

モード配列変更によるボデー振動低減の検証

Verification of Modal Arrangement for Reduction of Body Response

高 橋 康 一*
Koichi TAKAHASHI

久 世 正 文*
Masafumi KYUSE

酒 井 竜 英*
Tatsuhide SAKAI

要 旨

本報告はミディアムクラスセダンの 2000rpm 以下の室内こもり音に対するボデー振動低減について検討したものである。モード周波数とモードシェイプをモード配列と定義し、ボデー振動を大幅に低減できる目標配列を設定した。目標配列を実現するために、前後ガラス付ホワイトボデーの構造を FE モデル上で変更し実機改修をおこなったところ、ボデー全体の振動低減とキャビン上部と下部の位相関係を狙い通り改善することができた。これによりモード配列がボデー振動低減に有効であることが実証された。

ABSTRACT

This report describes a verification of cabin noise reduction for a medium class sedan at engine speeds lower than 2 000 rpm. Mode frequencies and mode shapes are defined as a modal arrangement, and a target arrangement is established to achieve significant body response reduction. In order to realize the target arrangement, a FE model of a semi-white body is modified, and an actual vehicle is modified as well. As a result, overall body response is reduced, and a relationship between phases in upper and lower parts of the cabin is improved as aimed. Thus, the modal arrangement is proved to be effective to reduce body noise and vibration.

1. まえがき

乗用車の室内こもり音に関連したシステム特性は、エンジン振動、エンジンマウント特性、サブフレーム特性、駆動系及びサスペンション伝達特性、ボデー特性、キャビン音場と多岐にわたる。本報告は、直列4気筒エンジン(排気量2.4l 5AT)搭載のミディアムクラスセダンを対象に、ボデー特性に注目し、2000回転以下の室内こもり音に対するボデー骨格について検討した。ボデー振動に対して寄与の高い複数のモードをS級モードと定義し、その選定をおこなった。それぞれのモード周波数とモードシェイプをモード配列と定義し、ボデー振動を大幅に低減する目標配列を設定した。目標配列を実現するためにFEモデルを用いて構造を検討し、実機改修を実施したところ、狙い通りのボデー振動低減とキャビン上部と下部の位相が実現できた。これにより今回検討した配列がボデー振動低減に有効であることが実証できたので報告する。

*栃木研究所

2. 実験モーダル解析

エンジン実稼動状態におけるモードを抽出するために、車両に対して実稼動モーダル解析(operational experimental modal analysis, 以下operational EMA)をおこない、ボデーのモードをより明確に捕らえるために、前後のウィンドウガラス付きホワイトボデー(セミホワイトボデー)に対してモーダル解析をおこなった。

2.1. 実稼動モーダル解析

完成車をシャーシローラ上に載せ、Fig. 1 のように前輪右側のナックルとフロントサブフレームの前側の2点を加振点とし、振動点はボデー、サブフレーム、サスペンション、ドア等の合計で213点に設定した。

Fig. 2 は縦軸が車速、横軸が周波数となっており、緑色の破線がタイヤの回転次数を、黒色の実線は5速走行状態でのエンジン回転の1次成分を表している。赤実線、青実線

と緑破線、黒実線の交点は、それぞれ車速を 90km/h、100km/h 一定とした時のタイヤの回転次数及びエンジン回転 1 次と一致する周波数を示している。

このようにタイヤ及びエンジンの回転次数が測定しようとしている周波数範囲で重ならない二つの速度を任意に選び、それぞれの車速を維持した状態で加振器による加振テストをおこない、213 点の伝達関数を測定した。

Fig. 3 に二つの速度での伝達関数を示す。計測した伝達関数の方には、タイヤの回転次数と重なる周波数にて、鋭利



Fig. 1 Excitation points in operational EMA

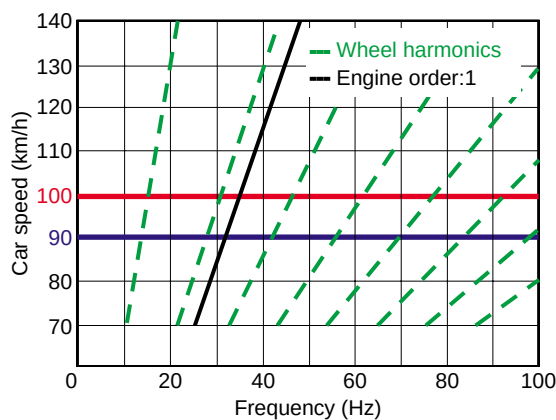


Fig. 2 Condition of operational EMA

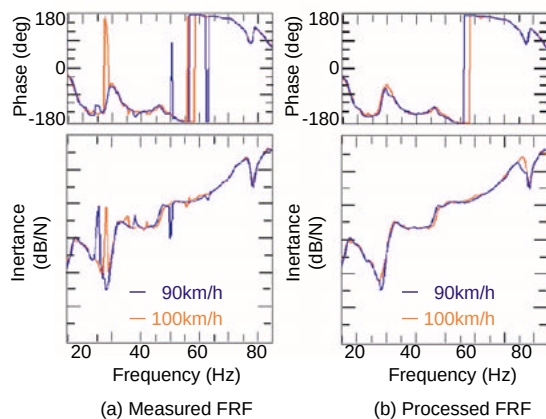


Fig. 3 Post processing of operational EMA

Table 1 S class mode frequency obtained from operational experimental modal analysis

Mode number	Frequency
S1	31.5Hz
S2	45.7Hz
S3	51.7Hz
S4	77.7Hz

なピーク形状になっているノイズが見られるが、互いにデータを補完し合うことにより、ピークの無い伝達関数を得た。

このように処理をおこなった伝達関数に対して、モーダル解析をおこなうことにより、実稼動時のモードを明らかにした。

Fig. 4 にキャビン上部の実測伝達関数とボデーの振動レベルに占める寄与の高いモード(S級モード)ごとに合成した伝達関数を示す。この図より明らかなように、S1, S2, S3, S4 の四つモードの寄与が高いことがわかる。それぞれのモード周波数については Table 1 に示す。

また、参考としてこの四つのS級モード以外にも寄与の高いモードが存在するが、それらはボデー振動モードの影響によるものではなく、サスペンションあるいはドア等のモードである。

代表として Fig. 5 に S1 モードシェイプを載せる。このモードの特徴としては、ボデーの曲げと同時にキャビンの上部と下部が逆位相で動き、キャビンの容積変化に不利なモードシェイプであることが考察される。

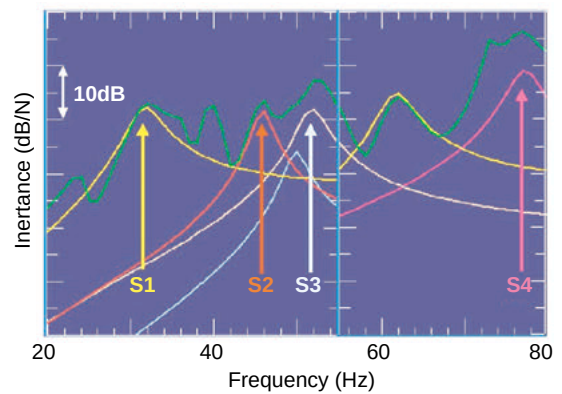


Fig. 4 Contribution of S class modes to measurement frequency response function

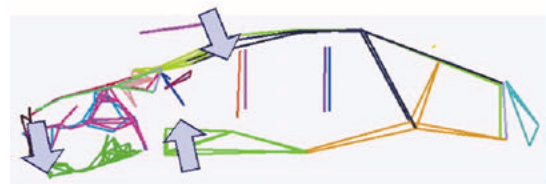


Fig. 5 Mode shape of S1

S2 モードにおいても、キャビン上部と下部において S1 モード同様逆位相で振動するモードシェイプであり、室内音圧レベル低減のためには、モード周波数の変更及びキャビン上部と下部の位相関係を逆位相から同位相へと近づけるモードシェイプの変更が有利であると考察される。

2.2. 実験モーダル解析

ボデーのモードをより明確に捕らえるために、セミホワイトボデーに対してモーダル解析を実施した。エアマウント上に載せ、フロントサブフレームの右前取り付け点と左後取り付け点の2点を加振点に設定し、131点3方向の伝達関数の測定をおこない、モーダル解析よりモードの抽出をおこなった。

Fig. 6 に 40-60Hz におけるキャビン上部の実測伝達関数と、振動レベルに占める寄与の高いモード(W級モード)ごとに合成した伝達関数を示す。この図より明らかなように、W1, W2, W3, W4, W5の五つモードの寄与が高いことがわかる。

Table 2 にW級モードの周波数を載せているが、モードシェイプの特徴から、S1 と W1, S2 と W3, S3 と W4 の相関が高いと判断した。

Fig. 7 に代表として W1 モードのシェイプを示すが、S1 と同様にキャビン上部と下部が逆位相で動いており、キャビンの容積変化に不利なモードシェイプであることが明らかである。W3 モードに関しても W1 の特徴と一致していることを確認した。

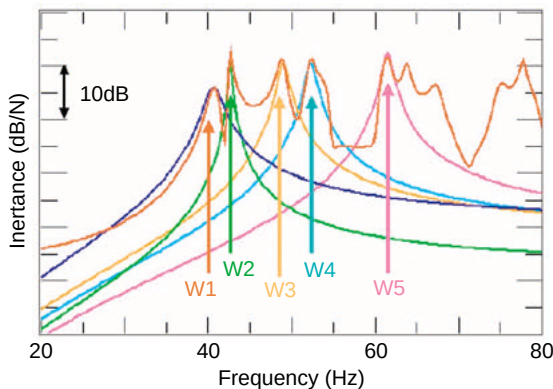


Fig. 6 Contribution of W class modes to measurement frequency response function

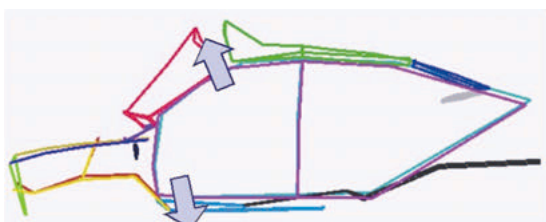


Fig. 7 Mode shape of W1

Table 2 W class mode frequency obtained from experimental modal analysis

Mode number	Mode number	Frequency
S1	W1	40.8Hz
	W2	42.6Hz
S2	W3	48.9Hz
S3	W4	52.8Hz
	W5	60.8Hz

3. モード配列変更

対象物のモード周波数とモードシェイプをモード配列と定義し、モード配列変更によるキャビン上部の振動レベル低減とキャビン上部と下部の位相変更を試みた。

3.1. モード配列変更の目標設定

前項の結果を踏まえて、モード配列の目標を決定した。

W1 モードに関しては、スティフネスラインを引き下げることによるアンダーボデーの振動レベル低減を狙って、20%上昇させた 49Hz を目標とした。

W2 モードに関しては、Fig. 8 に示すようにキャビン上部と下部の位相関係を、現状の逆位相から同位相にモードシェイプを変更する。その上で、W1モードと連成させることを狙い 49Hz とした。

W3モードに関しては、W1モード同じくキャビンの上部と下部が逆位相で動くモードシェイプである。モーダルパラメータの伝達関数合成より 9Hz以上の周波数差であることが望ましいことを確認し、58Hz に設定した。

W4モードについては、W2モードと同様なモードシェイプであるため、W2と同様な周波数上昇とし14%、60Hzと算出した。

W5 モードについては、モーダルパラメータの伝達関数合成より W4 モードと 4 Hz 以上の周波数差であることが望ましいことを確認し、64Hz に設定した。

Table 3 に各W級モードの目標周波数をまとめる。

3.2. 目標配列による伝達関数合成

モード配列を実験モーダル解析の結果から目標配列に変更し伝達関数の合成をおこなった。Fig. 9にボデー先端部であ

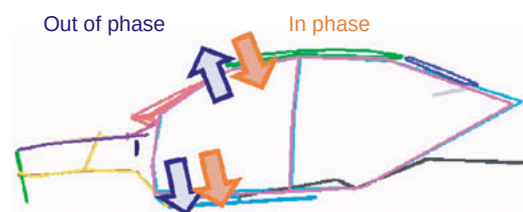


Fig. 8 Concept of mode shape change

Table 3 Target mode frequency determined by refining modal arrangement

Mode number	Base frequency	Target frequency
W1	40.8Hz	49Hz
W2	42.6Hz	49Hz
W3	48.9Hz	58Hz
W4	52.8Hz	60Hz
W5	60.8Hz	64Hz

るサイドフレーム先端の伝達関数と室内こもり音に対して寄与の高いキャビン上部の伝達関数を示す。サイドフレーム先端の振動は、ピーク自体のレベルは変化していないが、ステイフネスラインを引き下げたことにより、エンジンの回転が低い領域でのボデー振動を引き下げられると予測された。また、キャビン上部では位相の異なるモードの連成により約 6 dB の振動レベルを低減できることを確認できた。

また、キャビン上部と下部の位相関係についてはFig. 10に示すように、40 - 50Hz の間において逆位相であったものが、同位相に変化していることが確認できた。

以上の結果からモード配列を目標の通り変更することで狙い通り振動レベルを低減できることを検証できた。

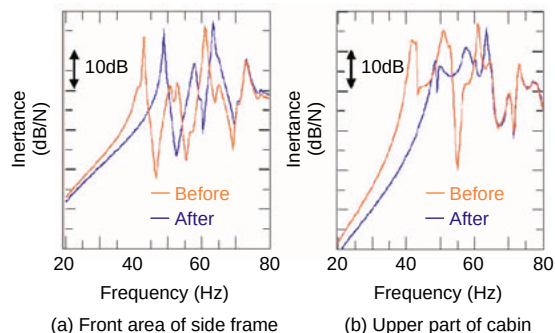


Fig. 9 Estimation of response levels by refining modal arrangement

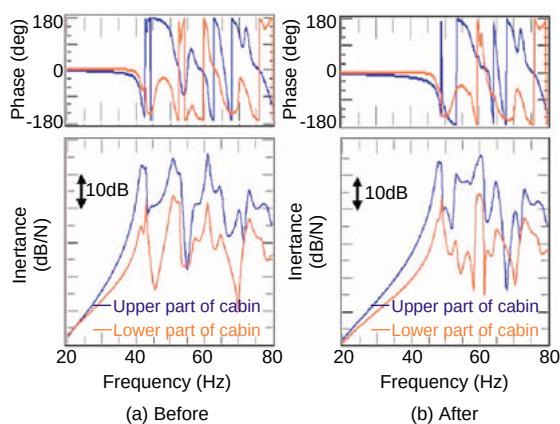


Fig. 10 Estimation of phases in upper and lower parts of cabin by refining modal arrangement

4. FE モデルを用いた構造変更

前項で立てたモード配列目標を実現すべく、セミホワイトボデーの FE モデルを用いて対象モードに対して感度解析を実行した。その結果を踏まえて構造変更を施し、性能予測をおこなった。

4.1. 感度解析と構造変更

対象モードに対して、剛性感度解析及び、質量感度解析、板厚感度解析をおこない、構造変更が必要な箇所を洗い出した。

Fig. 11 に W1 モードの剛性感度解析結果を示す。この図は、黄色や桃色の部分の剛性を上げることで、モード周波数を上げられることを示している。このモードにおいては、フロントウィンドウ廻りの剛性、センターピラーの上下結合部分の剛性増がモード配列変更に有効であることが明らかになった。

Fig. 12 に W2 モードの質量感度解析結果を示す。この図は、青色や茶色の部分の質量を下げることで、モード周波数を上げられることを示している。このモードの場合は、サイドフレームの先端部分、フロントパルクヘッド部分を軽量化がモード配列変更に有効であることが明らかになった。

全てのW級モードに対して剛性・質量の感度解析及びひずみエネルギー分布を確認しながら、FEモデル上で構造変更を施した。構造変更を施した箇所は、各ピラー、サイドシル、ルーフサードレール及びルーフレール等の結合部を中心に約 20 箇所に施した。

4.2. 達成予測

前項で検討した構造変更を施した FE モデルを用いて性能予測をおこなった。

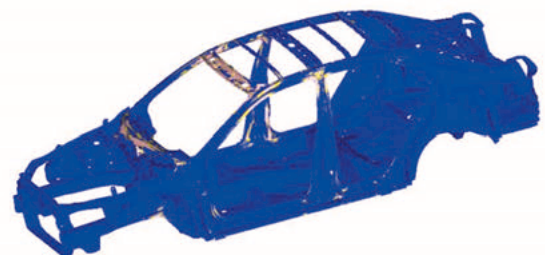


Fig. 11 Stiffness sensitivity analysis

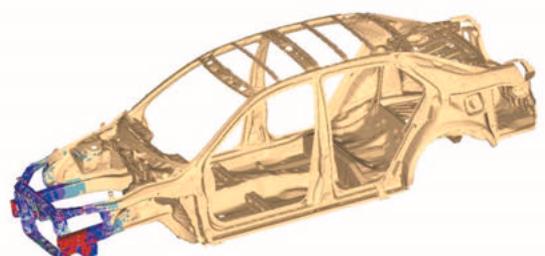


Fig. 12 Mass sensitivity analysis

Table 4 Estimated mode frequencies with refined FE mode

Mode number	Target frequency	Estimated with refined FE model
W1	49Hz	52Hz
W2	49Hz	49Hz
W3	58Hz	57Hz
W4	60Hz	59Hz
W5	64Hz	64Hz

Table 5 Verified mode frequencies with modified semi-white body

Mode number	Estimated with FE model	Verified with modified semi-white body
W1	52Hz	51.9Hz
W2	49Hz	49.2Hz
W3	57Hz	56.3Hz
W4	59Hz	59.1Hz
W5	64Hz	63.5Hz

Table 4 にモード配列変更目標と構造変更を施したFEモデルを用いた予測のモード周波数を示すモード配列については、W1モードが目標よりも3Hz高く、W3モードが2Hz低くなっているが、Fig. 13 に示したFEモデルの構造変更前後のサイドフレーム先端とキャビン上部の合成伝達関数からわかるように、サイドフレーム先端で6dB、キャビン上部で12dBの低減を達成している。

Fig. 14にキャビン上部と下部の位相関係を示す。構造変更前は40-52Hzの間において逆位相であったが、構造変更後は同位相に変化している。

前項にて施した構造変更を実機に対しても施すことで、モード配列を変更し、振動レベル低減が図れる予測が立った。

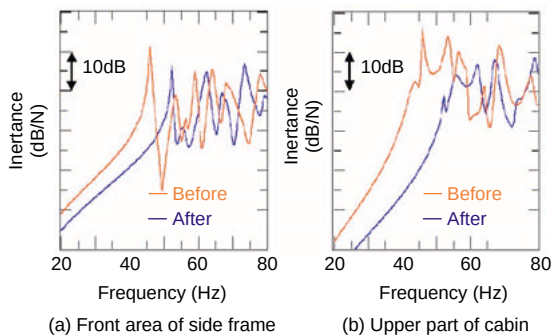


Fig. 13 Estimation of response levels by refining FE model

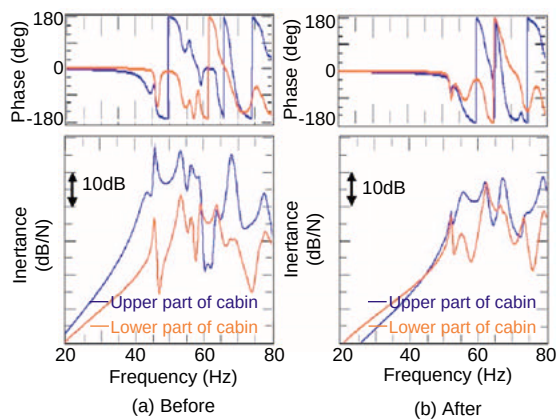


Fig. 14 Estimation of phases in upper and lower parts of cabin by refining FE model

5. 実機検証

FEモデルと同じ構造変更を施したセミホワイトボデーを製作し、2.2項と同じ条件で実験モーダル解析をおこない、改修によるモード配列変更の検証をおこなった。Table 5にFEモデルを用いた予測と実機改修結果のモード周波数を示す。これより、モード周波数が予測通り変更できていることが確認できた。

Fig. 15に実機改修前後のサイドフレーム先端とキャビン上部の伝達関数を示す。ステイフネスラインを引き下げるにより、サイドフレーム先端の振動レベルを6dB、キャビン上部の振動レベルを60Hz以下ではモードのピーク周波数でも7dB、それ以外の部分では10dB以上の低減ができた。

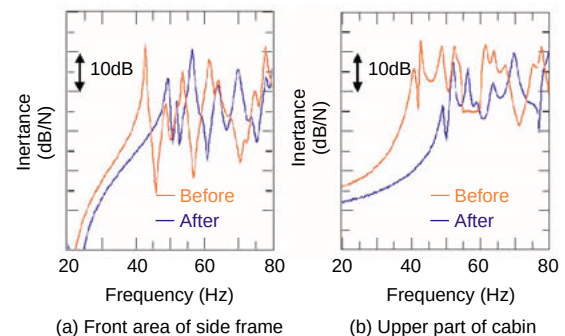


Fig. 15 Verification of response levels by modifying semi-white body

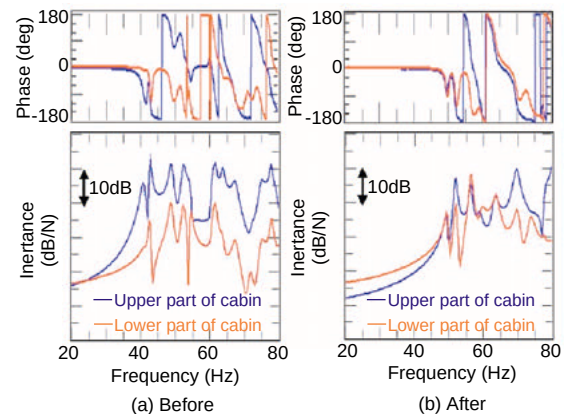


Fig. 16 Verification of phases in upper and lower parts of cabin by modifying semi-white body

Fig. 16にキャビン上部と下部の位相関係を示す。実機改修前はキャビン上部と下部の位相が 42 - 60Hz の広範囲にわたって逆位相であったものが、改修後はモードシェイプを狙い通り変更したことにより、52Hz 以下及び 60Hz 以上の範囲で逆位相から同位相へ変えられていることも確認できた。

6. まとめ

本報告では、直列4気筒エンジンを搭載したミディアムクラスセダンの 2000 回転以下の室内こもり音を低減するために、セミホワイトボデーのモード配列について検討し、下記の成果を得た。

- (1) キャビン上部と下部の位相に着目し、モード配列を変更した。対象部の位相が異なるモードを連成させることで、ボデー振動レベルを低減できることを計算予測した。
- (2) ねらいとするモードシェイプとモード周波数が実現できるような構造変更を計算検討し、実機改修により検証された。

以上よりモード配列を検討することがボデー振動レベルの低減に有効であることが証明された。

今後は、本報告の変更内容をトリムドボデー及び車両に適用し、今回のモード配列が室内こもり音低減に有効であることを実証していく。

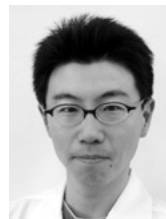
また、衝突性能及び操安性能と振動騒音性能との両立を図りつつ如何に軽量化していくかが課題である。

参考文献

- (1) Banner, A.: Development of the 2002 Buick Rendezvous Body Structure, Proceeding SAE Noise & Vibration Conference, 2001-01-1414(2001)
- (2) Deweer, J.: Identification of the Best Modal Parameters and Strategies for FE Model Updating, Proceeding SAE Noise & Vibration Conference, 2001-01-1439(2001)
- (3) 桜井 敏明：設計過程における車体構造の軽量化手法の研究(第2報)，自動車技術会，2001年秋季講演会前刷集，20015525(2001)
- (4) Liu, L.: Application of FRF-Based Inverse Substructuring Analysis to Vehicle NVH Problems, Proceeding SAE Noise & Vibration Conference, 2003-01-1607(2003)
- (5) Akanda, A.: Modal Overlap at Low Frequencies — A Stochastic Approach for Vehicle System Modal Management, Proceeding SAE Noise & Vibration Conference, 2003-01-1612(2003)
- (6) Sakai, T.: Development Procedure for Interior Noise Performance by Virtual Vehicle Refinement, Proceeding

- SAE Noise & Vibration Conference, 2001-01-1538(2001)
- (7) Sakai, T.: Improvement of Engine Noise for the 2003 Accord Using Hybrid CAE Technology, Proceeding SAE Noise & Vibration Conference, 2003-01-1427(2003)

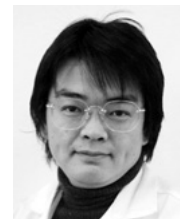
■ 著 者 ■



高橋 康一



久世 正文



酒井 竜英