与える。次に,2次のモードに 合わせ中間層 θ_2 =-30°近傍で与える。最後に, 3次についても2次のルールを用いて,外層 θ_3 =-45°近傍で与えることとした。

その結果が,図13である。モードについては ほぼ同定できたと思われる。しかし,振動数は1 次から3次について114Hz,353Hz,5 45Hzとなり目標値に対してかなり小さな値と なった。固有振動数を高くするためには,厚さを 厚くする必要があり,軽量化に反することとなる。



Analytical result by Rit's method ([-20/-30/-45])

Fig.13 Compare for experimental result and analytical solution

しかし,固有振動数の同定は不完全であったが,固 有モードは自動車パネルの実稼働応答に近い形と なり,今回行ったパラメータ同定の手法は有効で あると思われる。

5.おわりに

対象とするドアパネルと同等の固有振動数と, そのモードを実現するFRPパネルの構造設計を 行った。その結果,モード形状は満足したが,固 有振動数は課題を残す形となった。ドアパネルの 実応答は,外板だけでなく内部補強材等の影響が 大きく及ぼしていると判断される。今後,内部構 造の状態も考慮した解析が必要である。最後に,本 研究の遂行に当たって,ご協力いただいた本校教 職員の皆様に記して感謝の意を表す。

参考文献

(1)D. J. Ewins., Modal Testing: Theory and Practice., Reseach Studies Press., (1986).

(2)萩原・成沢,シェル構造の実験モード解析,日本機械学会北海道支部学生員卒業研究発表会講演会,(2007),314-315.

(3)成沢・山口・野村,周辺支持された異方性偏平パネルの 周波数応答と制御,釧路工業高等専門学校紀要,40,(2007), 7-12.

(4)M.S.Qatau, Vibration of Laminated Shells and Plates, Elsevier Academic Press, (2004).

(5)松本・後藤・座古,多層理論による振動パラメータ同定,日本機械学会米沢地方講演会(1999),269-270.

(6) 成沢・岩田,実験モード解析を利用した積層複合偏平 パネルの構造設計,日本機械学会北海道支部講演会, (2007),23-24.