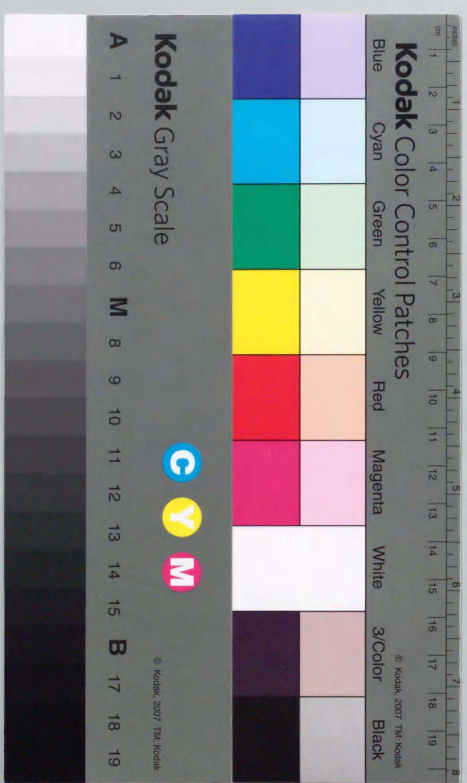


構造-音響系の相反定理を活用した
車両の騒音低減技術に関する研究

丸山新一



構造 - 音響系の相反定理を活用した
車両の騒音低減技術に関する研究

平成9年12月

丸 山 新 一

目次

記号

第1章 序論	1
1.1 緒言	1
1.2 自動車騒音対策の実状	3
1.3 これまでの研究の概要	8
1.3.1 相反定理に関する基礎的な研究	8
1.3.2 相反定理を応用した実験的騒音解析に関する研究	11
1.3.3 低周波自動車騒音の低減技術に関する実験的研究	15
1.3.4 低周波自動車騒音の数値解析手法に関する研究	17
1.4 本研究の目的と概要	19
第2章 構造と音響の相反定理	23
2.1 緒言	23
2.2 相反定理の導出	23
2.2.1 一次元の系における構造と音響の相反定理	23
2.2.2 構造系の相反定理	27
2.2.3 音響系の相反定理	30
2.2.4 構造系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理	32
2.2.5 構造系に加えられた強制変位入力と発生する音圧に関する相反定理	36
2.2.6 音響系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理	41
2.3 結言	48
第3章 数値計算による相反性の検証	49
3.1 緒言	49
3.2 相反定理の検証	49
3.2.1 構造系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理	49

3.2.2	構造系に加えられた強制変位入力と発生する音圧に関する相反定理	57
3.2.3	音響系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理	61
3.3	結言	62
第4章	実験方法の検討と自動車構造における相反性の検証	67
4.1	緒言	67
4.2	実験装置と信号処理について	68
4.2.1	構造系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理を応用した測定	68
4.2.2	構造系に加えられた強制変位入力と発生する音圧に関する相反定理を応用した測定	69
4.2.3	音響系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理を応用した測定	73
4.2.4	スピーカの加振力を換算するときの誤差	77
4.3	音響加振に用いる音源について	80
4.3.1	低周波 (15 ~ 100Hz) 用のスピーカの製作	83
4.3.2	低中周波 (20 ~ 1300Hz) 用のスピーカの製作	87
4.3.3	中高周波 (80 ~ 2000Hz) 用のスピーカの製作	87
4.3.4	高周波 (150 ~ 3000Hz) 用のスピーカの製作	88
4.4	音源の加振力測定	90
4.5	相反性の実験的検証	95
4.5.1	構造系に加えられた荷重に対する音圧応答の測定	95
4.5.2	構造系に加えられた強制変位入力に対する音圧応答の測定	97
4.5.3	音響系に加えられた荷重に対する音圧応答の測定	99
4.6	結言	103
第5章	構造系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理を応用した車室内騒音の研究	105
5.1	緒言	105
5.2	音響加振法に基づく騒音低減の考え方	107

5.3	車室内低周波騒音低減への適用	119
5.3.1	エンジン振動によって発生するこもり音の解析	119
5.3.2	低周波ロードノイズの低減検討	124
5.3.3	音響系の固有モードと低周波ロードノイズ特性の関連	128
5.3.4	有限要素法による"ring mode"の検討	133
5.4	結言	136
第6章	構造系に加えられた強制変位入力と発生する音圧に関する相反定理を応用した車室内騒音の研究	139
6.1	緒言	139
6.2	音響加振とタイヤを変位加振した場合の比較	141
6.3	低周波ロードノイズ低減への適用	144
6.3.1	FF乗用車のロードノイズ特性測定	144
6.3.2	サスペンション振動制振による低周波ロードノイズの低減	147
6.4	結言	153
第7章	音響系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理を応用した車室内騒音の研究	155
7.1	緒言	155
7.2	音源の寄与度測定法について	157
7.3	「音響伝達関数寄与度」測定法について	159
7.4	エンジン透過音低減への適用	172
7.4.1	エンジン放射音の寄与分析	172
7.4.2	エンジン騒音の伝達特性改善検討	177
7.5	結言	184
第8章	結論	185
	謝辞	189
	参考文献	191
	Appendix-A	201
	Appendix-B	219

記号

本研究で用いた主な記号を以下に記す。第3章以降は原則として周波数領域の議論であり、殆どの変数は周波数の関数である。なお、例外的な記号の使い方については本文中で示している。

第2章で用いられている記号

A	: $A(\omega)$. 加速度ベクトル. 複素数
b	: $b(t)$. 体積力ベクトル. 実数
B	: $B(\omega)$. 体積力ベクトル. 複素数
C_1, C_2, C_3, C_4	: $C_1(\omega), C_2(\omega), C_3(\omega), C_4(\omega)$. 係数. 複素数
C_5, C_6, C_7, C_8	: $C_5(\omega), C_6(\omega), C_7(\omega), C_8(\omega)$. 係数. 複素数
D	: 一自由度バネ・マス系の減衰係数. 実数
E_g	: 弾性係数. 実数
F	: $F(\omega)$. 一自由度バネ・マス系に与える荷重. 複素数
F	: $F(\omega)$. 荷重ベクトル. 複素数
Fr	: $Fr(\omega)$. 拘束点反力のベクトル. 複素数
Fr	: $Fr(\omega)$. 一自由度バネ・マス系の拘束点反力. 複素数
H_{ij}	: $H_{ij}(\omega)$. コンプライアンス. 複素数
I	: $\sqrt{-1}$
k	: 波数. 実数
K	: 一自由度バネ・マス系のバネ定数. 実数
L, L_1, L_2	: 音響管の長さ. 実数
M	: 一自由度バネ・マス系の質量. 実数
$n, n1, n2, n3$: 表面 S_1, S_2, S_3 の法線ベクトル. 実数
P, P_1, P_2	: $P(\omega), P_1(\omega), P_2(\omega)$. 音圧. 複素数
Q_s	: $Q_s(\omega)$. 体積変位. 複素数
Q_v	: $Q_v(\omega)$. 体積速度. 複素数

Q_a	: $Q_a(\omega)$, 体積加速度, 複素数
S, S_1, S_2, S_3	: 領域 $\Omega, \Omega_1, \Omega_2, \Omega_3$ の表面
S_1^e, S_2^e, S_3^e	: 荷重点回りの積分範囲
t	: 時刻
\mathbf{t}	: $\mathbf{t}(t)$, 表面力ベクトル, 実数
\mathbf{T}	: $\mathbf{T}(\omega)$, 表面力ベクトル, 複素数
\mathbf{u}	: $\mathbf{u}(t)$, 変位ベクトル, 実数
\mathbf{U}	: $\mathbf{U}(\omega)$, 変位ベクトル, 複素数
U_x	: $U_x(X)$, 一自由度バネ・マス系の変位, 複素数
U_f	: $U_f(\omega)$, 強制変位, 複素数
x	: 座標系
x_1, x_2, x_3	: 直交座標系
$\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$: 荷重点回りの積分範囲の半径, 実数
ρ	: 媒質の密度, 実数
σ_{ij}	: $\sigma_{ij}(\omega)$, 応力, 実数
Σ_{ij}	: $\Sigma_{ij}(t)$, 応力, 複素数
ω	: 角振動数, 実数
$\Omega, \Omega_1, \Omega_2, \Omega_3$: 弾性体または音場空間

第3章～第7章で用いられている記号

a	: $a(\omega)$, 加速度, 複素数
a_0	: 呼吸球の半径, 実数
a_a	: $a_a(\omega)$, スピーカの音響的な加振力により発生する加速度, 複素数
a_f	: $a_f(\omega)$, 構造系に与える強制加速度, 複素数
A_F	: 箱モデルの弾性壁の面の面積, 実数
a_m	: $a_m(\omega)$, スピーカの構造的な加振力により発生する加速度, 複素数
a_c	: $a_c(\omega)$, スピーカのコーン紙の加速度, 複素数

$\{a_1, a_2, \dots\}$: $\{a_i(\omega)\}$, 加速度ベクトル, 複素数
b_1, b_2, b_3	: 箱モデルの寸法, 実数
c_0	: 音速, 実数
C_1, C_2, \dots	: $C_i(\omega)$, 固有モード形と振動分布形状の積を無次元化した係数, 実数
E	: $E(\omega)$, スピーカへの入力電圧, 複素数
f	: $f(\omega)$, 加振力, 複素数
f_m	: $f_m(\omega)$, スピーカが発生する構造的な加振力, 複素数
F_1, F_2, \dots	: 音響系の固有モード形, 実数
$\{f_1, f_2, \dots\}$: $\{f_i(\omega)\}$, 加振力ベクトル, 複素数
G_i^t	: $G_i^t(\omega)$, 要素 i の音響伝達関数, 複素数
G_i^r	: $G_i^r(\omega)$, 要素 i の音響伝達関数, 複素数
h	: 板厚, 実数
H	: $H(\omega)$, 伝達特性を表す周波数応答関数, 複素数
H_a	: $H_a(\omega)$, 伝達特性を表す周波数応答関数, 複素数
H_m	: $H_m(\omega)$, イナータンス, 複素数
H_i	: $H_i(\omega)$, 要素 i の H に対する寄与, 複素数
I	: \sqrt{I}
I_0	: $I_0(\omega)$, スピーカへの入力電流, 複素数
k	: 波数, 実数
L	: スピーカと測定対象物との距離, 実数
L_0	: スピーカとマイクロフォンの距離, 実数
L_{mm}	: 係数, 実数
l_0	: 球型スピーカの半径, 実数
$2l_s$: 音源の代表寸法, 実数
m_1, m_2, m_3	: 0以上の整数
M_1, M_2, \dots	: 構造系のモーダルマス, 実数
M_{a1}, M_{a2}, \dots	: 音響系のモーダルマス, 実数
n_1, n_2, n_3	: 0以上の整数

p	: $p(\omega)$. 音圧. 複素数
p^r	: $p^r(\omega)$. 板にかかる音圧. 複素数
p_i	: $p_i(\omega)$. 要素 i の p に対する寄与. 複素数
p_i^i	: $p_i^i(\omega)$. スピーカのコーン紙の表面音圧 (箱の内側). 複素数
p_i^e	: $p_i^e(\omega)$. 要素 i 上の音圧. 複素数
p_i^o	: $p_i^o(\omega)$. 要素 i 上の音圧. 複素数
p_i^e	: $p_i^e(\omega)$. スピーカのコーン紙の表面音圧 (箱の外側). 複素数
$\{P_1, P_2, \dots\}$: モード座標. 複素数
$\{q_1, q_2, \dots\}$: モード座標. 複素数
Q_i	: $Q_i(\omega)$. 体積速度. 複素数
Q_{i0}	: $Q_{i0}(\omega)$. 体積加速度. 複素数
Q_1^A, Q_2^A, \dots	: 音響系のモーダルフォース. 複素数
Q_1^E, Q_2^E, \dots	: 構造系のモーダルフォース. 複素数
S_F	: 箱モデルの弾性壁の面.
S_i	: 要素 i の面積. 実数
S_R	: 箱モデルの剛壁の面.
V	: 箱モデルの体積. 実数
v_i	: $v_i(\omega)$. 要素 i の速度. 複素数
v_s	: $v_s(\omega)$. スピーカのコーン紙の速度. 複素数
w	: $w(\omega)$. 板のたわみ. 複素数
x_1, x_2, x_3	: 直交座標系
δ^s	: 点音源
\mathcal{F}	: 集中荷重
Λ_m	: 固有角振動数. 実数
ν	: ポアソン比. 実数
π	: 円周率. 実数
ρ	: 媒質の密度. 実数

ρ_0	: 空気の密度. 実数
Ψ_1, Ψ_2, \dots	: 構造系の固有モード形. 実数
ϕ	: $\phi(\omega)$. 構造系の振動分布形状. 複素数
$\omega_1, \omega_2, \dots$: 構造系の固有角振動数. 実数
$\omega_{a1}, \omega_{a2}, \dots$: 音響系の固有角振動数. 実数
ζ_1, ζ_2, \dots	: 構造系のモード減衰比. 実数
$\zeta_{a1}, \zeta_{a2}, \dots$: 音響系のモード減衰比. 実数

第1章 序論

1.1 緒言

本研究では構造・音響連成系の相反定理を応用した音響加振法を用いて、300Hz以下の比較的低周波数域の自動車の騒音を低減することを検討している。ここで用いている手法は、受音点から車両を音響的に加振し、実現象とは逆の経路で入力点までの伝達特性を調べたデータから騒音低減策を探る方法である。車室内の固体伝播騒音を例にとると、車体が振動して騒音を放射する問題を、音響的に加振された車体振動の問題と捉え、この振動を押さえるための構造変更を考える。空気伝播騒音を含む多くの事例より、相反定理を応用した音響加振法が自動車の低騒音化に有効な手法であることを筆者らは実証してきた。ここでは車両での実験方法、音響加振に基づく新しい騒音低減の考え方、車両開発への適用事例 [1-10] を論文の形でまとめることにした。

初めに、研究の中心となる相反定理を応用した音響加振法について理論的な背景を述べる。従来、自動車の騒音低減業務に携わる技術者の間では、連成系において相反定理が成り立つという認識はそれほど一般的なものではなく、本定理が実験に活用されることも少なかった。ここでは、構造の部分をつり合い式、音場を Helmholtz の式より出発する方法で別々に相反定理を導き、接続条件を考慮することで連成系の相反定理が成り立つことを確認する。また、従来明確に示されていなかった構造系に加えられた強制変位入力と発生する音圧に関する相反定理、および音響系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理において音波が構造系の振動を介して伝達していく経路を含む場合についても同様の方法で導出する。同時に、有限要素法と境界要素法を組み合わせた構造音響連成解析プログラムを用いて数値的な検証を行う。

次に、音響加振実験で必要となる計測装置、信号処理方法、音源用スピーカ等について考察すると共に、実際の自動車構造に対して相反定理を応用した音響加振法が適用可能であるかを検証する。更に、強制変位加振に対する

固体伝播音および構造物の振動を介して伝播する空気伝播音についても同様の方法が適用可能であるかを検証する。

最後に、相反定理を応用した音響加振法を車両開発に活用した事例を紹介する。受音点から音響的に加振する方法は、実際の現象とは入力形態と振動形態が異なるが、入力点から加振する一般的な方法よりも自動車の低騒音化に有効な対策を短時間で見つけられることを実証する。また、騒音発生メカニズムを従来とは異なった視点で捉えることで、経験的には知られていたがメカニズムが明確でなかった騒音現象が簡単に説明できた事例を紹介する。

自動車の騒音低減に関するユーザのあるいは社会的な要求は年を追う毎に高いものとなってきている。例えば、乗用車の外部に放射される騒音（車外騒音）については、1970年代に環境基準が制定されて以来数回の改訂がなされてきた。日本では交通の集中する主要道路が住宅と隣接していることが多く、世界一厳しいともいえる基準を設けている。一方、キャビンの中で発生する騒音は主に乗員の快適性に関わる現象であり、自動車の使われ方、道路事情、ユーザ側の嗜好といった要素に左右される。平均的な車速が高く荒れた路面が多いヨーロッパでは高速走行時の静粛性、特に路面入力によって発生する騒音（ロードノイズ）の特性に優れた車両が多い。これに対して日本では平均車速が低いため、アイドリング状態の静粛性、低速走行時の静粛性に重きを置いて車両を開発する傾向がある。また、低い周波数に対する感覚的な感度が欧米人に比較して高いとされており、こもった感じの騒音に対してより高い性能を持たせている。数年前まで静粛性といえば日本車が一步抜け出した性能を有していると考えられていた。しかし、バブル経済崩壊後の静粛性追求指向の一時的な後退により優位性はなくなってきた。欧州車の振動・騒音性能の向上は著しく、荒れた路面に鍛えられた最近の小型車のロードノイズ性能等は明らかに日本車を凌駕している車が多い。

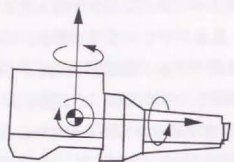
言うまでもなく静粛性は、衝突安全性、重量、省燃費、信頼性、耐久性、動力性能、操縦安定性、コストといった他の性能と無関係に存在するわけでは

ない。静粛性は、それ以外のほとんどの性能と相反するものであり、限られた開発期間、コスト、重量の中で全ての性能をより高い次元で実現するのが技術者に与えられた課題である。開発期間に関しては、最近各社とも従来の半分程度で開発する車両も少なくない。ここ数年ユーザの嗜好が大きく変化し、車種構成がセダンタイプの車からRV(Recreation vehicle)車に急速に移行する中で、どんな車が売れるかが予測しにくい状況になった。ある程度の需要が見込める段階になってから、大急ぎで開発を進めているのが現状である。また、コストの点でいえば、10年前に比べ競争力は明らかに低下している。欧州車並みの性能を要求されたとき、欧州車並みの仕様にするコストが合わないという声も聞かれるようになってきた。こうした状況の中で、振動・騒音に関わる技術者には、いままで以上に期間短縮、コスト低減を実現するための技術開発が重要な課題となっている。

従来、騒音解析は構造系の振動特性の解析に重きを置いてきた。これは、構造系の特性変更が騒音低減の中心的な手段となっている現状を考えると当然のことのように感じる。しかし、騒音問題では音響系の役割が極めて重要であることを指摘し、ここでは一般的な騒音解析とは少し異なった視点からの考察を加えている。本研究の内容は、自動車の騒音問題について全てを解決するものではないが、騒音低減技術開発の一助となることを期待している。

1.2 自動車騒音対策の実状

図1-1のようにエンジンが原因となる騒音を例にとり自動車の静粛化を考える。エンジンが発生する加振力には、シリンダー内の燃焼による加振力（燃焼加振力成分）と回転することによって生じる加振力（慣性力成分）がある。これらの荷重によって加振されたエンジンの振動は、二種類の経路をたどって乗員の耳位置に騒音を発生させる。一つはエンジンの振動がエンジンマウントから車体に伝達され騒音が発生する経路で、最終的に車体パネルが発音パネルとなる。他の経路は、エンジン表面の振動が一旦音に変換され、この音圧が荷重として車体を振動させ、最終的に車体パネルがキャビン内部に騒音を放射する経路である。騒音の中で前者の経路をたどるものを固体伝播騒



低周波数域でエンジンが発生する重心回りの加振力

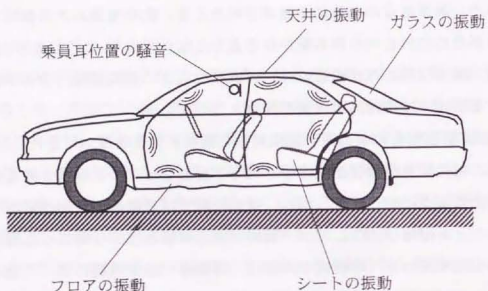


図1-1. エンジン振動によって発生する車室内低周波騒音

音、後者を空気伝播騒音と呼ぶ、騒音を低減する場合、原因となっているエンジンそのものを制振する方法と伝達経路のゲインを低減する方法があるが、本研究では主に伝達系について検討している。

固体伝播騒音の低減は、車体パネルの制振処理、車体パネルの遮音処理、キャビン内の吸音処理、骨格系の特性変更、音響系の特性変更によって行われる。制振処理はシート状のアスファルト等を用いて板の振動エネルギーを吸収し、振動レベルを減衰させることで騒音レベルの低下を図るのが目的であり、キャビンを構成する鋼板には広い範囲で制振材が貼られている。遮音処

理はダッシュインシュレータ、フロアカーペット等によって行う。これらの内装材は車体パネルとの組み合わせで二重壁構造を形成しており、低い周波数ではマスとして働き、高い周波数域では車体パネルが振動しても最終的に音波を放射する内装材が振動しないような効果を持たせている。吸音処理はグラスウールやウレタンフォーム等を用いて音響的なエネルギーを減衰させることが目的である。キャビンではフロアカーペットの表皮、天井材等の内装部品に吸音材が設定されている。その他、吸音を主たる目的としているわけではないがシートも大きな吸音効果を有している。骨格系の特性変更は発音パネルであるガラス、内装材表面の振動レベルを押さえることで騒音レベルを低減することが目的である。骨格系では減衰材による振動レベルの低減は期待できないので、通常は剛性を上げる方向の変更を行う。音響系の特性変更は、ウレタンブロック等を用いて骨格の中の共鳴を押さえる方法である。内部空間をより小さな空間に仕切ることで音圧が増幅されるのを防ぐことができる。

空気伝播騒音の低減はエンジンルーム内の吸音処理、エンジンルームとキャビンの間の隔壁の制振処理、隔壁の遮音処理、キャビン内の吸音処理によって行われ、骨格系の特性を変更することは少ない。エンジンルームでは、フードの下面と隔壁のエンジンルーム側に吸音材を設定し、音圧を下げることで隔壁にかかる荷重を低減する。結果として隔壁の振動レベルが下がり、キャビン内の騒音レベルも下がる。その他の吸音処理、制振処理、遮音処理は固体伝播騒音と同様である。

自動車の騒音で課題となるのは20～4000Hz程度の広い周波数域に及ぶ。代表的な騒音を挙げると、エンジン振動が原因となるこもり音が20～200Hz程度まで、ロードノイズが20～350Hz程度まで、エンジン表面から放射される騒音が100～1500Hz程度まで、空力騒音が数百～2500Hz程度までの騒音である。ここで述べたように、これらの騒音は、吸音処理、遮音処理、制振処理、骨格系剛性変更、音響系特性変更を組み合わせることによって低減されている。初めに、各方法の特徴と問題点を整理する。

吸音材が低減効果を発揮するためにはある程度の面積を必要とする。エン

ジングルーム、キャビンにおいて吸音材が設定できる場所は限られており、目標とする性能によって使用する部位、量、吸音特性を決めている。材料としての特性は車両メーカーよりも材料メーカーの課題となっているが、その性質上効果が大きいのは500Hz以上の周波数に限られている。

遮音材も設定できる場所は、エンジンルームとの隔壁、フロア、リアシートの裏側等に限られているため、場所よりも仕様を決めることが技術者の仕事となる。遮音材の共鳴透過の周波数は200~350Hz程度に設計されており、遮音性能が発揮できるのは少なくとも300Hz以上の周波数域である。こもり音等の低い周波数の騒音に対しては、マスとしての効果しか期待できない。遮音材はゴムの表皮と表皮の裏側に貼られた吸音材料によって構成される。表皮のマスを増やす等の変更でより低い周波数から効果を持たせることは可能であるが、重量が増加し組み付け作業者の腰痛等の問題が発生するため、分割するなどの工夫をしている。

制振材はアスファルト等のシートを単独で使用する場合と、制振材の上に更に樹脂の層を設ける場合がある。単独で使用するときは、制振材の伸縮によって振動のエネルギーを吸収する。樹脂の層を追加した場合は、この層が拘束層として働き、制振材がせん断変形するのにより減衰効果が大きい。制振材は低い周波数から効果を発揮し、高い周波数まで効果がある。板の振動レベルの減衰量はある程度予測できるが、制振材を貼った部位の振動レベルの低下代と乗員の耳での音圧レベルの対応は簡単なものではなく、むやみに貼ると重量の増加を招く。特に低い周波数ではどの部位を制振するかを知ることが重要な課題となってくる。最終的に音を放射するのは内装材であり、制振すべき部位とは乗員の耳位置騒音に対して寄与の高い内装材の振動が押さえられる場所である。

骨格系の特性変更も耳位置の騒音に対して寄与の大きいガラス、内装材等の最終的な発音パネルの振動レベルが下がるように行う必要がある。骨格系の変更はどちらかといえば低い周波数で有効であるが、どのパネルを押さえることが騒音低減に必要であるかを正確に知ること自体が簡単ではない。騒音低減に有効なパネルを制振できるように骨格系を変更することは、更に困

難な課題となっている。実験モード解析を適用して音を出しているモードを探する方法をとるのが通常の方法であるが、狙い通りに騒音低減が図れないことも多い。

音響系の特性変更は骨格内部の空間にウレタンブロック等で仕切りを作り、騒音を低減する方法である。ウレタンブロックの効果は低次の共鳴モードを消す効果と騒音の伝達経路を断つ効果がある。多くの場合、骨格内部の空間は容積が小さく低い周波数の騒音には効果がないが、高い周波数の騒音に対しては入れれば入れただけの低減効果が期待できる。

こうしてみると、吸音材と遮音材が効果的に働く500Hz程度以上の騒音は比較的減衰が容易であることが分かる。どちらの材料も適用する場所は限定されており、各部位毎にスペース、重量、コストの制約のなかで許される最良のものを選択すれば車両として最適に近い構造となる。制振材についても高い周波数ほど発音パネルが見つつけやすいため適用は容易である。

課題として残るのは、低い周波数における車体パネルの制振と骨格系の特性最適化の問題である。パネルを制振する場合の難しさは、振動レベルの高い部位を制振するのではなく、最終的に音を放射している内装材の振動レベルが押さえられる部位を制振しなければならないことにある。一般に車体パネルと内装材の振動は異なっているため、効率的に騒音を低減できる部位を見つけ出すことは簡単ではない。骨格系の特性の最適化がパネル制振よりも更に困難な作業であることは明らかである。特に、50Hz以下の周波数では音圧レベルがパネル振動と対応しているわけではなく、キャビンの体積変化に対応している。すなわち、この周波数域では特定のパネルの振動を下げるのではなくキャビン全体の体積変化が最小となるように骨格系の特性を最適化しなければならない。各部位の体積変化は互いに打ち消し合っている場合もあり、実際の車両開発において問題が発生すると簡単には直せない厄介な問題となることがしばしばある。

これらの問題を実験解析の点から考えてみる。固体伝播騒音の実験では、エンジン、サスペンションと車体との結合点に加振器を取り付け、ここから伝達系である車体を加振するのが一般的な方法である。先に述べたように

50Hz以下の騒音では、音圧がキャビンの体積変化と対応しているため、キャビンを構成する全てのパネルを測定しなければ音を予測することはできない。しかし、実験的な精度を考えると、全てのパネルについて和をとれるほど厳密な測定を行うことは難しい。低周波ではシートなど振動速度すら正確に測定できない部品も大きな音を出していること、内装材と内装材の隙間から漏れる空気の振動も大きな寄与を占めている等がその理由である。

一方、空気伝播騒音の実験では、実際の音源の位置からスピーカを用いて音響系から車両を加振するのが通常の方法である。キャビン内に侵入する騒音の低減を図る場合、車体パネルにおいて制振すべき場所は、スピーカを鳴らしている状態で振動レベルが大きい場所とは必ずしも一致しない。つまり、固体伝播騒音においても空気伝播騒音においても、実際の入力点から加振する実験だけでは騒音低減を図るために必要十分な情報が得られないことが分かる。

1.3 これまでの研究の概要

構造・音響連成系の相反定理と、この定理を利用した騒音解析に関する研究の中で、本研究の課題である自動車の騒音に関連する研究を中心にこれまでの研究の概要を述べる。まず相反定理に関する基礎的な研究について述べる。次に、本定理を応用した実験的騒音解析に関する研究、低周波自動車騒音に関する実験的研究、自動車に関する騒音の数値解析手法に関する研究について述べる。

1.3.1 相反定理に関する基礎的な研究

自動車の騒音解析で利用している構造・音響連成系の相反定理は、音響系に加えた荷重と発生する音圧に関する相反定理、構造系に加えた荷重(強制変位入力を含む)と発生する音圧に関する相反定理である。

音響系に限定した相反定理とは、ある点Aに置いた音源によって生じる点Bにおける音圧は、点Bに置いた同様の音源によって発生する点Aの音圧に等しくなる性質である。この定理の応用に関する研究は1860年代

Helmholtz[11]に始まったといわれている。その後、Lord Rayleighが基本的な研究を行っており、音響系に限らず線形の有限自由度の系においては、一般的に相反定理が成り立つことを述べている[12]。音響系の相反定理のもつ工学的な意味については、L. E. Kinsler[13]、Morse[14]らの教科書に説明がある。一つは音源から受音点までの伝達特性を測定するとき、音源と受音点を入れ替え、本来受音点となっている位置から加振して測定ができることである。実際の構造物では騒音源周辺に加振器として用いるスピーカを入れられない場合が多く、実験では加振点と受音点を入れ替えたreciprocal methodがしばしば用いられる。

もう一つ重要な活用法は、振動する構造体の放射音問題を散乱問題として、逆に散乱問題を放射音問題として解析することである。例えば前者の場合、まず本来の受音点にmonopole sourceを置き、振動していない構造物表面の音圧分布を求める。次に表面音圧(相反定理より放射特性に等しい)と表面の振動速度をかけて放射音を計算する。J. Van Bladel[15]らは低周波の散乱問題にこの考え方を適用した研究を行っている。

構造・音響連成系の相反定理とは、構造系のある点Aを単位荷重で加振した時に生じる点Bの音圧は、点Bに単位体積速度の音源を置いたときの点Aの振動速度に等しくなる性質である。弾性学ではBetti-Maxwellの相反定理がよく知られており、多くの教科書[16]に説明がある。音波をせん断力が発生しない弾性波と考えると構造系と音響系の間で相反定理が成り立つのは当然のことと考えられる。しかし、音響の研究者と構造の研究者は明確に分かれている場合が多く、連成系の相反定理に関する研究は比較的少ない。1950年代L. M. Lyamshev[17-19]が連成系の相反定理を導き、これを分布荷重によって振動する薄板構造物からの放射音の解析に適用した。具体的には本来の受音点に置いたmonopole sourceによって薄板構造物に生じる振動と、構造物に与えた荷重から放射音を予測する方法を検討している。P. W. Smith[20]は弾性構造体の放射音を解析するために、音響系の相反定理を拡張し、構造体の固有モードの放射効率と、音圧で加振されたときの振動の間の相反関係について研究している。Smithの研究は主に音響的に加振される構造体の振動を

扱っており、振動レベルを下げるためには固有モードの放射効率を下げるアプローチが有効であることを示唆している。G. Chertock[21,22]は振動の固有モードと音の相反関係を用いて、音響的に加振される構造体の過渡的な振動を検討している。

前述した音響系の場合と同様、構造体への入力に対する音圧の伝達特性を測定する代わりに、受音点から音で加振して音源の体積速度に対する振動応答を測定する実験にも応用されているが、計測器等を含めた実用化の点では十分とはいえ一般的な方法とはなっていない。

相反定理に関する初期の研究については、その適用範囲を含めて T. Ten Wolde[23] や Yu. I. Belousov[24]らがまとめている。適用範囲を考えると考慮すべき要素としては、吸音作用、反射・屈折、流れの影響等がある。E. Shudrzyk[25]は、表面のインピーダンスで定義できるような局所的な吸音作用は相反性を崩さないことを確認している。porous materiel で構成される吸音作用を有する領域が存在する場合については、多少の非線形性はあるが実用的には問題ないことが文献[23]に述べられている。反射・屈折の問題は媒質と媒質の境界で考慮すべき現象である。性質が異なる境界では、入射角により屈折と反射のどちらが起こるかが決まるが、それぞれの媒質が線形ならば相反性は保たれることがランダウ・リフシッツの流体力学の教科書[26]等に述べられている。流れの影響については Lyamshev[27,28]の研究がある。一般的に流れがあると相反定理は成り立たないが、Lyamshevは相反性が保持される場合の検討を行っている。この場合、音源と受音点の位置を入れ替えるとドップラ効果が逆に働くので、相反定理に基づく測定では流れを逆方向に与えなければならないことが示されている。

いままで述べたように音響系および音響・構造連成系における相反定理は、その適用範囲を含めて基礎的な研究が行われてきた。しかし、Lyamshevが行った研究[17-19]では、相反定理を導出するとき、音響系が Helmholtz の式で表されているのに対して、構造系の部分が音場の式の境界条件として微分演算子を用いた表現で扱われており、構造系に関してやや物理的なイメージを欠いている。連成系の問題では本定理のもつ分かり難さもあり、騒音低減

検討に十分活用されているとはいえない状況にあるので、構造系についても物理的なイメージを伴った方法を用いて相反定理が成り立つことを確認しておく必要があると考えられる。また、構造系に加えられた強制変位入力と発生する音圧に関する相反定理、および音響系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理において音波が構造系の振動を介して伝達していく経路を含む場合については、詳しい説明がないので同様の方法で関係式を導出する。

1.3.2 相反定理を応用した実験的騒音解析に関する研究

音響系に限った相反定理の応用に関する初期の文献としては、A. L. DiMattia と F. M. Wiener[29]、P. E. Ebaugh と R. Meuser[30]、I. Rudnick と M. N. Stein[31]、E. L. Carstensen[32]らによるマイクロフォンの校正に関する研究が幾つか報告されている。その後の研究としては文献[23]に、船舶のスクリューとノズルの間のキャビテーションによって発生する騒音の放射特性を測定した例、排気系の伝達特性を測定した例などが紹介されている。スクリューの例では、騒音の発生している部分は狭すぎて音源を置くことができないため、本来の音源位置に水中マイクロフォンを置く測定法が適していることが指摘されている。排気系については日本でも「逆配置法」としてマブラーのインサージョン・ロス測定に適用された例がある。

最近の研究としては、J. M. Mason と F. J. Fahy[33]が平板からの放射音の予測に適用した例がある。彼らは、平板を幾つかの領域に分割し、受音点に対する音響伝達特性と板の体積速度の積を求めることで受音点音圧に対する各領域の寄与度を計算している。音響伝達特性は、受音点に置いた無指向性音源の体積速度に対する平板表面の音圧応答として測定しているが、音源と振動している平板の間に障害物があり直接届く成分がない場合も精度良く放射音が予測できるという結果を得ている。中村[34]も同様の研究を行っており、同様の結果を得ている。また、K. R. Holland[35]は寄与度の計算に必要な体積速度を簡単に測定する装置を研究している。この装置は一端が吸音処理され、残りの一端が開口部となったパイプ状の形状で、振動面に開口端を

向け、パイプの中の音圧から相反定理を用いて体積速度を逆算している。実際の構造物は必ずしも平面ではなく、振動速度を測るためにはこうした装置が必要であると述べている。J. W. Verheij[36], J. Zheng[37]は音源の体積速度を、音源表面近傍で測定したアコースティック・インテンシティから逆算する方法を検討している。これは、音源表面を幾つかの要素に分割し、各要素とインテンシティ測定点間の音響伝達関数マトリックスから逆算する方法で、音響伝達関数測定に相反性を利用した方法を使っている。

相反定理の応用に関する研究については、F. J. Fahy[38-40]が幾つかのレビューを書いている。これらの文献では、音源と受音点音圧の間に構造物が存在し、音源から出た騒音が一旦振動に変換され再び音になって放射される例についても触れており、自動車のキャビンに侵入するタイヤ騒音と、船体に侵入するスクリューの騒音を解析した例が紹介されている。

構造・音響連成系の相反定理の応用に関する初期の研究としては、M. Heckl[41,42]らの研究がある。彼らは、集中荷重で加振したときのパネルからの音の放射特性と、音響的に加振したときの透過特性の検討を行っている。フロアのような構造物で開口部がなく周辺の壁からの透過成分がない場合は放射特性と透過特性の間に簡単な関係が成り立つことを見つけている。H. F. Steenhoek, T. Ten Wolde, J. W. Verheij[43,44]らは相反性を利用し音響加振で構造・音響伝達関数を測定する方法を研究しており、力加振だけでなく変位加振に対する測定法も検討している。相反定理を利用した方法はモーメント入力に対する特性の測定が容易であることを確認しており、音源とマイクロフォンは考慮する波長に対して十分小さいものを使う必要があると述べている。I. L. Ver[45,46]はパイプやダクトについて、側壁の振動によって外部に音を放射する場合と外部から音が入ってくる場合の関係を相反定理を用いて解析している。Ver[47]はまた小型飛行機のキャビン内部の騒音についても研究しており、内装材が全て取り付けられた機体においても、プロペラ騒音の透過特性、エンジン振動に対する音圧の伝達特性が相反定理に基づく方法で問題なく測定できることを示している。

最近の研究としては、J. M. MasonとF. J. Fahy[48,49]が航空機のプロペ

ラ騒音のキャビンへの透過特性について模型を用いた研究を行っている。ここでは、機体の外側表面にかかる音圧荷重に対してキャビン内部に発生する騒音の伝達特性を、キャビン内部から音響的に加振し機体表面の振動応答で測定する方法を検討している。音響加振を用いる方法は機体表面を加振する方法よりも簡単で十分な精度を持っており、計算で求めた車体外部の音圧分布をかけることでキャビン内部の音圧を予測できることを述べている。K. R. Holland, F. J. Fahy, L. C. Chow[50]らは、やはり機体模型を用いた実験で、プロペラ透過騒音に対する制振材、レゾネータ等の効果を相反性を利用した方法で評価する研究を行い、十分精度の高い評価ができることを明らかにした。

相反定理は騒音の原因となっている加振力や騒音源の強さの推定にも活用されている。Bong-Ki KimとJeong-Guon Ih[51]は騒音源の体積速度を音源を囲む板の振動から推定する研究を行っている。彼らの方法は、予め板を集中荷重で加振した時の音源位置の音圧を測定しておき、騒音源が稼動している状態での板の振動から騒音源の体積速度を逆算している。文献[40]では周辺の音圧のデータから構造体にかかる荷重を推定する研究についても触れている。なお、連成系の相反定理についても、Fahyのレビューが多くの応用例に触れている。

自動車の騒音解析への応用は数が少ないが比較的最近の研究が多い。P. J. van der LindenとJ. K. Fun[52]は、エンジン、サスペンション等から車体に至る伝達経路の乗員耳位置騒音に対する奇与度の算出に相反定理を応用した音響加振を適用している。奇与度を求めるためには、車体と振動源の結合点における並進3方向の荷重またはモーメントまで含めた6つの荷重に対する構造音響伝達関数（構造に与えた集中荷重に対する受音点音圧の応答）が必要となる。ここでは低い周波数での加振力を確保するため、人間の形状に近いスピーカボックスを使って500Hzまでの測定を行っている。実験結果より、自動車においても30~500Hzで相反定理に基づく測定が実用上問題のない精度で可能であり、加振器で加振する方法に比較して、スペース、データの一貫性等の優位性があるとしている。P. J. G. ver der LindenとP. Varet[53]は

キャビン内の騒音について、キャビンを構成するパネルの寄与を計算している。寄与はパネルの音響伝達関数（パネルが発生する体積速度に対する受音点音圧の応答）と稼働状態でのパネルの体積速度の積で求めるが、必要となる音響伝達関数の測定には耳位置から加振する方法を用いている。L. Gielen, P. J. G. ver der Linden, R. Deges[54]はキャビン内の低周波騒音について、構造系から加振する実験と音響系から加振する実験を行い、主に音響加振の結果より検討対象としていた2周波数の騒音の原因となっている音響系と構造系のモードを見つけていた。西村[55,56]らはエンジンから車両の外側に放射される騒音の伝達特性測定に、音響系の相反性を利用した測定法を用いている。

以上述べてきたように音響系および音響と構造の連成系における相反定理の応用に関する研究が行われてきたが、本論文が検討対象としている比較的low周波の自動車の騒音解析においてはなお次の様な課題を残していると考えられる。

- (1) 1.3.1で述べたように、吸音作用、反射・屈折の影響が相反性を崩す原因とはならない。したがって、繊維あるいはporous materialで構成される吸音材の吸音作用、エンジンルーム内の温度分布によって起こる音波の屈折等が問題を生じることはない。しかし、自動車構造では薄板の接合にスポット溶接が多用されており、エンジン・駆動系・サスペンション等にはタイヤを含めて振幅依存性が高いゴム部品が使われているため、これらの持つ非線形性から厳密に言えば相反定理が成立しないことは明らかである。Lindenらは文献[52]において30～500Hzまで、実用上問題なくFully Trimmed Body（エンジン・駆動系・サスペンションを外した状態、内装材あり）の測定が可能であると述べているが、全ての部品を含んだ完全な車両の状態では相反定理が成り立つかどうかには疑問がある。Fahyが文献[57]で指摘しているように、自動車の騒音解析ではどの範囲まで実用的に問題のない測定が可能かを把握しておく必要がある。
- (2) 構造系を加振した時の音圧応答に関しては、力加振だけでなく変位加振に対する特性の測定も可能であることが文献[46]に述べられている。

しかし、強制変位加振に関する研究はほとんど見あたらない。自動車に関する主要な問題の一つであるロードノイズは変位力学的な現象であり、その再現には大型の油圧加振器が必要となるが、音響加振ならば実験は容易になる。したがって、こうした優位性を生かした研究の余地はあると考えられる。

また、構造物の振動を介して伝播する空気伝播音についても相反定理を応用した解析の報告は少ない。エンジン表面やタイヤ表面から放射された騒音がキャビンの中に侵入する経路の殆どは一旦構造体の振動に変換される経路であり、こうした騒音の低減に相反性を使った実験法が役立つと考えられる。

- (3) 音響加振実験ではスピーカが音源として使われる。音源は波長に対して十分小さいことが必要とされているが、スピーカに要求される特性について検討した研究がほとんど見あたらない。特に低周波では加振力を確保することが難しく、測定精度を保ちながら加振力のとれる音源の設計法が必要である。

1.3.3 低周波自動車騒音の低減技術に関する実験的研究

自動車の騒音の伝達系は、エンジン騒音の場合はエンジンマウントと車体、路面からの騒音の場合はサスペンションと車体に分けて考えるのが一般的である。

エンジンマウントで騒音低減を考える場合は、エンジンと車体の結合点において各方向の耳位置騒音に対する寄与度を分析し、そのベクトル和が最小となるように特性を変更する方法[58]をとることが多い。この場合、寄与度はエンジン側から車体に入る入力と結合点における構造音響伝達関数の積となる。入力はエンジンと車体の相対変位にマウントのパネ定数をかけて求める方法と、車体側の振動とイナータンス・マトリックスから逆算する方法がある[例えば文献52]。後者の方法では、イナータンス・マトリックスと構造音響伝達関数は、エンジンと車体を結合した状態で測定しても、分離した状態で測定しても原理的には問題がない。しかし、イナータンス・マトリックス

スの逆行列を取る操作は著しく精度が低下することがあり注意が必要である。

サスペンションで騒音低減を考える場合、単に車体との結合に使われているインシュレータ類の特性変更を考えるときはエンジンマウントと同様の方法をとる。路面から入力で発生する騒音では、対象としている周波数が高くなるものが多く単純なベクトル和とならないが考え方は同様である。サスペンション全体の振動モードを変更することで騒音低減を図る場合は、サスペンションを有限要素法でモデル化し、車体特性として実験データを用いる方法が一般的である[59-62]。この方法では車体のデータとして、サスペンションと車体の結合点のイナータンス・マトリックスと構造音響伝達関数を必要とする。この場合も、イナータンス・マトリックスの逆行列を取る必要があり、精度を落とさずに解析を行うことが研究の関心事となっている。

車体で騒音低減を考える方法は雑に二種類に分けることができる。一つは、音と振動の連成モードを見つけ出しこのモードを変更することで騒音低減を図る方法である。岩間[63]らは連成系の固有モードについての研究結果[64]に基づき、加振器で車体を加振して測定した車体振動とキャビン内音圧の周波数応答関数を同時にカーブフィットする方法を検討している。Gielen[54]らは加振器とスピーカで加振して測定した振動と音圧のデータから連成モードを求める方法を検討している。車体の固有モードは文献[65]でも示されているように100Hz以下に限っても数多く存在するが、最終的に音のレベルと相関が高いモードの数はそれほど多くはない。1970年代S. Jha[66]は、特に音と相関のあるモードを航空機のキャビン場合と同様“ring mode”と呼んでいるが、乗用車の例として109Hzまでの4つのモードを紹介している。

車体で騒音低減を図るもう一つの方法は、キャビンを構成するパネルの受音点音圧に対する寄与を求め[53,67]、寄与度の大きいところを制振する方法である。二つの方法を比較すると、前者が主に100Hz以下の周波数で使われるのに対して、後者は少し高い周波数まで利用されている。

以上述べてきたように、自動車の騒音低減は行われているが、下記のような点で依然検討すべきことが残されている。音響系の相反定理あるいは構造

と音響の連成系の相反定理を応用した解析法を適用することで、より効率的な騒音低減が実現できる問題が数多く存在すると考えられる。

- (1) エンジンあるいはサスペンションと車体を結合するマウント、インシュレータの寄与度を計算する場合、結合点の構造音響伝達関数およびイナータンス・マトリックスが必要となる。しかし、自動車の構造を考えた場合、加振実験で全てのデータを測定することは容易ではなく、車両の状態で簡便にできる方法が必要となっている。
- (2) サスペンションとの結合解析を行う場合も(1)と同様の問題がある。
- (3) 相反定理より車体の“ring mode”とは、キャビンを音響加振したときの車体パネル表面の音圧分布と同じ分布荷重をキャビンにかけたときに最も励起されやすいモードと考えることもできる。騒音低減を考えるときは、放射音の問題として考えるのが簡単であるが、音響的に加振された振動問題と捉えるのが簡単であるかを判断する必要がある。従来とは発想を変え、キャビンに分布荷重をかけたときに剛性が高くなるような構造を模索する方が効率的である場合も多いと推定される。
- (4) 車体構造は金属のパネルおよび骨格部分と内装材からなっており、通常車室内騒音の原因となる入力はパネルまたは骨格側に入るが、最終的にキャビンに音を放射しているのは固体伝播騒音、空気伝播騒音いずれの場合も内装材である。従来の研究は文献[53]のように直接騒音の原因となっている内装材側に注目している場合が多い。しかし、1.2で述べたように、低い周波数における騒音低減手段は金属のパネル側を中心に考えているため、パネルあるいは骨格系の働きが明確になるような解析方法が必要である。パネル寄与に関していえば、内装材と鋼板の寄与を厳密に区別していないことが多いが、より効率的な騒音低減を実現するためには、それぞれを別々に求める手法が必要になってくる。

1.3.4 低周波自動車騒音の数値解析手法に関する研究

車体の振動特性は単純ではなく、内部の音響系の形状も複雑であるため、低周波においても自動車の騒音特性は単純ではない。このため自動車の騒音解

析では、1970年代からA. Craggs[68], T. ShukuとK. Ishihara[69]らにより有限要素法による音場解析が始まった。以来、吸音要素の考慮、構造との連成効果の考慮等に関する研究が続けられてきた。Craggsは簡略化された形状のキャビンモデルについて、境界を総て剛壁とした場合の固有値と固有モードを計算し、差分法による計算結果および実験結果と比較している。Shukuは2次元のキャビンモデルについて固有値と固有モードを計算し実験結果と比較している。

M. PetytとG. H. Koopmann[70]は20節点のソリッド要素を用いた固有値解析を行っている。T. L. RichardsとS. K. Jha[71]らは、キャビンが幅方向にはほぼ一定の断面となることを利用し、2次元モデルで計算された固有値から3次元の固有値を求める方法を提案している。Y. Kagawa[72]らは、吸音材の効果は局所的な効果のみを持つことを仮定し、表面の音響インピーダンスとして有限要素法の計算に取り込む方法を検討している。Craggsは、Kagawaらと同様表面の音響インピーダンスを用いる計算方法の他に、吸音材料の体積を考慮した解析[73]、吸音材と空気との連成解析[74-76]を行っている。構造と音響の連成解析については、いくつかの基礎的な研究[77,78]の後、J. A. Wolf Jr., D. J. Nefske, L. J. Howell[79,80]らが後ろのドアとキャビンの連成問題をNASTRANによって解析している。ここではキャビンの内部の騒音を分析する手法としてパネルの寄与度についても触れている。1980年初期までの自動車の騒音解析についてはNefske[81]らの、より広い範囲の内部騒音についてはE. H. Dowell[82]のレビューにまとめられている。

車体全体とキャビンの連成解析は、S. H. SungとD. J. Nefske[65,83], D. L. FlanaganとS. G. Borders[84]によって研究されている。いずれも市販の汎用プログラムMSC/NASTRANを用い、構造と音響は実固有値解析で求めたモーダル座標系で表してから連成の方程式をたてる計算法を採用している。モード法は計算時間の点で優位性があり、自動車の内部問題の計算法として主流となっているが、計算機の能力の向上により直接連成の方程式を解く方法も可能になってきた。S. Suzuki[85]らは音響系のモデル化に境界要素法を用いる方法を検討している。境界要素法は計算時間の点で不利であるが、開

領域の扱いが容易であり、要素分割が簡単になることなどのメリットがあり、構造と音響の両者を有限要素法で計算する方法とともにもう一つの主流となっている[86]。

以上述べてきたように、音響系、吸音材を含む音響系、音響・構造連成系の解析方法に関する研究があり、現在ではMSC/NASTRAN[87]、SYSNOISE[88]といった市販のプログラムを使って解析を行うのが一般的である。MSC/NASTRANは有限要素法を中心としたプログラム、SYSNOISEはどちらかといえば境界要素法の音場解析を売り物にしている。

本研究では相反定理の数値的な検証を行っているが、エンジン透過音のように一度開領域に放射される騒音も扱うため、音場の部分のモデル化に境界要素法を用いた構造音響連成解析プログラムを作成した。

1.4 本研究の目的と概要

本研究では、構造と音響の相反定理を応用した音響加振法について、音源として必要となるスピーカの設計法を確立すること、自動車の測定に利用できることを実証すること、本手法を活用して比較的低い周波数域の騒音を低減する技術を開発することを目的として以下の検討を行った。

- (1) 構造系をつり合い式、音響系をHelmholtzの式から出発する方法で連成系において相反性が成り立つことを確認する。また、強制変位加振に関する相反定理、構造系の振動を介して伝播する空気伝播音についての相反定理を導出する。
- (2) 単純な箱モデルを取り上げ、加振点と受音点の間で相反定理が成立していることを境界要素法と有限要素法を組み合わせた数値計算で示す。
- (3) 相反定理に基づき音響加振で伝達特性を測定するときの実験方法について説明すると共に、自動車構造においてこの手法が適用可能であることを示す。
- (4) 構造系への荷重と発生する音圧に関する相反定理を応用した実験解析と数値計算により、自動車のキャビン内に発生する固体伝播騒音の低減する

手法を開発する。

- (5) 構造系に加えられた強制変位入力と発生する音圧に関する相反定理を応用した音響加振実験により、キャビン内に発生する固体伝播騒音を低減する手法を開発する。
- (6) 音響系に加えられた荷重（体積速度または体積加速度）と発生する音圧に関する相反定理を応用した実験により、キャビン内に発生する空気伝播騒音を低減する手法を開発する。

第2章以下はこれらの項目に沿って構成されている。以下各章の概要について説明する。

第2章では、構造と音響の連成系に関する相反定理の理論的な検討を行う。はじめに構造系と音響系の相反定理について説明し、両者を使って自動車の騒音解析において利用される連成系に関する三種類の相反定理、すなわち、構造系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理、構造系に加えられた強制変位入力と発生する音圧に関する相反定理、音響系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理が成り立っていることを示す。また、入力点から受音点までの伝達特性を表す構造音響伝達関数または音響伝達関数が、受音点を音響的に加振する方法で測定できる可能性があることを示す。

第3章では、三種類の相反定理が成り立っていることを数値的に検証する。境界要素法と有限要素法によるモード解析法を組み合わせた構造音響連成解析プログラムを用い、単純な箱のモデルで計算を行った。構造系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理を使えば、箱を構成するパネルに加えられた荷重により発生する箱内部の音圧の伝達特性を求める代わりに、受音点に点音源を置き構造系の入力点に発生する速度の応答を測定する方法が可能であることを確認する。構造系に加えられた強制変位入力と発生する音圧に関する相反定理を使えば、受音点に点音源を置き構造系の入力点を固定条件としたときの拘束点反力の応答を測定する方法が可能であることを確認する。音響系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理を使えば、箱の外部にある入力点に加えられた荷重により発生する箱の内部の受音点の

音圧の周波数応答関数を測定する代わりに、入力点と受音点を入れ替える測定方法が可能であることを確認する。なお、本研究で作成した構造音響連成解析プログラムについてはAppendix-Aにまとめている。

第4章では、相反定理に基づき音響加振で伝達特性を測定するときの実験方法について説明すると共に自動車構造においてこの手法が適用可能であることを示す。実験方法の章では、実験装置、信号処理の方法、音源として用いるスピーカに要求される性能と製作したスピーカの構造、スピーカの発生する加振力の測定法について考察する。次に、三種類の相反定理を利用した実験方法を自動車の騒音特性測定に適用し、本来の入力点側から加振器で加振する方法、あるいは本来の騒音源側にスピーカを置いて加振する方法の測定結果と比較する。自動車構造ではゴムのような線形的でない材料が多く使われていること、スポット溶接等がたの大きい結合手段が使われていることなど相反性を乱す要素を有しているが、相反定理に基づく音響加振法で実用上十分な精度の測定が行えることを示す。

第5章では、構造系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理を応用した実験解析により、自動車のキャビン内に発生する低周波数域の固体伝播騒音の低減方法について検討する。初めに自動車のキャビンと同程度の大きさをもつ単純な箱モデルの低周波騒音について考察し、音になりやすい振動モードを把握するときは、内部の騒音を箱を構成するパネルからの放射音と捉えるよりも、相反性を考慮し音響的に加振されたパネルの振動と捉えた方が容易であることを示す。音響加振法の適用事例として、エンジン振動によって発生するこもり音とサスペンションからの入力によって発生する低周波騒音を、音響的に加振された車体の振動を抑えることで低減した例について述べる。

第6章では、構造系に加えられた強制変位入力と発生する音圧に関する相反定理を応用した実験解析により、タイヤが路面の凹凸から受ける強制変位的な入力によってキャビン内部に発生する騒音の低減について検討する。まず、エンジン・駆動系、サスペンション等全ての部品を取り付けた車両状態での騒音は、騒音発生経路を実際とは逆の方向に辿り、音響加振時のタイヤ

の拘束点反力,あるいはタイヤを支えるサスペンションの振動を下げるという考え方で低減を図る方法が合理的であることを説明する。次に,騒音の原因となっているサスペンションの振動を,加振器による加振実験と音響加振の実験結果から特定する簡便な手法を提案すると共に,求められた振動を制御することでキャビン内の低周波騒音を低減した事例について述べる。

第7章では,音響系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理を応用した実験解析により,エンジン・駆動系からキャビン内に透過する騒音の低減方法を検討する。最初に,騒音源の特性を表す指標として受音点音圧に対する音源寄与度と,伝達系を構成する車体の特性を表す指標として音響伝達関数に対するパネル寄与度について述べる。次に,これらの指標を用いて,エンジン表面から車室に侵入する騒音の要因分析を行った事例と,キャビン内に侵入するエンジン騒音を伝達系の対策で低減することを試みた事例について述べる。

第8章は,相反定理を応用した音響加振実験の自動車騒音低減への利用技術に関する本研究の結論である。

第2章 構造と音響の相反定理

2.1 緒言

第1章でも述べたように,文献[17-19]における相反定理の導出では,音響系をHelmholtzの式で表しているのに対して,構造系には微分演算子を用いた表現が使われており構造系から見たときの物理的なイメージがやや希薄である。

本章では初めに3次元の構造・音響連成系において,構造系はつり合い式から,音響系はHelmholtzの式から相反定理を別々に導出し,構造系と音響系の接続条件を考慮することにより,相反定理が成立することを確認する。

次に,連成系の相反定理を単純化し,固体伝播騒音と空気伝播騒音の伝達特性測定に利用する3種類のより限定された関係式を導く。本論文では,これらを「構造系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理」、「構造系に加えられた強制変位入力と発生する音圧に関する相反定理」、および「音響系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理」と呼ぶことにする。

第1の関係式は,構造系に与えた荷重に対して受音点に発生する音圧と,受音点を音響的に加振したときの入力点における振動応答が一致すること表す式である。同様に,第2の関係式は構造系に与えた強制変位に対する音圧応答と,構造系の入力点を固定し音響系を加振したときの入力点における反力の応答とが一致すること,第3の関係式は互いに音響系に置かれた加振点と受音点を入れ替えても音響伝達関数が一致することを表す式である。

2.2 相反定理の導出

2.2.1 一次元の系における構造と音響の相反定理

初めに図2-1に示すような一次元の単純な系で構造・音響連成系の相反定理を説明する。このモデルは単位断面積で長さ L の音響管と質量 M ,バネ定数 K ,減衰 D からなる一自由度の構造系から構成されている。

ここでは相反定理のより限定された単純な形態として、構造系に荷重 F を与えたときの受音点の音圧応答（音響系への荷重は0）と、受音点から音響系を体積変位 Q_u で加振したときの構造系の振動応答（構造系への荷重は0）を考え両者が一致することを示す。これは、固体伝播騒音の伝達特性を音響加振で測定するときに利用される関係式である。受音点は $x=0$ の位置に設定しており、 F と Q_u の符号は図2-2に示すように考えている領域と反対方向を正とする。

まず構造系に荷重 F を与えた場合の受音点の音圧応答を計算する。音響管の中の音圧を P とすると、 P について次の Helmholtz の式が成り立つ。本論文では調和振動を中心に検討を行っており、2.1.1 で用いる式も全て周波数領域の式である。

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + k^2 P = 0, \quad (2-1)$$

上式において k は波数である。一方、質量 M の変位を U_x とすると、構造系に関する式は、

$$-\omega^2 M U_x + I \omega D U_x + K U_x = P_{x=L} + F, \quad (2-2)$$

となる。 ω は角振動数、 I は νT を表す。また、 $x=0, L$ では力のつり合いより次の関係が成り立つ。

$$\left. \frac{\partial P}{\partial x} \right|_{x=0} = 0, \quad (2-3)$$

$$\left. \frac{\partial P}{\partial x} \right|_{x=L} = \rho \omega^2 U_x.$$

ここで ρ は媒質の密度である。式(2-1)の解を、

$$P = C_1 \cos kx + C_2 \sin kx, \quad (2-4)$$

とすると、式(2-2)、(2-3)より係数 C_1, C_2 は次のように求められる。

$$C_1 = \frac{\rho \omega^2}{k(-\omega^2 M + I \omega D + K) \sin kL - \rho \omega^2 \cos kL} F, \quad (2-5)$$

$$C_2 = 0.$$

したがって、荷重 F に対する受音点での音圧応答は、

$$P_{x=0} = \frac{\rho \omega^2}{k(-\omega^2 M + I \omega D + K) \sin kL - \rho \omega^2 \cos kL} F, \quad (2-6)$$

となる。

次に、受音点を設けた $x=0$ の面から音響系に体積変位 Q_u の荷重を与える場合を考える。音響管内の式、構造系の式、 $x=0, L$ で条件はそれぞれ次のようになる。

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + k^2 P = 0, \quad (2-7)$$

$$-\omega^2 M U_x + I \omega D U_x + K U_x = P_{x=L}, \quad (2-8)$$

$$\left. \frac{\partial P}{\partial x} \right|_{x=0} = -\rho \omega^2 Q_u, \quad (2-9)$$

$$\left. \frac{\partial P}{\partial x} \right|_{x=L} = \rho \omega^2 U_x.$$

構造系に荷重を与えた場合と同様、式(2-7)の解を、

$$P = C_3 \cos kx + C_4 \sin kx, \quad (2-10)$$

とおく。係数 C_3, C_4 は式(2-9)より次のように求められる。

$$C_3 = -\frac{\rho \omega^2}{k} \frac{k(-\omega^2 M + I \omega D + K) \cos kL - \rho \omega^2 \sin kL}{k(-\omega^2 M + I \omega D + K) \sin kL + \rho \omega^2 \cos kL} Q_u, \quad (2-11)$$

$$C_4 = -\frac{\rho \omega^2}{k} Q_u.$$

これらの結果より、体積変位 Q_u に対する変位 U_x の応答は、

$$U_x = \frac{\rho \omega^2}{k(-\omega^2 M + I \omega D + K) \sin kL - \rho \omega^2 \cos kL} Q_u, \quad (2-12)$$

となる。 F と Q_u を単位入力とすれば、式(2-12)と式(2-6)は等しくなり、相反性が存在することが分かる。

ここでは伝達特性を測定するときに利用する単純な関係式について説明した。より一般的には、構造系と音響系への2組の入力 ($F^{(1)}, Q_u^{(1)}$)、($F^{(2)}, Q_u^{(2)}$) と、対応する2組の応答 ($U_x^{(1)}, P^{(1)}$)、($U_x^{(2)}, P^{(2)}$) について、 $P^{(2)} Q_u^{(1)} + U_x^{(2)} F^{(1)} = P^{(1)} Q_u^{(2)} + U_x^{(1)} F^{(2)}$ の関係が成り立つ。

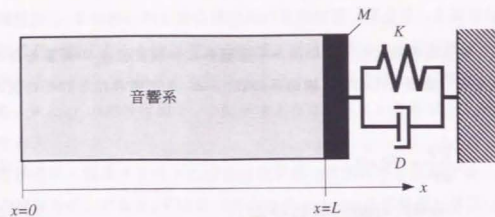
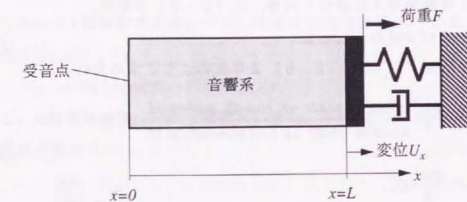
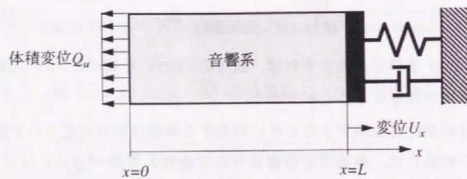


図 2 - 1 . 1次元モデル



構造系を加振する場合



音響系を加振する場合

図 2 - 2 . 荷重条件

2.2.2 構造系の相反定理

図 2 - 3 に示すような 3 次元の弾性体にかかる, 表面力 t と体積力 b からなる 2 組の外力 ($t^{(1)}, b^{(1)}$) と ($t^{(2)}, b^{(2)}$) を考え, 2 組の外力に対して生じる変位を $u^{(1)}, u^{(2)}$ とする. t, b, u は全て三方向の成分をもつベクトル量で, 場所と時間の関数である. また, 全ての歪みと変位は微小であるとする.

外力 ($t^{(1)}, b^{(1)}$), ($t^{(2)}, b^{(2)}$) がかかっている状態について, それぞれ弾性体内部のつり合い式は次のようになる.

$$\sum_j \frac{\partial \sigma_{ij}^{(1)}}{\partial x_j} + b_i^{(1)} - \rho u_i^{(1)} = 0, \quad (2-13)$$

$$\sum_j \frac{\partial \sigma_{ij}^{(2)}}{\partial x_j} + b_i^{(2)} - \rho u_i^{(2)} = 0. \quad (2-14)$$

ここで σ_{ij} は応力, ρ は媒質の密度である.

2.2.1 でも述べたように, 自動車の振動・騒音問題を検討する場合, 特に車体のような伝達系を対象とするときは, 入力に対する音圧の伝達特性を改善することが検討の中心となる. 伝達特性は一般に調和振動における入出力の比として定義されるので, 各変数を次の形で置き換える.

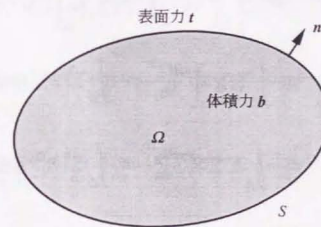


図 2 - 3 . 3次元弾性体

$$\begin{aligned}\sigma_{ij} &= \Sigma_{ij} e^{i\omega x}, \\ b_i &= B_i e^{i\omega x}, \\ u_i &= U_i e^{i\omega x}.\end{aligned}\quad (2-15)$$

上式を式(2-13), (2-14)に代入する.

$$\Sigma_j \frac{\partial \Sigma_{ij}^{(1)}}{\partial x_j} + B_i^{(1)} + \rho \omega^2 U_i^{(1)} = 0, \quad (2-16)$$

$$\Sigma_j \frac{\partial \Sigma_{ij}^{(2)}}{\partial x_j} + B_i^{(2)} + \rho \omega^2 U_i^{(2)} = 0. \quad (2-17)$$

式(2-16)の左辺に $U_i^{(2)}$, 式(2-17)の左辺に $U_i^{(1)}$ をかけて三方向の式の和を領域全体で積分する. 積分してもその値は0であるから,

$$\int_{\Omega} \Sigma_i \left(\Sigma_j \frac{\partial \Sigma_{ij}^{(1)}}{\partial x_j} + B_i^{(1)} + \rho \omega^2 U_i^{(1)} \right) U_i^{(2)} dV = 0, \quad (2-18)$$

$$\int_{\Omega} \Sigma_i \left(\Sigma_j \frac{\partial \Sigma_{ij}^{(2)}}{\partial x_j} + B_i^{(2)} + \rho \omega^2 U_i^{(2)} \right) U_i^{(1)} dV = 0, \quad (2-19)$$

となる. 式(2-18)と式(2-19)の差をとり, Gaussの発散定理を使って変形する.

$$\begin{aligned}& \int_{\Omega} \Sigma_i \left(\Sigma_j \frac{\partial \Sigma_{ij}^{(1)}}{\partial x_j} + B_i^{(1)} + \rho \omega^2 U_i^{(1)} \right) U_i^{(2)} dV - \int_{\Omega} \Sigma_i \left(\Sigma_j \frac{\partial \Sigma_{ij}^{(2)}}{\partial x_j} + B_i^{(2)} + \rho \omega^2 U_i^{(2)} \right) U_i^{(1)} dV \\ &= \int_S \Sigma_i \Sigma_j n_j \Sigma_{ij}^{(1)} U_i^{(2)} dS - \int_{\Omega} \Sigma_i \Sigma_j \Sigma_{ij}^{(1)} \frac{\partial U_i^{(2)}}{\partial x_j} dV + \int_{\Omega} \Sigma_i (B_i^{(1)} + \rho \omega^2 U_i^{(1)}) U_i^{(2)} dV \\ & - \int_S \Sigma_i \Sigma_j n_j \Sigma_{ij}^{(2)} U_i^{(1)} dS + \int_{\Omega} \Sigma_i \Sigma_j \Sigma_{ij}^{(2)} \frac{\partial U_i^{(1)}}{\partial x_j} dV - \int_{\Omega} \Sigma_i (B_i^{(2)} + \rho \omega^2 U_i^{(2)}) U_i^{(1)} dV \\ &= \int_S \Sigma_i T_i^{(1)} U_i^{(2)} dS - \int_{\Omega} \Sigma_i \Sigma_j \Sigma_{ij}^{(1)} \frac{\partial U_i^{(2)}}{\partial x_j} dV + \int_{\Omega} \Sigma_i B_i^{(1)} U_i^{(2)} dV \\ & - \int_S \Sigma_i T_i^{(2)} U_i^{(1)} dS + \int_{\Omega} \Sigma_i \Sigma_j \Sigma_{ij}^{(2)} \frac{\partial U_i^{(1)}}{\partial x_j} dV - \int_{\Omega} \Sigma_i B_i^{(2)} U_i^{(1)} dV\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}& - \int_S \Sigma_i T_i^{(2)} U_i^{(1)} dS + \int_{\Omega} \Sigma_i \Sigma_j \Sigma_{ij}^{(2)} \frac{\partial U_i^{(1)}}{\partial x_j} dV - \int_{\Omega} \Sigma_i B_i^{(2)} U_i^{(1)} dV \\ &= 0.\end{aligned}\quad (2-20)$$

上式において, \mathbf{n} は弾性体表面の法線ベクトル, 表面力 T_i は,

$$T_i = \Sigma_j n_j \Sigma_{ij}, \quad (2-21)$$

である. 式(2-20)より調和振動の場合, 慣性項は打ち消し合うことが分かる.

次に応力 σ_{ij} を, 弾性係数 E_{ijkl} と変位, 減衰係数 μ_{ijkl} と変位の時間微分で表す. 実際の構造物の減衰は極めて複雑なメカニズムを有しているが, ここでは減衰が歪み速度に比例する単純なモデルを考える. この場合, 応力 Σ_{ij} は,

$$\Sigma_{ij} = \Sigma_k \Sigma_l E_{ijkl} \frac{\partial U_k}{\partial x_l} + \Sigma_k \Sigma_l \omega \mu_{ijkl} \frac{\partial U_k}{\partial x_l}, \quad (2-22)$$

$$E_{ijkl} = E_{klij},$$

$$\mu_{ijkl} = \mu_{klij}.$$

である. 式(2-22)を式(2-20)に代入すると,

$$\begin{aligned}& \int_S \Sigma_i T_i^{(1)} U_i^{(2)} dS - \int_{\Omega} \Sigma_i \Sigma_j \Sigma_{ij}^{(1)} \frac{\partial U_i^{(2)}}{\partial x_j} dV + \int_{\Omega} \Sigma_i B_i^{(1)} U_i^{(2)} dV \\ & - \int_S \Sigma_i T_i^{(2)} U_i^{(1)} dS + \int_{\Omega} \Sigma_i \Sigma_j \Sigma_{ij}^{(2)} \frac{\partial U_i^{(1)}}{\partial x_j} dV - \int_{\Omega} \Sigma_i B_i^{(2)} U_i^{(1)} dV \\ &= \int_S \Sigma_i T_i^{(1)} U_i^{(2)} dS + \int_{\Omega} \Sigma_i B_i^{(1)} U_i^{(2)} dV - \int_S \Sigma_i T_i^{(2)} U_i^{(1)} dS - \int_{\Omega} \Sigma_i B_i^{(2)} U_i^{(1)} dV \\ & - \int_{\Omega} \left(\Sigma_i \Sigma_j \Sigma_k \Sigma_l E_{ijkl} \frac{\partial U_k^{(1)}}{\partial x_l} \frac{\partial U_i^{(2)}}{\partial x_j} + \Sigma_i \Sigma_j \Sigma_k \Sigma_l \omega \mu_{ijkl} \frac{\partial U_k^{(1)}}{\partial x_l} \frac{\partial U_i^{(2)}}{\partial x_j} \right) dV \\ & + \int_{\Omega} \left(\Sigma_i \Sigma_j \Sigma_k \Sigma_l E_{ijkl} \frac{\partial U_k^{(2)}}{\partial x_l} \frac{\partial U_i^{(1)}}{\partial x_j} + \Sigma_i \Sigma_j \Sigma_k \Sigma_l \omega \mu_{ijkl} \frac{\partial U_k^{(2)}}{\partial x_l} \frac{\partial U_i^{(1)}}{\partial x_j} \right) dV\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= \int_S T_i^{(1)} U_i^{(2)} dS + \int_{\Omega} B_i^{(1)} U_i^{(2)} dV - \int_S T_i^{(2)} U_i^{(1)} dS - \int_{\Omega} B_i^{(2)} U_i^{(1)} dV \\
&- \int_{\Omega} \left(\sum_k \sum_l \sum_j \sum_f E_{klmj} \frac{\partial U_j^{(2)}}{\partial x_l} \frac{\partial U_k^{(1)}}{\partial x_f} + \sum_k \sum_l \sum_j \sum_f I \omega \mu_{klmj} \frac{\partial U_j^{(2)}}{\partial x_l} \frac{\partial U_k^{(1)}}{\partial x_f} \right) dV \\
&+ \int_{\Omega} \left(\sum_i \sum_j \sum_k \sum_l E_{ijkl} \frac{\partial U_k^{(2)}}{\partial x_l} \frac{\partial U_i^{(1)}}{\partial x_j} + \sum_i \sum_j \sum_k \sum_l I \omega \mu_{ijkl} \frac{\partial U_k^{(2)}}{\partial x_l} \frac{\partial U_i^{(1)}}{\partial x_j} \right) dV \\
&= \int_S T_i^{(1)} U_i^{(2)} dS + \int_{\Omega} B_i^{(1)} U_i^{(2)} dV - \int_S T_i^{(2)} U_i^{(1)} dS - \int_{\Omega} B_i^{(2)} U_i^{(1)} dV, \\
&\dots(2-23)
\end{aligned}$$

となるので、調和振動では、減衰項も相殺し合うことが分かる。最終的に体力に関連した項は残るが、一般的な振動・騒音問題では $B_j = 0$ とするため、調和振動に関する構造系の相反定理として次式を得る。

$$\int_S T_i^{(1)} U_i^{(2)} dS - \int_S T_i^{(2)} U_i^{(1)} dS = 0. \quad (2-24)$$

ただし、式(2-24)は $\sigma_{ij}^{(1)}$ 、 $\sigma_{ij}^{(2)}$ が連続でなければ成り立たない。異なる材料をつなぎ合わせた場合等は、複数の領域に分けて考える必要がある。

2.2.3 音響系の相反定理

図2-4に示すような3次元の音場 Ω を考える。表面の S 上の二組の変位 $U^{(1)}$ と $U^{(2)}$ を考え、これらの変位に対応する内部の音圧を $P^{(1)}$ 、 $P^{(2)}$ とする。 $U^{(1)}$ と $U^{(2)}$ は三方向の成分をもつベクトル量で場所の関数である。なお、全ての変位と音圧は微小であり、媒質には減衰が無いものとする。

音場内部では次の Helmholtz の式が成り立つ。ここでは、初めから調和振動を前提に議論を進める。

$$\sum_i \frac{\partial^2 P^{(1)}}{\partial x_i^2} + k^2 P^{(1)} = 0, \quad (2-25)$$

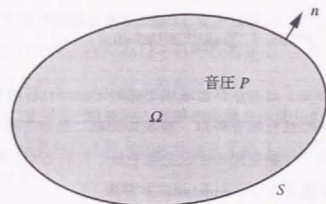


図2-4. 3次元音場

$$\sum_i \frac{\partial^2 P^{(2)}}{\partial x_i^2} + k^2 P^{(2)} = 0. \quad (2-26)$$

ここで k は波数である。式(2-25)の左辺に $P^{(2)}$ 、式(2-26)の左辺に $P^{(1)}$ をかけて両者の差を領域全体で積分する。

$$\int_{\Omega} \left(\sum_i \frac{\partial^2 P^{(1)}}{\partial x_i^2} + k^2 P^{(1)} \right) P^{(2)} dV - \int_{\Omega} \left(\sum_i \frac{\partial^2 P^{(2)}}{\partial x_i^2} + k^2 P^{(2)} \right) P^{(1)} dV = 0. \quad (2-27)$$

式(2-27)を Green の定理を使って変形すると、

$$\begin{aligned}
&\int_{\Omega} \left(\sum_i \frac{\partial^2 P^{(1)}}{\partial x_i^2} + k^2 P^{(1)} \right) P^{(2)} dV - \int_{\Omega} \left(\sum_i \frac{\partial^2 P^{(2)}}{\partial x_i^2} + k^2 P^{(2)} \right) P^{(1)} dV \\
&= \int_S n_i \frac{\partial P^{(1)}}{\partial x_i} P^{(2)} dS + \int_{\Omega} k^2 P^{(1)} P^{(2)} dV - \int_S n_i \frac{\partial P^{(2)}}{\partial x_i} P^{(1)} dS - \int_{\Omega} k^2 P^{(2)} P^{(1)} dV \\
&= 0, \quad (2-28)
\end{aligned}$$

となる。 n は表面 S の法線ベクトルである。また S 上では力のつり合いより、次式が成り立つ。

$$\sum_i n_i \frac{\partial P}{\partial x_i} = \rho \omega^2 \sum_i n_i U_i, \quad (2-29)$$

式(2-29)を式(2-28)に代入すると、音響系の相反定理として次式

が得られる。

$$\int_{S_1^1} \sum n_i U_i^{(1)} P^{(2)} dS - \int_{S_1^2} \sum n_i U_i^{(2)} P^{(1)} dS = 0. \quad (2-30)$$

ただし、式(2-30)は音圧が領域内で連続でなければ成り立たない。異なる材料をつなぎ合わせた場合等は、複数の領域に分けて考える必要がある。また、式(2-30)は閉空間の相反定理を表しているが、開領域問題においても同様の関係が成り立つ。Appendix B 参照。

2.2.4 構造系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理

初めに図2-5のように構造系 Ω_1 と音響系 Ω_2 がつながった系で一般的な連成系の相反定理を考える。 Ω_1 と Ω_2 において式(2-24)、(2-30)が成り立つ。

$$\int_{S_1^1} \sum T_i^{(1)} U_i^{(2)} dS - \int_{S_1^2} \sum T_i^{(2)} U_i^{(1)} dS = 0, \quad (2-31)$$

$$\int_{S_2^1} \sum n_2 U_i^{(1)} P^{(2)} dS - \int_{S_2^2} \sum n_2 U_i^{(2)} P^{(1)} dS = 0. \quad (2-32)$$

S_1^1, S_2^1 は領域 Ω_1, Ω_2 の表面を表し、それぞれ S_1^1, S_1^2 および S_2^1, S_2^2 からな

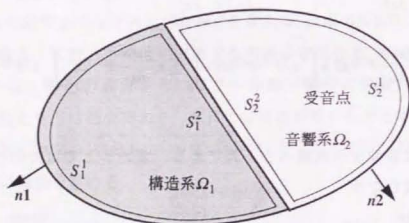


図2-5. 構造と音響の連成系

る。 S_1^1, S_2^1 は領域 Ω_1 と領域 Ω_2 が接している境界、 S_1^2, S_2^2 は領域が接している境界をのぞいた積分範囲を表す。 $U^{(1)}, U^{(2)}$ は変位、 $T^{(1)}, T^{(2)}$ は表面力、 $P^{(1)}, P^{(2)}$ は領域 Ω_2 の音圧、 $n1, n2$ はそれぞれ表面 S_1^1, S_2^1 の法線ベクトルである。上付き添字(1)と(2)は2組の荷重がかかっている状態を表す。

領域の境界 S_1^1, S_2^1 では、構造系と音響系の境界の変位の法線方向成分が連続となる。また、表面力の接線方向成分は0であり、変位、表面力、音圧について次式が成り立つ。

$$\sum_i n_1 U_i |_{S_1^1} = \sum_i n_2 U_i |_{S_2^1} = \sum_i n_2 U_i |_{S_2^2}, \quad (2-33)$$

$$T_i |_{S_1^1} - n_2 P |_{S_2^1} = 0. \quad (2-34)$$

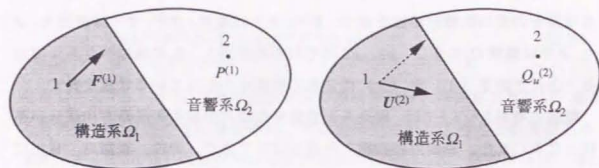
式(2-31)、(2-32)を加え、式(2-33)、(2-34)を考慮すると、

$$\begin{aligned} & \int_{S_1^1} \sum T_i^{(1)} U_i^{(2)} dS - \int_{S_1^2} \sum T_i^{(2)} U_i^{(1)} dS + \int_{S_2^1} \sum n_2 U_i^{(1)} P^{(2)} dS - \int_{S_2^2} \sum n_2 U_i^{(2)} P^{(1)} dS \\ &= \int_{S_1^1} \sum T_i^{(1)} U_i^{(2)} dS - \int_{S_1^2} \sum T_i^{(2)} U_i^{(1)} dS + \int_{S_2^1} \sum (n_2 P^{(1)} U_i^{(2)} - n_2 P^{(2)} U_i^{(1)}) dS \\ &+ \int_{S_2^2} \sum n_2 U_i^{(1)} P^{(2)} dS - \int_{S_2^2} \sum n_2 U_i^{(2)} P^{(1)} dS + \int_{S_2^2} \sum (n_2 U_i^{(1)} P^{(2)} - n_2 U_i^{(2)} P^{(1)}) dS \\ &= \int_{S_1^1} \sum T_i^{(1)} U_i^{(2)} dS - \int_{S_1^2} \sum T_i^{(2)} U_i^{(1)} dS + \int_{S_2^1} \sum n_2 U_i^{(1)} P^{(2)} dS - \int_{S_2^2} \sum n_2 U_i^{(2)} P^{(1)} dS \\ &= 0, \end{aligned} \quad (2-35)$$

となる。これが、構造・音響連成系の相反定理である。

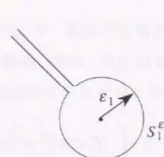
次に、この関係式から固体伝播騒音の伝達特性を音響加振で測定することを考える。固体伝播騒音の代表的な発生状況は、図2-6に示すように構造系に集中荷重が働き、音響系に音圧が発生する場合であり、このとき音響系にかかる荷重は0である。一方、音響加振では受音点に点音源(mono ploe 音源)を置き、構造系への荷重は0とする。

荷重と受音点周り積分範囲を S_1^e, S_2^e とすると、 S_1^e 上では $T=0$ 、 S_2^e 上では

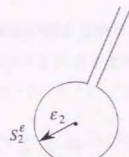


(a) 構造系に荷重をかけた場合

(b) 音響系に荷重をかけた場合



点1周りの積分



点2周りの積分

図2-6. 固体伝播騒音の測定で利用される限定された相反定理

$U=0$ であるから式(2-35)は、さらに

$$\int_{S_f^1} \sum_i T_i^{(1)} U_i^{(2)} dS - \int_{S_f^1} \sum_i T_i^{(2)} U_i^{(1)} dS + \int_{S_f^2} \sum_i n_2 U_i^{(1)} P^{(2)} dS - \int_{S_f^2} \sum_i n_2 U_i^{(2)} P^{(1)} dS = 0 \quad \dots(2-36)$$

となる。ここで、荷重が点荷重であることを考慮し、 S_1^ϵ 、 S_2^ϵ の半径 ϵ_1 、 ϵ_2 を0とする。

$$\lim_{\epsilon_1 \rightarrow 0} \left(\int_{S_f^1} \sum_i T_i^{(1)} U_i^{(2)} dS - \int_{S_f^1} \sum_i T_i^{(2)} U_i^{(1)} dS \right) + \lim_{\epsilon_2 \rightarrow 0} \left(\int_{S_f^2} \sum_i n_2 U_i^{(1)} P^{(2)} dS - \int_{S_f^2} \sum_i n_2 U_i^{(2)} P^{(1)} dS \right)$$

$$= \lim_{\epsilon_1 \rightarrow 0} \left(\sum_i U_i^{(2)} \int_{S_f^1} T_i^{(1)} dS - \sum_i T_i^{(2)} \int_{S_f^1} U_i^{(1)} dS \right) + \lim_{\epsilon_2 \rightarrow 0} \left(\sum_i U_i^{(1)} \int_{S_f^2} n_2 P^{(2)} dS - \sum_i P^{(1)} \int_{S_f^2} n_2 U_i^{(2)} dS \right) = 0 \quad (2-37)$$

上式の第2項と3項の積分の中の $U_i^{(1)}$ と $P^{(1)}$ は、点荷重の場合いずれも $1/\epsilon$ の特異性を有しているが、面積積分により ϵ のオーダーとなるため、その値は0となる。

$$\lim_{\epsilon_1 \rightarrow 0} \sum_i T_i^{(2)} \int_{S_f^1} U_i^{(1)} dS = 0 \quad (2-38)$$

$$\lim_{\epsilon_2 \rightarrow 0} \sum_i U_i^{(1)} \int_{S_f^2} n_2 P^{(2)} dS = 0 \quad (2-39)$$

また、第1、4項は、それぞれ構造系の点1にかけた荷重 $F^{(1)}$ と音響系の点2に置いた音源の体積変位 $Q_u^{(2)}$ により次の様に表すことができる。

$$\lim_{\epsilon_1 \rightarrow 0} \sum_i U_i^{(2)} \int_{S_f^1} T_i^{(1)} dS = \sum_i U_i^{(2)} F_i^{(1)} \quad (2-40)$$

$$\lim_{\epsilon_2 \rightarrow 0} \sum_i P^{(1)} \int_{S_f^2} n_2 U_i^{(2)} dS = P^{(1)} Q_u^{(2)} \quad (2-41)$$

したがって、構造系と音響系が連成した系の相反定理の限定された関係式として次式が得られる。

$$\sum_i U_i^{(2)} F_i^{(1)} - P^{(1)} Q_u^{(2)} = 0 \quad (2-42)$$

構造系に与えた荷重 $F^{(1)}$ に対する音圧 $P^{(1)}$ の伝達特性は、上式を利用して音響加振により測定することができる。簡単のため、加振力の方向に x_1 軸をとることにする。式(2-42)より伝達特性は次の様になる。

$$\frac{P^{(1)}}{F^{(1)}} = \frac{U_i^{(2)}}{Q_u^{(2)}} \quad (2-43)$$

すなわち、構造系に与えた荷重に対して発生する音圧の伝達特性は、音響系を加振したときの構造の入力点における荷重を与えた方向の振動の伝達特性

と一致する。通常、構造系への入力に対して発生する音圧の伝達特性は、加振機とマイクロフォンを用いて測定するが、式(2-43)はスピーカと振動計を用いた方法でも測定できることを示している。なお、上式は伝達特性が等しくなることを示しているが、分母と分子のディメンジョンが右辺と左辺とは異なることに注意を要する。

式(2-43)の左辺を測定するのが加振機を用いて構造系を加振する方法、右辺を音響加振で測定するのが本論文で扱っている相反定理に基づく方法である。自動車の振動騒音に関する実験においては、変位よりも加速度が測定しやすいので、通常、体積加速度 $Q_a^{(2)}$ と加速度 $A_1^{(2)}$ を用いる。

$$\frac{P_1^{(1)}}{F_1^{(1)}} = \frac{A_1^{(2)}}{Q_a^{(2)}} \quad (2-44)$$

2.2.5 構造系に加えられた強制変位入力と発生する音圧に関する相反定理

変位加振とは構造物に加えられた強制変位に対する音圧の応答を求める方法で、加振方向以外の加振点の変位は0とする。これに対して力加振とは、加えた荷重に直交する方向の力を0とする加振方法で力に対する音圧の応答を求める。実際の現象では、図2-7に示すような路面からの入力で発生する騒音が強制変位加振的な現象であると考えられている。2.2.2で述べた相反定理は力加振に対するものであり、通常、加振実験といえば力加振を指す。

まず図2-8に示す1次元の単純な連成系で、強制変位に関する相反定理について説明する。このモデルは単位断面積で長さ L の音響管と質量 M 、バネ定数 K 、減衰 D からなる一自由度の構造系から構成されている。

ここでは相反定理のより限定された単純な形態として、構造系に強制変位 U_f を与えたときの受音点の音圧応答と、受音点から音響系を体積変位 Q_a で加振したときの構造系の拘束点反力を考え両者が一致することを示す。これは、強制変位で発生する固体伝播騒音の伝達特性を音響加振で測定するときを利用される関係式である。

初めに構造系に強制変位 U_f を与えたときの受音点の音圧応答を計算する。音響管の中の音圧を P とすると、 P について次の Helmholtz の式が成り立つ。

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + k^2 P = 0. \quad (2-45)$$

一方、質量 M の変位を U_x とすると、構造系に関する式は、

$$-\omega^2 M U_x + i\omega D (U_x - U_f) + K (U_x - U_f) = P_{x=L}, \quad (2-46)$$

となる。 ω は角振動数である。また $x=0$ 、 L では力のつり合いより次の関係が成り立つ。

$$\left. \frac{\partial P}{\partial x} \right|_{x=0} = 0, \quad (2-47)$$

$$\left. \frac{\partial P}{\partial x} \right|_{x=L} = \rho \omega^2 U_x.$$

ここで、 ρ は音響管の媒質の密度である。式(2-45)の解を、

$$P = C_1 \cos kx + C_2 \sin kx, \quad (2-48)$$

すると、式(2-46)、(2-47)より係数 C_1 、 C_2 は次のように求められる。

$$C_1 = \frac{\rho \omega^2 (K + i\omega D)}{-k(-\omega^2 M + i\omega D + K) \sin kL - \rho \omega^2 \cos kL} U_f, \quad (2-49)$$

$$C_2 = 0.$$

したがって、強制変位 U_f に対する受音点での音圧応答は、



図2-7. 強制変位加振の一例

$$P_{x=0} = \frac{\rho\omega^2(K+I\omega D)}{-k(-\omega^2M+I\omega D+K)\sin kL - \rho\omega^2\cos kL} U_f, \quad (2-50)$$

となる。

次に、受音点を設けた $x=0$ の面から音響系に体積変位 Q_u の荷重をかける場合を考える。音響管内の式、構造系の式、 $x=0, L$ で条件はそれぞれ次のようになる。

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + k^2 P = 0, \quad (2-51)$$

$$-\omega^2 M U_x + I\omega D U_x + K U_x = P_{x=L}, \quad (2-52)$$

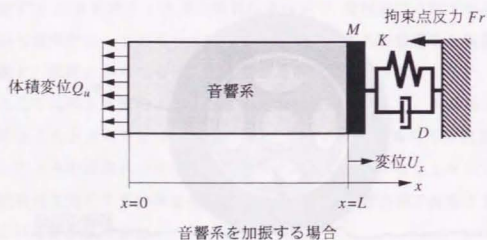
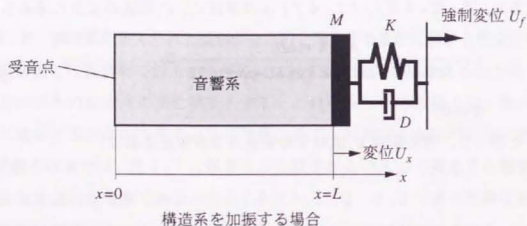


図 2-8. 1次元モデル

$$\left(\frac{\partial P}{\partial x}\right)_{x=0} = -\rho\omega^2 Q_u, \quad (2-53)$$

$$\left(\frac{\partial P}{\partial x}\right)_{x=L} = \rho\omega^2 U_x.$$

構造系に荷重を与えた場合と同様、式(2-51)の解を、

$$P = C_3 \cos kx + C_4 \sin kx, \quad (2-54)$$

とおくと、係数 C_3, C_4 は次のようになる。

$$C_3 = -\frac{\rho\omega^2 k(-\omega^2 M + I\omega D + K) \cos kL - \rho\omega^2 \sin kL}{k(-\omega^2 M + I\omega D + K) \sin kL + \rho\omega^2 \cos kL} Q_u,$$

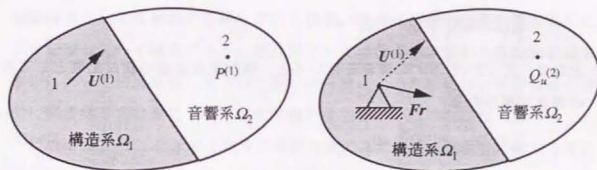
$$C_4 = -\frac{\rho\omega^2}{k} Q_u. \quad (2-55)$$

これらの結果より、体積変位 Q_u に対する反力 Fr の応答は、

$$Fr = -(I\omega D U_x + K U_x) = -\frac{\rho\omega^2 (K + I\omega D)}{-k(-\omega^2 M + I\omega D + K) \sin kL - \rho\omega^2 \cos kL} Q_u, \quad (2-56)$$

となる。 U_f と Q_u を単位入力とすると、式(2-50)と式(2-56)の符号は異なるがその絶対値は等しく、強制変位加振の場合にも相反性が存在することが分かる。

次に3次元の連成系において、固体伝播騒音の伝達特性を音響加振で測定す



構造系に荷重をかけた場合

音響系に荷重をかけた場合

図 2-9. 強制変位加振に関する連成系の相反定理

るときに利用する関係式について考える。図2-9のように領域 Ω_1 , Ω_2 がつながった系の変位加振に関する相反定理を、力加振で導出した相反定理をもとに証明する。 Ω_1 は弾性体、領域 Ω_2 は音場空間である。変位加振に対応した音響加振では構造系の入力点1を固定条件とするが、まず、音響系に体積変位 $Q_u^{(2)}$ の音源を置いた状態を考え、次に入力点1の変位が0となるような荷重を入力点1に与える。 $F^{(1)}$ は力加振の場合と同様、構造系にかける荷重である。

音響系に体積変位 $Q_u^{(2)}$ の荷重を与えた状態で入力点1の変位が0となる荷重を F_r とすると、 F_r と $Q_u^{(2)}$ による入力点1の変位 $U_i^{(1)}$ の間には次の関係が成り立つ。

$$U_i^{(2)} + \sum_j H_{ij} F_j = 0. \quad (2-57)$$

ここで、 H_{ij} は点1のコンプライアンスである。一方、構造系への荷重 $F^{(1)}$ により生じる入力点1の変位 $U_i^{(1)}$ は、

$$U_i^{(1)} = \sum_j H_{ij} F_j^{(1)}, \quad (2-58)$$

となる。式(2-57)を式(2-42)に代入する。

$$\sum_i \left(\sum_j -H_{ij} F_j \right) F_i^{(1)} - P^{(1)} Q_u^{(2)} = 0. \quad (2-59)$$

構造系に加えた力同士の間でも相反定理が成り立っているので $H_{ij} = H_{ji}$ であり、式(2-59)は、

$$\sum_j \left(\sum_i -H_{ji} F_i^{(1)} \right) F_j - P^{(1)} Q_u^{(2)} = 0. \quad (2-60)$$

となる。式(2-58)の関係を用いると、強制変位加振の相反定理として次の関係が導かれる。

$$\sum_j U_j^{(1)} F_j + P^{(1)} Q_u^{(2)} = 0. \quad (2-61)$$

構造系に与えた強制変位 $U^{(1)}$ に対する音圧 $P^{(1)}$ の伝達特性は、上式を利用して音響加振により測定することができる。簡単のため、変位の方向に x_1 軸をとることにする。式(2-61)より伝達特性は次の様になる。

$$\frac{P^{(1)}}{U_1^{(1)}} = \frac{F_{r1}}{Q_u^{(2)}}, \quad (2-62)$$

すなわち、構造系に与えた強制変位に対して発生する音圧の伝達特性は、構造の入力点を固定し音響系を加振したときの入力点における反力の応答と一致することが分かる。

式(2-62)の左辺を測定するのが加振機を用いて構造系を加振する方法、右辺を音響加振で測定するのが本論文で扱っている相反定理に基づく方法である。通常、構造系への変位入力に対して発生する音圧の伝達特性は、加振機に取り付けた加速度計とマイクロフォンを用いて測定する。式(2-62)は、音圧の伝達特性がスピーカとロードセルを用いた方法で測定できることを示している。なお、自動車の振動騒音に関する実験においては、変位よりも加速度が測定しやすいので、この場合も体積加速度 $Q_u^{(2)}$ と加速度 $A_1^{(1)}$ で表した次の関係を用いる。

$$\frac{P^{(1)}}{A_1^{(1)}} = \frac{F_{r1}}{Q_u^{(2)}}. \quad (2-63)$$

2.2.6 音響系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理

自動車の代表的な騒音であるエンジン騒音が車室の中に侵入していく過程を図2-10に示す。受音点で観測される騒音は、エンジンルームと車室との隙間から侵入した成分と、車体の振動を介して侵入した成分に分けられる。前者は主として音響的に伝達していく騒音、後者は構造と音響の連成効果により伝達していく騒音であり、寄与度としては後者が大きい。自動車の騒音解析において相反定理に基づいた測定が可能になるためには、伝達経路の途中に構造体を含む系についても本定理が成立していなければならない。

初めに図2-11に示す1次元の単純な連成系で空気伝播騒音に関する相反定理について説明する。このモデルは単位断面積で長さ L_1 , L_2 の音響管と質量 M 、バネ定数 K 、減衰 D からなる一自由度の構造系から構成されている。

ここでは相反定理のより限定された単純な形態として、図の左側から音響系に荷重を与えたときの右側の受音点の音圧応答と、荷重を与える点と受音

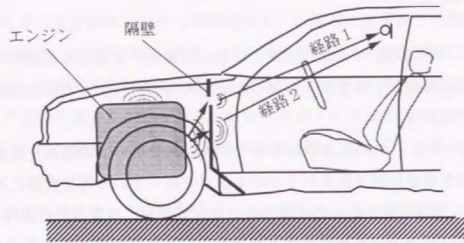


図 2-10. 空気伝播騒音の伝達系路

点を入れ換えたときの音圧応答を考え両者が一致することを示す。これは、空気伝播騒音の伝達特性を測定するときに利用される関係である。

まず図の左側から音響系に体積変位 Q_u を与えた場合の受音点の音圧応答を計算する。長さ L_1 の音響管の中の音圧を P_1 、長さ L_2 の音響管の中の音圧を P_2 とすると、 P_1 、 P_2 について次の Helmholtz の式が成り立つ。

$$\frac{\partial^2 P_1}{\partial x^2} + k^2 P_1 = 0, \quad (2-64)$$

$$\frac{\partial^2 P_2}{\partial x^2} + k^2 P_2 = 0.$$

一方、質量 M の変位を U_x とすると、構造系に関する式は、

$$-\omega^2 M U_x + I \omega D U_x + K U_x = P_1 x=L_1 - P_2 x=L_2, \quad (2-65)$$

となる。 ω は角振動数である。また、 $x=0$ 、 L_1 、 L_1+L_2 では力のつり合いより次の関係が成り立つ。

$$\left. \frac{\partial P_1}{\partial x} \right|_{x=0} = -\rho \omega^2 Q_u,$$

$$\left. \frac{\partial P_1}{\partial x} \right|_{x=L_1} = \rho \omega^2 U_x, \quad (2-66)$$

$$\left. \frac{\partial P_2}{\partial x} \right|_{x=L_1} = \rho \omega^2 U_x,$$

$$\left. \frac{\partial P_2}{\partial x} \right|_{x=L_1+L_2} = 0.$$

ここで、 ρ は音響管の媒質の密度である。式 (2-64) の解を、

$$P_1 = C_1 \cos kx + C_2 \sin kx, \quad (2-67)$$

$$P_2 = C_3 \cos kx + C_4 \sin kx,$$

とすると、式 (2-65)、(2-66) より係数 C_1 、 C_2 、 C_3 、 C_4 は次のように求められる。

$$C_1 = \frac{\rho \omega^2}{k} \frac{k(-\omega^2 M + I \omega D + K)(\sin k(L_1 - L_2) - \sin k(L_1 + L_2)) - 2\rho \omega^2 \cos k(L_1 + L_2)}{k(-\omega^2 M + I \omega D + K)(\cos k(L_1 - L_2) - \cos k(L_1 + L_2)) + 2\rho \omega^2 \sin k(L_1 + L_2)} Q_u,$$

$$C_2 = \frac{-\rho \omega^2}{k} Q_u,$$

$$C_3 = \frac{\rho \omega^2}{k} \frac{-2\rho \omega^2 \cos k(L_1 + L_2)}{k(-\omega^2 M + I \omega D + K)(\cos k(L_1 - L_2) - \cos k(L_1 + L_2)) + 2\rho \omega^2 \sin k(L_1 + L_2)} Q_u,$$

$$C_4 = \frac{\rho \omega^2}{k} \frac{-2\rho \omega^2 \sin k(L_1 + L_2)}{k(-\omega^2 M + I \omega D + K)(\cos k(L_1 - L_2) - \cos k(L_1 + L_2)) + 2\rho \omega^2 \sin k(L_1 + L_2)} Q_u. \quad \dots(2-68)$$

したがって、 $x=0$ の面に体積変位 Q_u を与えた場合、受音点の音圧応答は、

$$P_{x=L_1+L_2} = \frac{1}{k} \frac{-2\rho^2 \omega^4}{k(-\omega^2 M + I \omega D + K)(\cos k(L_1 - L_2) - \cos k(L_1 + L_2)) + 2\rho \omega^2 \sin k(L_1 + L_2)} Q_u. \quad \dots(2-69)$$

となる。

一方、受音点を設けた $x=L_1+L_2$ の面から音響系に体積変位 Q_u の荷重を与える場合、音響管内の式、構造系の式、 $x=0$ 、 L_1 、 L_1+L_2 での条件はそれぞれ次のようになる。

$$\frac{\partial^2 P_1}{\partial x^2} + k^2 P_1 = 0,$$

(2-70)

$$\frac{\partial^2 P_2}{\partial x^2} + k^2 P_2 = 0.$$

$$-\omega^2 M U_x + I\omega D U_x + K U_x = P_{1x=L_1} - P_{2x=L_1} \quad (2-71)$$

$$\left. \frac{\partial P_1}{\partial x} \right|_{x=0} = 0,$$

$$\left. \frac{\partial P_1}{\partial x} \right|_{x=L_1} = \rho\omega^2 U_x, \quad (2-72)$$

$$\left. \frac{\partial P_2}{\partial x} \right|_{x=L_1} = \rho\omega^2 U_x,$$

$$\left. \frac{\partial P_2}{\partial x} \right|_{x=L_1+L_2} = \rho\omega^2 Q_u.$$

式(2-70)の解を、

$$P_1 = C_5 \cos kx + C_6 \sin kx, \quad (2-73)$$

$$P_2 = C_7 \cos kx + C_8 \sin kx,$$

とすると、式(2-71)、(2-72)より係数 C_5 、 C_6 、 C_7 、 C_8 は次のように求められる。

$$C_5 = \frac{\rho\omega^2}{k} \frac{-2\rho\omega^2}{k(-\omega^2 M + I\omega D + K)(\cos k(L_1-L_2) - \cos k(L_1+L_2)) + 2\rho\omega^2 \sin k(L_1+L_2)} Q_u,$$

$$C_6 = 0,$$

$$C_7 = \frac{\rho\omega^2}{k} \frac{-2\rho\omega^2 k(-\omega^2 M + I\omega D + K) \sin 2kL_1}{k(-\omega^2 M + I\omega D + K)(\cos k(L_1-L_2) - \cos k(L_1+L_2)) + 2\rho\omega^2 \sin k(L_1+L_2)} Q_u,$$

$$C_8 = \frac{\rho\omega^2}{k} \frac{-2(-\omega^2 M + I\omega D + K) \sin kL_1^2}{k(-\omega^2 M + I\omega D + K)(\cos k(L_1-L_2) - \cos k(L_1+L_2)) + 2\rho\omega^2 \sin k(L_1+L_2)} Q_u.$$

…(2-74)

これらの結果より、 $x=L_1+L_2$ の面に体積変位 Q_u を与えた場合の $x=0$ での音圧応答は、

$$P_{x=0} = \frac{1}{k} \frac{-2\rho^2\omega^4}{k(-\omega^2 M + I\omega D + K)(\cos k(L_1-L_2) - \cos k(L_1+L_2)) + 2\rho\omega^2 \sin k(L_1+L_2)} Q_u,$$

…(2-75)

となる。入力を単位体積変位とすると、式(2-75)は式(2-69)と等しく、構造・音響連成系においても音源位置と受音点の間に相反性が存在することが分かる。

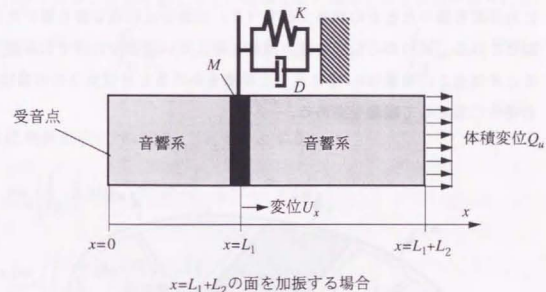
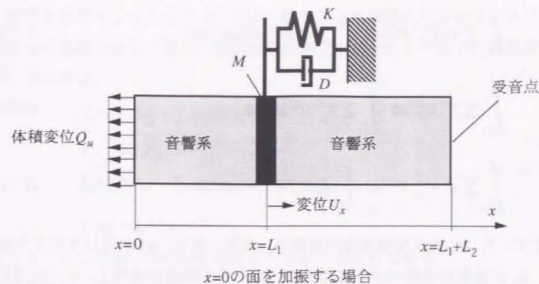


図2-11. 1次元モデル

次に3次元の連成系において、空気伝播騒音の伝達特性を測定するときを利用する関係式について述べる。図2-12のように、音響系領域 Ω_1 にある点音源から放射された騒音が構造系領域 Ω_2 の振動を介して音響系領域 Ω_3 に伝達していく系を考える。

式(2-24)、(2-30)より、領域 Ω_1 、 Ω_2 、 Ω_3 においてそれぞれ次の関係が成り立つ。

$$\int_{S_1^e} \sum_i n_1 U_i^{(1)} p^{(2)} dS - \int_{S_1^i} \sum_i n_1 U_i^{(2)} p^{(1)} dS = 0, \quad (2-76)$$

$$\int_{S_2^e} \sum_i T_i^{(1)} U_i^{(2)} dS - \int_{S_2^i} \sum_i T_i^{(2)} U_i^{(1)} dS = 0, \quad (2-77)$$

$$\int_{S_3^e} \sum_i n_3 U_i^{(1)} p^{(2)} dS - \int_{S_3^i} \sum_i n_3 U_i^{(2)} p^{(1)} dS = 0. \quad (2-78)$$

ここで、 T 、 U 、 P は領域表面の表面力、変位、音圧、 n_1 、 n_3 はそれぞれ領域 Ω_1 、 Ω_3 の表面の法線ベクトルである。また、各領域の境界 S_1 、 S_2 、 S_3 はそれぞれ、 $S_1^1+S_1^2+S_1^e$ 、 $S_2^1+S_2^2+S_3^e$ 、 $S_3^1+S_3^2+S_3^e$ である。添字(1)は本来の位置に点音源を置いたときの状態、添字(2)は受音点に点音源を置いた状態を表している。初めから伝達特性の測定を考えているので、点1に荷重をかけるときは点2の荷重は0、逆に点2に荷重をかけるときは点2の荷重は0である場合に限定して議論を進める。

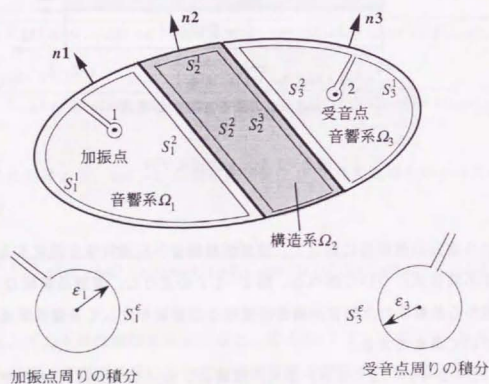


図2-1-2. 構造と音響の連成系

領域の境界 S_1^2 、 S_2^2 、 S_2^3 、 S_3^2 では、構造系と音響系の境界の変位の法線方向成分が連続となる。また、表面力の接線方向成分は0であり、領域間の境界での条件は、

$$\begin{aligned} \sum_i n_2 U_i |_{S_2^e} &= -\sum_i n_1 U_i |_{S_2^i} = -\sum_i n_1 U_i |_{S_1^e}, \\ T_i |_{S_2^e} - n_i P |_{S_2^e} &= 0, \\ \sum_i n_2 U_i |_{S_2^e} &= \sum_i n_3 U_i |_{S_2^i} = -\sum_i n_3 U_i |_{S_3^e}, \\ T_i |_{S_2^e} - n_3 P |_{S_2^e} &= 0, \end{aligned} \quad (2-79)$$

となる。ここで n_2 は領域 Ω_2 の表面の法線ベクトルである。

各領域での積分を加え、式(2-79)、および S_1^1 、 S_3^1 上では $U=0$ 、 S_2^1 上では $T=0$ であることを考慮すると、領域全体の積分として次式が得られる。

$$\begin{aligned} \int_{S_1^e} \sum_i n_1 U_i^{(1)} p^{(2)} dS - \int_{S_1^i} \sum_i n_1 U_i^{(2)} p^{(1)} dS + \int_{S_2^e} \sum_i n_2 U_i^{(1)} p^{(2)} dS - \int_{S_2^i} \sum_i n_2 U_i^{(2)} p^{(1)} dS \\ = 0. \end{aligned} \quad (2-80)$$

次に境界 S_1^e 、 S_2^e の半径 ϵ_1 、 ϵ_3 を0とする。

$$\begin{aligned} \lim_{\epsilon_1 \rightarrow 0} \left(\int_{S_1^e} \sum_i n_1 U_i^{(1)} p^{(2)} dS - \int_{S_1^i} \sum_i n_1 U_i^{(2)} p^{(1)} dS \right) \\ + \lim_{\epsilon_3 \rightarrow 0} \left(\int_{S_2^e} \sum_i n_2 U_i^{(1)} p^{(2)} dS - \int_{S_2^i} \sum_i n_2 U_i^{(2)} p^{(1)} dS \right) \\ = \lim_{\epsilon_1 \rightarrow 0} \sum_i \left(p^{(2)} \int_{S_1^e} n_1 U_i^{(1)} dS - U_i^{(2)} \int_{S_1^i} n_1 p^{(1)} dS \right) \\ + \lim_{\epsilon_3 \rightarrow 0} \sum_i \left(U_i^{(1)} \int_{S_2^e} n_2 p^{(2)} dS - p^{(1)} \int_{S_2^i} n_2 U_i^{(2)} dS \right) \end{aligned} \quad (2-81)$$

右辺の第2項と3項において音圧 P は $1/\epsilon$ の特異性を有しているが、面積積分は ϵ のオーダーであり0となる。また、右辺の第1項と4項は荷重の強さを表す体積変位の項である。

$$\lim_{\epsilon_1 \rightarrow 0} \sum_i U_i^{(2)} \int_{S_1^i} n_1 p^{(1)} dS = 0,$$

$$\lim_{\epsilon_3 \rightarrow 0} \sum_i U_i^{(1)} \int_{S_f} n_3 p^{(2)} dS = 0, \quad (2-82)$$

$$\lim_{\epsilon_1 \rightarrow 0} \sum_i p^{(2)} \int_{S_f} n_1 U_i^{(1)} dS = p^{(2)} Q_u^{(1)},$$

$$\lim_{\epsilon_3 \rightarrow 0} \sum_i p^{(1)} \int_{S_f} n_3 U_i^{(2)} dS = p^{(1)} Q_u^{(2)},$$

式(2-82)を式(2-81)に代入すると、2点の体積変位と音圧の間の関係式が導かれる。

$$p^{(2)} Q_u^{(1)} - p^{(1)} Q_u^{(2)} = 0. \quad (2-83)$$

この関係式は、音響系のみのも相反定理と同じ形である。

音響系に与えた荷重 $Q_u^{(1)}$ に対する音圧 $p^{(1)}$ の伝達特性は式(2-83)より次の様になる。

$$\frac{p^{(1)}}{Q_u^{(1)}} = \frac{p^{(2)}}{Q_u^{(2)}}. \quad (2-84)$$

上式より、スピーカとマイクロフォンの位置を入れ換えて、左辺の代りに右辺を音響伝達関数として測定することが可能であることが分る。実際の実験では、体積変位よりも測定が容易な体積速度か体積加速度を用いる。なお、式(2-84)は開口部等から音響的に伝達する経路が同時に存在する場合も同様になり立つ。

2.3 結言

構造・音響連成系の相反定理について理論的な検討を行い次の様な結果を得た。

- (1) 動的な構造問題において相反定理が成立することを導き、音響系の相反定理と組み合わせることによって構造・音響系の相反定理を導いた。構造系の減衰項に関しては、減衰が歪み速度に比例すると仮定した。
- (2) 連成系の相反定理を単純化し、固体伝播騒音および空気伝播騒音の伝達特性測定に利用できる関係式を導いた。

第3章 数値計算による相反性の検証

3.1 緒言

前章では、自動車の騒音問題で利用する構造と音響の間の三種類の相反定理について説明した。本章では、境界要素法と有限要素法のモード解析法を組み合わせた構造音響連成解析により、第2章で述べた相反定理の検証を行った。

具体的には単純な箱モデルを用いて、入力点と受音点の間で相反性が成立していること、この関係を利用して入力に対する受音点音圧の伝達特性の測定が可能であることを数値計算で示す。

なお、本研究で作成した構造音響連成解析プログラムについてはAppendix Aにまとめている。

3.2 相反定理の検証

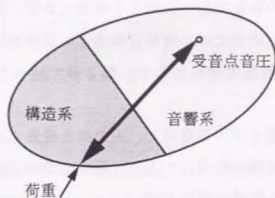
第2章で述べたように自動車の騒音解析で用いられる構造・音響連成系の相反定理は図3-1に示す三種類のタイプに分けられる。構造系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理、構造系に加えられた強制変位入力(または強制速度または強制加速度)と発生する音圧に関する相反定理、音響系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理の順に説明する。

3.2.1 構造系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理

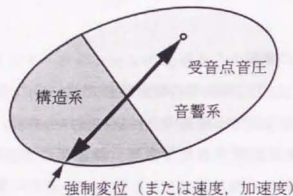
図3-2に示す単純な箱モデルを用いて検証を行った。箱モデルは縦0.18m、横0.18m、高さ0.18mの6面体で、上面に厚さ 3×10^{-3} m、密度 8.5×10^3 kg/m³、ヤング率 104 GPa、ポアソン比 0.37 の板が周辺単純固定で取り付けられている。加振点は板の(0.06, 0.06, 0.18)の位置、受音点はキャビティ内部の点(0.12, 0.12, 0.12)とした。このモデルは図3-3に示すように箱の外側の空間についても考慮しており、境界要素法(BEM)で計算する音響系の要素数は940、有限要素法(FEM)のシェル要素でモデル化した構造系の節点数は256

である。図3-4に要素分割図を示す。

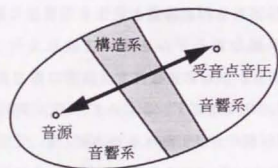
境界条件と荷重条件を図3-5に示す。構造系から加振するときは、板に単位荷重を与え発生する受音点音圧の周波数応答関数を計算する。逆に、音響



(1) 構造系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理



(2) 構造系に加えられた強制変位入力と発生する音圧に関する相反定理



(3) 音響系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理

図3-1. 自動車の騒音解析で利用される3種類の相反定理

系から加振するときは、本来受音点となっている空間内部の点に単位体積加速度の点音源を置き、結果として生じる加振点での加速度の周波数応答関数を計算する。ここでは加振点での振動を単純化するため、板の上下方向の並進自由度以外を全て拘束している。

構造系と音響系が連成していない状態での板と内部空間の空間の固有振動数を表3-1に示す。板の固有値解析には有限要素法の汎用プログラムMSC/NASTRANを用いており、連成計算にもここで求めた固有値と固有モードを使った。内部空間の固有角振動数 Λ_m はよく知られている次式を用いて計算した値である。

$$\Lambda_m = \frac{\pi c_0}{b_1 b_2 b_3} (b_2^2 b_3^2 m_1^2 + b_3^2 b_1^2 m_2^2 + b_1^2 b_2^2 m_3^2)^{1/2} \quad (3-1)$$

ここで、 m_1, m_2, m_3 は0以上の整数、 c_0 は音速、 b_1, b_2, b_3 は箱の寸法である。図3-6に板の固有モードの形状を示す。連成計算には3000Hz以下にある11個の固有モードを使い、減衰として各モードにモード減衰比0.03を与えた。

初めに本プログラムの精度を検証するため、MSC/NASTRANによる計算結果との比較を行った。図3-7に構造系に入力を与えた場合の両者の計算結果を示す。実線が本プログラムで計算した荷重 f に対する受音点音圧 p の周波数応答関数、○がMSC/NASTRANの構造音響連成解析による計算結果である。MSC/NASTRANでは箱の外部の空間はモデル化していないが、この荷重条件では外部空間に生じる音圧のレベルは低く内部の音場にはほとんど影響を与えないため両者の対応は良好である。

図3-8に構造系に入力を与えた場合と音響系に入力を与えた場合の比較を示す。実線が板を単位荷重 f で加振した時の受音点音圧 p の周波数応答関数、○が受音点に点音源を置き、板の加速度から計算した周波数応答関数であり、両者は極めて良好な対応を示している。以上の計算結果より、構造・音響連成系においても相反定理が成り立っていること、また、本定理に基づく伝達特性の測定が可能であることが確認できた。なお、周波数応答関数において、約300Hzと800Hzのピークは主に板の1次と2次の共振により、約900Hzのピークは内部空間の音響的な固有モードによって形成されている。

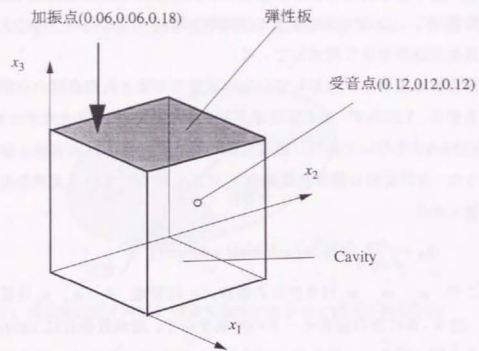


図3-2. 箱モデル

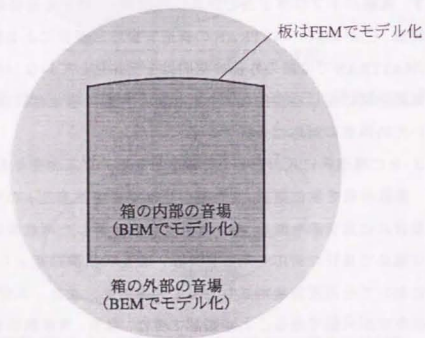
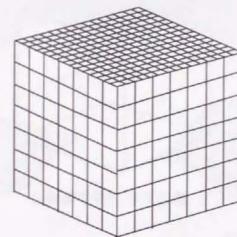
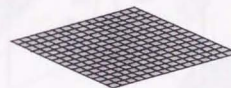


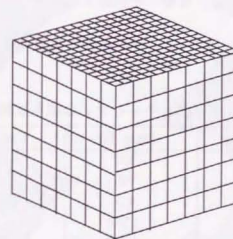
図3-3. モデル化



箱の外部の音場 (BEM)



板 (FEM)



箱の内部の音場 (BEM)

図3-4. 要素分割図

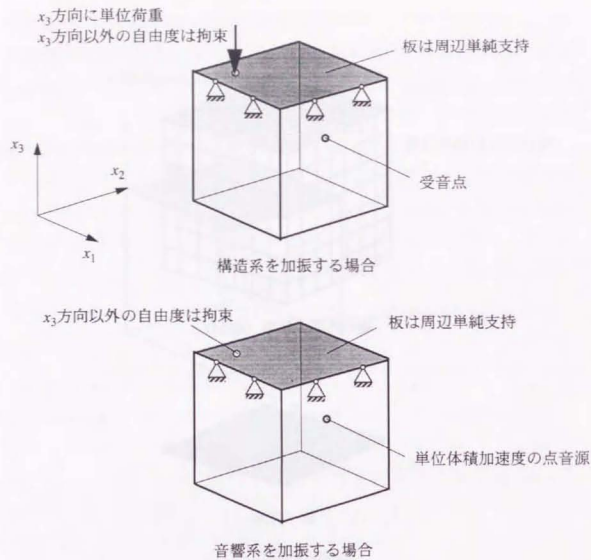


図3-5. 境界条件と荷重条件

表3-1. 板とキャビティの固有振動数

Mode no.	Plate (Hz)	Cavity (Hz)
1	332	0
2	797	946
3	824	946
4	1278	946
5	1677	1338
6	1679	1338
7	2133	1338
8	2133	1639
9	2817	1903
10	2838	1903
11	2855	1903

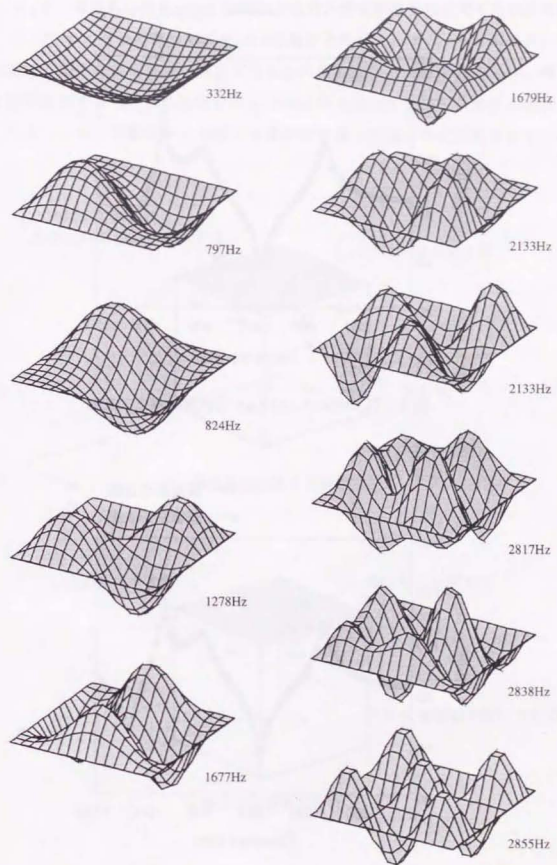


図3-6. 板の固有モード形

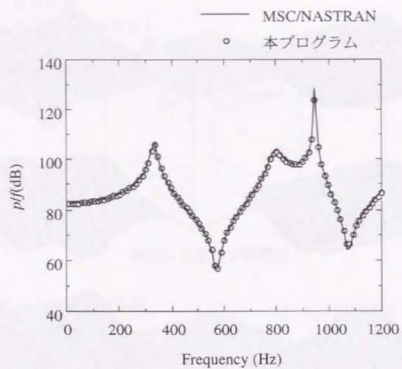


図3-7. MSC/NASTRANの計算結果との比較

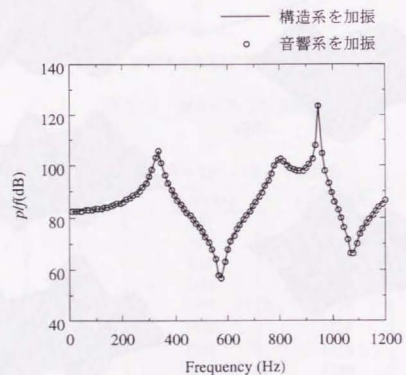


図3-8. 構造音響伝達関数の比較

3.2.2 構造系に加えられた強制変位入力と発生する音圧に関する相反定理

3.2.1と同一の箱モデルを用いて検証を行った。図3-9に構造系から加振する場合と音響系から加振する場合の境界条件と荷重条件を示す。構造系から加振する場合は、加振点の x_3 方向以外の自由度を拘束し単位加速度を与える。一方、音響系から加振する場合は本来の加振点を完全拘束する。荷

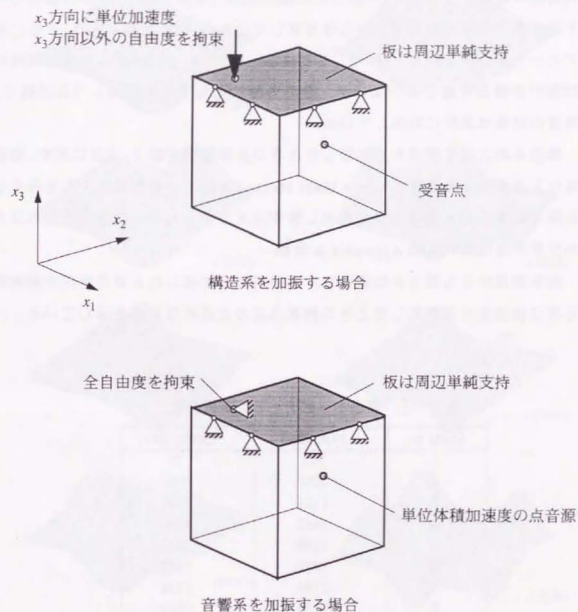


図3-9. 強制加速度加振の境界条件と荷重条件

重として受音点に単位体積加速度の点音源を置き、結果として生じる拘束点反力の応答を計算する。連成していない状態の板の固有振動数と固有モードを表3-2、図3-10に示す。

初めに本プログラムを検証するため構造系を加振した場合について、MSC/NASTRANの計算結果との比較を行った。両者の計算結果を図3-11に示す。強制変位加振の計算法としては、加振点に対象としている系の $10^3 \sim 10^4$ 倍程度の質量を付加するLarge Mass Method[87]を用いた。この時の固有モードは加振点を拘束したモードにほぼ等しくなるが、0Hz近傍に図3-12に示すモードが追加される。3.2.2と同様、MSC/NASTRANの計算では箱の外側の音場を考慮していないが、箱の外側に発生する音圧のレベルは低く、両者の結果は良好に対応している。

構造系および音響系から加振したときの計算結果を図3-13に示す。構造系に入力を与える計算はLarge Mass Methodを用い、音響系に入力を与える計算では本来の入力点を完全拘束し拘束点反力から伝達特性を求めた。反力の計算方法についてはAppendix A参照。

計算結果からも明らかなように、音響系から加振したときの音圧の周波数応答は構造系から加振したときの拘束点反力と良好な対応を示している。

表3-2. 板とキャビティの固有振動数

Mode no.	Plate (Hz)	Cavity (Hz)
1	511	0
2	830	946
3	1124	946
4	1682	946
5	1689	1338
6	1889	1338
7	2157	1338
8	2166	1639
9	2824	1903
10	2883	1903
11		1903

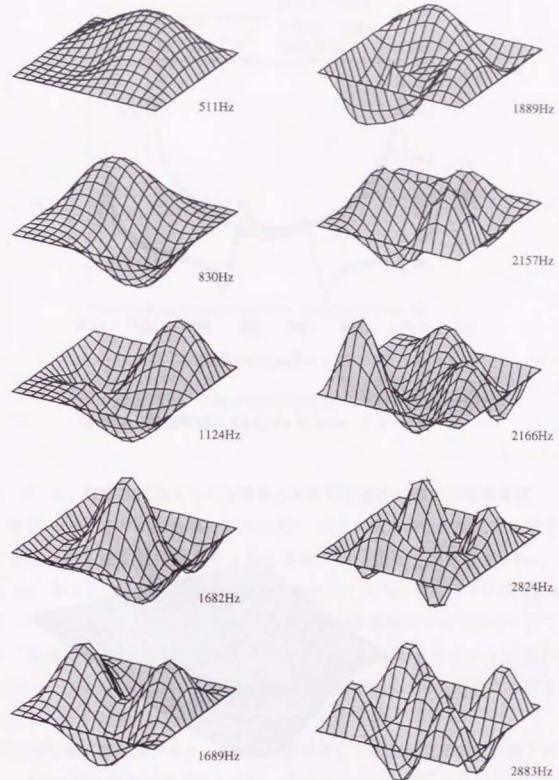


図3-10. 板のモード形

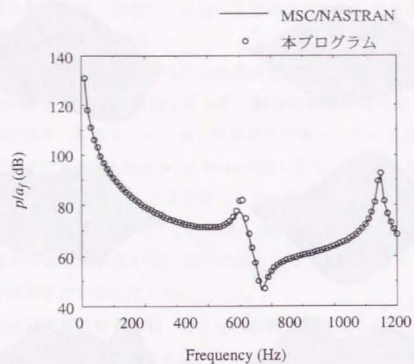


図3-1-1. MSC/NASTRANの計算結果との比較

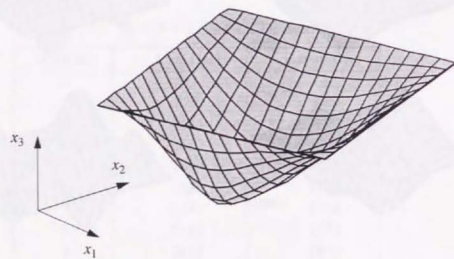


図3-1-2. Large Mass Methodを用いた場合に追加される固有モード

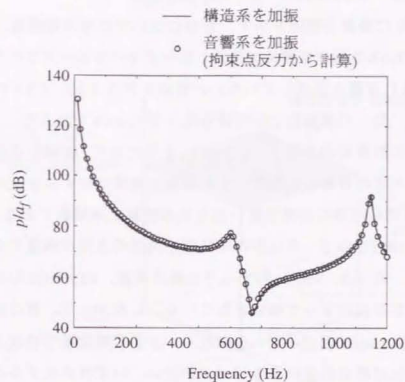


図3-1-3. 強制加速度加振に対する音圧応答の比較

3.2.3 音響系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理

図3-1-4に示す単純な箱モデルを用い、箱の内部空間と外部空間に設定した受音点と音源位置の間の相反性を検証した。箱モデルは縦0.18m、横0.18m、高さ0.18mの6面体で、上面に厚さ 3×10^{-3} m、密度 8.5×10^3 kg/m³、ヤング率104GPa、ポアソン比0.37の板が周辺単純固定で取り付けられている。音源は(0.05, 0.05, 1.0)の位置に、受音点はキャビティ内部の点(0.05, 0.05, 0.05)に設定した。騒音の透過経路は図3-1-5に示す3種類を考え次のモデルを用意した。

- (1) 剛な板に開口部があり、この開口部を介して音波が音響的に伝播するモデル（開口部の大きさは $0.045\text{mm} \times 0.045\text{mm}$ ）。
- (2) 弾性板があり、板の振動を介して音波が伝播するモデル。
- (3) 弾性板に開口部があり、開口部を介して音響的に伝播する経路と板の振動を介し伝播する経路が同時に存在するモデル（開口部の大きさは

0.045mm × 0.045mm).

図3-16に要素分割図を示す。音場については境界要素法、板の部分はMSC/NASTRANの固有値解析で求めたモーダルパラメータでモデル化している。表3-3に音響と連成していないときのモデル(2)、(3)の板の固有振動数を示す。モード減衰比としては各モードに0.03を与えた。

各モデルの計算結果を図3-17~3-19に示す。実線が点音源を箱の外側に置いたときの音響伝達関数(単位体積加速度に対する音圧の周波数応答関数)、○が箱の内側に音源を置いたときの音響伝達関数である。計算結果において、約180Hzのピークは板の開口部と内部の空間が形成するヘルムホルツの共鳴器、約310、800Hzのピークは板の共振、約950Hzのピークは箱の内部空間の定在波によって形成されている。したがって、開口部のないモデル(2)には180Hz周辺のピークはなく、上面が剛な板で形成されているモデル(1)には板の共振によるピークがない。いずれのモデルにおいても実線と○は一致しており、相反定理が成立していることが確認できた。

図3-20にモデル(1)と(3)の音響伝達関数の比較を示す。両者の差は開口部の有無であるが、こうした透過音の問題では開口部からの侵入する騒音の影響が大きいことが分かる。

3.3 結言

構造と音響の相反定理を、構造音響連成解析プログラムを用いた数値計算により検討し以下の結果を得た。

- (1) 箱モデルの計算結果より自動車の騒音問題で使う三種類の相反定理が成り立つこと、本定理に基づく音響伝達関数、構造音響伝達関数の測定が可能であることを確認した。
- (2) 構造系に加えられた強制変位入力と発生する音圧に関する相反定理を応用して構造音響伝達関数を計算するときは、構造系の境界条件の違いに注意する必要がある。
- (3) 音響系に加えられた荷重と音圧の間の相反定理は、純粋に音響的な経路と、一旦振動に変換されて伝達する経路が混在する場合も成り立つ。

音源(0.05, 0.05, 1.0)

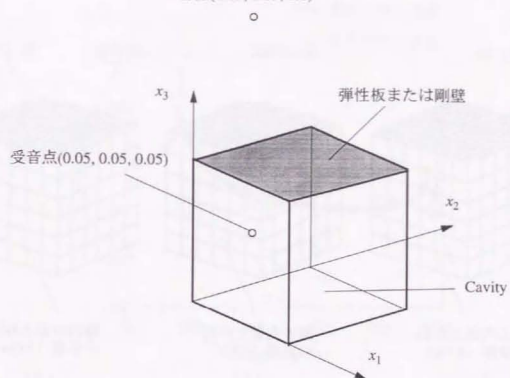


図3-14. 箱モデル

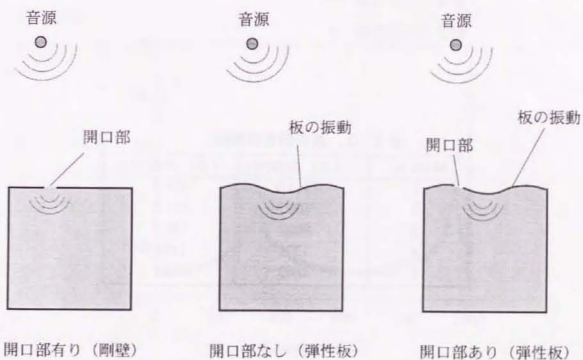


図3-15. 騒音透過のパターン

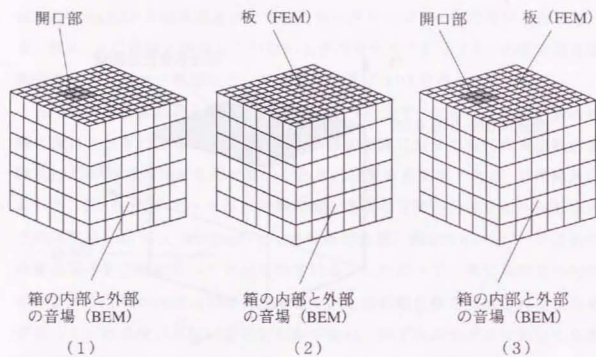


図3-16. 要素分割図

表3-3. 板の固有振動数

Mode no.	(2)の板(Hz)	(3)の板(Hz)
1	315.9	304.2
2	800.3	761.2
3	800.3	788.1
4	1278	1238
5	1643	1525

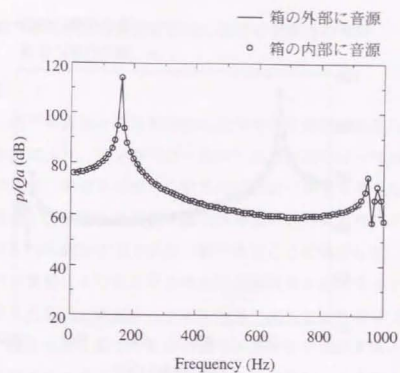


図3-17. 音響伝達関数の比較 (モデル (1))

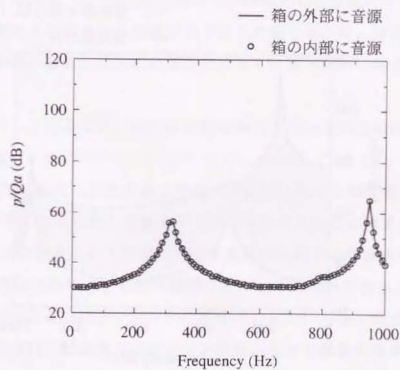


図3-18. 音響伝達関数の比較 (モデル (2))

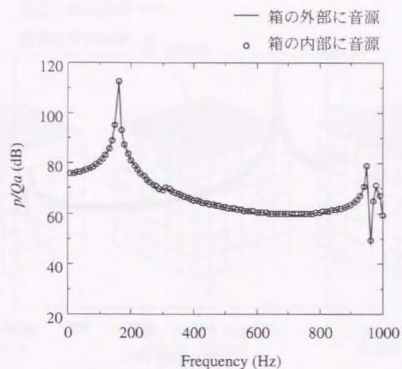


図3-19. 音響伝達関数の比較 (モデル (3))

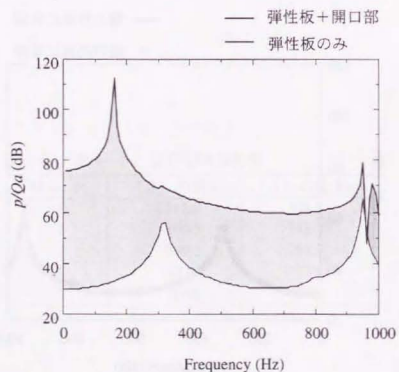


図3-20. 開口部の影響

第4章 実験方法の検討と自動車構造における相反性の検証

4.1 緒言

前章では、境界要素法と有限要素法によるモード解析法を組み合わせた構造音響連成解析により、第2章で述べた相反定理が成り立っていることを検証した。その結果、構造系に加えられた荷重により発生する音圧の伝達特性を測定する場合、受音点に点音源を置き構造系の入力点に発生する加速度あるいは拘束点反力を測定する方法が可能であることを確認した。また、音響系に加えられた荷重により発生する音圧の伝達特性を測定するときは、入力点と受音点を入れ替えて測定する方法が利用できることも確認できた。

本章では、相反定理に基づき音響加振で伝達特性を測定するときの実験方法について説明すると共に、自動車の騒音特性測定においてこの手法が適用可能であることを示す。はじめに、三種類の相反定理に対応した実験装置と信号処理の方法について説明する。次に、本手法で用いる音源に要求される性能と製作したスピーカの構造、音源のもつ加振力の測定法について述べる。最後に、実際の入力点側から加振する方法と比較しながら、相反性を応用した方法が自動車の騒音特性測定に適用できることを実験的に確認する。

今まで述べてきたように、自動車の騒音解析で用いられる相反定理は次の三種類である。

- (1) 構造系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理
- (2) 構造系に加えられた強制変位入力と発生する音圧に関する相反定理
- (3) 音響系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理

(1)を活用した実験は最も利用範囲が広いと考えられており、自動車ではサスペンションあるいはエンジンから車体への入力に対して発生する音の伝達特性の測定 [52]、航空機ではエンジン振動によって発生するキャビンの騒音の伝達特性の測定 [47] 等が報告されている。また、加振力推定にも応用されており、音響系の騒音源によって励起された構造物の振動から音源の体積

速度を推定する研究[51]、構造系の振動源によって発生している音圧から加振力を推定する研究が行われている。

(2)の相反定理を応用した例は少なく、自動車への応用は筆者らが路面入力によって発生する騒音の解析に用いた報告[3]以外見あたらない。自動車以外でも模型実験に適用した例[44]が報告されている程度である。

(3)は放射音の問題、特に音響系に限定される現象では比較的広く用いられている。自動車では、車外騒音の伝達特性の測定に適用した事例の報告[45]が多く、エンジン表面から乗員耳位置に至る伝達経路のように途中に構造系が介在する場合に適用した例は少ない。これは、自動車構造ではゴムのような線形的でない材料が多く使われていること、スポット溶接等振動の振幅からみるとがたの大きい結合手段が使われていることなどにより、相反定理の前提条件である線形性を満足していないというイメージが強くなることが一因と推定される。

4.2 実験装置と信号処理について

(1)～(3)の相反定理を利用した実験方法の順に説明する。

4.2.1 構造系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理を適用した測定

構造系側から加振機で加振する場合の実験状況を図4-1に示す。加振機を使った実験では、加振機と構造物との間に取り付けたロードセルで加振力を測定し、これをレファレンス信号として受音点音圧の周波数応答関数を計算する。このとき、加振方向以外の入力は測定できないため、加振機と加振される構造物の間は横方向の入力が入らないように結合する必要がある。

一方、相反定理を応用した音響加振実験では、本来の受音点にスピーカを置き、構造系の加振点での振動を測定する。伝達特性は、スピーカの加振力(本文中では体積加速度を主に用いている)をレファレンス信号として構造系の加振点における振動の周波数応答関数として求める。このとき振動を測定する方向は構造系への入力の方向と一致させる。

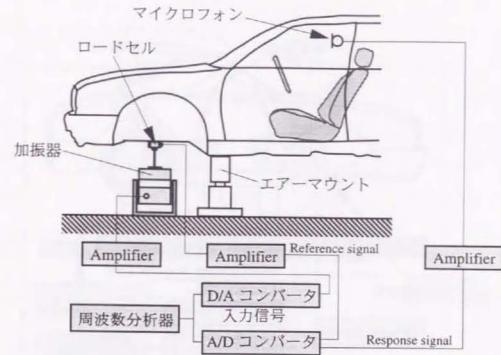


図4-1. 加振器を用いて構造音響伝達関数を測定する方法

自動車の実験では図4-2に示すようにスピーカへの入力電圧 E に対する入力点の加速度応答 a を測定し、次式を用いてスピーカの体積加速度に対する加速度の応答に換算する。

$$H = \frac{p}{f} = \frac{a}{Q_v} = \frac{a}{E} \frac{E}{Q_v} \quad (4-1)$$

ここで、 H は構造音響伝達関数、 Q_v はスピーカの体積加速度である。スピーカの特性を表す Q_v/E は、周辺からの反射の影響の少ない6面無響室で予め測定しておく。 Q_v は実験中に直接測定することが理想であるが、スピーカはキャビンの中に置かれることが多いため測定は容易ではなく、通常はこのような換算を行う。

4.2.2 構造系に加えられた強制変位入力と発生する音圧に関する相反定理を適用した測定

本定理を利用した音響加振実験では、本来受音点の位置にスピーカを置き、

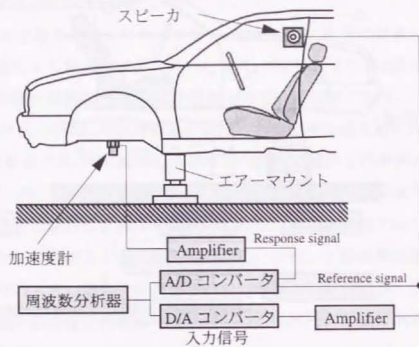


図4-2. 音響加振で構造音響伝達関数を測定する方法

構造系の加振点を拘束した状態で反力を測定する。このとき拘束する側の剛性を拘束される側の構造物に対して十分高くとる必要がある。自動車の騒音問題では、タイヤが路面から受ける強制変位入力に対する音圧応答の測定に適用される。タイヤはロードセルに対して剛性が低いためこの条件を満たしている。

図4-3に構造系を加振機で加振する場合の実験装置を示す。加振機を使った実験では、加振点の変位（通常は加速度を用いる）を測定し、これをリファレンス信号として受音点音圧の周波数応答関数を計算する。このとき、加振方向以外の変位は0とする必要があり、加振機と加振される構造物の間は加振方向と直交する方向に変位しないように結合する必要がある。

一方、音響加振ではスピーカへの入力電圧 E に対する拘束点反力 F_r の応答を測定し、式(4-3)を用いて構造系に加えた強制加速度入力 a_i に対する音圧の応答関数 H に変換する。実験装置を図4-4に示す。このとき反力を測定

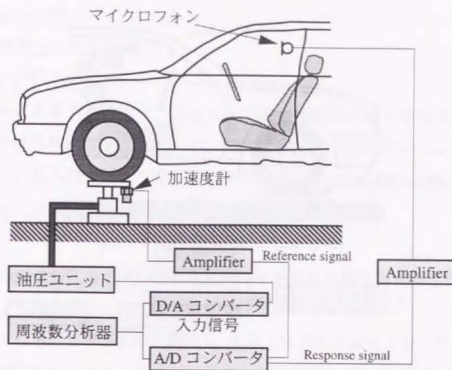


図4-3. 加振器を用いて構造音響伝達関数を測定する方法

する方向は構造系への変位入力方向と一致させる。

$$H = \frac{P}{a_i} = \frac{F_r}{Q_a} = \frac{F_r}{E} \cdot \frac{E}{Q_a} \quad (4-2)$$

Q_a/E はスピーカ特性であり、4.2.1と同様、予め無響室で測定しておく。

音響加振は油圧加振機では難しいとされる前後、左右方向の特性測定も容易であり、4個のスピーカと4輪分の3軸ロードセルを使えば前席、後席の乗員の耳位置に対する4輪3方向の伝達関数を一回の実験で測定することができる。多方向の測定が容易にできることは、油圧加振機のような大型の設備を必要としないことと共に相反定理を応用した音響加振法の優れる点である。

なお、ここで多点加振とは、構造物の伝達特性を測定する方法として普及している多点ランダム加振法のことである。図4-5の様に構造物を N 個の加振機で加振し、伝達特性を表す周波数応答関数 $[H]$ を測定する場合を考える。

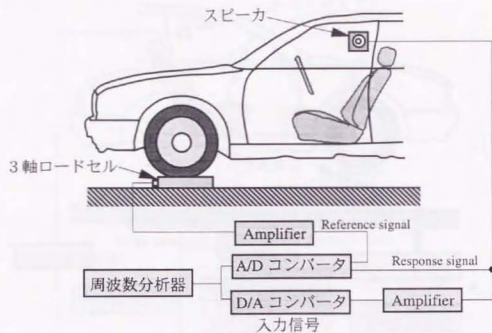


図4-4. 音響加振を利用する方法

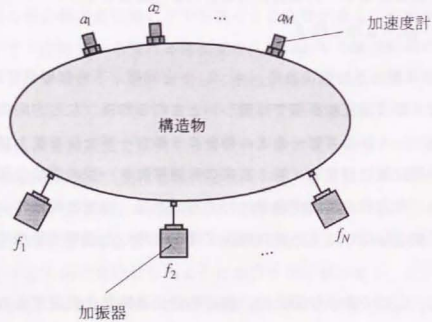


図4-5. 多点同時加振法

評価点の加速度 $\{a_i\}$ は、各加振機からの入力 $\{f_i\}$ に対する応答の和となる。

$$\{a\} = [H] \{f\}. \quad (4-3)$$

両辺の右側から $\{f^*\}^T$ をかけると、

$$\{a\} \{f^*\}^T = [H] \{f\} \{f^*\}^T. \quad (4-4)$$

ここで、* は複素共役を表す。入力として互いに相関の低い信号を使えば、 $\{f\} \{f^*\}^T$ の逆行列が存在し、式(4-5)を $[H]$ について解くことができる。したがって、各入力に対する各応答の伝達特性 $[H]$ は次の様になる。

$$[H] = \{a\} \{f^*\}^T \{f\} \{f^*\}^T{}^{-1}. \quad (4-5)$$

4.2.3 音響系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理を応用した測定

本定理を利用した音響加振実験では、本来受音点の位置にスピーカを置き、騒音源表面に設定したマイクロフォンにより音圧を測定する。図4-6に音源

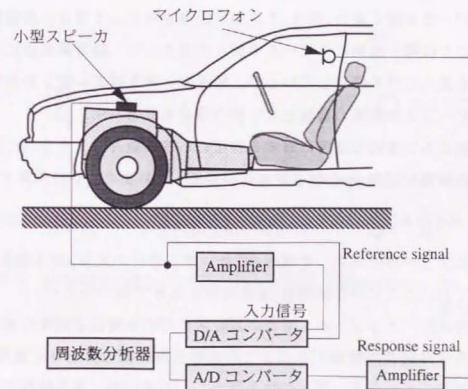


図4-6. 騒音源側にスピーカを置いて音響伝達関数を測定する方法

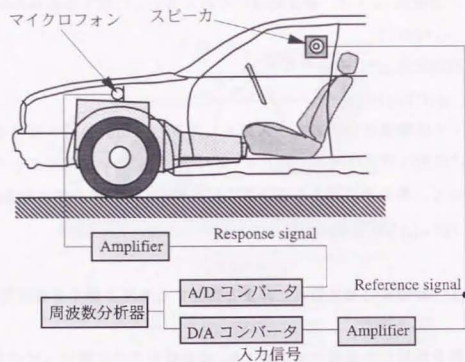


図4-7. 相反定理を応用した方法

側にスピーカを置く場合、図4-7に相反定理を利用した場合の実験装置を示す。ここでは騒音源側にスピーカを置く方法として、騒音源表面に小型のスピーカを置く方法を図示しているが、騒音源、例えばエンジンの形状を模擬したスピーカを加振用の音源として使う場合もある[89]。

騒音源のもつ体積加速度に対する音圧の応答関数 H は、受音点に置いたスピーカの体積加速度 Q_s と騒音源表面の音圧 p より次のように計算する。

$$H = \frac{p}{Q_s} = \frac{p}{E} \frac{E}{Q_s} \quad (4-6)$$

実験ではスピーカに入力した電圧 E にたいする音圧の応答 p/E を測定し、予め測定しておいたスピーカ特性 Q_s/E を用いて換算する。

この方法は、エンジンから乗員の耳位位置までの音響伝達関数の測定、エンジンから車外騒音を評価する点までの音響伝達関数の測定等に適用される。実験は効率の点からランダム加振を行うことが多いが、車外騒音の伝達特性測定のように音源とマイクロフォンの間の距離が大きくなると測定時のコ

ヒーレンスが下がることもある。これは、図4-8に示す様に、スピーカから出た音がマイクロフォンに届く時間が、FFTで処理する1ブロックの時間に対して無視できない大きさとなり、応答信号の一つ前のブロックの音が混じったり、収録時間内にマイクロフォンに届かない音があるためである。空気の音速は構造体の音速に比べて小さいため、音源とマイクロフォンの距離 L が数メートル以上ある場合は、この誤差に対する対策をとった方がよい。方法としては、一部ブロックのデータ点数を増やし、入力信号として初めと終わりの入力を0とするバーストランダム信号を用いること、更に入力信号と出力信号の間に2点間の距離を音速 c_0 で割った時間差を設定する方法等が考えられる。コヒーレンスを改善する方法はいろいろあるが、バーストランダム信号と時間差を用いる方法がデータ量の増加もなく最も合理的な方法である。

図4-9に入力信号として連続的なランダム信号を使いハンギングウィンドーで処理した場合と、バーストランダム信号を用い入力信号と出力信号の間に

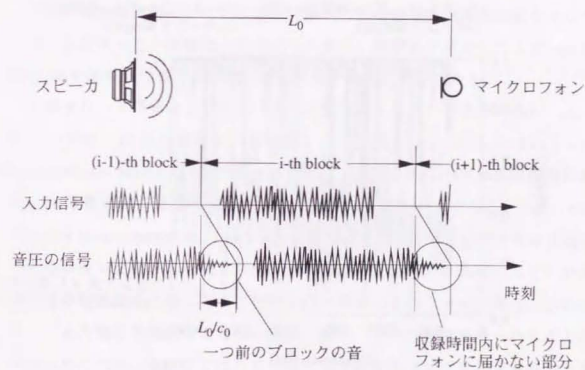


図4-8. 時間遅れの影響

時間差を設定した場合の比較を示す。実験は半無響室に車両を置き、マイクロフォンをエンジンオイルパンの中央位置、スピーカを車両の側方7.5m、前輪ホール中心から後方約5.0m、高さ1.2mの位置に設定した。この時マイクロフォンとスピーカの距離は約9mとなり、音波がスピーカからマイクロフォンに到達するまでの時間は、 $9/340 \approx 0.03$ 秒となる。1ブロックのデータ点数は1024、サンプリング周波数は8192Hzである。測定結果より、コヒーレンスが改善されることが確認できる。

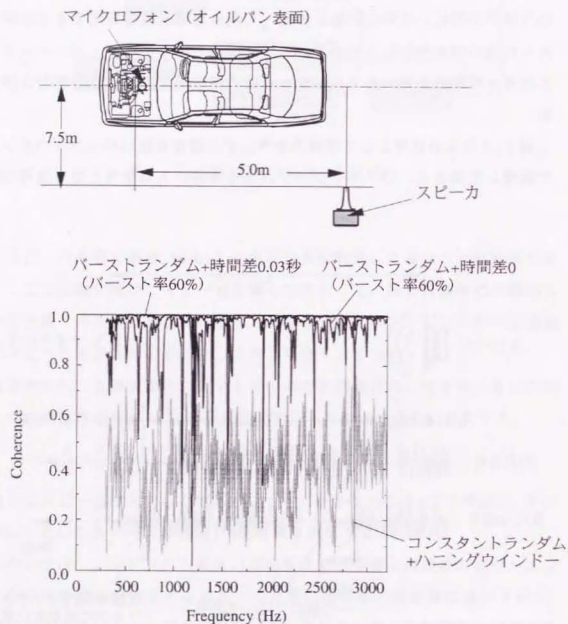


図4-9. コヒーレンス改善状況

4.2.4 スピーカの加振力を換算するときの誤差

本論文の実験ではスピーカの加振力を入力電圧に対する周波数応答関数として処理している。しかし、スピーカまで含めた電気・音響・構造系における力の項は電流であり[90,91]、厳密に言えば加振力として測定すべき物理量は電流 I_0 である(図4-10)。また、スピーカコーン表面の加速度 a_s は、表面の外側にかかる音圧 p_s にも依存し、 a_s を正確に求めるためには、 I_0 の他に p_s の測定が必要となる。受音点は多くの場合、乗員の耳位置であり、 p_s はスピーカ特性を測定する無響室よりもレベルが高くなるのが一般的である。

電流の代わりに電圧を使うことと、スピーカ周辺の音圧の影響を調べるため、車室内にスピーカを設置した状態でコーン紙の振動を測定し、無響室で測定した結果と比較した。実験状況を図4-11、入力電圧 E に対する可動部表面の速度 v_s と音圧 p_s の比較を図4-12、4-13に示す。実験は半無響室にFRの普通乗用車を置き、レーザドップラー振動計を用いて、前席左ドアのガラス越しに速度 v_s を測定している。用いたスピーカは外形寸法が約 $0.6\text{m} \times 0.3\text{m} \times 0.25\text{m}$ で、直径0.2mのユニットが取り付けられている。

スピーカを車室内に置いた場合、コーン紙表面の音圧は無響室での値に対して3~4dB程度変化しているが、速度 v_s の測定結果は良好な対応を示している。したがって、加速度 a_s の変化も小さく、無響室で測定したスピーカ特性 Q_s/E を車室内に置く場合にも適用可能であることが分かる。

レファレンス信号としてスピーカへの入力電圧を用いる方法の他に、エンクロージャー内部の音圧 p_i (図4-10)を用いるInternal Pressure Measurement Method [92]がある。これは、内部の音圧が可動部の振動に依存し、外部音場の影響を受けないことを利用した方法である。Internal Pressure Measurement Methodはスピーカが劣化し入力電圧に対する体積速度の応答特性が変化しても使える理論的には優れた方法であるが、スピーカ内部音圧の測定精度に対してやや影響を受けやすいという欠点がある。これに対して入力電圧を測定する方法は簡単であり、十分な精度が得られることが確認されたため、本研究ではスピーカへの入力電圧をレファレンス信号とする方法を用いた。

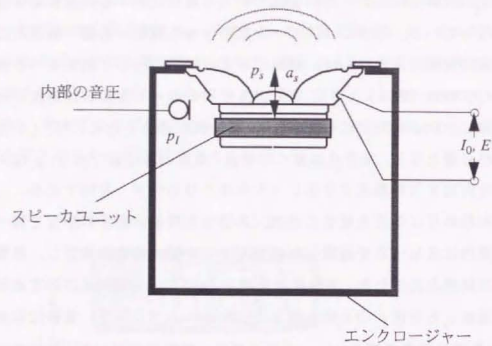


図4-10. スピーカの構造

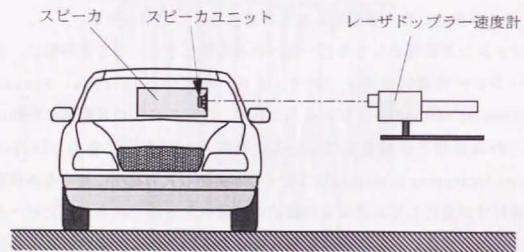


図4-11. キャビン内での音圧上昇がスピーカ特性に与える影響の検討

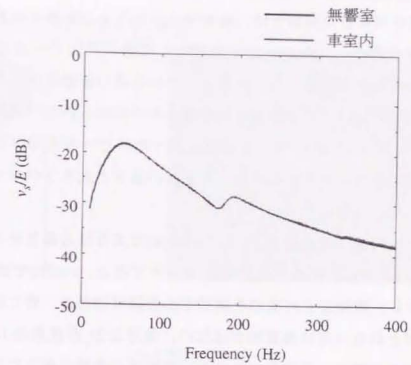


図4-12. 入力電圧に対する表面振動の応答の比較

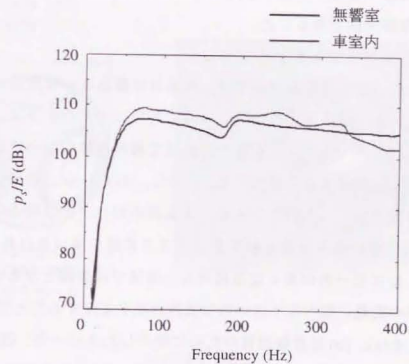


図4-13. 入力電圧に対する表面音圧の応答の比較

4.3 音響加振に用いる音源について

相反定理を利用した実験では、本来マイクロフォンを置くべき受音点に加振用の音源を置く。したがって、音源として用いるスピーカにはマイクロフォン程度の質量と大きさで、対象としている系の音響特性と振動特性に影響を与えない等価的な点音源とみなせるものが求められる。音響加振に関する研究 [例えば文献 37] では発音部位を絞ったスピーカを用いることが多いが、測定精度を考えるとスピーカ全体の重さと大きさが与える影響を考慮しなければならない。

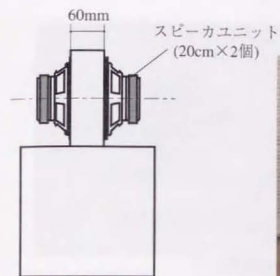
音源全体の代表寸法を $2l_s$ とすると、等価的な点音源と見なせる条件は理想的には $kl_s \ll 1$ とされている。例えば $kl_s = 0.1$ とすると、100Hz では $2l_s = 0.1\text{m}$ となる。しかし、厳密にこの条件を満足する音源は加振力、特に低い周波数での加振力がとれないため現実的ではない。実用上 $2l_s$ が波長の $1/8$ ($kl_s = 0.4$) 程度までは点音源として近似できるが、自動車の実験に使うには加振力が不足する。

音源が点音源的であるためには、次の3つの条件を満たす必要がある。

- (1) 音源の体積が周辺の空間の体積に対して無視できること。
- (2) 無指向性であること。
- (3) 質量が0であること。

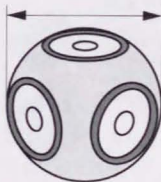
相反定理を応用した音響加振では、乗員耳位置あるいは車両から離れた受音点におくため、音源周辺の空間は十分にあり (1) の条件は比較的容易に満足される。条件 (2) は、複数の振動面を設け複数の方向に音波を放射することである程度補うことができる。しかし、1000Hz 以上の周波数では大きさの点で使えるスピーカがないため、振動面の前にパイプ状のホーンを設けホーンの開口部から音波を放射するタイプの音源を用いる以外方法がない。条件 (3) はスピーカが重くなる低周波の実験では問題となるが、スピーカの質量は車の質量に比べて小さいので支持方法を工夫することで対応できる。

図 4-14 (a), (b) に音響加振のために製作したスピーカ、図 4-15 にそれぞれの適用周波数範囲の目安を示す。本研究では適用する周波数別に4種類のスピーカを用意した。



(1) 大型対面スピーカ

外径 $\phi 208$ (大)
外径 $\phi 176$ (小)

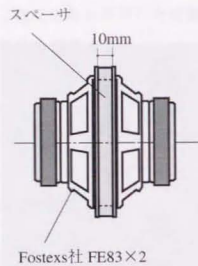


Fostex社 FE103×6個 (大)
Fostex社 FE83×6個 (小)
(2) 球型スピーカ

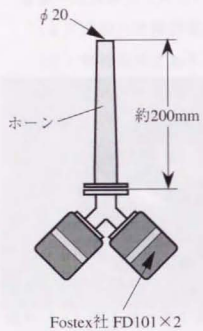


(2) 球型スピーカ

図 4-14 (a). 試作した各種のスピーカ



(3) 小型対面スピーカ



(4) ホーンスピーカ

図4-14(b). 試作した各種のスピーカ

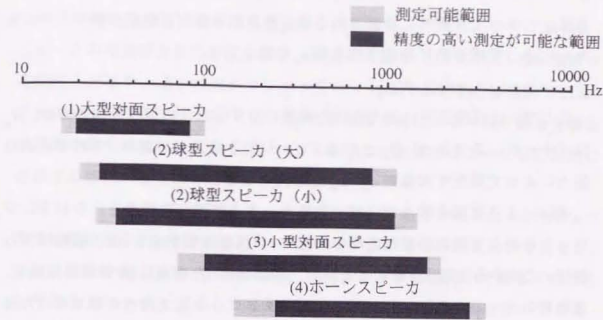


図4-15. 適用周波数の目安

4.3.1 低周波 (15~100Hz) 用のスピーカの製作

最も低周波数用の音源として、直径約0.20mのスピーカユニットを使った図4-14の(1)のような大型の対面スピーカを製作した。

この音源は、コーン紙の振動による反力が構造的に車体を加振するのを防ぐため、2つのスピーカユニットを0.06mの間隔で対面させて反力をキャンセルする構造としてある。スピーカコーンの質量は数グラム~数十グラム程度であり、誤差を生む要因としては見落としがちであるが、無視できない場合があることを説明する。

低い周波数で使うスピーカはある程度容積のある箱が必要となるため、図4-16のようにシートに乗せて使うのが一般的である。こうした使い方をする場合、スピーカの質量により対象としている系の特性が変化することは避けられない。より大きな誤差はスピーカの可動部の振動により生じる反力が、スピーカの質量とシートのバネによって形成される固有モードを励起した時に生じる。ここでは、構造音響伝達関数を測定する場合について考える。ス

ピーカで車両を加振したとき観測される車両の加速度 a は、スピーカの体積加速度 Q_a によって音響的に励起される項 a_a とスピーカの可動部が動くときの反力 f_m によって構造的に励起される項 a_m の和となる。

$$a = a_a + a_m = H_a Q_a + H_m f_m \quad (4-7)$$

ここで、 H_a は構造系に加えられた荷重に対する音圧の周波数応答関数、 H_m はイナータンスである。 Q_a と f_m はコヒーレントな入力であり、それぞれの加振力によって発生する振動 a_a 、 a_m を区別することはできない。

図4-17に板を挟んでスピーカをシート上に置いた場合と、ウレタンブロックを挟んだ場合の車両先端の加速度 a の測定結果を示す。図の縦軸は入力電圧 E に対する加速度 a をとっている。実験に用いた車両はFF普通乗用車で、運転席のシートの上に直径0.2mのスピーカユニットを上向きに取り付けた音源を乗せ、半無響室で測定を行った。濃い実線が板を挟んだ場合の結果、薄い実線がウレタンブロックを挟んだ場合の結果である。加速度のデータは20~40Hz前後の低い周波数域で異なっているが、これは式(4-8)の $H_m f_m$

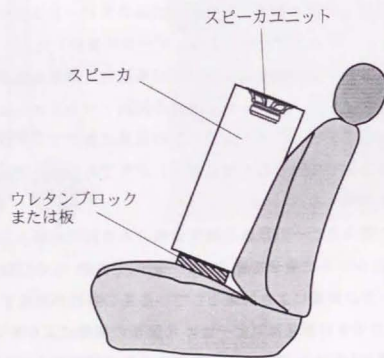


図4-16. スピーカ設置状況

の項が大きな影響を与えているからである。

同じ車両について、加速度を測定した点からインパルスハンマで加振し、スピーカの可動部表面の音圧を測定した結果を図4-18に示す。濃い実線が板を挟んだ場合、薄い実線がウレタンブロックを挟んだ場合の結果である。2本の線はほぼ重なっており、スピーカの支持方法による車両の構造音響伝達関数の変化はほとんど無く、図4-17に示した結果にはコーン紙の振動に起因する誤差が含まれていることが分かる。

図4-19に本研究で製作した大型対面スピーカを用いた場合の加速度 a の測定結果を示す。この図は図4-17とはFF小型乗用車の測定結果であるが、加速度測定位置、スピーカ設置位置、測定条件等はほぼ同一である。板を挟んだ場合とウレタンブロックを挟んだ場合の測定結果の差は微小であり、コーン紙が振動する時の反力による誤差が改善されている。文献[52]では、直接構造物を加振した場合の測定結果と音響加振の測定結果が低い周波数で異なっているが、ここで述べている反力によるものと推定される。

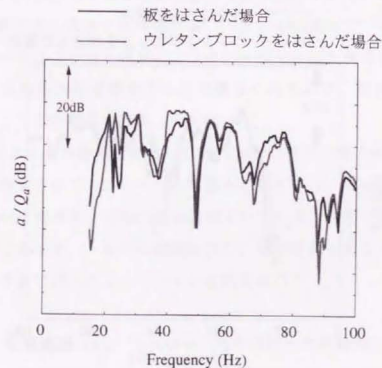


図4-17. 上面にスピーカユニットを設けたスピーカによる測定結果

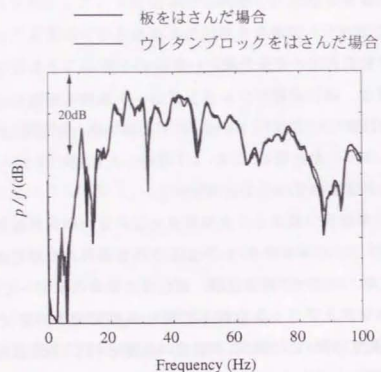


図4-18. インパルス加振による測定結果

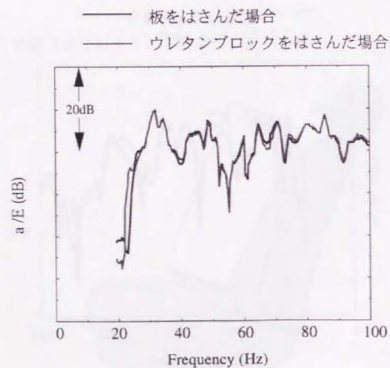


図4-19. 大型対面スピーカによる測定結果

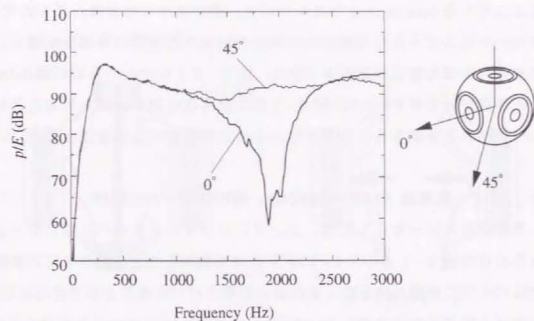


図4-20. 低中周波用スピーカの指向特性

4.3.2 低中周波 (20~1300Hz) 用のスピーカの製作

比較的広い周波数域で使える音源として図4-14の(2)に示す球型のスピーカを製作した。大きさは外径が $\phi 0.176\text{m}$ と $\phi 0.206\text{m}$ で、いずれも6個の小型のスピーカユニットと球型のエンクロージャーから構成されている。高い周波数では無指向性を確保するのが難しくなるので、複数のスピーカユニットを使って指向特性を改善している。

図4-20に6面無響室で測定した $\phi 0.176\text{m}$ のスピーカの中心から0.2mにおける指向特性を示す。スピーカの半径を l_0 とすると、 $kl_0=1.9\sim 2.1$ となる1200~1300Hz程度まで無指向性が確保されている。実用上測定はこの周波数まで可能であるが、一般的に認識されている点音源と見なせる範囲を遙かに越えており後で述べるような多少の制約を受ける。

4.3.3 中高周波 (80~2000Hz) 用のスピーカの製作

球型スピーカよりも少し高い周波数まで使えるスピーカとして図4-14の(3)に示すような小型の対面型のスピーカを用意した。これは2個のスピー

カユニットを face to face で組み合わせ、間にスペーサを挟んだものである。スペーサはスピーカの可動部と可動部で囲まれた空間の容積を拡張し、低い周波数の加振力を上げる効果がある。図 4-2 1 に中心からの距離 0.2m における指向特性を示す。なお、図 4-2 2 のような仕切り板を入れるとスピーカコーンが平行移動するモードがなくなりより理想に近い音源となる。

4.3.4 高周波 (150~3000Hz) 用のスピーカの製作

高周波用スピーカとしては、コンプレッションドライバ 2 個とホーンを組み合わせた図 4-1 4 の (4) に示す音源を製作した。このタイプの音源の利点はパイプの先端の径を細くすれば点音源に近づけることができる点にあり、今回は上限周波数を考慮し $\phi 0.02\text{m}$ とした。図 4-2 3 にホーン先端から 0.12m における指向特性を示す。

コンプレッションドライバを用いた場合の問題点は、コンプレッションドライバ自体が障害物になり指向特性を悪化させることである。筆者らはホーンを長くすると共に、複数の小型のドライバを用いることで測定誤差の出しにくい構造としている。

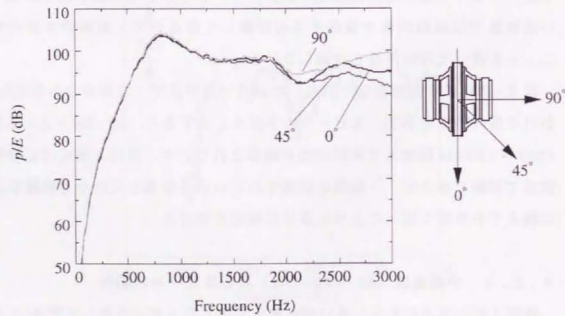


図 4-2 1. 中高周波用スピーカの指向特性

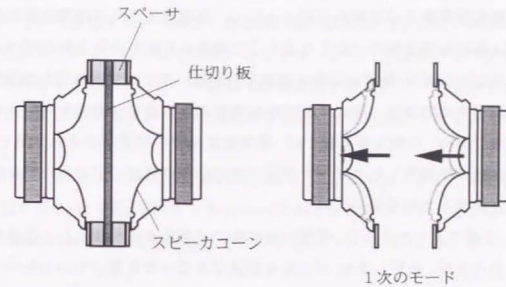


図 4-2 2. コーンが平行に移動するモードの対策

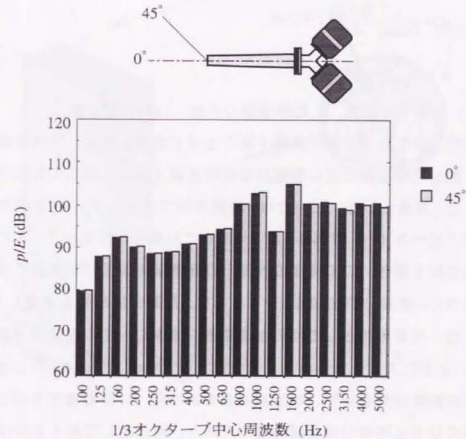


図 4-2 3. 高周波用スピーカの指向特性

4.4 音源の加振力測定

音響加振実験では音源の加振力として、体積速度または体積加速度を用いる。以前は体積速度が一定となるような構造の音源も検討されたが[93]、最近ではスピーカの可動部の振動を加速度計あるいはレーザーを利用した振動計で直接測定する方法か、周辺の音圧から逆算する方法で加振力を測定するのが一般的である。本論文の実験では、高周波数域での誤差が小さい方法として、6面無響室で測定したスピーカ周辺の音圧から点音源の式を用いて体積速度を逆算する方法を用いている。

4.3章で述べたように、音響加振実験では音源を点音源として伝達特性の測定を行うが、必ずしも $kl_s \ll 1$ となる範囲でスピーカを使っているわけではない。したがって、加速度計等で測定した音源の加振力は点音源と見なしたときの等価的な加振力とは異なっている。有限体積の呼吸球の式(4-8)と点音源の式(4-9)から明らかな様に、同一の体積速度 Q を有する音源であっても中心からの距離 r における音圧の振幅のレベルは点音源よりも低くなる。

$$p = \frac{1}{1+ika_0} \frac{I\rho\omega Q_0}{4\pi r} e^{-ik(r-a_0)}, \quad (4-8)$$

$$p = \frac{I\rho\omega Q_0}{4\pi r} e^{-ikr}. \quad (4-9)$$

ここで、距離 k は波数、 a_0 は呼吸球の半径、 I は \sqrt{I} である。

実験的に厳密な点音源を実現することはできないため、境界要素法の計算で点音源と見なしたときの等価的な体積速度を用いた補正が可能であるかを検討した。対象としたスピーカは、無指向性ではあるが $kl_s \ll 1$ を満たしていない球形スピーカ(小)である。図4-24に計算モデルを示す。スピーカの近くに直方体を置き、この物体の表面上の音響伝達関数が精度良く求められるかを調べた。要素分割を図4-25に示す。計算は対称性を考慮し1/4モデルで行った。荷重条件としては可動部相当の要素に一定の速度を与えている。

図4-26にスピーカの中心と測定対象物との距離 $L=0.5\text{m}$ のときの音響伝達関数の計算結果を示す。球音源と点音源は同一の体積速度を持つが、周波数が高くなると両者の結果は異なっており、補正無しで使えるのは200Hz程度までであることが分かる。補正結果(a)はスピーカを点音源と見なし、中心

から P 方向1m(図24参照)の点における音圧から式(4-9)より求めた等価的な体積速度を用いて補正した結果、補正結果(b)は Q 方向の音圧から補正した結果である。この補正に用いる音圧は、空間に音源だけが存在する場合の計算結果を用いている。等価的な体積速度を使うことで無指向性が保証されている1400Hz程度まで音響伝達関数が高い精度で求められることが分かる。

次に $L=0.1\text{m}$ とした場合の計算結果を図4-27に示す。音源と対象物の距離が近すぎると、補正を行っても600Hz以上では誤差が大きくなることが分かる。周辺の音場が点音源的な特性となるためには、図4-28のようにある

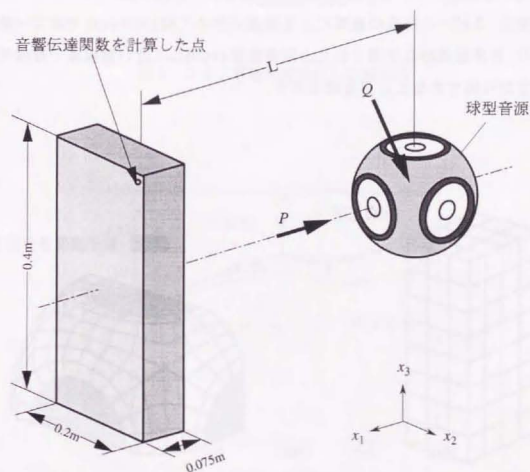


図4-24. 体積速度補正法検討用モデル

程度の距離を必要とするためである。距離 L を変えた計算を行った結果、このスピーカでは対象物との距離が0.15m程度確保できれば点音源として使うことができることを確認した。

計算結果を確認するため、球型スピーカ(小)で測定した音響伝達関数と、より小型で高い周波数まで無指向性が保証されている小型対面スピーカの測定結果を比較した。図4-29にスピーカを運転席の耳位置、マイクロフォンをエンジンのロックカバー上に設定し、半無響室にて測定した音響伝達関数を示す。実験はFR普通乗用車を用い、運転席と助手席の耳位置にスピーカを固定し、パーストランダム信号を用いた多点同時加振を行った。実線が球型スピーカ(小)、薄い実線が小型対面スピーカを用いた測定結果である。いずれも6面無響室で測定したスピーカ周辺の音圧から点音源の式より等価的な体積加速度を求め、体積加速度に対する音圧の応答に換算している。両者の結果は、スピーカ特性の換算による誤差を含めて約1300Hz前後まで一致しており、計算結果から予想された上限周波数1400Hzに近い領域まで精度の高い測定が可能であることが確認できた。

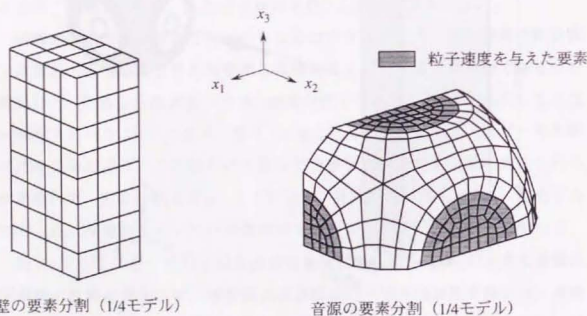


図4-25. 要素分割図

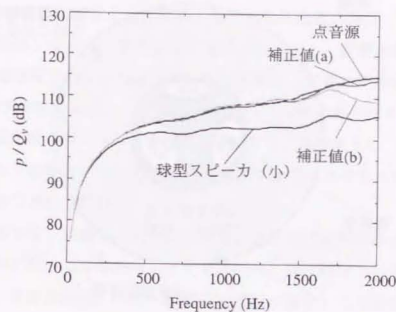


図4-26. 音響伝達関数の計算結果

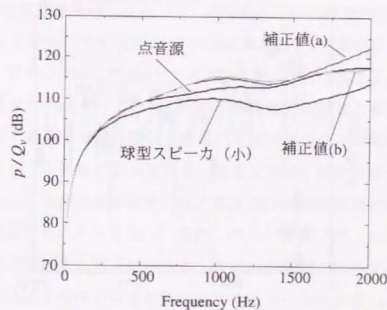


図4-27. 音響伝達関数の計算結果

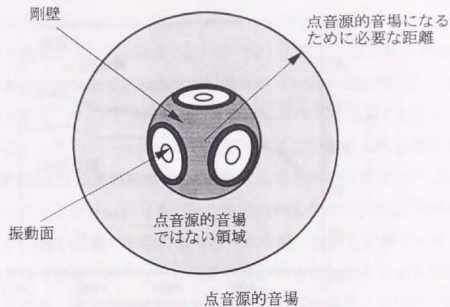


図 4-28. 有限体積の音源が点音源となる範囲

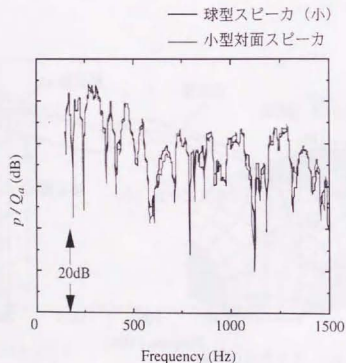


図 4-29. 確認実験

4.5 相反性の実験的検証

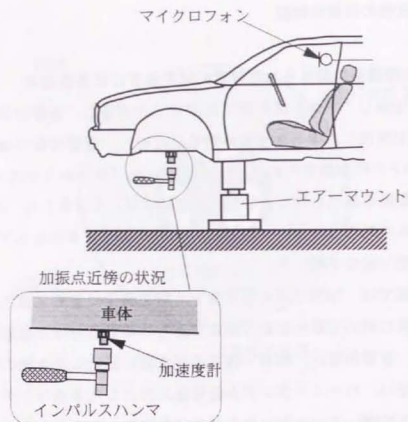
4.5.1 構造系に加えられた荷重に対する音響応答の測定

ハンマで加振して求めた運転席耳位置音圧の応答と、音響加振で測定した音源の体積加速度に対する加速度の応答を比較し、音響加振の精度を確認した。実験はFF小型乗用車のFully Trimmed Body(車両からサスペンション、エンジン、駆動系を取り外した状態、内装材有り)を対象とし、ハンマ加振、音響加振とも半無響室において図4-30に示すように車体をエアーマウントで支えた状態で測定を行った。

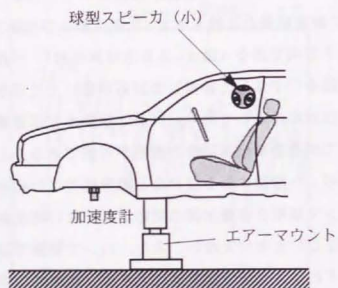
ハンマ加振では、加振力が入る位置と方向を厳密に音響加振と合わせるため、音源加振において車体振動を測定するために取り付けた加速度計を加振した。また、音響加振は、前席・後席の耳位置に固定した4個の球型スピーカ(小)を用い、パーストランダム信号を入力とした多点ランダム加振法を適用した。その際、スピーカは中心がマイクロフォンのダイヤフラムの位置となるように設定している。これは、構造音響伝達関数の測定結果に対して、スピーカ有り無しによる車体特性の変化よりも、マイクロフォンとスピーカ中心の位置がずれることによる影響が大きいからである。

図4-31に測定結果の比較を示す。加振点および加振方向は、左サイドシルの前端の上下方向である(図4-30とは異なる)。一部コヒーレンスの低い周波数域(図中○で示した箇所)で対応が悪いところもあるが、両者の測定結果は良好な対応を示しており、100Hz程度までは音響加振でハンマ加振と同等の精度で構造音響伝達関数の測定が可能であることが確認できた。

車体にはスポット溶接による接合など線形的でない結合方法が用いられているため、ハンマ加振と音響加振の対応がよくない周波数域の測定結果はどちらの結果が正しいともいえない。また、ハンマ加振では、加振位置と加振方向の微妙なずれによる誤差が意外に大きく、経験的には両者に注意した厳密な実験をすればするほど音響加振の結果に近づくことが多い。この検証実験においても、加速度計の近くを加振すると、図4-31のように対応した結果は得られない。



(a)ハンマ加振



(b)音響加振

図4-30. 測定精度の確認実験

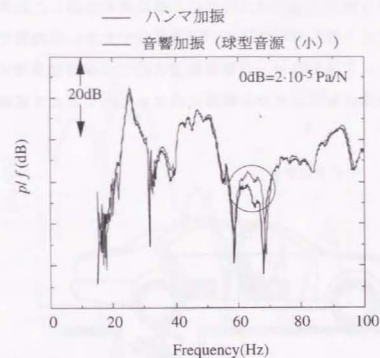


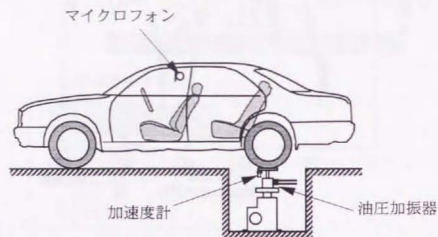
図4-31. 構造音響伝達関数の測定結果の比較

4.5.2 構造系に加えられた強制変位入力に対する音圧応答の測定

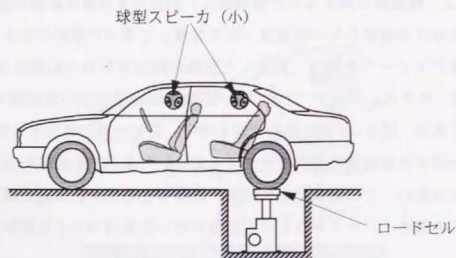
後輪を油圧加振機を用い加速度一定で加振して求めた音圧応答と、運転者の耳位置にスピーカを置いて測定した後輪の拘束点反力の応答を比較した。供試体は、サスペンション、エンジン、駆動系等が全てついた状態のFF小型乗用車である。図4-32に実験状況を示す。スピーカの発生する加振力は、構造を加振する加振機に比べて大きくとれないため、音響加振はSN比の点で不利になり易い。この実験でも、前席、後席の左右に合計4個の球型スピーカ(小)を置き、バーストランダム信号を用いた多点ランダム加振を行っている。

図4-33に上下方向に加振した時の100Hzまでの音圧応答の測定結果を示す。濃い実線が油圧加振機で測定した加速度に対する音圧の周波数応答、薄い実線が音響加振で測定した周波数応答である。自動車構造では、タイヤ、

サスペンション等に振幅依存性の大きい部品が数多く使われており、振動に関する相反性も厳密には成り立たない。構造系を加振した結果と音響加振の結果は完全には一致していないが、両者の差が大きい周波数では伝達関数測定時のコヒーレンスも低い。自動車構造の持つ非線形性を考えれば、100Hzまでの測定精度は実用上充分な範囲に収まっていることを確認した。



(a) シェーカ加振



(b) スピーカ加振

図 4-3-2. 測定精度の確認実験

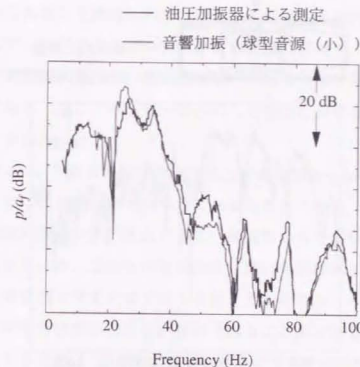


図 4-3-3. 測定精度の確認実験

4.5.3 音響系に加えられた荷重に対する音圧応答の測定

車室内の受音点にスピーカを置いて測定した車両側方の音響伝達関数と、車両側方にスピーカを置いて測定した受音点の伝達関数を比較した。供試体はサスペンション、エンジン、駆動系等が全てついた状態のFR普通乗用車である。音源としては小型対面スピーカを使用した。

図 4-3-4 に半無響室で測定した結果を示す。濃い実線がスピーカを車室内のほぼ中央に、マイクロフォンを車両の右側方約1mの位置に置いて測定した入力電圧に対する音圧の周波数応答関数、薄い実線がスピーカとマイクロフォンを入れ替えたときの測定結果である。測定結果には、マイクロフォンとスピーカを入れ替えるときの位置のずれ、大きさの違い等から生じる誤差が含まれていることを考えると、両者は極めてよく一致していることがわかる。自動車構造においても、相反定理が成り立っており、2000Hz弱まで本原

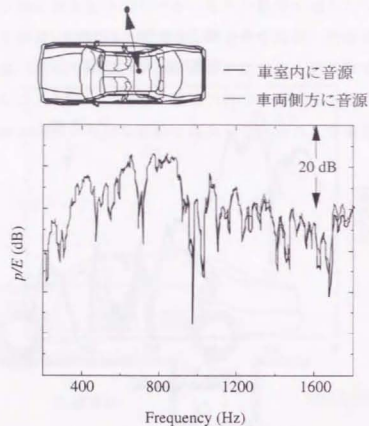


図4-3-4. 測定精度の確認実験

理に基づく音響伝達関数の測定が可能であることが確認できた。

次に音響伝達関数の測定誤差を、本来の騒音源側にスピーカを置く方法と比較しながら考察する。音響伝達関数測定時の誤差の多くは、加振機として用いるスピーカが音源周辺の音響特性を変えることによって生ずる。図4-29で示した様に、受音点にスピーカを置く方法は多少大きめの音源を使用しても精度が確保できることが分かっている。騒音源にスピーカを置く方法の精度は、図4-35に示すようにエンジン表面とオイルパン表面にスピーカ程度の箱（ $0.08\text{m} \times 0.08\text{m} \times 0.03\text{m}$ ）を置き、受音点から加振する方法で検討した。実験は小型対面スピーカを前席、後席の4点に置き、バーストランダム信号を用いた多点ランダム加振を行った。供試体はFR普通乗用車である。

図4-36に乗員耳位置から加振して測定したロッカカバー表面の音響伝達

関数、図4-37に車両中心から左側方7.5m、高さ1.2m、前輪のホイールセンタ位置から加振して測定したエンジンオイルパン表面の音響伝達関数の測定結果を示す。いずれも、濃い実線が音源表面に直接マイクロフォンを置いたときの音響伝達関数、薄い実線はスピーカ相当の箱を置いて測定した音響伝達関数である。ここではスピーカへの入力電圧に対する音圧の周波数応答で表示してある。

箱の大きさは、自動車の騒音問題で関心の高い200~2000Hzの音を出すスピーカとしては必要最小限の大きさであると考えられる。しかし、騒音源周辺の狭い空間に置かれているため、低い周波数から音響伝達関数の測定結果に影響が現れている。これらの結果から、狭い音源側にスピーカ、空間的に余裕のある受音側にマイクロフォンを置く方法よりも、それぞれを逆の位置に置く相反定理を応用した方法が有利であることが分かる。また、大型のスピーカが使えることは、加振力の確保を容易にするためSN比の点からも好ましい。

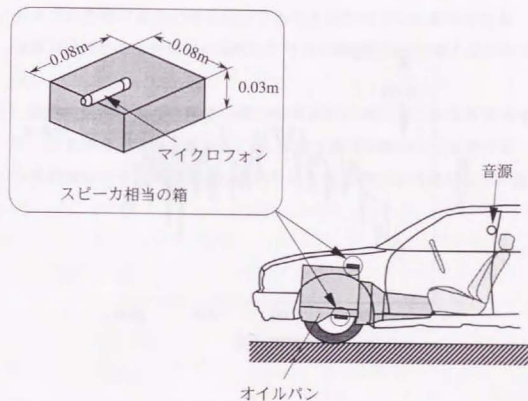


図4-3-5. 測定精度検討実験

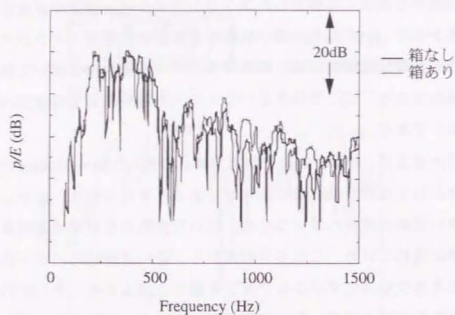


図4-3-6. エンジン上面の音響伝達関数測定結果

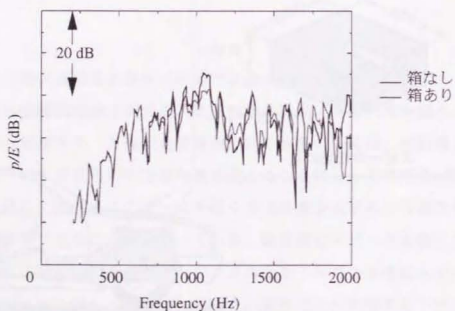


図4-3-7. エンジン下面の音響伝達関数測定結果

4.6 結言

自動車の騒音解析で用いられる三種類の相反定理に基づき音響加振で伝達特性を測定するときの実験方法、音源として用いるスピーカに要求される特性、自動車構造の騒音特性測定に適用した場合の精度を検討し以下の結果を得た。

- (1) スピーカの加振力の換算には、無響室で測定した入力電圧に対する体積速度(または体積加速度)の周波数応答関数を用いることができる。車室内に置いた場合、コーンにかかる荷重(表面の音圧)は無響室とは異なるが実用上十分な精度がある。
- (2) 50Hz以下の低い周波数の構造音響伝達関数の測定に用いるスピーカでは、コーンが振動するときに発生する反力をキャンセルするような構造にしないと測定結果の精度が悪化する可能性がある。
- (3) 音源として使うスピーカは無指向性であることが重要であり、この条件を満たす場合は一般的にいわれているよりも高い周波数まで等価的な点音源として使うことができる。ただし、スピーカ周辺の音場が点音源的になるまでの距離が確保できるという条件を満たすことが要求される。また、加振力は理想的な点音源と見なした場合の等価的な値を使わなければならない。
- (4) 音響加振法により自動車の騒音低減検討に使える十分な精度を有するデータを得ることができる。また、本手法は騒音源側から加振する一般的な実験法に対して実験装置が簡単になるなど幾つかの優れた点がある。

第5章 構造系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理を応用した車室内騒音の研究

5.1 緒言

これまでの章では、構造系に加えられた荷重とこの荷重によって音響系に生ずる音圧に関する相反定理、構造系に加えられた変位入力と発生する音圧に関する相反定理、音響系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理について基礎的な検討を行った。本章では、構造系への荷重と発生する音圧に関する相反定理を応用した実験と数値計算により、自動車のキャビン内に発生する低周波数域の個体伝播騒音の低減方法について考察する。初めに簡単な解析により、低周波騒音の低減を図るときは、キャビンの内部の騒音を車体パネルからの放射音と捉えるよりも、音響的に加振された車体振動と捉える方が合理的であることを述べる。次に、音響加振法を活用し、エンジン振動によって発生する車室内部のこもり音の低減、サスペンションからの入力によって発生する低周波騒音の低減を行った事例を報告する。

キャビンの中で発生する騒音は、構造系である車体の振動特性と車体パネルで囲まれた内部の音響系によって支配されている。低周波での音響系の特性は媒質の形状に大きく依存するため、一旦デザインが決まってしまうと変更できる余地はほとんどない。したがって、実験解析で低周波騒音の低減を図るときは、図5-1のように加振実験と実験結果に基づいたモード解析より内部の音圧に影響の大きい連成モードを見つけ出し、構造系側から対策を行うのが一般的である[63]。第1章で述べたように、音圧に影響の大きい連成モードを“ring mode”と呼ぶことがあり[66]、このモードを把握することが騒音低減への第一歩となる。しかし、自動車構造は減衰の高い多数の固有モードを有しているため、実験的に“ring mode”を特定することは容易ではない。

キャビン内騒音の解析方法には上記の実験的な方法の他に、構造系と音響系を共に有限要素法で離散化し数値的に計算する方法[65,80,81など]、ある

いは構造系を有限要素法、音響系を境界要素法で離散化して計算する方法がある[85]。本章で扱っている低い周波数の個体伝播騒音は比較的簡単な現象と考えられているが、車体構造の基本的な部分のモデル化でも 10^4 オーダーの節点数を必要とし、内装材、エンジン・駆動系等を含めた完全な車両の特性を数値的に計算することは手軽にできることではない。

構造と音響の相反定理を応用し、放射音の問題を音響的に加振された構造体の振動問題と捉える考え方は1960年代から提案されていた[20]。しかし、自動車の騒音解析では殆ど注目されることはなく、数年前までは構造・音響

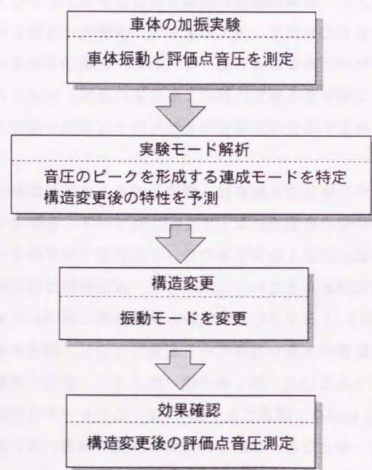


図5-1. 低周波騒音低減の手順

連成系において相反定理が成り立つことすら殆ど知られていなかった。1990年代に入って自動車の騒音問題にも相反定理を利用した実験方法が活用されるようになってきたが、その利用法は音響加振が構造系を加振する方法よりも実験が手軽で、加振機が取り付けられないような場所の測定が容易にできる点が強調されている[52]。車体あるいは車両について、音響加振で振動分布形状を測定するようになったのはごく最近のことである[54]。

5.2 音響加振法に基づく騒音低減の考え方

騒音を低減するための構造を検討する場合、通常加振機で車体を加振して測定したデータを用いる。有限要素法の計算においても、実際の現象を模擬し構造系に荷重を与えるのが一般的な方法である。しかし、自動車の構造は複雑で多数の固有モードを有している上に、ダンピングが1~5%前後と高く、図5-2に示すように車体振動のピーク周波数と乗員耳位置音圧のピーク

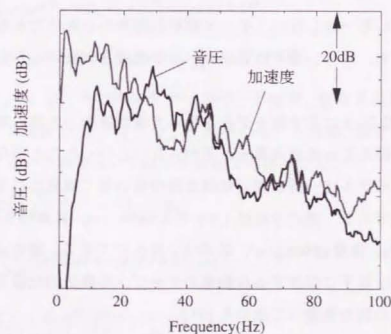


図5-2. 走行時の車体振動と運転席耳位置音圧

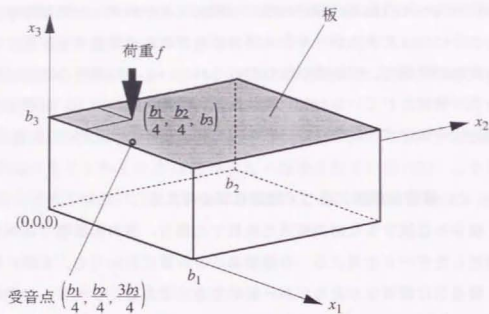


図 5-3. 箱モデル

周波数は必ずしも一致しない。モード解析の結果から有効であるとされた変更を実施しても、ねらい通りに音圧レベルが低減されないことがしばしばある。

ここでは、図 5-3 に示す箱モデルを用いて板の振動と内部の音圧の関係を調べ、振動を抑えても受音点音圧が下がらないといったことがなぜ起こるかを考察した。モデルは一面が周辺単純支持の薄い板で構成されており、その他の面は剛壁である。箱の寸法は $1.5\text{m} \times 2.5\text{m} \times 1\text{m}$ 、板厚は 0.005m 、ヤング率は 104GPa 、密度 8500kg/m^3 、ポアソン比 0.37 である。箱の寸法と板の特性値は、 100Hz 以下に存在する自動車のキャビンの構造的な固有値の数と音響的な固有値の数を考慮して決めた [65]。

剛壁の面を S_R 、弾性壁の面を S_F 、 S_F の面積を A_F とすると、キャビティ内部の音圧 p を支配する Helmholtz の式と境界条件は次の様になる [94,95]。

$$\nabla^2 p + \left(\frac{\omega}{c_0}\right)^2 p = \delta^A, \quad (5-1)$$

$$\frac{\partial p}{\partial n} = -\rho_0 \dot{w} \quad \text{on } S_F, \quad (5-2)$$

$$\frac{\partial p}{\partial n} = 0 \quad \text{on } S_R. \quad (5-3)$$

ここで、 ω は角振動数、 ρ_0 は空気の密度、 c_0 は音速、 w は板の変位、 δ^A は空間に存在する点音源である。一方、板の振動の方程式と境界条件は、

$$\nabla^4 w + \rho h \omega^2 w = p^e + \delta^E, \quad (5-4)$$

$$w = \frac{\partial^2 w}{\partial x_i^2} = 0, \quad x_i = 0, b_i, \quad (5-5)$$

$$w = \frac{\partial^2 w}{\partial x_i^2} = 0, \quad x_i = 0, b_i. \quad (5-6)$$

ρ は板の密度、 h は板厚、 p^e は音響系から板にかかる圧力、 δ^E は板にかけた集中荷重である。

式 (5-1) と (5-4) をキャビティが剛壁で囲まれているときの固有モード形 F_n と板の固有モード形 ψ_m を使って書き直す。

$$\dot{P}_n + 2l \zeta_n \omega_n \omega \dot{P}_n + \omega_n^2 P_n + \sum_m \frac{A_F}{V} L_{nm} \dot{q}_m = Q_n^A, \quad (5-7)$$

$$M_m (\ddot{q}_m + 2l \zeta_m \omega_m \omega \dot{q}_m + \omega_m^2 q_m) - \rho_0 c_0^2 \sum_n \frac{A_F}{M_n} L_{nm} P_n = Q_m^E. \quad (5-8)$$

ここで、 P_n 、 ω_n 、 M_n 、 ζ_n はキャビティのモード座標、固有角振動数、モーダルマス、モード減衰比、 q_m 、 ω_m 、 M_m 、 ζ_m は板のモード座標、固有角振動数、モーダルマス、モード減衰比、 V は箱の体積である。ただし、

$$p = \rho_0 c_0^2 \sum_n \frac{P_n}{M_n} F_n, \quad w = \sum_m q_m \psi_m. \quad (5-9)$$

$$\omega_n = \frac{\pi c_0}{b_1 b_2 b_3} (b_2^2 b_3^2 n_1^2 + b_3^2 b_1^2 n_2^2 + b_1^2 b_2^2 n_3^2)^{1/2}, \quad (5-10)$$

$$\omega_m = \frac{\pi^2 h}{\sqrt{12} \rho} \left(\frac{E}{1-\nu^2}\right)^{1/2} \left[\left(\frac{m_1}{b_1}\right)^2 + \left(\frac{m_2}{b_2}\right)^2\right]^{1/2}$$

$$M_n = \frac{1}{V} \int F_n F_n dV, \quad M_m = \rho h \int_{S_F} \psi_m \psi_m dS, \quad (5-11)$$

$$Q_n^A = \frac{1}{V} \int F_n \delta^A dV, \quad Q_n^E = \int_{S_F} \psi_m \delta^E dS, \quad (5-12)$$

$$L_{nm} = \frac{1}{A_F} \int_{S_F} F_n \psi_m dS. \quad (5-13)$$

構造系に荷重を与える場合は $Q_n^A=0$ 、音響系に荷重を与える場合 $Q_n^E=0$ とし式(5-7)、(5-8)を解けば、板と内部の音響系が連成した解が求められる。ここでの計算では、板については $m_1=5, m_2=7$ 、キャビティについては $n_1=2, n_2=3, n_3=2$ までの固有値を用いている。表5-1、5-2に100Hz以下にあるキャビティと板の固有振動数を示す。なお、モード減衰比として音響系に $\zeta_{a_i}=0.1$ 、構造系に $\zeta_{m_i}=0.05$ を与えている。

図5-4に構造系から加振したときの変位と受音点音圧の周波数応答関数を示す。板への荷重は $x_1=b_1/4, x_2=b_2/4$ の位置に与え、音圧は $x_1=b_1/4, x_2=b_2/4$ 、

表5-1. キャビティの固有振動

	n_1	n_2	n_3	(Hz)
1	0	0	0	.00
2	0	1	0	68.60

表5-2. 板の固有振動

	m_1	m_2	(Hz)		m_1	m_2	(Hz)
1	1	1	5.16	14	1	6	52.96
2	1	2	9.26	15	3	4	56.00
3	1	3	16.09	16	4	1	62.07
4	2	1	16.54	17	2	6	64.35
5	2	2	20.64	18	4	2	66.17
6	1	4	25.65	19	3	5	68.29
7	2	3	27.47	20	1	7	70.72
8	3	1	35.51	21	4	3	73.00
9	2	4	37.03	22	2	7	82.10
10	1	5	37.94	23	4	4	82.56
11	3	2	39.61	24	3	6	83.32
12	3	3	46.44	25	4	5	94.85
13	2	5	49.32	26	5	1	96.21

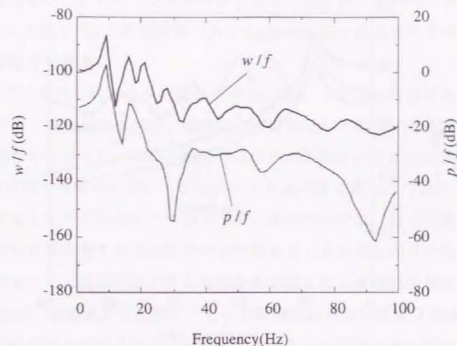


図5-4. 加振点のコンプライアンスと評価点音圧

$x_3=3b_2/4$ で計算した。当然のことながら板に加えた荷重に対する受音点音圧の応答は、受音点に置いた点音源の体積変位に対する荷重点変位の応答に一致する。

次に、板を集中荷重に加えた時に振動を支配しているモードと音圧を支配しているモードを分離するため、板の各固有モード（連成していないときのモード）が作る変位と音圧の成分を計算する。i番目の固有モードに対する変位と音圧は次のようになる。

$$w = q_i \psi_i, \quad (5-14)$$

$$p = \rho_0 c_0^3 \sum_n \frac{A_F \omega^2 L_{nm}}{VM a_n (-\omega^2 + 2J_{\zeta_{a_i}} \omega_n \omega + \omega_n^2)} q_i F_n. \quad (5-15)$$

ここでは、音圧の最初のピークである9Hz付近に注目し、変位と音圧の周波数応答関数に対して板の1と2次のモードが作る成分を計算した。結果を図5-5、5-6に示す。9Hz付近は変位と音圧の両方でピークとなっている

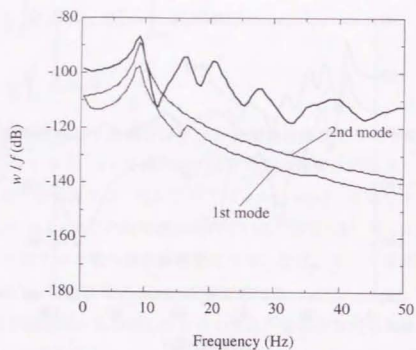


図5-5. コンプライアンスに占める1, 2次モードの成分

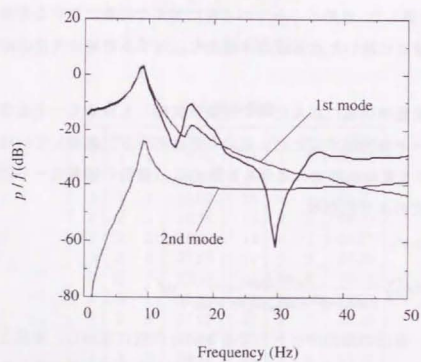


図5-6. 音圧に占める1, 2次モードの成分

が、変位は板の2次のモードの寄与が大きく、音圧は1次のモードの寄与が大きい。したがって、この周波数での"ring mode"は1次のモードの形状に近いことが推定できる。

図5-7に板の1次と2次の固有モード、図5-8に9Hzにおける板の変位分布を示す。振動分布は実部と虚部に分けて表示してある。変位分布の形状からも明らかなように、板の振動分布は2次の固有モードに近い形を示しており、音に対して寄与の高い1次のモードとは大きく異なっている。つまり、受音点の音圧を下げるために制振すべき1次のモードは、板に荷重を与えた時の振動分布を支配する2次のモードに隠れてしまうことが分かる。

これに対して、音響評価点から音響系を加振したときの板の変位分布を図5-9に示す。音響系から加振したときに観測される板の変位分布は、明らかに評価点の音圧を下げるために制振すべき板の1次のモードに近い形状を有している。

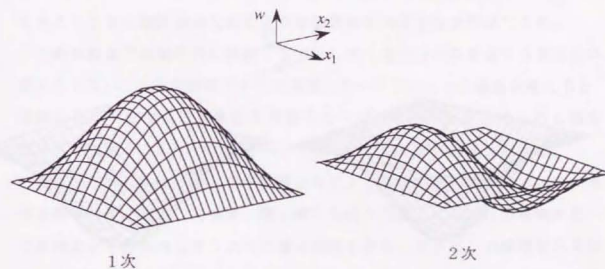


図5-7. 板の1, 2次の固有モード

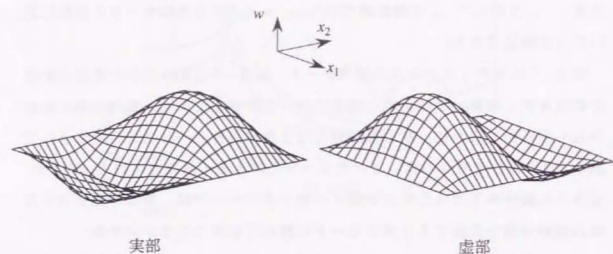


図 5-8. 板を加振した時の変位分布 (9Hz)

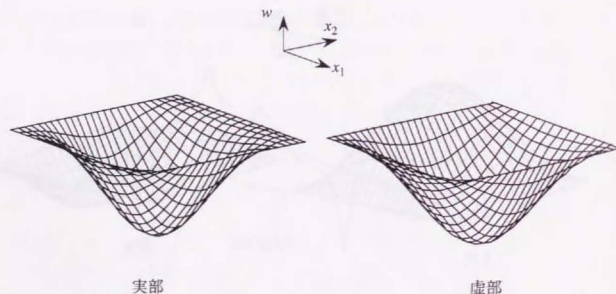


図 5-9. 音響系を加振した時の変位分布 (9Hz)

今まで述べてきた例は、箱の内部の音場が(0,0,0)の剛体モードに支配されている比較的単純な現象であった。音場が高次のモードに支配される周波数になると現象はより複雑になり、制振すべきモードを見つけたのは困難な作業となることが予想される。図 5-10, 5-11 は音場が(0,1,0)のモードに支配されている68Hz付近に注目して行った奇与分析の結果である。板を加振した場合、加振点振動に対して奇与が大きいのは、周波数が近い17, 18, 20番目のモードであるのに対して、受音点の音圧に対して奇与が高いのは2, 11, 14番目のモードである。図 5-12, 5-13 に板を加振したときの振動分布と、受音点から音響系を加振したときの板の振動分布を示す。音響系から加振したときの振動分布ですら、その形状は受音点音圧に対して一番奇与の高い2番目のモードとはかなり異なった感じを受ける。

以上の検討結果より、"ring mode"の形状を把握するためには、構造系から加振するよりも音響系から加振する方が真実に近い形状を得られる可能性が高いことが分かる。つまり、騒音特性の優れた構造物を造るためには、実際の現象を再現し構造系に集中荷重を与えて音が出にくい構造物をめざすよりは、図 5-14 の様に受音点から音響加振したときの表面音圧と同じ分布荷重を与えたときに剛性が高くなるような構造物をめざす方が簡単である。

自動車構造では局所的に振動する部品も多く構造系の固有値すら厳密には求められない。加振実験のデータの精度、カーブフィットの精度を考えると、実験において変位の周波数応答関数をカーブフィットして求められる固有モードは振動を支配しているモードである可能性が高いと考えられる。

また、キャビンの体積変化が問題となるような低い周波数域において、車体を集中荷重で加振した場合、第1章でも述べたように各部位の振動が互いの体積変化を打ち消し合うように働く場合もある。キャビンの体積変化を知るためには全パネルの振動を知る必要があり、入力点の振動レベルだけを考えればすむ音響加振法よりも騒音低減検討が困難な作業となる。加振機による加振実験は、振動しにくい構造物を検討する時には有効な方法であるが、騒音レベルの低い構造物を検討するときには音響加振が合理的な実験方法である。

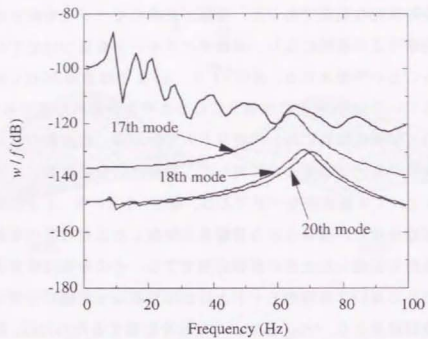


図 5 - 1 0 . 加振点応答に関する寄与分析

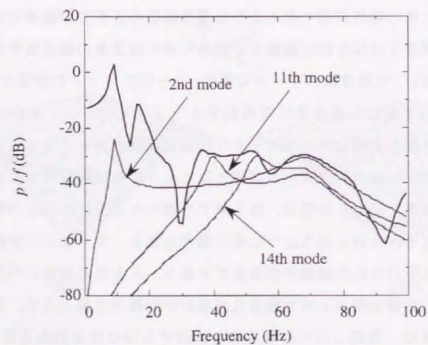


図 5 - 1 1 . 受音点音圧に関する寄与分析

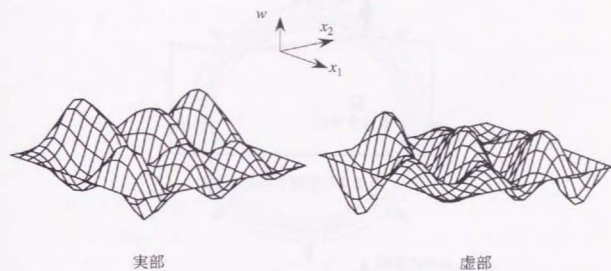


図 5 - 1 2 . 板を加振したときの振動分布形状

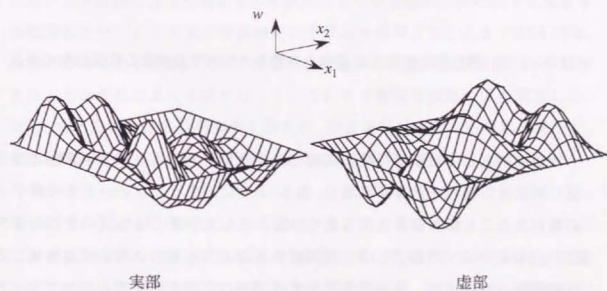


図 5 - 1 3 . 受音点から音響的に加振したとき板の振動分布形状

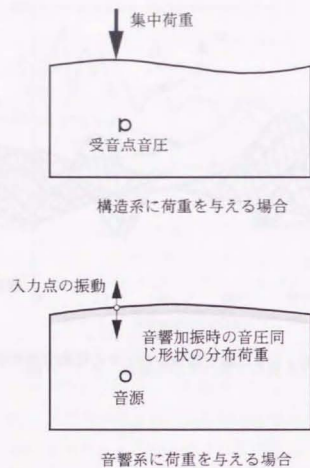


図5-14. 構造系を加振する場合と音響系を加振する場合の荷重形態の差異

同様の例として航空機の騒音問題では、音響系の剛体モードが原因となる低に周波数の騒音を計算する場合、図5-15に示すリングモードを考慮する必要があることが以前から知られている。このモードでは外板の変形が面内変形となるため、問題としている周波数範囲よりも遥かに高い周波数域に固有振動数が存在する。集中荷重に対する振動の応答を考えるとリングモードの必要性は理解しにくい、等分布荷重がかかる音響加振をイメージすると容易に納得することができる。

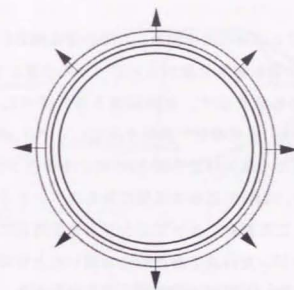


図5-15. 航空機のキャビンのリングモード

5.3 車室内低周波騒音低減への適用

エンジン振動によって発生する車室内こもり音と路面入力によって発生する低周波のロードノイズの実験解析に本手法を適用した。ここでの検討は、初めに車体に入る荷重に対して乗員耳位置音圧の周波数応答関数のレベルがどのような振動によって高くなっているかを音響加振実験により調査した。次に、求められた振動分布形状を参考に、騒音を低減するための車体構造を、車体補剛実験およびMSC/NASTRANによる計算で検討している。

5.3.1 エンジン振動によって発生するこもり音の解析

アイドル時のエンジン振動によって車室内部に発生するこもり音を、音響加振で解析した。対象とした車両はFF小型乗用車で、22~24Hzの騒音レベルが高く乗員に不快感を与えていた。エンジン振動が原因となる騒音は、エンジンと車体および両者を結合するエンジンマウントの特性によって決まる現象であるが、ここではエンジン・駆動系、排気系、サスペンション等を外

した車体を供試体として、車体特性の変更による騒音低減に絞った検討を行った。

図5-16にエンジン支持位置を加振した時の運転席耳位置音圧の周波数応答関数、図5-17に運転席耳位置からスピーカで加振して測定した22Hzにおける加速度分布の形状を示す。実験は第4章で述べたように、車体をエアーマウントで支持し、半無響室で振動を測定している。加振手法は前席、後席の耳位置に設定した4個の球型音源(小)による多点ランダム加振である。振動分布の形状より、22Hzでは車体後部にあるスペアタイヤを収納するパネルが大きく振動し、この振動によってエンジンを支持している点の振動レベル(相反性よりエンジン支持点を構造的に加振したときの運転席耳位置音圧に等しい)が悪化している可能性が高いことが分かった。

パネル形状の問題点を明確にするため、次にMSC/NASTRANによる計算を行った。車体全体をモデル化することは簡単ではないため、車体後部のフロ

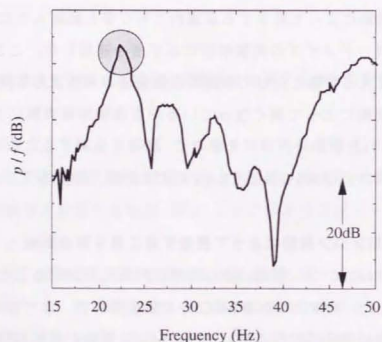


図5-16. エンジン支持点加振時の耳位置音圧

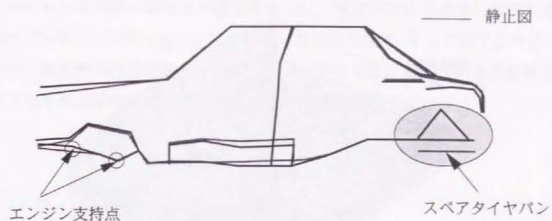


図5-17. 運転席耳位置音響加振時の加速度分布の形状(22Hz)

ア部分だけをシェル要素で分割した。図5-18に要素分割図を示す。境界条件は周辺単純支持とし、荷重条件としては各要素の法線方向に一律の分布荷重を与えた。実際の音圧レベルの上昇は約22Hzで起こっているが、計算は静解析で実施した。運転席耳位置から音響加振した場合、22~24Hzにおいてフロアパネルにかかる音圧がほぼ一様であることは実験で確認している。

荷重をかけたときの変位分布を図5-19に示す。計算結果より、図5-19に図示した部分(○で囲んだ部位)の局所的な変形によりパネル全体が大きく変形していることが明らかになった。

問題と考えられる部位に別のパネルから切り出した板を貼り付け、エンジン・駆動系等を組み込んだ状態でエンジン回転に対する次数比分析を行った。本車両で問題となるエンジン回転2次成分の分析結果を図5-20に示す。実施した構造変更は車体全体の振動モードを変えるほどの変更ではないが、エンジン回転数600~700rpm(周波数は20~23.3Hz)で発生する騒音に対して大きな効果が得られることを確認した。

構造系を加振する一般的な方法でも、スペアタイヤを収納するパネル付近に問題があることは何となく分かっていた。しかし、パネルの中心をインバ

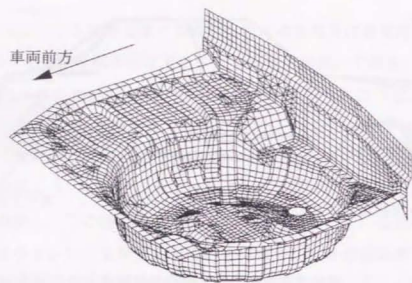


図5-18. 要素分割

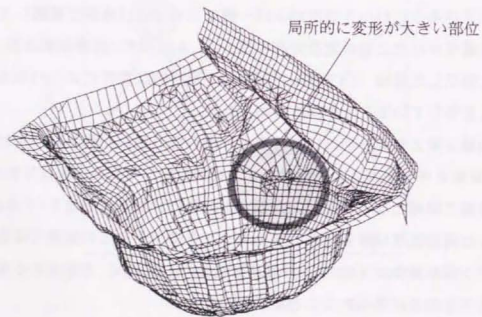


図5-19. 等分布荷重付加時の変形

ルスハンマで加振したときのイナータンスは固有値、振幅レベルとも、こもり音のレベルの低い車両との優位差はなく、原因が特定できないまま見過ごされていた。インパルスハンマで加振した場合は図5-21に示すように、加振点の周辺だけが膜振動するためであり、分布荷重に対する剛性を確保するという考え方が騒音低減には有効であることが確認できた。

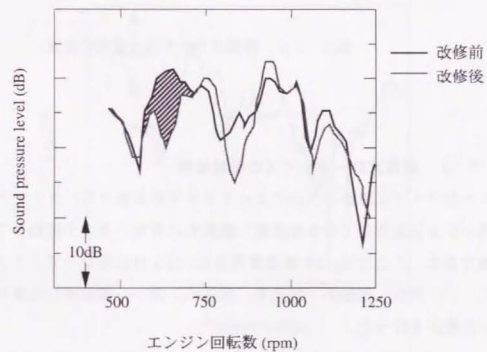
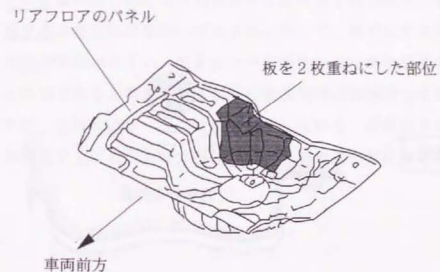


図5-20. 改修効果の確認

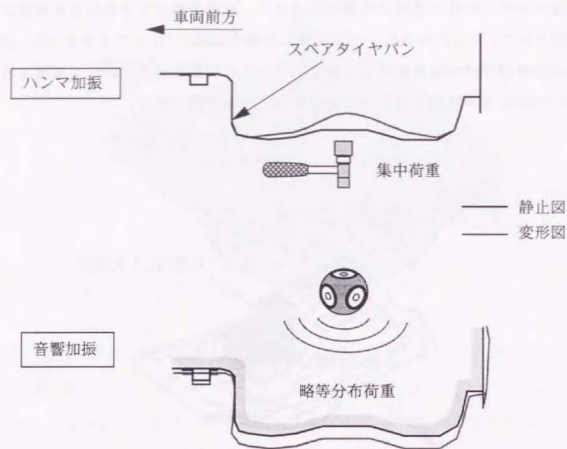


図5-21. 荷重のかかり方と変形の差異

5.3.2 低周波ロードノイズの低減検討

ロードノイズは路面の凹凸によってタイヤが加振され、タイヤの振動がサスペンションを介して車体を加振し最終的に車体パネルが振動して音になる現象である。ここでは、FF普通乗用車の35Hz付近のロードノイズ低減を目的に、エンジン・駆動系、排気系、サスペンション等を外した車体を供試体とした検討を行った。

図5-22にリアサスペンション取り付け点(図5-23の点A)加振時の耳位置音圧の周波数応答関数を示す。5.3.1と同様、車体をエアーマウン

トで支持し、半無響室で全ての測定を行った。

図5-23に加振機で車体を加振して測定した加速度と乗員耳位置での音圧の周波数応答関数からカーブフィットで求めた固有モード、図5-24に乗員耳位置から音響加振して測定した加速度分布の形状を示す。加振機を用いた実験では、車体の先端の骨格を上下方向にランダム加振を行った。音響加振は、4点の多点ランダム加振である。

固有モードは、35Hzの音圧レベルに奇与度が高いとされたモードであるが、明らかに音響加振で測定した加速度分布の形状とは異なっている。前者は車体前部を含めた全体が変形しているのに対して、後者は車体後部の変形が大きく前部の振動は小さい。固有モードの形状からは車体前部の剛性を上げることが有効であると推定されるが、音響加振時の加速度分布は車体後部の構造を変更しなければならないことを示唆している。音響加振時に振動しない部位の剛性を上げることは、検討している周波数の耳位置の音圧応答を

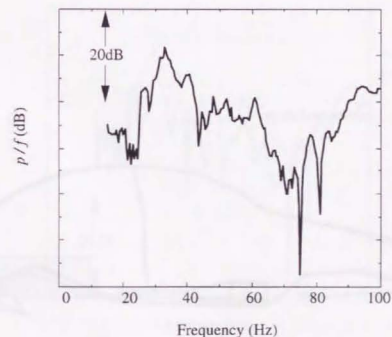


図5-22. リアサスペンション取り付け点加振時の運転席耳位置音圧

変えることはない。しかし、車体の固有値と固有モードには影響を与えるため、加振機で加振している状態での振動分布あるいは走行時の振動分布は異なったものとなる。つまり、振動が変化したにも関わらず耳位置で音圧は変化しないという直感的にはやや不自然に感じる事が起こる。

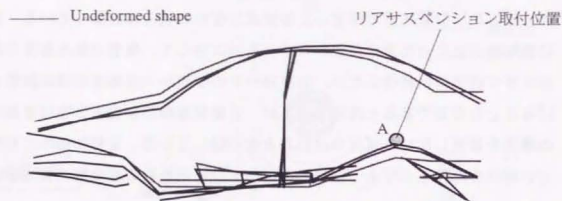


図 5 - 2 3 . 耳位置音圧に寄与が高いと考えられる固有モード (34.5Hz)

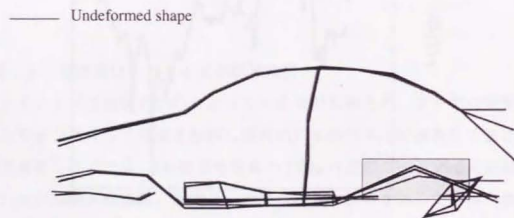


図 5 - 2 4 . 運転席耳位置音響加振時の加速度分布の形状 (35Hz)

音響加振で測定した速度分布の形状から、乗員の耳位置音圧低減に有効であると推察されるフロア部 (図 5 - 2 4 の□で囲んだ部分) の剛性向上を実施した。音響加振時のリアサスペンション取り付け点の加速度応答を図 5 - 2 5 に示す。構造変更後の加速度レベルは下がっており、サスペンションからの入力に対して音が出にくい車体構造に変化していることが確認できた。

ここで示した例では、実験的に求められて車体の固有モードと音響加振時に測定された加速度分布が比較的明確に異なっていたが、ほとんど同じ形状となる場合もある。図 5 - 2 6 は別の車体で測定した固有モードと音響加振で測定した加速度分布である。全体の変形はよく似ており、一見音響加振実験の必要性はないようにも見える。しかし、この変形のキーポイントとなっている車体後部の骨格の変形に注目すると、角度変化を起こしている位置 (図中○で囲んだ部位) が僅かにずれていることが分かる。最小限の重量で効率的に特性を改善するためには、折れが発生する部位を的確に把握することが

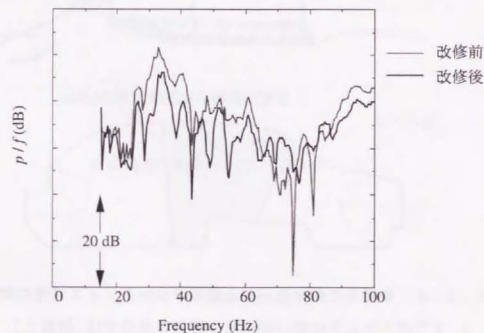
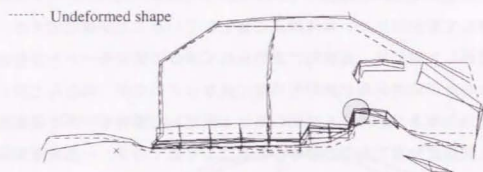
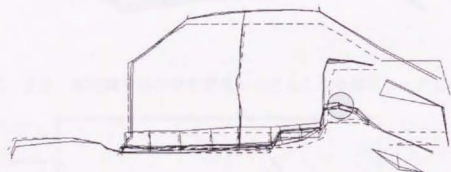


図 5 - 2 5 . 構造変更に伴う p/f の変化

重要であり、音響加振実験はそのために必要となるデータを得る手段として不可欠である。



シエーカ加振で分離した固有モード(28.5Hz)

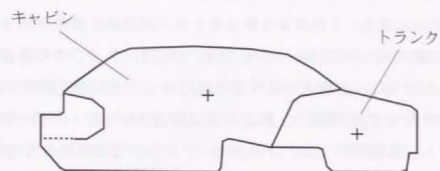


音響加振時の加速度分布(28.5Hz)

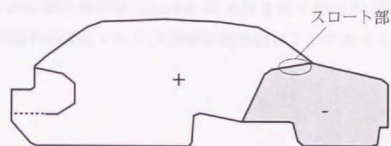
図5-26. 車体の振動分布

5.3.3 音響系の固有モードと低周波ロードノイズ特性の関連

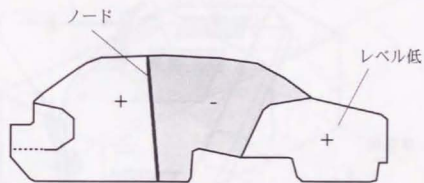
5.2で述べたように低い周波数の騒音の解析では、問題としている周波数の車室内音場の音圧分布を知ることが重要である。図5-27に50Hz以下のロードノイズに関連すると考えられる音響系の固有モードを示す。1次の



1次のモード(8~10Hz前後)



2次のモード(18~25Hz前後)



3次のモード(70~80Hz前後)

図5-27. 低周波騒音に関連する音響系のモード

モードはキャビンとトランクを共鳴室、隙間をスロート部とする Helmholtz の共鳴器で、8～10Hz 前後に存在する。2 次のモードはトランクルームを共鳴室、キャビンとトランクとの隙間をスロート部とする Helmholtz の共鳴器で 18～25Hz にある。3 次のモードはキャビンの前後 1 節モードで 70～80Hz にある。3 次のモードはキャビンの形状に依存し、トランクの影響は小さい。

前述したように、音響系の低周波の固有モードは媒質の形状に依存するため特性を変えることが難しく、騒音対策は構造系側で行うのが一般的である。この例でも、音響系の 1 次と 3 次のモードについては変更の余地がほとんどないが、2 次のモードに関しては多少の変更の余地がある [7]。2 次のモードのスロート部は図 5-28 に示すように、キャビンからトランクに換気するための経路、スピーカおよび空気清浄機等のグリルから抜けていく経路とからなる。キャビンとトランクを図 5-29 のような単純な箱でモデル化した。キャビンとトランクをつなぐ経路の面積を変えてトランク内の音圧を計算した結

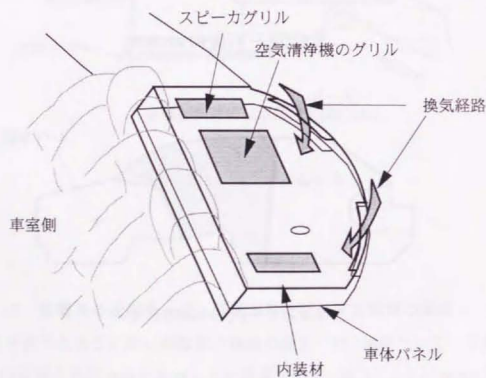


図 5-28. 2 次のモードのスロート部

果を図 5-30 に示す。この計算では受音点に体積速度 Q の点音源を設定している。

音響加振を考えると、トランク内の音圧は車体を加振する荷重であり、音圧が低ければ車体の振動も低くなり、結果としてサスペンションから入る入力に対して音を出しにくい車体となる。計算結果よりスロート部の開口面積を縮小し共鳴周波数を低下させることが、トランクの音圧を下げること（図 5-30 の斜線部）に効果があることが分かる。共鳴周波数を下げるとより低い周波数域にピークが現れるが、可聴域を外れるので問題はない。

スロート部を構成する開口部のうち、換気のための経路は単にキャビンの空気を換気するだけでなく、リアのガラスの曇りをとる役割を担っているため無闇に小さくすることはできない。そこで、開口面積を小さくする構造として、スピーカ等のグリルで連通している部分を図 5-31 のようにウレタンブロックで遮断する構造とすることを考えた。

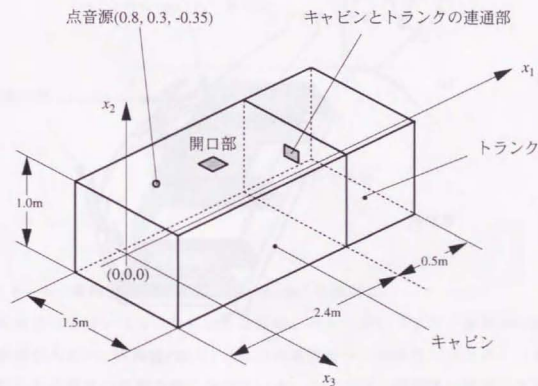


図 5-29. 車室内の音場を検査するための簡易モデル

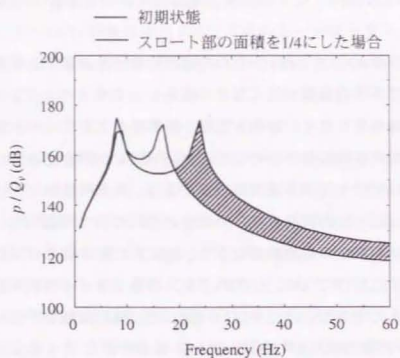


図 5 - 3 0 . トランクルーム内の音圧の計算結果

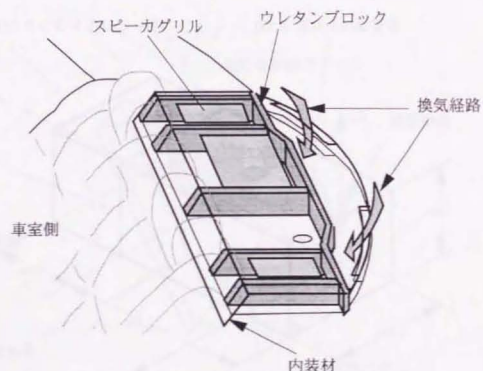


図 5 - 3 1 . 2 次 の 共 鳴 周 波 数 を 下 げ る た め の 構 造

リアのサスペンション取り付け点をインパルスハンマで加振した時の音圧の周波数応答関数を図 5 - 3 2 に示す。この図はFR 普通乗用車の Fully Trimmed Body を図 5 - 3 1 の様に改修して測定した結果である。換気機能は残しながら性能向上が図れることが分かる。なお、この改修を行っても車体を構造的に加振したときの振動分布形状、あるいは走行時の車体とサスペンションの振動は殆ど変わらない。車室内から音響系を加振したときのみ、両者の差を知ることができる。

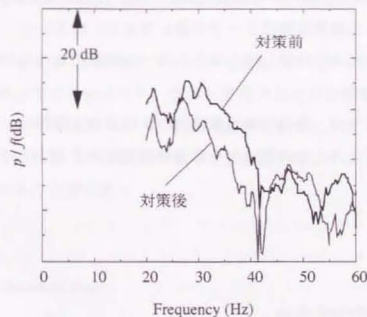


図 5 - 3 2 . 対 策 効 果 確 認

5 . 3 . 4 有 限 要 素 法 に よ る "ring mode" の 検 討

低周波の騒音レベルは最終的には振動レベルの高いドアなど開閉体の振動の影響が大きい。例えば、図 5 - 2 6 の加速度分布の形状はトランクリッドが関係した共振の影響を強く受けている。ここでは、開閉体の関係した共振が起こらない状態での基本的な車体の変形を有限要素法により数値的に検討

した。

計算は音響加振を想定し、スピーカを鳴らしている状態で車体パネルにかかっている荷重を等分布荷重で近似した。図5-33にキャビンを構成する全パネルに18Hzの等分布荷重を与えたときの車体の変形をMSC/NASTRANで計算した結果を示す。この周波数は閉閉体の関係する共振周波数とは離れていること、また、キャビン内の音圧分布がほぼ一緒であることは実験で確認している。計算結果より、骨格系に注目するとキャビンの変形は上下にせん断的であることが分かる。この変形は、実際の車体において閉閉体の振動レベルが低いときに測定される振動分布に近い形状である。一例を図5-34に示す。この振動分布はFR普通乗用車のFully Trimmed Body（キャビンとトランクルームの通気経路はテープで塞いである）において、閉閉体の振動が小さく、キャビンに比較してトランクルームの音圧レベルが低い時に観測されたものである。

前述したように、最初に構造体表面の音圧分布を計算し、これを荷重として構造系に与えたときの変形から騒音特性を検討する方法は、1960年代の文

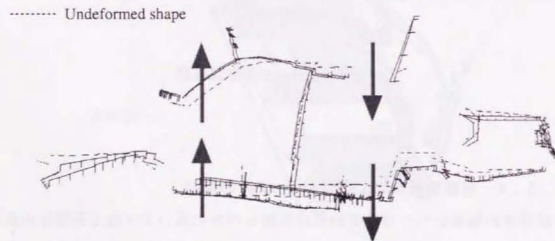


図5-33. 等分布荷重付加時の変形(18Hz)

献に述べられている。今回、自動車構造の計算に適用した結果より、車室内騒音を対象とした計算においても、音になる変形を捉える方法として利用できる可能性があることが確認できた。

低周波騒音については骨格系の特性まで踏み込んだ発生メカニズムが分かっていたわけではないが、以前から経験的にいわれていたことが幾つかある。その中で「上下3節曲げの形が整った車は低周波の騒音特性が優れている」という経験則がある。上下3節曲げとは、図5-35に示すようにマッチ箱を潰したようなせん断変形であり、骨格系について比較すると図5-33に示した変形とよく似ている。低周波数域において車体の最も基本的な“ring mode”の一つが3節曲げ的な変形であることが、この経験則の裏側にあったことが分かる。

航空機の例からすると自動車のキャビンも風船の様に変形すると考えられるが、自動車構造では骨格よりも、骨格と骨格の結合部が変形し、キャビンが潰れるような変形が現れやすい。車体構造を考えると、キャビンに分布荷重がかかった状態で結合部が大きく角度変化を起こすような変形が出ないように注意を払う必要がある。

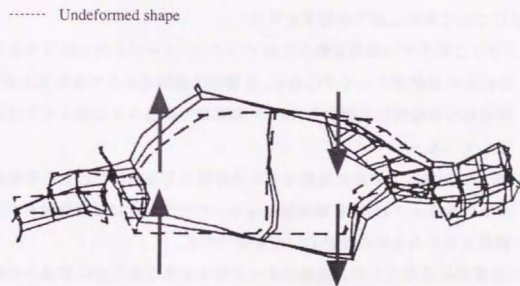


図5-34. 音響加振で測定された加速度分布(34Hz)

----- Undeformed shape

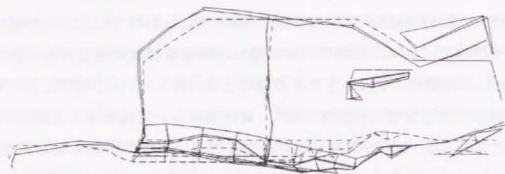


図5-35. シェーカ加振で分離した上下3節曲げモード(27Hz)

5.4 結言

構造系への荷重と発生する音圧に関する相反定理を応用した実験と数値計算により、自動車のキャビン内に発生する低周波数域の個体伝播騒音の低減方法について検討し以下の結果を得た。

- (1) 音になりやすい車体振動を把握するには、キャビン内の騒音を車体パネルからの放射音としてではなく、音響的に加振された車体振動と捉え、受音点から音響的に加振する方法が、加振機で構造系を加振する方法よりも適している。
- (2) 車体を加振して求めた振動モードと音響系を加振したときの車体振動の形状は異なっており、音響加振から得られたデータは騒音低減を実現する構造を考えるとときの指針として有効である。
- (3) 音響加振法をエンジン振動によって発生するこもり音の低減と低周波域のロードノイズの低減に適用し、騒音低減に役立つ方法であることを確認した。

- (4) 音響加振を模擬し、キャビンを構成するパネルに分布荷重をかけて車体の変形を計算する方法は、車体の騒音特性を検討する方法として利用できる可能性がある。現在、計算モデルはおもに加振機で加振したときの振動応答が合うように作られているが、これだけでは不十分であり、内部の音を検討できるようにするためには音響系から加振したときの車体振動が合うようなモデルとしなければならない。

第6章 構造系に加えられた強制変位入力と発生する音圧に関する相反定理を応用した車室内騒音の研究

6.1 緒言

第5章では車室内の低周波騒音について、構造系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理を応用した実験と計算により車体特性の面から検討を加えた。本章では、車体にエンジン・駆動系、サスペンション等を全て組み付けた車両の低周波ロードノイズ特性について検討している。路面の凹凸によって発生するロードノイズは、タイヤが路面から受ける強制変位的な入力の原因となるため、第5章とは異なった扱いが必要となる。ここでは構造系に加えられた強制変位入力と発生する音圧に関する相反定理を応用した音響加振実験により、キャビン内の低周波騒音を低減を検討する。

初めに加振機でタイヤを加振する方法と音響加振法の違いについて考察し、この方法の利点について述べる。次に、本実験法を活用し、乗用車の低周波ロードノイズ特性を測定した例について説明する。最後に、車両状態で測定したデータから騒音の原因となるモードを実験的に特定する簡便な手法を提案し、この手法を用いてサスペンションからの入力によって発生する低周波騒音を低減した事例についてまとめる。

車両のロードノイズ特性を検討する方法としては、タイヤから車両全体を加振する方法の他に、車体特性に実験値を用い、その他の部品を有限要素法でモデル化し両者を結合させて全体の特性を計算する方法[59-62など]が提案されている。この方法では、図6-1に示すように、車体部分を各部品との取り付け点のイナータンスのマトリックスと構造音響伝達関数のベクトルで表している。イナータンスと構造音響伝達関数を固有モードに分解することもあるが、第5章で述べたように精度を確保することが難しいため、周波数応答関数のまま用いるのが一般的である。イナータンスと構造音響伝達関数の測定は、車体を他の部品から切り放した状態で行うが、全ての取り付け点

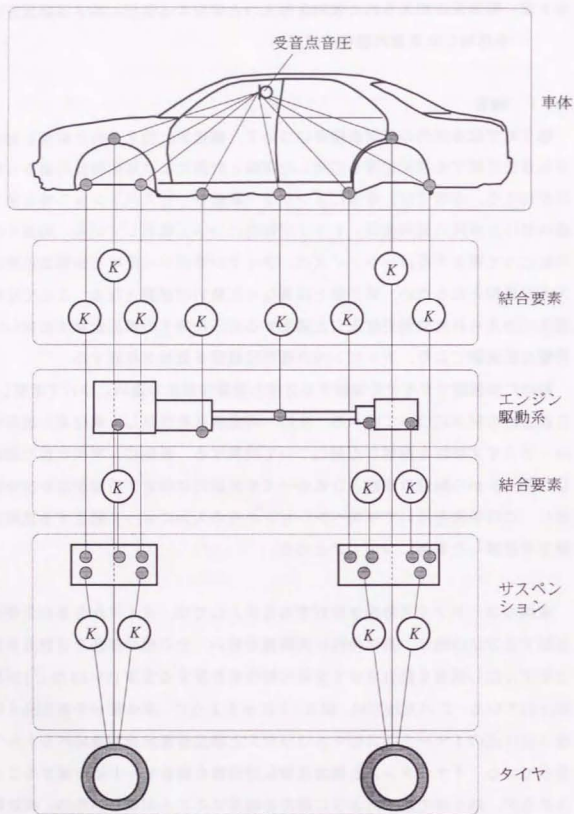


図6-1. 自動車の構成

を加振したときのデータが必要であり、測定に多くの時間を要する。また、イナータンスのマトリックスはそのまま計算に使えるほどの精度はないのが一般的であり、精度のよい車体モデルを得るためには特異値分解等の操作が必要となる。車両全体を加振する方法は、車体以上に音になるモードを把握するのが難しいが、ここで述べた方法でも精度のよい結果を得るのは簡単ではなく、車両での騒音特性を検討する決定的な方法がないのが現状である。

6.2 音響加振とタイヤを変位加振した場合の比較

タイヤを加振したときの振動の伝達経路と音響系から加振したときの振動の伝達経路を図6-2に示す。タイヤを加振した場合、タイヤの振動がサスペンションを介して車体に伝達し、車体が振動することで車室内に音圧が発生する。騒音特性の改善を検討するときの目的関数は乗員耳位置の音圧であり、設計変数となりうるのはタイヤ、サスペンション、車体の特性である。一方、音響加振ではスピーカによって発生した音圧で加振された車体の振動がサスペンションを介してタイヤに伝達し、タイヤが振動することで拘束点に反力が生じる。この場合、目的関数はタイヤの拘束点反力、設計変数はタイヤ、サスペンション、車体の特性である。

タイヤを加振する場合は、設計変数と目的関数の間に車体振動から車室内の音圧が発生する過程が入る。第4章で述べたように低周波の騒音では、車体振動と受音点音圧の関係を実験的に求めることは意外に難易度の高い作業であり、目的関数を変えるために設計変数をどのように変更すべきかが予測しにくい。これに対して、音響加振では目的関数と設計変数の間に音が介在しないため、全ては振動の問題となる。タイヤの拘束点反力と振動の関係は単純で、設計変数を変更したときの目的関数としてタイヤ振動を代用することができる。図6-3に特性改善のための手順を示す。まず、スピーカの加振力に対して発生する車体振動を制振する。次に、車体からの加振力で振動しているサスペンションを制振し、最終的にタイヤのホールが振動しないように構造を検討する。ホイールの振動が制振できれば拘束点反力は下がり、結果としてタイヤを加振したときに音が出にくい車両になる。

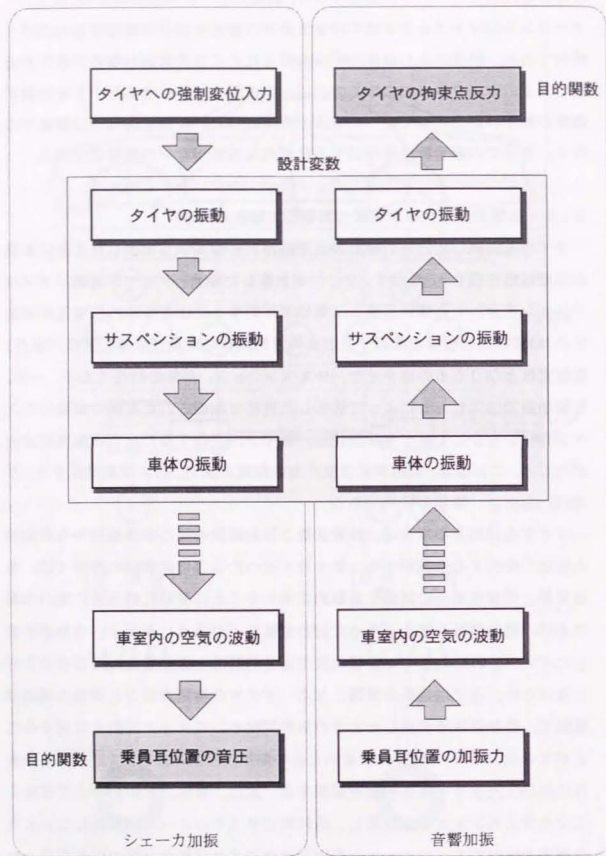
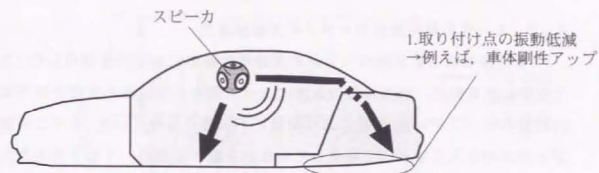
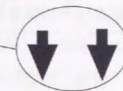


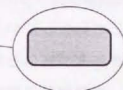
図6-2. シェーカ加振と音響加振の比較



2. サスペンションへの入力低減
→ 例えば、バネ定数低減



3. サスペンションの振動低減
→ 例えば、バネ定数変更



4. ホイールの入力低減
→ 例えば、バネ定数低減



5. ホイール、タイヤの振動低減
→ 例えば、タイヤ特性変更



図6-3. 騒音低減策

6.3 低周波ロードノイズ低減への適用

6.3.1 FF乗用車のロードノイズ特性測定

FF普通乗用車の低周波ロードノイズ特性の測定に本手法を適用した。ここで実験した車両は、路面からの入力によって発生していると推定される車室内騒音のピークが30Hz付近にあり乗員に不快感を与えていた。まずこの騒音がどの方向の入力によって発生しているかを調べるため、4輪3方向の入力に対する車室内音圧の周波数応答関数を測定した。

図6-4～6-5に右前輪と右後輪3方向の入力に対する運転席音圧の周波数応答関数を示す。実験は半無響室にて、前席、後席の耳位置に設定した4個の球型音源(大)による多点ランダム加振を行った。各輪のタイヤ反力を測定するロードセルは、前後、左右、上下の値を同時に測定するため3軸タイプを使用した。これは、NC旋盤のバイトを固定するベッドとして使われるロードセルである。測定結果より、30Hz付近の騒音は後輪の上下方向と前後方向の路面入力に対して発生している可能性が高いことが明らかになった。

次に車室内騒音に寄与度が高いと考えられる後輪の伝達特性が変化するように構造変更を行い、音響加振で測定したタイヤ反力の周波数応答関数が走行時の特性と対応することを確認した。本供試車両は、トランクリッド後端にマスを取り付けると30Hz付近のロードノイズが低減されることが分かっているため、マスの有無による差を比較した。

図6-6、6-7にトランクリッドにマス4.5kgを乗せたときの後輪上下方向タイヤ反力と走行時の運転席耳位置の音圧を示す。ここで、図6-7はスピーカの入力電圧に対するタイヤ反力で表示している。タイヤ反力の測定結果と走行実験の結果では、ピークとなっている周波数が異なるが、各周波数の変化量はほぼ対応しており、走行時の騒音も30～35Hzで低下していることが分かる。当然のことながら走行時の車室内騒音は、一方向の入力によって発生しているわけではないので、タイヤ反力と走行時の音圧の変化は完全には対応しない。

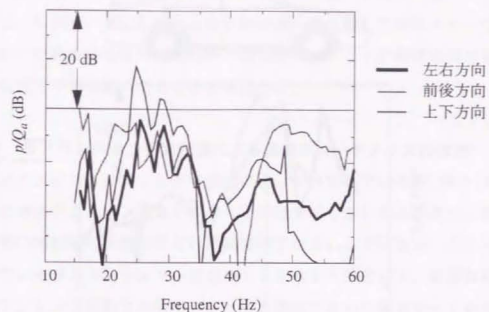


図6-4. 右前輪のタイヤ反力測定結果

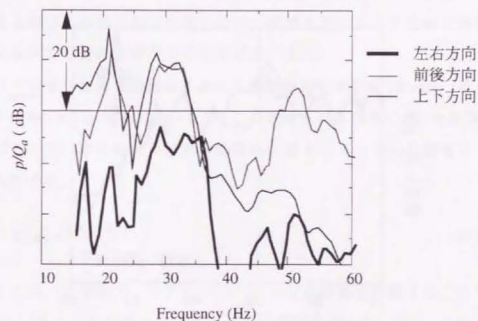


図6-5. 右後輪のタイヤ反力測定結果

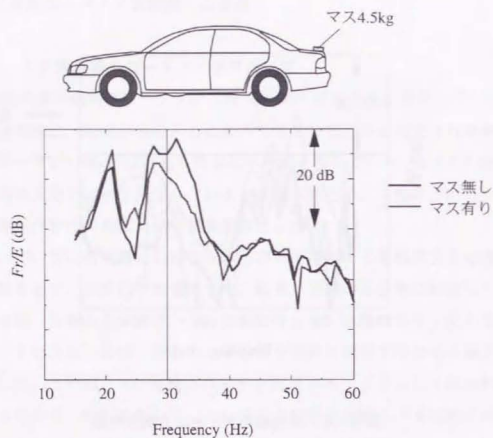


図6-6. 右後輪の上下方向タイヤ反力の変化

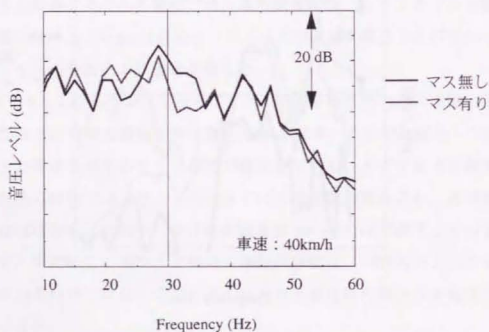


図6-7. 走行時の車室内騒音

第4章で述べたように自動車では振幅依存性を有する部品が数多く使われているので、スピーカ加振時の振動振幅が走行時に比べて微小であることが問題となる。しかし、タイヤ反力と走行時の音圧を比較した結果より、音響加振で測定した特性から車両の走行時の低周波ロードノイズ特性を実用的には十分な精度で予測可能であることを確認した。

6.3.2 サスペンション振動制振による低周波ロードノイズの低減

ロードノイズはサスペンションの振動によって発生しているが、図6-8に示すようにサスペンション振動と受音点音圧は対応しないことが多く、単にレベルの高い周波数の振動を抑えれば騒音が下がるわけではない。ここでは音になっているサスペンションの固有モードを知る方法として、音響加振時のサスペンションの振動分布の形とシェーカ加振で求めた固有モード形状の内積をとる簡便な方法を考えた。5.2で述べたように、構造系の振動が音響系から加振したときに励起されやすいモード形を有している場合、多少共振周波数が離れていても十分騒音発生の原因となりうる。音圧のピークに寄与の高い連成系の固有モードが求められれば理想的であるが、実験的に分離することは車体の場合と同様簡単ではない。この方法ならば、全ての測定がエンジン等を組み付けた車両状態で可能になり、緒言で述べたような結合解析のように車体単体での特性を測定する必要はなくなる。

音響加振で測定した角振動数 ω における振動分布の形状を $\{\phi(\omega)\}$ 、 i 番目の固有モード形を $\{\psi_i\}$ とする。式(6-1)で定義される係数 $C_i(\omega)$ を計算し、この係数が1に近い固有モードが角振動数 ω の音をつくっている固有モードであると判断する。

$$C_i(\omega) = \frac{\|\psi_i\| \|\phi(\omega)\|^T}{\|\psi_i\| \|\phi(\omega)\|} \quad (6-1)$$

6.3.1と同一の車両で、リアサスペンションの振動を制振することで約30Hzで発生している低周波のロードノイズの低減を試みた。図6-9に振動測定点、図6-10にシェーカ加振で測定したリアサスペンションの30Hz付近の固有モード、図6-11に音響加振で測定した加速度分布の形状を示す。

実験条件は6.3.1でタイヤ反力を測定したときと同じである。

係数 $C(\omega)$ の計算結果図6-12より、30Hz付近の音圧は、約27.8Hzと31.6Hzの固有モードによってつくられている可能性が高いことが明らかになった。振動形状の差をみると、約27Hzの振動は車体側の振動レベルが低くサスペンション側のレベルが高いのに対して、32Hzのモードは車体側とサスペンション側のレベルがほぼ等しい。この結果より27Hz近傍のタイヤ反力はサスペンション共振によって、32Hz近傍は車体の振動がサスペンションを動かすかたちで発生していることが分かった。

次に測定結果をもとに、ロードノイズ特性向上を目的とした構造変更を行った。27Hzはサスペンション側の構造変更が有効であると考えられたため、車体との相対変位の大きさをしながらトレーリングアームのブッシュ

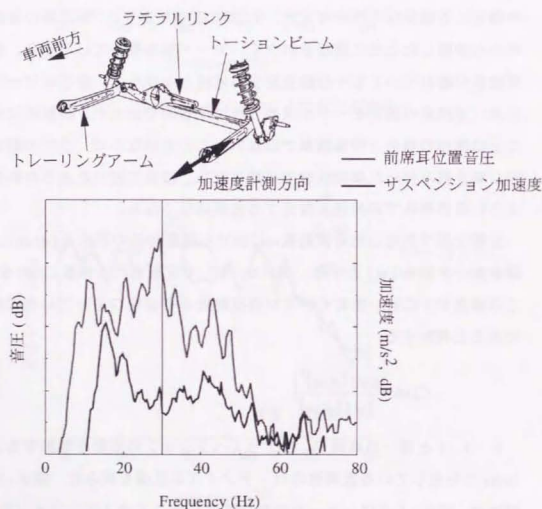


図6-8. サスペンション前後振動と車室内騒音

(図6-9の○で囲んだ位置)の前後方向バネ定数を下げることにした。32Hzについては車体側の構造変更が有効であると推定されるため、音響加振時の車体振動、とくに車体後部の曲げモードに配慮した車体構造の変更を行った。

図6-13に前後方向バネ定数を下げたブッシュに入れ替えたときの走行時の乗員耳位置騒音の測定結果を示す。後輪の改善効果をより明確に調べるため、前輪に全く特性の異なるタイヤを装着してブッシュ特性変更の前後の音圧を測定した結果を図6-14に示す。30Hz付近のサスペンションの前後方向振動の変化は小さいが、バネ定数の下がった分だけ車体への入力が増加し、騒音レベルが改善されていることが分かる。図6-15に車体側の構造変更を行った結果を示す。予測通り、ロードノイズが下がることが確認できる。

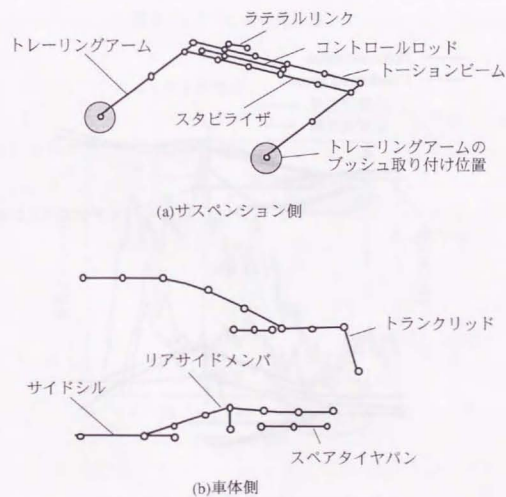


図6-9. 加速度測定点

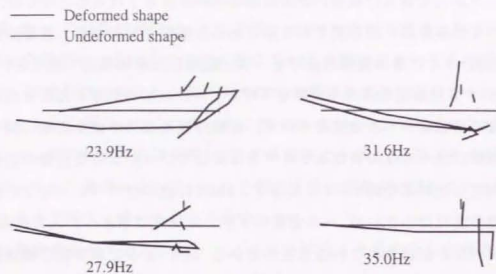


図6-10. シェーカ加振で求めた固有モード

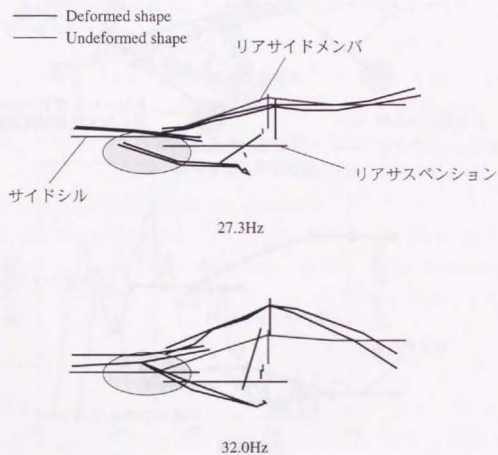


図6-11. 音響加振で測定した加速度分布

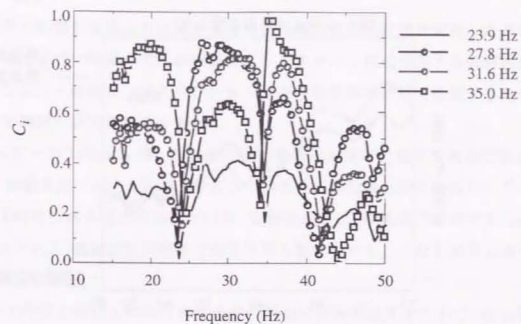


図6-12. C_i の計算結果

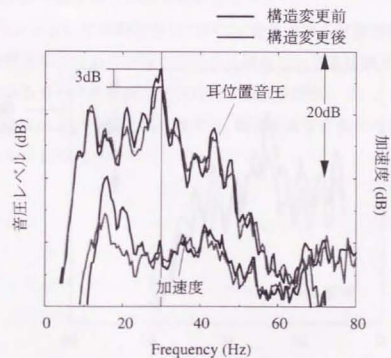


図6-13. ブッシュ特性変更の効果確認

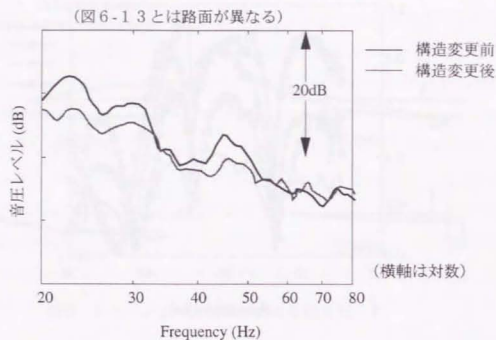


図6-1.4. ブッシュ特性変更の効果確認

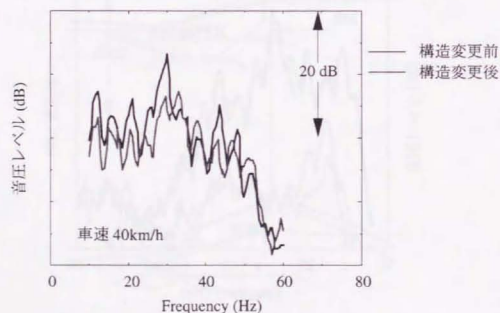


図6-1.5. 車体構造変更の効果確認

6.4 結言

構造系への強制変位入力と発生する音圧に関する相反定理を応用した音響加振実験により、路面の凹凸が原因となってキャビン内に発生する低周波騒音をエンジン・駆動系、サスペンション等を含む車両の状態では減する方法について検討し以下の結論を得た。

- (1) スピーカで加振している状態の振動振幅は走行時に比べて微少であるが、音響加振で測定したタイヤ反力の周波数応答関数と走行時のロードノイズ特性はある程度対応している。音響加振法は、加振機で加振する方法と比べると、実験装置が簡単で測定時間も短縮できることなど実用上多くの利点がある。
- (2) タイヤ反力測定と同時に車両全体の振動分布を測定することで、騒音発生の原因が車体部分にあるのかタイヤからサスペンションに至る部分にあるのかを知ることができる。また、音響加振法の考え方では、最終的な目的関数となるタイヤ反力と、設計変数となる車体、サスペンション等の間に音響系が介入しないため対策が立てやすい。
- (3) サスペンションの振動特性について、受音点から音響的に加振した時の振動分布とシェーカーで加振して求めた固有モードを比較することで、音になっているモードを簡便に見つけ出す方法を提案した。この方法を乗用車の低周波ロードノイズ低減に適用し、騒音低減が比較的短時間で実現できることを示した。

第7章 音響系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理を応用した車室内騒音の研究

7.1 緒言

第5, 6章では, 構造系に加えられた荷重(強制変位を含む)とこの荷重によって音響系に生ずる音圧に関する相反定理を応用した実験と計算で, 車室内に発生する低周波騒音を低減する方法について検討を加えた. 本章では, 音響系に加えられた荷重(体積速度または体積加速度)と発生する音圧に関する相反定理を応用した実験により, エンジン・駆動系から放射される音波によって自動車のキャビン内に発生する騒音を低減する方法を提案する. 最初に, 受音点音圧に対する音源の寄与度と, 音響伝達関数に対する車体パネルの寄与度(以下, 「音響伝達関数寄与度」と記す)について述べる. 応用例として, エンジン表面から車室に侵入する騒音に対して音源の寄与分析を行い, 騒音低減に有効な部位を探索した例について述べる. 続いて, 車室内に侵入するエンジン騒音について, 音響伝達関数の寄与分析の結果をもとに伝達系の対策で受音点音圧の低減を試みた事例についてまとめる.

車室内に侵入する空気伝播騒音を伝達系で低減する場合の手順を図7-1に示す. エンジン騒音の例を考えると, 騒音の多くの成分は回転に同期して発生するため, 初めにエンジンの回転数に対して次数比分析を行い, 低減すべき騒音の周波数, 発生しているエンジン回転数等を特定する.

次にエンジン表面のどの部位から放射されている騒音を低減すべきかを知らするために, 騒音源の寄与分析を行う. 騒音源の寄与は, エンジン表面を要素分割し, 各要素で測定した音響伝達関数と体積速度の積から求める[例えば33]. この値が大きき値を持つ要素が対策すべき部位となる. また, 寄与は伝達特性と体積速度に分けて測定するので, 受音点での騒音レベルが高くなった原因が, 音源の加振力にあるか伝達系の伝達ゲインの高さにあるかも知ることができる. 騒音は音源の体積速度を抑えて元から断つのが理想的である

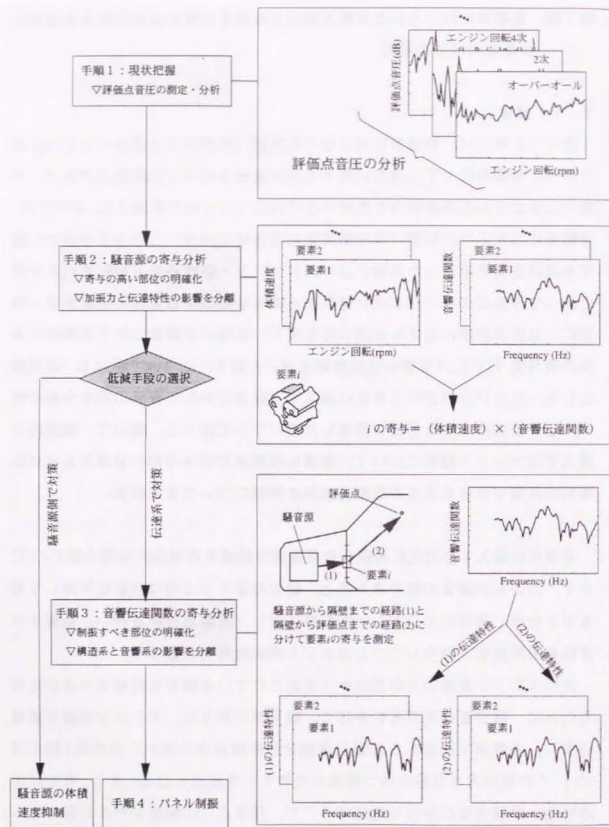


図7-1. 空気伝播騒音低減手順

が、エンジン・駆動系といった構成部品は車体に先行して開発されるのが一般的であり、実際の車両開発では伝達系側で対策せざるを得ないこともしばしば起こる。

エンジン騒音の伝達系は、エンジンルームの音響特性、車体を構成するパネルの振動特性、車室内の音響特性の三つの要素からなっている。したがって、遮音特性を向上させる方法には、音響特性を変える方法とパネルを制振する方法がある。音響特性、特にエンジンルームの特性が遮音性能に大きな影響を与えていることは経験的に知られているが、300Hz以下の低い周波数域の特性を変えるには空間の形状を変更することが必要となる。空間の形状はエンジン形状、部品配置等により決まるため、理想的な特性を実現することは難しい事も多い。

音響伝達関数の寄与分析は車体パネルの何処を制振するかを知るために行う実験であり、車体パネルの寄与を騒音源から車体パネルまでの経路と車体パネルから受音点までの経路に分離して求める[2]。最終的な騒音低減作業は、求められた寄与の分布を参考に、補助部材を追加する方法と粘弾性体からなる制振材を貼る方法を併用しながらパネルを制振することで行われる。

7.2 音源の寄与度測定法について

寄与は、図7-2のように騒音源となっている構造物の表面を幾つかの要素に分割したとき、各要素の振動が耳位置につくる音圧 p_i であり、次式より計算される。

$$p_i = H_i v_i S_i \quad (7-1)$$

ここで、 H_i は騒音源の要素 i の受音点音圧に対する音響伝達関数、 v_i は騒音源が振動している状態の要素 i の速度、 S_i は要素 i の面積である。 p_i を全ての要素について足し合わせると受音点の音圧になる。

全ての要素の速度が互いに相関のある振動であるときは、受音点音圧 p との内積をとり、その実部を無次元化した値を寄与度とする。これは図7-3に示すように、 p_i の p に対する射影成分の割合を表している。

$$\text{寄与度} = \text{Real} \left(\frac{p_i \cdot p^*}{|p|^2} \right) \quad (7-2)$$

ここで p^* は p の複素共役を表す。

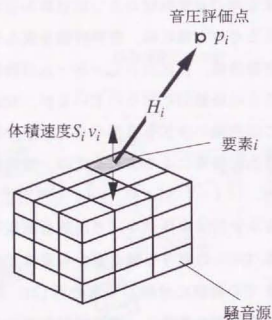


図7-2. 騒音源の寄与計算法

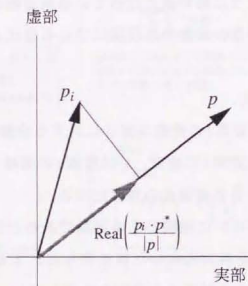


図7-3. 寄与度

7.3 「音響伝達関数寄与度」測定法について

自動車の代表的な騒音の一つであるエンジン騒音が、エンジンルームから車室を構成するパネルを介して受音点である乗員の耳位置に伝達していく過程を図7-4に示す。エンジンルームと車室の間の遮音構造を例にとると、隔壁は制振材をはさんだ2枚の車体パネルと、吸音材料とゴムのシートを組み合わせたダッシュインシュレータと呼ばれる遮音材による二重壁構造となっている。エンジン表面から放射された騒音は、まず車体パネルの振動に変換され、次に、遮音材表面の振動と開口部を介して受音点に伝達していく。車体パネルの振動と内装材の振動は異なるため伝達特性に対する影響の度合いも違ってくる。以下、ガラスのような一重壁部とエンジンルームと車室の隔壁のような二重壁部について寄与度の計算方法を説明する。

まず、一重壁の寄与度について述べる。図7-5のように騒音源から放射された音波が、一重壁の振動を介して箱の内部に侵入していく場合のパネルの

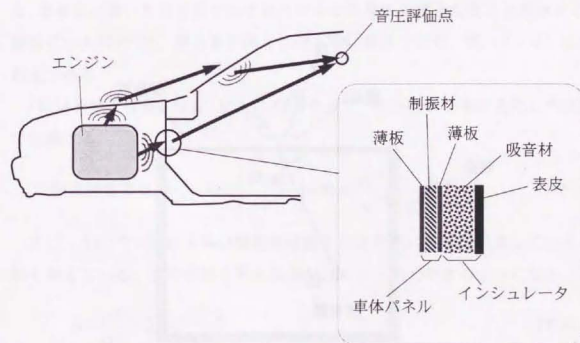


図7-4. エンジン騒音の伝達

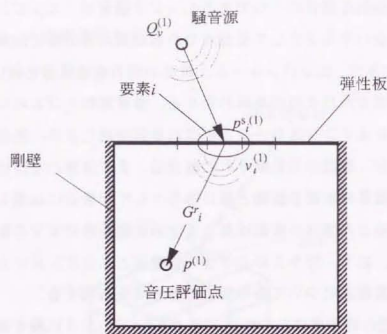


図 7 - 5. 騒音源から評価点までの音の伝達

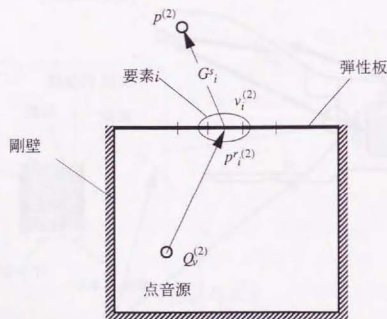


図 7 - 6. 評価点から騒音源までの音の伝達

寄与度を考える。この系において、音源の体積速度に対する音響伝達関数 H は、パネルを幾つかの要素に分けた時の各要素の振動速度 $v_i^{(1)}$ 、面積 S_i 、受音点に対する音響伝達関数 G_i^r で表される。以下の式はすべて周波数領域の式である。

$$H = \frac{p^{(1)}}{Q_v^{(1)}} = \sum_i G_i^r \frac{v_i^{(1)} S_i}{Q_v^{(1)}} \quad (7-3)$$

$p^{(1)}$ は本来の騒音源の位置に体積速度 $Q_v^{(1)}$ の点音源を置いたときの受音点の音圧を表す。音響伝達関数 G_i^r は相反定理を利用し、図 7 - 6 のように受音点に体積速度 $Q_v^{(2)}$ の点音源を置いたときの受音側の要素上の音圧 $p_i^{r(2)}$ として測定する。したがって H に対する要素 i の音響伝達関数に対する寄与 H_i は次のようになる。

$$H_i = \frac{p_i^{r(2)} v_i^{(1)} S_i}{Q_v^{(2)} Q_v^{(1)}} \quad (7-4)$$

上式より、騒音源側、受音側の音響的特性を考慮した一重壁の音響伝達関数に対する寄与は、騒音源の位置に置いた点音源に対するパネルの体積速度と、受音点に置いた点音源に対するパネル上の音圧の積となることが分かる。厳密に言えば G_i^r は、構造系を剛としたときの特性であり、式 (7 - 4) は近似式である。

「伝達関数寄与度」は H 、 H_i との内積をとり、その実部を無次元化した次式で定義する。

$$\text{「伝達関数寄与度」} = \text{Real} \left(\frac{H_i \cdot H^*}{|H|^2} \right) = \text{Real} \left(\frac{p_i^{r(2)} v_i^{(1)} S_i H^*}{Q_v^{(2)} Q_v^{(1)} |H|^2} \right) \quad (7-5)$$

式 (7 - 3)、(7 - 4) は本来の騒音源位置から受音点に騒音が伝達していく経路を考えている。逆の経路を考えると H 、 H_i はそれぞれ次のようになる。

$$H = \frac{p^{(2)}}{Q_v^{(2)}} = \sum_i G_i^r \frac{v_i^{(2)} S_i}{Q_v^{(2)}} \quad (7-6)$$

$$H_i = \frac{p_i^{r(1)} v_i^{(2)} S_i}{Q_v^{(1)} Q_v^{(2)}} \quad (7-7)$$

ここで、 $p^{(2)}$ 、 $v_i^{(2)}$ は受音点に体積速度 $Q_v^{(2)}$ の点音源を置いたときの騒音源位置の音圧、要素 i の速度である。 G_i は音源位置に対する要素 i の音響伝達関数、 $p_i^{(1)}$ は本来の音源位置に体積速度 $Q_v^{(1)}$ の点音源を置いたときの要素上の音圧を表している。第4章で述べたように、自動車構造においても $p^{(1)}/Q_v^{(1)}=p^{(2)}/Q_v^{(2)}$ が成り立っている。式(7-7)より、実際とは逆の伝達経路を考えた場合、音響伝達関数に対する奇与は、本来の騒音源位置に置いた点音源に対するパネル上の音圧と、受音点に置いた点音源に対するパネルの体積速度の積となることがわかる。「伝達関数奇与度」は式(7-5)と同様に次の式で定義される。

$$\text{「伝達関数奇与度」} = \text{Real} \left(\frac{H_i \cdot H^*}{|H|^2} \right) = \text{Real} \left(\frac{p_i^{(1)} v_i^{(2)} S_i H^*}{Q_v^{(1)} Q_v^{(2)} |H|^2} \right). \quad (7-8)$$

図7-7に示す単純なモデルを用いて、パネルの振動分布、音圧分布と「音響伝達関数奇与度」の関係を調べた。箱は $1\text{m} \times 1\text{m} \times 1\text{m}$ の大きさで、騒音源は $(0,0,1.5)$ 、受音点は $(0.25,0.25,0.05)$ の位置に設定されている。箱の $z=1$ の面には厚さ 0.02m 、密度 8500kg/m^3 、ヤング率 104GPa 、ポアソン比 0.37 の板が周辺単純支持で設定してある。

箱の内部と外部の空間は境界要素法でモデル化されており、 $z=1$ の面に張った板はMSC/NASTRANで計算した固有値と固有モード形により表現されている。図7-8に要素分割、表1に板と箱の内部空間の連成していない状態での固有値を示す。板については下から8個の固有モードを用い、モード減衰比は全てのモードに対して 0.03 を与えた。

図7-9に音響伝達関数 H の計算結果を示す。 H において、 69Hz のピークは主に板の共振、 170Hz のピークは箱の内部空間の定在波と板の共振、 240Hz のピークは主に箱の内部空間の定在波、 350Hz のピークは板の共振によって形成されている。

伝達関数のピークのうち、板の共振が主要因となっている 69Hz と内部空間の定在波が主要因となっている 240Hz に注目し奇与度の分布を調べた。騒音源の位置から加振したときの板の振動分布 $v_i^{(1)}/Q_v^{(1)}$ の形状と式(7-5)から計算した奇与を図7-10、7-12、受音点から加振したときの板の振動分

布 $v_i^{(2)}/Q_v^{(2)}$ の形状と式(7-6)から計算した奇与度を図7-11、7-13に示す。振動分布は各要素間の位相差が 0 または 180 度(同相または逆相)ではないため、厳密には実部と虚部を表示すべきであるが、ここでは要素中心の絶対値で表示してある。

69Hz では騒音源の位置から加振した時の振動分布、受音点から加振した時の振動分布、式(7-5)と(7-8)から求めた奇与度の分布がよく似た形をしており、いずれも板の 68.0Hz の固有モードに支配されている。一方、 240Hz では、速度分布 $v_i^{(1)}/Q_v^{(1)}$ と $v_i^{(2)}/Q_v^{(2)}$ の形状が異なり、式(7-5)と(7-8)から求めた奇与度かなり異なった分布となっている。音響伝達関数に対する奇与 H_i の総和は音響伝達関数に等しく、どちらの式を用いても総和は変わらないが、各要素の奇与度は必ずしも一致するわけではない。図7-12と7-13の奇与度分布の比較から、符号が逆転することもあり得ることが分かる。このことは直感的には不自然に感じるが、各要素は独立に振動してい

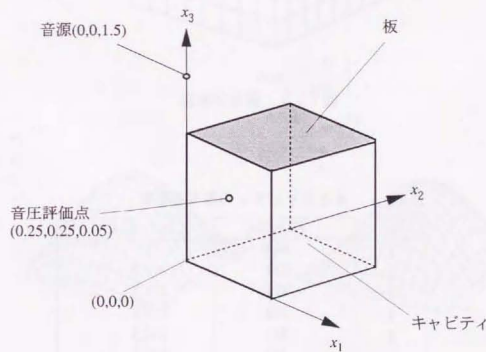


図7-7. 奇与度検討用計算モデル

るわけではなく、固有モードに支配されていることに原因がある。例えば、図7-12と7-13で奇与度の符号が異なっている部位にマスを追加して制振することは一見逆の効果があるように感じる。しかし、マスを付けることは板全体の振動に影響を及ぼし結果は一つとなる。実際の騒音低減検討では振動レベルを下げるのが通常の方法であり、負の奇与度ができるだけ少ないデータの方が使いやすい。

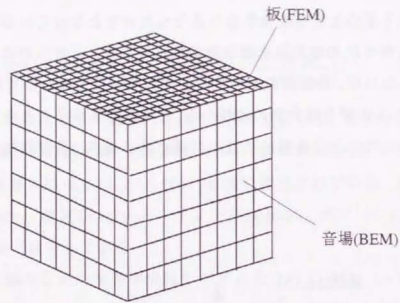


図7-8. 要素分割図

表7-1. 板とキャビティの固有振動数

No.	Plate(Hz)	Cavity(Hz)
1	68.0	0.
2	171.	171.5
3	171.	171.5
4	273.	242.5
5	347.	242.5
6	347.	297.0
7	447.	
8	447.	

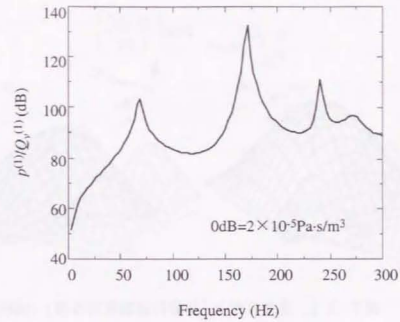


図7-9. 箱モデルの音響伝達関数

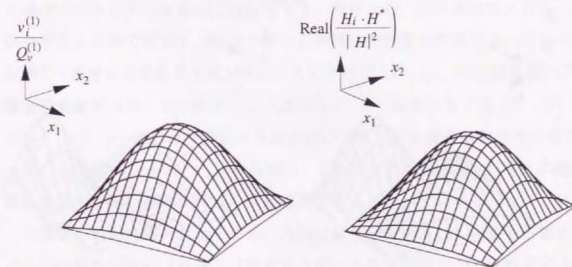


図7-10. 速度分布と「音響伝達関数奇与度」(69Hz)

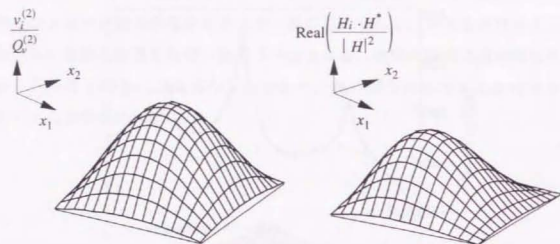


図7-1-1. 速度分布と「音響伝達関数寄与度」(69Hz)

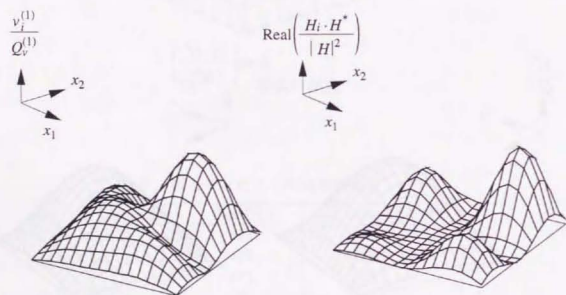


図7-1-2. 速度分布と「音響伝達関数寄与度」(69Hz)

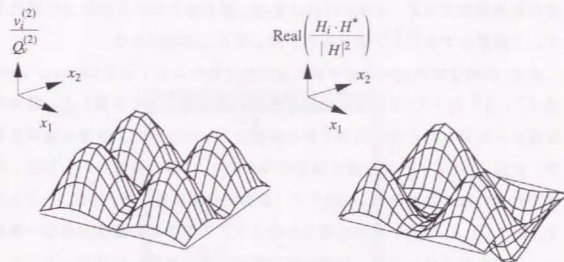


図7-1-3. 速度分布と「音響伝達関数寄与度」(69Hz)

次に二重壁の「音響伝達関数寄与度」について説明する。図7-1-4のように音源から放射された騒音が、二重壁の振動を介して箱の内部に侵入していく場合のパネルの「音響伝達関数寄与度」を考える。基本的な考え方は一重壁の場合と同様であるが、車体パネルと内装材で計算式が異なる。車体パネル側の「音響伝達関数寄与度」を求めるときは式(7-5)、内装材表面の「音響伝達関数寄与度」を計算するときには式(7-8)を用いる。式(7-5)において、 $p_i^{(2)}$ 、 $v_i^{(1)}$ は内装材の受音点側表面の音圧と内装材の振動速度である。一方、式(7-8)の $p_i^{(1)}$ 、 $v_i^{(2)}$ は図7-1-5に示すように車体パネルの騒音源側表面の音圧と車体パネルの振動速度である。

一重壁の検討に用いた箱モデルの内側に板を一枚追加し、二重壁の場合のパネルの振動分布と「音響伝達関数寄与度」の関係を調べた。計算モデルを図7-1-6に示す。追加した板は $z=0.95$ の位置に周辺単純支持で固定されている。板の厚さ、密度、ヤング率、ポアソン比はそれぞれ0.01m、8500kg/m³、104GPa、0.37である。モード減衰比は全てのモードに0.03を与えた。表7-

2に固有値を示す。

図7-17に音響伝達関数を示す。図中濃い実線が二重壁、薄い実線が一重壁の伝達関数である。40Hz付近は追加した内側の板の共振により悪化するが、二重壁にすることで遮音特性が向上することが分かる。

次に、内部空間の定在波が音響伝達関数を悪化させている240Hzについて、式(7-5)と(7-8)より内側と外側の板の寄与度を計算した。騒音源の位置から加振したときの内側の板の振動分布 $v_i^{(1)}/Q_v^{(1)}$ と「音響伝達関数寄与度」を図7-18、外側の板の振動分布を図7-19、受音点から加振したときの外側の板の振動分布 $v_i^{(2)}/Q_v^{(2)}$ と「音響伝達関数寄与度」を図7-20に示す。図7-18、7-19から明らかなように外側の板の振動分布は一重壁に近い形状となっているが、内側の板の振動分布は外側とは異なっている。この差は二枚の板の間の音響特性の影響によるものであり、二重壁では内側と外側の振動を区別して扱わなければならないことが分かる。

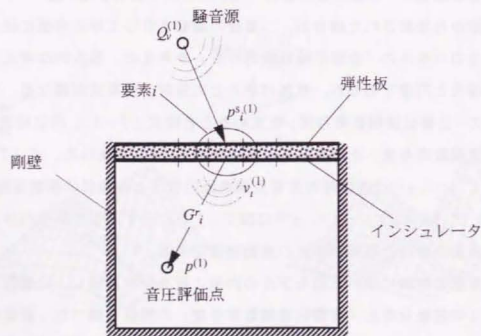


図7-14. 騒音源から評価点への騒音の伝達

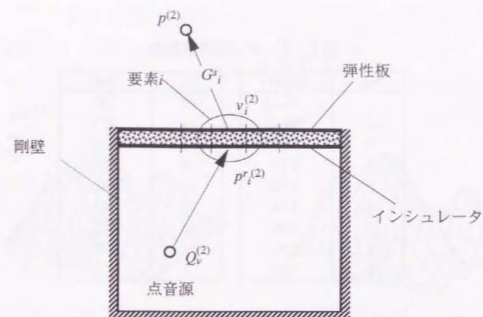


図7-15. 評価点から騒音源への騒音の伝達

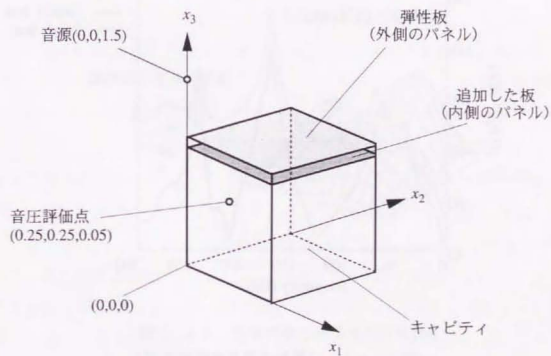


図7-16. 二重壁の寄与度検討モデル

表 7 - 2. 板の固有振動数

No.	(Hz)	No.	(Hz)
1	34.1	10	303.
2	86.0	11	313.
3	86.0	12	353.
4	137.	13	353.
5	174.	14	441.
6	174.	15	441.
7	226.	16	477.
8	226.	17	477.
9	303.		

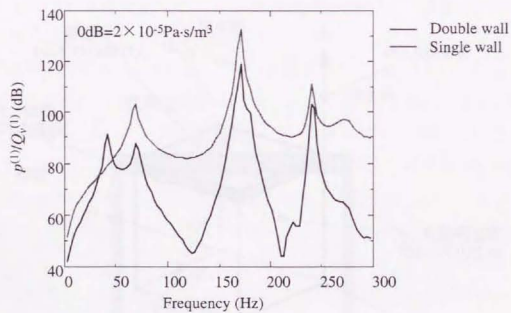


図 7 - 17. 二重壁の寄与度検討モデル

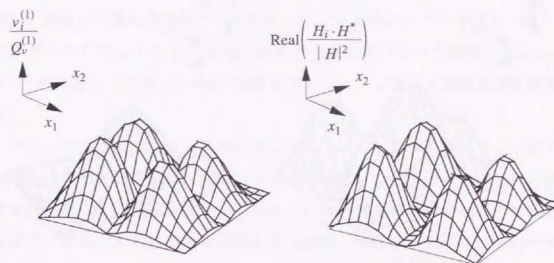


図 7 - 18. 内側の板の速度分布と「伝達関数寄与度」(240Hz)

外側のパネルの振動

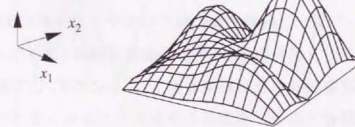


図 7 - 19. 外側の板の速度分布 (240Hz)

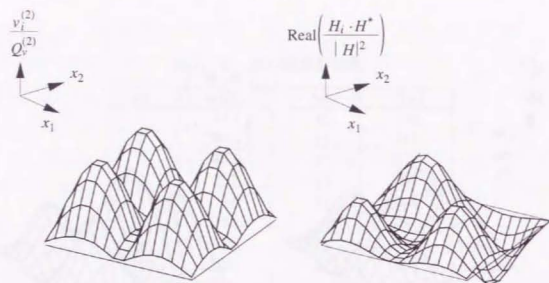


図7-20. 外側の板の速度分布と「音響伝達関数奇与度」(240Hz)

7.4 エンジン透過音低減への適用

7.4.1 エンジン放射音の奇与分析

相反定理に基づいて測定した音響伝達関数を用いて、エンジン放射音の奇与分析を行った。解析の対象としたのはV型8気筒エンジンを搭載したFR普通乗用車で、エンジン内部で使われているチェーンが1700rpm(570Hz)付近で発生するエンジン回転数の20倍の周波数の騒音を検討した。

運転席耳位置騒音の分析結果を図7-21に示す。○で囲んだ範囲が問題となっている騒音である。測定はトランスミッションをパーキングレンジに固定した状態でエンジン回転を変化させながら行った。

エンジンの表面を18の要素に分割し式(7-1)より奇与を計算した。図7-22に表面振動のレベルが高かった部位、図7-23に音響伝達関数のレベルが高かった部位、図7-24、7-25に代表的な加速度と音響伝達関数の測定結果を示す。エンジン表面の加速度は、エンジンをベンチに設置した状態で加速度計を用いて測定した。また、音響伝達関数は、無響室において

受音点からスピーカで加振する方法で求めた。加振法は前席、後席に設定した4個の小型対面型音源による多点ランダム加振である。問題としている騒音は、振動と音響伝達関数のいずれもエンジン上面のレベルが高く、表7-3に示すように左ロックカバー(後)の奇与が最も高いという結果となった。図7-26に左ロックカバー(後)の奇与とエンジン回転20次騒音の比較を示す。

次に、奇与が高いことが判明したロックカバーに粘弾性体とアルミ板を組み合わせた制振材を貼ってエンジン騒音を測定し、低減効果が得られることを確認した。図7-27にエンジン回転20次の運転席耳位置騒音の測定結果を示す。奇与が大きい部位を制振することで、問題としていた1700rpm前後の騒音が下がることが確認できた。なお、この実験では、ロックカバー前側も含めて左右のカバー全体に制振材を貼っている。また、実験は同一車種、同一仕様ではあるが別の車両を使用したため、騒音の測定結果が奇与分析時のデータとは少し異なっている。

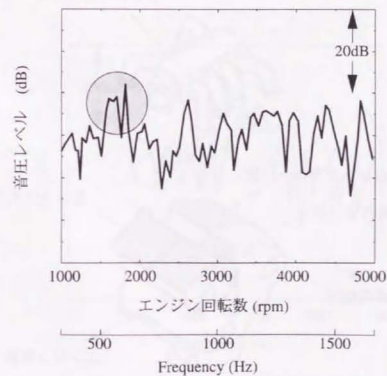


図7-21. エンジン回転20次の騒音

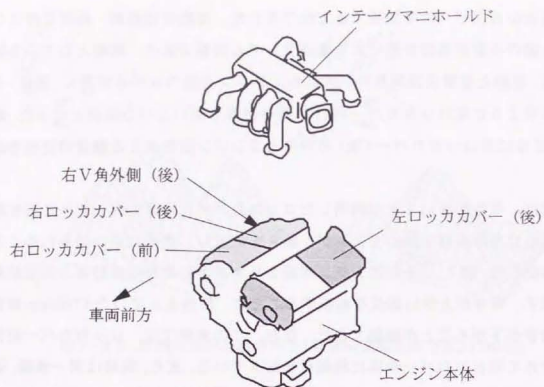


図 7 - 2 2 . 振動レベルが高い部位

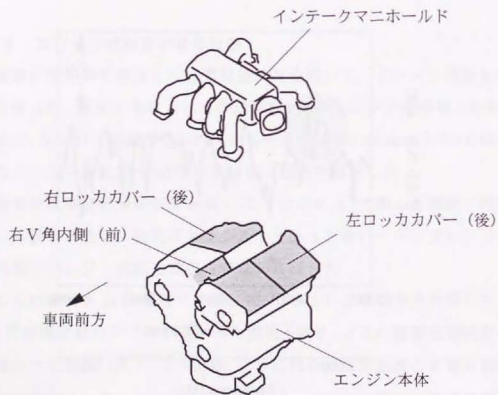


図 7 - 2 3 . 音響伝達関数のレベルが高い部位

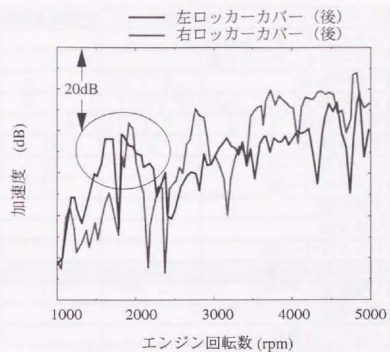


図 7 - 2 4 . エンジン表面各部の加速度データ

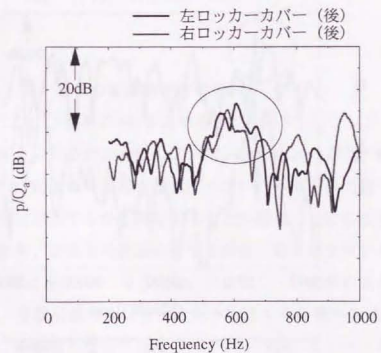


図 7 - 2 5 . エンジン各部の音響伝達関数

表 7-3. 振動レベル・音響伝達関数と寄与の関係 (エンジン回転20次成分)

	部位	振動レベル	音響伝達関数	寄与
1	インテークマニホールド表			
2	インテークマニホールド裏			
3	右V角内側(前)	○		
4	右V角外側(前)			
5	右V角内側(後)			
6	右V角外側(後)		○	
7	右ロッカカバー(前)		○	
8	右ロッカカバー(後)	○	○	○
9	右V角前面			
10	右V角後面			
11	左ロッカカバー(前)	○		
12	左ロッカカバー(後)	○	○	◎
13	左V角前面		○	
14	左V角後面			
15	オイルパン右側面			
16	オイルパン左側面			
17	オイルパン下面			

(◎)レベル高, ○レベル中

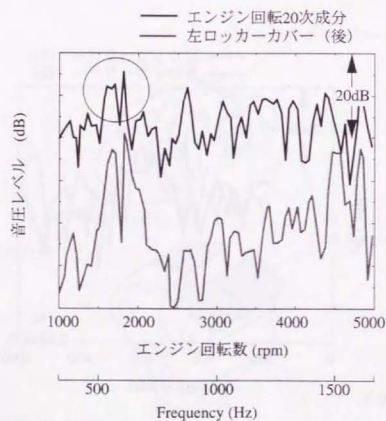


図 7-26. ロッカカバーの寄与

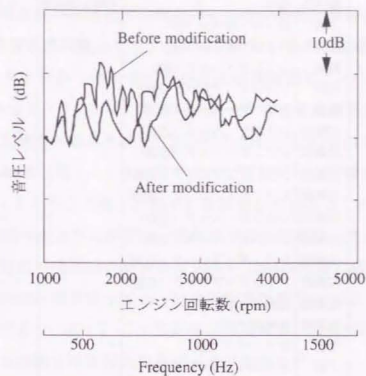


図 7-27. ロッカカバー制振の効果

7.4.2 エンジン騒音の伝達特性改善検討

直列6気筒エンジン搭載のFR普通乗用車について、エンジン・駆動系の放射音が原因と考えられる約230Hzのエンジン回転6次の車室内騒音の低減を検討した。200Hz程度の音は指向性が強くないため車室内で聴いた場合、騒音源がどの方向に存在するかを特定することが難しい。初めに7.4と同様、エンジン・駆動系、排気系の表面の寄与を測定し騒音源を推定した。

結果を表7-4に示す。7.4と同様、エンジン・駆動系の表面の振動はベンチで測定し、音響伝達関数は受音点から加振する音響加振法で測定した。この結果より、騒音源となっているのはオイルパン、エンジン左側面上方にあるインテークマニホールド、吸気レゾネータであることが分かった。

寄与が高くなるのは、オイルパンのように騒音源の加振力(体積速度)の

表7-4. 寄与の計算結果

(◎レベル高, ○レベル中, -データ無し)

ユニット名	部位名	名称	音響伝達関数	加速度	寄与度
エンジン	↑	上面	ロッカ・カバー (前)		
	↑	上面	ロッカ・カバー (後)	○	
	↑	前面	シリンダ・ヘッド (前)		
	↑	前面	シリンダ・ブロック (前)		-
	↑	後面	シリンダ・ヘッド (後)		-
	↑	右側面	シリンダ・ヘッド (右前)		-
	↑	右側面	シリンダ・ヘッド (右後)		-
	↑	右側面	シリンダ・ブロック (右前)		-
	↑	右側面	シリンダ・ブロック (右後)		-
	↑	左側面	シリンダ・ヘッド (左前)		-
	↑	左側面	シリンダ・ヘッド (左後)		-
	↑	左側面	シリンダ・ブロック (左前)		-
	↑	左側面	シリンダ・ブロック (左後)		-
	↑	左側面	遮熱板 (前)		
	↑	左側面	遮熱板 (後)		
	↑	下面	オイルパン (前)		
	↑	下面	オイルパン (オイル溜め)		
	↑	下面	オイルパン (浅底部)	◎	○
	↑	下面	オイルパン (右)		
	↑	下面	オイルパン (左)		
↑	左側面	インテークマニホールド	○	○	○
↑	左側面	吸気レゾネータ	○	○	○
↑		エアークリーナ (上面)			
トランスミッション	↑	上面	上面 (前)		-
	↑	上面	上面 (中)		
	↑	上面	上面 (後)		-
	↑	右側面	右側面 (前)		
	↑	右側面	右側面 (中)	○	
	↑	右側面	右側面 (後)	○	
	↑	左側面	左側面 (前)		
	↑	左側面	左側面 (中)		
	↑	左側面	左側面 (後)		
	↑	下面	下面 (前)		
↑	下面	下面 (中)			
↑	下面	下面 (後)			
排気系	↑	前面	端面 (前)		
	↑	後面	端面 (後)	○	
	↑	上面	上面	○	
	↑	右側面	右側面	○	
	↑	左側面	左側面	○	
	↑	下面	下面	○	

レベルが特に高い場合と、インテークマニホールド、吸気レゾネータなどのように音響伝達関数と体積速度の両方のレベルの高さが要因となる場合がある。ここでは音響伝達関数のゲインが寄与に対して大きな影響を与えている、吸気レゾネータ表面から放射される騒音の伝達特性について詳細な検討を行った。図7-28、7-29に吸気レゾネータの音響伝達関数、エンジン回転6次の表面加速度と寄与を示す。エンジン回転2300rpm前後で発生している約230Hzの騒音(図7-29の○で囲んだ部分)は、音響伝達関数にあるピーク(図7-28の○で囲んだ部分)と対応していることが分かる。

7.3.1で述べたように隔壁は、車体パネル、制振材、遮音材で構成されている。遮音材の共鳴透過の周波数は250~300Hz程度に設定されており、400Hz以下での遮音効果は小さい。伝達特性を改善するには、車体パネルを制振する必要がある、式(7-7)で定義される車体パネル側の音響伝達関数に対する寄与を振動分布と音圧分布に分けて測定した。

図7-30、7-31に吸気レゾネータ側から音響加振したときの車体パネルエンジンルーム側の音圧分布(式(7-7)の $p_r^{(1)}/Q_r^{(1)}$)と、乗員耳位置から音響加振したときの車体パネルの振動分布(式(7-7)の $v_r^{(2)}/Q_r^{(2)}$)に対応)を示す。音圧分布は、半無響室にてエンジン・駆動系等を含む完全な車両を供試体として測定した。音源はホーン型スピーカの先端にさらに直径約0.02mのホースを追加したスピーカを使っている。一方、振動分布はエンジン・駆動系、排気系を外した状態のダッシュパネル振動を、加速度計を用いて測定している。加振方法は4個の球型スピーカ(小)を用いた多点ランダム加振である。エンジン等を外したのは、加速度計を貼るためであるが、ダッシュパネル表面の振動はそれほど変わらないことを前もって確認している。

式(7-6)から明らかのように、音響伝達関数は車室を構成する全パネルの H_j の和となるが、本実験では最も影響が大きいと考えられるエンジンルームとの隔壁について測定を行った。各測定点の加速度と音圧の周波数応答関数は複素数となるため実部と虚部の両方を前後方向の変形で表示している。

230Hz付近の伝達特性に影響が大きいと推定されるパネル表面音圧のピークは196Hzと296Hzにある。音圧分布の形状をみると、スピーカを置いた吸

気レゾネータから近い隔壁左側表面だけでなく、反対側の右側にもレベルの高い場所があることがわかる。スピーカからの距離と比較すると、右側の隔壁は左の隔壁の3~4倍の位置にあるが、音響伝達関数に対する影響の度合いは大きく、ゲインを低減するには右側の隔壁の振動も抑えなければならない可能性が高いことを示している。

先に述べたように低周波数域の伝達特性のゲインを改善するときは、隔壁のパネル振動を抑制するのが通常の方法であり、音響系の特性を変える方法については、どうすれば特性が改善できるかわかっていない部分が多い。250Hz程度の音圧分布を変えるには、エンジンルームの形状を変える必要が生じ、開発途中の車両には使い難いという事情もある。

一方、パネル振動のレベルの高い部位は図7-31に示すように周波数によって異なるが、大雑把に言えば隔壁の左半分と上部のレベルが高い。図7-30の音圧分布の形状と考え合わせると、音響伝達関数を改善するために制振すべき場所は、隔壁の左側の領域であること推察できる。振動分布は運転席のある右の前席からスピーカで加振して測定しているが、キャビンの定在波の影響があり、音源からの距離の大きい左側のレベルが高くなっている。低周波では定在波の影響で意外な部位が遮音特性に影響を与えるため、対策が試行錯誤的にならざるを得なかったが、寄与を測定することで定量化が可能となった。

寄与分析の結果を確認するため、隔壁の左半分を粘弾性体からなる制振材と鉛の板材で実験的に制振し、音響伝達関数を測定した。結果を図7-32に示す。ここでは、音響伝達関数を入力電圧に対する音圧の周波数応答関数で表示してある。

実験の結果より、パネル振動を抑えることで、検討対象としていた230Hz付近の遮音特性を改善できることが確認できた。しかし、200Hz付近の低い周波数域の音響伝達関数のレベルを十分下げするためには隔壁のかなり広い範囲を制振する必要があり、実際の構造を考えることは簡単ではない。なお、この実験も同一車種、同一仕様ではあるが別の車両を使用しているため、音響伝達係数のデータは多少異なっている。

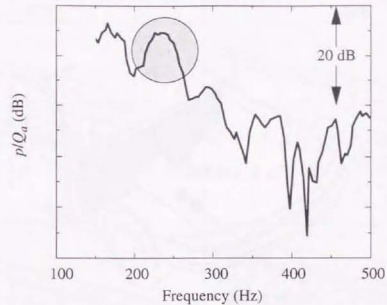


図7-28. エンジン左側面の音響伝達関数

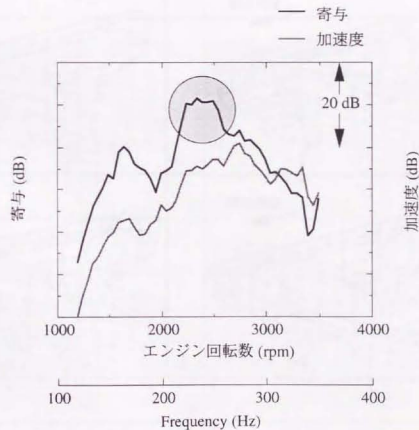


図7-29. エンジン左側面の寄与と表面の加速度

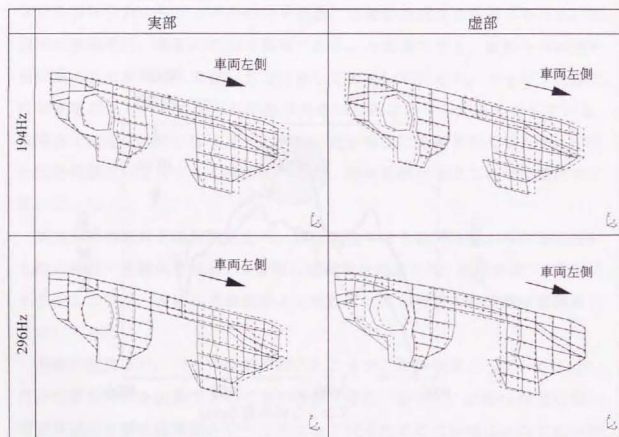
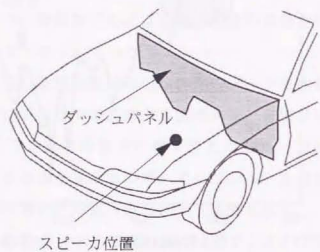


図7-30. ダッシュパネルのエンジンルーム側音圧分布

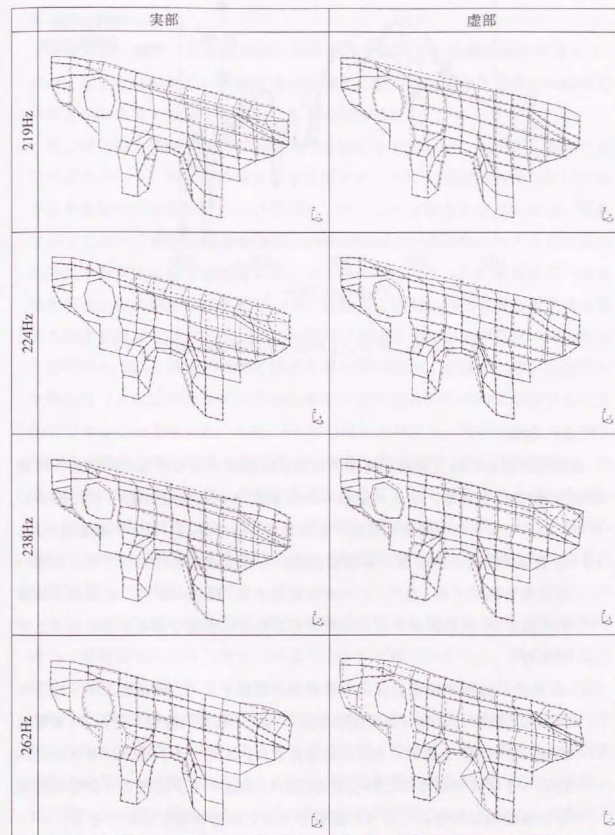


図7-31. ダッシュパネルの振動分布測定結果

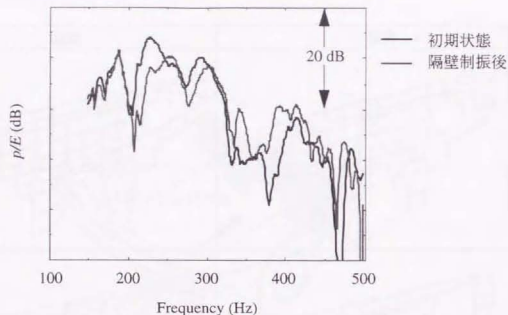


図7-3-2. ダッシュパネル制振の効果確認

7.5 結言

音響系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理を応用した音響加振実験により、エンジン・駆動系から放射される音波によって自動車のキャビン内に発生する騒音を低減する方法について検討し以下の結論を得た。

- (1) 音響伝達関数と騒音源の体積加速度から耳位置音圧に対して寄与の高い部位を予測できる。また、この分析結果より、騒音の原因が音源側の加振力の強さか、伝達系のゲインの高さのどちらに原因があるかを知ることができる。
- (2) 伝達系の対策で騒音を低減するための指標として、騒音源とキャビンの間にある隔壁と遮音材の受音点音圧に対する影響の度合いを示す「音響伝達関数寄与度」を提案した。この指標より、伝達ゲインを下げるために制振すべき場所を知ることができる。また、伝達ゲインに対して音響的な特性と振動的な特性のどちらの影響が大きいかを知ることができる。
- (3) エンジン騒音対策に寄与分析を活用し、空気伝播騒音を伝達系の対策で低減する場合に役立つことを示した。

第8章 結論

本研究は、構造・音響連成系の相反定理を応用した音響加振法を用いて、300Hz以下の比較的低い周波数域の自動車に関連した騒音を低減する技術の開発と実用化を目的として行ったものである。

第2章では、構造系をつり合い式、音響系をHelmholtzの式より別々に相反定理を導出し、両者の接続条件を考慮することで自動車の騒音解析に利用される連成系の相反定理について検討した。ここで扱った相反定理は、現象に応じて次の三種類に分類される。すなわち、(1) 構造系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理、(2) 構造系に加えられた強制変位入力と発生する音圧に関する相反定理、(3) 音響系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理である。(1)の相反定理を用いると、構造系の入力点から受音点までの伝達特性を表す構造音響伝達関数を、受音点に置いた音源の体積変位（または体積変位、体積加速度）に対する入力点の振動応答として測定できることを示した。また、(2)の相反定理より、強制変位入力に対する構造音響伝達関数を受音点に置いた音源の体積変位（または体積変位、体積加速度）に対する入力点の拘束点反力の応答として測定できることを示した。(3)の相反定理については、一旦振動に変換されて伝達していく場合も成り立つこと、音源と受音点の位置を入れ替えて音響伝達関数を測定することができることを示した。

また、動的問題では慣性項と減衰項を考慮する必要があるが、調和振動の場合、慣性項は打ち消しあって考慮する必要がなくなること、減衰項も歪み速度に依存する単純なモデルでは打ち消し合うことを確認した。

第3章では、第2章で導き出された三種類の相反定理を数値計算によって検証した。ここでは単純な箱のモデルの振動と音場を、境界要素法と有限要素法によるモード解析法を組み合わせた構造音響連成解析プログラムを用いて計算した。箱を構成するパネルに加えられた荷重により発生する箱内部の音圧の周波数応答を求める場合は、受音点に点音源を置き構造系の入力点に発生する速度の応答を測定する方法が可能であることを確認した。また、パ

ネルに加えられた強制変位入力により発生する箱内部の音圧の周波数応答関数を求める場合は、受音点に点音源を置き構造系の入力点を固定条件としたときの拘束点反力の応答を測定する方法が可能であることを確認した。更に、音響系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理については、純粋に音響的な経路と、一旦振動に変換されて伝達する経路が混在する場合も成り立つこと、入力点と受音点を入れ替えて音響伝達関数を測定することができることを確認した。

第4章では、受音点から音響的に加振する方法で音圧の伝達特性を測定し、自動車構造において相反定理が成り立っているかを検証した。同時に、実験手法、特に音源として用いるスピーカについて詳細な検討を行った。

検討結果より、自動車においても相反定理を応用した音響加振実験により実用上十分な精度を有するデータを得ることができること、音響加振法は騒音源側から加振する一般的な実験法に対して実験装置が簡単になる等幾つかの優れた点があることが確認できた。

音源に関する検討では、スピーカは無指向性であることが重要であり、スピーカ周辺の音場が点音源的になるまでの距離を確保する制約のもとで使う限り、一般的に点音源と見なすことができるとされる上限周波数の5倍以上の領域まで等価的な点音源として利用できるという結果を得た。また、スピーカの加振力の強さを表す体積変位（または体積変位、体積加速度）は実際の値ではなく、理想的な点音源と見なした場合の等価的な値を使わなければならないことを見いだした。更に50Hz以下の低い周波数の構造音響伝達関数の測定に用いるスピーカは、コーンが振動するときに発生する反力をキャンセルするような構造とする必要があることを示した。

第5章では、構造系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理を応用した実験解析により、自動車のキャビン内に発生する低周波数域の固体伝播騒音の低減方法について検討した。初めに自動車のキャビンと同程度の大きさをもつ単純な箱モデル内部の騒音について考察し、音の原因となっている振動を見つけた方法としては、構造系を加振したときの振動を測定するよりも音響系を加振した時の構造の振動を測定する方法が優れていること

を明らかにした。

次に、音響加振法をエンジン振動によって発生するこもり音とサスペンションからの入力によって発生する低周波騒音の低減検討に適用した。その結果、構造系を加振して求めた振動形状と音響系を加振したときの車体振動の形状は異なる場合が多いこと、また、騒音低減を図る方法としては、シェーカ加振で測定した振動を抑えるよりも音響加振から得られた車体振動を抑える方法が合理的であることを確認した。

第6章では、構造系に加えられた強制変位入力と発生する音圧に関する相反定理を応用した実験解析により、タイヤが路面の凹凸から受ける強制変位的な入力によってキャビン内部に発生する騒音の低減について検討した。まず、エンジン・駆動系、サスペンション等全ての部品を取り付けた車両の騒音低減の手順として、発生経路を実際とは逆の方向に辿り、音響加振時のタイヤの拘束点反力、あるいはタイヤを支えるサスペンションの振動を下げるという考え方を提案した。次に、騒音の原因となっているサスペンション振動を特定する簡便な手法として、加振器による加振で測定した振動モードと音響加振で測定した振動形状の内積をとる方法を提案した。

自動車の騒音低減検討に適用した結果より、音響加振法の考え方は最終的な目的関数となるタイヤ反力と、設計変数となる車体・サスペンション等の間に音響系が介在しないため対策が立てやすく、騒音低減が比較的短時間で実現できることを確認した。また、音響加振法は、加振器で加振する方法と比べると、実験装置が簡単で測定時間も短縮できることなど実用上多くの利点があることを示した。

第7章では、音響系に加えられた荷重と発生する音圧に関する相反定理を応用した実験解析により、エンジン・駆動系からキャビン内に透過する騒音を主に伝達系側から低減する方法を検討した。ここでは、伝達系を構成する車体の特性を評価する指標として音響伝達関数に対するパネル寄与度（「音響伝達関数寄与度」）の考え方を提案した。

エンジン透過騒音の低減検討に適用した結果より、「音響伝達関数寄与度」を測定することで対策すべき部位、伝達ゲインに対する音響的特性と振動的

特性の影響の大きさ等が明確になり、従来トライアンドエラー的にならざるを得なかった低減作業が短時間での確に行えることを確認した。

以上述べてきたように本研究では、構造・音響連成系の相反定理を応用した音響加振実験について検討した。初めに、連成系の相反定理を導き出し、同時に数値計算による確認を行った。次に、自動車に適用するときの実験方法、加振実験に用いる音源の設計法を示し、自動車において相反定性を利用した音響加振法が使えることを確認した。最後に、音響加振法を比較的低い周波数域の固体伝播騒音と空気伝播騒音の要因分析と低減検討に適用しその有効性を示した。自動車の開発期間短縮が進み、騒音低減検討に費やす時間が短くなっている中で、本研究が提案した騒音分析技術、騒音低減の考え方は、今後ますます有効性が認識されていくと予測される。また、有限要素法等の解析においても、ここで述べた音響加振法と同様受音点に音響的な荷重を設定する計算方法の有効性を検討する必要がある。

従来、低い周波数域の騒音対策作業は、過去の経験・カン・ノウハウに依存する部分を多く残していた。同じ対策を行っても車種によって効果があったり無かったりすることがあり、対策作業がトライアンドエラーになることはある程度やむを得ないと考えられていた。本研究により、音響加振法がこうした低周波騒音の問題点の幾つかに答える事ができる手法であることが明らかになり、騒音低減の手順も明確になってきた。しかし現状は、なにをすべきかが分かった段階であり、効率的に騒音低減を実現できる具体的な自動車構造に関する検討は十分ではない。これからの自動車に要求される省燃費性、安全性等を考慮しながら低騒音を実現する構造の構築は今後の課題として残されている。

謝辞

本研究をまとめるに当たり、終始懇切丁寧なご指導とご校閲の労を賜りました東京大学工学部 鈴木真二教授に謹んで感謝致します。先生には振動騒音低減に関する仕事に携わってきた当初より今日に至るまで、暖かい指導と激励を頂きました。

1991年日産自動車に入社して以来、車両研究所に所属し振動騒音低減に関連した仕事に携わってきましたが、この間ご指導を賜った屋代春樹シニア・リサーチ・エンジニアに厚く御礼申し上げます。また、池浦憲二車両研究所長、窪塚孝夫次長、山崎一郎主研の皆様には、論文作成の機会を与えて頂いたことを感謝いたします。更に、研究の遂行に当たり実験データの取得等に協力頂いた車両研究所総括課 青木順一氏に感謝申し上げます。

参考文献

- [1] 丸山新一, 青木順一, "相反原理に基づく車両放射音の解析手法(第1報, 音響伝達関数の測定について)," 日本機械学会論文集(C編), **62** (597), No. 95-1491, pp. 1816-1822 (1996).
- [2] 丸山新一, 青木順一, "相反原理に基づく車両放射音の解析手法(第2報, 音響伝達関数に対する車体パネルの奇与度測定法について)," 日本機械学会論文集(C編), **63** (607), No. 96-0433, pp. 982-988 (1997).
- [3] 丸山新一, 青木順一, "相反原理を応用した路面入力により発生する車両騒音の解析(第1報, 音圧の伝達関数測定について)," 日本機械学会論文集(C編), **62** (602), No. 95-1999, pp. 3985-3990 (1996).
- [4] S. Maruyama, "Interior Noise Analysis Based on Acoustic Excitation Tests," *Int. J. of Vehicle Design*, **18** (1), pp. 1-17 (1997).
- [5] S. Maruyama, J. Aoki and M. Furuyama, "Application of a Reciprocity Technique for Measurement of Acoustic Transfer Functions to the Prediction of Road Vehicle Pass-by Noise," *JSAE Review*, **18**, pp. 277-282 (1997).
- [6] 丸山新一・古山正則・青木順一, "相反性を利用した音響伝達関数測定法の車外騒音予測への適用," 自動車技術会論文集, **28** (3), pp. 101-105 (1997).
- [7] 中園健二・丸山新一・明石永一・笠原勇, "車両音響特性の変更による低周波ロードノイズの改善," 自動車技術会学術講演会前刷集 962, No. 9633450, pp. 217-219 (1996).
- [8] 丸山新一・長谷川昭彦・青木順一, "音響加振による低周波ロードノイズの解析," 自動車技術会学術講演会前刷集 966, No. 9638798, pp. 137-140 (1996).
- [9] 松山宗平・丸山新一, "相反性応用音響加振による車体放射係数改善に関する一考察," 自動車技術会学術講演会前刷集 971, No.9731406, pp. 65-68 (1997).
- [10] 丸山新一, "音響加振実験による車両の内部騒音の低減," 日本機械学会D&D Conference '97 機械力学・計測制御講演論文集, Vol. B, pp. 469-472 (1997).
- [11] H. Helmholtz, "Theorie des Luftschalls in Rohren mit offendn Endedn," *Crelle J.* **57**.

- 1 (1860).
- [12] J. W. Rayleigh, *The Theory of Sound*, Dover, New York (1945), 2nd ed.
- [13] L. E. Kinsler, A. R. Frey, A. B. Coppens, and J. V. Sanders, *Fundamentals of Acoustics*, Wiley, New York (1982), 3rd ed., Chap. 8.
- [14] P. M. Morse and K. U. Ingard, *Theoretical Acoustics*, MacGraw-Hill, Inc., New York (1968), Chap. 7.
- [15] J. Van Bladel, "Low-Frequency Scattering by Hard and Soft Bodies," *J. Acoust. Soc. Am.*, **44** (4), pp. 1069-1073 (1968)
- [16] 例えば, 倉西正嗣, 弾性学, 現代工学社(1970), 第1章.
- [17] L. M. Lyamshev, "A Question in Connection with the Principle of Reciprocity in Acoustics," *Soviet Physics Doklady*, **4**, pp.406 (1959).
- [18] L. M. Lyamshev, "A Method for Solving The Problem of Sound Radiation by Thin Elastic Shells and Plates," *Soviet Physics Acoustics*, **5**, pp. 122-124 (1959).
- [19] L. M. Lyamshev, "Theory of Sound Radiation by Thin Elastic Shells and Plates," *Soviet Physics Acoustics*, **5** (4), pp. 431-438 (1960).
- [20] P. W. Smith, Jr., "Response and Radiation of Structural Modes Excited by Sound," *J. Acoust. Soc. Am.*, **34** (5), pp. 640-647 (1962).
- [21] G. Chertock, "General Reciprocity Radiation," *J. Acoust. Soc. Am.*, **34**, pp. 989 (1962).
- [22] G. Chertock, "Transient Flexural Vibrations of Ship-Like Structures Exposed to Underwater Explosions," *J. Acoust. Soc. Am.*, **48** (1), pp. 170-180 (1970)
- [23] T. Ten Wolde, "On the Validity and Application of Reciprocity in Acoustical, Mechano-Acoustical and other Dynamical System," *J. Acoust. Soc. Am.*, **28**, pp. 23-32 (1973)
- [24] Yu. I. Belousov and A. V. Rimskii-Korsakov, "The Reciprocity Principle in Acoustics and its Application to the Calculation of Sound Fields of Bodies," *Sov. Phys. Acoust.*, **21** (2), pp. 103-109 (1975).
- [25] E. Shudrzyk, *The Foundations of Acoustics*, Springer-Verlag, Vienna, 1971.
- [26] ランダウ・リフシツ, 流体力学 (竹内均訳), 東京図書株式会社(1971), 第

- 8章.
- [27] L. M. Lyamshev, "On Certain Integral Relations in the Acoustics of a Moving Medium," *Soviet Physics Doklady*, **6** (5), pp. 410-412 (1961).
- [28] L. M. Lyamshev, "Sound Radiation from Elastic Shells Excited by Turbulent Aerodynamic Flow," *Soviet Physics Acoustics*, **7** (1), pp. 44-49 (1961).
- [29] A. L. DiMattia and F. M. Wiener, "The Absolute Pressure Calibration of Condenser Microphones by the Reciprocity Method," *J. Acoust. Soc. Am.*, **18**, pp. 341-344 (1946).
- [30] P. E. Ebaugh and R. Meuser, "The practical Application of the Reciprocity Theorem in the Calibration of Underwater Sound Transducers," *J. Acoust. Soc. Am.*, **19**, pp. 695-700 (1947).
- [31] I. Rudnick and M. N. Stein, "Reciprocity Free Field Calibration of Microphones to 100 kc in Air," *J. Acoust. Soc. Am.*, **20**, pp. 818-825 (1948).
- [32] E. L. Carstensen, "Self-Reciprocity calibration of electro-acoustic transducer," *J. Acoust. Soc. Am.*, **19**, pp. 961-965 (1947).
- [33] J. M. Mason and F. J. Fahy, "Application of a Reciprocity Technique for the Determination of the Contributions of Various Regions of a Vibrating Body to the Sound Pressure at a Receiving Point," *Proc. Institute of Acoustics*, **12** (1), pp. 469-476 (1990).
- [34] 中村政弘, "相反定理による遠隔点への振動放射音の予測", 日本機械学会第73期通常総会講演会講演論文集(1), No. 96-1, pp. 343-344 (1996).
- [35] K. R. Holland and F.J. Fahy, "A Simple Transducer of Surface Vibrational Velocity," *Proc. Institute of Acoustics*, **15** (3), pp. 247-254 (1993).
- [36] J. W. Verheij, "Reciprocity Method for Quantification of Airborne Sound Transfer from Machinery," Second International Congress on Recent Developments in Air- and Structure-borne Sound and Vibration, March, 1992, Auburn University, USA.
- [37] J. Zheng, F. J. Fahy and D. Anderton, "Application of a Vibro-Acoustic Reciprocity Technique to the Prediction of Sound Radiated by a Motored IC Engine," *Applied Acoustics*, **42**, pp. 333-346 (1994).

- [38] F. J. Fahy, "The Reciprocity Principle and Application in Vibro-Acoustics," Proc. Institute of Acoustics, **12** (1), pp. 1-20 (1990).
- [39] F. J. Fahy, "The Reciprocity Principle and Application in Vibro-Acoustics," Second International Congress on Recent Developments in Air- and Structure-borne Sound and Vibration, March, 1992, Auburn University, USA.
- [40] F. J. Fahy, "The Vibro-Acoustic Reciprocity Principle and Applications to Noise Control," 講演会資料 (1995).
- [41] M. Heckl and E. J. Rathe, "Relationship between the Transmission Loss and the Impact-Noise Isolation of Floor Structures," J. Acoust. Soc. Am., **35** (11), pp. 1825-1830 (1963).
- [42] M. Heckl, "Some Applications of the Reciprocity Principle in Acoustics," Frequenz, **18** (9), pp. 299-304 (1964).
- [43] H. F. Steenhoeck and T. Ten Wolde, "The reciprocal measurement of mechanical-acoustic," Acustica, **23**, pp. 301-305 (1970).
- [44] T. Ten Wolde, J. W. Verheij and H. F. Steenhoeck, "Reciprocity Method for the Measurement of Mechano-Acoustical Transfer Functions," Journal of Sound and Vibration, **42** (1), pp. 49-55 (1975).
- [45] I. L. Ver, "Definition of and Relationship Between Breakout and Breakin Sound Transmission Loss of Pipes and Ducts," Proc. Inter-Noise, Sept. 1983.
- [46] I. L. Ver, "Prediction of Sound Transmission Through Duct Walls: Breakout and Pickup," ASHRAE Transactions, **90**, pp. 391-413 (1984).
- [47] I. L. Ver, "Some Uses of Reciprocity in Acoustic Measurements and Diagnosis," Proc. Inter-Noise, 1983.
- [38] J. M. Mason and F. J. Fahy, "Development of a Reciprocity Technique for the Prediction of Propeller Noise Transmission through Aircraft Fuselages," Noise Control Engineering Journal, **34** (2), pp.43-52 (1989).
- [49] F. J. Fahy and J. M. Mason, "Measurements of the Sound Transmission Characteristics of Model Aircraft Fuselages Using a Reciprocity Technique," Noise Control Engineering Journal, **37** (1), pp.19-29 (1991).

- [50] K. R. Holland, F. J. Fahy and L. C. Chow, "An Investigation into the Sound Transmission Performance of Aircraft Side-Wall Treatments," Proc. Institute of Acoustics, **15** (3), pp. 179-186 (1993).
- [51] Bong-Ki kim and Jeong-Guon Ih, "In-situ Estimation of an Acoustic Source in an Enclosure and Prediction of Interior Noise by Using the Principle of Vibroacoustic Reciprocity," J. Acoust. Soc. Am., **93** (5), pp. 2726-2731 (1993).
- [52] P. J. G. van der Linden and J. K. Fun, "Using Mechanical-Acoustic Reciprocity for Diagnosis of Structure Borne Sound in Vehicles," Society of Automotive Engineers Paper No. 931340 (1993).
- [53] P. J. G. van der Linden and P. Varet, "Experimental Determination of Low Frequency Noise Contributions of Interior Vehicle Body Panels in Normal Operation," Society of Automotive Engineers Paper No. 960194 (1996).
- [54] L. Gielen, P. J. G. van der Linden and R. Deges, "Identification, Quantification and Reduction of Structural-Borne Road Noise in a Mid-Size Passenger Car," Society of Automotive Engineers Paper No. 960195 (1996).
- [55] 西村靖彦・野場幹雄, "エンジン放射音に対するエンジンルーム音響特性の解析と車外騒音低減への適用,"自動車技術会学術講演会前刷集963, No. 9634152, pp. 161-164 (1996).
- [56] 西村靖彦・野場幹雄, "ボディ音響特性の解析による車外騒音の低減,"自動車技術会学術講演会前刷集973, No. 9732775, pp. 65-68 (1997).
- [57] F. J. Fahy, *Sound and Structural Vibration*, Academic Press, London, 1987.
- [58] S. Chikamori, R. Magoshi, and H. Hata, "Experimental Analysis of Booming Noise in Passenger Car Cabins by Vector Synthesis Method," Mitsubishi Tech. Rev. **18**, pp. 128-133 (1981).
- [59] D. Otte, J. Leuridan, H. Grangier and R. Aquilina, "Prediction of the Dynamics of Structural Assemblies Using Measured FRF-Data: Some Improved Data Enhancement Techniques, Proc. 9th International Modal Analysis Conference, Florence, 1991.
- [60] G. C. Steyer and T. C. Lim, "Practical Considerations of Vehicle Noise and Vibration Simulation Using an Improved Dynamic Impedance Method," Society of Automotive

- Engineers Paper No. 931313, (1993).
- [61] T. Matsui, K. Suzuki, K. Mori and G. C. Steyer, "An Improved Dynamic Impedance Method for Dynamic Analysis of a Vehicle," Society of Automotive Engineers Paper No. 931314, (1993).
- [62] T. C. Lim, "Case history: Finite Element and Experimental Modeling Approaches for Automotive Noise Control Problems," Noise Control Engineering Journal, **44** (5), pp.245-248 (1996).
- [63] 岩間・屋代・坂田, "振動と音圧の連成を考慮した実験モーダル解析の実車への適用," 自動車技術会学術講演会前刷集 921, No. 921012, pp. 45-48 (1992).
- [64] 萩原・馬・荒井・永淵, "構造-音場連成系の固有モード感度解析手法の開発," 日本機械学会論文集 (C編), **56** (527), No. 89-1345A, pp. 1704-1711 (1990).
- [65] S. H. Sung and D. J. Nefske, "A Coupled Structural-Acoustic Finite Element Model for Vehicle Interior Noise Analysis," Transaction of ASME, **106**, pp. 314-318 (1984).
- [66] S. K. Jha, "Characteristics and Source of Noise and Vibration and Their Control in Motor Cars," Journal of Sound and Vibration, **47** (4), pp. 543-558 (1976).
- [67] S. R. Sorenson, "Investigation of Different Techniques for Quantifying Automotive Panel Noise Radiation," Society of Automotive Engineers Paper No. 951267, (1995).
- [68] A. Craggs, "The Use of Simple Three-Dimensional Acoustic Finite Elements for Determining the Natural Modes and Frequencies of Complex Enclosures," Journal of Sound and Vibration, **23** (3), pp. 331-339 (1972).
- [69] T. Shuku and K. Ishihara, "The Analysis of the Acoustic Field in Irregularly Shaped Rooms by the Finite Element Method," Journal of Sound and Vibration, **29** (1), pp. 67-76 (1973).
- [70] M. Petyt and G. H. Koopmann, "A Finite Element Method for Determining the Acoustic Modes of Irregular Shaped Cavities," Journal of Sound and Vibration, **45** (4), pp. 495-502 (1976).
- [71] T. L. Richards and S. K. Jha, "A Simplified Finite Element Method for Studying Acoustic Characteristics Inside A Car Cavity," Journal of Sound and Vibration, **63** (1), pp. 61-72 (1979).
- [72] Y. Kagawa, T. Yamabuchi and A. Mori, "Finite Element Simulation of an Axisymmetric Acoustic Transmission System with a Sound Absorbing Wall," Journal of Sound and Vibration, **53** (3), pp. 357-374 (1977).
- [73] A. Craggs, "A Finite Element Method for Modeling Dissipative Mufflers with a Locally Reactive Lining," Journal of Sound and Vibration, **54** (2), pp. 285-296 (1977).
- [74] A. Craggs, "A Finite Element Model for Rigid Porous Absorbing Materials," Journal of Sound and Vibration, **61** (1), pp. 101-111 (1978).
- [75] A. Craggs, "Coupling of Finite Element Acoustic Absorption Models," Journal of Sound and Vibration, **66** (4), pp. 605-613 (1979).
- [76] A. Craggs, "A Finite Element Model for Acoustically Lined Small Rooms," Journal of Sound and Vibration, **108** (2), pp. 327-337 (1986).
- [77] A. Craggs, "The Transient Response of a Coupled Plate-Acoustic System Using Plate and Acoustic Finite Elements," Journal of Sound and Vibration, **15** (4), pp. 509-528 (1979).
- [78] A. Craggs, "An Acoustic Finite Element Approach for Studying Boundary Flexibility and Sound Transmission Between Irregular Enclosures," Journal of Sound and Vibration, **30** (3), pp. 343-357 (1973).
- [79] J. A. Wolf Jr., D. J. Nefske and L. J. Howell, "Structural-Acoustic Finite Element Analysis of the Automobile Passenger Compartment," Society of Automotive Engineers Paper No. 760184 (1976).
- [80] D. J. Nefske and L. J. Howell, "Automobile Interior Noise Reduction Using Finite Element Methods," Society of Automotive Engineers Paper No. 780365 (1978).
- [81] D. J. Nefske, J. A. Wolf Jr. and L. J. Howell, "Structural-Acoustic Finite Element Analysis of the Automobile Passenger Compartment: A Review of Current Practice," Journal of Sound and Vibration, **80** (2), pp. 247-266 (1982).
- [82] E. H. Dowell, "Master Plane for Prediction of Vehicle Interior Noise," AIAA Journal, **18** (4), pp. 353-366 (1980).
- [83] S. H. Sung and D. J. Nefske, "Component Mode Synthesis of a Vehicle Structural-Acoustic System Model," AIAA Journal, **24**, pp. 1021-1026 (1986).

- [84] D. L. Flanagan, S. G. Borders, "Application of Acoustic Modeling Methods for Vehicle Boom Analysis," Society of Automotive Engineers Paper No. 840744, (1984).
- [85] S. Suzuki, S. Maruyama and H. Ido, "Boundary Element Analysis of Cavity Noise Problems with Complicated Boundary Conditions," *Journal of Sound and Vibration*, **130** (1), pp. 79-91 (1989).
- [86] 寺沼・北村・坂田, "音場連成を考慮した車体振動解析", *自動車技術*, 44 (12), pp. 43-48 (1990).
- [87] MSC/NASTRAN Encyclopedia, The MacNeal-Schwendler Corporation.
- [88] SYSNOISE ユーザーマニュアル.
- [89] 井上茂, "模擬音源を使用したエンジン騒音解析," *自動車技術会学術講演会前刷集* 942, No. 9433416, pp. 133-136 (1994).
- [90] L. L. Foldy and H. Primakoff, "A General Theory of Passive Linear Electroacoustic Transducers and the Electroacoustic Reciprocity Theorem. I," *J. Acoust. Soc. Am.*, **17**(2), pp. 109-120 (1945).
- [91] H. Primakoff and L. L. Foldy, "A General Theory of Passive Linear Electroacoustic Transducers and the Electroacoustic Reciprocity Theorem. II," *J. Acoust. Soc. Am.*, **19**(1), pp. 109-120 (1947).
- [92] D. K. Anthony and S. J. Elliott, "A Comparison of Three Methods of Measuring the Volume Velocity of an Acoustic Source," *J. Audio Eng. Soc.*, **39**(5), pp. 355-366 (1991).
- [93] T. Salava, "Sources of Constant Volume Velocity and Their Use for Acoustic Measurements," *J. Audio Eng. Soc.*, **22**(3), pp. 146-153 (1974).
- [94] E. H. Dowell, G. F. Gorman, III and D. A. Smith, "Acoustoelasticity: General Theory, Acoustic Natural Modes and Forced Response to Sinusoidal Excitation, Including Comparisons with Experiment," *Journal of Sound and Vibration*, **52** (4), pp. 519-542 (1977).
- [95] V. B. Bokil and U. S. Shirrahatti, "A Technique for the Modal Analysis of Sound-Structure Interaction Problems," *Journal of Sound and Vibration*, **173** (1), pp. 23-41 (1994).
- [96] C. A. プレビア・S. ウォーカー, 境界要素法の基礎と応用 (田中正隆・田中

喜久昭訳), 培風館 (1981).

- [97] R. R. Smith, J. T. Hunt and D. Barach, "Finite Element Analysis of Acoustically Radiating Structures with Applications to Sonar Transducers," *J. Acoust. Soc. Am.*, **54**, pp. 1277-1288 (1973).
- [98] A. Sestieri, D. D. Vescovo and P. Lucibello, "Structural-Acoustic Coupling in Complex Shaped Cavities," *Journal of Sound and Vibration*, **96**, pp. 219-233 (1984).
- [99] L. H. Chen, "Acoustic Emissions from Submerged Structures," *Developments in Boundary Element Methods-2*, New York: Applied Science Publication, pp. 245-281 (1980).
- [100] P. K. Banerjee and R. Butterfield, *Boundary Element Methods in Engineering Science*, New York, McGraw-Hill, 1981.

Appendix A 構造音響連成解析手法

A.1 緒言

本研究では境界要素法と有限要素法によるモード解析法を組み合わせた構造音響連成解析プログラムを作成している。ここでは、定式化について説明する。

A.2 構造音響連成解析手法の定式化

自動車の車室内に騒音が侵入する形態には、2章の図2-7に示すように、騒音源から空气中に放射された音波が車体を振動させ再び車室内の空气中に放射される場合もある。車室は音源側空間であるエンジンルームとは独立した空間を形成しており、計算するときは受音側と音源側の空間をそれぞれ別の領域として扱わなければならない。また、2つの空間の間の騒音伝達には車体の弾性振動を介しているため、構造と連成した音場を解析する機能が必要となる。

本プログラムでは、境界要素法の音場解析部分に領域分割法[96]を用い、構造部分は有限要素法を用いる。構造との連成方法には、有限要素法のマトリックスをそのまま利用するDirect method[97]、構造部分をモーダルパラメータで表現し、一般化座標を含む形で方程式を組み立てるModal method[98]、構造部分をモーダルパラメータから計算したモビリティマトリックスで表し方程式を組み立てるMobility method[99]がある。ここでは最もプログラムが簡単になるMobility methodを採用した。なお、変数としては粒子加速度を用いているためモビリティではなく実際にはイナータンスとなる。

以下、境界要素法による定式化、領域分割法、構造と音響の連成方法の順に説明する。

A.3 境界要素法による3次元音場解析手法

図A-1に示すように、境界Sで囲まれる3次元領域Ωを考える。領域内の音場を支配する方程式は、内部の音圧をpとすると、Helmholtz方程式で表すことができる。

$$\begin{aligned} \nabla^2 p + k^2 p &= 0, \\ k &= \frac{\omega}{c}. \end{aligned} \quad (\text{A-1})$$

ここで、kは波数、ωは角振動数、cは音速である。また、境界での条件は力の釣り合いから次のようになる。

$$\frac{\partial p}{\partial n} = -\rho a_n. \quad (\text{A-2})$$

上式において、ρ、a_nは媒質の密度と粒子加速度である。

領域Ω内で連続微分可能な重み関数を導入すると、グリーンの第2定理より次の式が導かれる。

$$\int_{\Omega} (p \nabla^2 p^* - p^* \nabla^2 p) d\Omega = \int_S \left(p \frac{\partial p^*}{\partial n} - p^* \frac{\partial p}{\partial n} \right) dS. \quad (\text{A-3})$$

重み関数p*として、微分方程式(A-1)の基本解を用いると、式(A-3)は最終的に次式で表される境界上の積分方程式に帰着する。

$$\int_S \left(p \frac{\partial p^*}{\partial n} - p^* \frac{\partial p}{\partial n} \right) dS = 0. \quad (\text{A-4})$$

ここでαを領域Ωの内部また境界S上の点、ξを境界S上の点、2点間の距離をr、jを√-1とする。3次元のHelmholtz方程式の基本解は、

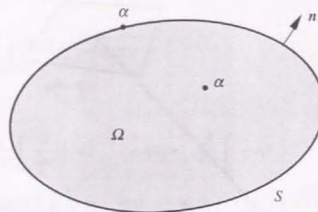
$$p^* = \frac{1}{4\pi r} \exp(-jkr). \quad (\text{A-5})$$

与えられる。基本解を積分方程式(A-4)に代入し、境界での条件式(A-2)を考慮すると、最終的に次の積分方程式が得られる。

$$C(\alpha) p(\alpha) + \frac{1}{4\pi} \int_S p(\xi) \frac{\partial}{\partial n} \left(\frac{\exp(-jkr)}{r} \right) dS + \frac{\rho}{4\pi} \int_S a_n(\xi) \frac{\exp(-jkr)}{r} dS = 0. \quad (\text{A-6})$$

ここでC(α)はαの位置によって決まる次のような定数である。

$$\begin{aligned} C(\alpha) &= 1 \quad \alpha \text{ を領域 } \Omega \text{ に置いたとき,} \\ C(\alpha) &= 1/2 \quad \alpha \text{ を境界 } S \text{ 上に置いたとき.} \end{aligned}$$



図A-1. 3次元音場空間

次に、積分方程式を離散化する。境界SをN個の三角形または四角形の要素で分割する。要素内で音圧と粒子加速度が一定となる最も単純な要素を用いると、第i番目の要素の式はαを要素iの重心に置くことで得られる。

$$\frac{1}{2} p_i + \frac{1}{4\pi} \sum_{l=1}^N p_l \int_{E_l} \frac{\partial}{\partial n} \left(\frac{\exp(-jkr)}{r} \right) dS + \frac{\rho}{4\pi} \sum_{l=1}^N a_{n,l} \int_{E_l} \frac{\exp(-jkr)}{r} dS = 0. \quad (\text{A-7})$$

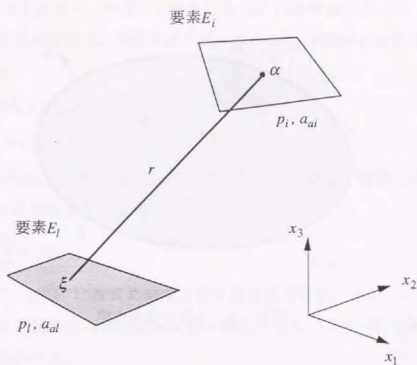
p_i、p_l、a_{n,l}はそれぞれ要素iの音圧、要素lの音圧、要素lの粒子加速、E_lは要素l、rは要素l上の点ξから要素iの重心までの距離を表す。要素iと要素lの位置関係を図A-2に示す。

要素i=1からNまで同様の操作を行うと、各要素の音圧p_iと粒子加速度a_{n,i}に関する次の連立一次方程式が得られる。

$$[H] \begin{Bmatrix} p_1 \\ \vdots \\ p_N \end{Bmatrix} = [G] \begin{Bmatrix} a_{n,1} \\ \vdots \\ a_{n,N} \end{Bmatrix}. \quad (\text{A-8})$$

ただし、[H]、[G]は影響係数であり、各要素h_{ij}、g_{ij}は、

$$h_{ij} = \frac{1}{2} \delta_{ij} + \frac{1}{4\pi} \int_{E_l} \frac{\partial}{\partial n} \left(\frac{\exp(-jkr)}{r} \right) dS, \quad (\text{A-9})$$



図A-2. 要素の面積積分

$$g_{ii} = -\frac{\rho}{4\pi} \int_{E_i} \frac{\exp(-jkr)}{r} dS, \quad (\text{A-10})$$

である。 δ_{ii} はクロネッカのデルタを表す。

式(A-9)、(A-10)の積分は $r=0$ で特異積分となるため、 $i=l$ とした場合は数値積分ができない。また、要素 i と要素 l の重心との距離が小さい場合は積分の精度が低下する。そこで、 h_{il} 、 g_{il} の特異積分となる部分は解析的に計算し、残った部分をガウスの積分公式により数値的に計算することにした。いま、 $k=0$ としたときの係数を $h_{ii}(0)$ 、 $g_{ii}(0)$ とすると h_{ii} 、 g_{ii} はそれぞれ式(A-11)、(A-12)となる。 $h_{ii}(0)$ 、 $g_{ii}(0)$ については、Laplace方程式の影響係数と同様の方法で解析的に積分することができる[100]。

$$\begin{aligned} h_{ii} &= \frac{1}{2} \delta_{ii} + \frac{1}{4\pi} \int_{E_i} \frac{\partial}{\partial n} \left(\frac{1}{r} + \frac{1}{2} k^2 r \right) dS + \frac{1}{4\pi} \int_{E_i} \frac{\partial}{\partial n} \left(\frac{\exp(-jkr) - 1 - k^2 r^2 / 2}{r} \right) dS \\ &= h_{ii}(0) - \frac{1}{\rho} G_{ii}(0) + \frac{1}{4\pi} \int_{E_i} \frac{\partial}{\partial n} \left(\frac{\exp(-jkr) - 1 - k^2 r^2 / 2}{r} \right) dS. \end{aligned} \quad (\text{A-11})$$

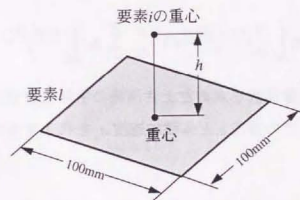
$$\begin{aligned} g_{ii} &= -\frac{\rho}{4\pi} \int_{E_i} \frac{1}{r} dS - \frac{\rho}{4\pi} \int_{E_i} \frac{\exp(-jkr) - 1}{r} dS \\ &= g_{ii}(0) - \frac{\rho}{4\pi} \int_{E_i} \frac{\exp(-jkr) - 1}{r} dS. \end{aligned} \quad (\text{A-12})$$

ただし、

$$h_{ii}(0) = \frac{1}{4\pi} \int_{E_i} \frac{\partial}{\partial n} \left(\frac{1}{r} \right) dS, \quad g_{ii}(0) = -\frac{\rho}{4\pi} \int_{E_i} \frac{1}{r} dS. \quad (\text{A-13})$$

積分の精度を確認するため、要素 i と要素 l の重心との距離 h を変えながら影響係数を計算した。図A-3に計算に用いた要素 i 、 l の位置関係を示す。要素 l は一辺の長さ L が100mmの正方形で、重心から要素の法線方向に延ばした線上に要素 i の重心が位置している。波数 k は $2\pi \text{ m}^{-1}$ とした。図A-4、A-5に h_{il} と g_{il} の計算結果を示す。横軸は要素の大きさに対する相対距離を、縦軸は5点積分との相対的な差をとっている。図から明らかなように、 $r=0$ となる場合を含めて積分に用いる点数は 4×4 点で十分な精度が得られることが分かった。本論文の計算はすべてガウスの4点公式を用いている。

次に、要素上の音圧と粒子加速度を表す連立一次方程式(A-8)を解くことを考える。 N 個に分割されて要素のうち $1 \sim N_1$ の要素でその粒子速度 u_p が



図A-3. 積分精度の検討

分かっており、残りの $N_1 \sim N$ の要素では音圧 p が既知であるとする、式 (A-8) は次のようになる。

$$\begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} p_1 \\ \vdots \\ p_{N_1} \\ p_{N_1+1} \\ \vdots \\ p_N \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} \\ G_{21} & G_{22} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} a_{\alpha 1} \\ \vdots \\ a_{\alpha N_1} \\ a_{\alpha N_1+1} \\ \vdots \\ a_{\alpha N} \end{pmatrix} \quad (\text{A-14})$$

上式を既知の変数と未知の変数に分けて解けば、境界上の要素の未知変数を決定することができる。

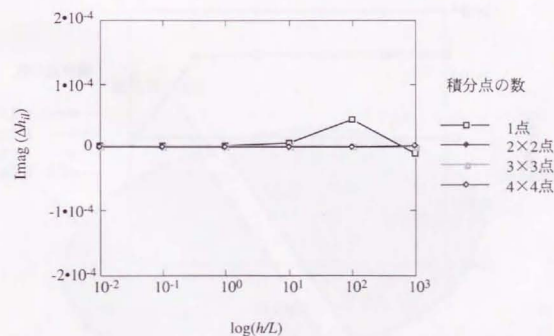
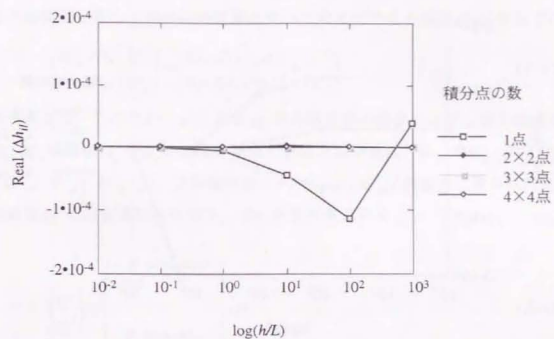
$$\begin{pmatrix} p_1 \\ \vdots \\ p_{N_1} \\ a_{\alpha N_1+1} \\ \vdots \\ a_{\alpha N} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & -G_{12} \\ H_{21} & -G_{22} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} G_{11} & -H_{12} \\ G_{21} & -H_{22} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} a_{\alpha 1} \\ \vdots \\ a_{\alpha N_1} \\ p_{N_1+1} \\ \vdots \\ p_N \end{pmatrix} \quad (\text{A-15})$$

なお、実際の騒音問題では音圧が既知であることは殆どなく、粒子加速度のみを与えて音場の解析を行う。

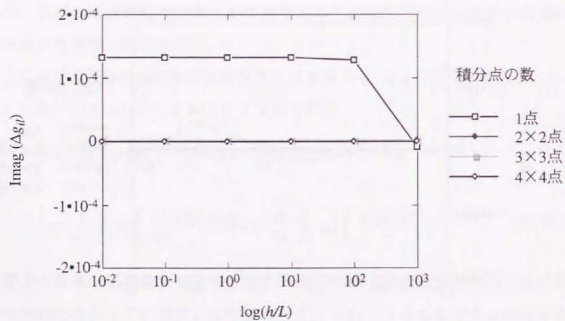
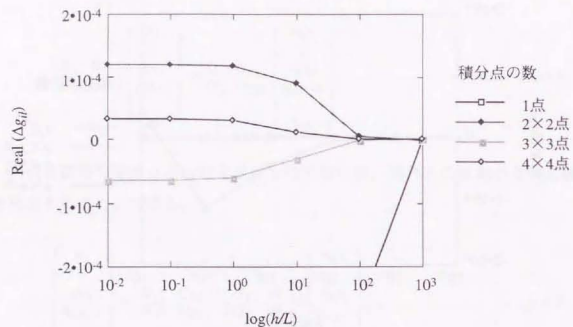
次に領域 Ω 内の点 α の音圧を求めることを考える。点 α の音圧 $p(\alpha)$ は式 (A-6) において $C(\alpha)=1$ とすることで求められる。

$$\begin{aligned} p(\alpha) &= -\frac{1}{4\pi} \int_S p(\xi) \frac{\partial}{\partial n} \left(\frac{\exp(-jkr)}{r} \right) dS - \frac{\rho}{4\pi} \int_S a_d(\xi) \frac{\exp(-jkr)}{r} dS \\ &= -\frac{1}{4\pi} \sum_{l=1}^N p_l \int_{E_l} \frac{\partial (\exp(-jkr))}{\partial n} \frac{1}{r} dS - \frac{\rho}{4\pi} \sum_{l=1}^N a_{\alpha l} \int_{E_l} \frac{\exp(-jkr)}{r} dS. \end{aligned} \quad (\text{A-16})$$

境界上の要素の影響係数を求めたとき同様の手順で数値積分を行い、先に求めておいた境界上での音圧 p と体積加速度 a を代入することで点 α の音圧を計算する。



図A-4. 積分点の数による h_{ij} の積分誤差



図A-5. 積分点の数による g_{ij} の積分誤差

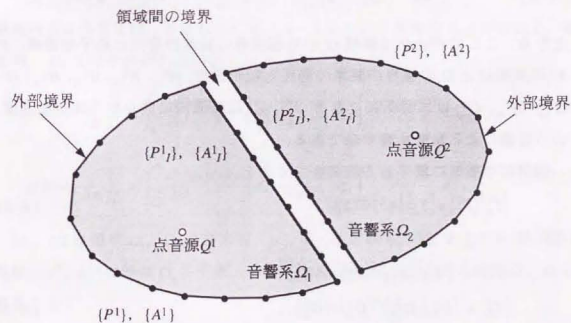
A.4 領域分割法

簡単のため図A-6のように2つの領域 Ω_1, Ω_2 が接している場合を考える。2つの領域に対して別々の基本解を用いて定式化すると領域 Ω_1 に対しては、

$$\begin{bmatrix} H_{11}^1 & H_{1r}^1 \\ H_{21}^1 & H_{2r}^1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} P_1^1 \\ P_r^1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11}^1 & G_{1r}^1 \\ G_{21}^1 & G_{2r}^1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} A_1^1 \\ A_r^1 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} C_1^1 \\ C_r^1 \end{Bmatrix}, \quad (\text{A-17})$$

が成り立つ。ここで P^1, A^1 は領域 Ω_1 の外部境界の要素の音圧と粒子加速度、 P_{1r}^1, A_r^1 は領域 Ω_1 と Ω_2 の境界の要素の音圧と粒子速度、 $H_{11}^1, H_{1r}^1, H_{21}^1, H_{2r}^1, G_{11}^1, G_{1r}^1, G_{21}^1, G_{2r}^1$ は影響係数である。 C_1^1, C_r^1 は領域内に置かれた体積加速度 Q^1 の点音源による項で、次の式で定義される。

$$\begin{Bmatrix} C_1^1 \\ C_r^1 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -\frac{\rho}{4\pi} \frac{\exp(-jkr_1)}{r_1} \\ \vdots \\ -\frac{\rho}{4\pi} \frac{\exp(-jkr_{N1})}{r_{N1}} \end{Bmatrix} Q^1. \quad (\text{A-18})$$



図A-6. 2分割された3次元音場空間

N_1 は領域 Ω_1 の要素数, r_1, \dots, r_{N_1} は点音源と各要素の重心との距離を表す。式(A-17)において, 外部境界の要素上の粒子加速度 A^1 は既知であることを考慮し, 未知数となっている領域間の境界での変数の方程式に縮退する。

$$[T_A^1] \{P_i^1\} + [T_B^1] \{A_i^1\} = \{T_C^1\}. \quad (\text{A-19})$$

ただし,

$$\begin{aligned} [T_A^1] &= -[H_{21}^1][H_{11}^1]^{-1}[H_{11}^1] + [H_{22}^1], \\ [T_B^1] &= [[H_{21}^1][H_{11}^1]^{-1}[G_{11}^1] - [G_{21}^1]], \end{aligned} \quad (\text{A-20})$$

$$[T_C^1] = -[H_{11}^1]^{-1}[G_{11}^1] + [G_{11}^1] \{A^1\} - [H_{21}^1][H_{11}^1]^{-1} \{C^1\} + \{C_i^1\}.$$

領域の中に音波を放射するものがない場合は明らかに $T_C^1=0$ である。

一方, 領域 Ω_2 の連立一次方程式は,

$$\begin{bmatrix} H_{11}^2 & H_{11}^2 \\ H_{21}^2 & H_{21}^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_i^2 \\ P_i^2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11}^2 & G_{11}^2 \\ G_{21}^2 & G_{21}^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_i^2 \\ A_i^2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_i^2 \\ C_i^2 \end{bmatrix}, \quad (\text{A-21})$$

$$\begin{bmatrix} C_i^2 \\ C_i^2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\rho}{4\pi} \frac{\exp(-jkr_1)}{r_1} \\ \vdots \\ \frac{\rho}{4\pi} \frac{\exp(-jkr_{N_2})}{r_{N_2}} \end{bmatrix} Q^2, \quad (\text{A-22})$$

となる。ここで P^2, A^2 は領域 Ω_2 の外部境界の要素の音圧と粒子加速度, P_i^2, A_i^2 は領域 Ω_1 と Ω_2 の境界の要素の音圧と粒子速度, $H_{11}^2, H_{21}^2, H_{21}^2, H_{22}^2, G_{11}^2, G_{21}^2, G_{21}^2, G_{22}^2$ は影響係数である。 C^2, C_i^2 は領域内に置かれた体積加速度 Q^2 の点音源による影響を表す項である。

領域間の要素に関する方程式をつくると,

$$[T_A^2] \{P_i^2\} + [T_B^2] \{A_i^2\} = \{T_C^2\}. \quad (\text{A-23})$$

ただし,

$$\begin{aligned} [T_A^2] &= -[H_{21}^2][H_{11}^2]^{-1}[H_{11}^2] + [H_{22}^2], \\ [T_B^2] &= [[H_{21}^2][H_{11}^2]^{-1}[G_{11}^2] - [G_{21}^2]], \end{aligned} \quad (\text{A-24})$$

$$[T_C^2] = -[H_{11}^2]^{-1}[G_{11}^2] + [G_{11}^2] \{A^2\} - [H_{21}^2][H_{11}^2]^{-1} \{C^2\} + \{C_i^2\}.$$

外部境界の粒子加速度 A^2 は, 領域 Ω_1 と同様既知であるとしている。

次に領域間の境界での条件を考える。境界上では音圧と粒子加速度を P_i, A_i とすると, 両者はそれぞれ連続となるので次の式が得られる。

$$\begin{aligned} \{P_i\} &= \{P_i^1\} = \{P_i^2\}, \\ \{A_i\} &= \{A_i^1\} = -\{A_i^2\}. \end{aligned} \quad (\text{A-25})$$

上式を式(A-19), (A-23)に代入すると, 2式は次のように書き換えられる。

$$[T_A^1] \{P_i\} + [T_B^1] \{A_i\} = \{T_C^1\}, \quad (\text{A-26})$$

$$[T_A^2] \{P_i\} - [T_B^2] \{A_i\} = \{T_C^2\}. \quad (\text{A-27})$$

式(A-22)と(A-23)をまとめて書くと,

$$\begin{bmatrix} [T_A^1] & [T_B^1] \\ [T_A^2] & -[T_B^2] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_i \\ A_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_C^1 \\ T_C^2 \end{bmatrix}, \quad (\text{A-28})$$

となる。この連立一次方程式を解けば領域間の境界上での音圧と粒子加速度が求められる。領域 Ω_1, Ω_2 の外部境界での音圧は, 式(A-28)から得られた P_i, A_i を式(A-17), (A-21)に代入して導かれる次の方程式を解くことで求める。

$$[H_{11}^1] \{P^1\} = -[H_{11}^1] \{P_i\} + [G_{11}^1] \{A^1\} + [G_{11}^1] \{A_i\} + \{C^1\}, \quad (\text{A-29})$$

$$[H_{21}^1] \{P^2\} = -[H_{21}^1] \{P_i\} + [G_{21}^1] \{A^2\} + [G_{21}^1] \{A_i\} + \{C^2\}. \quad (\text{A-30})$$

領域内点 α の音圧は, 各領域毎に式(A-16)より求めることができる。領域 Ω_1, Ω_2 ではそれぞれ次の式となる。

$$p(\alpha) = -\frac{1}{4\pi} \sum_{i=1}^{N_1} p_i^1 \int_{E_i^1} \frac{\partial(\exp(-jkr)}{\partial n} \frac{1}{r}) dS - \frac{\rho}{4\pi} \sum_{i=1}^{N_1} a_{\alpha i}^1 \int_{E_i^1} \frac{\exp(-jkr)}{r} dS, \quad (\text{A-31})$$

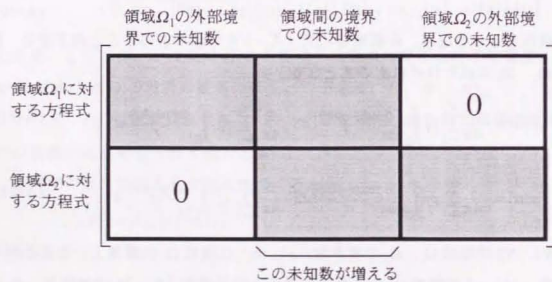
$$p(\alpha) = -\frac{1}{4\pi} \sum_{i=1}^{N_2} p_i^2 \int_{E_i^2} \frac{\partial(\exp(-jkr)}{\partial n} \frac{1}{r}) dS - \frac{\rho}{4\pi} \sum_{i=1}^{N_2} a_{\alpha i}^2 \int_{E_i^2} \frac{\exp(-jkr)}{r} dS. \quad (\text{A-32})$$

N_1, N_2 は領域 Ω_1, Ω_2 の要素数, $p_i^1, a_{\alpha i}^1$ は領域 Ω_1 の要素上の音圧と粒子速度, $p_i^2, a_{\alpha i}^2$ は領域 Ω_2 の要素上の音圧と粒子速度, E_i^1, E_i^2 は領域 Ω_1, Ω_2 の要素を表す。

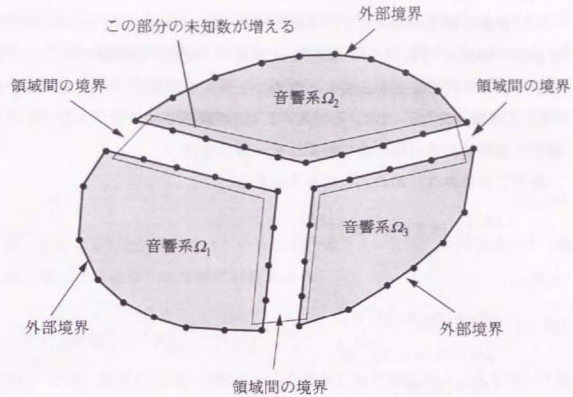
境界要素法では一般的に各領域の影響係数が非対称のフルマトリックスとなるため, 連立一次方程式を解く段階の計算時間が大きな問題である。領域

分割法の定式化によれば、領域 Ω_1 の要素と Ω_2 の要素の間の影響係数は0となるが、領域間の境界にも要素が存在するため系全体の変数は増加する。したがって、図A-7のように各領域の外部境界の変数を残したまま最終的に解くべき方程式を組み立てることは計算時間の点で不利となる。また、領域間の境界での変数に縮退した方程式(A-28)も非対称のフルマトリクスであり、可能ならばできる限り面積の小さい場所で分割することが望ましい。なお、精度は分割せずに一体で計算する方法が優れている。

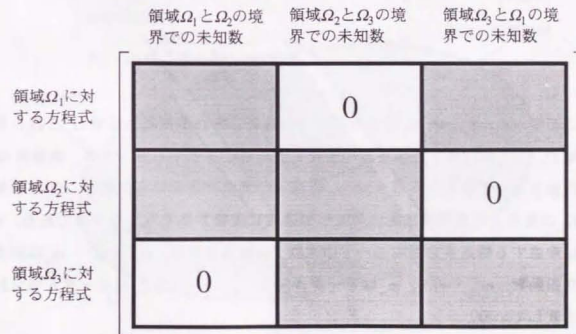
2つ以上の領域に分割した場合も同様の手順で計算することができる。例えば、図A-8のような3つの領域に分割した場合、式(A-28)に対応する最終的なマトリクスは図A-9のようになる。このマトリクスは領域間の結合が全て直列的になっているとバンドマトリクスとなるが、このモデルでは領域間の結合が並列的になっているのでバンドマトリクスとはならない。



図A-7. マトリクスの構成



図A-8. 3分割された3次元音場空間



図A-9. マトリクスの構成

A.5 構造と音響の連成解析

次に音響と構造の連成について説明する。ここでは図A-10で示すように音響系の領域 Ω_1 と Ω_2 の間に構造系 Ω_3 があり、構造系の振動を介して2つの音響系領域の間を音波が伝播する簡単なモデルを考える。領域 Ω_1 と Ω_2 では3.2.1と同様、式(A-17)～(A-24)の関係が成り立つ。この場合、領域間の境界での未知数の数は必ずしも一致しない。

境界での条件は、次のように与えられる。

$$\begin{Bmatrix} A_1^j \\ A_2^j \end{Bmatrix} = [H_S] \{F_S\} + [H_I] \begin{Bmatrix} P_1^j \\ P_2^j \end{Bmatrix} \quad (\text{A-33})$$

ただし、

$$\begin{aligned} [H_S] &= [\Phi] [K_0] [\Phi]^T, \\ [H_I] &= [\Phi] [K_0] [\Phi]^T [A], \\ [\Phi] &= [T_I] [\Phi], \end{aligned} \quad (\text{A-34})$$

$$[K_0] = \begin{bmatrix} \frac{-\omega^2}{m_1(\omega_1^2 + 2j\zeta_1\omega\omega_1 - \omega^2)} & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & \frac{-\omega^2}{m_m(\omega_m^2 + 2j\zeta_m\omega\omega_m - \omega^2)} \end{bmatrix}$$

ここで、 F_S 、 A_j 、 Φ 、 T_j はそれぞれ、構造系にかかる荷重、領域 Ω_1 と Ω_2 、領域 Ω_1 と Ω_3 の境界上の各要素の面積を対角項とするマトリックス、構造系 Ω_3 の固有モード形のマトリックス、構造系の節点加速度から領域 Ω_1 、 Ω_2 と領域 Ω_3 の境界上の要素の法線方向粒子加速度に変換するマトリックスである。 m は考慮する構造系の固有モードの次数、 ω は角振動数、 $\omega_1, \dots, \omega_m$ は固有角振動数、 m_1, \dots, m_m はモーダルマス、 ζ_1, \dots, ζ_m はモーダル減衰比を表している。

計算に用いる固有角振動数と固有モード形は汎用の構造解析ソフトウェアMSC/NASTRANの実固有値解析機能により求める。自動車の車体は通常シエ

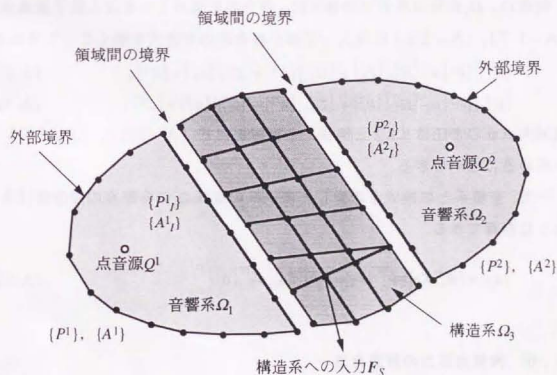
ル要素でモデル化され、固有モード形のベクトルは並進方向と回転方向の自由度を有している。しかし、ここでは回転方向の自由度を無視し、並進方向のモード形から要素の法線方向のモード形を計算した。図A-11のように要素の各点の並進方向加速度のモード形を $\phi_1, \phi_2, \phi_3, \phi_4$ 、要素の法線方向単位ベクトルを n とすると、要素の法線方向加速度のモード形 ϕ_i を次式で定義する。

$$\phi_i = \frac{\phi_1 \cdot n + \phi_2 \cdot n \phi_3 \cdot n + \phi_4 \cdot n}{4} \cdot n \quad (\text{A-35})$$

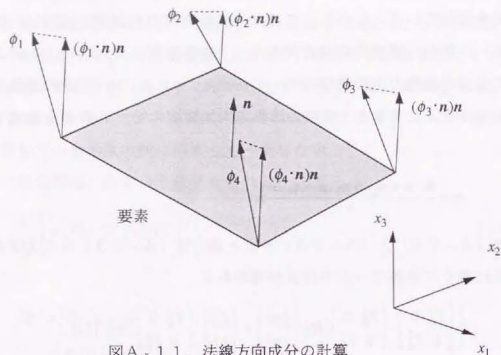
式(A-19)と(A-23)をまとめ、式(A-33)を代入すると、最終的に解くべき連立一次方程式が導かれる。

$$\begin{bmatrix} T_A^1 & 0 \\ 0 & T_A^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_1^j \\ P_2^j \end{bmatrix} + [H_I] \begin{Bmatrix} P_1^j \\ P_2^j \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T_C^1 \\ T_C^2 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} T_B^1 & 0 \\ 0 & T_B^2 \end{bmatrix} [H_S] \{F_S\} \quad (\text{A-36})$$

領域 Ω_1 と Ω_2 、領域 Ω_1 と Ω_3 の境界上の各要素の粒子速度は、上式を解いて得



図A-10. 構造系を含む3次元音場空間



図A-11. 法線方向成分の計算

られる境界上の音圧を式 (A-33) に代入して求める。

領域 Ω_1 , Ω_2 の外部境界での音圧は, 得られた境界上の音圧と粒子速度を式 (A-17), (A-21) に代入して導かれる次の方程式を解くことで求める。

$$[H_{11}^1] \{P_1^1\} = -[H_{11}^1] \{P_1^1\} + [G_{11}^1] \{A_1^1\} + [C_1^1], \quad (A-37)$$

$$[H_{11}^2] \{P_1^2\} = -[H_{11}^2] \{P_1^2\} + [G_{11}^2] \{A_1^2\} + [C_1^2]. \quad (A-38)$$

領域内点 α の音圧は 3.2.2 と同様, 各領域毎に式 (A-31), (A-32) より求めることができる。

一方, 音響系との連成を考慮した構造系の領域 Ω_3 の各節点の加速度は次のように計算できる。

$$\{A_3\} = [\Phi] [K_0] [\Phi]^T \{F_3\} + [\Phi] [K_0] [\Phi]^T [\Delta] \begin{Bmatrix} P_1^1 \\ P_1^2 \end{Bmatrix}. \quad (A-39)$$

A.6 拘束点反力の計算方法

強制変位加振に対応した音響加振では, 本来の構造系の加振点を完全拘束する。次に音圧評価点に荷重として単位体積加速度の点音源を置き, 結果と

して生じる拘束点反力 f_r の周波数応答を求める。 f_r は反力のモード形 $\{\phi_r\}^T$ を用いて次のように計算した。

$$f_r = \{\phi_r\}^T [K_0] [\Phi]^T [\Delta] \begin{Bmatrix} P_1^1 \\ P_1^2 \end{Bmatrix}. \quad (A-40)$$

ただし,

$$[K_d] = \begin{bmatrix} \frac{1}{m_1(\omega_1^2 + 2j\zeta_1\omega\omega_1 - \omega^2)} & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{m_m(\omega_m^2 + 2j\zeta_m\omega\omega_m - \omega^2)} \end{bmatrix}. \quad (A-41)$$

Appendix B 音響系の相反定理

B.1 緒言

ここでは開領域における音響系の相反定理について説明する。

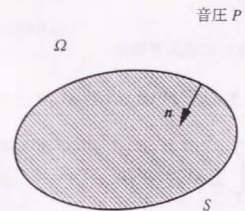
B.2 音響系の相反定理

図B-1に示すような3次元の音場 Ω を考える。表面の S 上の二組の粒子変位 $U^{(1)}$ と $U^{(2)}$ を考え、これらの粒子変位に対応する Ω の音圧を $P^{(1)}$ 、 $P^{(2)}$ とする。 $U^{(1)}$ と $U^{(2)}$ は三方向の成分をもつベクトル量で場所の関数である。なお、全ての粒子変位と音圧は微小であり、媒質には減衰が無いものとする。

音場 Ω では次のHelmholtzの式が成り立つ。ここでも、初めから調和振動を前提に議論を進める。波数を k とすると、

$$\sum_i \frac{\partial^2 P^{(1)}}{\partial x_i^2} + k^2 P^{(1)} = 0, \quad (\text{B-1})$$

$$\sum_i \frac{\partial^2 P^{(2)}}{\partial x_i^2} + k^2 P^{(2)} = 0. \quad (\text{B-2})$$



図B-1. 3次元音場空間

ここで、図 B-2 に示すように表面 S を囲む半径 a の球面を S^1 、球の内部の音場を Ω^1 とする（球の外側は媒質のみで構成される）。式 (B-1) の左辺に $P^{(2)}$ 、式 (B-2) の左辺に $P^{(1)}$ をかけて両者の差を Ω^1 で積分する。

$$\int_{\Omega^1} \left(\sum_i \frac{\partial^2 P^{(1)}}{\partial x_i^2} + k^2 P^{(1)} \right) P^{(2)} dV - \int_{\Omega^1} \left(\sum_i \frac{\partial^2 P^{(2)}}{\partial x_i^2} + k^2 P^{(2)} \right) P^{(1)} dV = 0, \quad (\text{B-3})$$

上式を Green の定理を使って変形すると、

$$\begin{aligned} & \int_{S+S^1} \sum_i n_i \frac{\partial P^{(1)}}{\partial x_i} P^{(2)} dS + \int_{\Omega^1} k^2 P^{(1)} P^{(2)} dV \\ & - \int_{S+S^1} \sum_i n_i \frac{\partial P^{(2)}}{\partial x_i} P^{(1)} dS - \int_{\Omega^1} k^2 P^{(2)} P^{(1)} dV \\ & = \int_S \sum_i n_i \frac{\partial P^{(1)}}{\partial x_i} P^{(2)} dS - \int_S \sum_i n_i \frac{\partial P^{(2)}}{\partial x_i} P^{(1)} dS \\ & + \int_{S^1} \sum_i n_i \frac{\partial P^{(1)}}{\partial x_i} P^{(2)} dS - \int_{S^1} \sum_i n_i \frac{\partial P^{(2)}}{\partial x_i} P^{(1)} dS \\ & = 0. \end{aligned} \quad (\text{B-4})$$

n は表面 S 、 S^1 の法線ベクトルである。 S 、 S^1 上では力のつり合いより、次式が成り立つ。

$$\sum_i n_i \frac{\partial P}{\partial x_i} = \rho \omega^2 \sum_i n_i U_i, \quad (\text{B-5})$$

式 (B-6) を式 (B-5) に代入すると、

$$\begin{aligned} & \int_S \sum_i n_i U_i^{(1)} P^{(2)} dS - \int_S \sum_i n_i U_i^{(2)} P^{(1)} dS \\ & + \int_{S^1} \sum_i n_i U_i^{(1)} P^{(2)} dS - \int_{S^1} \sum_i n_i U_i^{(2)} P^{(1)} dS \\ & = 0, \end{aligned} \quad (\text{B-6})$$

となる。

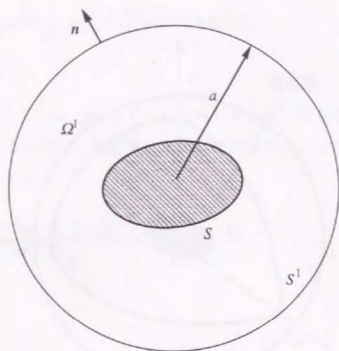


図 B-2. 音源を囲む球面

次に、式 (B-6) の第 3、4 項の積分について考える。球の表面 S^1 上の音圧 $P_0(a, \theta, \varphi)$ と法線方向粒子変位 $U_0(a, \theta, \varphi)$ は、次のように展開することができる。座標系は図 B-3 参照。

$$U_0 = \sum_{l=0}^{\infty} \sum_{m=-l}^l U_{lm}(a) Y_l^m(\theta, \varphi) \quad (\text{B-7})$$

$$P_0 = \omega^2 \rho a \sum_{l=0}^{\infty} j_l(ka) \sum_{m=-l}^l U_{lm}(a) Y_l^m(\theta, \varphi) \quad (\text{B-8})$$

ここで、 $Y_l^m(\theta, \varphi)$ は球面調和関数、 $j_l(ka)$ は球ベッセル関数であり、係数 $U_{lm}(a)$ は次式で定義される。

$$U_{lm}(a) = \int_0^{2\pi} \int_0^\pi U_0(a, \theta, \varphi) Y_l^m(\theta, \varphi) \sin \theta d\theta d\varphi \quad (\text{B-9})$$

式 (B-7)、(B-8) を式 (B-6) の第 3、4 項に代入する。

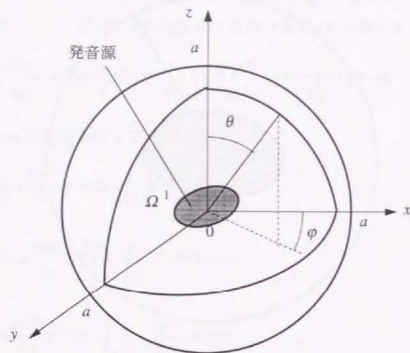


図 B-3. 座標系

$$\begin{aligned}
 & \int_{S^1} \sum_i n_i U_i^{(1)} p^{(2)} dS - \int_{S^1} \sum_i n_i U_i^{(2)} p^{(1)} dS \\
 &= \int_{S^1} \left(\sum_{l=0}^{\infty} \sum_{m=-l}^l U_{lm}^{(1)}(a) Y_l^m(\theta, \varphi) \right) \left(-\omega^2 \rho a \sum_{l=0}^{\infty} j_l(ka) \sum_{m=-l}^l U_{lm}^{(2)}(a) Y_l^m(\theta, \varphi) \right) dS \\
 & - \int_{S^1} \left(\sum_{l=0}^{\infty} \sum_{m=-l}^l U_{lm}^{(2)}(a) Y_l^m(\theta, \varphi) \right) \left(-\omega^2 \rho a \sum_{l=0}^{\infty} j_l(ka) \sum_{m=-l}^l U_{lm}^{(1)}(a) Y_l^m(\theta, \varphi) \right) dS \quad (B-10)
 \end{aligned}$$

ここで、球面調和関数の直交性を考慮すると、式 (B-10) は、

$$-\omega^2 \rho a \int_{S^1} \sum_{l=0}^{\infty} j_l(ka) \sum_{m=-l}^l U_{lm}^{(1)}(a) U_{lm}^{(2)}(a) (Y_l^m(\theta, \varphi))^2 dS$$

$$+\omega^2 \rho a \int_{S^1} \sum_{l=0}^{\infty} j_l(ka) \sum_{m=-l}^l U_{lm}^{(2)}(a) U_{lm}^{(1)}(a) (Y_l^m(\theta, \varphi))^2 dS$$

=0.

(B-11)

となる。したがって、式 (B-6) より音場が閉空間である場合と同様の関係式が得られる。この式は、領域積分が開領域問題においても物体表面のみとなることを示している。

$$\int_S \sum_i n_i U_i^{(1)} p^{(2)} dS - \int_S \sum_i n_i U_i^{(2)} p^{(1)} dS = 0. \quad (B-12)$$



Faint, illegible text or bleed-through from the reverse side of the page, appearing as ghostly impressions of words and lines.

