簡略化モデルによるシリンダブロックの固有モードの 識別と振動特性の最適化*

平井 誠^{*1}, 松本 宏行^{*2}, 岩原 光男^{*1}
山川 新二^{*3}, 長松 昭男^{*4}

Classification of Vibration Modes and Optimization of Vibration Characteristics of a Simplified Cylinder Block Model

Makoto HIRAI, Hiroyuki MATSUMOTO, Mitsuo IWAHARA,
Shinji YAMAKAWA and Akio NAGAMATSU

An engine cylinder block usually has complex mode shapes. When designing an engine, engineers try to achieve what they think is the best on the basis of their judgement. However they must consider a great variety of modes. In this research, a very simplified 4-cylinder block model has been developed. (1) to classify basic modes both qualitatively and quantitatively, (2) to predict the change in natural frequencies in neighborhood of the target with the optimization method, and (3) to optimize the natural frequency of this model using the techniques of the pseudo-inverse method. It has been found that the similarity between the vectors of natural frequency sensitivity has significant effects on mode-to-mode variations in natural frequency.

Key Words: Sensitivity Analysis, Natural Frequency, Free Vibration, Correlation, Optimum Design, Mode of Vibration, Cylinder Block, Statistics

1. 緒 言

エンジンにおいてシリンダブロックは重量、体積共に最も大きな部品であり、その振動特性はエンジン全体の振動特性に大きく影響する。そこでシリンダブロックはモード解析の対象として実験、計算の両面から研究されてきた⁽¹⁾⁽²⁾。しかし、その固有モードは形状が複雑である上に多数存在し、振動特性の理解が困難である。又、実機シリンダブロックには、全体の振動特性を左右する基本モードの他に局部モードが多数混在し、両者の区別は容易ではない。

そこで本研究ではこの複雑な実機シリンダブロックを、その基本的な振動特性を残したままで簡略化した構造を対象にして計算モード解析と実験モード解析を行なう。そしてその結果を実機のモード解析の結果と対比しながら、統計的手法によるモードの分類と最適設計法を適用し、実機シリンダブロックの基本的なモードについて従来より深い理解と考察を得る事を目的とする。

まず、簡略化モデルに有限要素法(FEM)を適用

して計算モード解析を行い、実験と対比しながら固有モードを形状により分類する。そして、これまでの研究で言われていたねじり、横曲げ、スカート開閉の基本モードの特徴を区別する。更にこの分類に入らない基本モードの存在を明確にし、これを仮に複合モードと命名する。

次に、モード形状の分類をより理論的に実行するために、各モードにおける固有振動数の感度を用いる事を提案する。各設計変数における固有振動数感度の数字列をそのモードの固有振動数感度ベクトルとし、各モードの固有振動数感度ベクトル間のパターン類似率⁽³⁾を用いて固有モードを分類する。また、特定の固有モードの振動数を上昇させるために最適設計法を適用する際に、対象以外の固有モードの振動数がどの様に変化するかを予測する量として、固有振動数感度ベクトル間のパターン類似率にベクトル長さの比を掛けた量を利用することを提案する。

又、各固有モードの振動数を上昇させるために著者らが提案した擬似最小2乗法による最適設計法⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾を適用する。最適設計法を適用することによる固有振動数上昇過程の様相はパターン類似率にベクトル長さの比を掛けた量からの予測と一致していることを明らかにする。最適設計法適用後の板厚分布図より、板厚増加部位は仕切り板と側壁の結合部分に集中しており、この部分に各モードのひずみエネルギーが集中してい

* 原稿受付 平成4年12月9日。

^{*1} 正員, いすゞ中央研究所(〒252 藤沢市土棚8)。

^{*2} 学生員, 工学院大学大学院。

^{*3} 正員, 工学院大学(〒163-91 東京都新宿区西新宿1-24-2)。

^{*4} 正員, 東京工業大学工学部(〒152 東京都目黒区大岡山2-12-1)。

ることを指摘する。そして、エンジンブロックの基本構造として、仕切り板が全体の振動特性を支配する重要な要因であることを明らかにする。

さらに、最適設計法を適用する過程において設計変数を変化させると固有モードの順番が入れ替わることがあり、この時の識別方法に固有モードのパターン類似率を用いることを提案する。

2. 振動モードの分類

2・1 主要振動モード計算結果 本研究に使用するモデルは4気筒シリンダブロックを簡略化したものである。図1に示す構造物は、高さ150mm、幅200mm、奥行50mm、板厚3mmである。この構造物のFEMモデルが図2であり節点数920、板要素数885である。図5に実シリンダブロックのFEMモデルを示す。これは簡略モデルと比較して形状が複雑なため、固有モード形状も複雑である。局部モードが発生して現象が複雑になり、理解が困難になる。

まずこの簡略化モデルの固有モードを形状の面から分類する。図3にそれらをZ軸方向から見た図を示す。

1) ねじり1次モード (図3a)……X軸まわりにねじれているモード。仕切り板の変形が小さいこ

とがわかる。

2) 複合モード (図3b)……ねじりと曲げ2次が同時に存在するようにみえるモード。(仮に複合モードと名付ける。)仕切り板の変形が大きく、他のモードのいずれにも分類できないモードと推測される。

3) 曲げモード (図3c)……Y軸方向に変位するモード。この場合も仕切りの変形は小さいことがわかる。

4) スカート逆相モード (図3d)…仕切りのないスカート部分が逆相で動くモード。仕切りのある部分は、ほとんど動かないモードである。

5) スカート同相モード (図3e)……スカート部分が同相で動くモード。また、自由支持での解析であるので構造物の重心位置は一定で動かないことから、スカート部分の変形と反対方向に構造物の上部が変形していることがわかる。

2・2 実験と計算の比較 次に、前節で説明した簡略モデルについて、実験と計算の比較を行う。実験に使用する構造物はポリカーボネートの板を接着して製作した。ポリカーボネートの板は加工性に優れ、

図1 シリンダブロックの簡略化モデル

図2 FEMモデル

図3 固有モードの形状による分類

接着も容易に行える。接着にはエポキシ樹脂の接着剤を使用している。

実験と計算を比較すると、固有振動数、固有モード共良く一致した。固有振動数の比較を表-1に示す。相対誤差は最大10.4%に収まっている。

表1 簡略モデルの実験と計算

No.	MODE	EXP(Hz)	FEM(Hz)	ERROR(%)
1	Torsional	124.8	132.9	+6.49
2	1st Bending	188.8	199.6	+5.72
3	Skirt out of Phase	197.0	217.4	+10.4
4	Complex	249.2	255.9	+2.69
5	Skirt in phase	300.5	307.1	+2.20
6	2nd Bending	360.8	373.5	+3.52

2.3 複合モードの特徴

複合モードの特徴として、ねじりと曲げ2次の2種類の変形が同時に起きているように見えること、また、中央の仕切り板が大きく変形していることがあげられる(図3b)。

そこでこの2つの特徴に関連して考察する。まず、ねじり変形の発生要因として仕切り板が上下対称でないことが考えられる。そこで、ねじり変形の発生を抑えるため、仕切り板の長さを順次増して上下対称の構造物になるまで変更して計算を行う。

仕切り板の長さを90mmから140mm、150mm(上下対称)とした時の固有モードを図4に示す。140mm(図4a)のときには、90mm(図3b)のときよりも上下の非対称性が大幅に減少する。上下対象になるまで仕切板を長くした150mm(図4b)では、上下の非対称性は、完全に消えており、ねじり変形のない複合モードが得られた。ねじり変形の要素を消去しても複合モードの特徴である仕切り板の変位はなくなっていない。

次の特徴である、仕切り板の変形に着目する。曲げ2次モードでは、仕切り板の変形は、中央が小さく外側ほど大きくなっているが、複合モードは中央の仕切り板が大きく変形している(図3b, c)。

すなわち、複合モードは、外板の変形は曲げ2次モードと似ているが、中央ほど仕切り板の変形が大きく、左右の端はほとんど変形しないこの構造物特有のモードである。

2.4 簡略モデルと実機モデルの比較

ここで、簡略構造モデルの固有モードを実機シリンダブロックモデルと比較する。図5に実機モデルの主要モードのうち、ねじりと複合の二つのモードを示す。

複合モードの仕切り付近の変形を観察すると、中央のボアが大きくつぶれており、簡略モデルにおける複合モードと対応していることがわかる。

実機の構造物の振動現象を把握するために、従来は実験モード解析、計算モード解析共に外壁の変形に注目していたが、複合モードの影響を考えれば、仕切り板や内壁の変形も重視する必要がある。これは、簡略化モデルで解析して得られる重要な知見である。

ここには、二つのモードしか示していないが、実機モデルで現れた主要なモードは、簡略化モデルでもほとんど現れている。従って、この簡略化モデルは基本的振動特性の解析に十分に使用可能であると判断できる。

2.5 定量的なモードの分類

簡略化モデルは図3に示したように、目視で容易にモードの分類ができるが、図5のように実機の複雑なモデルでは、分類がそれ程容易ではない。そこで、固有ベクトルのパターン類似率と固有振動数の感度のパ

a. 140 mm

b. 150 mm

図4 仕切り板の長さを変えた時の複合モード形状

a. Torsional mode

b. Complex mode

図5 実機シリンダブロックの固有モード

ターン類似率から定量的にモードを分類する方法について述べる。平均値からの偏差によって分類する場合には相関係数を使用できるが、本論文の場合特に固有振動数の感度を用いる場合は、平均値そのものが分類上意味を持つのでパターン類似率を使用する。

2. 5. 1 固有ベクトルのパターン類似率

まず、固有ベクトルのパターン類似率について述べる。着目している2つのモードの固有ベクトルをそれぞれ $\{X_i\}$ 、 $\{X_j\}$ とするとパターン類似率 R_{ij} は次式で示される。

$$R_{ij} = \frac{(\{X_i\} \cdot \{X_j\})}{\|X_i\| \cdot \|X_j\|} \quad \dots\dots (1)$$

i, j : それぞれ、 i, j 番目のモード
 $(\{X_i\} \cdot \{X_j\})$: ベクトルの内積
 $\|X_i\|$: ベクトルの長さ

また、実固有ベクトルのMAC (modal assurance criterion) を、

$$[MAC] = (R_{ij})^2 \quad \dots\dots\dots (2)$$

と定義する。

振動モードは、逆相で表現される場合もあるため、固有ベクトル間のパターン類似率は正負の値を持つ。従って、ここではパターン類似率を絶対値で表すことにする。

この簡略化モデルの場合、固有ベクトル間のパターン類似率は、同じモードで1になり、異なるモード間ではほとんど零になる。式(3) (4)のように、固有ベクトルには広義の直交性⁽⁷⁾はあるが、通常の直交性は保証されない。

$$\begin{aligned} \{X_i\}^T [M] \{X_j\} &= m_i & (i=j) \\ &= 0 & (i \neq j) \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$\begin{aligned} \{X_i\}^T [K] \{X_j\} &= k_i & (i=j) \\ &= 0 & (i \neq j) \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (4)$$

しかし、特に質量行列または剛性行列の性質により固有ベクトルが狭義にほとんど直交する場合が考えられる。実際、この簡略化モデル、実機モデル共に、互いに異なる全ての固有ベクトル間のパターン類似率がほとんど零になる。このように、モードベクトルそのもののパターン類似率およびMACをそのまま用いたのではモードの定量的な分類はできないといえる。

2. 5. 2 感度ベクトルによるモードの分類

つぎに、固有振動数の感度のパターン類似率を用い

て、振動のエネルギーから見たモードの分類方法を提案する。

n 自由度の系において、質量行列を $[M]$ 、剛性行列を $[K]$ 、固有角振動数を ω_r 、固有モードを $\{Y_r\}$ ($r=1 \sim n$) とすればその特性方程式は、

$$([K] - \omega_r^2 [M]) \{Y_r\} = \{0\} \quad \dots\dots (5)$$

と表される。式(5)を設計変数 t_i で偏微分し、左側から $\{Y_r\}^T$ をかけて整理すれば、固有角振動数の感度は次のように求められる。

$$\frac{\partial \omega_r}{\partial t_i} = \frac{\{Y_r\}^T \left(\frac{\partial [K]}{\partial t_i} - \omega_r^2 \frac{\partial [M]}{\partial t_i} \right) \{Y_r\}}{2 \omega_r \{Y_r\}^T [M] \{Y_r\}} \quad \dots\dots\dots (6)$$

シリンダブロックをFEMで解析する場合には、有限要素として四角形の板要素を使用する。従ってここでは設計変数として板厚を採用する。

ここで

$$U' = \{Y_r\}^T \left(\frac{\partial [K]}{\partial t_i} \right) \{Y_r\}$$

$$T' = \omega_r^2 \{Y_r\}^T \left(\frac{\partial [M]}{\partial t_i} \right) \{Y_r\} \quad (7)$$

とおき、 $\{Y_r\}$ として質量正規化固有モードを使用すれば

$$\frac{\partial \omega_r}{\partial t_i} = (U' - T') / (2 \omega_r) \quad (8)$$

となる。 U' と T' はそれぞれ、固有モードが変わらないと仮定したときの系全体のひずみエネルギー感度と運動エネルギー感度である。ひずみエネルギー感度が大きくて運動エネルギー感度が小さい部位は固有角振動数感度が高く、逆の場合は低い⁽⁸⁾。また、固有モードの振幅の変化割合が大きい部位はひずみエネルギー感度が大きく、固有モードの振幅が小さい部位は運動エネルギー感度が小さい。

また、設計変数が板厚の場合で、その構造物において各部位の剛性と質量のばらつきを考慮しなければ、ひずみエネルギーが大きい部位はひずみエネルギー感度も大きく、運動エネルギーが大きい部位は運動エネルギー感度も大きい。この場合、感度ベクトルのパターン類似率は、ひずみエネルギーが大きく運動エネルギ

一が小さい部位の分布がモード間でどれだけ類似性があるか示したものになる。

構造を変更する場合、パターン類似率が正であれば、対応するモードの固有振動数は同じ方向に変化するが、負であると逆方向に変化する。感度ベクトルを用いたパターン類似率の計算結果を表2に示す。

表2 固有振動数感度ベクトル間のパターン類似率 R_{ij}

Mode No.	1	2	3	4	5	6
1	1.00	0.64	0.28	0.47	0.29	0.42
2		1.00	0.18	0.28	0.26	0.27
3			1.00	0.05	0.96	0.41
4				1.00	0.05	0.02
5					1.00	0.42
6	Symmetry					1.00

この表から、異なったモード間で0.5以上の値を有する組み合わせが2例あることがわかる。0.96と最も高い類似性を示したのは、3番目のスカート逆相1次モードと5番目のスカート同相1次モードの組み合わせであった。この両者のモードはともにスカートの部分が1次で動くモードであることから、感度の高い場所の分布が一致したためであり、これら2つのモードは同類といえる。他の1例はねじり1次モードと曲げ1次モードである。パターン類似率の値は0.64で特に高くはなく、モード形状(図3)からも別のモードであるが、ひずみエネルギー感度及び運動エネルギー感度の分布に共通の部位が存在することを示している。従ってこれらの一方の振動特性を変更させると他方にも影響すると予測される。注目すべき点は、4番目の複合モードと他のモードとの類似性がほとんどないことである。このシリンダブロック状構造物特有のモードに対して、固有振動数の変更を行うためには、このモード特有の構造変更を必要とすることが分かる。

2. 5. 3 目標以外の固有振動数の変化

ある固有モードの振動数を上げる際に他の固有モードの振動数に与える影響について考察する。固有振動数を上げる方法として固有振動数の感度による最適設計法を用いる。設計変数の変更ベクトルがその固有モードの振動数感度の関数で表されるとすると

$$\{\Delta t\} = f(\{X_i\}) \quad (9)$$

$\{\Delta t\}$; 設計変数の変更ベクトル

$\{X_i\}$; i 次固有モードの振動数感度ベクトル

最も基本の関数関係は次の線型関係である。

$$\{\Delta t\} = k \cdot \{X_i\} \quad k ; \text{比例定数} \quad (10)$$

設計変数変更後の固有振動数変更量 Δf_i を、1次感度を使用して予測すると、

$$\begin{aligned} \Delta f_j &= \{X_j\}^T \cdot \{\Delta t\} \\ \Delta f_i &= \{X_i\}^T \cdot \{\Delta t\} \end{aligned} \quad (11)$$

j ; 他のモード、 i ; 対象とするモード

式(1)、式(10)より

$$\begin{aligned} \frac{\Delta f_j}{\Delta f_i} &= \frac{(\{X_j\} \cdot \{X_i\})}{\|X_i\|^2} \\ &= R_{ij} \times \frac{\|X_j\|}{\|X_i\|} \equiv B_{ij} \end{aligned} \quad (12)$$

B_{ij} は、パターン類似率にベクトルの長さの比を掛けた量となる。 B_{ij} とパターン類似率の間には

$$B_{ij} \times B_{ji} = R_{ij}^2 \quad (13)$$

の関係がある。 $\{X_i\}$ 対 $\{X_j\}$ の散布図の例を図6に示す。この場合は、散布図上の重心($\times$ 印)が原点の近くにあり、 B_{ij} がほぼ回帰線の傾きとなる。

a. 曲げ1次 対 ねじり1次

$$R_{12} = 0.643$$

$$B_{12} = 1.046$$

b. スカート開閉同相 対 スカート開閉逆相

$$R_{35} = 0.957$$

$$B_{35} = 1.214$$

図6 固有振動数感度の散布図

表3 $B_{ij} = R_{ij} \times \|X_j\| / \|X_i\|$

Mode No.	1	2	3	4	5	6
1	1.00	1.04	0.81	1.66	1.07	1.33
2	0.39	1.00	0.31	0.60	0.58	0.53
3	0.09	0.10	1.00	0.06	1.21	0.45
4	0.13	0.13	0.04	1.00	0.04	0.01
5	0.07	0.11	0.75	0.04	1.00	0.35
6	0.13	0.14	0.38	0.01	0.48	1.00

B_{ij} の値を表3に示す。第1固有モードであるねじりモードについては、今までの経験上、実機のシリンダブロックにおいてねじりモードの固有振動数を上昇させると他のモードの固有振動数、特に部分的な動きをするモードの固有振動数が上昇することが度々あることがわかっている。表2よりねじりモードと類似性のあるモードは第2固有モードの曲げ1次モードだけであるが、表3よりねじりモードの固有振動数を上昇させると第2～第6固有モードの固有振動数も上昇すること、しかも大部分がねじりモードより大きく上昇することが予測できる。第2固有モードである曲げ1次モードもねじりモードほどではないが他のモードに影響している。第3固有モードの固有振動数を上昇させる場合、パターン類似率から同類と分類される第5固有モード以外は上昇しないと予測できる。同様に第5固有モードの固有振動数を上昇させる場合、第3固有モード以外は上昇しないと予測できる。特に第4モードである複合モードは、他のモードにほとんど影響を与えないと予測できる特異なモードである。

3. 最適設計法の適用

3.1 擬似最小2乗法を用いた構造変更理論

今回使用した最適設計法は、擬似最小2乗法と呼ばれる解法を用いる方法である⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾。

設計変数変更後の固有振動数は式(6)の感度を用いて次のように線形予測される。

$$\{Z\} \cdot \{\Delta t\} = \{\Delta f\} \quad (14)$$

$$\{Z\} : Z_{ij} = \frac{\partial f_i}{\partial t_j}, \text{感度行列 (m行n列)}$$

$$\{\Delta t\} : \text{設計変数の変更ベクトル} \quad n \text{ 行}$$

$$\{\Delta f\} : \text{固有振動数変更量} \quad m \text{ 行}$$

感度マトリックス $\{Z\}$ は列数が設計変数の数で行数が挙動制約条件の数である。FEMの場合、一般に要素の数は大きくなり、挙動制約条件より大きくなることが多い。ここで $\{Z\}$ は列数が行数より大きい横

長の行列とし、式(14)において $\{Z\}$ と $\{\Delta f\}$ が与えられた場合に $\{\Delta t\}$ を求めることを考える。式(14)は式の数より変数の数が多い連立方程式となり無数の解 $\{\Delta t\}$ が存在するが、 $\{\Delta t\}$ のノルム最小という条件下で $\{\Delta t\}$ は一意に決まり

$$\{\Delta t^*\} = \{Z\}^T (\{Z\} \cdot \{Z\}^T)^{-1} \{\Delta f\} \quad (15)$$

となる。上式は擬似最小2乗法として知られている⁽⁹⁾。

変更量を大きくすると1次感度による予測範囲外になり発散する恐れがあるので各設計変数の変更割合が20%以下となる様にベクトルの方向は同じで長さを縮小して $\{\Delta tm\}$ として使用する。

$$\{\Delta tm\} = \alpha \cdot \{\Delta t^*\} \quad (16)$$

$$\alpha : \text{縮小因子} \quad 0 < \alpha \leq 1$$

具体的な計算手順としては、FEM→感度解析→板厚変更量の決定という過程を繰り返して、最終目標の固有振動数に到達させる。

3.2 最適設計計算の説明及び結果

1) 各固有モードにおける振動数の変化

個々の固有モードの振動数を上昇させる為に、本最適設計法を適用する。ここでは全板厚を1.5倍としたときの、固有モードの振動数を目標値にする。全板厚を1.5倍にすると、固有振動数も大体1.5倍になる。

図7に反復回数に対する固有振動数と重量の変化を示す。ほぼ表3で予測された通りの変化である。この構造物は固有振動数を1.5倍にする程度の構造変更では感度分布はあまり変化しない、つまりモード形状が安定しているといえる。

まず、ねじり1次モードの場合、ねじりの固有振動数が上昇すると、他のモードの固有振動数も同様か又は更に上昇する(図7a)。曲げ1次モードでは、ねじりモード程ではないが、他のモードの固有振動数も追従して上昇する。ただ、第4モードは表3の B_{ij} の値ほどは上昇しない。これは構造変更によって、曲げモードと第4モード(複合モード)の感度が大きい部位の共通部分が減少した為である(図7b)。

2) 板厚増加箇所の分布図

ここでは板厚を設計変数にしているが、その増加量と減少量を共に少なくなる様に計算する。最適設計計算後の板厚分布において板厚減少部分はその減少量を最小にしているため、重量軽減方法の参考にはならない。逆に板厚増加部分は最小変更量で固有振動数を増加させうる部位として参考になる。従って、ここでは板厚増加箇所の分布図(図8a～d)を示す。

図7 最適設計法適用による固有振動数の変化

図8 最適設計法適用による板厚増加部位

図9 実機シリンダブロックモデルの板厚増加部位

図10 モードの入れ替わり

表4 パターン類似率の比較

	Pattern Similarity of Sensitivity	Pattern Similarity of Mode Vector
A-A'	0.9927	0.9993
B-B'	0.9996	0.9999
A-B'	0.2807	3.2×10^{-10}
B-A'	0.3452	3.1×10^{-10}

この簡略化モデルには両端部を除くと3枚のしきり板がある。ねじり1次モード(図8a)については、3枚全部の仕切り板の板厚増加が大きい。曲げ1次モード(図8b)については両端の仕切り板、複合モード(図8d)については、中央の仕切り板の板厚増加がそれぞれ大きくなっている。ねじりモードの固有振動数を増加させた場合、他の固有モードの振動数も増加すること、および、複合モードはその固有振動数を増加させる時、他のモードの固有振動数が増加しないことが分布図から理解できる。スカート逆相1次モードの板厚分布(図8c)における板厚増加部位は中央仕切り板の最下部に結合している側壁部位である。

固有モードの形状を見ると、変形部位は側壁、仕切り板と様々であるが、最適設計後の板厚増加部位は仕切り板とその結合部に集中している。シリンダブロックの場合、その部位が重要な構造物であるといえる。

実機の複合モードに対して最適設計法を適用した結果を図9に示す。実機の場合、簡略モデルほど現象が明らかではないが、仕切り板に相当するシリンダーボアの上部和下部の板厚が増加している。以上から、簡略化モデルと実機モデルとでは、傾向が合うこと、そして、簡略化モデルの方が現象を理解しやすいことがわかる。

3. 3 モードの入れ替わり 最適設計手法を用いて、特定のモードに着目し、その固有振動数を目標の振動数へ一致させる過程で生じる問題として、「モードの入れ替わり」がある。

反復計算の途中で、対象とするモードの振動数が他のモードの振動数と接近すると、その判別ができず、誤って別のモードについて反復計算を行なうおそれがある。モードの入れ替わりの判別を、前述したモードベクトルのパターン類似率および固有振動数に対する感度のパターン類似率を用いて行ない、2つの手法の比較をする。ここでは、反復計算前後におけるパターン類似率の比較を行う(図10)。

同じモードと異なるモード、すなわち、AとA'、AとB'それぞれの場合についてパターン類似率を求め、比較した結果を表4に示す。モードベクトルのパターン類似率において、同じモードの組では0.9以上、異なるモードの組では零に近い値を示している。

一方、固有振動数に対する感度ベクトルのパターン類似率において、同じモードの組では0.9以上、異なるモードの組では、0.34を示した。先に示した感度ベクトルの類似性の場合、異なったモード間でも、0.96と高い値を示す場合がある。

これから、モードベクトルのパターン類似率を用い

る方法が固有モードの識別に有効であるといえる。

4. 結 論

- 1) 4気筒シリンダブロックの簡略モデルにおいてモード形状により分類を行い、複合モードの存在を示した。また、その複合モードの特徴は、中央の仕切り板の変形が大きいこと、さらに、曲げやねじりの成分を含むモードであることが判明した。
- 2) 固有モードの定量的な分類方法として固有振動数感度ベクトルのパターン類似率を利用することを提案し、これにより複合モードは他のモードと類似性のないモードであることを示した。
- 3) 固有振動数感度間のパターン類似率に各ベクトルの長さの比を掛けた量より、最適設計法適用時の目標とする固有振動数以外の固有振動数の変化様相が予測できることを提案した。
- 4) 各モードの固有振動数を上昇させるため、板厚変更により構造物の最適化を行ない、目標にした固有振動数以外の固有振動数上昇様相が上記予測どおりであることを確認した。又、最適化の結果より、仕切り板が重要な構造であることがわかった。
- 5) 最適化の過程における「モードの入れ替わり」に対処するためにモードを識別する必要があるが、そのために、モードベクトルのパターン類似率による方法を提案し、それが有効であることを示した。

おわりに、有益なご助言をいただいた、東京都立大学 鈴木浩平教授、神戸製鋼 井上善雄氏、ならびに、本研究にご協力頂いた大塚 順、新田義昭、石橋雅己、渡辺亮の各氏に対して深く感謝致します。

文 献

- (1) 岡村他, 自動車技術, Vol. 39, No. 12(1985), 1348.
- (2) 森田他, 自動車技術, Vol. 40, No. 12(1986), 1575.
- (3) 多変量解析ハンドブック, 柳井ほか(1986), 227, 現代数学社.
- (4) 大熊他, 機論, 54-504, C(1988), 1753.
- (5) 岩原他, 自技会論文集, NO. 37(1988), 72-77.
- (6) 岩原・長松, 機論, 56-523, C(1990), 612.
- (7) 戸川隼人, 有限要素法による振動解析(1975), 90, サイエンス社.
- (8) 長松, モード解析, (1985), 267, 培風館
- (9) 柳井・竹内, 射影行列・一般逆行列・特異値分解, (1983), 67, 東京大学出版会.
- (10) 平井ほか5名, 機講論, No. 890-69(1989), 67.
- (11) 平井ほか4名, 機講論, No. 920-8(1992), 115.
- (12) K. Ochiai et al. SAE Paper 750834 (1975).
- (13) 三浦ほか 自技会講演前刷集 871, (1987), 25.