

第5章 積分感度を用いた騒音低減解析

5.1 緒言

第2章2.2節では、音圧レベルの積分値である「音圧レベル積分」とさらに音圧レベル積分の感度である「音圧レベル積分感度」という量を定義した。ここではそれらの利用法について検討する。本章では最適化法の援用は行わず、まず感度だけで積分値を低減することを試み、「音圧レベル積分感度」の有効性を示す。

5.2 適用例

2.2で述べた解析方法を構造-音場連成系の騒音低減問題に応用する。解析に用いた箱モデルは図3.1と同様の図5.1である。箱を構成するパネルは鋼板であり、板厚は1 mmで一様である。構造モデルは98個の節点と96個の四辺形要素(CQUAD4)から成る。音場モデルは、125個の節点と64個のソリッド要素(CHEXA)から成る。図5.2に示すように入力点を底板パネルに設定し、例えば車室のフロア構造の設計変更を行なうことを想定して、設計変数として底板を構成する16個のシェル要素を選ぶ。音場の観測点は入力点から37.5cm真上の点とした。

この解析モデルに対して、構造系で72個、音場系で125個、合計して連成系で197個の固有値と固有ベクトルのペアを求め、連成系の全体を197の自由度に縮約した。またモーダルダンピング係数としては、0.001を用いた。

第2章で示した式(2.71)及び式(2.73)の積分をシンプソンの3/8則を用いて積分間隔 $h=0.1$ Hz として数値的に求め、音圧レベル積分 G_p 、及び音圧レベル積分感度 G_s を得た。このように細かく積分間隔を設定したのは $h=1.0$ Hz で積分感度の発散するケースが生じたためである。ここでは周波数範囲を 100 Hz から 120 Hz とし、音圧レベル積分 G_p の低減を目標とする。最初は、積分感度の符号に着目して設計変数の変更を行なう。すなわち積分感度だけを用いて、積分を低減することを試みる。

表5.1に計算に用いた16個の設計変数に関する音圧レベル積分感度の値を示す。音圧レベル積分の低減を目的として、これらの板厚を一様に現行の 1mm から積分感度の符号によって ± 0.5 mm の対策を行った。すなわち、積分感度の符号が正の設計変数の値は下げ、負の設計変数の値は上げる。その結果、音圧レベル積分は現行の 39.02 dB から、37.97 dB に 2.76 % 低減した。ここで、重量は 3.144 kg (2.326 %) 増加した。また図5.3に示すように音圧レベルの積分値だけでなく、対象とする周波数範囲内の 116 Hz の構造系の共振ピークレベルも約 1.0 dB 下がるという結果も得られた。

5.3 結言

本章で得られた結果を以下にまとめる。

- [1] ある周波数範囲の音圧レベルの積分値を下げるために、特定の周波

数範囲の音圧レベル積分と音圧レベル積分感度を、導入した。

- [2] ここでは、まず積分感度だけを用いて、箱モデルで音圧レベル積分感度が正である設計変数の値は一様に下げ、負の設計変数の値は一様に上げることによって、わずかな重量増加で音圧レベル積分の低減を得た。
- [3] また問題とする周波数範囲に構造系の音圧ピークが1つだけ含まれる場合、そのピークレベルを下げる問題に対しても有効である可能性を示した。

表5.1 積分感度の一覧

()内は設計変数の番号 $\times 10^{-3}(\text{dB}\cdot\text{Hz}/\text{mm})$

(1)	(2)	(3)	(4)
-0.5513	-1.2097	-0.9386	-0.3775
(5)	(6)	(7)	(8)
-0.47578	-1.2782	-1.1745	-0.3719
(9)	(10)	(11)	(12)
2.9207	4.8306	0.7713	0.1102
(13)	(14)	(15)	(16)
2.04810	3.4561	-0.3366	-0.5354

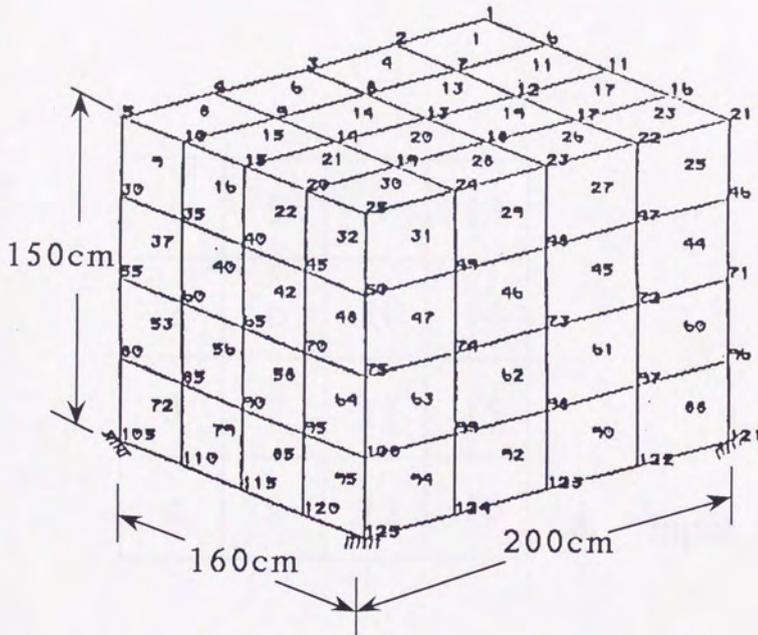


図5.1 解析に用いた箱モデル

1	5	9	13
2	6	10	14
3	7	11	15
4	8	12	16

▲ Input Point

图5.2 箱水平面图

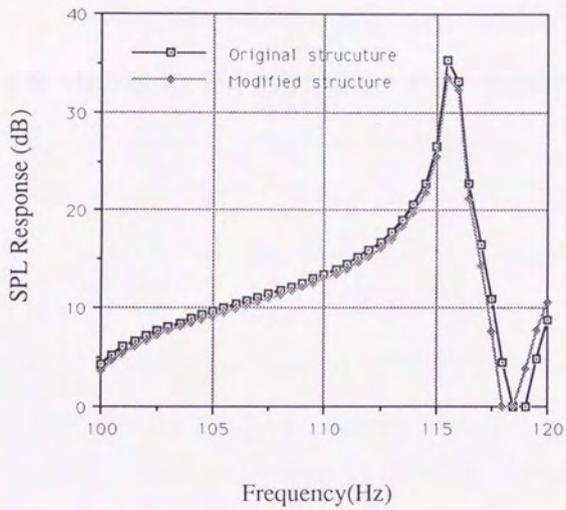


図5.3 音圧レベルの周波数応答

第6章 積分感度を用いた騒音低減サイジング最適化解析

6.1 緒言

第4章では、ピーク周波数点で騒音の感度を求め、板厚を上げれば騒音も上がる、即ち正の符号を持つ感度係数を与える設計変数の中から、値の大きい感度を与えるものを選び、それらの板厚を下げることにより、重量を減少してピーク周波数近傍の騒音レベルの低減ができることを示した。しかし実際の設計ではピークレベルだけでなく、ある周波数範囲の音圧レベルの積分値を下げるのが重要である。それを検討する方法として、特定の周波数範囲の音圧レベルの積分値の感度係数を利用することが有効と考えられる。そこで第2章2.2節では音圧レベルの積分値で特定の周波数範囲の音圧レベルを一度に扱える「音圧レベル積分」とさらに音圧レベル積分の感度である「音圧レベル積分感度」という量を定義した。第5章では、この積分感度のみを用いて、特定の周波数範囲で、わずかな重量増加で音圧レベル積分の低減を得た。ここでは、第2章2.3節で示した音圧レベル積分感度を最適化と繋げた解析手法で、重量を減少させて音圧レベル積分の低減が得られることを示す。また対象周波数内に構造系の共振ピークが1つだけ含まれる場合、それを下げる問題に対し、これまでの観測点騒音の周波数応答感度解析を用いた最適化解析より収束性がよいことを示す。

6.2 適用例

第2章2.3節で述べた解析方法を構造-音場連成系の騒音低減問題に応用

する。解析に用いた箱モデルは第3章に示した図3.1と同様である。箱を構成するパネルは銅板であり、板厚は1 mmで一様である。構造モデルは98個の節点と96個の四辺形要素(CQUAD4)から成る。音場モデルは、125個の節点と64個のソリッド要素(CHEXA)から成る。図6.1に示すように入力点を底板パネルに設定し、例えば車室のフロア構造の設計変更を行なうことを想定して、設計変数として底板を構成する16個のシェル要素を選ぶ。音場の観測点は入力点から37.5cm 真上の点とした。

この解析モデルに対して、構造系で72個、音場系で125個、合計して連成系で197個の固有値と固有ベクトルのペアを求め、連成系の全体を197の自由度に縮約した。またモーダルダンピング係数としては、0.001を用いた。

式(2.71)及び式(2.73)の積分をシンプソンの3/8則を用いて、積分間隔 $h=0.1$ Hzとして数値的に求め、音圧レベル積分 G_p 、及び音圧レベル積分感度 G_s を得た。このように細かく積分間隔を設定したのは $h=1.0$ Hzで積分感度の発散するケースが生じたためである。ここでは周波数範囲を100 Hzから120 Hzとし、音圧レベル積分 G_p の低減を目標とする。ここで積分感度に最適化解析を援用する。ここで最適化の手法としては第2章2.3節で示したように、設計変更量を最小とする方法と設計変更率を一様とする最適化解析法を用いる。設計変更量を最小とする方法では、得られる板厚が各要素毎に異なるため、実際の設計では対策が容易ではない。そこで

2.3節で述べたように積分感度の符号に基づいて、板厚を削減する部分の下げ率はすべて同じにし、増加させる部分の上げ率を全て同じにする、という条件を加えて、設計変更のやりやすさを配慮したわけである。

(1) 設計変更量最小の方法による最適化解析を用いた、音圧レベル積分の低減例

設計変更量最小の条件で音圧レベル積分を目標値に下げる最適化計算を行なった。用いた設計変数は箱の底板パネルを構成する16個のシェル要素の板厚である。ここでは、第5章で積分感度のみを用いて音圧レベル積分を低減した場合と比較するため最適化計算の目標値は、そのときの低減した値である 37.97 dB とする。図6.2に、最適化計算の過程における音圧レベル積分の目標値への収束状況を示す。これによると、目標値37.97 dB に収束判定条件 0.1%、すなわちn回目の計算で得られた音圧レベル積分を G_n 、n-1回目の計算で得られた音圧レベル積分を G_{n-1} とすると

$\left| \frac{G_n - G_{n-1}}{G_n} \right| \leq 0.001$ という条件にたいして、8回の繰り返しで収束した。表6.1には、本計算で得られた板厚の結果を示す。ここで、重量は0.133 kg (0.09867%)減少した。積分感度のみを用いた場合とは対照的に、重量減少の解が得られた。

ここで注意したいのは、各ステップでの変更率の上限値について工夫を行った点である。すなわち、最初から変更率の上限値を50%とすると3回・

の繰り返し回数で重量増加 3.056 kg (2.260%) の解に収束した。5.2節で得られた結果と同様に、重量増加である。これは重量増加の状態から最適化解析をスタートさせているためで、最初に収束するのは重量増加の解である。今回の解析は、設計変更率最小という条件で行っている。したがって重量増加のほか、重量減少の方向にも同じ設計変更率の解があることも考えられる。この解の存在を探索するためには変更率の上限値を大きくすることによって重量減少の状態に持っていけることが先決である。その後、変更率を低くし重量減少の領域で設計変更率最小の解を探索する。ここでは、最初変更率の上限値を 60% にしたところ、7 回目の繰り返しで重量減少の状態に入った。その後変更率の上限値を 5% にしたあと 1 回のステップで重量減少で設計変更率最小の収束解を得ることができた。

図6.3に最適化計算で最終的に得られた応答特性と現行の特性を比較して示す。周波数応答は全般に低減されているが、特に116 Hzの構造系の共振ピークレベルは、約 1.0 dB 下がっている。ここでの例題では、構造系のピークが1つであったため、音圧レベル全体がそのピークの影響を受けており、音圧レベル積分が下がることはそのピークが下がることになるものと考えられる。ピークが多くある場合は、全体の周波数範囲の音圧レベルの積分値が下がっても必ずしも個々のピークは下がらないと考えられるが構造系のピークが1つの場合は、本方法が共振点の騒音レベルを下げるということに対しても有効である可能性のあることを示している。

一方、先に、著者らは構造系の共振点の音圧ピークレベルを今回と同様の最適化方法を用いて、目標値にまで下げを試みたが、収束するまでに多くの繰り返し回数を必要とした。これは構造系の共振ピークが設計変数である板厚の変化にたいして、極めて敏感に変動するためと考えられる。今後、更に検討の余地はあるが一点のピークをターゲットにする場合も、上述したように構造系の音圧ピークを1つだけ含む周波数範囲で音圧レベル積分を低減することを試みる方が効率的である可能性がある。

当然のことではあるが重量減少で音圧レベルを全周波数領域で低減することはできない。ここで示したのは特定の周波数範囲に絞れば、重量を下げて音圧レベル積分の低減が得られるということである。ちなみに図6.4に現構造と本最適化解析で得られた構造での音圧の周波数応答をより広い周波数範囲に広げて示すが、対象とする周波数域以外では音圧レベルが上昇したり新たなピークが現われたりしている。

(2) 設計変更率を一様とする最適化解析を用いた音圧レベル積分の低減例

積分感度に最適化解析を援用し、(1)と同様に、音圧レベル積分を現行の39.02 dB から 37.97 dB にすることを試みる。本計算では収束判定条件0.1%という条件にたいして3回の繰り返しで収束した。ここで重量は2.598 kg (1.922%) 減少した。図6.5に最適化計算の過程における音圧レベル積分の目標値への収束状況を示す。正の積分感度を持つ設計変数の収束値・

は一様に0.52920mm、負の積分感度を持つ設計変数は一様に1.1172 mm という収束値が得られた。

ここでも(1)と同様に、各ステップでの変更率の上限値についての工夫を必要とした。すなわち、最初から変更率の上限値を30%とすると5回の繰り返し回数で重量増加0.6751 kg(0.4994%)の解に収束した。そこで、ここでは最初、変更率の上限値を40%にしたところ、2回目の繰り返しで重量減少の状態に入った。その後変更率の上限値を5%にして、最終的に重量減少の収束解を得ることができた。ここで、変更率の上限値として、重量減少の状態になったとき、最初は前節と同様に40%から30%に切り替えた。その場合、音圧レベル積分は繰り返しのステップ毎に振動する状態になったため、ここでは変更率の上限値を5%として、重量減少で設計変更率最小かつ一様の結果が得られた。

図6.6に最適化計算で最終的に得られた応答特性と現行の応答特性を比較して示す。(1)と同様に116 Hzにおける構造系の共振ピークレベルが約1.0 dB下がるという結果が得られている。

6.3 結言

本章で得られた結果をまとめると以下のようになる。

- [1] 積分感度解析を最適化解析と繋げて、音圧レベル積分の低減を実現した。その際、最適化解析では、設計変更量最小の方法と、設計での

対策のしやすさから、設計変更率を一様とする方法を用いた。

- [2] 両者の方法とも効率良く収束した。ただし重量減少の収束値を得るためには、設計変更率の上限を調節する必要性を示した。
- [3] 一点の共振周波数でのピーク値を下げる最適化解析は収束しにくい面があるため、本手法は問題とする周波数範囲に構造系の音圧ピークが1つだけ含まれる場合、そのピークレベルを下げる問題に対しても有効である可能性を示した。

表 6.1 板厚収束結果

Design Variables Number	Element Thickness of Original Structure (mm)	Element Thickness after Optimization (mm)
1	1.0	1.8089
2	1.0	2.0088
3	1.0	1.9572
4	1.0	1.7589
5	1.0	1.3883
6	1.0	1.0960
7	1.0	0.8846
8	1.0	1.0746
9	1.0	0.2684
10	1.0	0.2684
11	1.0	0.1210
12	1.0	0.1731
13	1.0	0.2684
14	1.0	0.2684
15	1.0	0.9067
16	1.0	1.6635
Sound Pressure Level Integral (dB)	39.015	38.004

Frequency Range 100 - 120 (Hz)

1	5	9	13
2	6	10	14
3	7	11	15
4	8	12	16

▲ Input Point

図6.1 箱の底板を構成する設計変数

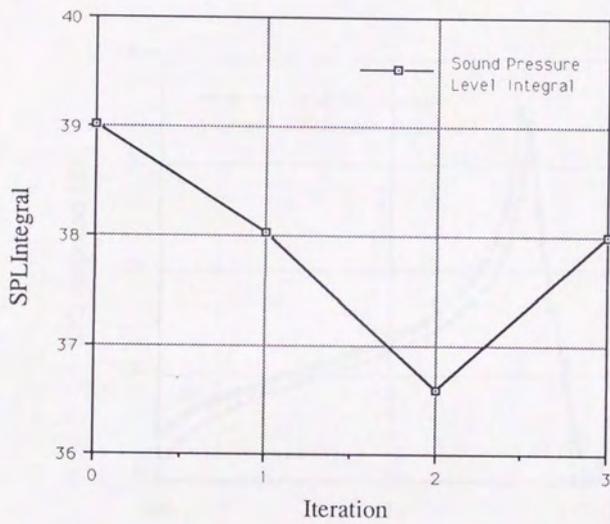


図6.2 音圧レベル積分の収束状況

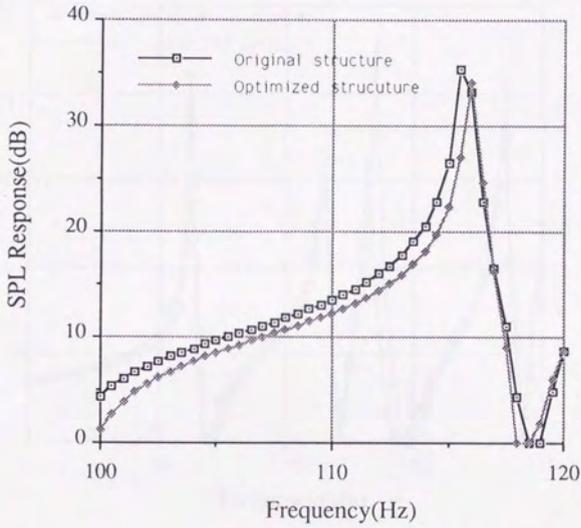


図6.3 音圧レベルの周波数応答

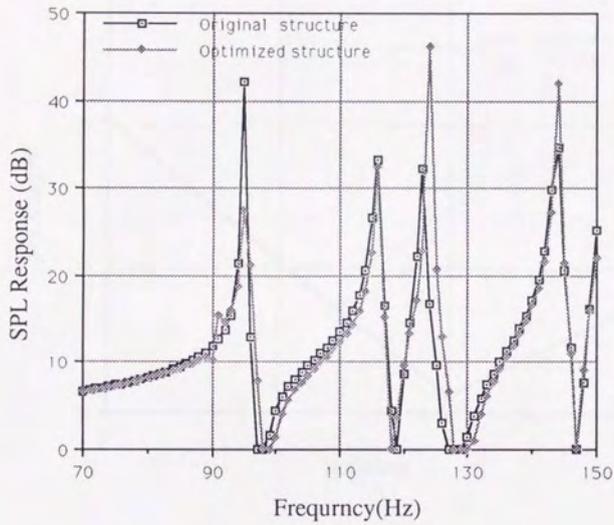


図6.4 音圧レベルの周波数応答

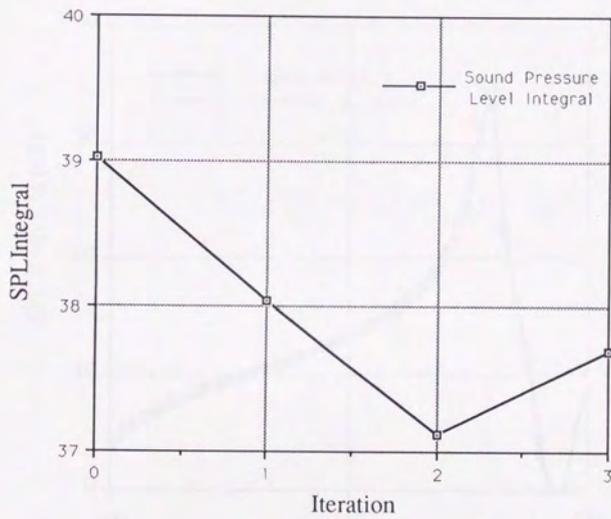


図6.5 音圧レベル積分の収束状況

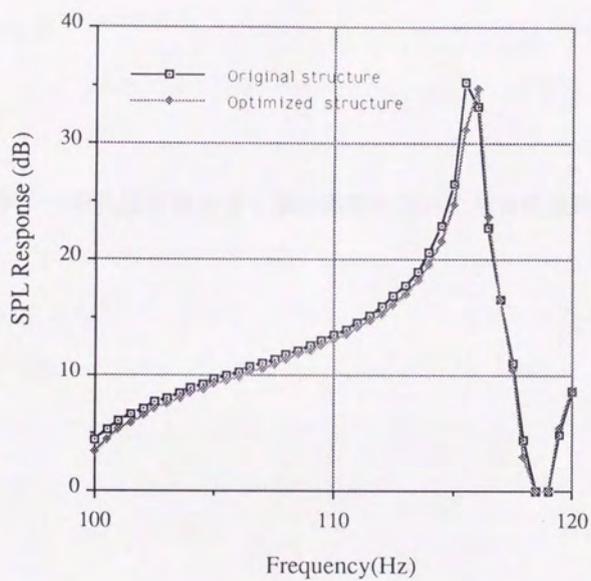


図6.6 音圧レベルの周波数応答

第7章 一般化固有値指標と積分感度を用いた騒音低減位相最適化解析

7.1 緒言

第2章2.4節では、一般化固有値指標と積分感度、均質化法を用いた構造-音場連成系における騒音低減のための位相最適化手法について示した。本章では、それを箱モデルによる実際の解析に応用した例を示す。

7.2 適用例

解析に用いた箱モデルを図7.1に示す。箱を構成するパネルは鋼板であり、板厚は 0.10 cm で一様である。構造モデルは、441個の節点と360個の四辺形要素(CQUAD4)^[49] から成る。音場モデルは、605個の節点と400個のソリッド要素(CHEXA)^[49] から成る。ここでは、例えば車室のルーフ構造の設計変更を行なうことを想定して頂部パネルを設計対象とする。ルーフには図7.2に示すマイクロ構造が存在するとして、設計変数として頂部パネルを構成する100個のシェル要素のマイクロ構造の大きさを示すパラメーターを選ぶ。ここで特に振りが支配的でなければ図7.2のマイクロ構造で $a=b$ として、 θ を拘束してよいとされている^[23] ので設計変数としては各要素の密度を示す a のみとする。この箱モデルは、第6章で用いたモデルと同じ寸法で同じ要素分割を基本とするが、均質化法を適用するためにその検討対象とする頂部パネル及びそれに対向する底部パネルのみ要素分割を細かくしている。

周波数応答の入力点を底部パネルの点 (16.0, 180.0, 0.0) に設定し、音場・

の観測点は、入力点から37.5cm上の面上の点(32.0, 20.0, 37.5)とした。この解析モデルに対して、構造系で74個、音場系で25個、合計して連成系で99個の固有値と固有ベクトルのペアを求め、連成系の全体を99の自由度に縮約した。

図7.3に、20 Hz から 30 Hz の間の音圧レベルの周波数応答を示す。第6章では対象とする周波数範囲に構造系のピークが一つだけ含まれる時、音圧レベル積分の低減が得られることを示した。ここでは、複数の構造系のピークを含む問題に対して、音圧レベル積分の低減を図る。図7.3に示すように、20 Hzから30Hzにわたる音圧レベルの周波数応答には、多くのピークが重なり合って存在している。ここではピーク間の間隔が比較的広く、ピーク相互の分離が明確な周波数域を対象とすることを考える。そこで、図7.3に示すように、周波数範囲として、25.0 Hz~27.0 Hzを対象とする。この範囲では、25.2 Hz, 26.1 Hz, 26.9 Hzに構造系の大きな共振ピークが含まれる。これらの共振ピークはそれぞれ連成系の第61番目、第63番目、第64番目の構造系固有振動数 $\omega_{61}, \omega_{63}, \omega_{64}$ に起因している。

ここではまず、拘束関数として重量だけを用い、音圧レベル積分を目的関数とし、最適化ルーチンADS^[42]の可能方向法によりその最小化を試みた。ここで、重量は現構造の80%以下となるように設定した。最適化の結果、重量は初期値の72.4%に低減された。一方、音圧レベル積分は初期値の150.9 dBから149.7dBになり、約1 dBは低減されたが、図7.4に示すよう

に、ピークを生じる共振周波数が対象周波数範囲内に留まっており、音圧レベル積分の大幅な低減は得られなかった。

そこで、音圧レベル積分の低減を得るのに、第2章2.4節で述べた一般化固有値指標の援用を図る。すなわち、対象周波数範囲内の3つの固有振動数を、ある程度対象区間から離れた周波数域に移すことを考える。そのため、重量に加えて一般化固有値指標を拘束関数として用い、音圧レベル積分を目的関数としてその最小化を行う。重量については現構造の重量の80%以下となるようにした。ここで一般化固有値指標を定義するため、 $\omega_{61} = 25.2 \text{ Hz}$ の目標値を対象範囲の下限周波数である25.0 Hzより小さい24.0 Hz、 $\omega_{63} = 26.1 \text{ Hz}$ の目標値を同様に24.5 Hz、 $\omega_{64} = 26.9 \text{ Hz}$ の目標値を上限周波数である27.0 Hzより大きい27.5 Hzとした。また、一般化固有値指標の拘束条件としては、第2章の式(2.81)において、 ω_{61} と ω_{63} については対象範囲の下限周波数の値25.0 Hzを、 ω_{64} については上限周波数の値27.0 Hzをそれぞれの λ_n の値とする。すなわち、 $\lambda_{61} = \lambda_{63} = 25.0 \text{ Hz}$ 、 $\lambda_{64} = 27.0 \text{ Hz}$ 、 $\lambda_{061} = 24.0 \text{ Hz}$ 、 $\lambda_{063} = 24.5 \text{ Hz}$ 、 $\lambda_{064} = 27.5 \text{ Hz}$ として、式(2.81)から得られる値1099.2を上限值として、一般化固有値指標がこれ以下となるように設定した。なお式(2.81)の一般化固有値指標において指数 n は2とした。また重みは、すべて1.0とした。このような条件の下で、ADS^[42]の可能方向法を用いて最適化計算を行った。その結果 ω_{61} と ω_{63} は目標値に近づいた。一方、 ω_{64} は現行値より大きい27.5 Hzを目標としたが、逆に現行より小さい方に移動した。

そのため、一般化固有値指標は、初期値 2346.4 から 2701.5 となって拘束条件を満足せず、20回の繰り返しの後も、収束解は得られなかった。なお、ここで重量は拘束条件を満たしたが、音圧レベル積分は初期値150.9dB から154.9dB となり、その低減は得られなかった。このように、一般化固有値指標を拘束条件に加えると、かえって収束しにくくなるという結果が得られた。これは以下の理由によるものと考えられる。一般化固有値指標の感度の符号は式(2.85)に示されているように、各固有値の目標値との差と各固有値感度の積で決まる。今回の収束過程では、 ω_{61} 、 ω_{63} 、 ω_{64} の固有値感度は同一符号であり、 ω_{64} に関する項のみ目標値との差の項が他の2つの項とは符号が異なるため、一般化固有値指標の感度の絶対値が低減し、それにより一般化固有値指標の低減を妨げる結果となったためである。そこで、 ω_{64} に関しては、他の2つの固有振動数と同様に、固有値が減少する方向となるように、目標値を設定し直す。

ここで、 ω_{61} と ω_{63} の目標値は同じであるが、 ω_{64} の目標値も下限周波数より低い24.8 Hzとし、固有振動数の目標値を3つとも現構造の値より低くなる方向に設定した。一般化固有値指標の拘束条件としては、式(2.81)において ω_{61} 、 ω_{63} 、 ω_{64} について対象範囲の下限周波数の値25.0 Hzを λ_{n1} の値とする。すなわち、 $\lambda_{61}=\lambda_{63}=\lambda_{64}=25.0$ Hz、 $\lambda_{061}=24.0$ Hz、 $\lambda_{063}=24.5$ Hz、 $\lambda_{064}=24.8$ Hzとして式(2.81)から得られる値824.7を上限值として、一般化固有値指標がこれ以下となるように設定した。また重みは、 ω_{61} に関しては0.1、 ω_{63} に、

関しては 0.8、 ω_{64} に関しては 1.0 とした。このように設定したのは最初重みをすべて 1.0 としたが、そのとき、 ω_{61} が比較的容易に目標値に到達し、 ω_{63} と ω_{64} が到達しにくい傾向があったため、その傾向は ω_{63} より ω_{64} で著しかったので、 ω_{64} の重みの方を大きくとった。また、目標重量は今までと同一とした。このような条件の下で、これまでと同様に、ADS^[42] の可能方向法を用いて最適化計算を行った。その結果、16回の繰り返して収束解が得られ、音圧レベル積分は初期値の 150.9 dB から 138.8 dB へと大幅に低減された。具体的に図 7.5 の斜線部に示すように周波数 25 Hz から 27 Hz の応答がかなり低減されている。ここで、設計変更領域であるルーフの重量は初期値の 72.7% に低減され、箱モデル全体で約 7% の重量低減が得られた。

このようにして得られた構造に対して、式(2.81)の一般化固有値指標で対象とした 3 つの固有振動数は、 ω_{61} が 25.2 Hz から 23.1 Hz に、 ω_{63} が 26.1 Hz から 24.1 Hz に、 ω_{64} が 26.9 Hz から 24.6 Hz となった。3 つの固有振動数とも目標値よりも改善されており、対象周波数範囲外に移動している。ちなみに一般化固有値指標は、初期値の 3772.2 から上限値 824.7 よりはるかに小さな 338.2 に低減されている。また、この解析で得られた頂部パネルを構成する各要素の密度の分布を図 7.6 に示す。必要な補強は同図中に斜線で示す、中央の部分と上下の端の部分であり、黒い部分は穴を設ける部分である。また、白い部分はそれらの中間の部分である。

7.3 結言

均質化法による位相最適化解析を、構造-音場連成系の箱モデルを対象とする内部騒音問題に適用し、興味のある周波数範囲内の応答の積分値を下げることを試みた。そのために、まず、目的関数として音圧レベル積分を、拘束関数として重量を用いた。この場合、対象範囲内のピーク周波数は対象区間内にとどまり、音圧レベル積分の大幅な低減は得られなかった。そこで、一般化固有値指標も拘束関数として用いることにした。その際、対象周波数範囲内にある3つの固有振動数について一般化固有値指標を定義した。そして、一般化固有値指標を低減させて、共振周波数を対象周波数範囲から外の周波数域に移動させることにより、音圧レベル積分の低減を図った。ここで、一般化固有値指標における固有振動数の目標値の設定が、最適化計算の収束状況に影響することを示した。そして、固有値の目標値と重みを適切に設定することにより、音圧レベル積分の大幅な低減を得ることができた。

ここでは、共振ピーク間が比較的広く、ピークが良く分離されている周波数範囲である25.0Hz から27.0 Hz を対象とした。今後の課題としては、重なり合った多数のピークを含む、より広い周波数範囲を対象とし、一般化固有値指標における固有値の目標値と重みを適切に選ぶことにより、音圧レベル積分を効率的に低減する検討が必要となる。

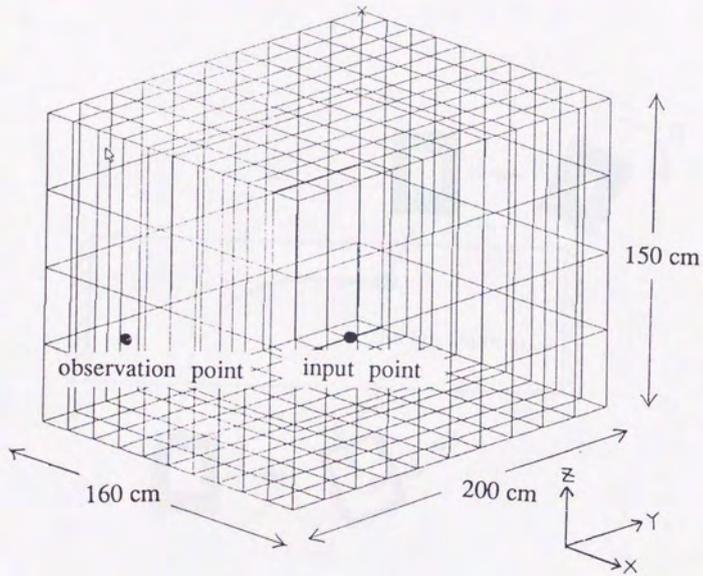


図7.1 解析に用いた箱モデル

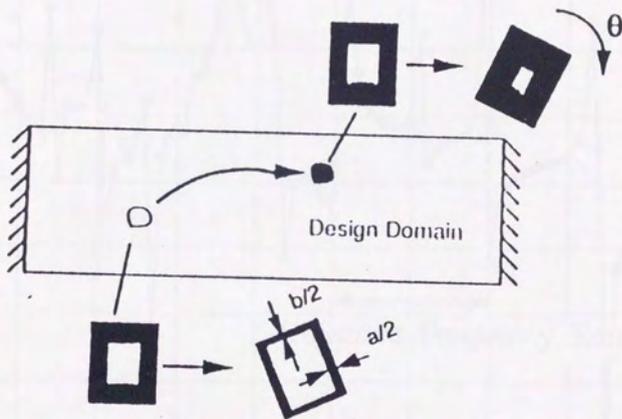


図7.2 マイクロ構造

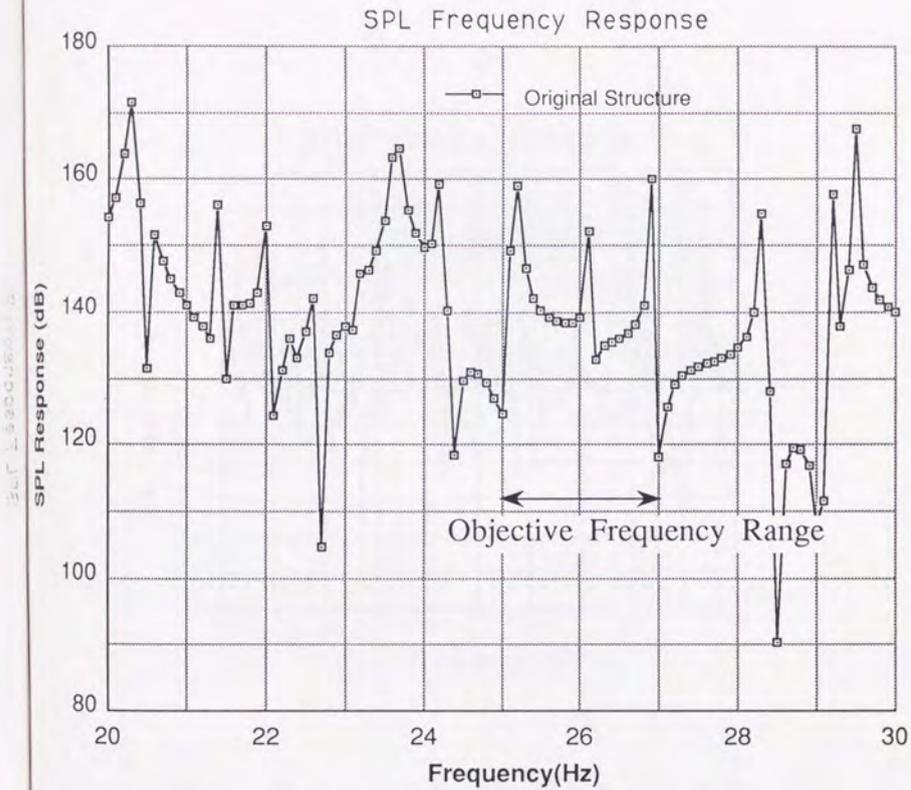


図7.3 現構造の音圧レベルの周波数応答

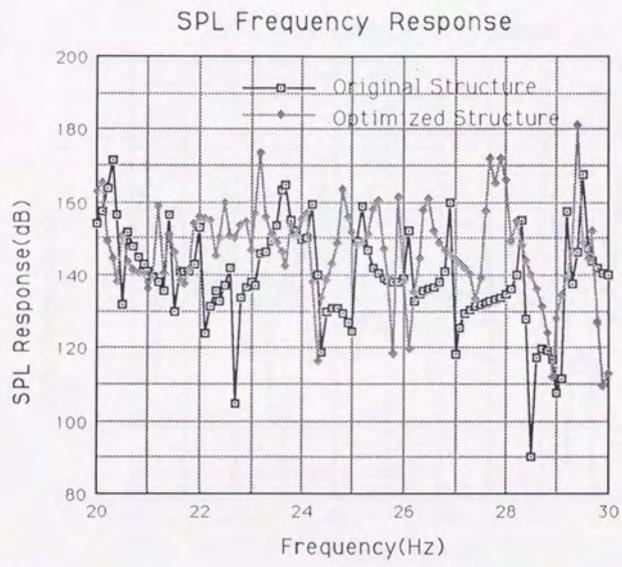


図7.4 重量のみを拘束関数としたときの音圧レベルの周波数応答

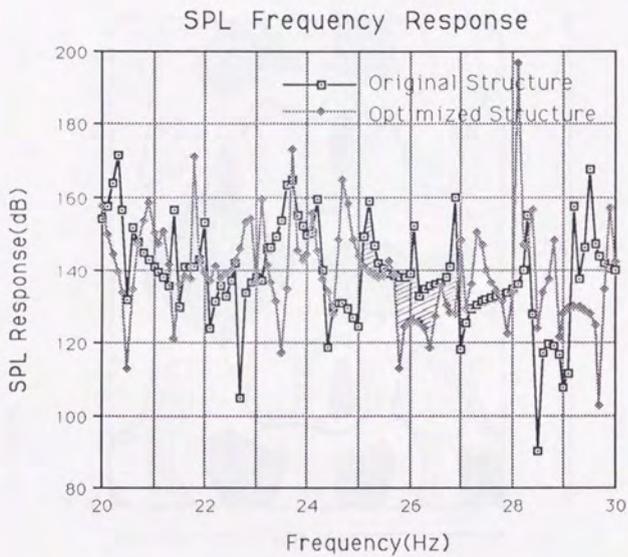


図7.5 拘束関数に一般化固有値も用いたときの音圧レベルの周波数応答

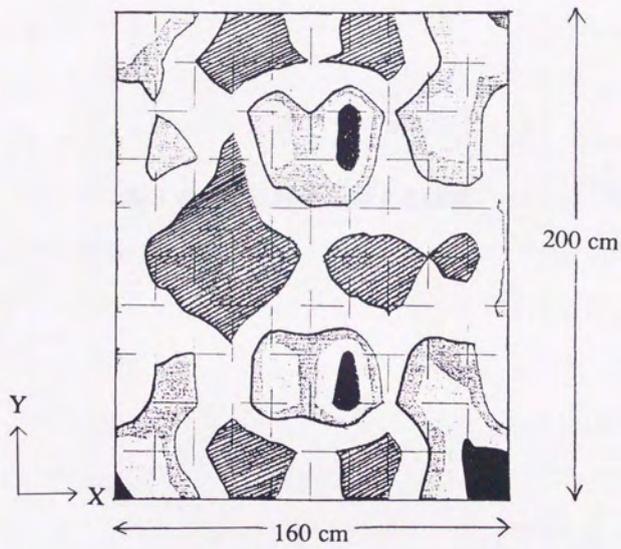


図7.6 最適化構造の密度の分布

第8章 音質評価に関する研究

8.1 緒言

最近のCAD/CAM/CAEは視覚という人間の直感に訴える能力が増大しそれと共に、車両の開発に於ける基盤技術としての地位はますます高いものとなってきている。例えば、解析用CADシステムは、FEM計算のための膨大なデータの用意、すなわち、プリプロセッサとして、また煩雑な出力データの解釈、すなわちポストプロセッサとして、図形の表示によってデータを簡単化させ、人間の視覚・直感を活用したものであると位置付けられる。車両の騒音振動特性は商品性との関わりが強く、これに関する様々な解析や実験がなされている。解析に関しては強大な計算機能を用いた周波数応答特性や共振モードなどの結果は、数値や図表で表現され、視覚に訴えはするものの、音としての最大の直感となる聴覚を活用したものには至っていない。

一方、最近の車両の騒音対策では、音圧レベルを単に目標値にまで下げただけではなく、音質を乗員にとって望ましいものにすることが要求されている。現在、自動車騒音の音質の評価は、実機の発生する音を収録し、それを音響シミュレータと呼ばれるシステムを用いて加工合成し、その結果の音をパネラーと呼ばれる評価者に提示することによって行われている。音の持つ物理量、例えば波形やピーク周波数の位置や大きさ等とパネラーの評価結果を対応づけて、音質を定量化している。一方、FEMやBEMのような解析による騒音対策は、今のところ音圧レベルの低減に留まっている。

音質は、高周波から低周波まで、すべてのモード特性の影響を受ける時間領域の特性であるため、解析で音質の評価を行うことは困難とされてきた。従って、車両の構造と音質の関係は明確にはされておらず、望ましい音質を持つ構造を解析で求めることは実現していない。

以上のような背景の下で、本研究では音響CAEシステムと名付けた一種の音響シミュレータを開発した。これは、解析により得られた音の計算結果を実際の音に変換して、人間の聴覚で評価することを可能にするものである。このようなシステムにより音の解析結果の評価は設計者にとって実感的なものとなり、車両の音振研究は新たな局面を迎え、その研究は大いに加速されるものと期待される。すなわち、本研究で開発された音響CAEシステムは、次のような応用を目的とする。

- (1) FEMやBEMにより得られた解析結果を実際の音に変換し、人間の耳で聞くことによって音質の評価を行なう。
- (2) 自動車騒音などのアナログ信号を音響CAEシステムに入力して、解析により車体、音場、吸音材などのモデル同定を行なう。
- (3) 騒音低減のための最適化を行なうときに、感度解析及び最適化手法によって得られた構造変更について、ただちに、あるいはリアルタイムにその実際の音質への効果の評価を行なう。
- (4) アクティブノイズコントロールシステムの音質シミュレーション、及び音質設計、音質制御を行なう。

ここでは、このシステムの考え方と構成を述べ、実際の例を用いてその有効性を示す。ここでは、低次のモードと高次のモードが省略できる馬-萩原のモード合成法^[11]に基づいて開発された、過渡応答解析手法^[25]を用いて、直方体空洞内部の音場の時刻歴応答を計算し、本システムで音響信号に変換して対応する加振実験によって生じる音と比較する。また、解析と実験で得られた音の周波数分析を行なってその特性と音質との対応を調べる。さらに、本システムの今後の活用法について述べる。

8.2 本研究で提案する解析結果を実際の音にする音響CAEシステム

8.2.1 ハードウェアの構成

音響CAEシステムのハードウェアの構成を図8.1に示す。このシステムのコンポーネントとしては、解析から得られる莫大な量の音のファイルを、効率良く速やかに音に合成して出力できるものを採用した。パソコンを音声合成のハードウェアの中核部分とした。音声合成用のパソコンは、音声ファイルの高速な処理を実現するために、DSP(デジタル・シグナル・プロセッシング)チップを搭載しているボードを内蔵している。これは、音をデジタル信号で扱うもので、そのため、解析とのリンクを容易にする。また、実験結果の音を本システムに入力するとき以外には、A/D変換やD/A変換を行う必要はない。すなわち、音のファイルの処理はすべてデジタル量で行われる。

音響信号は、パソコンからヘッドホーン、あるいはCDラジカセを用いて実際の音として出力される。また、音声合成用のパソコンは、他のパソコンやスーパーコンピュータ、EWSを包含する大規模なコンピュータネットワークに繋がれており、スーパーコンピュータによる解析結果をEWSを介して即座にパソコンに転送できるようになっている。

8.2.2 ソフトウェアの構成

音響CAEシステムのソフトウェアの構成を図8.2に示す。その上で稼働する汎用の音声合成ソフトを利用した。このソフトウェアは、音声ファイルの実際の音への変換を行なうだけではなく、音声のデジタル録音（デジタル・オーディオ・レコーディング）や、イコライザーの機能を有し、シンセサイザー並みの編集が可能である。イコライザーを用いると、高周波数や低周波数の音を除去したり、増幅したりできる^[29]。これは、本システムの目的の一つである音質設計や音質制御に適している。

また、本システムは、高速フーリエ変換を使って、サンプルした音の周波数特性を測定する、FFT解析の機能を有している。これにより、3次元のグラフの上に、周波数、時間、音の振幅が表示される^[29]。この機能は、音の周波数特性と音質の対応を調べるのに有効である。

スーパーコンピュータやEWSにより得られた解析結果は、インターフェースプログラムによって、音声合成ソフト用の入力ファイルに変換される。

このインターフェースプログラムはC言語を用いて開発した。コンピュータネットワークを利用すると、他のパソコンやEWSとの音声ファイルのやりとりも自由に行うことができる。

8.3 適用例

8.3.1 音の時刻歴応答解析

馬-萩原のモード合成法に基づく過渡応答解析手法^[25]を用いて、次節で述べる実験と比較すべく、図8.3に示す解析モデルを作成して計算を行った。解析モデルの総自由度数は構造-音場の自由度を合わせて713(構造 588、音場 125)である。系の固有振動数の分布を求めると音場の剛体モードを一つ含み、モード2から31までの固有振動数はすべて構造系の固有振動に対応する。構造モデルは98個の節点と96個の4節点シェル要素から成り、音場モデルは125個の節点と64個の8節点6面体ソリッド要素から成る。箱を構成するパネルは鋼板で厚さは0.45 cmである。構造-音場連成系に対して比例粘性減衰を用いて、式(8.1)に示すダンピングの入ったFEM方程式を扱う。

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C} \dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K} \mathbf{u} = \mathbf{F} \quad (8.1)$$

ここで \mathbf{M} 、 \mathbf{C} 、 \mathbf{K} は、それぞれ連成系の質量、減衰、剛性行列、 \mathbf{u} は変位及び音圧ベクトル、 \mathbf{F} は作用外力である。式(8.1)をモード座標系 q_i で表わすと次のようになる^[25]。

$$\ddot{q}_i + 2 \xi_i \omega_i \dot{q}_i + \omega_i^2 q_i = \bar{\phi}_i^T F \quad (8.2)$$

ここで、 ω_i はモードの固有角振動数、 $\bar{\phi}_i$ は連成系における左固有ベクトル、 ξ_i は減衰率で本計算では0.02に設定している。構造系に282個のモーダル座標、音場系に125のモーダル座標、合計で407個の一般座標を用いた。このモデルで、次節で述べる加振実験で用いた加振力を構造の節点30に作用させ、箱内部の計測点に対応する節点40で音場の時刻歴応答特性を計算した。解析では、高次のモードと低次のモードを省略し、80Hzから300Hzの周波数に対応する30~70次のモードを用いた。これにより得られた音の時刻歴応答特性を音響CAEシステムに入力して表示したものを図8.4に示す。このように、時刻歴応答特性は音響CAEシステムのディスプレイ上に表示することができる。加振実験で得られる時刻歴応答特性もA/D変換することによって、同様に表示できる。

従来、FEMを用いて、大規模解析モデルを用いた、自動車車室内の騒音特性を精度よく算出できる周波数範囲は100Hz程度までであった。しかし、馬萩原のモード合成法を用いると、100 Hzや200 Hzといった領域の時刻歴応答をその周波数範囲のモードを用いるだけで精度よく解析できる可能性が得られた。そのため、例えば入力周波数や応答の興味の対象となる周波数範囲が主として高次振動の領域である問題において、従来手法ではでき、

なかった低次モードの省略によっても正しい解析結果を得ることが可能となった。これにより、時間領域の特性である音質を、すべてのモードを用いることなく、興味のある周波数範囲のモードを用いて、解析で評価できるようになった。

8.3.2 テストピース実験による音の収録

図8.5に示すような直方体空洞のテストピースを作成し、加振実験を行った。箱を構成するパネルは鋼板であり、その大きさは縦100cm、横80cm、高さ70cmである。鋼板の板厚は0.45cmであるが、底板は実験において4点で支持するため1cmにしており、支持部にはさらに1cmの補強板を設けている。この箱をマウントインシュレーターを介して支持台の上に載せ、80~150Hzの正弦波の合成波形を鉛直方向に箱の下方の角の部分に作用させて加振した。また、箱の内部にマイクロフォンを設置し、音の時刻歴応答を収録した。測定点は、底板から上方に10cm、20cm、30cm、40cmの4点である。箱の底板から上方40cmの面上の端から、縦方向に20cm、横方向に10cmの点における、解析結果に対応する音の時刻歴応答特性を計測し、図8.6に示すように、それを音響CAEシステムに入力して表示させた。

8.3.3 加振実験から得られる音と解析結果から得られる音の比較

8.4.2節で得られた音の時刻歴応答の計測結果と8.4.1節で得られた解析結

果は、厳密に比較することは容易でない。両者は完全に一致しているとはいえないが、音響CAEシステムを用いて実際の音に変換し、人間の耳で評価できる範囲でその音質を比較したところ、少数のサンプルについてはあるが定性的には一致していると感じた。これらの時刻歴応答の周波数分析を本システムのFFT解析機能を用いて行なったところ、図8.7と図8.8に示すように、両者の波形は定性的に一致していた。

応答が周波数領域で定性的に一致していれば、音質も対応すると考えられる。即ち、時刻歴応答を定量的に比較することは容易でないため、周波数特性から音質を対応させることが考えられる。また、車両のような大規模モデルではモードの省略を行わないと効率的な計算が行えない。従って上記の結果より、少数のモードで解析できる馬-萩原のモード合成法は音質評価にも有効であることがいえる。今後は、例えばダンピングの値による応答の差と、それを実際に耳で聞く場合の音質の差がどのようになるかを調べたり、音質の評価方法そのものについても更に検討を加える必要がある。

8.3.3 提案する本システムの応用例

(1) 構造同定への応用

音響CAEシステムを用いると、実験で収録したアナログ信号をデジタル信号に変換して、ディスプレイに表示させることができる。従って、実験・

値と解析値を比較しながら、両者を一致させるために、どの周波数領域を問題にすればよいか、又どのピークを下げるべきかを視覚と聴覚を用いて把握することができる。即ち、解析モデルの同定や異音の同定に利用可能である。

(2) 解析による音質設計、走行時の音質制御への応用

音響CAEシステムを用いると、例えば、ディスプレイを見ながら、出力される実際の音を聞き、気になる音が生じた部分を画面上で切り取り、音声ファイルの編集機能を持つイコライザーを用いて、音圧を望みのレベルに持っていったり、応答の形を望みのものに変更したりできる。そして、これを実現するような構造を、解析によって求める。以上のような手順を用いれば、解析により音質を制御すること、即ち、設計者の望みの音質を解析によって得ることが可能となる。又、音響CAEシステムの出力を制御情報にして、走行時に望みの音を実現させることも考えられる。

8.4 結言

解析であるいは実験で得られる時刻歴応答特性を実際の音にする音響CAEシステムを構築し、その構成と特徴を述べた。そして、テストピースレベルでその実用性を確認した。馬萩原のモード合成法を用いた解析結果の音質は実験の音質に定性的には一致する。従って、このシステムで、解

析による音質の評価が可能となることを示した。

著者らの開発した音響CAEシステムを用いて、実験と解析で得られた音場の時刻歴応答特性、それらを実際の音に変換したときの音質、さらにその周波数特性を比較した。車両のような大規模モデルでは、できるだけ少ないモード数で効率的に計算を行なう必要がある。馬-萩原のモード合成法に基づく過渡応答解析手法を用いると、少ないモード数で周波数特性の対応がとれることによって、音質も対応がとれるという結果が得られた。また、ダンピングの大きさによって、上記の関係がどの様になるかの検討も行なってゆきたい。今後は、車両の主要な騒音特性の問題に本システムの適用を図り、音質を対象に車両のアクティブコントロールにつなげて行く予定である。

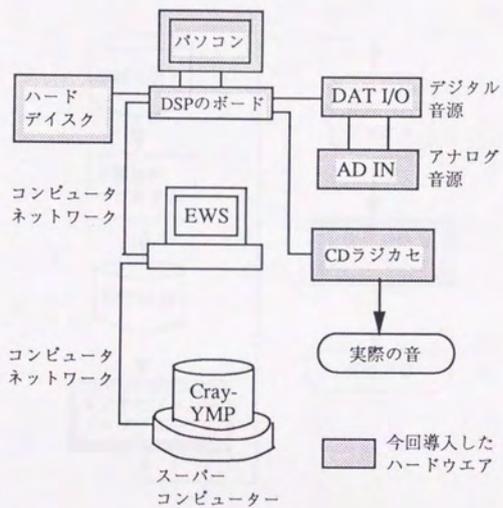


図8.1 音響CAEシステムのハードウェアの構成

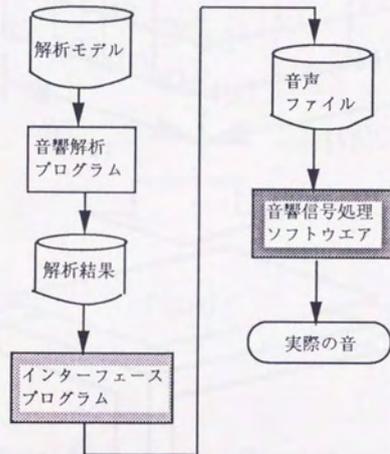


図8.2 音響CAEシステムのソフトウェアの構成

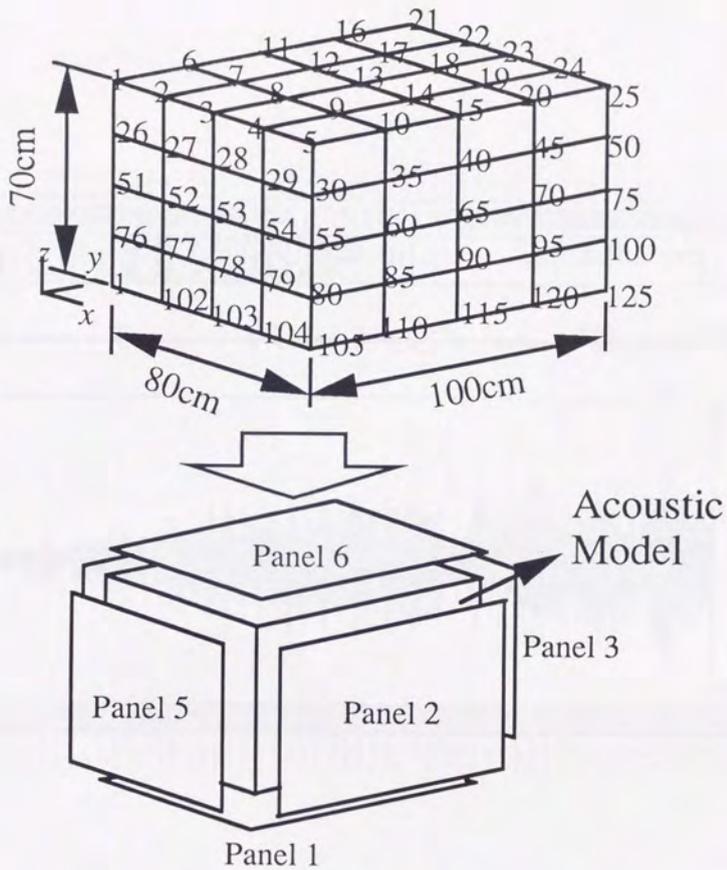


図8.3 連成系解析用箱モデル

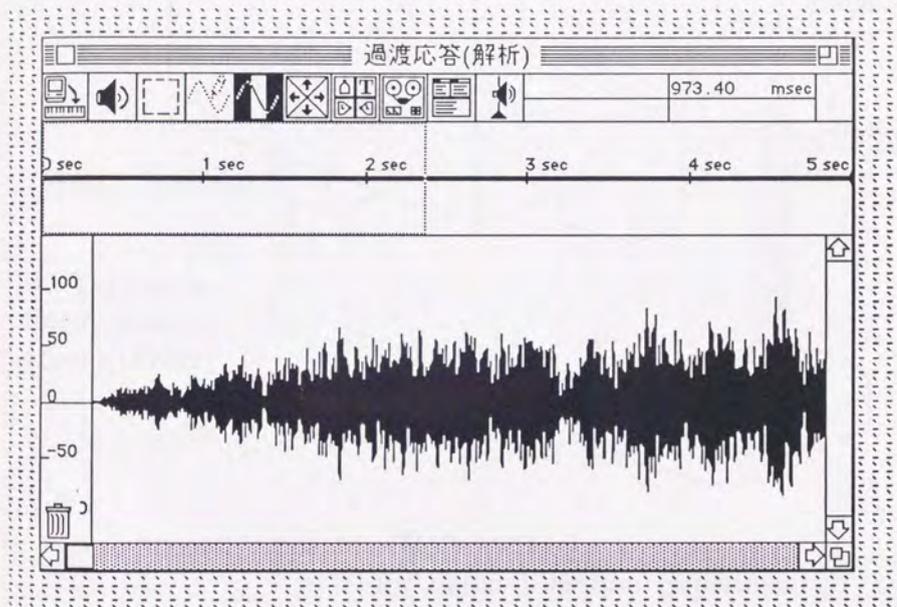
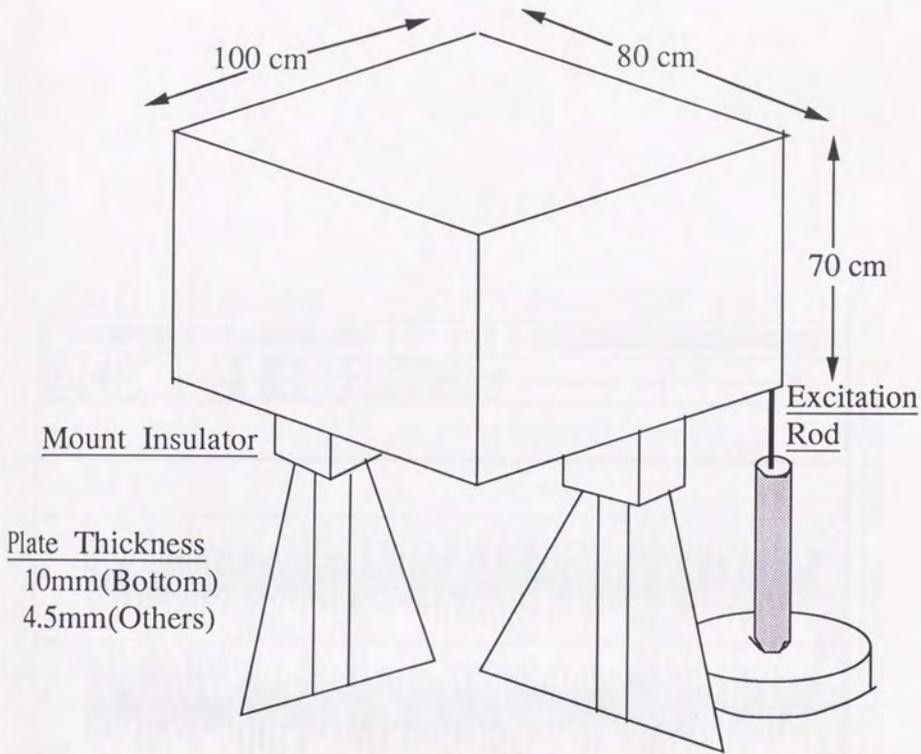


図8.4 解析による音場の時刻歴応答の表示例



Experimental Apparatus (Hollow Box)
for Force Vibration Experiment

図8.5 加振実験用の直方体空洞テストピース

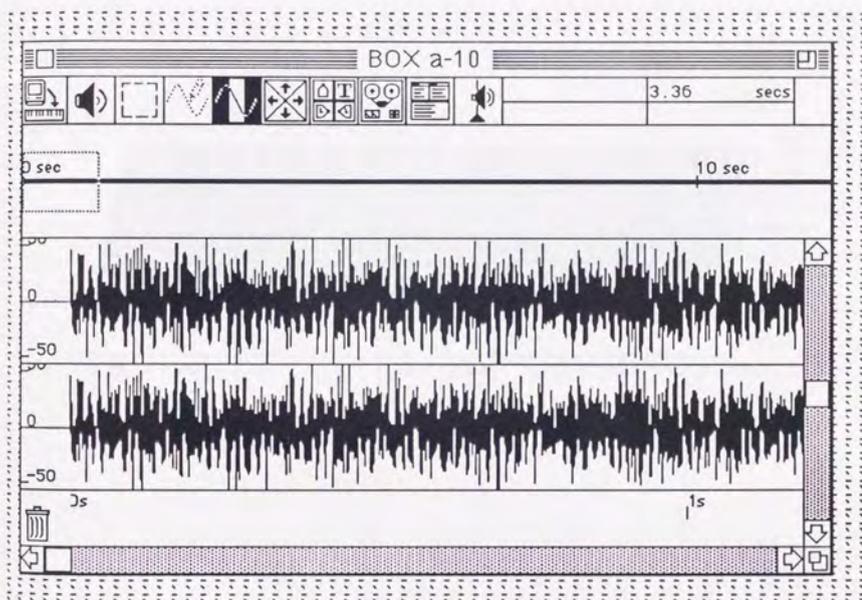


図8.6 実験による音場の時刻歴応答特性の表示例

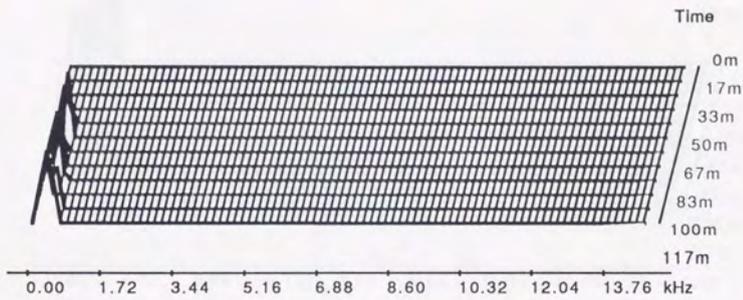


図8.7 解析による時刻歴応答の周波数分析結果

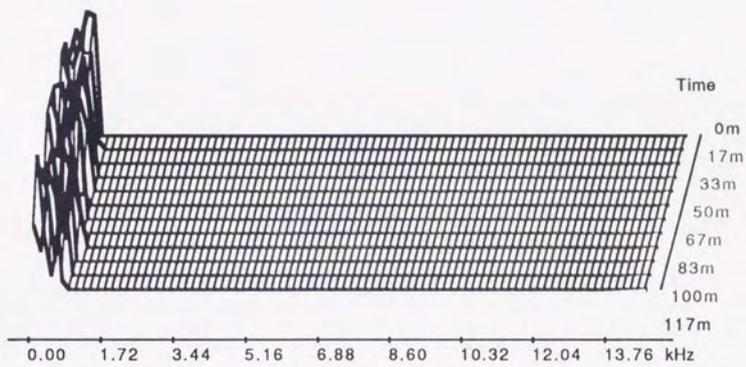


図8.8 実験による時刻歴応答の周波数分析結果

第9章 結論

車両の静粛性は商品性に深く関わることから、各社で実験や解析を用いた静音化技術の開発が精力的に成されている。特に、車室内騒音は車両の快適性を大きく左右することから、様々な方法でその低減が図られている。本研究では、騒音の低減された快適な車室空間を実現するため、構造-音場連成系の内部騒音問題を扱った。これは、実際の車両の騒音としては、こもり音やロードノイズに対応するものである。

構造-音場連成系ではFEMで得られるマトリックスが非対称なため、構造力学で用いられるモード合成法が適用できず、感度係数の算出は困難であった。これに対して、萩原-馬らは、連成系に右固有ベクトルと左固有ベクトルを利用することにより、モードの直交条件と正規化条件を導出してモード合成法の利用を可能とし、それに基づいて感度解析の定式化を行った。さらに、馬-萩原は周波数応答を例に一種の新しいモード合成法を開発し、従来の手法より効率と精度が良いことを示した。また、この新しいモード合成法を固有モード感度解析に応用し、効率的で精度の良い新しい固有モード感度解析の定式化を行った。

すなわち、萩原、馬らの研究でようやく、特に高周波の車室内騒音解析の端緒が開かれたといえる。しかし、これらの研究のままでは、同解析などの解決はむずかしい。例えば、騒音低減とともに重要な音質の解析が行えない。また、騒音低減を行うには感度解析が必要であるが、最も重要なモーダル周波数応答感度解析の実用化は得られていない。これは、応答感

度で考慮するモードの範囲、応答の基本となる固有モードの考慮するモードの範囲を正しく求めるのは困難であるからである。ここでは、解析技術の開発としては、誤差解析にのっとり、使用するモード数を決定できるようにして、モーダル周波数応答感度の定量的な実用化が初めて得られたこと、これまで存在しなかった積分感度なるものを自ら初めて定義し、実用的なものにしたことが挙げられる。応用面に関しては、音質評価を解析で初めて可能にするシステムを開発したこと、均質化法による位相最適化解析を初めて音の領域に持ち込んだことなどが挙げられる。

ここで、各章で得られた結果をまとめると、以下のようになる。

第1章では、本研究の目的、従来の研究、及び以下の章をまとめてその概要を述べた。

第2章では、本研究で新たに開発した、騒音低減に関する各種の解析手法を、まとめて示した。それらは、新しいモーダル周波数応答感度解析手法、積分感度解析手法、騒音低減のためのサイジング最適化解析及び位相最適化解析手法である。

第3章では、新しいモード合成法を基に、モーダル周波数応答感度解析手法の開発を新たに行った。これは、使用する固有モードを、どの範囲までとれば良いかを明確にしないと実用には適さないため、今まで検討されていなかったものである。本研究では、誤差解析を援用して、シフト値と呼ばれるパラメータ、及び採用モード数とその範囲を適切に選択する方法

を示し、これにより、高次のモードだけでなく、低次のモードの省略も可能となり、精度良くかつ効率的にモーダル周波数応答感度を求めることができるようになった。

第4章では、簡易車両モデルを対象に感度解析を用いた車室内騒音低減解析を行った。まず、新しい固有モード感度解析を簡易車両モデルにたいして実行した。そして、大規模モデルにおいても、従来の方法より精度が良く、効率的であることを確認した後、モーダル周波数応答感度の周波数特性から、感度係数だけを用いて、即ち最適化ルーチン等は使用しないで、設計者が実際に騒音低減解析を行う際のプロセスとその具体的な方法を示した。

第5章では、構造-音場連成系で、積分感度を用いて興味のある周波数範囲の応答の積分値の低減を試みた。まず、ここでは積分感度の符号だけを参考にしてわずかな重量増加で音圧レベル積分の低減が実現し、同時に、対象周波数範囲に含まれる構造系のピークレベルの低減も得ることができた。

第6章では、構造-音場連成系で、車室内の騒音低減のためのサイジング最適化解析を行った。ここでは、一点ではなく興味のある周波数範囲を対象にすることも重要であることから、積分感度を用いて興味のある周波数範囲の音圧レベル積分を低減させる最適化解析を行った。その結果、重量減少で、音圧レベル積分の低減とともに、対象周波数内の構造系のピーク

レベルの低減を得ることができた。また、ここでは実際の設計のしやすさから、設計変更量を一樣とする最適化解析も行った。

第7章では、均質化法を用いた騒音低減のための位相最適化解析を、構造-音場連成系の内部騒音問題に対して、初めて試みた。目的関数として音圧レベル積分を採用し、拘束関数として重量に加えて、一般化固有値指標を利用することで、対象とする周波数範囲の音圧レベルの応答の積分値を、効率良く低減することができた。

第8章では、車室内の音質評価に関する研究について述べた。解析により得られた音の計算結果を実際の音に変換する音響CAEシステムと名付けた音響シミュレータシステムの開発を行った。そして、車室を模擬した箱を実際に試作し、加振実験を行って、箱内部の音を収録し、解析結果と比較した。その結果、定性的には音質は一致し、本システムの有効性を示すことができた。

付録には本研究の基礎となった、これまでに開発された構造-音場連成系の理論をまとめて示す。

以上に述べたように、本研究により、高周波の車室内騒音解析を実施する上で必要となる技術を、大幅に充実させることができた。そして、これらの技術を車室内の騒音低減並びに音質評価に利用するための適用技術についても具体的に示すことができた。

今後は、本研究で得られた成果を基に、実際の車両を対象とした解析を

実施し、高周波の車室内騒音の低減された構造の導出を行っていきたい。

付録 構造-音場連成系の理論

A.1 構造-音場連成系の固有値方程式

ここでは構造-音場連成系の固有値問題について述べる。定式化については、既に、文献 [8] で述べているので、ここで議論ができる程度に述べる。簡単のために減衰項を省略すると、構造-音場連成系のFEM方程式は次のように表現される^{[1], [2]}。

$$M\ddot{u} + Ku = f \quad (\text{A.1})$$

$$\text{ここに、} K = \begin{bmatrix} K_{ss} & K_{sa} \\ 0 & K_{aa} \end{bmatrix}, \quad M = \begin{bmatrix} M_{ss} & 0 \\ M_{as} & M_{aa} \end{bmatrix}, \quad (\text{A.2})$$

$$u = \begin{bmatrix} u_s \\ u_a \end{bmatrix}, \quad f = \begin{bmatrix} f_s \\ f_a \end{bmatrix}.$$

u_s は構造の変位ベクトル、 u_a は音圧ベクトル、 f_s は構造に作用する加振力、 f_a は音場における音源の音圧、 M_{ss} 、 K_{ss} はそれぞれ構造の質量行列と剛性行列、 M_{aa} 、 K_{aa} はそれぞれ音場の質量行列と剛性行列、 M_{as} 、 K_{sa} は連成マトリクスである。 s は構造系、 a は音場系を示す添字、 $\ddot{}$ は時間による2回微分を示す。また $K_{sa} = -M_{as}^T$ である。

式(A.1)から次のような固有値問題が得られる。

$$(K - \lambda_i M)\phi_i = 0 \quad (\text{A.3})$$

ここに λ_i は固有値、 ϕ_i は対応する右固有ベクトル、また

$$\phi_i^T = \{\phi_{si}^T, \phi_{ai}^T\} \quad (\text{A.4})$$

である。 ϕ_{si} は ϕ_i の構造に関する成分、 ϕ_{ai} は ϕ_i の音場に関する成分である。ここでは、簡単のために式(A.3)がゼロ固有値と縮重固有値を持たないと仮定する。

文献 [8] で述べたように、式(A.3)の係数行列 K 、 M は対称行列でないので、その固有ベクトル ϕ_i については、

$$\phi_i^T K \phi_j = 0 \quad \text{and} \quad \phi_i^T M \phi_j = 0 \quad (\text{for } i \neq j) \quad (\text{A.5})$$

のような直交条件が一般的に成立しない。そこで、文献 [8] で次のように固有ベクトル系に関する直交条件と正規化条件がを導出されている。

〈直交条件〉

式(A.3)の構造-音場連成系に対して次のような直交条件

$$\bar{\phi}_i^T K \phi_j = 0, \quad \bar{\phi}_i^T M \phi_j = 0 \quad (\text{for } i \neq j) \quad (\text{A.6})$$

が成立する。ここに $\bar{\phi}_i$ は左固有ベクトルと呼ばれ、

$$\bar{\phi}_i^T = \left\{ \phi_{si}^T, \frac{1}{\lambda_i} \phi_{ai}^T \right\} \quad (\text{A.7})$$

である^[8]。固有ベクトル ϕ_i の質量に関する直交条件は式(A.7)を式(A.6)に代入して

$$\phi_{si}^T M_{ss} \phi_{si} + \frac{1}{\lambda_i} (\phi_{ai}^T M_{as} \phi_{si} + \phi_{ai}^T M_{aa} \phi_{ai}) = 0 \quad (\text{A.8})$$

〈正規化条件〉

固有ベクトル ϕ_i の質量に関する正規化条件は、式(A.7)を $\phi_i^T M \phi_i = 1$ に代入して、

$$\phi_{si}^T M_{ss} \phi_{si} + \frac{1}{\lambda_i} (\phi_{ai}^T M_{as} \phi_{si} + \phi_{ai}^T M_{aa} \phi_{ai}) = 1 \quad (\text{A.9})$$

である。

また、式(A.3)のすべての固有値および固有ベクトルは常に実数であることが証明されている(文献[8])。

A.2 連成系における新しいモード合成法

効率的にかつ精度よくモーダル解析を行うには、高次モードだけでなく低次モードも省略できる技術が要求される。考慮する入力周波数領域を

$[\omega_a, \omega_b]$ ($\omega_a \leq \omega_b$) とする。ここでは、周波数応答解析を例に、 $[\omega_a, \omega_b]$ 領域以外のモードの省略について考察する^[11]。まず、 m と n を解析に用いられる固有モードの最小と最大の番号とする。ここに、 m は $\omega_m < \omega_a$ を、 n は $\omega_n > \omega_b$ を満たす。

厳密な周波数応答解は次のように書ける。

$$U = \sum_{i=m}^n \phi_i Q_i + U_r \quad (\text{A.10})$$

ここに、 U_r は省略されたモード ϕ_i ($i=1, \dots, m-1, n+1, \dots, N$) の影響を表す周波数応答の剰余成分で、

$$U_r = \left(\sum_{i=1}^{m-1} + \sum_{i=n+1}^N \right) \phi_i Q_i \quad (\text{A.11})$$

である。また、

$$Q_i = \frac{\overline{\phi_i^T} F}{\omega_i^2 + 2j\xi_i \omega_i \Omega - \Omega^2} \quad (i=1, 2, \dots, N) \quad (\text{A.12})$$

ここで、 Ω は入力周波数、 F は入力振幅、 ω_i は系の固有振動数、 ξ_i はモーダルダンピング係数である。 ω_c をある与えられた定数の周波数とすれば、Taylor展開式によって、式(A.12)を $\Omega = \omega_c$ の点で展開することができる。

すなわち、

$$Q_i = \frac{\overline{\phi_i^T} F}{\omega_i^2 + 2j\xi_i \omega_i \omega_c - \omega_c^2} (1 + z_i + z_i^2 + \dots)$$

$$z_i = \frac{\phi_i^{-T} F}{\omega_i^2 + 2j\xi_i\omega_i\omega_C - \omega_C^2} \quad (\text{A.13})$$

が得られる。ここに、

$$z_i = \frac{\Omega^2 - \omega_C^2 - 2j\xi_i\omega_i(\Omega - \omega_C)}{\omega_i^2 + 2j\xi_i\omega_i\omega_C - \omega_C^2} \quad (\text{A.14})$$

また、式(A.13)の収束条件は、

$$|z_i| < 1 \quad (\text{A.15})$$

である。式(2.13)を式(2.11)に代入すれば、

$$U_r = GF = U_r' \quad (\text{A.16})$$

が得られる。ここに、Gは剰余フレキシビリティ行列と呼ばれ、

$$G = \left(\sum_{i=1}^{m-1} + \sum_{i=n+1}^N \right) \frac{\phi_i^{-T}}{\omega_i^2 + 2j\xi_i\omega_i\omega_C - \omega_C^2} \quad (\text{A.17})$$

である。Gは負荷の周波数に依存しないので、式(A.16)に示したように、省

略された低次と高次のモードの影響、すなわち U_i は準静力学的な応答 U_i^s によって近似される。ところが、一般に省略したモード ϕ_i ($i=1, \dots, m-1, n+1, \dots, N$) は計算されないので、式(A.16)の剰余フレキシビリティ行列 G は式(2.17)によって得られない。そこで、次に G の計算方法について検討する。

行列 $(K + j\omega_C - \omega_C^2 M)^{-1}$ を系の固有モードに展開すれば、次の式が得られる。

$$(K + j\omega_C - \omega_C^2 M)^{-1} = \sum_{i=1}^N \frac{\phi_i \phi_i^{-T}}{\omega_i^2 + 2j\xi_i \omega_i \omega_C - \omega_C^2} \quad (\text{A.18})$$

従って、剰余フレキシビリティ行列は次のように得られる。

$$G = (K + j\omega_C - \omega_C^2 M)^{-1} - \sum_{i=m}^n \frac{\phi_i \phi_i^{-T}}{\omega_i^2 + 2j\xi_i \omega_i \omega_C - \omega_C^2} \quad (\text{A.19})$$

式(A.19)を式(A.16)に代入して、またその結果を式(A.10)に代入すれば、

$$U = (K + j\omega_C - \omega_C^2 M)^{-1} F + \sum_{i=m}^n \phi_i Q_i^d \quad (\text{A.20})$$

が得られる。ここに、

$$Q_i^d = Q_i - \frac{\phi_i^T F}{\omega_i^2 + 2j\xi_i\omega_i\omega_c - \omega_c^2} = z_i Q_i \quad (\text{A.21})$$

である。

従って、モーダル周波数応答の近似解が次の二つの部分によって合成されることになる。すなわち、 $U = U_s + U_d$ である。ここに、 U_s は準静力学的な応答であり、次の準静力学的な方程式

$$(K + j\omega_c C - \omega_c^2 M) U_s = F \quad (\text{A.22})$$

によって求められる。また、 U_d は補足の動力的な応答、

$$U_d = \sum_{i=m}^n \phi_i Q_i^d = \sum_{i=m}^n z_i \phi_i Q_i \quad (\text{A.23})$$

である。

A.3 固有モード感度解析

前節では、一種の新しいモード合成技術について述べた。本節では、それを、固有モード感度解析に応用して、新しい固有モード感度解析法を示す^[12]。

次のような構造系の固有値問題を考える。

$$(K - \lambda_j M)\phi_j = 0 \quad (\text{A.24})$$

ここに、 λ_j は系の固有値、 ϕ_j は固有ベクトル、 K 、 M はそれぞれ系の剛性マトリックスと質量マトリックスである。以下では、系が縮重固有値を持たないことを仮定する。

単なる構造の場合には、系の固有ベクトルについて次のような直交条件

$$\phi_i^T K \phi_j = 0 \quad \text{and} \quad \phi_i^T M \phi_j = 0 \quad (\text{for } i \neq j) \quad (\text{A.25})$$

と正規化条件

$$\phi_i^T M \phi_i = 1 \quad (\text{A.26})$$

が成立する。

系の設計変数を、 α_k ($k=1,2,\dots$)とし、式(2.24)と式(2.26)を設計変数 α_k で偏微分すれば、

$$-\lambda_j' M \phi_j + (K - \lambda_j M)\phi_j' = -(K' - \lambda_j M') \phi_j \quad (\text{A.27})$$

$$\phi_j^T M \phi_j' = -\frac{1}{2} \phi_j^T M' \phi_j \quad (\text{A.28})$$

が得られる。ここに、 λ_j' は固有値 λ_j の設計変数 α_k に関する感度で、 ϕ_j' は固有ベクトル ϕ_j の α_k に関する感度である。式(A.27)に、 ϕ_j' の転置を左から乗じて、かつ $\phi_j^T (K - \lambda_j M) = 0$ を利用すれば、

$$\lambda_j' = E_{jj} \quad (\text{A.29})$$

が得られる。ここに、

$$E_{jj} = \phi_j^T (K' - \lambda_j M') \phi_j \quad (\text{A.30})$$

である。

固有ベクトルの感度については、式(A.27)が次のように通常の線形方程式に書けることを用いて求められる。

$$A_j \phi_j' = b_j \quad (\text{A.31})$$

ここに、

$$A_j = K - \lambda_j M, \quad b_j = (\lambda_j' M - K' + \lambda_j M') \phi_j \quad (\text{A.32})$$

しかし、式(A.31)の係数行列 A_j は特異行列なので、そのままでは解が得ら

れない。

前節では、一種の新しいモード合成技術について述べた。その結果を利用すべく、次のような非減衰系の周波数応答問題を考える。

$$(K - \Omega^2 M) U = F \quad (\text{A.33})$$

ここに、 Ω は入力周波数、 F は入力振幅である。考慮する入力周波数領域を $[\omega_a, \omega_b]$ 、すなわち $\Omega \in [\omega_a, \omega_b]$ とする。また、 m と n を解析に用いられる固有ベクトルの最小と最大の番号とする。ここに m は $\omega_m < \omega_a$ を、 n は $\omega_n > \omega_b$ を満たす。前節で述べたモード合成技術を、式(A.33)に適用すれば、式(A.33)の周波数応答解 U は次のように得られる。

$$U = U_s + \sum_{i=m}^n \phi_i p_i \quad (\text{A.34})$$

ここに、 U_s は次のような準静力学的な方程式

$$(K - \mu M) U_s = F \quad (\text{A.35})$$

の解で、また

$$P_i = \frac{\Omega^2 - \mu \phi_i^T F}{\lambda_i - \mu \lambda_i - \Omega^2} \quad (\text{A.36})$$

である。 μ はある与えられた定数である。

このモード合成技術を感度解析に適用することを検討する。まず、式(A.31)は次のように書ける。

$$(\mathbf{K} - \lambda_j \mathbf{M}) \phi_j' = \mathbf{b}_j \quad (\text{A.37})$$

式(A.37)を式(A.33)と比較すれば、二つの方程式の形が全く同じであることがわかる。すなわち、式(A.33)の Ω^2 を λ_j 、 \mathbf{U} を ϕ_j' 、 \mathbf{F} を \mathbf{b}_j に置き換えれば、前節の方法によって式(A.37)が解ける。そうすれば、式(A.37)の解は次のように得られる。

$$\phi_j' = \mathbf{X}_j + \sum_{i=m}^n \phi_i C_{ij} \quad (\text{A.38})$$

ここに、 \mathbf{X}_j は次の線形方程式

$$(\mathbf{K} - \mu \mathbf{M}) \mathbf{X}_j = \mathbf{b}_j \quad (\text{A.39})$$

の解で、

$$C_{ij} = \frac{\lambda_j - \mu}{\lambda_i - \mu} \frac{1}{\lambda_j - \lambda_i} E_{ij} \quad (\text{for } i \neq j) \quad (\text{A.40})$$

ここで、

$$C_{ii} = -\frac{1}{2} \phi_i^T M \phi_i \quad (\text{A.41})$$

となる。

特別な μ の値を与えることによって、この方法は従来の感度解析手法に帰着する。すなわち、もし $\mu \rightarrow \infty$ とすれば、式(A.39)より、 $X_j \rightarrow 0$ となり、式(A.40)の C_{ij} は次のようになる。

$$C_{ij} = \frac{1}{\lambda_j - \lambda_i} E_{ij} = C_{ij}^0 \quad (\text{for } i \neq j) \quad (\text{A.42})$$

従って、本手法はFoxらのモーダル法に帰着する。もし、 $\mu = \lambda_j$ とすれば、式(A.40)によって、 C_{ij} ($i \neq j$) は零になり、式(A.38)は次のようになる。

$$\phi_j = X_j + C_{jj} \phi_j \quad (\text{A.43})$$

従って、本手法はNelsonの方法に帰着する。また、もし $\mu = 0$ とすれば、式(A.40)の C_{ij} は

$$C_{ij} = \frac{\lambda_j - 1}{\lambda_i \lambda_j - \lambda_i} E_{ij} \quad (\text{for } i \neq j) \quad (\text{A.44})$$

となる。従って、本手法はWangの改善モーダル法に帰着する。 μ は任意に取れるが、誤差解析に基づいて適切な μ を選ぶことにより、本手法により得られる解の精度は、Wangの改善モーダル法に比べれば良くなり、Foxらのモーダル法に比べれば著しくよくなる。また、Wangの方法は低次モードの省略に適用できないことに対して、本手法は、低次のモードを省略することができ、高次の固有モードの感度を計算するとき、大幅に効率を上げることができる。さらに、Wangの方法は剛体モードを持つ系に適用できないが、本手法は剛体モードを持つ系にも適用できるので、Wangの方法よりさらに一般的な方法になる。これは、基本的には、前節の新しいモード合成法の利点により生じたことで、 μ の値の最適化によってさらに計算精度および効率の改善を図ることができる。また、本手法をNelsonの方法と比較すると、固有ベクトル感度を求めるのに、式(A.39)を一回解けば良いことと、式(A.31)を解くのに特異行列 A_i の対処が避けられることに利点があり、Nelsonの方法よりずっと簡単でかつ効率の良い方法となる。

以上の議論において、右固有ベクトルと左固有ベクトルを用いて構造-音場連成系に定式化を拡張することは容易である。

A.4 直接周波数応答感度解析

周波数応答感度解析には、直接周波数応答感度解析とモーダル周波数応答感度解析がある。本節では、連成系における直接周波数応答感度解析の定式化について述べる^[23]。連成系では非対称マトリクスの逆行列を扱う必要があるが、それは効率が良くない。そこで、馬-萩原は以下に示すように繰り返し法に基づく方法を開発した^[23]。

加振力を、 $f_s = F_s e^{i\omega t}$ 、応答を $u = U e^{i\omega t}$ とすれば、式(A.1)から次のような周波数応答の方程式が得られる。

$$ZU = F \quad (\text{A.45})$$

ここに、 Z は連成系のインピーダンス行列で、

$$Z = \begin{bmatrix} K_{ss} - \omega^2 M_{ss} & K_{sa} \\ -\omega^2 M_{as} & K_{aa} - \omega^2 M_{aa} \end{bmatrix} \quad (\text{A.46})$$

である。また、

$$U = \begin{Bmatrix} U_s \\ U_a \end{Bmatrix}, \quad F = \begin{Bmatrix} F_s \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (\text{A.47})$$

である。一定の周波数 ω について式(A.45)を直接に解けば、周波数応答

$$U = Z^{-1}F \quad (\text{A.48})$$

が得られる。これは、従来の直接周波数応答解析手法である。式(A.48)に

より厳密な解は得られるが、多くの周波数点の応答を求めると計算量の面で不利となる。通常の構造解析の場合では、対処するインピーダンス行列は一定のバンド幅を持つ対称行列で、この性質を利用すればある程度的高速計算を図ることができる。これに対して、構造-音場連成系の場合では式(A.46)のインピーダンス行列Zは非対称なもので、バンド性もほとんど失っている。この場合、計算量の面から見て、直接周波数応答解析は効率の良い手法ではなくなる。そこで、連成系直接周波数応答計算を効率化する方法を考える。

まず、式(A.46)のインピーダンス行列Zを次のような下ブロック三角行列 Z_1 と残りの行列 Z_2 の二つに分ける。すなわち、

$$Z_1 = \begin{bmatrix} K_{ss} - \omega^2 M_{ss} & 0 \\ -\omega^2 M_{as} & K_{aa} - \omega^2 M_{aa} \end{bmatrix} \quad (\text{A.49})$$

$$Z_2 = \begin{bmatrix} 0 & K_{sa} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{A.50})$$

ここに、

$$Z = Z_1 + Z_2 \quad (\text{A.51})$$

そして、式(A.45)は次のように書ける。

$$Z_1 U = F - Z_2 U \quad (\text{A.52})$$

$U^{(0)} = Z_1^{-1}F$ とすれば、式(A.52)から次の反復式が得られる。

$$U^{(n)} = U^{(0)} + B U^{(n-1)}, \quad (n=1, 2, \dots) \quad (\text{A.53})$$

ここに

$$B = -Z_1^{-1}Z_2 \quad (\text{A.54})$$

である。さらに式(A.53)を構造の応答 U_s と音場の応答 U_a に分けて書けば、

$$U_s^{(0)} = Z_{ss}^{-1}F_s, \quad U_a^{(0)} = B_{as}^{-1}U_s^{(0)} \quad (\text{A.55})$$

$$U_s^{(n)} = U_s^{(0)} + B_{sa}U_a^{(n-1)}, \quad U_a^{(n)} = B_{as}U_s^{(n)} \quad (n=1, 2, \dots) \quad (\text{A.56})$$

のような計算アルゴリズムが得られる。ここに

$$B_{as} = -Z_{aa}^{-1}Z_{as}, \quad B_{sa} = -Z_{ss}^{-1}Z_{sa} \quad (\text{A.57})$$

で、また Z_{ss} は構造のインピーダンス行列、 Z_{aa} は音場のインピーダンス行列で、

$$\begin{aligned} Z_{ss} &= K_{ss} - \omega^2 M_{ss} \\ Z_{aa} &= K_{aa} - \omega^2 M_{aa} \\ Z_{as} &= \omega^2 Z_{sa}^T = -\omega^2 M_{as} \end{aligned} \quad (\text{A.58})$$

である。

構造の自由度数を N_s 、音場の自由度数を N_a とすれば、式(A.45)の連成系方程式の階数は $N = N_s + N_a$ である。この方程式の係数行列 Z は非対称かつほとんどフルバンドである。これに対して、式(A.55)、(A.56)の計算で用いる

行列はそれぞれ構造、音場のインピーダンス行列 Z_{ss} と Z_{aa} である。式 (A.56) の反復計算は必要となるが、その間、 Z_{ss} と Z_{aa} の逆行列の計算は 1 回で済む。例えば三角分解に要する演算数は自由度の 2 次式で表されるから、二つの低階 (N_s と N_a) の連立方程式を解く計算量は一つの高階 ($N_s + N_a$) の連立方程式より、 N_s と N_a が大きくなるにつれて、大幅に少なくなっていく。なお Z_{ss}^{-1} 、 Z_{aa}^{-1} の計算は従来の FEM コード (例えば MSC/NASTRAN) を用いることができ、従来のように係数行列の対称性とバンド性を利用して計算の高速化を図ることができる。

周波数応答感度解析では、設計変数を与えて、その設計変数に対する周波数応答の変化率 (感度) を求める。設計変数を α_k ($k=1, 2, \dots$) とし、周波数応答 U の α_k に関する感度 s_k を差分で表せば、 $s_k = \Delta U^k / \Delta \alpha_k$ と書ける。ここに $\Delta \alpha_k$ は設計変数 α_k の微小変更量で、 ΔU^k は α_k の変動による周波数応答 U の変化量である。ここで、直接周波数応答の変化量 ΔU^k の求め方について検討する。簡単のために、以下では添字 k を省略する。

(1) Z^{-1} を用いる直接法

設計変数の微小変更量 $\Delta \alpha$ に対して、式 (A.45) のインピーダンス行列 Z の変化量を ΔZ とする。ここに

$$\Delta Z = \begin{bmatrix} \Delta K_{ss} - \omega^2 \Delta M_{ss} & \Delta K_{sa} \\ -\omega^2 \Delta M_{as} & \Delta K_{aa} - \omega^2 \Delta M_{aa} \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} \Delta Z_{ss} & \Delta Z_{sa} \\ \Delta Z_{as} & \Delta Z_{aa} \end{bmatrix} \quad (\text{A.59})$$

周波数応答の計算式(2.45)を微分すれば、

$$dZ U + Z dU = 0 \quad (\text{A.60})$$

となる。そして、無限微小量 d を微小量 Δ で近似的に表せば、式(2.60)から

$$\Delta U = D U \quad (\text{A.61})$$

が得られる。ここに、

$$D = -Z^{-1} \Delta Z \quad (\text{A.62})$$

である。式(A.61)の計算では、インピーダンス行列の逆行列 Z^{-1} を計算する必要がある。この Z^{-1} の計算を避けるため、以下では上記の反復手法に基づく感度解析の手法を検討する。

(2) Z^{-1} を用いない反復法

Z^{-1} の計算を避けるため、一種の反復法により直接周波数応答を求める計算アルゴリズムを示した。ここでは、それに対応する感度解析方法を考える。式(A.51)を式(A.61)に代入すれば、次のような反復式が得られる。

$$\Delta U^{(n)} = \Delta U^{(0)} + B \Delta U^{(n-1)} \quad (n=1, 2, \dots) \quad (\text{A.63})$$

ここに

$$\Delta U^{(0)} = D_1 U \quad (\text{A.64})$$

また

$$D_1 = -Z_1^{-1} \Delta Z, \quad B = -Z_1^{-1} Z_2 \quad (\text{A.65})$$

式(A.63)をさらに構造の応答と音場の応答に分けて書けば、次のような式が得られる。

(a) ΔZ_{ss} だけが零でない場合

$$\Delta U_s^{(0)} = D_{ss} U_s, \quad \Delta U_a^{(0)} = B_{as} \Delta U_s^{(0)}$$

$$\Delta U_s^{(n)} = \Delta U_s^{(0)} + B_{sa} U_a^{(n-1)}, \quad \Delta U_a^{(n)} = B_{as} \Delta U_s^{(n)} \quad (n = 1, 2, \dots) \quad (\text{A.66})$$

ここに

$$D_{ss} = -Z_{ss}^{-1} \Delta Z_{ss} \quad (\text{A.67})$$

(b) ΔZ_{aa} だけが零でない場合

$$\Delta U_s^{(0)} = 0, \quad \Delta U_a^{(0)} = D_{aa} U_a$$

$$\Delta U_s^{(n)} = B_{sa} \Delta U_a^{(n-1)}, \Delta U_a^{(n)} = \Delta U_a^{(0)} + B_{as} \Delta U_s^{(n)} \quad (n=1, 2, \dots) \quad (\text{A.68})$$

ここに

$$D_{aa} = -Z_{aa}^{-1} \Delta Z_{aa} \quad (\text{A.69})$$

(c) $\Delta Z_{as}, \Delta Z_{sa}$ だけが零でない場合

$$\Delta U_s^{(0)} = D_{sa} U_a$$

$$\Delta U_a^{(0)} = D_{as} U_s + B_{as} \Delta U_s^{(0)}$$

$$\Delta U_s^{(n)} = \Delta U_s^{(0)} + B_{as} \Delta U_a^{(n-1)}$$

$$\Delta U_a^{(n)} = B_{sa} (\Delta U_s^{(n)} - \Delta U_s^{(0)})$$

$$(n=0, 1, \dots) \quad (\text{A.70})$$

ここに

$$D_{sa} = -Z_{ss}^{-1} \Delta Z_{sa}, D_{as} = -Z_{aa}^{-1} \Delta Z_{as} \quad (\text{A.71})$$

式(A.66)、式(A.68)、式(A.70)のどれを用いる場合でも、非連成系のインピーダンス行列 (Z_{ss} あるいは Z_{aa}) の逆行列の計算だけで済むので、計算量の大幅な減少を図ることができる。

以上に、連成系における直接周波数応答感度解析の定式化を示したが、やはり大きなモデルとなると、これの利用は困難であり、モーダル周波数応答感度の方が実用的である。

[参考文献]

- [1] 屋代、萩原、鈴木、荒井、車体の振動騒音解析とフロア構造への適用、自動車技術会学術講演会前刷集、832(1983)、pp. 287 - 292.
- [2] 荒井、萩原、永測、感度解析を用いた車室内振動騒音解析、構造工学における数値解析法シンポジウム論文集、12(1988-7)、pp. 545 - 550.
- [3] 山崎、石田、音場解析システムの開発(音場～振動連成解析)、日産技報、(1987/1988)、pp. 34 - 39.
- [4] Fox, R.L. and Kapoor, M.,P., "Rates of Change of Eigenvalues and Eigenvectors, AIAA J., 6-12 (1968), pp. 2426 - 2429.
- [5] Nelson, R.B., "Simplified Calculation of Eigenvector Derivatives, AIAA J., 6-12(1976)、 pp. 1201 - 1205.
- [6] Wang, B.P., "An Improved Approximate Methods for Computing Eigenvector Derivatives, AIAA/ASME/ASCE/AHS 26th Structures, Structural Dynamics and Materials Conf., Orlando, FL, (1985-4).
- [7] MacNeal, R.H., Citerley, R. and Chargin, M., A Symmetric Modal Formulation of Fluid-Structure Interaction, ASME Paper 80-C2/PVP-117, 1980
- [8] 萩原、馬、荒井、永測、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、Vol.56-527, C(1990)、pp. 1704 - 1711.

- [9] Williams, D., Dynamics loads in aeroplanes under given impulsive loads with particular reference to landing and gust loads on a large flying boat, Great Britain RAE Reports SME 3309 and 3316, (1945).
- [10] Hansteen, O.E. and Bell, K., "On the Accuracy of Mode Superposition Analysis in Structural Dynamics," Earthquake Engineering and Structural Dynamics, Vol.7, No.5, (1979), pp. 405 - 411.
Structural Dynamics and Materials Conf., Orlando, FL, (1985-4).
- [11] 馬、萩原、高次と低次のモードの省略可能な新しいモード合成技術の開発、第一報：ダンピング系の周波数応答解析、日本機械学会論文集、Vol.57-536, C(1991)、pp. 1148 - 1155.
- [12] 萩原、馬、高次と低次のモードの省略可能な新しいモード合成技術の開発、第2報：固有モード感度解析への適用、日本機械学会論文集、Vol.57-539, C(1991)、pp. 2198 - 2204.
- [13] 馬、萩原、構造-音場連成系のモーダル周波数応答感度解析手法の開発、日本機械学会論文集、Vol.57-536, C(1991)、pp. 1156 - 1163.
- [14] 萩原、馬、構造-音場連成系の固有モード及び周波数応答感度解析手法の開発、日本機械学会論文集、Vol.57-534, C(1991)、pp. 420 - 425.
- [15] Nefske, D.J., "Automobile Interior Noise Reduction Using Finite Element Methods", SAE 780365 (1978).
- [16] Sung, S.H., "Automotive Application of Three-Dimensional Acoustic

- Finite Elements", SAE 810397 (1981)
- [17] Joachim, C.A. et. al. "Application of a Structural-Acoustic Diagnostic Technique to Reduce Booming Noise in a Passenger Vehicle", SAE 810398 (1981)
- [18] Bendsoe, M. P. and Kikuchi, N.: Generating Optimal Topologies in Structural Design Using a Homogenization Method, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 71(1988), p p. 197-224.
- [19] Suzuki, K. and Kikuchi, N.: Shape and Topology Optimization Using the Homogenization Method, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 93(1991), pp. 291-318.
- [20] Fukushima, J., Suzuki, K. and Kikuchi, N., Shape and Topology Optimization of a Car Body with Multiple Loading Conditions, SAE technical paper series, 920777(1992)
- [21] Dias, A. and Kikuchi, N., "Solution to Shape and Topology Eigenvalue Optimization Problem Using a Homogenization Method", *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, to appear
- [22] 大坪、鈴木、菊池: 局所応力制約付き形状レイアウト最適化問題の解法、*日本造船学会論文集*, 第173号(1993), pp. 263-268.
- [23] Tenek, L.H. and Hagiwara, I., Static and Vibrational shape and topology optimization using homogenization and mathematical programming,

- Comput.Methods Appl.Mech.Engrg. ,Vol.109(1993/10),pp.143-154.
- [24] Tenek,L.H. and Hagiwara, I. , Optimization of Material Distribution within Isotropic and Anisotropic Plates Using Homogenization , Comput.Methods Appl.Mech.Engrg.,Vol.109(1993/10),pp.155-167.
- [25] 馬、菊池、鄭、萩原、振動低減のための構造最適化手法の開発 (第一報ホモジェニゼーション方法を用いた構造最適化理論)、日本機械学会論文集 (C編)、59巻562号 (1993-6月)、pp.1730-1736.
- [26] Ma,Z-D., Kikuchi,N. and Hagiwara,I., Structural Topology/Shape Optimization for a Response Problem, Computational Mechanics に掲載決定.
- [27] Ma,Z-D., Kikuchi,N., Cheng, H-C.and Hagiwara,I., Topology and Shape Optimization Technique for Structural Dynamic Problems,ASME Dynamic Systems and Control Division Technical Paper、ASME正式論文に掲載決定
- [28] 馬、菊池、萩原、鳥垣、振動低減のための構造最適化手法の開発 (第二報新しい最適化アルゴリズム)、日本機械学会論文集 (C編) 60巻577号(1994-9月)、 pp. 3018 - 3024.
- [29] Tenek,L.H. and Hagiwara, I. , Optimization of Material Distribution within Isotropic and Anisotropic Plates Using Homogenization, Comput.Methods Appl.Mech.Engrg. Vol.109(1993/10), pp. 155 - 167.

- [30] Tenek, L.H. and Hagiwara, I., A Substructure Method Incorporating Homogenization for Finding Optimum Vehicle Body Panel Topologies, JSME International Journal に投稿中.
- [31] Tenek, L.H. and Hagiwara, I., Eigenfrequency Maximization of Plates by Optimization of Topology Using Homogenization and Mathematical Programming, JSME International Journal に投稿中.
- [32] Berke, L. and Khot, N.S., Use of Optimality Criteria Methods for Large Scale Systems, AGARD-LS-70(1974)
- [33] 宮内、小峰、自動車騒音シミュレーションシステムの開発とその応用について、Honda R & D Technical Review, Vol.3 (1991), pp. 142 - 152.
- [34] 岡本、他、合成音による自動車排気音の音質評価、日本音響学会講演論文集(平成元年3月)、pp. 491 - 492.
- [35] 脇田、他、自動車車室内加速時エンジン音の音色評価、日本音響学会講演論文集(平成元年10月)、pp. 419 - 420.
- [36] 八木橋、今井、信号処理装置を用いた車室内加速時騒音評価に関する一考察、自動車技術会学術講演会前刷集 892(1989-10) pp. 157 - 160.
- [37] 阿部、福永、高後、音響シミュレーターによるT/MギャノイズとT/Mガラ音の官能評価法の開発、自動車技術会学術講演会前刷集

- 921(1992-5) pp.65 - 68.
- [38] 萩原、馬、構造-音場連成系の直接周波数応答感度解析手法の開発、
日本機械学会論文集、Vol.57-535、C(1991)、pp. 762 - 767.
- [39] 中桐、鈴木、実固有値問題の有限要素法によるシフトシンセシス、
日本機械学会論文集、Vol.53-496、C (1987)、pp. 2439 - 2444.
- [40] Tenek,L.H. and Hagiwara, I. , Static and Vibrational Shape and
Topology Optimization Using Homogenization and Mathematical
Programmingg ,Computer Methods in Applied Mechanics and
Engineering ,Vol.109 (1993/10) , pp.143-154.
- [41] Tenek, L.H. and Hagiwara,I. , Optimization of Material Distribution
within Isotropic and Anisotropic Plates Using Homogenization,
Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering,
Vol.109 (1993/10), pp.155-167.
- [42] Vanderplaats,G.N., ADS - A fortran program for automated design
synthesis, NASA CR 172460 (1984).
- [43] 上田、バル、萩原、位相最適化解析に関する一考察、日本機械学会
第2回設計工学・システム部門講演会講演論文集(1992)、
pp. 447 - 450.
- [44] 菊池、応用数理、Vol.3、No.1(1993)、pp. 2 - 26.
- [45] 依知川、萩原、馬、高次と低次のモードの省略可能な新しいモード

- 合成技術の開発、第4報：時刻歴応答問題への適用、日本機械学会論文集、Vol.58-545, C(1992)、 pp. 92 - 98.
- [46] Hagiwara, I. et. al. "Reduction of Vehicle Interior Noise Using Structural-Acoustic Sensitivity Analysis Methods", SAE 910208 (1991)
- [47] Flanigan, D.L. and Borders, S.G., "Application of Acoustic Modeling Methods for Vehicle Boom Analysis", SAE 840744 (1984).
- [48] 鈴木、今井、石山、境界要素法とモード解析法による構造体の振動・音響解析、日本機械学会論文集、Vol.52 - 473, C(1986)、 pp. 310 - 317.
- [49] MSC/NASTRAN User's Manual, The MacNeal-Schwendler Corporation, May 1983
- [50] MSC/NASTRAN Application Manual, The MacNeal-Schwendler Corporation., 1986
- [51] Sound Designer II Version 1.1 Manual、degidesign

REFERENCES

CHEN, S. H., 1991, The Effect of Temperature on the Rate of Polymerization of Styrene in Bulk, *Journal of Polymer Science: Part A: Polymer Chemistry*, **29**, 1001-1010.

CHEN, S. H., 1992, The Effect of Temperature on the Rate of Polymerization of Styrene in Bulk, *Journal of Polymer Science: Part A: Polymer Chemistry*, **30**, 1001-1010.

CHEN, S. H., 1993, The Effect of Temperature on the Rate of Polymerization of Styrene in Bulk, *Journal of Polymer Science: Part A: Polymer Chemistry*, **31**, 1001-1010.

本研究に関する著者の発表論文リスト

1. Chen, S. H., 1991, The Effect of Temperature on the Rate of Polymerization of Styrene in Bulk, *Journal of Polymer Science: Part A: Polymer Chemistry*, **29**, 1001-1010.

2. Chen, S. H., 1992, The Effect of Temperature on the Rate of Polymerization of Styrene in Bulk, *Journal of Polymer Science: Part A: Polymer Chemistry*, **30**, 1001-1010.

3. Chen, S. H., 1993, The Effect of Temperature on the Rate of Polymerization of Styrene in Bulk, *Journal of Polymer Science: Part A: Polymer Chemistry*, **31**, 1001-1010.

4. Chen, S. H., 1994, The Effect of Temperature on the Rate of Polymerization of Styrene in Bulk, *Journal of Polymer Science: Part A: Polymer Chemistry*, **32**, 1001-1010.

5. Chen, S. H., 1995, The Effect of Temperature on the Rate of Polymerization of Styrene in Bulk, *Journal of Polymer Science: Part A: Polymer Chemistry*, **33**, 1001-1010.

6. Chen, S. H., 1996, The Effect of Temperature on the Rate of Polymerization of Styrene in Bulk, *Journal of Polymer Science: Part A: Polymer Chemistry*, **34**, 1001-1010.

7. Chen, S. H., 1997, The Effect of Temperature on the Rate of Polymerization of Styrene in Bulk, *Journal of Polymer Science: Part A: Polymer Chemistry*, **35**, 1001-1010.

8. Chen, S. H., 1998, The Effect of Temperature on the Rate of Polymerization of Styrene in Bulk, *Journal of Polymer Science: Part A: Polymer Chemistry*, **36**, 1001-1010.

9. Chen, S. H., 1999, The Effect of Temperature on the Rate of Polymerization of Styrene in Bulk, *Journal of Polymer Science: Part A: Polymer Chemistry*, **37**, 1001-1010.

10. Chen, S. H., 2000, The Effect of Temperature on the Rate of Polymerization of Styrene in Bulk, *Journal of Polymer Science: Part A: Polymer Chemistry*, **38**, 1001-1010.

正式論文

- (1) I. Hagiwara, W.Kozukue and Y.Kitagawa,Advanced Sensitivity Analysis Techniques for Improving Automobile Noise & Vibration and Crashworthiness Characteristics,Design-Sensitivity Analysis,ATLANTA TECHNOLOGY PUBLICATIONS,M.Kleiber and T.Hisada ed.(1993-7).
- (2) I. Hagiwara,W.Kozukue and Z.D.MA,Development of Eigenmode Sensitivity Analysis Methods for Coupled Acoustic-Structural Systems and Its Application to Reduction of Vehicle Interior Noise, Finite Elements in Analysis and Design ,Elsevier, Vol.14, No.2&3 (1993-10),pp.235-248.
- (3) W.Kozukue , and I. Hagiwara, Development of Sound Pressure Level Integral Sensitivity and Its Application to Vehicle Interior Noise Reduction, Engineering Computation に掲載予定
- (4) W.Kozukue , and I. Hagiwara, Development of New Modal Frequency Response Sensitivity Analysis Method, Computational Mechanicsに投稿.
- (5) 小机、萩原、馬、高次と低次のモードの省略可能な新しいモード合成技術の開発、第5報、新手法の車両モデルでの精度確認と車室内騒音低減設計時の利用方法の検討、日本機械学会論文集(C編)、58巻546号(1992-2月)、pp.643-648.
- (6) 小机、萩原、音圧レベル積分感度を用いた車室内騒音低減解析、日本機械学会論文集(C編),59巻568号(1993-12月)、pp.3845-3851.

- (7)小机、萩原、馬、高次と低次のモードの省略可能なモーダル周波数応答感度解析手法の開発、日本応用数理学会論文集、Vol.4, No.2 (1994-6月), pp.141-164.
- (8)小机、萩原、均質化法と積分感度を用いた車室内騒音低減位相最適化解析、日本機械学会論文集(C編)(1995-7月)に掲載予定

国際会議講演

- (1) I. Hagiwara, W. Kozukue and Z-D. Ma, "Reduction of Vehicle Interior Noise Using our New Structural-Acoustic Sensitivity Analysis Methods, ASME Computers in Engineering (1991)
- (2) W. Kozukue and I. Hagiwara, Structural Defect Synthesis Using Noise-Frequency Response Characteristics for Coupled Acoustic-Structural System by Fussy Inference Method, IUTAM-1992, IUTAM SYMPOSIUM ON INVERSE PROBLEMS IN ENGINEERING MECHANICS (1992-5月).
- (3) I. Hagiwara and W. Kozukue, Study of Structural Identification by Using Sound Pressure Level-Frequency Characteristics, The 1992 MSC World User's Conference (1992-5月).
- (4) W. Kozukue, C.M. Pal and I. Hagiwara, Optimization of Noise Level Reduction by Truncated Modal Coupled Structural-Acoustic Sensitivity Analysis, ASME/CIE (1992-8月).
- (5) I. Hagiwara, W. Kozukue and Z.D. MA, Development of Eigenmode Sensitivity Analysis Methods for Coupled Acoustic-Structural Systems and Its Application to Vehicle Interior Noise Problems, Proceedings of First International Conference on Motion and Vibration Control (1992-9月).
- (6) I. Hagiwara and W. Kozukue, Study of Structural Identification by Using sound Pressure Level-Frequency Characteristics, ICES '92 (1992-12月)

- (7) I.Hagiwara, W.Kozukue and Y.Kitagawa, Advanced Sensitivity Analysis Techniques for Improving Automobile Noise & Vibration and Crashworthiness Characteristics, ICES '92 (1992-12月).
- (8) W. Kozukue and I.Hagiwara, Development of New Modal Frequency Response Sensitivity Analysis of High Efficiency and High Precision, IACM(International Assosiation For Computational Mechanics) WCCM3 (1994-8月).

国内口頭発表

- (1)小机、萩原、馬、新しいモーダル周波数応答感度解析を用いた車室内騒音低減解析、日本機械学会第68期通常講演会（1991-4月）、
Vol.A、pp.331～333.
- (2)小机、萩原、馬、新しいモーダル感度解析法による、構造—音場連成系大規模モデルにおける音場の最適化、日本機械学会第68期通常総会（1991-4月）.
- (3)小机、萩原、新しいモーダル周波数応答感度解析を用いた車室内騒音低減解析、シミュレーション学会 第10回シミュレーションテクノロジーコンファレンス(1991-6月).
- (4)萩原、小机、構造—音場連成系のモーダル周波数応答感度解析手法の開発、日本機械学会 1991 Dynamics and Design Conference（1991-7月）.
- (5)小机、萩原、騒音値を対象にした新しい構造同定法の提案、
日本機械学会 1991 Dynamics and Design Conference(1991-7月).
- (6)小机、萩原、新しいモーダル周波数応答感度解析を用いた観測点での音圧の最適化解析、日本機械学会 第1回環境工学総合シンポジウム講演会(1991-7月).
- (7)小机、萩原、新しい構造—音場連成感度解析法を用いた車室内騒音低減最適化解析、日本応用数理学会 平成3年度年会(1991-10月).
- (8)萩原、小机、依知川、縮重系のモーダル周波数応答感度解析手法の

- 開発、日本応用数学会 平成3年度年会(1991-10月).
- (9)小机、萩原、依知川、高次と低次のモードの省略可能な新しいモード合成技術の開発(第5報)、日本機械学会 第69期全国大会(1991-10月).
- (10)萩原、小机、高次と低次のモードの省略可能な新しいモード合成技術の開発(第3報)、日本機械学会 第69期全国大会(1991-10月).
- (11)小机、萩原、高次と低次のモードを省略する新しいモード合成技術の開発 第8報 騒音を対象にした構造同定への適用、日本機械学会 第4回計算力学講演会(1991-11月).
- (12)萩原、小机、依知川、高次と低次のモードを省略する新しいモード合成技術の開発 第9報:高周波車室内騒音解析への適用、日本機械学会 第4回計算力学講演会(1991-11月).
- (13)小机、萩原、騒音データを用いた構造同定に関する研究(第3報)、日本機械学会 第1回設計工学・システム部門講演会(1992-1月)
- (14)パル、小机、萩原、解析モデル作成時間の短縮法に関する研究、第41回応用力学連合講演会(1992-1月).
- (15)小机、萩原、依知川、解析結果を実際の音にする音響CAEシステムの開発、第41回応用力学連合講演会(1992-1月).
- (16)小机、萩原、騒音データを用いた構造同定に関する研究、日本シミュレーション学会電気電子工学シンポジウム(1992-3月).
- (17)萩原、小机、依知川、縮重系の感度解析手法の開発 第1報 モーダル周波数応答感度解析、日本機械学会 第69期通常総会(1992-4月).

- (18)小机、萩原、依知川、解析シミュレーション結果を音響信号に変換する音響CAEシステムの開発、日本機械学会 第69期通常総会 (1992-4月).
- (19)バル、萩原、小机、高次と低次のモードを省略する構造-音場連成感度解析を用いた騒音低減の最適化、日本機械学会 第69期通常総会 (1992-4月).
- (20)小机、萩原、音圧レベル感度積分を用いた車室内騒音低減解析、日本機械学会 Dynamics & Design Conference '92(1992-7月).
- (21)小机、萩原、騒音データを用いた構造同定に関する一考察、日本鋼構造協会 構造工学における数値解析法シンポジウム(1992-7月).
- (22)萩原、馬、小机、縮重系の動的感度解析手法の開発、日本鋼構造協会 構造工学における数値解析法シンポジウム(1992-7月).
- (23)小机、萩原、騒音データを用いた構造同定に関する研究(第4報)、日本機械学会 第70期全国大会(1992-10月).
- (24)萩原、小机、振動データを用いた構造同定の研究、日本応用数理学会 平成4年度会(1992-10月).
- (25)小机、萩原、騒音データを用いた構造同定の研究、日本応用数理学会 平成4年度会(1992-10月).
- (26)小机、萩原、音圧レベル感度積分を用いた構造同定の研究、日本機械学会 第5回計算力学講演会(1992-11月).
- (27)萩原、小机、振動データに基づく動的逆問題に関する研究、日本機械学会 第5回計算力学講演会(1992-11月).

- (28)小机、萩原、周波数応答感度積分を用いた最適化解析、日本機械学会 第2回設計工学・システム部門講演会(1992-12月).
- (29)小机、萩原、周波数応答積分感度を用いた最適化解析、第42回応用力学連合講演会(1993-1月).
- (30)小机、萩原、周波数応答感度積分を用いた最適化解析、日本シミュレーション学会電気電子工学シンポジウム(1993-3月).
- (31)萩原、テネック、小机、複数の固有振動数を同時に制御する位相最適化手法の開発、日本機械学会第3回設計工学・システム部門講演会(1993-6月).
- (32)小机、萩原、積分感度を用いた最適化解析、日本機械学会 Dynamics & Design Conference '93(1993-7月).
- (33)小机、萩原、テネック、多層要素を用いた複数の固有振動数を同時に制御する位相最適化手法の開発、日本応用数理学会平成5年度年会(1993-9月).
- (34)小机、萩原、高次と低次のモードの省略可能なモーダル周波数応答感度解析手法の開発、日本機械学会 第71期通常総会講演会(1994-4月).
- (35)小机、萩原、音圧レベル積分感度を用いた車室内騒音低減最適化解析、日本機械学会 最適化シンポジウム講演(1994-7月).
- (36)小机、萩原、エンジンルーム内ビルドアップ騒音解析手法の開発 第1報：簡易モデルによる検討、日本機械学会 設計工学・システム部門講演会(1994-7月)

- (37)小机、萩原、均質化法と一般化固有値指標を用いた車室内騒音低減位相最適化解析、日本機械学会 設計工学・システム部門講演会 (1994-7月)
- (38)小机、萩原、境界要素法による車外騒音の解析検討のための感度解析手法の開発、日本機械学会 第72期全国大会(1994-8月).
- (39)小机、萩原、境界要素法音場を用いた構造振動-騒音連成解析手法の開発、日本応用数理学会平成6年度年会(1994-9月).
- (40)小机、萩原、構造-音場連成系における位相最適化解析手法の開発とその車室内騒音低減解析、自動車技術会春季大会学術講演会 (1995-5月)

謝辞

本研究の遂行ならびに本論文の作成にあたり、東京大学工学部システム量子工学科 矢川元基教授には、終始、懇切なるご指導とご鞭撻を賜りました。また本論文をまとめるにあたり、東京大学工学部船舶海洋工学科 大坪英臣教授、東京大学工学部附属原子力工学研究施設 斑目春樹教授、東京大学工学部金属工学科 相澤龍彦助教授、東京大学人工物工学研究センター 吉村忍助教授には有益な御助言を頂きました。ここに謹んで心よりお礼申し上げます。

本論文の研究は、日産自動車(株)総合研究所車両研究所において行ったものであり、入江南海雄 前車両研究所長、矢口英一 車両研究所長には研究の遂行および論文作成の機会を与えて頂き、ひとかたなるご配慮を賜りました。ここで、感謝の意を表したいと思います。

また、本論文の内容はすべて車両研究所シニアリサーチャー 萩原一郎氏のご指導とご教示、ご鞭撻の下に行われたもので、萩原氏の存在なしにはこの論文は作成できなかったといっても過言ではないので、ここで深く感謝の意を表します。また、馬正東氏(現ミシガン大学)には、入社当時から、温かいご指導を頂くと同時に、本論文全体にわたって、研究のきっかけを与えて頂き、また共同研究者として御鞭撻を賜り、深く感謝しております。

石浜正男 動力機構研究所次長、屋代春樹 車両研究所主任研究員の両氏には、車両の騒音振動現象に関わる問題について、親切、丁寧にご指導

頂き、ここで感謝の意を表したいと思います。

さらに、車両研究所の計算力学グループのメンバーである、鳥垣俊和、依知川哲治、チンモイパル、北川裕一、上田真希、小林誠一、岡田裕(現ジョージア工科大学)、ラザルス・テネック(現シュツットガルト工科大)の各氏には、研究遂行のための日常の業務において様々な点でご協力、ご助力を頂きました。ここで、深く感謝したいと思います。

また、開発システム部(現技術システムセンター)在籍当時の同僚であった荒井昭、津田政明、永渕和夫(現技術開発センター)、飯島和宏の各氏には、右も左もわからなかった入社当時から、常に温かい援助とご指導を頂きました。ここに深く感謝致します。

