

境界要素法による音場シミュレーションシステム (HANS) の開発とこもり音解析技術の研究

Acoustic Simulation System and Analysis of Cabin's
Booming Noise using Boundary Element Method

野 本 祐 春* 福 島 達 也* 漆 山 雄 太*
Sukeharu Nomoto Tatsuya Fukushima Yuta Urushiyama
武 本 博 文*
Hirofumi Takemoto

要 旨

境界要素法を用いて吸音性を考慮した境界を含む音場の解析プログラムを開発した。境界面の法線方向の単位振動速度振巾によって生じる音圧を新たに寄与度と定義し定式化を行った。

最初に、構造パネル振動と寄与度から予測音圧を算出し最大音圧の周波数を見出す。次に、この周波数における境界の音圧寄与度分布から寄与の最も大きな部位を見出す。同じくこの周波数の構造パネル振動を観察して構造剛性対策手段を決定する。これらの処理を可視化会話的に行うことのできる効率的なシステムを開発した。

こもり音に対し、実測と合う音響インピーダンス値の検討の結果、平均的な一定値とすることで音圧予測計算が可能であることが明らかになった。さらに、解析結果に従って、完成車構造パネル剛性対策を行い、こもり音の低減を効果的に行うことができた。

ABSTRACT

This paper reports practical application of the boundary element method (BEM) to analyze the booming noise in a sedan cabin.

The process started with the calculation of the sound field, particularly acoustic impedance, of cabin interior materials based on BEM. The calculated figures were then used to formulate a practical model to express the relationship between the panel vibration and cabin sound pressure levels.

This proved effective as a means of identifying and quantifying the influence of panel vibration on booming noise, thus simplifying the procedure for investigating its reduction.

1. ま え が き

境界要素法 (Boundary Element Method, 以下 BEM と記す) は大規模数値計算手法の 1 つであり、解析領域の表面形状のみの入力によって行える利点がある。そのため近年急速に応用が拡大している。

また、自動車キャビンこもり音に代表される現象は、構造振動と音場特性により決定される。よって、音場現象の把握には、構造振動と音場特性

との連成さらに壁面の音響特性を含めた系の取り扱いが必要であり、それらを数値解析モデルとするために多くの研究が成されている。^(1~9)

本研究開発では、音場現象を表現する音響方程式に BEM を適用し、下記の特徴を有する音場解析システム (HANS: Honda Acoustic and Noise Simulation System) を開発した。

(a) 吸音性のある音場境界を音響インピーダンスとして表現し解析可能にする。

* 栃木研究所

する。

(b) 音圧に対する構造パネル振動の寄与量を独自のパネル振動寄与度と定義し、その分布を可視化表示する。

(c) パネル振動寄与度と振動速度振巾から音圧を計算しグラフ表示する。

(d) パネル振動アニメーション、パネル振動寄与度及び音圧を同時表示することにより、音場現象の迅速な把握を可能とする。

さらに、実機のこもり音問題に対して、パネル振動からキャビン音場への影響によって発生する音圧を評価するため、キャビンを囲む内装材やシート等の吸音特性を音響インピーダンスで表現して境界条件とし、他の部分を剛壁とした。実験より得られたパネル振動速度を剛壁の境界条件として、BEMによる音場計算を行い、定量解析を試みた。⁽¹⁰⁾ この条件下での解析結果に基づき、完成車パネル面の振動対策を行い、こもり音の低減を効果的に行うことができた。

2. 音場解析技術の開発

最初にBEMによる音場の定式化を説明し、この数値計算手法と音圧寄与度の定義について述べる。最後にHANSの運用の概要を述べる。尚、ここでの記号の添字に同じ記号が用いられた表現は1から3までの総和を取っている。例えば、 $a_i a_i$ は $a_1 \cdot a_1 + a_2 \cdot a_2 + a_3 \cdot a_3$ を意味している。

2.1. BEMによる定式化

3次元音場における音圧 p は、次式の波動方程式によって表現される。

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 p}{\partial x_i \partial x_i} = 0 \quad (1)$$

ここで、

t : 時間 (sec)

c : 音速 (m/s)

$x_i, i = 1, 2, 3$: デカルト座標 (m)

非定常な音場は考えないことにし、調和音場を仮定する。

$$p(x_i, t) = P(x_i) e^{j\omega t} \quad (2)$$

ここで、

P : 音圧振巾 (P_a)

ω : 角周波数 (rad/s)

j : $\sqrt{-1}$

式(2)を式(1)に代入すると、次のヘルムホルツ方程式が得られる。

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x_i \partial x_i} + k^2 P = 0 \quad (3)$$

ここで、

$k = \omega / c$: 波数 (rad/m)

c : 音速 (≈ 340 m/s)

式(3)を図1に示す領域 Ω について重み付残差表示する。⁽¹⁾

$$\int_{\Omega} (\nabla^2 P + k^2 P) P^* d\Omega = 0 \quad (4)$$

ここで、

P^* : 重み関数

P^* として、次式を満足する関数を用いる。

$$\frac{\partial^2 P^*(x, \xi)}{\partial x_i \partial x_i} + k^2 P^*(x, \xi) + \delta(x, \xi) = 0 \quad (5)$$

ここで、

x, ξ : 領域 Ω 内の点

$\delta(x, \xi)$: ξ 点をソース点としたデルタ関数

デルタ関数 $\delta(x, \xi)$ は、次の性質である。

$$\int_{\Omega} P(x) \delta(x, \xi) d\Omega = P(\xi) \quad (6)$$

ここで

Ω : 無限領域

式(5)の基本解は次のように与えられる。

$$P^*(x, \xi) = \frac{1}{4\pi r} e^{jkr}$$

ここで

$$r = \sqrt{(x_i - \xi_i)(x_i - \xi_i)}$$

式(6)を考慮して式(4)を2回部分積分すると、

$P(\xi)$ は次のように求める。

$$P(\xi) = \int_{\Gamma} P^*(x, \xi) \frac{\partial P(x)}{\partial n} d\Gamma - \int_{\Gamma} P(x) \frac{\partial P^*(x, \xi)}{\partial n} d\Gamma \quad (8)$$

Γ : 領域 Ω の境界 (図1)

$$\frac{\partial}{\partial n} = n_i \frac{\partial}{\partial x_i} : \text{境界法線方向微分}$$

n_i : 境界法線単位ベクトル

音圧振巾 P と粒子速度振巾 v_i の関係は、

$$\frac{\partial P}{\partial x_i} = -j\omega \rho v_i \quad (9)$$

ここで、

i : 1, 2, 3

ρ : 空気の密度 (kg/m^3)

で与えられ、これを式 (8) に代入すれば次式が得られる。

$$P(\xi) = -j\omega\rho \int_{\Gamma} P^*(x, \xi) V(x) d\Gamma - \int_{\Gamma} \frac{\partial P^*(x, \xi)}{\partial n} P(x) d\Gamma \quad (10)$$

ここで

$$V = v_i \cdot n_i$$

本式により、境界音圧・速度振巾が既知の場合、領域任意点の音圧を求めることができる。そのためには、境界未知量を求めておく必要がある。そこで、図1において、内点 ξ を限りなく境界 Γ に近づけると次式が求まる。

$$C_b(\xi)P(\xi) = -j\omega\rho \int_{\Gamma} P^*(x, \xi) V(x) d\Gamma - \int_{\Gamma} \frac{\partial P^*(x, \xi)}{\partial n} P(x) d\Gamma \quad (11)$$

$C_b(\xi)$ は境界上点 ξ の接平面で形成される領域側立体角と全立体角 4π との比である。滑らかな境界であれば C_b は0.5である。本式により、音場が音場の境界上の音圧振巾と速度振巾の関係で表現された。

2.2. BEM 解析プログラムの開発

(1) 離散化と境界要素

図2に示すように、境界 Γ を E 個の境界に分割し、 e 番目の境界が M_e 個の節点を持っているとする。要素の面積座標を η とし、線形の形状関数を $\{N(\eta)\}$ として、 e 番目要素の節点値ベクトル

$$\{P\}^e = \{P_1^e, P_2^e, \dots, P_{M_e}^e\} \quad (12)$$

$$\{V\}^e = \{V_1^e, V_2^e, \dots, V_{M_e}^e\}$$

ここで、

$\{ \quad \}$: 行ベクトル

を用いて、 e 番目要素内の値は次式で示される。

$$P = \lfloor N(\eta) \rfloor \{P\}^e \quad (13)$$

$$V = \lfloor N(\eta) \rfloor \{V\}^e$$

ここで、

$\lfloor N(\eta) \rfloor$: 内挿関数

$\lfloor \quad \rfloor$: 列ベクトル

式(11)において、点 x を f 要素上に取れば、境界積分を M 個の境界要素積分の和に表現できる。

$$C_b P(\xi) + \sum_{f=1}^E \lfloor Q_{\xi}^{*(f)} \rfloor \{P\}^f + j\omega\rho \sum_{f=1}^E \lfloor P_{\xi}^{*(f)} \rfloor \{V\}^f = 0 \quad (14)$$

ここで、

$$\lfloor Q_{\xi}^{*(f)} \rfloor = \int_{\Gamma_f} \frac{\partial P^*(\xi, n)}{\partial n} \lfloor N(n) \rfloor |J| d\eta$$

$$\lfloor P_{\xi}^{*(f)} \rfloor = \int_{\Gamma_f} P^*(\xi, \eta) \lfloor N(\eta) \rfloor |J| d\eta \quad (15)$$

$$d\eta = d\eta_1 \cdot d\eta_2$$

$$|J| = \left| \frac{\partial x_i}{\partial \eta_j} \right| : \text{ヤコビアン}$$

図2において境界要素 Γ_e の i 節点の境界上節点番号は k である。節点 k は要素 $\Gamma_{(e-1)}$ にも含まれている。よって、境界節点数が L 個ならば、節点 k の P と V を P_k, V_k として、式(14)は次のよ

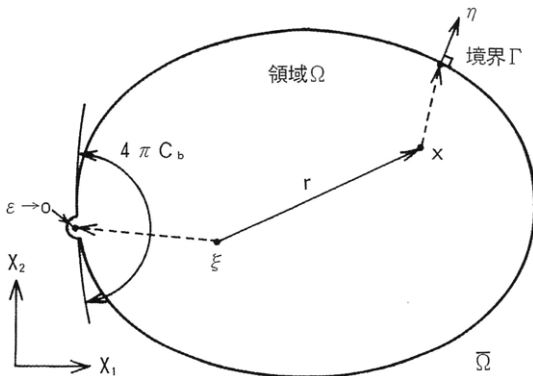


図1 領域と境界

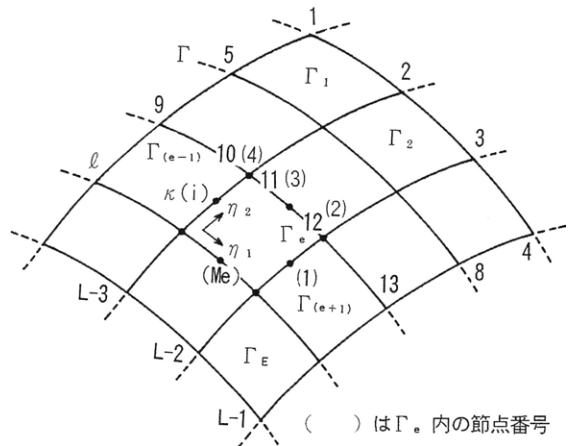


図2 境界分割と境界要素

うになる。この際、 ξ は境界節点 ℓ に選んでいる。

$$(\delta_{\ell k} C_b^{(\ell)} + \sum_{k=1}^L q_{\ell k}^* P_k + j\rho\omega \sum_{k=1}^L P_{\ell k}^* V_k = 0 \quad (16)$$

ここで、

$C_b^{(\ell)}$: 境界節点 ℓ での C_b

$\delta_{\ell k}$: クロネッカーのデルタ

$q_{\ell k}^*, p_{\ell k}^*$: 境界節点 k を含む境界要素 f の積分
 $[Q_{\ell}^{(f)}], [P_{\ell}^{(f)}]$ の節点 k に対応する成分の値の和

式 (16) は、節点 ℓ が 1 から L まで作ることができる。よって、式 (16) は次のような正方マトリックスを用いた表現が可能となる。

$$\begin{bmatrix} C_b + q_{11}^* & q_{12}^* & q_{13}^* & \cdots & q_{1L}^* \\ q_{21}^* & C_b^{(2)} + q_{22}^* & q_{23}^* & \cdots & q_{2L}^* \\ \vdots & \ddots & \ddots & \ddots & \vdots \\ q_{L1}^* & \cdots & \cdots & C_b^{(L)} + q_{LL}^* \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ \vdots \\ P_L \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} p_{11}^* & p_{12}^* & p_{13}^* & \cdots & p_{1L}^* \\ p_{21}^* & p_{22}^* & p_{23}^* & \cdots & p_{2L}^* \\ \vdots & \ddots & \ddots & \ddots & \vdots \\ p_{L1}^* & p_{L2}^* & p_{L3}^* & \cdots & p_{LL}^* \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V_1 \\ V_2 \\ \vdots \\ V_L \end{Bmatrix} \quad (17)$$

本式により、境界上の音圧又は速度が既知ならば未知の速度又は音圧が一次方程式から求まる。さらに、領域任意点の音圧は、式 (14) において C_b を 1 とおくことによって求まる。

式 (15) の境界積分は、数値計算にて求めなければならないために、面積座標と形状関数が形成される境界要素を定めなければならない。HANS においては、次の 2 種類の要素を用いた。

- ・ 三角形アイソパラメトリック要素 (以下 TRIA3 と記す)
- ・ 四辺形アイソパラメトリック要素 (以下 QUAD4 と記す)

要素節点と面積座標の関係を図 3 に示す。形状関数は次のように与えられる。

- ・ TRIA3

$$N_1 = \xi_1, N_2 = \xi_2, N_3 = 1 - \xi_1 - \xi_2 \quad (18)$$

- ・ QUAD4

$$N_1 = (1 - \xi_1)(1 - \xi_2)/4,$$

$$N_2 = (1 + \xi_1)(1 - \xi_2)/4,$$

$$N_3 = (1 + \xi_1)(1 + \xi_2)/4,$$

$$N_4 = (1 - \xi_1)(1 + \xi_2)/4 \quad (19)$$

要素積分には、ガウスの数値積分を用いている。TRIA3 が 2 次、QUAD4 が 3 次精度である。積分点と重みは図 4 に示す。ガウスの積分は、さらに高次精度が可能であるが、このレベルで十分実用的である。さらに高精度の計算を行うにはむしろ境界要素作成時に要素の密度を増加させることが効果的である。

(2) 吸音性境界と音圧寄与度

音場境界に吸音性がある場合、その効果を含んだ計算手法が必要となる。音響インピーダンスによる境界吸音特性の表現は、インピーダンスが音圧と速度振巾の比で定義される⁽¹²⁾ ために、式 (17) に代入することができて都合が良い。又、実機の騒音対策には、空間音圧の

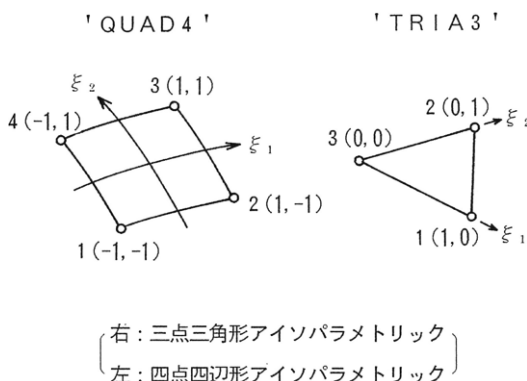


図 3 境界要素

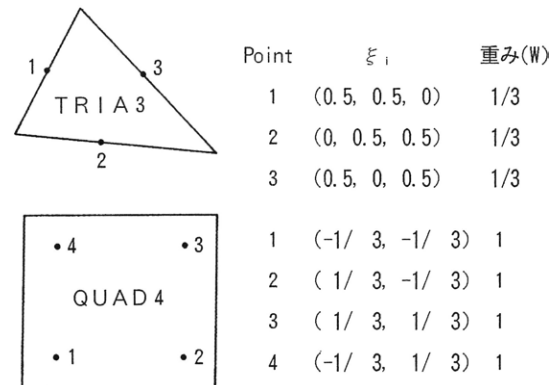


図 4 積分点と重み

直接計算よりも、境界部位の単位振巾により発生する音圧分布が観察できることの方が構造対策部位の発見に結び付くために有効である。そこで、境界部位の単位振巾により発生する音圧を独自の音圧寄与度として定義し算出する機能を設けた。さらに、寄与度と構造パネル振動を同時可視化するシステムを開発したことにより、騒音低減のための対策部位の発見を容易にした。

インピーダンス境界条件を含んだ音圧寄与度の算出式を導く。境界 i 節点の速度振巾 V_i を構造パネル振動速度振巾 V_i と吸音材表面速度振巾 V_i の和と考える⁽⁹⁾。

$$V_i = \bar{V}_i + V'_i \quad (20)$$

音響インピーダンス Z_i は音圧 P_i と V_i により次のように定義される。

$$Z_i = P_i / V_i \quad (21)$$

簡単のため、式 (17) を次のように書き換える。

$$\begin{bmatrix} a_{11} & \dots & a_{1L} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{i1} & \dots & a_{iL} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{L1} & \dots & a_{LL} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_1 \\ \vdots \\ P_i \\ \vdots \\ P_L \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{11} & \dots & b_{1L} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ b_{i1} & \dots & b_{iL} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ b_{L1} & \dots & b_{LL} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V_1 \\ \vdots \\ V_i \\ \vdots \\ V_L \end{Bmatrix} \quad (22)$$

ここで、

$$a_{i\ell} = \delta_{i\ell} C_b^{(i)} + q_{i\ell}^*$$

$$b_{i\ell} = -j\omega\rho P_{i\ell}^*$$

上式に式 (20)、(22) を代入すると次式が求まる。

$$\begin{bmatrix} a_{11} & \dots & a_{1L} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{i1} & \dots & a_{iL} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{L1} & \dots & a_{LL} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_1 \\ \vdots \\ P_i \\ \vdots \\ P_L \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} b_{11} & \dots & b_{1L} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ b_{i1} & \dots & b_{iL} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ b_{L1} & \dots & b_{LL} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1/Z_1 & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 1/Z_i & \vdots \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & 1/Z_L \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} P_1 \\ \vdots \\ P_i \\ \vdots \\ P_L \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{11} & \dots & b_{1L} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ b_{i1} & \dots & b_{iL} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ b_{L1} & \dots & b_{LL} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{V}_1 \\ \vdots \\ \bar{V}_i \\ \vdots \\ \bar{V}_L \end{Bmatrix} \quad (23)$$

本式は、境界インピーダンスと構造パネル振動が同一節点に共存する場の境界音圧を与える式となっている。領域内点 ξ の音圧 $P(\xi)$ は、式 (14) の C_0 を 1 とし、次のように与えられる。

$$P(\xi) = [S_1 \dots S_\ell \dots S_L] \begin{Bmatrix} P_1 \\ \vdots \\ P_\ell \\ \vdots \\ P_L \end{Bmatrix} + [t_1 \dots t_\ell \dots t_L] \begin{Bmatrix} \bar{V}_1 \\ \vdots \\ \bar{V}_\ell \\ \vdots \\ \bar{V}_L \end{Bmatrix} \quad (24)$$

ここで、

$$S_\ell = q_{\xi\ell}^*$$

$$t_\ell = -j\omega\rho P_{\xi\ell}^*$$

上式に式 (20)、(21) を代入した後、式 (23) を代入すると次式が求まる。

$$P(\xi) = [S_1 + t_1/Z_1 \dots S_i + t_i/Z_i \dots S_L + t_L/Z_L] \underbrace{\begin{bmatrix} a_{11} - b_{11}/Z_1 & \dots & a_{1L} - b_{1L}/Z_L \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{i1} - b_{i1}/Z_1 & \dots & a_{iL} - b_{iL}/Z_L \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{L1} - b_{L1}/Z_1 & \dots & a_{LL} - b_{LL}/Z_L \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} b_{11} & \dots & b_{1L} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ b_{i1} & \dots & b_{iL} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ b_{L1} & \dots & b_{LL} \end{bmatrix}}_{\text{音圧寄与度}} + \underbrace{[t_1 \dots t_\ell \dots t_L]}_{\text{音圧寄与度}} \begin{Bmatrix} \bar{V}_1 \\ \vdots \\ \bar{V}_\ell \\ \vdots \\ \bar{V}_L \end{Bmatrix} \quad (25)$$

上式右辺の列ベクトル要素は、対応する節点の単位構造パネル振動振巾により発生する音圧を示しておりこれを音圧寄与度として定義する。

2.3. HANS の運用

HANS は、入力データ作成、音場計算及び解析の 3 つの処理系より構成される。図 5 にシステム構成図を示し、各処理系について述べる。

(1) 入力データ作成

入力データは 1 行当たり 80 カラムのテキストに 1 項目で定義される。1 行の先頭 8 カラムでデータの種別名を入れている。形状データの定義には NASTRAN シェル要素と同様のフォーマットをとっている。次に定義名と内容を示す。

GRID	節点番号と座標
CTRIA3	三角形要素番号と節点番号
CQUAD4	四辺形要素番号と節点番号

計算機能には出力内容によって次の 3 つがある。

- SOL. 1 境界音圧
- 2 領域内点音圧
- 3 領域内点音圧寄与度

境界条件としては、

PVELO	節点法線振動速度振巾
INPDNS	節点法線インピーダンス
OPEN	半無限開放境界節点

OPEN 条件の設定により、閉空間音場と放射音場の境界結合計算が可能となっている。

その他の入力データとしては次のものがある。

FREQ 周波数

INCRD 領域内点座標

SYMAX 対称軸

BEM の定式化よりわかるように、計算は周波数点ごとに行われるために、FREQ 条件による周波数指定が必要となっている。SYMAX 条件により、対称性音場の計算が効率的に行える。

形状データの作成には、内製の構造解析用メッシュジェネレーター HOBBY と HOCAS を用いている。これにより、ソフト資源の有効活用、オペレーションの統一及びシステム開発工数の削減ができた。要素の大きさは、計算したい周波数の上限で決定される。一般には、メッシュの長さを波長の $1/8$ 以下にすれば十分である。200Hz 以下の小型乗用車室内音場問題では、約 500 のメッシュ数が目安である。今後はより高い周波数での解

析も必要となりメッシュ数もさらに必要となる。

節点振動データは、構造物の加振実験から得ている。この時、要素節点と振動測定点の位置はたがいに一致するようにする。加振実験測定と音場計算を行うシステムは異なっている(図5)。よって、振動データは異機種間ネットワークを用いて、測定系計算機から音場計算用計算機に転送される。音圧計算実行時に FREQ データ指定される周波数ごとに節点振動振幅データ PVELO が作成され入力される。

(2) 音場計算

音場計算は、周波数ごとの L 次の連立一方程式を解く問題に帰着する。よって、計算機には大型計算機以上の計算能力が要求される。現在、IBM3090 を用いており、約 500 要素、100 周波数点で計算時間は約 5 時間である。

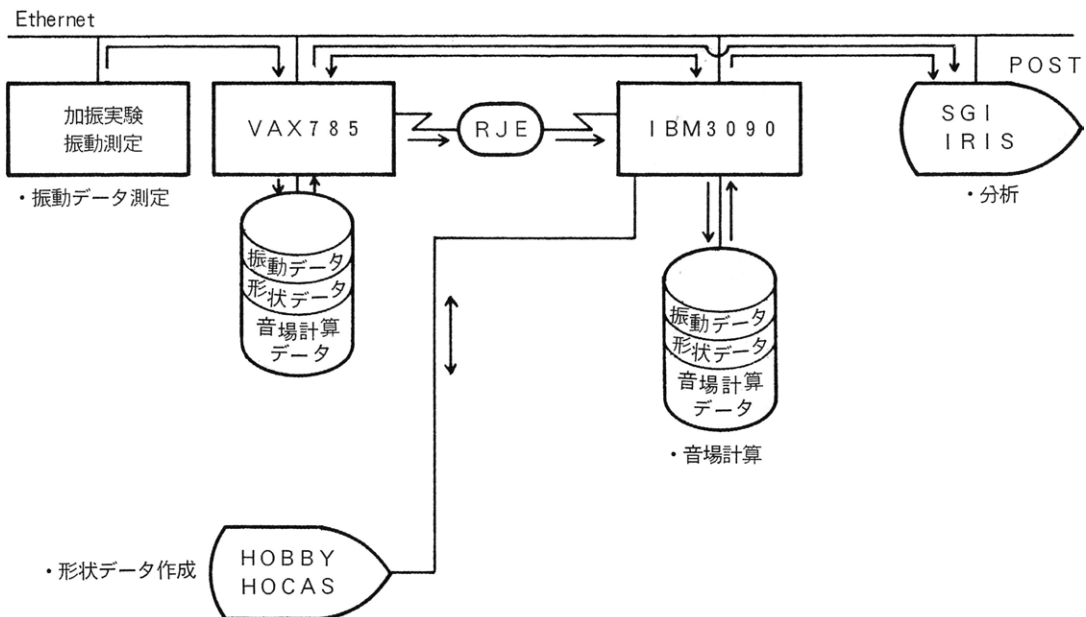


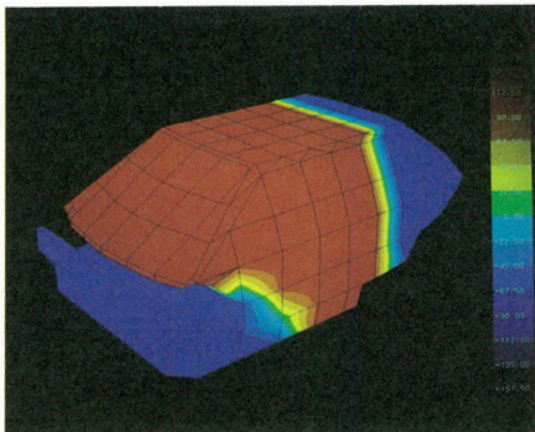
図5 HANSの構成

(3) 解析

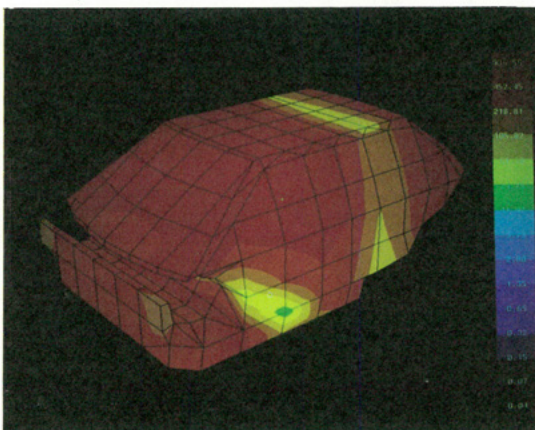
音場計算から音圧、寄与度が得られる。これらと振動データを用いて音場解析が可能となる。音圧、寄与度及び振動は周波数特性データであり、莫大になる。従って、高速で高性能なグラフィック処理は現象の把握及び解析に不可欠である。さらに、測定系及び数値計算系システムとの高速データ転送を容易に行うことも重要である。そこで高性能EWSを用いて、解析システムHANS-POSTを開発した。(図5) HANS-POSTは、任意の音圧測定点の音圧周波数特性グラフ、任意周波数の寄与度分布図及び振動アニメー

ションを同時又は各独立に同一画面上で会話処理にて高速表示できる。表示例を図6、7及び図8に示す。

解析の流れを述べると、音圧周波数特性図(図6)より対策が必要な高音圧周波数(図6では137Hz)が最初に見出される。その周波数を選択操作すると、同一画面上に音圧寄与度分布図(図7)と振動アニメーション(図8)が表示される。音圧寄与度分布より寄与の大きな領域を見出す。図7ではダッシュボードパネルの音圧寄与が大きくなっていて、ここでの振動低減が音圧低下に効果的であることがわかる。一方、振動アニメーション



(絶対値)



(位相)

図7 音圧寄与度分布の表示例 (137Hz)

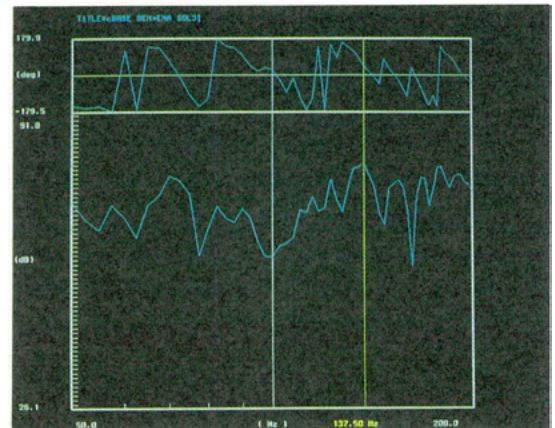


図6 音圧特性図の表示例

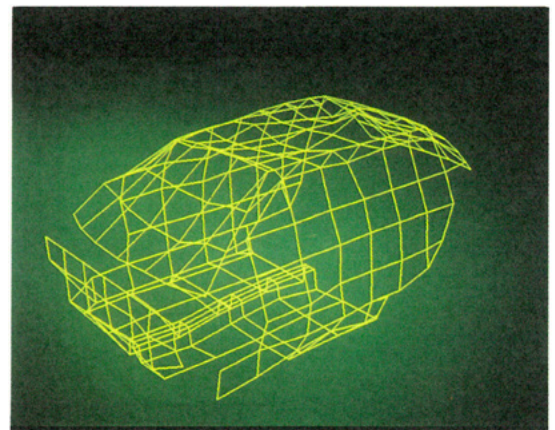


図8 振動アニメーション例 (137Hz)

(図8)を観察すると、現状の振動モードがわかり、パネル振動を阻止するような補強の手がかりが得られる。図8では、ダッシュボードパネルの剛性補強も必要であるが、フロアー振動による影響も大きくなっており、フロアーの剛性補強も必要であることがわかる。

このように、莫大な音場解析データから高度な解析を1人で短時間に行うことができる作業環境を実現している。

3. こもり音問題への適用

走行中の車室内のこもり音発生要因は、エンジン振動、吸排気の脈動等車体構成コンポーネント全般にわたる影響を無視できない。しかし、要因は何であれ、車室形状によって決定される空洞共鳴特性を考慮せずには効果的低減は、困難である。

一方、横置き4気筒エンジン前輪駆動車のこもり音の大きな要因としてエンジンマウント点上下方向を入力とする振動伝達経路が考えられる。

よって、マウント点上下への加振実験から得られる構造パネル振動データと車室形状データから音場解析を試み、効果的なこもり音対策へ導いた。

3.1. こもり音領域での音場特性

3ドアハッチバック型乗用車の車室形状モデルを図9に示す。上記加振実験から得られた節点振

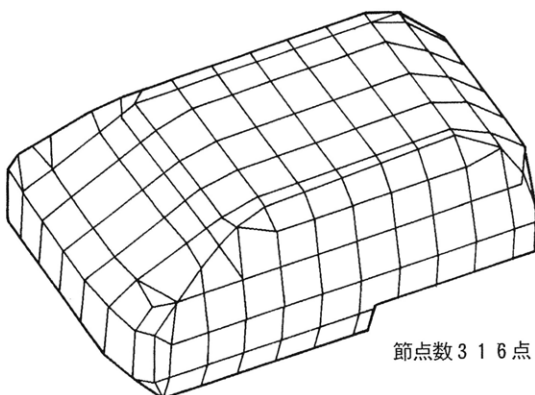


図9 3ドアハッチバック型乗用車音場モデル

動速度振巾を用いて、吸音特性のない(剛壁条件の)音圧計算を行った結果を図10に示す。

120から130Hzの周波数で、計算値が20から30dBも大きくなっている。計算の最大音圧周波数は共鳴周波数であり、境界振動振巾の大小にかかわらず、剛壁条件での計算音圧は無限大になることは良く知られるところである。こもり音は、この共鳴現象と深くかかわりを持った現象であり、このためこもり音低減を狙った最大寄与パネル位置の発見と適切な構造対策は困難となっていた。一方、実際の車室は内装材等の吸音特性により、共鳴周波数付近においても、音圧は有限値になっている。(図10)このことは、式(25)で与えられる音圧寄与度の各成分が、音響インピーダンスによって逆行列の悪条件がのぞかれて、有限値になることから理解される。よって、実車内装に近い音響インピーダンスの設定から計算される寄与度分布から音圧を高くしている部位が明らかになり、効果的な構造対策へ導くことが可能となる。

3.2. 音響インピーダンスの設定

乗用車の内装材単体の音響インピーダンスの値は、図11のように分布している。したがって、節点に対応する内装材の音響インピーダンスを式(25)に代入すれば、音圧寄与度が得られる。

しかし、吸音効果の大きな内装部分に一定の音

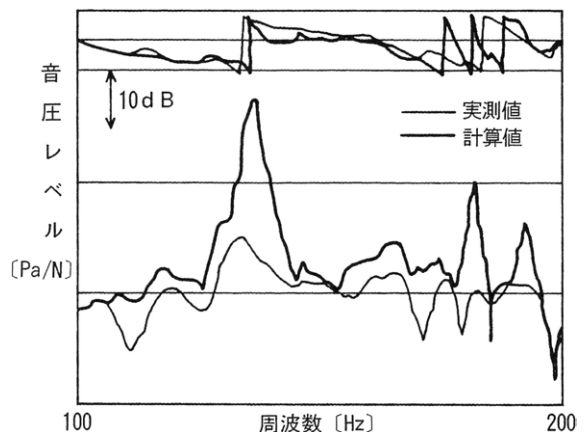


図10 剛壁条件の計算音圧(前席中央)

響インピーダンスの設定で実車の車室パネルの音圧寄与度が求まるならば計算手法の汎用化が計れる。そこで、完成車の内装部分に種類の吸音材を適用して、完成車と適用時との音圧を測定比較した。(図12) この結果により、200Hz以下の周波数においては、吸音特性の違いによる車室内音への影響は少ないことがわかる。よって、一定の音響インピーダンスとして、図11で示される分布域のほぼ平均値 $Z = 747 - 2285j \text{ (Pa} \cdot \text{s/m)}$ を用いることにした。

さらに、ドア部のように内装材背後に大きな空気層を含む境界には、構造パネル振動の音圧への

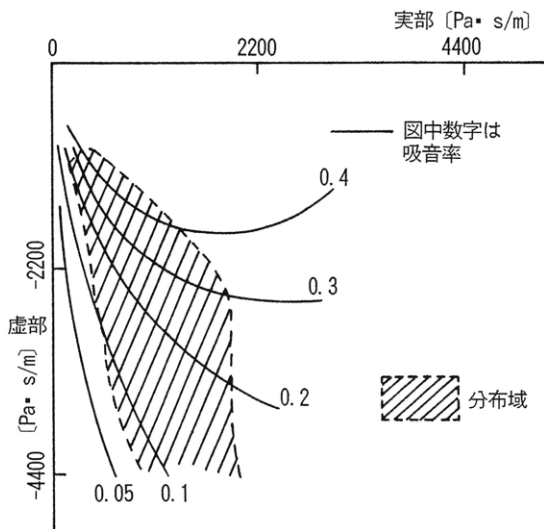


図11 音響インピーダンスの分布

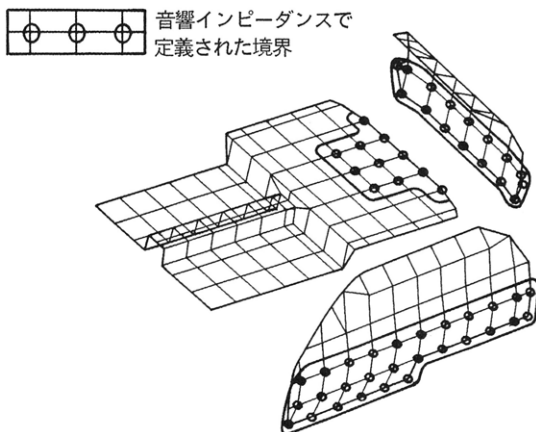


図13 音響インピーダンス適用部位

寄与は小さいものとして、上記インピーダンスだけを用いてパネル振動振巾は用いない。反対に、ルーフやフロアのように内装材背面間近に構造パネルがある境界には、パネル振動の音圧への寄与は大きいものとして、上記インピーダンスは用いずに、パネル振動振巾のみを用いる。このように図9の車室音場モデルに対して、音響インピーダンス境界を定義した部位を図13に示す。

加振実験から得られたパネル節点振動振巾と上で述べた境界条件の設定法を用いて計算された車室の音圧を図14に示す。実測値との比較でわかるように、120から130Hzの最大音圧がよく一致しており、内装材等の吸音特性が大きく異なる材料

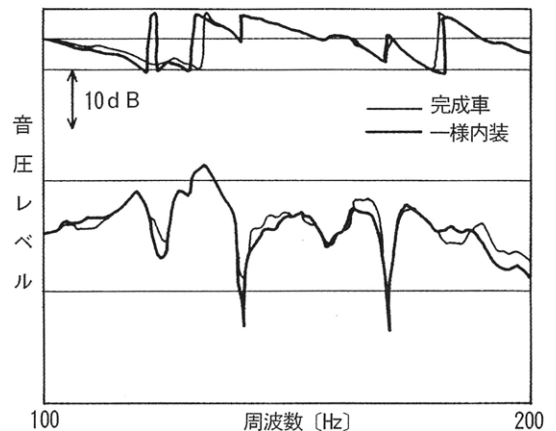


図12 完成車と一様内装車の音圧（前席中央）

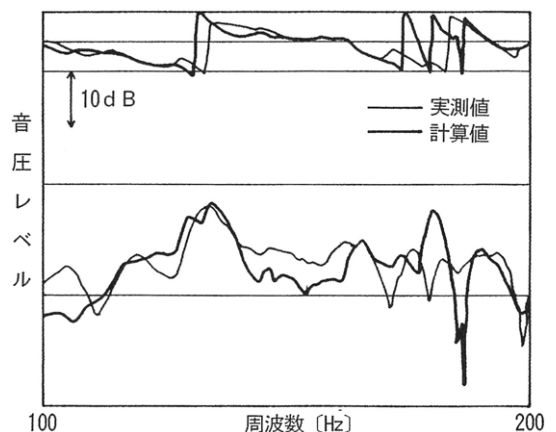


図14 計算結果と実測値の比較

が大面積にわたって用いられないかぎり、本手法は汎用的な車室こもり音計算法となることがわかる。

3.3. 実用例

前述の計算法を用いて、セダンの車室前席におけるこもり音低減を試みた。図15に車室形状モデルを示す。完成車における車室音場を表現出来るようにシート等もモデルに組み入れた。

前述と同様に、エンジンマウント点上下の加振実験から得られる構造パネル振動データと図15に示した音場モデルの音圧寄与度から式(25)を用いて構造対策前の前席中央の音圧を計算した結果を図16に示す。137Hzにおける音圧が最大値となっており、これを減少させることが目的となる。137 Hzにおける音圧寄与度分布は、図7に示した。絶対値の分布を見ると、ダッシュボードパネル付近での寄与度が大きくかつ面積も大きくなっている。さらに、図8の振動アニメーションの

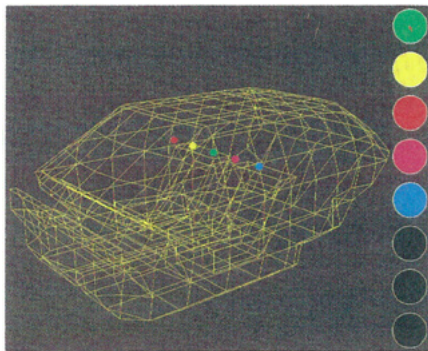


図15 セダン型状音場モデル

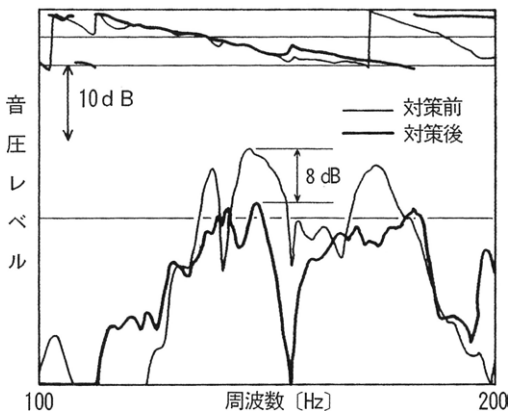


図16 パネル振動対策後の室内音
(完成車前席中央)

観察から、ダッシュボード水平方向の一次モードとフロアトンネルの2次モードが連成しているのがわかる。そこで、この振動の低減を計るため、ステイフナ補強やサンドウィッチ二重構造化等による剛性向上を行った。このような構造対策後の音圧は、図16に示すように、137Hzで、約8dBの低減が成された。さらに、走行時のこもり音低減は、構造対策前後で4dBの低減を行うことができた。(図17)

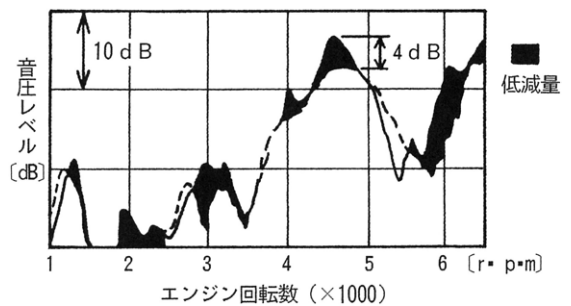


図17 実走こもり音低減効果 (前席中央)

ま と め

BEMを用いて吸音効果を含んだ音場計算プログラムを開発し、独自に定式化した構造パネルの音圧寄与度、構造振動及び予測音圧を用いて、音場現象の迅速な把握を可能にする分析システム(HANS)を構築した。これを、200Hz以下のこもり音低減に適用し構造対策部位の発見と対策の決定に有効であることが、実車を用いて確認された。

このことにより、今後は他の騒音現象⁽¹³⁾への展開の可能性が開けた。そのためには音場計算手法として新たに、多室連成音場、FEM構造計算との連成や高速計算法⁽¹⁴⁾等の開発が必要となって来る。今後ともこれら課題に挑戦してゆく所存である。

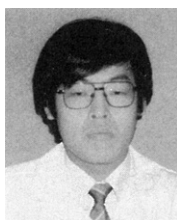
参 考 文 献

- (1) Nefske, Donald j.; Sung H. APPLICATION OF FINITE ELEMENT METHODS TO VEHICLE INTERIOR ACOUSTIC DESIGN. Society of automotive engineers P-144. SAE(1984) P. 197~205
- (2) 小林、大久保、有限要素法と音響スペクトル解析を併用した音場解析 昭和 63 年度精密機械工学会秋期大会学術講演会前刷集、P. 301~302
- (3) 鈴木、今井、石山、境界要素法とモード解析法による構造体の振動音響解析、日本機学会論文集 (C 編) 52 巻 473 号、(1986) P. 310~317
- (4) 加賀美、近藤、本田、西尾、渡辺、部分構造合成法による車内音の解析、自技会学術講演会前刷集 862 P. 545~548(1987)
- (5) 荒井、萩原、永淵、感度解析を用いた車室内騒音振動解析 構造工学における数値解析法シンポジウム第 12 巻 P. 545~550
- (6) 田中、畑英、CAE の車室内騒音への適用自動車技術 VOL. 41, NO. 13 P. 1532~1537(1987)
- (7) Nefske, Donald j.; Sung, Shung H, COMPUTER-AIDED STRUCTURAL-ACOUSTIC DESIGN FOR VEHICLE INTERIOR NOISE REDUCTION; NOISE-CON 85 Proceeding P. 159~164
- (8) 宇津野、田中、森田、西部、境界要素法による自動車車室音場の解析 (第 1 報) (第 2 報) 日本機学会論文集 (C 編) 55 巻 509 号 (1989) P. 67~78
- (9) S. Suzuki, S. Maruyama, H. Ido BOUNDARY ELEMENT ANALYSIS OF CAVITY NOISE PROBLEMS WITH COMPLICATED BOUNDARY CONDITIONS. Journal of Sound and Vibration (1989)
- (10) 漆山、野本;境界要素法による車室内こもり音解析、境界要素法による車室内こもり音解析、自動車技術会学術講演会前刷集 892、1989、P. 161-164
- (11) 田中正隆、田中道彦;境界要素法の基礎、P. 1~16、161~166、倍風館 (1984)
- (12) 白木万博;騒音防止設計とシミュレーション、P. 88-97、応用技術出版 (1987)
- (13) H. A. Schenck; Improved Integral Formulation for Acoustic Radiation Problems, J. Acoust. Soc. Am, Vol. 44, No. 1, P. 41-58, 1968
- (14) 神谷、小林、西村;ベクトルプロセッサによる境界要素法の高速度とその動弾性問題への適用、境界要素法論文集第 6 巻、P. 31-36

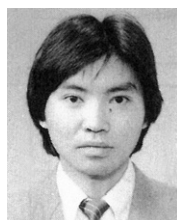
■ 著 者 ■



野 本 祐 春



福 島 達 也



漆 山 雄 太



武 本 博 文