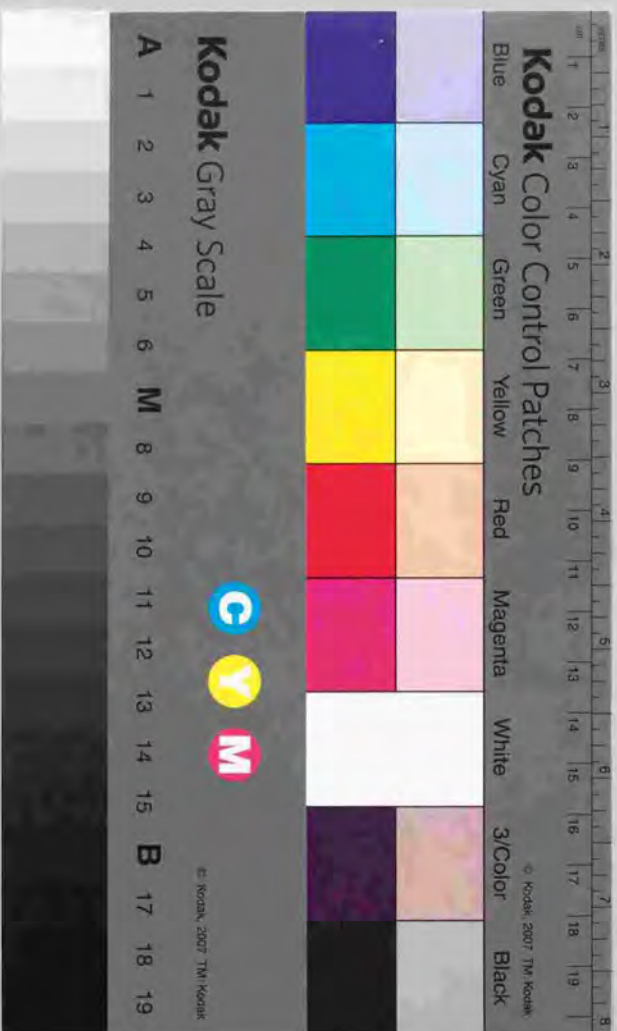


自動車の騒音放射特性と道路交通騒音の  
予測に関する研究

野野原 夫



①

自動車の騒音放射特性と道路交通騒音の  
予測に関する研究

押 野 康 夫



## 目 次

|                                  |    |
|----------------------------------|----|
| 第1章 まえがき                         | 1  |
| 第2章 自動車の騒音放射特性に関する基礎的検討          | 3  |
| 2.1 主要音源による騒音放射特性                | 3  |
| 2.1.1 エンジン系騒音                    | 3  |
| 2.1.2 排気系騒音                      | 6  |
| 2.1.3 タイヤ騒音                      | 8  |
| 2.2 自動車走行騒音の音源位置に関する検討           | 16 |
| 2.2.1 測定方法                       | 16 |
| 2.2.2 走行車両から放射される音響インテンシティ       | 17 |
| 2.2.3 音源位置に関する検討                 | 20 |
| 2.3 まとめ                          | 24 |
| 第3章 自動車走行騒音の音響パワーレベルの変動要因に関する検討  | 25 |
| 3.1 一般公道における自動車走行騒音パワーレベルの現状     | 26 |
| 3.1.1 定常走行区間の場合                  | 26 |
| 3.1.2 信号交差点付近の場合                 | 32 |
| 3.2 走行状態の違いによる自動車走行騒音パワーレベルの変化   | 39 |
| 3.2.1 エンジン・排気系騒音に影響する主な要因と実験式の作成 | 39 |
| 3.2.2 タイヤ騒音の速度依存性                | 46 |
| 3.2.3 自動車走行騒音パワーレベルの推定           | 48 |
| 3.3 大型車の個体差による部位別パワーレベルの変化       | 50 |
| 3.3.1 測定方法                       | 51 |
| 3.3.2 タイヤの種別によるパワーレベルの変化         | 53 |
| 3.3.3 積載量の違いによるエンジン系騒音とタイヤ騒音の変化  | 56 |
| 3.3.4 車両の違いによるエンジン系騒音の差          | 57 |
| 3.4 路面性状の違いによる自動車走行騒音パワーレベルの変化   | 58 |
| 3.4.1 試験路面の性状                    | 58 |
| 3.4.2 路面の粗さレベルと自動車走行騒音の関係        | 65 |
| 3.5 まとめ                          | 70 |

|                                 |     |
|---------------------------------|-----|
| 第4章 市街地における自動車の走行パターンと発生騒音の推定   | 72  |
| 4.1 市街地における走行パターン               | 72  |
| 4.1.1 走行パターンの実態                 | 72  |
| 4.1.2 走行パターンのモデル化               | 74  |
| 4.2 自動車の発生騒音パワーレベルの推定           | 81  |
| 4.2.1 エンジン回転数の推定方法              | 81  |
| 4.2.2 アクセル開度の推定方法               | 83  |
| 4.2.3 自動車走行騒音の推定結果              | 86  |
| 4.3 まとめ                         | 88  |
| 第5章 交通流の推定と道路交通騒音の予測に関する検討      | 89  |
| 5.1 予測モデルの考え方                   | 90  |
| 5.2 交通流の推定                      | 92  |
| 5.2.1 推定手法                      | 92  |
| 5.2.2 推定結果                      | 97  |
| 5.3 道路交通騒音の予測                   | 104 |
| 5.3.1 予測フロー                     | 104 |
| 5.3.2 予測精度に関する検討                | 105 |
| 5.4 まとめ                         | 112 |
| 第6章 本研究のまとめ                     | 113 |
| 謝辞                              | 116 |
| 参考文献                            | 117 |
| 付録A 自動車走行騒音の鉛直面内指向性に関する検討       | 121 |
| 付録B タイヤ騒音の干渉による自動車走行騒音パワーレベルの変化 | 125 |
| 付録C 交通流モデルによって推定される速度パターン       | 136 |

## 第1章 まえがき

道路交通騒音は依然として深刻な状態が続いており、都市部を中心として大きな社会問題となっている。この原因としては、交通量の増大、道路周辺地域における住宅の密集化、道路網の整備による輸送の高速化およびそれに伴う騒音公害地域の拡大などがあり、効果的な騒音対策が必要となっている。道路交通騒音の低減対策としては、騒音発生源である自動車の騒音低減、交通流制御、道路構造の変更、遮音壁の設置、低騒音舗装など多方面からの対策が考えられる。

環境工学の分野から騒音低減対策を考えてみると、土地利用形態などを考慮して地域に即した方法で実施する必要があるが、特に近年の都市部においては景観の確保も重要となっており、騒音対策は一層難しい状態になりつつある。そのため、今後の騒音対策には高度な技術が要求されるようになるが、このような対策を効果的に実施するためには、その基礎データとして自動車の騒音放射特性を詳細に把握しておくことが重要であると同時に、対策効果の予測が不可欠である。

本研究は、環境工学の視点から道路交通騒音の低減あるいは予測のための基礎資料を得ることを目的としているが、走行車両の発生騒音の特性については、自動車工学の視点から詳細に把握しておく必要がある。このような点を考慮すると研究のアプローチのしかたとしては、図1.1に示すように自動車工学と環境工学の両側面からの検討が必要である。

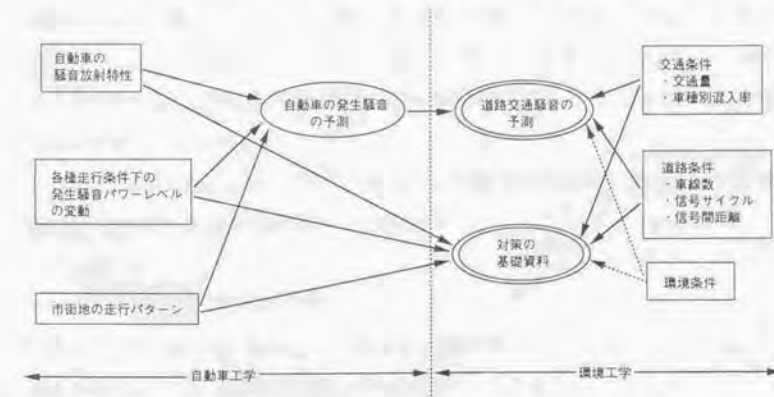


図1.1 研究のフロー



すなわち、騒音予測にしても対策にしても、まずは騒音の発生源である自動車の騒音放射特性や各種走行条件下における発生騒音の変化について詳細な検討を行う必要がある。これらを基礎資料として対策手法や予測手法の検討を行うことになるが、各種対策手法の検討においては、その効果は予測モデルによって事前に検討することが不可欠である。特に、道路交通騒音の予測においては、市街地のような非定常の交通流にも対応できる汎用性の高いモデルの開発が必要である。

このような背景をもとに、本研究では、自動車の騒音放射特性と道路交通騒音の予測について詳細な検討を行った。本論文の内容は以下の通りである。第2章では、音響インテンシティ法によって自動車走行騒音の放射パターンや音源位置について検討した。第3章では、走行条件、個体差、路面性状等の違いによって変化する自動車走行騒音の音響パワーレベルについて検討した。第4章では、一般公道における自動車の走行パターンと発生騒音の関係について検討した。第5章では、汎用性の高い道路交通騒音の予測モデルの作成を目指して、交通流のダイナミックシミュレーションに基づく予測手法について検討した。さらに、第6章では、以上の結果の要約するとともに今後の研究課題について述べた。

## 第2章 自動車の騒音放射特性に関する基礎的検討

道路交通騒音を予測する場合、自動車走行騒音の音源特性や音源位置は予測の精度を左右する重要な要因である。従来、走行車両の音源特性としては、簡便で実用的な方法として一般に無指向性点音源が仮定されているが、その音源位置の設定についてはあいまいな点が多い。例えば、昭和50年に音響学会から提案された道路交通騒音の予測式<sup>1)</sup>いわゆる音響学会式<sup>1)</sup>の場合、音源を地上高30cmの位置に設定しているが、その基礎データとして音響パワーレベルを求める場合には、音源を走行線上に設定して分析している。さらに英国における道路交通騒音の予測式<sup>2)</sup>のように、地上高50cmの位置に設定する場合もあり、音源位置の設定に関しては一般性がない。このようなことから、車両の騒音放射特性に関する十分な基礎データを基に、音源位置の設定について詳細な検討を行う必要がある。

一方、道路交通騒音の低減対策について考えてみると、騒音発生源である自動車側のみならず、道路環境側からの対策も必要である。道路環境側からの一般的な対策としては、道路構造の変更や遮音壁等の設置があるが、これらの対策を効果的に実施するためには、自動車走行騒音の放射特性や音源位置を充分考慮に入れる必要がある。

このように、道路交通騒音の予測あるいは低減のいずれの問題を考える場合にも、自動車走行騒音の放射特性や音源位置が非常に重要となる。そのためには、まずエンジン系、排気系、タイヤ系などの主要音源の騒音放射特性を把握すると同時に、自動車走行騒音の指向性について詳細な検討が必要である。これらの検討を効果的に行うためには、音響エネルギー流の可視化や部位別発生騒音の測定に最適な音響インテンシティ法による測定が一つの有効な方法である。

そこで、本章では、音響インテンシティ法による測定結果を基にして、主要音源別の騒音放射特性や走行車両の音源位置について検討した。

### 2.1 主要音源による騒音放射特性

自動車の走行騒音は、主にエンジン系騒音、排気系騒音、タイヤ騒音などから成っている。以下では、これら主要音源の騒音放射特性について検討した。

#### 2.1.1 エンジン系騒音

エンジン系騒音には、燃焼による衝撃やピストンの往復運動がシリンダブロックやオイ

ルバンなどを励振して発生する騒音、エンジンを冷却するためのファンによる騒音、吸排気弁の開閉によって生じる脈動音、吸気口における気流音など、近接した多くの部位からの発生騒音が含まれている<sup>3)</sup>。そのため、エンジン系騒音の低減や放射特性を検討するためには、各部位からの発生騒音を分離して測定する必要がある<sup>4)~6)</sup>。しかし、道路交通騒音の予測や環境側からの騒音対策を考える場合、エンジン系騒音が自動車のどの部位から放射され、どのように伝搬するかを把握することが重要である。

そこで、まず自動車の周囲においてエンジン系騒音の放射強度を調べるため、乗用車（4気筒1800cc F R車）と大型トラック（6気筒12500cc）のエンジンを2000rpm（無負荷）で回転させ、車両の前面および側面において20cm間隔で音響インテンシティの法線方向成分を測定した<sup>7)</sup>。図2.1と図2.2は、乗用車と大型トラックに関するオーバーオールレベルのコンターマップである。



図2.1 乗用車から放射される音響インテンシティのコンターマップ  
（4気筒1800ccガソリンエンジン、2000rpm、停止時、無負荷）

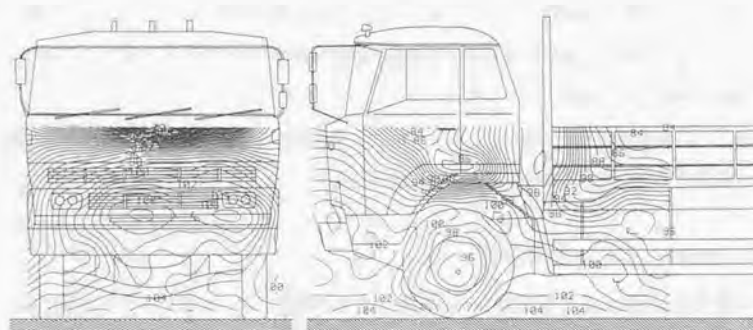


図2.2 大型トラックから放射される音響インテンシティのコンターマップ  
（6気筒10000cc ディーゼルエンジン、2000rpm、停止時、無負荷）

いずれの場合も、車両前面においては、エンジン騒音は主にラジエータグリルと路面近傍の二つの部位から強く放射されている。ただし、乗用車の場合には路面近傍のレベルの方が、また大型車の場合にはラジエータグリルのレベルの方が高くなっており、放射騒音の最も大きい部位は車種によって異なっている。また、車両側面においては、乗用車の場合も大型車の場合も前輪付近の路面近傍から強く放射されている。次に、乗用車の場合を例にとって、エンジン下部から車外に至る騒音伝搬経路を調べるため、エンジン下部と車両側面において2次元のインテンシティベクトルを測定した<sup>7), 8), 9)</sup>。なお、この場合のエンジン回転数は2500rpm（無負荷）とした。一例として、エンジンの爆発周期に対応する83Hzの測定結果を図2.3に示すが、エンジン騒音はエンジンルーム下の左右の開口部から放射され、路面で反射した後、車外に伝搬する様子が明確であり、車体を透過する騒音はほとんどないと言える。

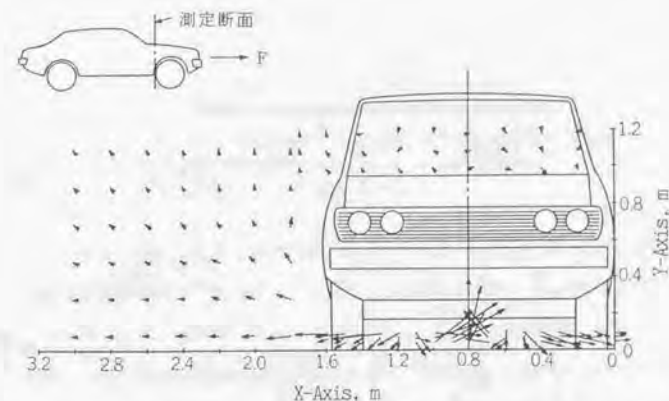


図2.3 乗用車から放射されるエンジン騒音の伝播経路  
（4気筒1800ccガソリンエンジン、2500rpm、停止時、無負荷）

以上の結果から、実際の自動車を対象とする場合には、エンジン系騒音の仮想音源をオイルパンの下に配置するのが妥当であると考えられる。このような仮定のもとにエンジン系騒音の距離減衰特性を調べた例として、藤田ら<sup>10)</sup>の結果があり、オイルパンの下から1m以遠では-20dB/decadeの距離減衰係数となっている。この係数は車体形状によって異なるが、一般にエンジン系騒音の場合には、-18 ~ -20dB/decade（約-6dB/d.d.）の値が用いられている。



### 2.1.2 排気系騒音

排気系騒音には、排気口からの吐出音と排気管の振動による表面放射音があり、以下にそれぞれについて述べる。

排気吐出音の測定例として、前述の乗用車を用いてエンジンを2500rpm（無負荷）で運転し、排気口を含む断面内で83Hzの音響インテンシティを測定した結果を図2.4に示す。

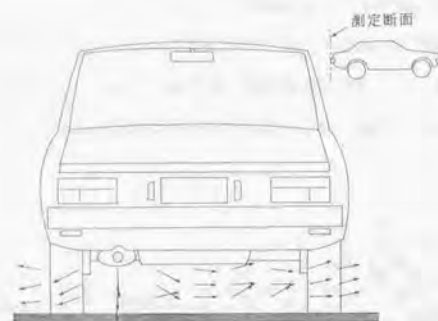


図2.4 乗用車の排気口から放射される音響インテンシティ  
(4気筒1800ccガソリンエンジン、2500rpm、停止時、無負荷)

当然の結果として音源は排気口にあり、発生騒音は路面や車体で反射し車外に伝搬していく様子が明確である。この排気吐出音は、自動車の主要音源のなかで最も点音源に近い音源とされており、音響的な取り扱いが比較的容易である。阿部ら<sup>11)</sup>は、排気口の吐出方向から45°と90°の方向でA特性オーバーオールレベルの距離減衰係数を調べており、いずれの場合も距離減衰係数は-18dB/decadeとなっている。この場合もエンジン騒音の場合と同様に、一般には-18~-20dB/decade (約-6dB/d.d.)の距離減衰係数が用いられている。

排気管の表面放射音は、エンジンからの振動が排気管に伝搬することによって生じるが、これに関する代表的な測定例として、有田ら<sup>12)</sup>の報告がある。図2.5は、大型トラックの排気管表面から放射される音響インテンシティのA特性オーバーオールの法線方向成分に関する結果であり、(a)が基準状態、(b)がエンジンと排気管の接続部にフレキシブル管を挿入した場合の結果である。この結果から、フレキシブル管を挿入しエンジンからの振動伝搬を少なくすることによって、表面放射音のレベルをかなり低減できることが分かる。

このように、排気系騒音には排気吐出音と表面放射音があるが、車外騒音への寄与は排気吐出音の方が圧倒的に大きく、一般には排気吐出音を排気音と呼んでいる。

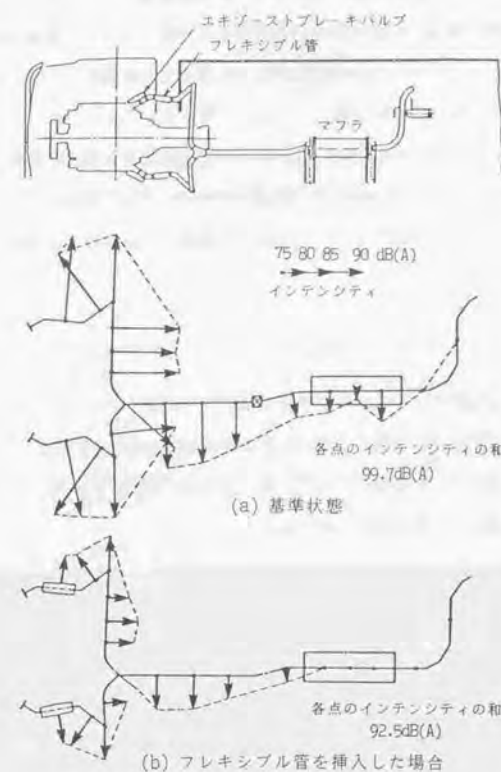


図2.5 排気管表面から放射される音響インテンシティ  
(文献(12)より引用)

### 2.1.3 タイヤ騒音<sup>(13)</sup>

タイヤ騒音は自動車が高速度で走行する際に支配的となるため、自動車走行騒音の低減や放射特性を検討する場合には、タイヤ騒音の放射特性を充分把握しておくことが重要である。そのためには、実際に転動しているタイヤの騒音発生メカニズムや騒音放射特性を詳細に調べる必要がある。この種の測定には、一般にドラム試験機が用いられているが<sup>(14)(15)</sup>、ドラム表面の凹凸の形状は実際の路面と大きく異なっているため、得られる結果も異なると言われている<sup>(16)</sup>。

そこで、実際に路面上を転動しているタイヤから放射される騒音を音響インテンシティ法によって測定し、タイヤの音源位置や騒音放射特性について検討した。さらに、トレッドパターンの違いによる音響パワーレベルの差を検討するために、3種類のタイヤの音響パワーレベルを比較した。

#### (1) 測定方法

実際に路面上を転動しているタイヤから放射される音響インテンシティを効率よく測定するためには、まずマイクロホントラバース装置の開発が重要となる。この実験では、図2.6に示すようなモータ駆動のマイクロホントラバース装置を試作し、これを大型トレーラのタイヤに近接した位置に取り付けた。

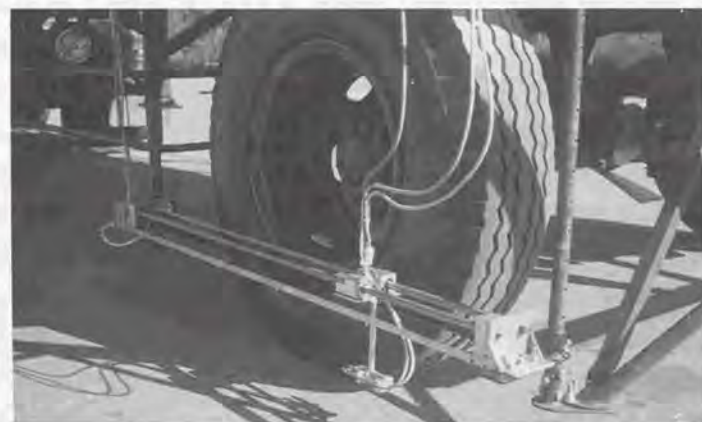


図2.6 大型トレーラに取り付けたマイクロホントラバース装置

このトラバース装置は、約20mm/sの一定速度でインテンシティプローブを移動させることができ、50mm移動するごとにパルス信号を発生する。このパルス信号は、プローブの位置検出とデータ処理の際のトリガー信号として利用した。

インテンシティプローブとしては、side by side型に配列した2本の1/2インチマイクロホン（マイクロホンギャップ：20mm）を用いた。なお、走行中の風切り音の影響を少なくするため、マイクロホンにはノーズコーンを装着した。

測定装置のブロックダイアグラムを図2.7に示す。走行実験においては、2本のマイクロホンによって測定した音圧信号とトラバース装置からのパルス信号をPCMデータレコーダに収録した。収録された信号は、後にB&K3360 Sound Intensity Analyzerを用いて分析した。

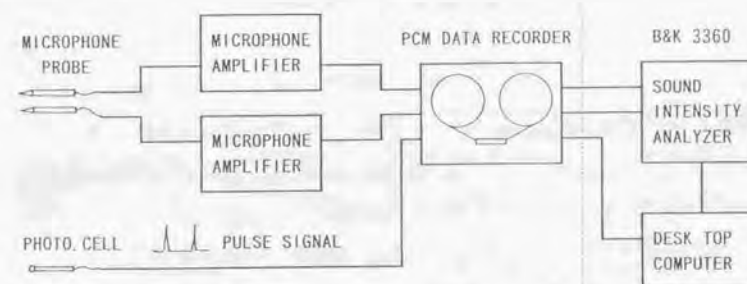


図2.7 音響インテンシティ測定システムのブロックダイアグラム

走行実験は、一周5.5kmのテストコース（最大粒径13mmの密粒アスファルトコンクリート舗装）において実施した。本実験では、3種類の大型車用タイヤ（図2.8参照）を対象とし、タイヤのサイドウォールに平行な面内において50mm間隔の音響インテンシティ（法線方向成分）を測定した。なお、測定面の大きさは1m×1mであり、測定面とサイドウォールの距離は100mmである。

一般にタイヤの発生騒音は、路面凹凸、荷重、空気圧、気温など多くの要因によって影響されるので、実験は極力同一条件のもとで実施することが望ましい。そこで、本実験では、表2.1に示すような条件で実施した。





(a) バイアスリブタイヤ  
サイズ : 10.00-20  
ピッチ長 : 57mm



(b) バイアスラグタイヤ  
サイズ : 10.00-20  
ピッチ長 : 70mm



(c) ラジアルリブラグタイヤ  
サイズ : 10.00R20  
ピッチ長 : 68mm

図2.8 実験に使用した3種類のタイヤ

表2.1 実験条件

| Tire        | Inflation pressure (kg/cm <sup>2</sup> ) | Load (kgf) | Atmospheric temperature (°C) |
|-------------|--|------------|------------------------------|
| Bias Tire   | 6.75                                     | 2425       | 13 ~ 17                      |
| Radial Tire | 7.25                                     | 2425       | 13 ~ 17                      |

## (2) タイヤの音源位置と騒音放射特性

この実験で用いたインテンシティプローブは、通常の条件のもとでは80Hzから4kHzまでのインテンシティを測定することが可能であるが、実走行中の測定を行うためには、特に低周波域における風切り音の影響について検討しておく必要がある。そこで、実際の走行条件において二つのマイクロホンの出力信号間のコヒーレンスを測定し、風切り音の影響を調べた。

図2.9は、速度80km/hで転動しているタイヤの接地面近傍で測定したコヒーレンスである。この結果から、200Hz以上の周波数域におけるコヒーレンスは、ほぼ1となっているが、それ以下の周波数域においては、1よりも相当小さい値となっている。そのため、走行実験においては、200Hzから4kHzまでの1/3オクターブバンドごとのA特性の音響イン

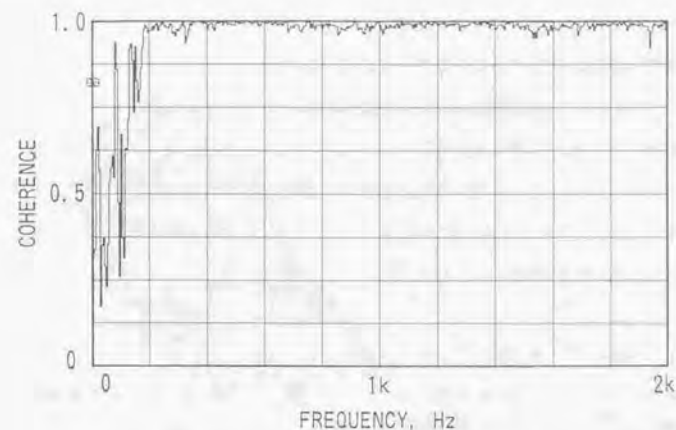


図2.9 2本のマイクロホンによって測定された音圧信号間のコヒーレンス関数

テンシティを測定することにした。

走行実験は、速度40、60、80km/hの3条件について行ったが、以下では、タイヤ騒音が支配的となる速度80km/hに関する結果について述べる。

図2.10は、バイアスリブタイヤから放射される音響インテンシティの3次元分布とコンターマップであり、矢印はタイヤの回転方向を示している。(a)に示すA特性オーバーオール（以下、オーバーオールとする）の場合、騒音は踏み込み部と蹴り出し部から放射されており、接地部は音源になっていない。(b)は、オーバーオールレベルに支配的な1kHz帯域に関する結果であり、オーバーオールの場合とほぼ同様な傾向となっている。この1kHz帯域の発生騒音は、リブ溝の気柱共振に起因するものと考えられる。

図2.11は、バイアスラグタイヤに関する同様な結果である。この結果より、オーバーオールレベルに関する主な音源位置は、接地面にあることが分かる（この傾向は、他の速度においても同様であった）。しかし、路面から離れたサイドウォールにおいてもレベルの高い部分が見られ、騒音の放射パターンはやや複雑である。また、パターンノイズの2次成分が含まれる630Hz帯域の場合、高さ500mmのサイドウォールの二つの部分で負のインテンシティ（破線）が測定されている。この現象は、トレッドブロックと路面の衝撃によって励振されるサイドウォールの振動に起因するものと考えられる。

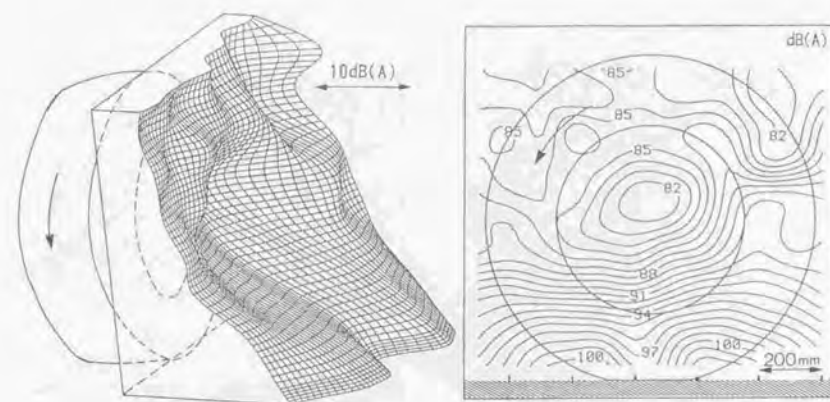
図2.12は、ラジアルリブラグタイヤに関する結果である。オーバーオールの結果では、主

な音源位置は、バイアスリブタイヤの場合と同様に踏み込み部と蹴り出し部にある。特に、500Hz帯域の結果には、ディスクホイールの下半分で負のインテンシティが測定されているが（この傾向は、他の速度においても測定されている）、この現象はディスクホイールの固有振動によるものと考えられる。

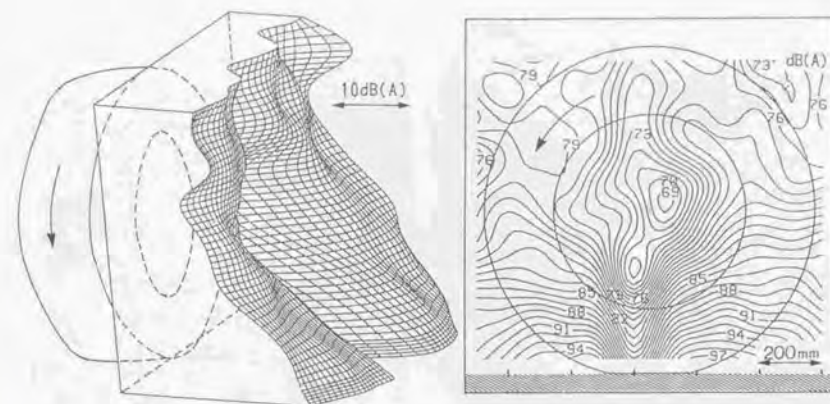
以上述べたように、タイヤ騒音の音源位置は、詳細にみればトレッドパターンの種類によって異なっているが、全体的にみればオーバーオールレベルの音源位置はいずれのタイヤの場合にも路面近傍にあることが分かる。

### (3) タイヤの違いによる音響パワーレベルの差

上記の方法によって測定した音響インテンシティから、 $1\text{m} \times 1\text{m}$ の測定面を通過する音響パワーを計算し、3種類のタイヤの速度80km/hにおけるA特性音響パワーレベル（以下、パワーレベルとする）を比較した。その結果が図2.13である。タイヤの種別によるオーバーオールのレベル差は約6dB(A)であり、バイアスラグタイヤの場合が最も大きい。周波数特性をみると、ラグタイヤとリブラグタイヤの場合には315Hz帯域に、またリブタイヤの場合には400Hz帯域にそれぞれピークがあるが、これらは、タイヤのピッチ長と速度から計算されるパターンノイズの周波数（図中の矢印）とはほぼ一致している。特にラグタイヤの場合、315Hz帯域におけるパターンノイズはオーバーオールレベルに支配的である。



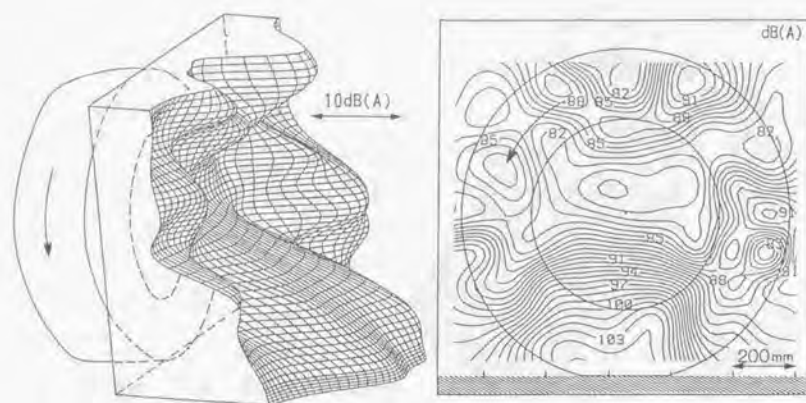
(a) Overall



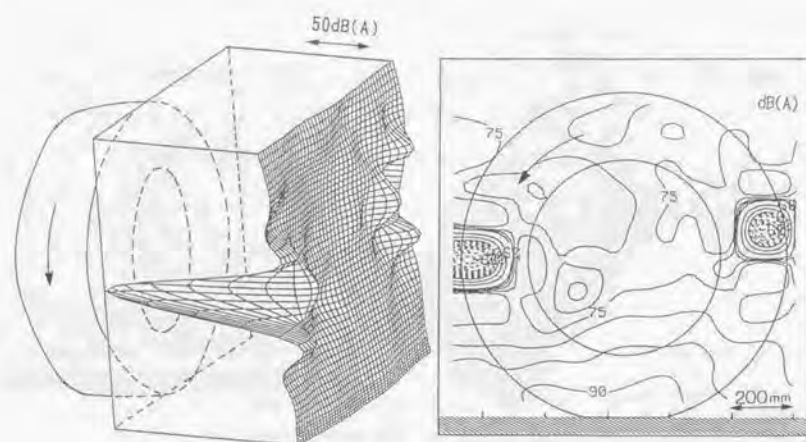
(b) 1 kHz in 1/3 octave band

図2.10 バイアスリブタイヤから放射される音響インテンシティの法線方向成分  
(速度80km/h)



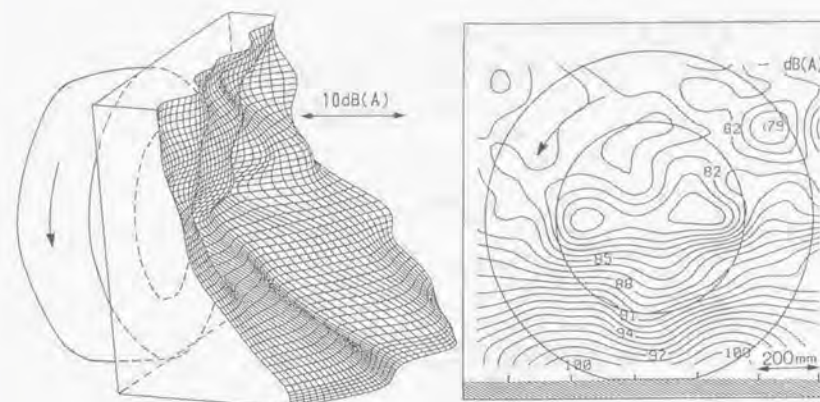


(a) Overall

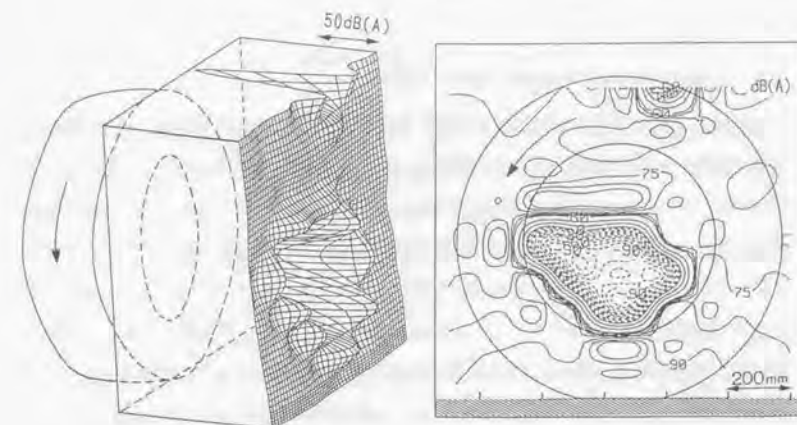


(b) 630 Hz in 1/3 octave band

図2.11 バイアスラグタイヤから放射される音響インテンシティの法線方向成分  
(速度80km/h)



(a) Overall



(b) 500 Hz in 1/3 octave band

図2.12 ラジアルリブラグタイヤから放射される音響インテンシティの法線方向成分  
(速度80km/h)

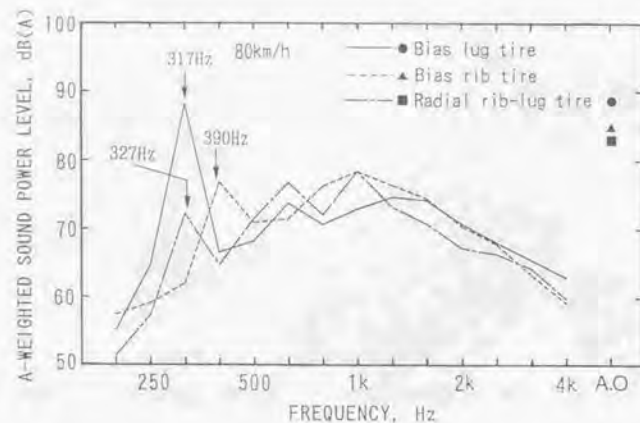


図2.13 3種類のタイヤの速度80km/hにおけるA特性音響パワーレベル

## 2.2 自動車走行騒音の音源位置に関する検討<sup>1)</sup>

実用的な道路交通騒音の予測式を作成する場合には、前述した主要音源に関する検討結果を考慮して車両の音源位置や音源特性をある程度簡便なモデルにすることが望ましい。そこで、テストコースにおける実車走行実験に音響インテンシティ法を適用し、発生騒音の放射方向から走行車両の音源位置や騒音放射特性について検討した。

### 2.2.1 測定方法

実験配置および測定装置のブロックダイアグラムを図2.14に示す。この実験では、6本のマイクロホン(1/4inch.)からなる3次元インテンシティプローブ(B&K社製、マイクロホンギャップ:12mm)と3台のリアルタイム分析器(B&K2133)を使用した。インテンシティプローブは、上下方向に移動できるポールに取付け、走行線から3.3mの位置に配置した(この測定距離は、一般公道における走行車両と歩道との距離を想定して選定した)。また、測定点の両側10mの位置(A、B地点)に光電管を配置して、車両が通過する際にパルス信号を発生させた。このパルス信号は、走行速度の算出や各分析器を同期させるトリガ信号として利用した。実際には、車両がA地点(進行方向が逆の場合にはB地点)を通過するときのパルス信号によって3台の分析器を同時にスタートさせ、測定点に近づき遠

ざかる間の1/3オクターブバンドの音響インテンシティを直接法によって30msごとに測定した。この走行実験は、プローブの高さを20cm間隔に2.1mまで変化させて11回繰り返した。なお、測定は車両が往復する際に実施し、右側と左側の測定結果とした。なお、データ処理に際しては、図中に示した座標系を設定した。

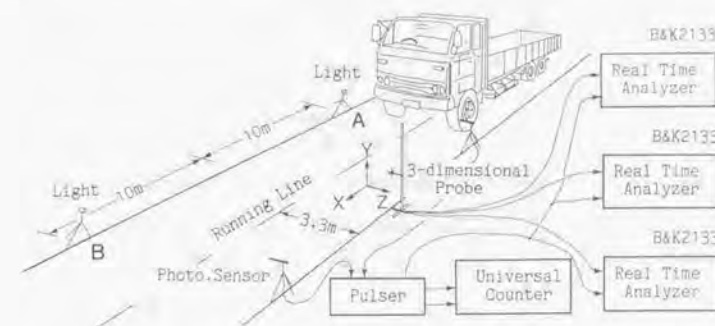


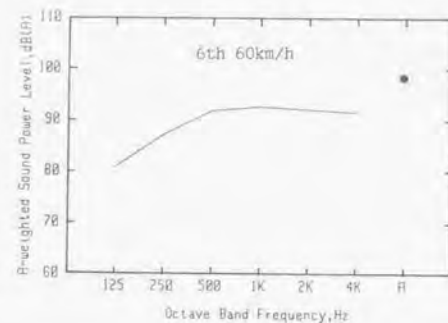
図2.14 実験配置と測定装置のブロックダイアグラム

試験車両としては、二輪車(排気量250cc)、乗用車(排気量2000cc、オートマチック車)、大型トラック(排気量12500cc、最大積載量10t、ラジアルリブタイヤ装着)の3車種を用いた。二輪車と乗用車の走行速度は、最高ギヤ位置の60km/hとしたが、音源位置に関する詳細な検討が必要とされる大型車の場合には、3rd 40km/hと6th 60km/hの2条件とした。3rd 40km/hの走行条件(エンジン回転数:1950rpm)では、エンジン・排気系騒音が支配的であると考えられるが、6th 60km/hの場合(エンジン回転数:1120rpm)には、エンジン・排気系騒音とタイヤ騒音の寄与度はほぼ同程度であると考えられる。なお、実験は、設定速度の $\pm 2$ km/hの範囲内で実施した。

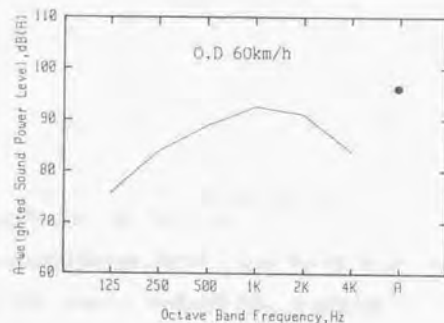
### 2.2.2 走行車両から放射される音響インテンシティ

走行線から7.5m、高さ1.2mの位置の無指向性マイクロホンによって測定したFASTピーク値をもとに、オクターブバンドのパワーレベルを算出した結果を図2.15に示す。(a)に示す二輪車の場合、500Hz以上で平坦な周波数特性となっており、他の車種に比べて特徴的である。(b)、(c)に示す乗用車と大型車の場合には、オーバーオールレベルに支配的な周波数は500Hzから2kHzの帯域であり、1kHz帯域にピークがある。

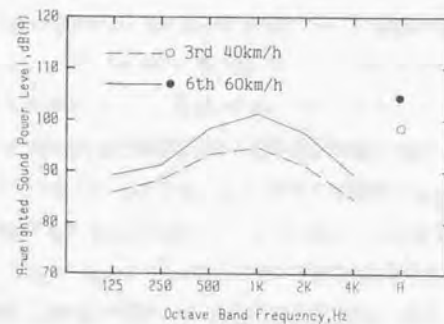




(a) 二輪車



(b) 乗用車



(c) 大型トラック

図2.15 二輪車、乗用車、大型トラックのA特性音響パワーレベル

ここでは、乗用車(O.D. 60km/h)と大型車(6th 60km/h)の場合を例にとって、500Hz帯域と2kHz帯域およびオーバーオール放射パターンについて、オクターブバンドで整理した結果について述べる。

図2.16は、乗用車から放射される音響インテンシティの測定結果である。(a)に示すY-Z平面に関する結果は、車両の先端がA地点(またはB地点)に達した時から車両の後端がB地点(またはA地点)を通過するまでの間のデータを各軸方向別に積算し、ベクトル合成した結果であり、破線はベクトルの延長線を示している。いずれの周波数帯域においてもベクトルの延長線は、左右のタイヤ付近に集中しており、周波数の違いによる音源位置の変化はほとんどないものと考えられる。また、(b)に示すX-Z平面内のインテンシティベクトルは、Y=16cmの位置における測定結果であるが、サンプリング間隔(30ms)ごとの車両位置と測定点の相対距離を考慮して作成した図である。この結果によると、500Hz帯域の場合に多少のばらつきがみられるが、いずれの場合も各ベクトルの向きは放射状となっており、点音源の仮定が成り立つものと考えられる。

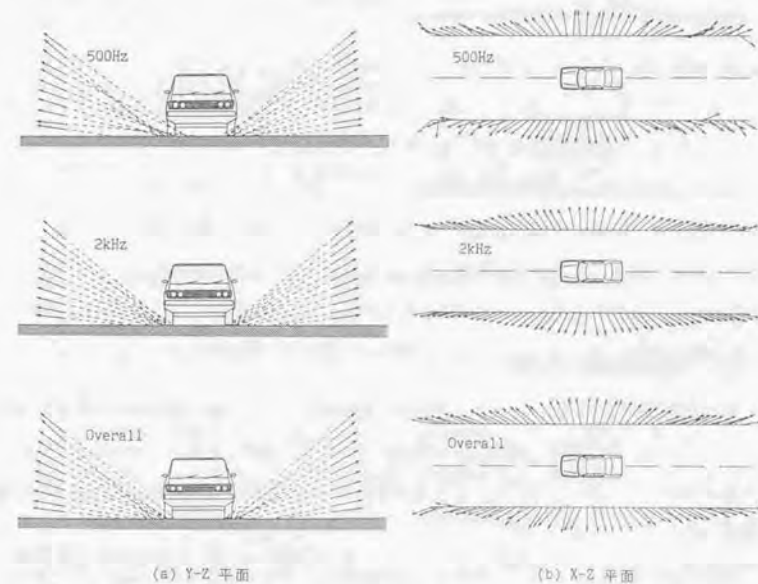


図2.16 乗用車から放射される音響インテンシティ(O.D. 60km/h)

大型車の速度60km/h(6th)に関する結果を図2.17に示す。(a)のY-Z平面内においては、乗用車の場合と同様にインテンシティの放射パターンは周波数の違いによって大きな変化はない。しかし、ベクトルの延長線は左右のタイヤの若干内側の位置に集中しており、乗用車の場合と大きく異なっている。(b)に示すX-Z平面内では、いずれの周波数帯域においても点音源による音響放射のパターンとは異なり、ある程度の大きさをもった音源による放射パターンとなっている。

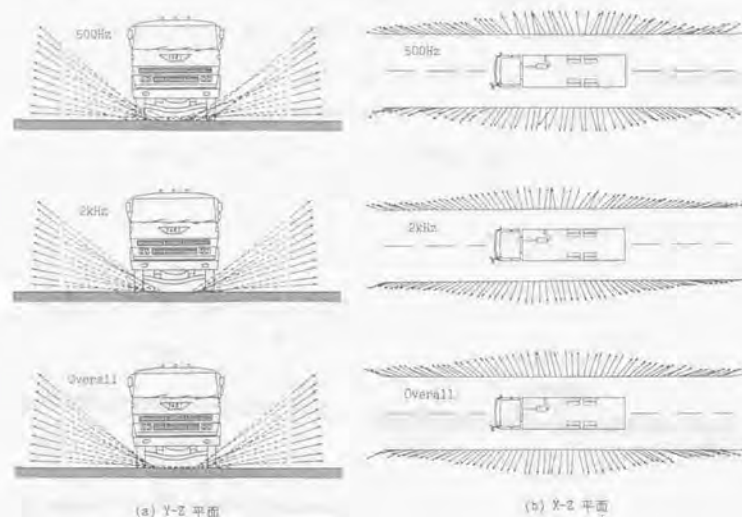


図2.17 大型トラックから放射される音響インテンシティ(6th 60km/h)

### 2.2.3 音源位置に関する検討

道路交通騒音の予測においては、自動車の音源特性として一般に無指向性点音源が採用されているが、その場合の音源位置の設定については、根拠となるデータが不足しているため不明確な点が多い。そこで、ここでは自動車を無指向性点音源と仮定した場合の音源位置の設定について検討した。

自動車走行騒音は、エンジン系騒音、排気系騒音、タイヤ騒音などから成っているが、既に述べたように、エンジン系騒音は主に車体と路面の間から、またタイヤ騒音は主に接地面近傍から放射されており、二つの主要な音源による発生騒音がいずれも路面近傍から

放射されている。そのため、自動車を無指向性点音源と仮定して分析する場合には、音源位置を路面上に設定するのが最も妥当であると考えられる。そこで、道路交通騒音の予測において最も重要であるオーバオールの場合を例にとって、音源を車両中心の走行線上に仮定して計算したインテンシティベクトルと実験結果を比較した。なお計算では自由音場を想定し、音響インテンシティは次式によって表されるものとした。

$$I = \frac{W}{2\pi r^2} \quad (2.1)$$

$I$  : 音響インテンシティ ( $W/m^2$ )

$W$  : 音源の音響パワー ( $W$ )

$r$  : 音源と測定点間の距離 ( $m$ )

図2.18はY-Z平面内における各車両のインテンシティベクトルであり、実線のベクトルが実験結果、破線のベクトルは計算結果である。この結果をみると、計算によって求めたベクトルの傾きは、いずれの車種の場合にも実測したものよりもやや小さくなっているが、音源高さを数通り設定して計算した場合よりも実験結果との対応がよかった。中でも、二輪車の場合、実験結果と計算結果との対応が一番よい。

以上の結果から、従来のように車両を無指向性点音源と仮定する場合には、音源の位置を車両中心の走行線上に設定する方法が最も妥当であることが分かった。

次に、X-Z平面内のY=16cmの位置における同様な結果を図2.19に示す。この場合も、実線のベクトルは実験結果を、また破線のベクトルは前述の場合と同一条件による計算結果を示している。特に二輪車の場合、当然の結果として実験結果と計算結果は非常によく一致している。また乗用車の場合でも、全体的にみれば両者は比較的良好に一致しており、無指向性点音源の仮定がほぼ妥当であると考えられる。しかし、大型車の場合には、いずれの走行条件においても実験結果と計算結果の間に大きな差がみられ、無指向性点音源の仮定にやや無理がある。

そこで、大型車の速度60km/hの場合について、車両前部(エンジン付近)と後部(タイヤ付近)に音響パワーの等しい二つの無指向性点音源を想定し、計算によって求めたインテンシティベクトルと実験結果の対応を調べた。その結果が図2.20である。詳細にみれば計算結果と実験結果は一致しない部分も多くみられるが、前述の一つの無指向性点音源による場合に比べると格段によく一致している。したがって、大型車の発生騒音について詳細な検討を行う場合には、複合音源として取り扱う方法も考えられる。しかし、後述するように車両後部から発生する騒音は装着するタイヤの種類によって大幅に変化するため、



複合音源として取り扱う場合には各音源のパワーレベルについて更に詳細な検討を行う必要がある。このようなことから、以下に述べる道路交通騒音の予測に関しては、全ての車両について従来通り一つの無指向性点音源を仮定する方法を採った。

なお、空間的な騒音予測や環境側からの効果的な騒音対策を実施するためには、実際の鉛直面内の指向性についても把握しておく必要があり、これに関しては付録Aに述べている。

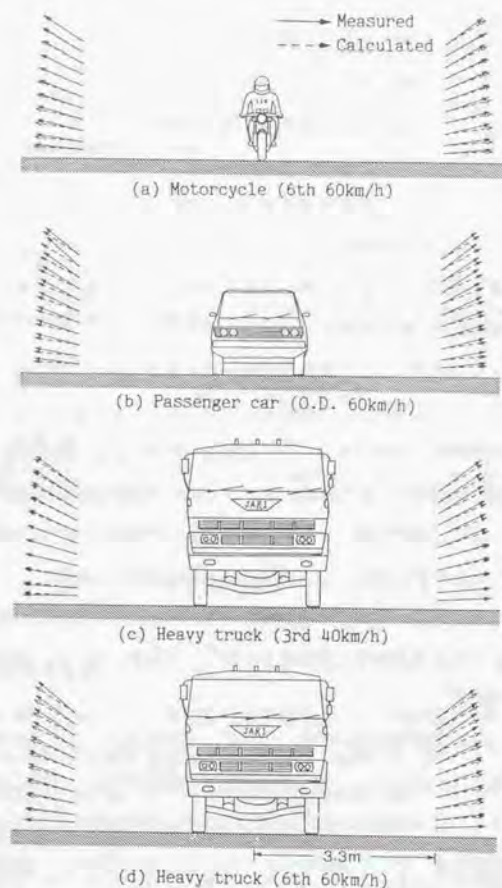


図2.18 Y-Z 平面内の音響インテンシティの測定結果（実線）と無指向性点音源を仮定した計算結果（破線）

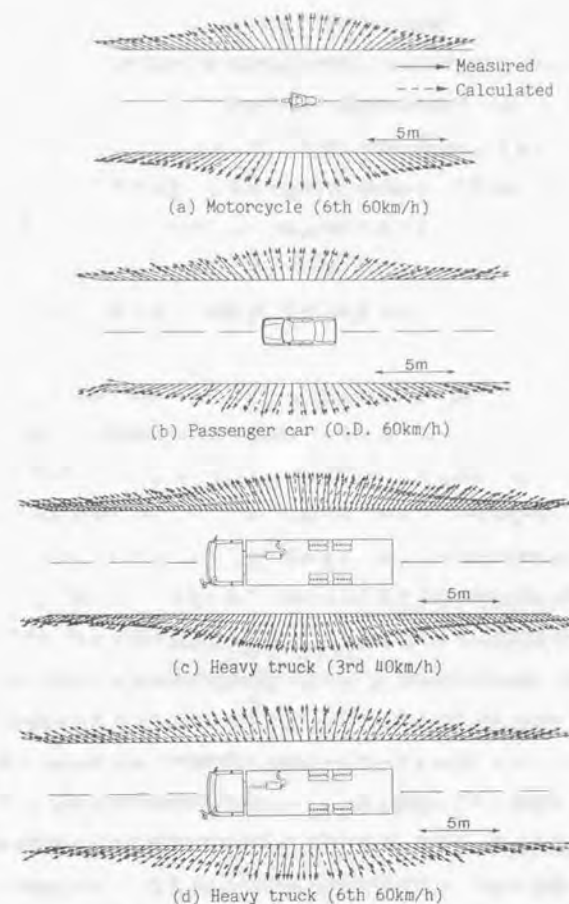


図2.19 X-Z 平面内の音響インテンシティの測定結果（実線）と無指向性点音源を仮定した計算結果（破線）

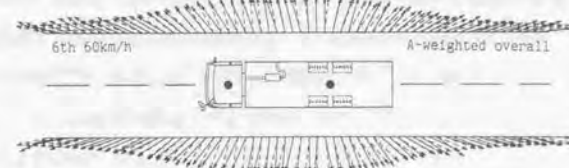


図2.20 大型車から放射される X-Z 平面の音響インテンシティの測定結果（実線）と二つの無指向性点音源（●印）を仮定した計算結果（破線）

## 2.3 まとめ

本章では、道路交通騒音の効果的な対策や予測のための基礎的検討として、主要音源の騒音放射特性および走行車両の音源位置や騒音の放射パターンについて検討した。

得られた結果を要約すると次の通りである。

- (1) エンジン系騒音の車体からの主な放射位置としては、車両前面においては路面近傍とラジエタゲリルであり、また車両側面においては前輪付近の路面近傍となっていることを確認した。
- (2) 排気系騒音に支配的な排気吐音は、排気口に置かれた無指向性点音源の仮定が成り立つものと考えられる。
- (3) 音響インテンシティ法を適用することによって、実際に路面を転動しているタイヤの音源位置を詳細に調べた結果、リブタイヤの騒音は、主に踏み込み部と蹴り出し部から放射され、接地部は音源になっていないが、ラグタイヤの場合は、主な音源位置は接地部にあることが分かった。しかし、全体的にみればいずれのタイヤの場合にも、発生騒音は路面近傍から放射されていることを確認した。
- (4) 実際に走行中の自動車から放射される音響インテンシティを走行線から3.3mの位置で測定したが、鉛直面内における結果をみると自動車を無指向性点音源と仮定しその発生騒音をA特性で評価する場合には、いずれの車両の場合にも音源の位置を車両中心の走行線上に設定する方法が最も妥当であることが分かった。この結果は、道路交通騒音の予測のみならず沿道の騒音対策のための有効な基礎資料になるものと考えられる。
- (5) また、水平面内における測定結果から、二輪車や乗用車の場合には無指向性点音源の仮定が妥当であるが、大型車の場合にはその仮定にやや無理があり、詳細な検討を行う場合には、複合音源として取り扱う方法が有効であることが分かった。しかし、後述するように大型車の部位別のパワーレベルは装着するタイヤの種類によって大幅に変化するため、大型車を複合音源として取り扱うためには各音源のパワーレベルの設定方法等、更に詳細な検討が必要である。このようなことから、以下に述べる道路交通騒音の予測においては、従来通り全ての車両について一つの無指向性点音源を仮定する方法を採用した。

## 第3章 自動車走行騒音の音響パワーレベルの変動要因に関する検討

道路交通騒音の低減あるいは予測を考える場合、その基礎データとして自動車の正確な音響パワーレベルを把握することが重要である。そのために一般公道を走行している多数台の車両を対象とした音響パワーレベルの測定がこれまでも多く実施されてきたが、車両によるパワーレベルのばらつきが大きいことが知られている<sup>(18)~(19)</sup>。このばらつきの原因としては、走行状態の違い、個体差、路面性状の違いおよび測定法上の問題などが考えられる。

走行状態の違いによるパワーレベルの変化については、速度、エンジン回転数、エンジン負荷など幾つかの要因の変動によるものと考えられる。しかし、過去報告されている道路交通騒音の予測問題では、ほとんどの場合、速度だけが取り上げられており、他の要因の影響はほとんど考慮されていない。この種の方法では、タイヤ騒音が支配的となる定常走行状態を扱う場合には簡便で実地的であるが、エンジン・排気系の燃焼音や機械音が支配的になる加速走行状態への適用は難しい。そのため、汎用性のある道路交通騒音の予測モデルを作成するためには、速度以外の要因についても考慮する必要がある。

個体差によるパワーレベルの変化については、特に大型車の場合に顕著である。この原因としては、搭載エンジンや装着タイヤの違い、およびこれら主要音源の積載重量による変化等が考えられるが、実際の走行条件においてこれらを定量的に把握するための適切な手法が少ないため、十分な検討が行われていない。そのため、有効な計測手法の検討も含めて部位別パワーレベルの変動に関する詳細な検討を行っておく必要がある。

また、自動車が高速で走行するにしたがってタイヤ騒音の寄与が高くなるが、このタイヤ騒音はタイヤと路面の接触によって発生するため、路面性状の違いによっても自動車走行騒音は大きく変動する<sup>(20)~(21)</sup>。これについては、既に欧州を中心として詳細な検討が行われており、低騒音路面の開発も進められている。しかし、欧州における路面の骨材配合や施工方法は、我が国の場合と異なっていることが多く、欧州の結果をそのまま適用できるかどうかは疑問である。そのため、我が国の一般的な施工方法による路面で、路面性状の違いによる発生騒音の変化について詳細な検討を行い、今後の騒音低減対策の基礎資料とすることが必要である。

さらに、測定法上の大きな問題としては、実際の自動車は複数の音源からなる複合音源



であり、単に車両が測定点近傍を通過する際に測定される瞬時的なFASTピーク値から音響パワーレベルを求める点にある。そのため、従来のFASTピーク法によるばらつきについても検討しておく必要があり、これに関しては付録Bに述べている。

このようなことから、本章では、まず一般公道における実態調査に基づいて、自動車走行騒音のパワーレベルとそのばらつきの現状について検討した。次に、テストコースにおける各種走行実験に基づいて、走行状態の違い、個体差および路面性状の違いによるパワーレベルの変化について検討した。

### 3.1 一般公道における自動車走行騒音パワーレベルの現状

一般公道を走行している車両の音響パワーレベルの現状を把握するため、定常走行区間や信号交差点付近において各種車両の音響パワーレベルを測定し、走行条件、年式および装着タイヤ等との関係について検討した。

#### 3.1.1 定常走行区間の場合

##### (1) 調査地点と測定方法

個々の車両が定常走行時に発生する騒音を通常の方法で測定するためには、調査地点として各車両がほぼ一定速度で走行している地点を選ぶことが当然であるが、その際、交通量が少なくまた周囲の建物等からの反射音の影響が小さい場所を選定する必要がある。このような条件を満たす場所として、本調査では、常磐自動車道（高速道路）の岩間付近と土浦野田線（一般道路）の水海道市付近を選定した。

常磐自動車道岩間付近は広い中央分離帯がある4車線道路であり、交通量が少ないため高速域における個々の車両の発生騒音を測定する地点として適当である。土浦野田線水海道市付近の場合も4車線道路（制限速度60km/h）であり、調査地点から信号機までの距離は約500mである（車両はほぼ定常走行状態とみなせる）。また、この地点は大型車の混入率が高く、ラグタイヤを装着したダンプトラックの交通量が多い。

本調査では、個々の車両の発生騒音や速度を測定すると同時にナンバープレートや装着タイヤ（大型車のみ）の調査も行った。以下に、それらの方法を簡単に述べる。

発生騒音の測定では、道路端から約5mの位置に無指向性マイクロホンを設置し、車両が測定点近傍を通過する際の発生騒音をレベルレコーダ（FAST動特性）に記録し、そのピーク値を読み取った。

速度は、50m離れた2地点に計測員を配置して、車両がこれらの地点を通過するに要する時間から算出した。

ナンバープレートおよび装着タイヤの調査は、路端に設置したビデオカメラ（シャッタースピード:1/1000s）によって行った。なお、装着タイヤの調査では、大型車種をリブ系タイヤ装着車とラグ系タイヤ装着車に判別したが、1本でもラグ系のタイヤを装着していればラグ系タイヤ装着車とみなすことにした。

#### (2) 測定結果

調査した車両を音響学会の車種分類にしたがって分類すると、乗用車類 527台、小型貨物車類 492台、大型車類 992台であった。

##### ① 速度と音響パワーレベルの関係

個々の車両について測定した騒音レベルのFASTピーク値をもとに、車両を完全反射面上にある無指向性点音源と仮定して次式によってA特性音響パワーレベル（以下、パワーレベルとする）を算出した。

$$L_{AW} = L_{AB} + 20 \lg(1) + 8 \quad (3.1)$$

ここで、 $L_{AW}$ : パワーレベル

$L_{AB}$ : 騒音レベルのFASTピーク値

1: 車両中心と受音点の距離

図3.1は、このようにして求めた各車種分類ごとのパワーレベルと速度の関係であり、○印と☆印は高速道路と一般道路における結果を示している。実線は、パワーレベルを速度で回帰した結果であり、回帰式および両者の相関係数は図中に示した通りである。(a)に示す乗用車類のパワーレベルは、当然の結果として速度の上昇とともに高くなり、両者の相関係数は0.85と高い。またパワーレベルのばらつきは標準偏差で2dBとなっている。(b)に示す小型貨物車類の場合、パワーレベルと速度の相関係数は0.82と、乗用車の場合とほぼ同程度の値となっているが、ばらつきは乗用車の場合よりも大きく、標準偏差で3dBである。(c)に示す大型車類の場合、パワーレベルは速度の上昇とともに高くなる傾向は見られるものの、両者の相関係数は0.45と低く、またばらつきは標準偏差で5dBと非常に大きい。

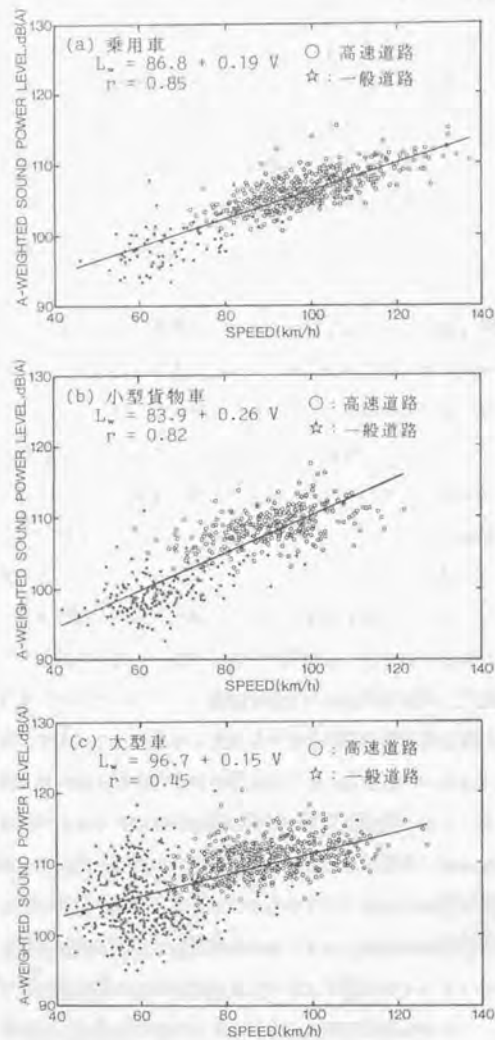


図3.1 各車種分類のパワーレベルと速度の関係  
 (定常走行区間における調査結果)

このように乗用車種や小型貨物車種の場合、速度40km/h以上の定常走行区間においてはパワーレベルと速度は比較的高い相関があり、速度からパワーレベルの推定がある程度可能であることが分かる。しかし、大型車種の場合には、パワーレベルと速度の相関が低く、またばらつきが極めて大きいので、速度からパワーレベルを推定することが難しい。このばらつきの原因としては、大型車種の場合、車両総重量8tクラスから20tクラスまでの大きさの異なった車両が含まれていること、および車両によって装着しているタイヤの種類がさまざまであることなどの点が考えられる。そこで、以下に述べるような検討を行った。

## ②大型車種の装着タイヤの種別によるパワーレベルの差

ビデオカメラで撮影したナンバープレートをもとに入手した車両諸元のデータから、総重量20tクラスの車両について、リブ系タイヤを装着していた車両とラグ系タイヤを装着していた車両に分類し、それぞれの場合についてパワーレベルと速度の関係を調べてみた。その結果が図3.2であり、○印と●印はリブ系タイヤ装着車とラグ系タイヤ装着車に関する結果である。全体的にラグ系タイヤ装着車はリブ系タイヤ装着車に比べてパワーレベルが高いことが確認できる。装着タイヤ別のパワーレベルと速度の回帰式および相関係数は、図中に示した通りであり、リブ系タイヤ装着車の相関係数は0.85と高いが、ラグ系タイヤ装着車の場合は0.53と低く、ばらつきが大きい。この原因として、今回の調査では、ラグ系タイヤ装着車の高速域におけるデータが少なかったためと考えられるが、それ以外にこの種のタイヤの場合、積載量の違い(3.3節参照)やタイヤ騒音の干渉(付録B参照)などによる影響が大きいことも考えられる。

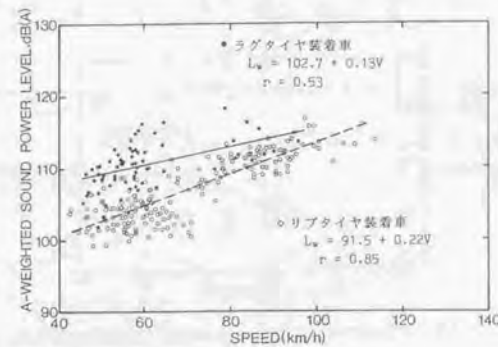


図3.2 大型車のパワーレベルと速度の関係  
 (リブ系タイヤ装着車とラグ系タイヤ装着車の比較)



### ③騒音規制年の違いによるパワーレベルの差

道路交通騒音低減のため、過去数回にわたり自動車の加速走行騒音が段階的に規制されてきた。そのため、走行騒音パワーレベルのばらつきが、騒音規制年の違いによっても生じているものと考えられる。そこで、車両諸元のデータ（初度登録の年月）をもとにして各対象車両を騒音規制年度別に分類し、年式の違いによるパワーレベルの差について調べた。以下では、乗用車と大型車を例にとって述べる。

乗用車に関する結果を図3.3に示す。(a),(b)はそれぞれ第一段階規制車と第二段階規制車のパワーレベルと速度の関係であり、パワーレベルと速度の相関係数は、第一段階規制車の場合で0.91、第二段階規制車の場合で0.88と規制年度別に分類しない場合よりも若干高くなっている。なお、第一段階規制以前の車両については、サンプル数が非常に少なかったため集計から省いている。(c)はパワーレベルと速度の回帰直線から第一段階規制車と第二段階規制車のレベル差を調べた結果であり、後者のレベルは全速度域にわたって前者のレベルよりも低くなっているが、その差は1.2dBと顕著な差はみられない。

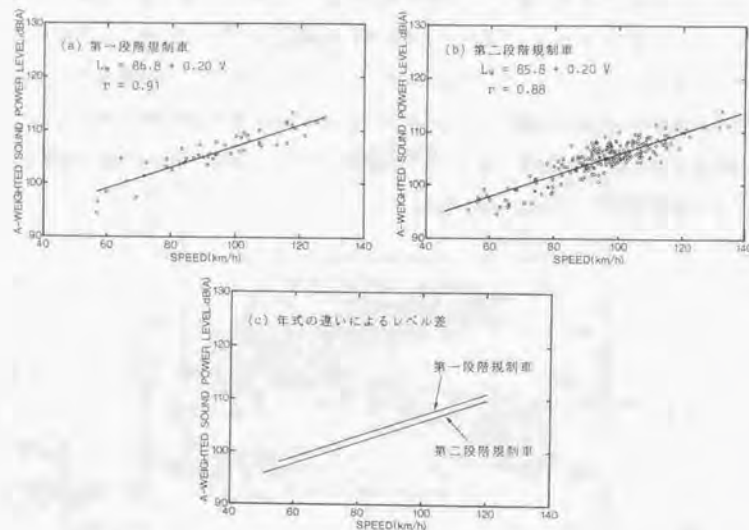


図3.3 乗用車の年式の違いによるパワーレベルの差（定常走行区間における調査結果）

大型車の場合、既に述べたように装着タイヤの違いによるパワーレベルの変化が大きいことから、同一種類のタイヤを装着した車両について調べる必要がある。そこで、サンプル数が多いリブ系タイヤ装着車について検討した。その結果が図3.4である。(a)～(c)に示した各規制年別のパワーレベルと速度の相関係数は、0.76以上と比較的高い値となっている。(d)は回帰直線から騒音規制年の違いによるレベル差を調べた結果であり、新しい年式の車両の方がパワーレベルが低くなっている。この傾向は高速域になるにしたがって顕著である。

上で述べた騒音規制年別の発生騒音のレベル差について、統計的な観点から有意差が認められるかどうかを調べるため、各規制年別の回帰直線について共分散分析を行った。その結果を表3.1に示す。乗用車の場合には、調査した全速度域（40～140km/h）にわたって第一段階規制車と第二段階規制車の間には有意差なしの結果となっている。この理由としては、後述するように乗用車の定常走行時の発生騒音のほとんどは、タイヤ騒音によって占められているためであると考えられる。一方、大型車の場合には、ある速度以上で各規制年度別の回帰直線は互いに有意差が認められる結果となっている。例えば、第一段階規制以前の車両と第二段階規制車は、速度59km/h以上の速度域で有意となる結果が得られて

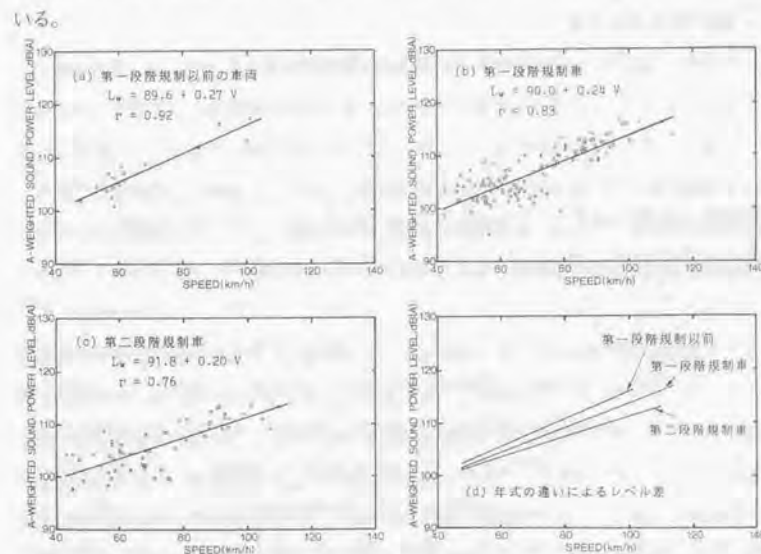


図3.4 大型車の年式の違いによるパワーレベルの差（定常走行区間における調査結果）

表3.1 年式の違いによるパワーレベルの差に関する有意差検定結果  
(危険率5%)

| 車種  | 各規制段階の車両                    | 有意差のある速度範囲 |
|-----|-----------------------------|------------|
| 乗用車 | 第一段階規制車<br>&<br>第二段階規制車     | 有意差なし      |
| 大   | 第一段階規制以前の車両<br>&<br>第一段階規制車 | 6.2 km/h以上 |
| 型   | 第一段階規制以前の車両<br>&<br>第二段階規制車 | 5.9 km/h以上 |
| 車   | 第一段階規制車<br>&<br>第二段階規制車     | 6.5 km/h以上 |

### 3.1.2 信号交差点付近の場合

#### (1) 調査地点と測定方法

一般道路を走行している個々の車両の加速走行騒音を測定するためには、信号交差点付近が適当であるが、この場合も交通量が少なく、また周囲の建物等による反射音の影響が少ない場所を選定する必要がある。そこで、これらの条件を満たす場所として国道125号線(2車線道路)の土浦市付近の信号交差点を選定した。この地域は2車線道路であり、また周囲は畑となっているため建物等による反射音の影響は全くない。調査においては、加速状態にある車両の発生騒音、速度、加速度の測定、およびナンバープレートの調査を行った。

信号交差点付近においては、同一車両であっても発進してから加速状態を経て定常状態に達するまで、パワーレベルは時間とともに大きく変化すると考えられる。そのため、数地点において同一車両の発生騒音を測定する必要があるが、これを他の車両の影響を受けずに行うことは非常に難しい。そこで、本調査においては、道路状況、交通状況および計測上の問題を考慮して、信号交差点の停止線から20、40、60、100mの4地点に測定点を設けた。これらの地点において車両の発生騒音をレベルレコーダ(FAST動特性)に記録し、

そのピーク値を読み取った。なお、対象車両としては、測定のし易さから信号交差点から先頭車として発進加速してくる車両に限定した。

加速状態にある車両の速度、加速度の測定方法としては、道路端に5m間隔に白線を描き、車両が各白線を通過するに要する時間から算出する方法をとった。この測定は、図3.5に示すように高所作業車上に設置したビデオカメラを用いて行った。

さらに、対象車両の諸元や騒音規制年を調べるため、車両が交差点に停止している間に目視によるナンバープレートの調査を行った。

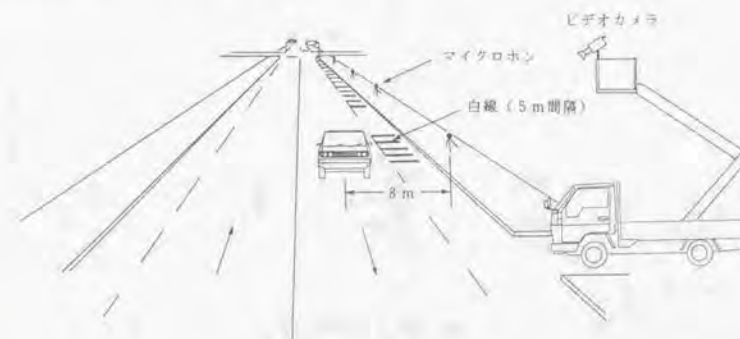


図3.5 信号交差点付近における速度、加速度の測定方法

#### (2) 測定結果

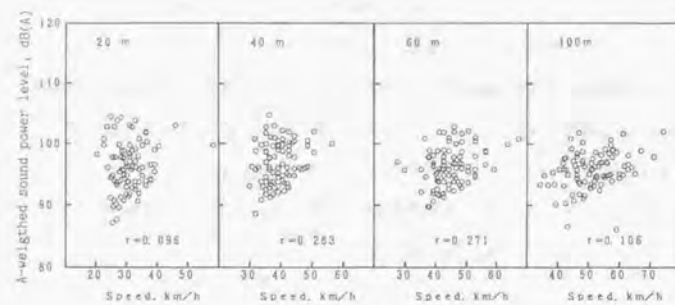
調査した車両を音響学会の車種分類にしたがって分類すると、乗用車類94台、小型貨物車類94台、大型車類118台であった。以下に、パワーレベルと速度、加速度の関係および年式の違いによるレベル差について示す。

##### ①パワーレベルと速度、加速度の関係

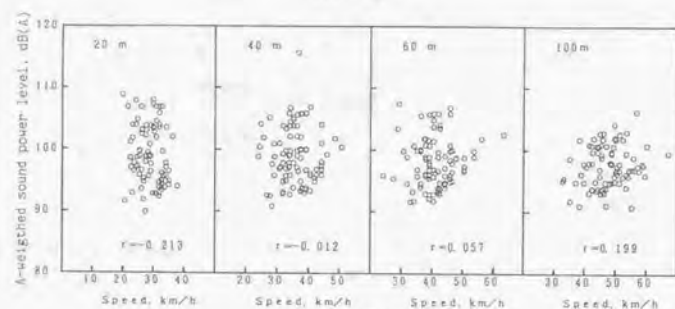
各地点において測定した個々の車両の発生騒音のFASTピーク値から、瞬時的なパワーレベルを定常走行区間の場合と同様な方法で算出し、速度および加速度との関係を調べた。

図3.6と図3.7は、各測定点におけるパワーレベルと速度および加速度の関係であるが、いずれの場合もばらつきの幅は約20dBと大きく、相関係数は0.3以下と小さい。そのため、加速状態における車両の発生騒音は、速度や加速度以外の要因によって影響されているものと考えられる。

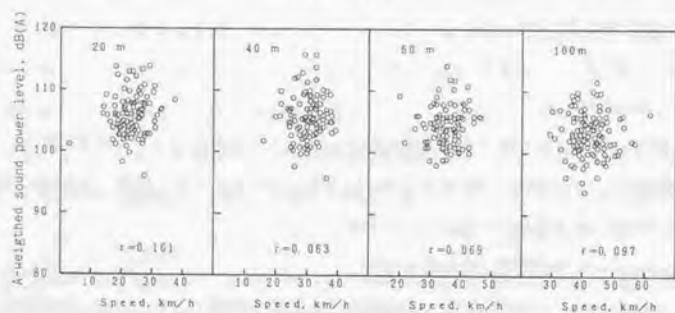




(a) 乗用車

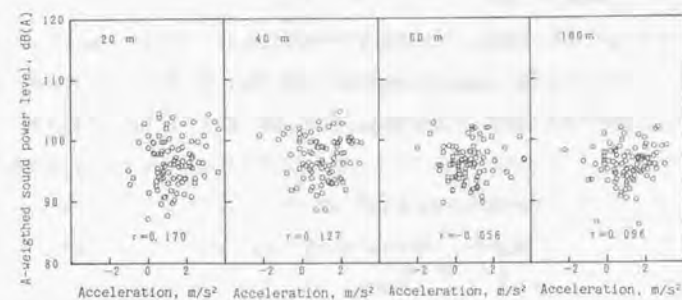


(b) 小型貨物車

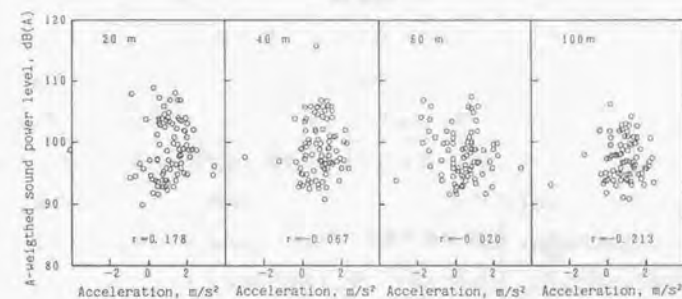


(c) 大型車

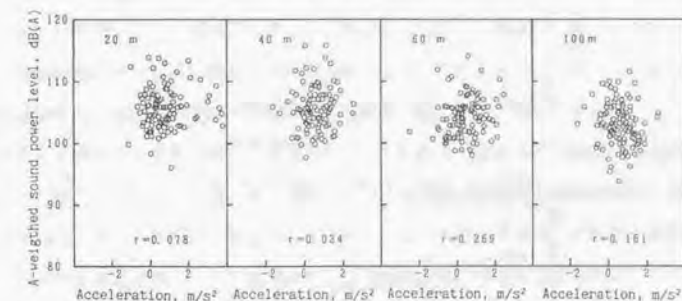
図3.6 各車種分類のパワーレベルと速度の関係(信号交差点付近における調査結果)



(a) 乗用車



(b) 小型貨物車



(c) 大型車

図3.7 各車種分類のパワーレベルと加速度の関係(信号交差点付近における調査結果)

次に、各測定点におけるパワーレベルの平均値とばらつき（標準偏差）を算出し、測定点間で比較した結果を図3.8に示す。この結果より、いずれの車種の場合にも平均的なパワーレベルは交差点から離れるにしたがって低下する傾向にあるが、この傾向は小型貨物車や大型車の場合に顕著である。また、ばらつきについてみると、乗用車や小型貨物車の場合には、交差点から離れるにしたがって小さくなる傾向があるが、大型車の場合にはそのような傾向はみられない。

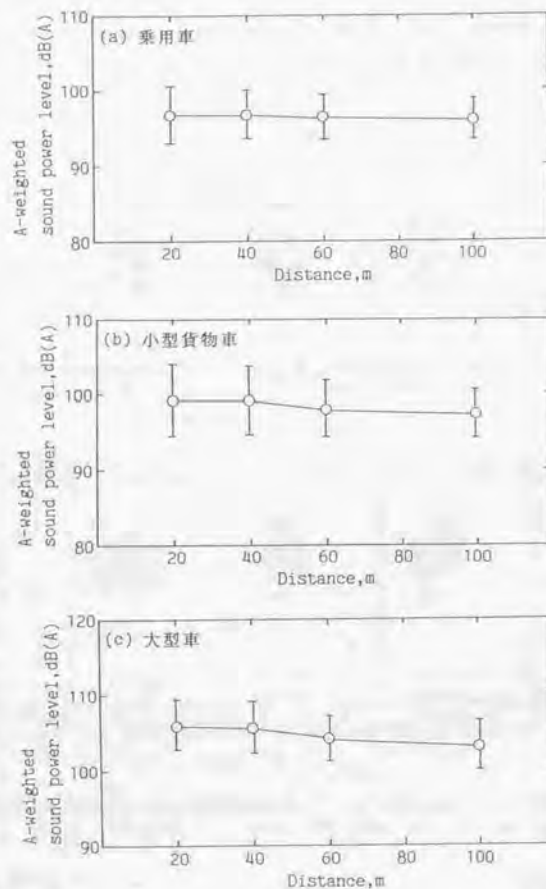


図3.8 交差点からの距離によるパワーレベルの変化

## ②年式によるパワーレベルの差

定常走行区間の場合と同様に、加速走行時の発生騒音パワーレベルが年式によって異なると考えられるので、各車種ごとに騒音規制年別に分類し、年式の違いによるパワーレベルの差について検討した。なお、第一段階規制以前の車両については、走行台数が極めて少なかったため検討から除くこととした。

図3.9は、各測定点において測定した第一段階規制車と第二段階規制車のパワーレベルの平均値と標準偏差を示している。(a)に示す乗用車の場合、各規制年度別のばらつきは標準偏差で約2dB(A)以上と大きい。各規制年度の平均値から年式の違いによるレベル差をみると、20~60mの測定点において第二段階規制車のレベルは第一段階規制車よりも1.4~3.0dB(A)低くなっている。しかし、100mの地点においては、両者のレベル差は0.8dB(A)と小さい。この原因として、交差点から遠ざかるにつれて発生騒音に対するエンジン・排気系騒音の寄与度が小さくなり、逆にタイヤ騒音の寄与度が上昇してくるためと考えられる。(b)に示す小型貨物車の場合も乗用車の場合と同様に20~60mの測定点で第二段階規制車のレベルは第一段階規制車のレベルよりも2.4~3.7dB(A)低くなっているが、100m地点においては両者のレベル差は1.1dB(A)と小さい。この原因も前述の理由によるものと考えられる。一方、(c)の大型車の場合は、20~100mの各地点において第二段階規制車のレベルは第一段階規制車のレベルよりも1.3~2.5dB(A)低くなっており、他の車種の場合よりも広い範囲で年式の違いによるレベル差がみられる。これは、大型車の場合、乗用車や小型貨物車に比べて車両重量が極めて大きいため、交差点から100mの地点においてもなお加速過程にあり、エンジン・排気系騒音の寄与が高いためと考えられる。

上記の年式の違いによる発生騒音の変化について、統計的な観点から有意差があるかどうかについて検討した。表3.2は、第一段階規制車と第二段階規制車の平均値に関する有意差検定の結果であり、数値はt値を示している。なお、\*印と\*\*印はそれぞれ危険率が5%と1%で有意差が認められた値である。この結果から、乗用車と小型車については、20、40、60mの地点において有意差が認められているが、100mの地点においては有意差なしの結果となっている。一方、大型車の場合、100mの地点においても規制年度別の有意差が認められ、交差点から広い範囲において有意差ありの傾向となっている。

このように、自動車が信号交差点付近を発進加速するときの発生騒音のパワーレベルは、速度や加速度との相関は低いが、平均的にみると年式の違いによって多少異なっていることが確認された。しかし、加速走行時のパワーレベルの個体差はいずれの車種の場合も大



きく、道路交通騒音を高い精度で予測するためには、その原因について詳細な検討を行うておく必要がある。

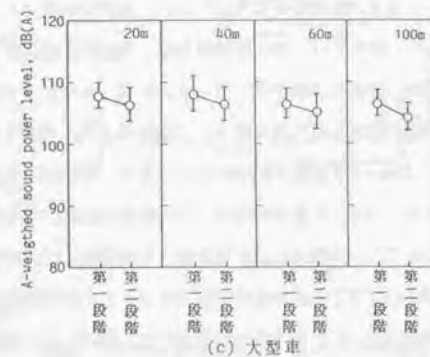
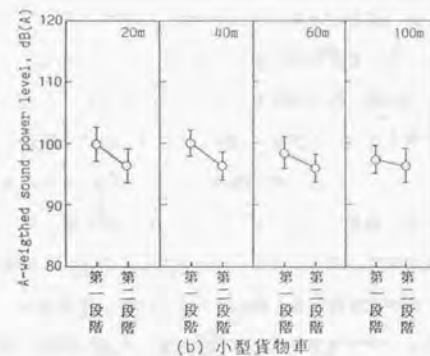
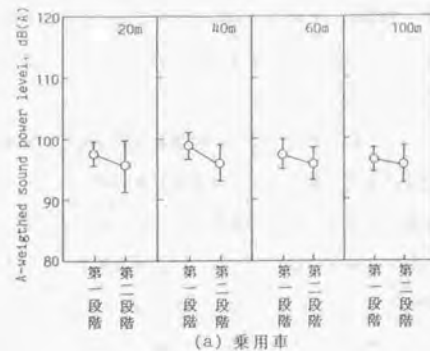


図3.9 年式の違いによるパワーレベルの差 (信号交差点付近における調査結果)

表3.2 年式の違いによるパワーレベルの差に関する有意差検定結果

|       | 20m    | 40m    | 60m    | 100m   |
|-------|--------|--------|--------|--------|
| 乗 用 車 | 2.30*  | 5.57** | 3.17** | 1.79   |
| 小型貨物車 | 2.28*  | 3.46** | 2.60** | 1.06   |
| 大 型 車 | 3.05** | 3.46** | 3.34** | 5.49** |

\* 危険率 5 % で有意

\*\* 危険率 1 % で有意

### 3.2 走行状態の違いによる自動車走行騒音パワーレベルの変化

自動車の発生騒音は、主にエンジン系騒音、排気系騒音、タイヤ騒音などからなっており、これらは走行状態の違いによって大きく変化する。以下では、これら主要音源の変動要因について検討する。

#### 3.2.1 エンジン・排気系騒音に影響する主な要因と実験式の作成

エンジン系騒音と排気系騒音は自動車の加速走行時の発生騒音に支配的となっているため、市街地走行における発生騒音を検討するためには、このエンジン系騒音と排気系騒音に影響する主な要因について把握しておくことが必要である。そこで、テストコースにおける走行実験において自動車の加速走行時の発生騒音と各種要因を測定し、両者の関係について検討した。なお、実車による走行実験において、エンジン系騒音と排気系騒音を分離して測定することが難しいので、以下では、これらを一つの音源と想定しエンジン・排気系騒音とする。

#### (1) 測定方法

試験車として、乗用車(2000cc, オートマチック車)、小型トラック (定積載、車両総重量約3.3 トン)、大型トラック (定積載、車両総重量約20トン) の3車種を対象とした。装着したタイヤは、いずれの車種の場合もラジアルリブタイヤである。

測定装置と実験配置は図3.10に示す通りであり、スタートラインから車両を発進させて、

加速過程における各種データを車外と車内で同時計測を行った。(a)に示す車外計測では、走行線から7.5m離れた線上に10m間隔で7本のマイクロホン(図中M1~M7)を配列し、各点のA特性音圧信号をデータレコーダに収録した。また、(b)に示す車内計測では、速度、加速度、エンジン回転数(以下、図中ではEngine Speedと記す)、アクセル開度の時系列信号を車載のデータレコーダに収録した。このように、この実験では2台のデータレコーダを使用したため、これらを同期させる必要がある。そこで、各走行実験の開始直前に車外と車内のデータレコーダに同期信号を入力した。

なお、今回の測定では、測定の容易性からエンジン負荷率に代わる要因としてアクセル開度を測定したが、両者の関係については第4章で述べる。また、ギヤ位置はデータ処理の際に速度とエンジン回転数の比率から求めた。

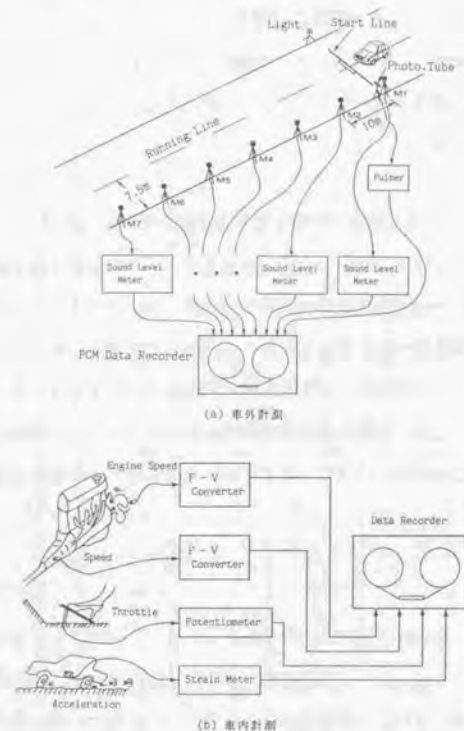


図3.10 実験配置と測定装置のブロックダイアグラム

## (2) 測定結果

図3.11は、各車両が市街地の信号交差点を発進加速する場合と同様な方法で走行したときに、車内と車外で測定した各種データの時系列パターンである。(a)に示す乗用車の場合、加速度は発進直後に最大となり、速度の上昇とともに徐々に低下している。発進加速時のエンジン回転数は約2500rpm程度、アクセル開度は20~40%であることが分かる。M1、M3、M5、M7のマイクロホンによって測定した発生騒音のレベル波形では、車両が各マイクロホン近傍を通過する際に最大となっている。

(b)に示す小型トラックの場合、エンジン回転数やアクセル開度はギヤチェンジごとに大幅に変化し、それに伴って加速度の変動も大きくなっている。特に、2nd、3rdギヤにおけるアクセル開度は100%となっており、乗用車の場合とは大きく異なっている。また、発生騒音のレベル波形はギヤチェンジごとに大きく変動しており、エンジン回転数の変動パターンに類似している。

(c)の大型トラックの場合、加速度、エンジン回転数、アクセル開度のパターンは小型トラックの場合に類似しているが、発生騒音のレベル波形は小型トラックの場合よりも小刻みな変動が多くみられる。

このように、各種データや発生騒音のレベル波形は車種によって特徴的なパターンとなっている。また、車両がマイクロホン近傍を通過する際に測定される発生騒音のユニットパターンは、定常走行状態で測定されるものと比較すると変動が激しい。そのため、加速状態の自動車走行騒音の推定や交差点付近の道路交通騒音の予測を考える場合、発進加速時のエンジン・排気系騒音に影響する主な要因について検討しておくことが必要である。そこで、以下に述べるような検討を行った。



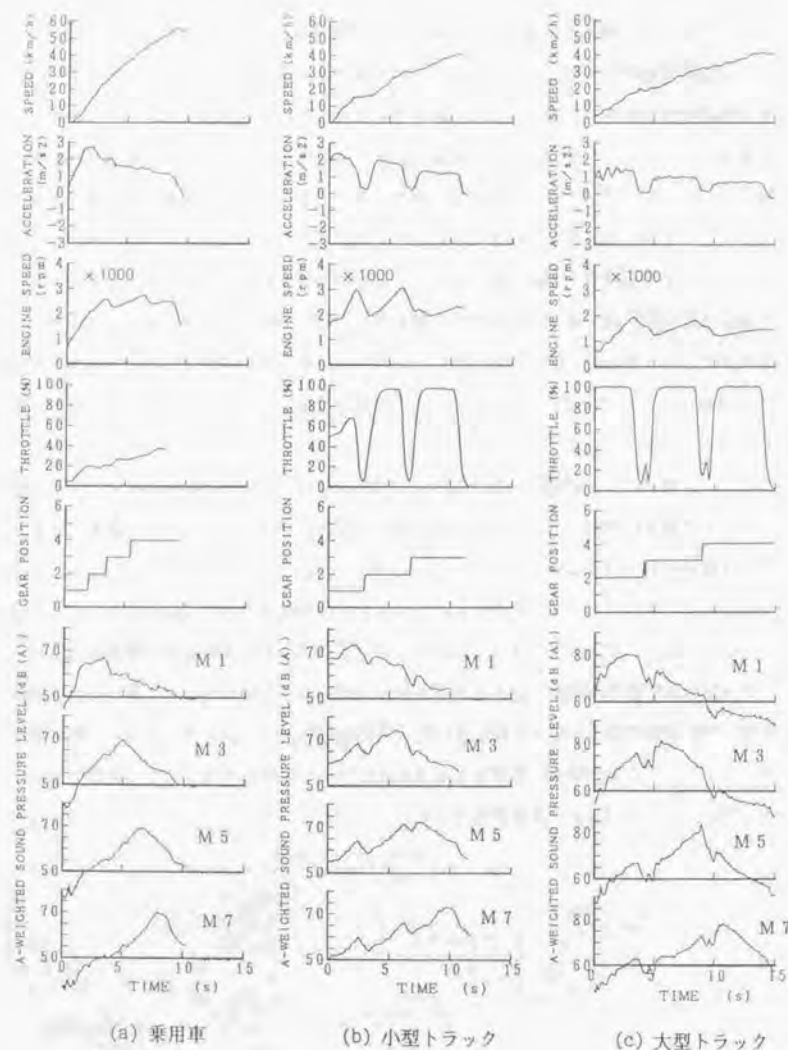


図3.11 車両の加速パターンと発生騒音のレベル

### (3) エンジン・排気系騒音に影響する主要因と実験式の作成

エンジン・排気系騒音は、その発生メカニズムから考えると、主にエンジン各部の往復運動や回転運動に起因する騒音と燃焼の衝撃に起因する騒音からなっており、前者はエンジン回転数、後者はエンジン負荷率（アクセル開度）に大きく影響される<sup>9)</sup>。そこで実車による走行実験によって、これら要因によるエンジン・排気系騒音の実験式を作成するため、図3.10に示した実験配置のもとで、アクセル開度やギヤ位置を変化させた走行実験を数回行った。この場合、各マイクロホンによって測定される発生騒音は、エンジン・排気系騒音が支配的になっていると考えられるが、当然のこととしてタイヤ騒音も含まれている。そのため、測定されたFASTピーク値からその時の速度に応じたタイヤ騒音（後述する惰行走行騒音）を差し引きエンジン・排気系騒音を求めパワーレベルを算出した。

まず、実験式の作成に先立って、要因間の相関関係を調べてみた。一例として、小型トラックに関する結果を図3.12に示すが、参考として速度や加速度についても示した。図中の□、◇、○、△印はそれぞれ1st、2nd、3rd、4thの各ギヤ位置に関する結果であり、rはパワーレベルと各要因の相関係数である。(a)に示すパワーレベルとエンジン回転数の関係では、各ギヤ位置において高い相関があり、ギヤ位置が変化しても大きなレベル変動がみられない。(b)に示すパワーレベルとアクセル開度の関係では、単に相関係数からみると、2nd以上のギヤ位置において相関が低く、ばらつきが非常に大きくなっている。これは同一のアクセル開度であっても実験条件によってエンジン回転数が変化してしまったためと考えられる。(c)に示すパワーレベルと速度の関係では、いずれのギヤ位置においても両者の間に高い相関がみられるが、ギヤ位置が変化するとパワーレベルは段階的に大幅に変化する。そのため、一般公道における実態調査結果のように、走行車両のギヤ位置が不明の場合には発生騒音と速度との相関は低くなる（図3.6参照）。なお、車両の駆動機構を考えると、当然のこととしてギヤ位置ごとの速度はエンジン回転数と密接な関係がある。そのため、エンジン・排気系騒音に影響する要因としてエンジン回転数を選択した場合、ギヤ位置ごとの速度は選択する必要がない。(d)の加速度の場合は、いずれのギヤ位置においても相関が低く、信号交差点付近における実態調査の結果と同様である（図3.7参照）。

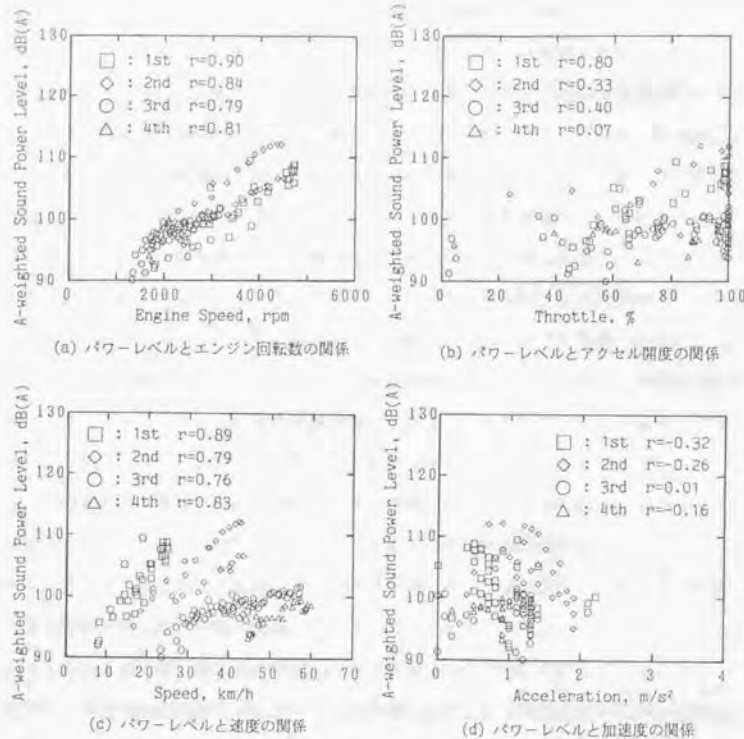


図3.12 車両のパワーレベルとエンジン回転数、アクセル開度、速度、加速度の関係  
(小型トラックの場合)

次に、エンジン回転数とアクセル開度を用いてエンジン・排気系騒音の実験式を作成するため、次式による重回帰分析を行った。

$$L_{w_e} = A_0 + A_1 S + A_2 T \quad (3.2)$$

$L_{w_e}$  : エンジン・排気系騒音のパワーレベル (dB(A))

$S$  : エンジン回転数(rpm)

$T$  : アクセル開度(%)

$A_0 \sim A_2$  : 回帰係数

この実験式の適用範囲、回帰係数および重相関係数は表3.3 に示した通りである。重相関係数は各車両とも0.8以上と高く、適用範囲内における各種走行状態においては、エンジ

ン・排気系騒音のパワーレベルを比較的高い精度で推定することが可能である。しかし、一般の市街地においては信号待ちによる停止状態も頻繁にある。そのため、信号交差点付近の道路交通騒音を予測するためには、停止中の車両(エンジン回転数:アイドリング回転数、アクセル開度:0%)のパワーレベルについても把握しておく必要がある。表3.4は、アイドリング状態で停止中の車両のパワーレベルを測定した結果であり、パワーレベルは車種によって大きく異なっていることが分かる。そこで、以下の検討においては、エンジン回転数が(3.2)式の適用範囲以下になった場合には、車種別にアイドリング状態のパワーレベルを適用することにした。この場合、パワーレベルが不連続的に変化するが、道路交通騒音の予測においてはほとんど問題にならないものと考えられる。

表3.3 エンジン・排気系騒音の実験式の回帰係数と重相関係数

| 車 種    | 適 用 範 囲           |                | $A_0$ | $A_1$  | $A_2$  | 重 相 関 |
|--------|-------------------|----------------|-------|--------|--------|-------|
|        | エンジン<br>回転数 (rpm) | アクセル<br>開度 (%) |       |        |        |       |
| 乗用車    | 1200~5300         | 9~100          | 78.0  | 0.0023 | 0.0055 | 0.86  |
| 小型トラック | 1300~4700         | 2~100          | 84.8  | 0.0043 | 0.0481 | 0.89  |
| 大型トラック | 900~2300          | 10~100         | 87.7  | 0.0031 | 0.0925 | 0.83  |

表3.4 エンジンのアイドリング回転数におけるパワーレベル

| 車 種    | アイドリング回転数 (rpm) | A 特性音響パワーレベル (dB(A)) |
|--------|-----------------|----------------------|
| 乗用車    | 600             | 74.5                 |
| 小型トラック | 500             | 81.3                 |
| 大型トラック | 500             | 86.6                 |



### 3.2.2 タイヤ騒音の速度依存性

タイヤ騒音は、前述したエンジン・排気系騒音と同様に自動車走行騒音に対して主要な音源となっている。そのため道路交通騒音の予測を行う場合には、タイヤ騒音の速度依存性が非常に重要となる。

自動車が定常走行時に発生する騒音は、主にエンジン・排気系騒音とタイヤ騒音からなっているが、惰行走行時（エンジンoff）の場合は、ほとんどがタイヤ騒音であるため、定常走行騒音と惰行走行騒音を測定することによって、タイヤ騒音のレベルや寄与度を求めることができる。そこで、前述の試験車を用いて段階的な速度（速度範囲：30～100km/h）において定常走行（最高のギヤ位置）と惰行走行を行い、走行線から7.5m、高さ1.2mの位置において騒音レベルのFASTピーク値を測定し、それぞれの場合のパワーレベルを(3.1)式によって算出した。なお、後述するようにタイヤ騒音のレベルは路面性状の違いによっても異なるが、実験に使用したテストコースは、最も一般的な密粒アスファルトコンクリート舗装である。

その結果が図3.13である。(a)、(b) に示す定常走行騒音と惰行走行騒音のパワーレベルは、いずれの車種の場合にも速度と高い相関がある。そこで、それぞれの場合について、次式の回帰分析を行って速度からパワーレベルを求める実験式を作成した。

$$L_{wc} = B_0 + B_1 \log V \quad (3.3)$$

$$L_{wi} = C_0 + C_1 \log V \quad (3.4)$$

$L_{wc}$  : 定常走行時のパワーレベル (dB(A))

$L_{wi}$  : 惰行走行時のパワーレベル (dB(A))

$V$  : 速度(km/h)

$B_0, B_1, C_0, C_1$  : 回帰係数

それぞれの場合の回帰係数は図中に示した通りである。特に、惰行走行時の実験式を用いることによって、速度（適用範囲：30～100km/h）からタイヤ騒音のパワーレベルを推定することが可能であるが、信号交差点付近においては発進直後や停止直前など速度が30km/h以下の走行状態も頻繁にある。そこで本研究においては、(3.4) 式を速度10km/hまで外挿して用いることにした。なお、それよりも低い速度についてはタイヤ騒音のパワーレベルを無視したが、このような速度範囲においては、エンジン・排気系騒音が支配的になるため、道路交通騒音の予測においてはほとんど問題ないものと考えられる。

また、(c) に示すタイヤ騒音の寄与率は、定常走行時と惰行走行時の実験式を基にして

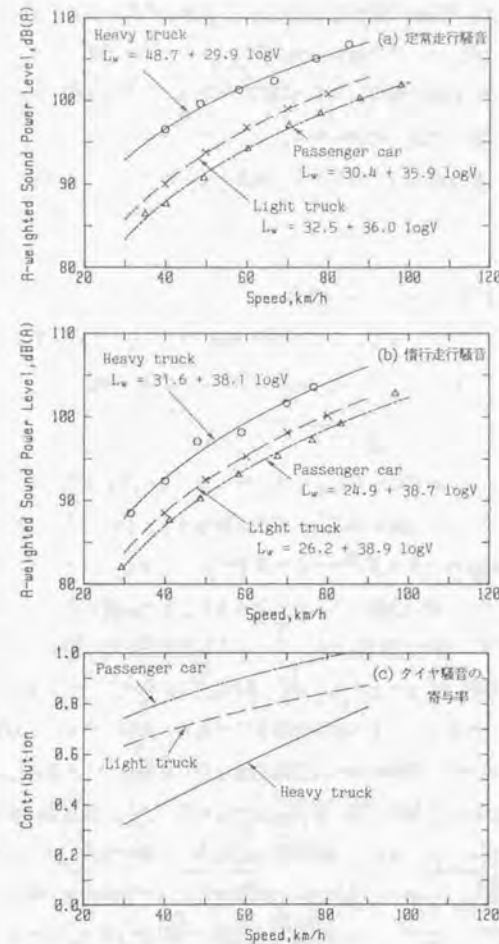


図3.13 各車種の定常走行騒音、惰行走行騒音およびタイヤ騒音の寄与率  
(ラジアルリブタイヤ装着の場合)

次式によって算出した結果である。

$$\eta_i = \frac{10^{L_{wi}/10}}{10^{L_{wc}/10}} \quad (3.5)$$

いずれの車種の場合もタイヤ騒音の寄与率は、速度の上昇とともに高くなっている。特に、

乗用車の場合にはタイヤ騒音の寄与率が最も高く、40km/h程度の低速域においても80%以上である。一方、大型トラックの場合、他の車種に比べてタイヤ騒音の寄与率が一番低くなっているが、50km/h程度の速度になると約50%となり、主要な音源であることには違いない。なお、この実験で使用した大型車用タイヤ（ラジアルリブタイヤ）は、後述するように発生騒音が最も低いタイヤであるため、装着するタイヤによってはこれ以上の寄与率になる。

### 3.2.3 自動車走行騒音パワーレベルの推定

自動車走行騒音のパワーレベル $L_w$ は、次式に示すようにエンジン・排気系騒音のパワーレベル $L_{we}$ とタイヤ騒音のパワーレベル $L_{wt}$ の和によって表される。

$$L_w = 10 \log(10^{L_{we}/10} + 10^{L_{wt}/10}) \quad (3.6)$$

そこで、小型トラックの場合を例にとってパワーレベルの推定精度について検討した。図3.14は、小型トラックが普通に加速した場合（緩加速）と急激に加速した場合（急加速）の走行実験で得られた各種要因のパターンである。このうち、エンジン回転数とアクセル開度からエンジン・排気系騒音のパワーレベルを、また速度からタイヤ騒音のパワーレベルを求め、(3.6)式から走行騒音のパワーレベルを算出した。次に、図3.10に示したM5のマイクロホン位置（スタートラインから40m地点）におけるレベル波形を推定し、測定したレベル波形と比較した。その結果が図3.15である。推定したレベル波形は、緩加速の場合も急加速の場合も、細かなレベル変動を除いて測定したレベル波形とよく類似しており、比較的精度の高い予測が可能であることが分かる。また、緩加速と急加速の実験によって測定されたピークレベルの差は5dB(A)以上もあり、運転条件によって大きなレベル差が生じるが、このような場合でも作成した実験式によって比較的高い精度で発生騒音を推定することができる。ただし、この実験式を道路交通騒音の予測に適用するためには、何らかの方法で個々の車両の速度、エンジン回転数、アクセル開度を推定する必要があり、これについては第4章で述べる。

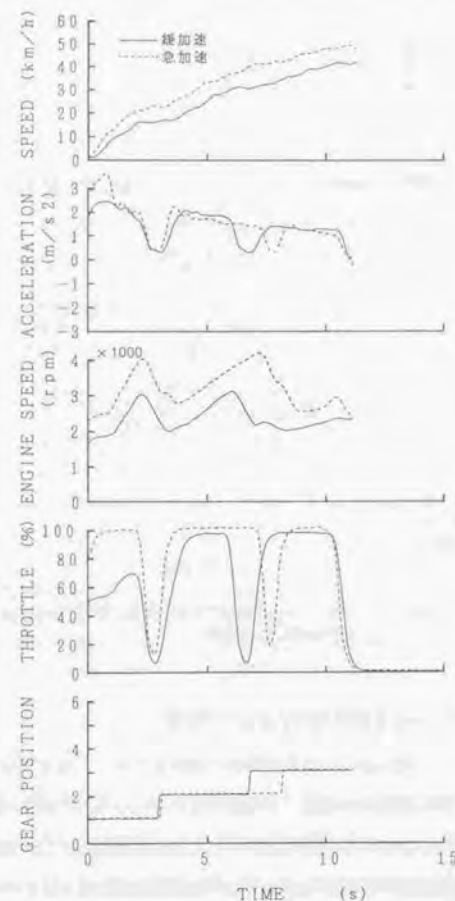
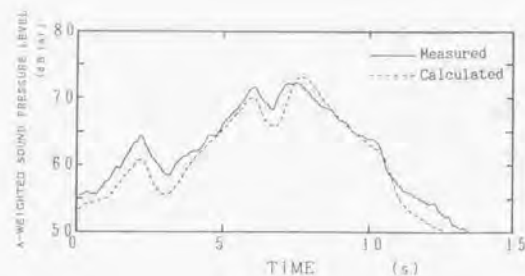
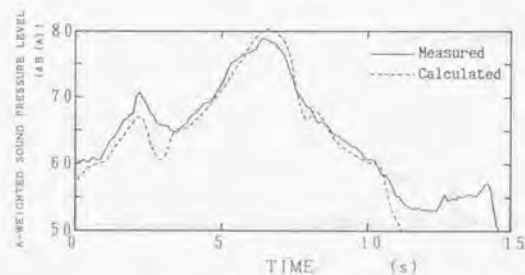


図3.14 運転条件の違いによる加速パターンの差  
(小型トラックの緩加速と急加速の比較)





(a) 緩加速



(b) 急加速

図3.15 小型トラックの加速時における発生騒音のレベル波形  
(実験結果と推定結果)

### 3.3 大型車の個体差による部位別パワーレベルの変化<sup>2,7)</sup>

前述したように、一般公道における多数台の車両を対象とした定常走行騒音のパワーレベルの測定では、特に大型車の場合、車両によるパワーレベルのばらつきが極めて大きいことが分かった。このばらつきの主な原因としては、搭載エンジンや装着タイヤの違い、およびこれらの主要音源の積載量の違いによる騒音発生量の変化等が考えられるが、実際の走行状態においてこれらの要因を定量的に解析するためには、主要音源を分離して測定する必要がある。

既に2.2.3項で述べたように、大型車は前部（エンジン付近）と後部（後輪タイヤ付近）の二つの主要な音源からなっており、これら音源のパワーレベルを各種条件下で測定することによって、大型車の個体差について検討できるものと考えられる。

そこで本節では、鋭い指向性を得るために複数のマイクロホンをアレー状にした計測システム<sup>2,8)</sup>（以下、マイクロホンアレーという）を用いて、大型車を前部と後部の二つの

主要な音源に分離して各種条件下におけるそれぞれの部位のパワーレベルを測定した結果について述べる。

#### 3.3.1 測定方法

測定システムのブロックダイアグラムを図3.16に示す。この実験では、車両が測定点近傍を通過する際の発生騒音をマイクロホンアレーによって測定し、レベルレコーダ（FAST動特性）に記録した。この結果をもとに、測定システムの時定数の影響を補正し部位別パワーレベルを算出したが、その方法の詳細については文献(27)に述べている。

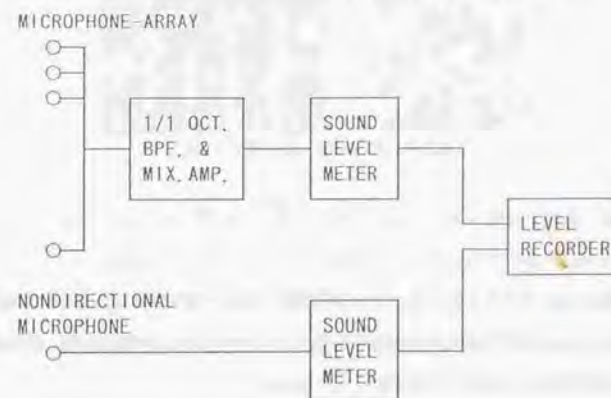


図3.16 マイクロホンアレーシステムのブロックダイアグラム

試験車としては、図3.17に示す大型のキャブオーバーバ型カーゴトラック2台（A、B）を用いた。このうちAは加速騒音に関する第二段階規制車（60年騒音規制適合車）であり、Bは第一段階規制車（54年騒音規制適合車）である。これらの車両の前部にはエンジン、ミッション、冷却系、タイヤなどの音源が近接して存在しているため、各音源からの騒音を分離して測定することは難しい。そこで、前輪に発生騒音の低いスムーズタイヤを装着し、タイヤ騒音以外のエンジン、ミッション、冷却系などから発生する騒音全体を一つの音源とみなすこととした。一方、車両後部から発生する騒音は主に後輪のタイヤ騒音であり、後輪に装着された8本のタイヤ全体をもう一つの音源とみなすこととした。

なお、排気口は、図3.17に示したように車両右側の前輪と後輪のはほぼ中間の位置にあり、排気ガスの吐出方向は車両の右方向である。一般に排気音と言われる排気吐音は、排

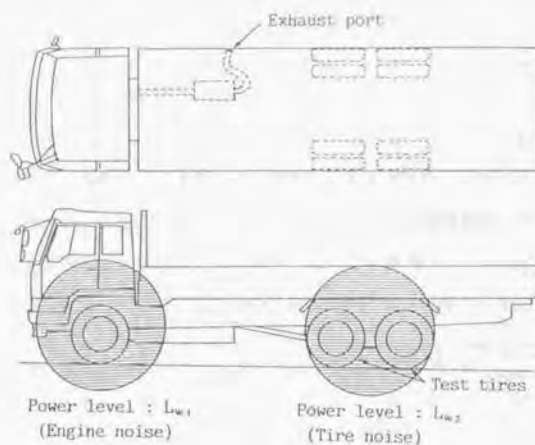


図3.17 実験に使用した大型トラック

気口の方向に指向性を持っているため、今回のように車両左側における測定では、排気音の影響をほとんど受けない。更に、定常走行の場合、加速走行の場合と異なって排気音の寄与はかなり小さいと考えられる。このようなことから、本研究では排気音の影響を無視することとした。以下では、車両前部から発生する騒音をエンジン系騒音、車両後部から発生する騒音をタイヤ騒音とする。

走行速度は40、60、80km/hの3条件とし、測定位置は走行線から左側方5m、地上高1.2mとした。試験車、装着タイヤおよび積載量は以下の通りである。

試験車(2台)：キャブオーバー型カーゴトラック

(前輪1軸、後輪2軸、車両重量：約10t)

試験車A：第二段階規制車、試験車B：第一段階規制車

前輪タイヤ：スムーズタイヤ (10.00-20 14PR)

後輪タイヤ：ラジアルリブタイヤ、ラジアルラグタイヤ

(サイズ：10.00R20 14PR)

バイアスリブタイヤ、バイアスラグタイヤ

(サイズ：10.00-20 14PR)

タイヤの空気圧：ラジアル系：7.25kgf/cm<sup>2</sup>

バイアス系：6.75kgf/cm<sup>2</sup>

積載量：空積載、定積載(10t積載)、過積載(20t積載)

なお、試験タイヤのトレッドパターンを図3.18に示す。

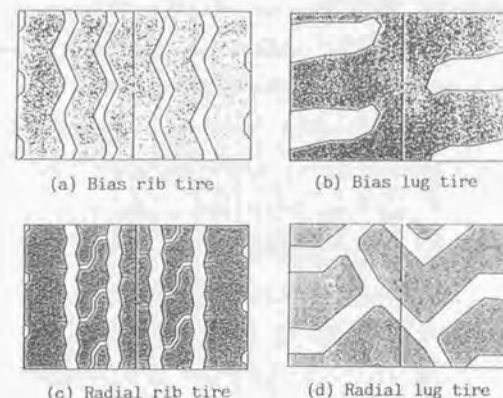


図3.18 試験タイヤのトレッドパターン

### 3.3.2 タイヤの種類によるパワーレベルの変化

測定例として、後輪にラジアルラグタイヤを装着した10t積載の試験車Aを走行させたときに、マイクロホンアレーによって測定されたA特性音圧のレベル波形を図3.19に示す。いずれの速度においても二つのピークが測定されており、これらピークの時間差は前輪と後輪が測定点を通過する時間差にほぼ等しい。そこで、時定数の影響を補正し、それぞれの音源が走行線上にあるものとして車両前部のエンジン系騒音と後部のタイヤ騒音のパワーレベルを算出した。図3.20は、後輪にラジアルラグタイヤを装着した場合とラジアルリブタイヤを装着した場合について、エンジン系騒音とタイヤ騒音のパワーレベル $L_{w1}$ 、 $L_{w2}$ を算出した結果であり、図中の曲線はそれぞれのパワーレベルを速度(logV)で回帰した結果である。これらの結果をみると、エンジン系騒音のパワーレベルは、後輪にいずれのタイヤを装着してもほぼ等しい結果が得られている。一方、ラジアルラグタイヤの場合は、ラジアルリブタイヤの場合に比較して3～5dB(A)高くなっており、タイヤ騒音のパワーレベルは、装着するタイヤの種類によって異なっている。



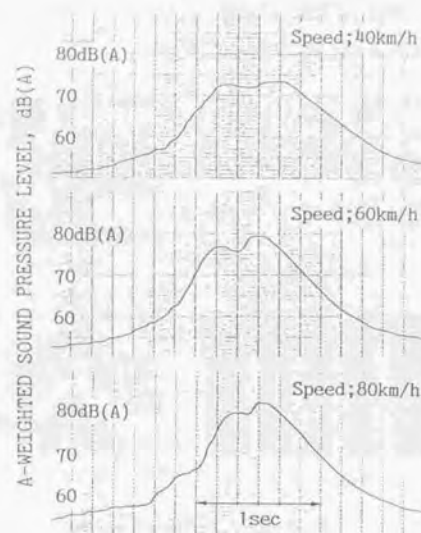


図3.19 マイクロホンアレイシステムによって測定したA特性音圧のレベル波形

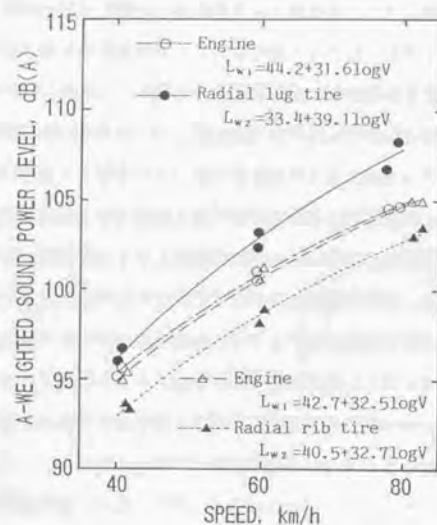


図3.20 エンジン系騒音とタイヤ騒音のパワーレベル

以上の結果から、タイヤの種類による発生パワーレベルの変化が測定できることが分かった。別の2種類のタイヤについても試験車Aを用いて同様な測定を行った。その結果を図3.21に示す。図中の曲線は、パワーレベルを速度で回帰した結果であるが、バイアスラグタイヤの場合には $V^2$ 、その他のタイヤの場合には $\log V$ で回帰した。バイアスラグタイヤは、パターンノイズと呼ばれている純音性の騒音の発生が著しい。その卓越周波数は、速度が40km/hから80km/hに変化すると158Hz から317Hz に変化する。したがって音響パワーレベルをA特性で評価した場合、速度が高くなるとその増加の割合が他のタイヤに比べて大きく、速度依存性も特異な形になっているものと考えられる。80km/hの高速度域においては、バイアスラグタイヤのレベルが最も高く、次いでバイアスリブタイヤ、ラジアルラグタイヤの順になっており、ラジアルリブタイヤのレベルが最も低い。この速度におけるバイアスラグタイヤとラジアルリブタイヤのレベル差は10dB(A) 以上となっている。速度60km/h以下の低速度域においては、バイアスラグタイヤのレベルはバイアスリブタイヤのレベルよりも低い値となっている。

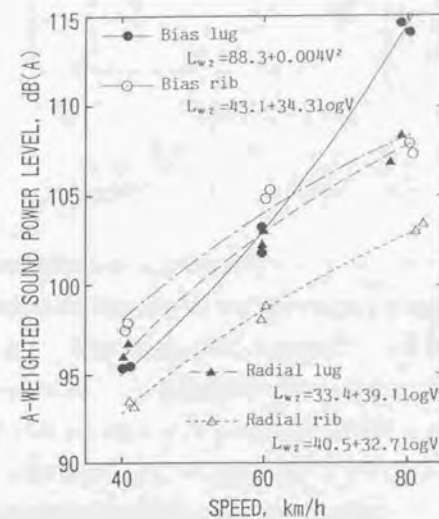


図3.21 4種類のタイヤのパワーレベル

### 3.3.3 積載量の違いによるエンジン系騒音とタイヤ騒音の変化

試験車Aの積載条件を空積載（車両総重量10t）、10t積載（車両総重量20t）、20t積載（車両総重量30t）とし、積載量の違いによるエンジン系騒音とタイヤ騒音の変化を調べた。

まず、図3.22はエンジン系騒音のパワーレベルの変化を調べた結果であり、車両総重量が30tの場合にレベルが若干大きくなっているが、全体としては顕著な差はみられない。

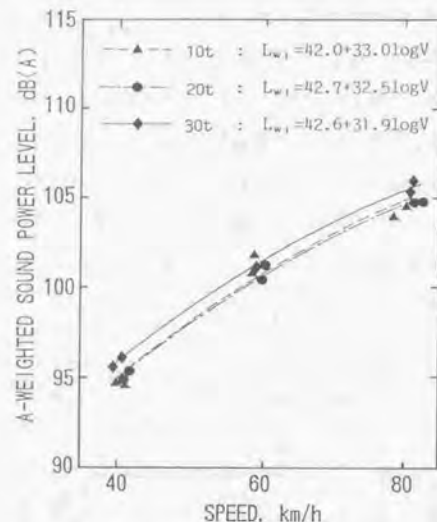


図3.22 積載量の違いによるエンジン系騒音の変化

図3.23は、ラジアルラグタイヤとラジアルリブタイヤについて積載量の違いによるパワーレベルの変化を調べた結果である。ラグタイヤの場合には車両総重量が増加するにしたがってパワーレベルが上昇し、30tの場合には10tの場合と比較して約5 dB(A)程度大きくなっている。このタイヤの場合、いずれの積載条件においても40km/hから80km/hの速度範囲においては、パワーレベルの速度依存性は非常によく類似しており、比較的単純な式によってパワーレベルを推定できると考えられる。そこで、重回帰分析によって、車両総重量と速度を変数としてタイヤ騒音のパワーレベルを推定する実験式を作成した。その結果、以下に示すような実験式が得られた。

$$L_{w2} = 32.1 + 0.23 W + 37.3 \log(V) \quad (\text{重相関係数: } 0.98) \quad (3.7)$$

W: 車両総重量 (t)

V: 速度 (km/h)

この結果より、車両総重量が10t増加するとパワーレベルが2.3dB(A)上昇することになる。一方、リブタイヤの場合には、車両総重量によるパワーレベルの変化はほとんどみられない。

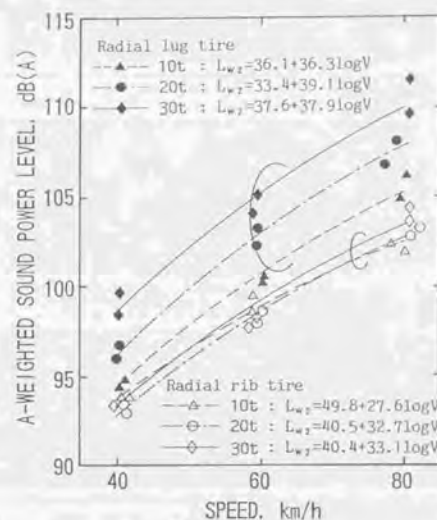


図3.23 積載量の違いによるタイヤ騒音の変化

### 3.3.4 車両の違いによるエンジン系騒音の差

わが国では、自動車の低騒音化のために加速走行騒音について段階的な規制が行われてきている。これが定常走行騒音の低減にも結びついているかどうかを判断するためには、実態調査以外にテストコースにおける走行実験によって詳細な検討を行う必要がある。このような問題を明らかにするためには、エンジン系騒音を分離して測定する方法が必要である。

そこで前述のようなほぼ同型式の年式が異なる2台の試験車（A、B）について、積載量（10t）、装着タイヤ（前輪：スムーズタイヤ、後輪：ラジアルリブタイヤ）を同一条件としてエンジン系騒音のパワーレベルを比較した。その結果が図3.24である。第二段階規制車である試験車Aは第一段階規制車である試験車Bに比べてパワーレベルが1～2



dB(A) 程度低くなっており、加速走行騒音の低減が定常走行時のエンジン系騒音にも効果がみられている。しかし、この実験結果は、それぞれの規制年の車両を各1台ずつ対象とした結果であり、規制効果について詳細に検討するためには今後多数台の車両を用いて同様な検討を行う必要がある。

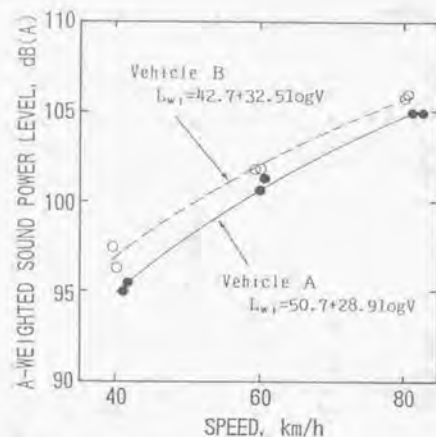


図3.24 年式の違いによるエンジン系騒音の差  
(Vehicle A: 第二段階騒音規制車, Vehicle B: 第一段階騒音規制車)

### 3.4 路面性状の違いによる自動車走行騒音パワーレベルの変化<sup>2,3)</sup>

タイヤ騒音はタイヤと路面の接触によって発生するため、路面性状の違いによってタイヤの発生騒音は大きく変化する。そのため、タイヤ騒音が支配的となる高速域における自動車走行騒音は、路面性状の違いによっても大きく影響されると考えられる。

そこで、今後の騒音低減対策の基礎資料を得ることを目的として、我が国の一般的な施工方法による数種類の試験路面において、自動車走行騒音、路面粗さおよび路面の吸音率などを測定し、路面の違いによる発生騒音の変化について検討した。

#### 3.4.1 試験路面の性状

##### (1) 骨材配合

試験路面としては、5種類のアスファルトコンクリート（以下、アスコンと記す）舗装の路面を対象とした（図3.25参照）。

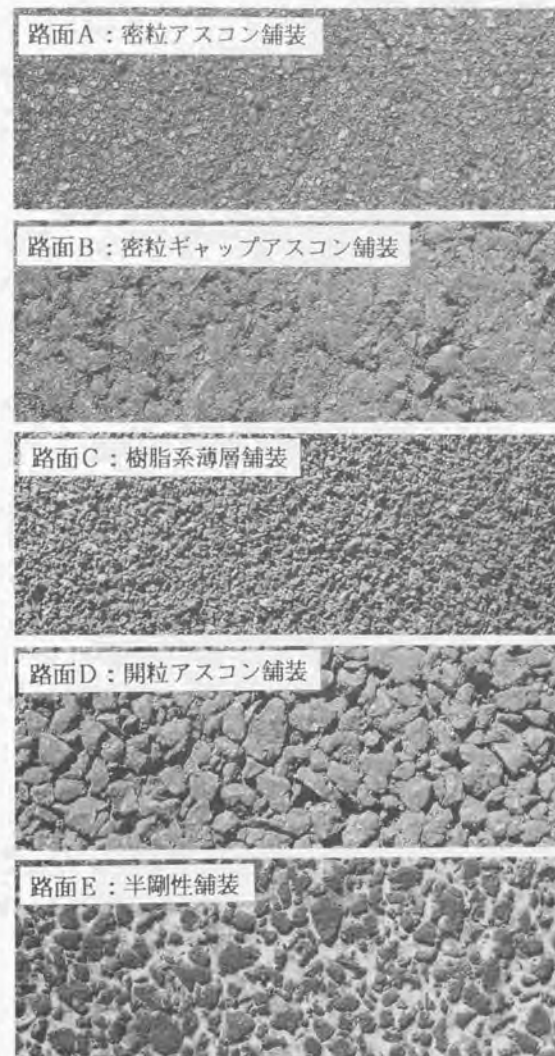


図3.25 試験路面

これら試験路面の骨材配合の粒度分布を図3.26に示す。以下に各路面の特徴を簡単に述べる。

路面Aの密粒アスコン舗装は、粒径2.5mm以下の骨材を35~50%配合した舗装であり、表層用として最も一般に用いられている。路面Bの密粒ギャップアスコン舗装は、密粒アスコン舗装に似た骨材配合となっているが、粒径2.5~5mmの骨材を少なくした舗装である。路面Cの樹脂系薄層舗装は、路面上にエポキシ樹脂系の結合材を塗布し、この上に特殊硬質骨材（主に、アルミナなど）を散布してすべり摩擦係数を高めた路面であり、本試験路面では密粒アスコン舗装の路面上にこの方法を適用した。路面Dの開粒アスコン舗装は、粒径2.5mm以下の骨材を15~30%と少なくし、5mm以上の骨材を多く使用した舗装であり、透水性に優れ、表面は極めて粗い。路面Eの半剛性舗装は、アスコン舗装の表面にセメントを流し込んで剛性を高める施工方法であり、本試験路面では路面Dの開粒アスコン舗装にこの方法を採用した。

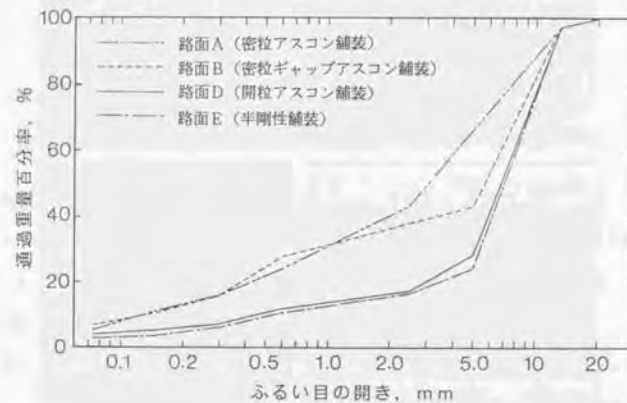


図3.26 各試験路面の骨材配合

## (2) 路面の粗さ

路面の凹凸を測定する方法として、これまでに幾つかの手法が提案されているが、それらのほとんどは道路管理等を目的としたものが多く、タイヤ騒音を検討するためのものは極めて少ない。本研究では、タイヤ騒音との相関が高いとされているマクロテクスチャーの測定方法<sup>25)</sup>を採用した。測定装置のブロックダイアグラムを図3.27に示す。



図3.27 路面粗さ計のブロックダイアグラム

この装置では、路面の凹凸をレーザ変位計によって0.5mm間隔に長さ1mにわたって測定し、空間周波数の導入によって各波長成分ごとのパワースペクトルを算出する。得られたパワースペクトルを次式によってレベル表示し、粗さのレベルとして表現する。

$$T(\lambda) = 10 \log p^2(\lambda)/p_0^2 \quad (3.8)$$

$T(\lambda)$ : 波長 $\lambda$ の粗さレベル

$p^2(\lambda)$ : 波長 $\lambda$ のパワースペクトル

$p_0^2$ :  $10^{-12} \text{ mm}^2$

このようにして得られた $T(\lambda)$ の値を欧州ではTexture levelと呼んでいるが、本報では粗さレベルと呼ぶことにする。

この装置を用いて各路面の凹凸を測定した結果が図3.28であり、路面によって凹凸の形状が大きく異なっているのが分かる。特に、路面Dの場合、開粒による空隙が際立って大きくなっているが、セメントを流し込んだ路面Eの場合は、路面Dのような空隙はほとんどみられない。また、5種類の路面の中で路面Aが一番滑らかであることが分かる。次に、(3.8)式によって各波長成分の粗さレベルを算出した結果を図3.29に示す（この結果は、波長をオクターブバンドで整理している）。粗さレベルは、路面の種類によって大きく異なっており、路面Dのレベルはほとんどの波長成分に対して他の路面の場合よりも大きい。また、各路面とも粗さレベルは波長20~5mmの範囲で一番大きくなっている。



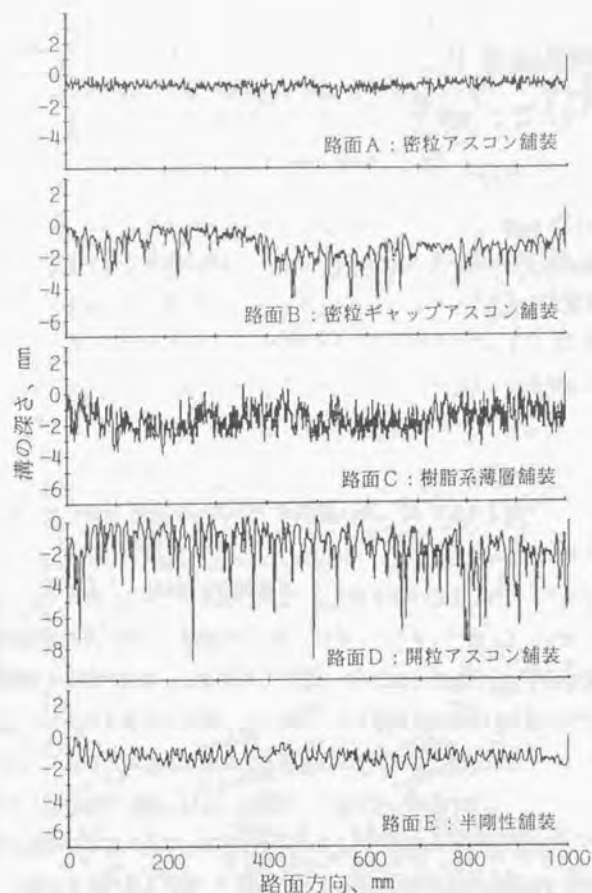


図3.28 路面粗さ計で測定した路面凹凸

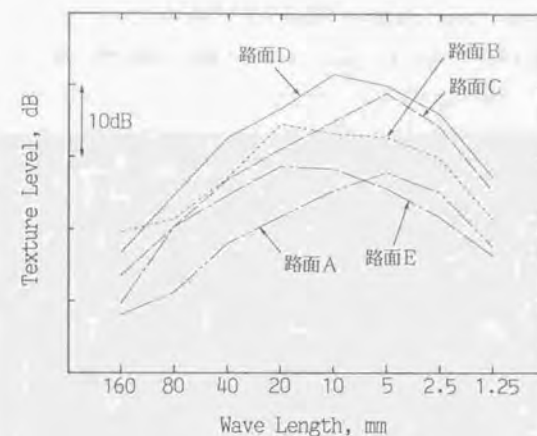


図3.29 各試験路面の粗さレベル

### (3) 路面の吸音特性

路面の種類によるタイヤ騒音の変化を検討するためには、路面の音響特性についても検討する必要がある。ここでは、代表的な音響特性の一つとして路面の吸音率について検討した。測定は音響管（直径100mm）を用いる方法と残響箱を用いる方法によって行った。音響管による方法では、試料として各路面から採取した直径100mmのコアを用いて通常の方法（JIS A 1405に準じた方法）で測定した。一方、残響箱による方法では、底面が開放となったアクリル製（厚さ20mm）の残響箱（1000×1500×1100mm）を各試験路面上に設置し（図3.30参照）、残響時間の測定値をもとに吸音率を算出した。なお、この場合、路面の凹凸によって残響箱と路面の接触部にすき間ができるため、粘土を埋めて気密性を高めた。測定周波数範囲は、音響管による場合が100Hz から1.6kHz、残響箱による場合が500Hz から8kHzとした。両手法による結果を図3.31に示す。二つの方法による結果を総合すると、500Hz 以下の周波数域においては、路面の違いによる明確な差はみられないが、それ以上の周波数域においては路面Dの吸音率が非常に大きくなっているのが分かる。特に、いずれの手法によっても路面Dの吸音率には1kHz付近にピークが測定されており、特異な傾向となっているが、この結果は、Zetterlingら<sup>24)</sup> や 帆莉ら<sup>22), 23)</sup> が報告した結果とよく類似している。これらの報告では、舗装の厚さを変化させた場合の吸音率の測定結果を示しており、吸音率のピーク周波数は舗装が厚くなるほど低い周波数域に移行する

傾向を示している。このような結果を考慮すると、吸音率のピークは路面空隙の空気共鳴に起因するものと考えられるが、詳細については今後更に検討する必要がある。



図3.30 路面の吸音率測定用に試作した小型残響箱

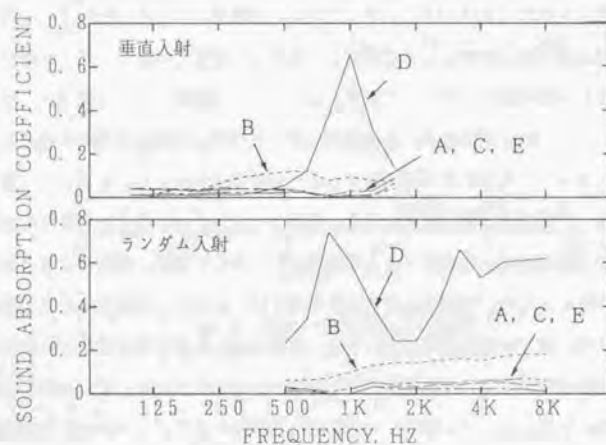


図3.31 各試験路面の吸音率

### 3.4.2 路面の粗さレベルと自動車走行騒音の関係

#### (1) 路面の違いによる走行騒音の変化

試験車として乗用車(排気量:2000cc、タイヤサイズ:185/70 R14 88H)と大型トラック(キャブオーバー型カーゴトラック、車両総重量:7765kgf、タイヤサイズ:7.50-16 14PR)を用いたが、既に述べたように大型トラックの場合は、装着タイヤの違いによる発生騒音のレベル差が大きいことから代表的な2種類のタイヤ(バイアスリブタイヤとバイアスラグタイヤ)について試験した。これら試験車を各路面上を走行させ、走行線から左側方4m、高さ1.2mの位置に無指向性マイクロホンを配置してパワーレベルの測定を行った。なお、パワーレベルの分析法としては、安定したデータが得られる2乗積分法<sup>18)</sup>を適用した。

各車両が速度70km/hで走行した場合の走行騒音パワーレベルを図3.32に示す。(a)に示す乗用車の場合、315Hz～630Hzの周波数帯域では路面Dを走行した場合のレベルが高く、路面Aの場合のレベルが低くなっており、両者のレベル差は3～6dBである。1kHz以上の高周波域においては、路面の違いによるレベル差が顕著に現れており、路面Eにおけるレベルが最も高く、吸音率の高い路面Dにおけるレベルが最も低くなっている。この周波数帯域における路面DとEの場合のレベル差は5～10dBであり、その他の路面の場合には、両者の中間の値となっている。また、路面Dを走行した場合のレベルは、800Hzを境にして、それよりも低周波域(315Hzから800Hzの範囲)では他の路面の場合に比べて高いが、逆に高周波域では低くなっている。

(b)に示すバイアスリブタイヤを装着した大型トラックの場合は、乗用車の場合と比較して路面の違いによるレベル差は小さいが、800Hzから2.5kHzの範囲で明確なレベル差がみられ、路面Eを走行した場合のレベルが高く、路面Dの場合のレベルが低い。この周波数域における両者のレベル差は5～7dBである。

(c)のバイアスラグタイヤを装着した大型トラックの場合は、オーバーオールレベルに支配的なパターンノイズが含まれる315Hz帯域においてレベル差が顕著である。この帯域では、凹凸の形状が一番滑らかな路面Aにおけるレベルが際立って大きく、他の路面の場合と比較して8～10dB高い。また、1kHz以上の帯域におけるレベル差は、他の車両の場合と同様に路面Eにおけるレベルが高く、路面Dにおけるレベルが低い。

以上述べたように、いずれの車種の場合にも、1kHz以上の高周波域においては吸音率の高い路面Dのレベルが最も低くなっており、路面の吸音特性は走行騒音の低減に効果があることが分かる。これに関しては、国内外で現在詳細な検討が進められており、これらの



検討結果については、文献(23)～(25)に述べられている。

一方、吸音率の小さい他の4種の路面でも、1kHzから4kHzの高周波域において2～5 dBのレベル差が現れており、この原因は路面の粗さレベルの影響によるものと考えられる。そこで、以下に述べるような検討を行った。

## (2) 走行騒音と粗さレベルの関係

吸音率の小さい4種の路面(路面A, B, C, E)のデータを用いて走行騒音と粗さレベルの関係を検討した。表3.5は、各オクターブバンドごとのパワーレベルと各波長成分の粗さレベルの相関係数を算出した結果であり、\*印と\*\*印はそれぞれ危険率が5%と1%で有意であることを示している。

(a) に示す乗用車の場合、全体的にみて250Hz から500Hz の低周波域のパワーレベルは粗さレベルと正の相関があるが、1kHz以上の高周波域では負の相関がある。したがって、粗い路面ほど低周波域の発生騒音は高くなるが、高周波域では低くなることが分かる。中でも、500Hz 帯域の騒音は20mmから80mmの波長成分と、2kHz以上の高周波域の騒音は5mm以下の波長成分と高い相関がある。オーバーオールレベルについては、全ての波長成分の粗さレベルと負の相関があり、中でも5mm以下の波長成分との相関が高い。

(b) に示すバイアスリブタイヤを装着した大型トラックの場合、250Hz から500Hz 帯域の騒音レベルは粗さレベルと正の相関があるが、相関係数は乗用車の場合よりも小さく明確な傾向はない。1kHz以上の高周波域の騒音は粗さレベルと負の相関があり、粗い路面ほど高周波域のレベルが低くなることを示している。中でも2kHzから4kHzの帯域における騒音は波長5mm 以下の粗さレベルと相関が高い。

(c) のバイアスラグタイヤを装着した大型トラックの場合、パターンノイズが含まれる250Hz 帯域とその高調波成分が含まれる500Hz 帯域のレベルは、粗さレベルと負の相関があり、他の車両の場合と比較して特徴的である。これは、粗い路面ほど接地面内におけるラグ溝の気密性が低下し、エアポンピング音が低減したためであると考えられる。また、2kHz以上の高周波域のレベルは、他の車両の場合と同様に5mm以下の波長成分の粗さレベルと高い負の相関がある。このように、ラグタイヤを装着した車両の発生騒音は広い周波数範囲にわたって粗さレベルと負の相関がある。そのため、オーバーオールレベルについても同様な傾向となっており、粗い路面ほどパワーレベルが低くなることが分かる。

上述の発生騒音と粗さレベルの関係について、タイヤ騒音の発生メカニズムの面から検

討した報告<sup>25, 26)</sup>がある。それによると、低周波域の騒音は、長い波長成分の路面凹凸によって励振されるタイヤの径方向振動に起因するため、粗い路面ほど径方向振動が大きくなり発生騒音も大きくなることが示されている。一方、高周波域の騒音は、タイヤのステイックスリップによって励振されるトレッドブロックの周方向振動に起因するため、粗い路面ほどステイックスリップの発生が少なくなり、発生騒音が低くなることが示されている。また、低周波域と高周波域の発生騒音と相関の高い波長成分は、それぞれ80mmと5mmであると報告されている。この点について、本研究の結果では、乗用車やリブタイヤを装着した大型車の場合、傾向的には類似しているが、いずれの場合も発生騒音と相関の高い波長成分を特定できるほど明確な傾向はみられなかった。

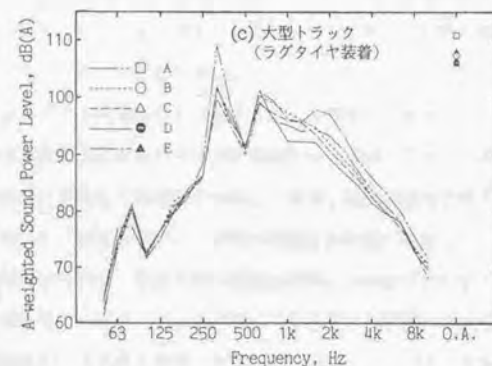
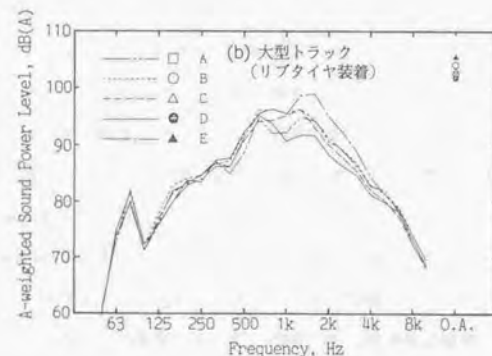
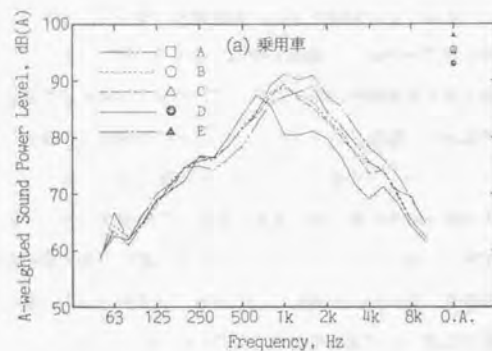


図3.32 路面の違いによる走行騒音パワーレベルの差 (速度70km/h)

表3.5 走行騒音と粗さレベルの関係 (速度70km/h)

(a) 乗用車

| Frequency (Hz)     | 路面凹凸の波長 (mm) |        |        |        |       |         |         |
|--------------------|--------------|--------|--------|--------|-------|---------|---------|
|                    | 160          | 80     | 40     | 20     | 10    | 5       | 2.5     |
| 125                | -0.33        | -0.87  | -0.87  | -0.70  | -0.74 | -0.49   | -0.38   |
| 250                | 0.38         | 0.92** | 0.89** | 0.75   | 0.71  | 0.40    | 0.29    |
| 500                | 0.70         | 0.99** | 0.95** | 0.94** | 0.73  | 0.30    | 0.25    |
| 1k                 | -0.11        | 0.56   | 0.40   | 0.28   | -0.01 | -0.41   | -0.51   |
| 2k                 | -0.66        | -0.22  | -0.42  | -0.48  | -0.76 | -0.92** | -0.97** |
| 4k                 | -0.54        | -0.01  | -0.22  | -0.29  | -0.69 | -0.85*  | -0.92** |
| 8k                 | -0.71        | -0.28  | -0.48  | -0.54  | -0.80 | -0.92** | -0.97** |
| Overall            | -0.45        | 0.02   | -0.20  | -0.24  | -0.60 | -0.85** | -0.93** |
| A-weighted overall | -0.35        | 0.29   | 0.08   | -0.02  | -0.34 | -0.68   | -0.76   |

(b) リブタイヤ装着の大型車

| Frequency (Hz)     | 路面凹凸の波長 (mm) |       |       |       |       |         |         |
|--------------------|--------------|-------|-------|-------|-------|---------|---------|
|                    | 160          | 80    | 40    | 20    | 10    | 5       | 2.5     |
| 63                 | 0.90*        | 0.54  | 0.61  | 0.74  | 0.64  | 0.49    | 0.56    |
| 125                | 0.40         | -0.29 | -0.27 | -0.04 | -0.18 | 0.03    | 0.10    |
| 250                | 0.38         | -0.20 | 0.00  | 0.07  | 0.26  | 0.49    | 0.58    |
| 500                | 0.73         | 0.72  | 0.63  | 0.75  | 0.44  | 0.07    | 0.10    |
| 1k                 | -0.03        | 0.10  | -0.14 | -0.03 | -0.39 | -0.66   | -0.52   |
| 2k                 | -0.51        | -0.23 | -0.45 | -0.42 | -0.70 | -0.86*  | -0.91** |
| 4k                 | -0.44        | -0.29 | -0.52 | -0.44 | -0.76 | -0.92** | -0.94** |
| 8k                 | 0.34         | 0.23  | 0.08  | 0.25  | -0.15 | -0.49   | -0.44   |
| Overall            | 0.84*        | 0.59  | 0.52  | 0.71  | 0.39  | 0.13    | 0.18    |
| A-weighted overall | -0.15        | 0.08  | -0.17 | -0.08 | -0.46 | -0.64   | -0.69   |

(c) ラグタイヤ装着の大型車

| Frequency (Hz)     | 路面凹凸の波長 (mm) |        |         |         |        |         |         |
|--------------------|--------------|--------|---------|---------|--------|---------|---------|
|                    | 160          | 80     | 40      | 20      | 10     | 5       | 2.5     |
| 63                 | 0.78         | 0.49   | 0.56    | 0.66    | 0.57   | 0.59    | 0.58    |
| 125                | 0.86*        | 0.37   | 0.39    | 0.58    | 0.42   | 0.50    | 0.55    |
| 250                | -0.53        | -0.86* | -0.80*  | -0.76   | -0.62  | -0.50   | -0.42   |
| 500                | -0.69        | -0.71  | -0.76   | -0.76   | -0.82* | -0.90*  | -0.87*  |
| 1k                 | 0.12         | 0.08   | -0.15   | 0.02    | -0.38  | -0.48   | -0.48   |
| 2k                 | -0.57        | -0.33  | -0.54   | -0.51   | -0.77  | -0.91** | -0.95** |
| 4k                 | -0.65        | -0.39  | -0.59   | -0.58   | -0.80* | -0.92** | -0.96** |
| 8k                 | -0.46        | -0.09  | -0.28   | -0.29   | -0.53  | -0.82*  | -0.85*  |
| Overall            | -0.57        | -0.87* | -0.80*  | -0.78   | -0.66  | -0.54   | -0.47   |
| A-weighted overall | -0.68        | -0.90* | -0.91** | -0.88** | -0.87  | -0.80*  | -0.75   |

\*印: 危険率5%で有意  
\*\*印: 危険率1%で有意



### 3.5 まとめ

本章では、まず一般公道における自動車走行騒音パワーレベルとそのばらつきの現状について把握した。次にテストコースにおける走行実験によってパワーレベルの変動要因について種々の検討を行った。得られた結果を要約すると次の通りである。

- (1) 一般公道の定常走行区間において走行車両のパワーレベルを測定したところ、乗用車や小型貨物車の場合には速度と高い相関があったが、大型車の場合には極めて大きなばらつきが見られた。この原因を調べるため、装着タイヤや騒音規制年度別に整理したところ、いずれの場合にも比較的大きなレベル差が確認できた。
- (2) 信号交差点付近において、停止線から100mの範囲の4地点において加速状態にある車両の瞬時的なパワーレベルの測定を行ったところ、いずれの車種の場合もパワーレベルのばらつきは最大で約20dB(A)もあったが、交差点から100mまでの範囲では、いずれの車種の場合も、交差点から遠ざかるにしたがってパワーレベルが低くなる傾向が確認できた。また各地点で測定したパワーレベルは、速度や加速度との関連性がみられなかった。一方、騒音規制年別のパワーレベルの平均値から、年式の違いによるパワーレベルの変化を調べたところ、いずれの車両の場合にも第二段階規制車のパワーレベルは第一段階規制車と比較して1.5～3dB(A)低くなっていた。
- (3) テストコースにおける走行実験の結果をもとに、エンジン・排気系騒音とタイヤ騒音の実験式を作成した結果、エンジン・排気系騒音は、いずれの車種の場合もエンジン回転数とアクセル開度（エンジン負荷）の二つの要因によって、またタイヤ騒音は、速度によって高い精度で推定できることを確認した。
- (4) 大型車の個体差について検討するため、マイクロホンアレイシステムによってエンジン系騒音とタイヤ騒音のパワーレベルを分離して測定した。その結果、タイヤ騒音のパワーレベルは装着タイヤの種別によって大幅に変化し、装着するタイヤの種類が大型車の個体差の主な原因の一つになっていることを明らかにした。また、ラグ系のタイヤを装着した場合には、積載量の変化によってパワーレベルが大きく変化するが、リップ系タイヤを装着した場合にはそのような傾向はみられなかった。一方、エンジン系騒音のパワーレベルは、積載量の違いによって明確な変化はみられなかった。
- (5) 骨材配合や施工方法の異なった5種類の試験路面上で、タイヤ騒音が支配的となる速度において走行騒音のパワーレベルを測定し、パワーレベルと路面性状の関係を検討した。その結果、乗用車の場合も大型車の場合も、吸音率の高い路面における走行騒音の

レベルは他の路面に比べて2～5dB(A)低くなっており、今後の道路交通騒音の低減対策において一つの有効な手法になるものと考えられる。また、粗さレベルとパワーレベルの関係では、低周波域の発生騒音のレベルは滑らかな路面ほど、また高周波域の発生騒音のレベルは粗い路面ほど低くなることを確認した。また、ラグタイヤを装着した大型車の場合、オーバーオールレベルに支配的なバターンノイズのレベルは粗い路面ほど低減することが分かった。

## 第4章 市街地における自動車の 走行パターンと発生騒音の推定

道路交通騒音の効果的な対策や予測を行う場合には、まず走行車両の発生騒音パワーレベルを高い精度で推定する必要があるが、実際の市街地のように多くの交差点がある地域においては、車両は停止を含めて頻繁に加減速を繰り返しながら走行するため、個々の車両のパワーレベルは、走行パターンに応じて大幅に変化する。そのため、汎用性があり、かつ精度の高い道路交通騒音の予測モデルや効果的な騒音低減対策を検討するためには、一般公道における自動車の走行パターンを把握し、各種走行条件における発生騒音パワーレベルを推定する方法について検討する必要がある。

そこで本章では、まず市街地における走行実験によって走行パターンの実態を把握し、これを道路交通騒音の予測に適用できるようにモデル化した。次いで、個々の車両の走行パターンから発生騒音パワーレベルを推定する手法について検討した。

### 4.1 市街地における走行パターン

一般公道において代表車種による走行パターンの実態調査を実施し、走行パターンのモデル化について検討した。

#### 4.1.1 走行パターンの実態

自動車が走行する際に発生する騒音は、既に述べたように速度、エンジン回転数、アクセル開度などによって変動する。そこで、実際の市街地において、これら要因の変動パターンを調査した。

試験車として、3.2節の実験に使用した乗用車、小型トラック、大型トラックの3車種を用いた。走行区間は、国道16号線の粕〜春日部間(4車線道路、交通量3500~4000台/h)であり、この区間を数回往復し、各種要因と発進加速時のパルス信号(計測員が入力)を車載のデータレコーダに収録した。パルス信号は、信号交差点における発進加速時のデータ取り込み用信号として利用するものであるが、その数によって先頭車で発進する場合と後続車で発進する場合に分類した。

なお、発進加速時の走行パターンは、ドライバーによって異なると考えられるが、交通の流れにしたがって走行するという条件のもとでは、ドライバーによって大差はないと考

えられる。そこで、この条件を前提として各車種それぞれ1名のドライバーについて調査した。さらに、道路の勾配の違いによって各種要因は異なったパターンを示すと考えられるが、本実験では、最も基本となるほぼ平坦な道路について調査した。

図4.1は、国道16号線で測定した各種要因の時系列データの一部(350秒間)を示している。加速度、エンジン回転数、アクセル開度等の変動パターンは、車種によって大きく異なっている。発進時のアクセル開度は、乗用車の場合で20~40%、小型トラックの場合で60~80%となっているが、大型トラックの場合には、ほとんどの場合100%となっている。特に、乗用車の場合には、走行中の急激な加速時のアクセル開度の方が発進加速時よりも大きくなる場合がしばしばみられる。エンジン回転数の変動パターンは、各車種の動力性能等によって大きく左右されるため、車種によって特徴がある。また、加減速時の加速度は、当然の結果として車両総重量の小さい乗用車の場合が最も大きく、次いで小型トラック、大型トラックの順である。

このように、市街地走行時における各種要因の変動パターンは、車種によって大きく異なっているため、市街地における道路交通騒音を高い精度で予測するためには、車種別に各種要因の変動パターンを考慮する必要がある。しかし、それらは非常に複雑であるため、そのパターンを忠実に推定することは困難である。そこで、走行パターンをできるだけ単純化する必要があり、以下に述べるような検討を行った。

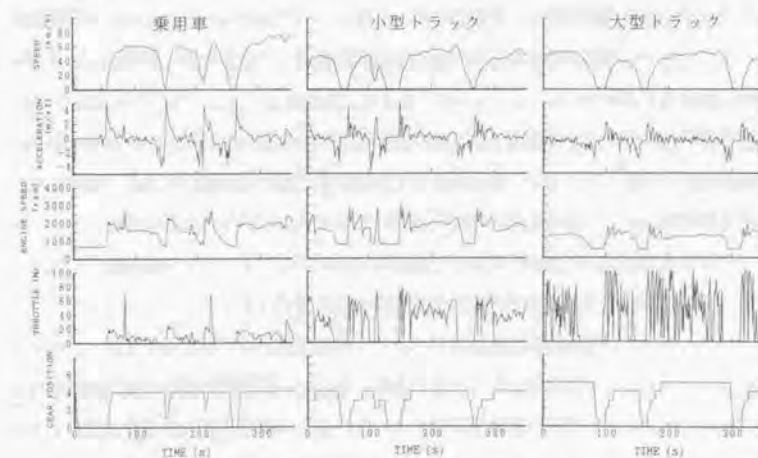


図4.1 市街地における走行パターン



#### 4.1.2 走行パターンのモデル化

市街地走行における複雑な走行パターンをモデル化するに当たっては、市街地における代表的な走行パターンを充分反映していること、後述する交通流のダイナミックシミュレーションへの組み込みが容易であること、さらに車両の騒音放射特性を充分反映できること、などの点を考慮する必要がある。自動車が発生する騒音の性状は、定常走行時と加減速走行時では大きく異なっており、それぞれの場合について検討する必要があるが、定常走行については、各車両が全て同一速度で走行するものと仮定した従来の手法でも道路交通騒音を高い精度で予測することが可能であるので、本研究においてもこのような仮定に基づくこととした。このようなことから、以下では加減速時の走行パターンのモデル化について検討を行った。

加減速時の走行パターンは、先頭車として加減速する場合と後続車として加減速する場合とでは異なるので、先頭車の場合と後続車の場合について別々に検討する必要がある。そこで、図4.1 に示したデータの中から、加減速時のデータ部分(25~30s 間)だけを取り出し、加速時と減速時の平均的なパターンを求めた。

図4.2 は、各車種の発進加速時の平均的な走行パターンであり、実線と破線は先頭車の場合と後続車の場合を示している。いずれの車種の場合も、先頭車で発進する場合の方が後続車で発進する場合よりも速度やエンジン回転数が大きくなっており、中でも、加速性能が優れている乗用車の場合に顕著である。しかし、大型トラックの場合は、車両総重量がかなり大きく、加速性能が乗用車に比べると極端に劣っているため、先頭車の場合も後続車の場合も大差はない。

信号交差点に停止する際の減速時に関する同様な結果を図4.3 に示す。乗用車の場合、先頭車として停止するときは、後続車として停止するときよりも高い加速度で減速するが、他の車種の場合には、両者の間に明確な差はみられない。いずれの車種の場合にも、エンジン回転数は定常走行状態の回転数から比較的スムーズにアイドリング回転数まで低下しており、停止間隙まで定常走行状態のギヤ位置で減速している。

以上述べたように各要因の加減速時のパターンは車種によって異なっており、これらをモデル化する場合には車種別に行う必要がある。さらに、各要因はそれぞれ特徴的なパターンを示しているが、車両の駆動機構を考えると、多くの要因は互いに密接に関係している。そこで、ここでは第5章で述べる交通流の推定に最も重要になる速度パターンのモデル化について検討した。なお、その他の要因については、後述するように速度パターンか

ら推定する方法を採った。

速度パターンを交通流の推定モデルに組み入れる場合、各車種のパターンを定式化しておくことが有効である。ただし、後続車両のパターンについては、交通流の推定における追従モデルによって決定されるので、ここでは先頭車両の場合について検討した。そこで前述した先頭車両の平均的な速度パターンを基にして、次式による回帰分析を行った。

$$V = A_1 t + A_2 t^2 + A_3 t^3 \quad (4.1)$$

$V$  : 速度(km/h)

$t$  : 時間(s)

$A_1 \sim A_3$  : 回帰係数

その結果、加速時については表4.1 に示す回帰係数が得られた。なお、表中に示した有効な時間範囲とは、発進時を0sとしてこの時間内で(4.1)式が成立することを意味している。図4.4 は、各車種について実測した加速時の速度パターン(実線)と(4.1)式によって近似したパターン(破線)を比較した結果であり、実測値と計算値は非常によく一致しているのが分かる。また、表4.2 と図4.5 は、減速時に関する同様な結果であるが、この場合も実測値と計算値はよく一致している。次に、各車種について最高速度を60km/hと仮定し、これに達するまでの加速パターンと停止するまでの減速パターンを推定した結果を図4.6 に示す。(a)において60km/hに達した時点および(b)において減速を開始する時点で、加速度が不連続になる特異な速度パターンとなっているが、これは実際の定常走行時の速度が60km/h以上であったのに対して、計算上最高速度を60km/hとしたためである。しかし、道路交通騒音の予測には大きな影響はないものと考えられる。この結果より、加減速の性能が車種によって大きく異なっていることが明確であり、比較的単純な式によって加減速時の速度パターンを車種別に推定できることが分かった。

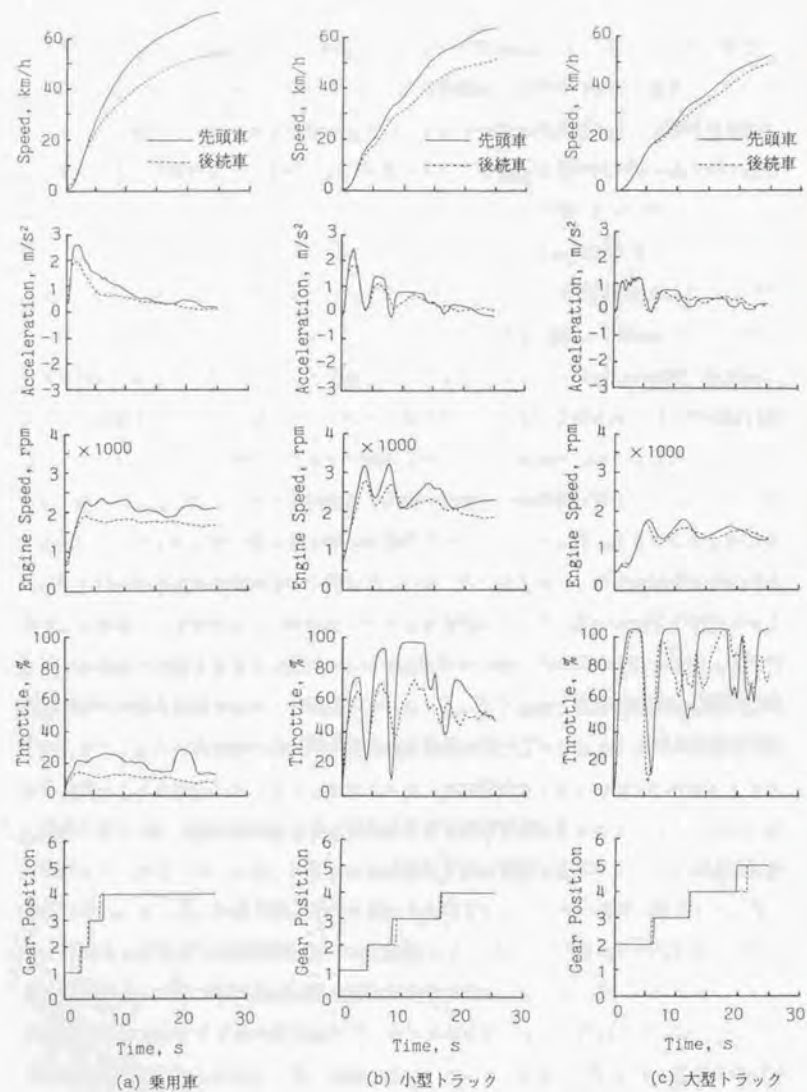


図4.2 発進加速時の平均的な走行パターン

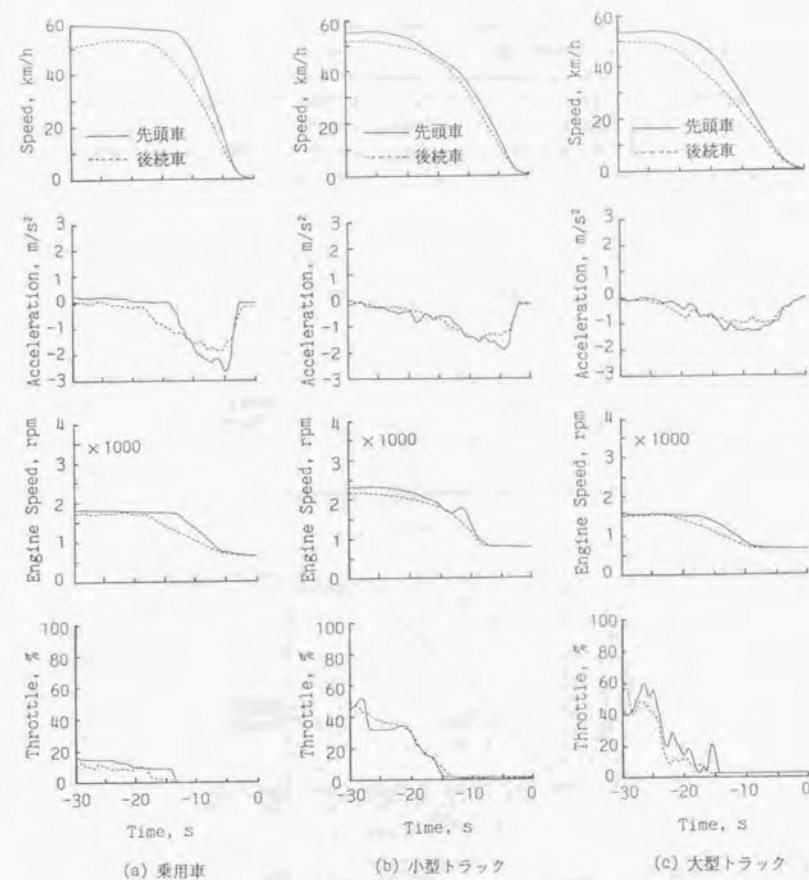


図4.3 減速時の平均的な走行パターン



表4.1 発進加速時の速度パターンを定式化した際の回帰係数

|        | 有効な時間範囲      | $A_1$  | $A_2$   | $A_3$   | 重相関係数 |
|--------|--------------|--------|---------|---------|-------|
| 乗用車    | $0 < t < 27$ | 6.3139 | -0.1794 | 0.0015  | 0.993 |
| 小型トラック | $0 < t < 29$ | 4.2946 | -0.0470 | -0.0009 | 0.998 |
| 大型トラック | $0 < t < 28$ | 2.9180 | -0.0143 | -0.0007 | 0.996 |

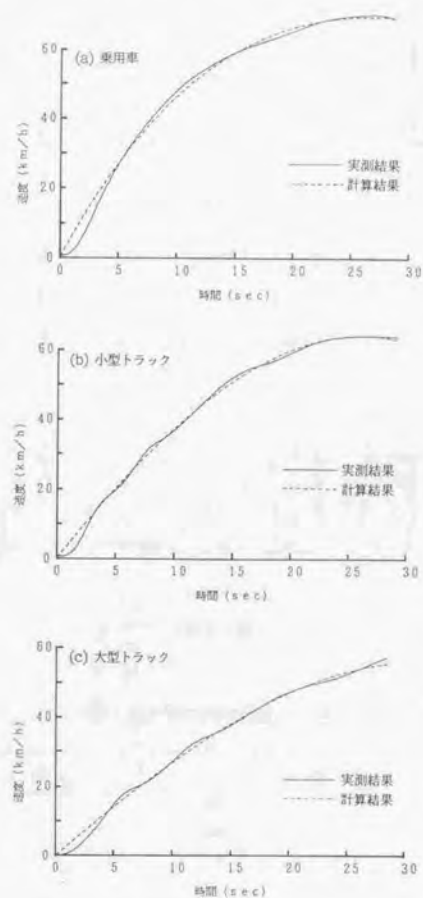


図4.4 発進加速時の速度パターン

表4.2 減速時の速度パターンを定式化した際の回帰係数

|        | 有効な時間範囲       | $A_1$   | $A_2$  | $A_3$  | 重相関係数 |
|--------|---------------|---------|--------|--------|-------|
| 乗用車    | $-15 < t < 0$ | 1.0057  | 1.3309 | 0.0652 | 0.998 |
| 小型トラック | $-25 < t < 0$ | -3.4962 | 0.0776 | 0.0048 | 0.989 |
| 大型トラック | $-25 < t < 0$ | -1.1405 | 0.3127 | 0.0106 | 0.995 |

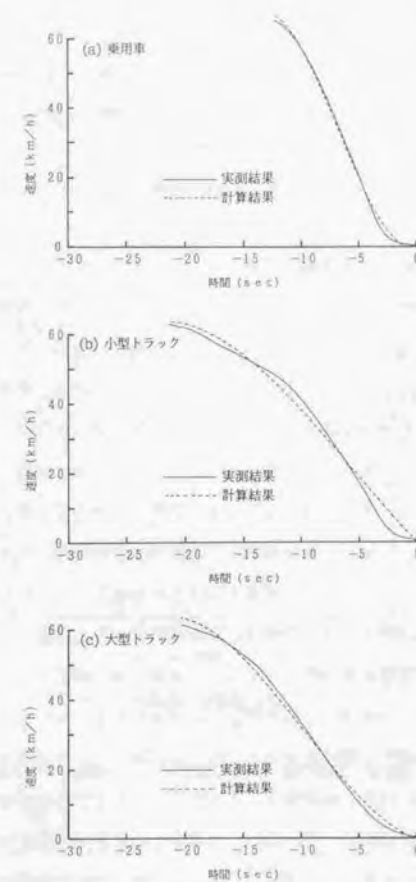
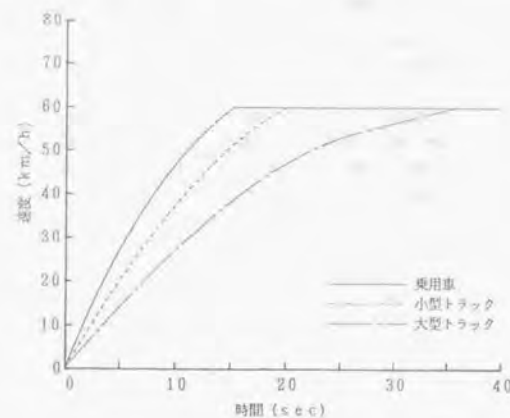
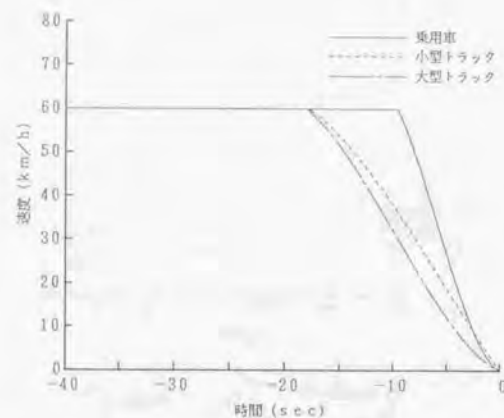


図4.5 減速時の速度パターン



(a) 加速時の速度パターン



(b) 減速時の速度パターン

図4.6 車種の違いによる加速パターンと減速パターンの差

## 4.2 自動車の発生騒音パワーレベルの推定

既に述べたように自動車走行騒音は、主にエンジン・排気系騒音とタイヤ騒音から成っている。後者は速度と明確な関係があり、(4.1) 式あるいは後述する交通流のシミュレーションで得られる速度パターンから(3.4) 式を用いて直接推定することが可能である。しかし、前者は3.2.1 項で述べたようにエンジン回転数とアクセル開度に大きく影響されるため、速度パターンの推定結果から何らかの方法でエンジン回転数とアクセル開度を推定する必要がある。そこで、以下に述べるような検討を行った。

### 4.2.1 エンジン回転数の推定方法

エンジン回転数と速度の間には次式の関係がある。

$$S(t) = \frac{\rho_i \cdot \rho_f}{2\pi r} V(t) \quad (4.2)$$

$S(t)$  : エンジン回転数

$\rho_i$  : 各ギヤ位置( $i=1, 2, \dots$ )における減速比

$\rho_f$  : 最終減速比

$r$  : タイヤの有効半径

$V(t)$  : 車両の速度

ここで、速度 $V(t)$ は後述する交通流のシミュレーション結果から得ることができるため、エンジン回転数を推定するためには $\rho_i$ 、 $\rho_f$ 、 $r$ を求める必要がある。しかし、これらは車両の諸元によって異なるため、全車両のエンジン回転数を高い精度で推定することは極めて難しい。そこで、一般公道を走行している車両の $\rho_i$ 、 $\rho_f$ 、 $r$ は、走行パターン調査で選定した3車種によって代表されるものと仮定した。

さらに、ドライバーは適当なギヤ位置を選択しながら走行するため、走行中 $\rho_i$ の値は段階的に大きく変化する。そのため、速度からエンジン回転数を推定するためには、ギヤチェンジのタイミングについてもモデル化する必要がある。しかし、ギヤチェンジのタイミングはドライバーの特性によって異なるため、この点を考慮したモデルの作成は非常に難しい。そこで、市街地を走行しているドライバーの特性は、走行パターン調査で選定したドライバーによって代表されるものと仮定し、走行パターン調査で得られた結果を基にして速度とギヤ位置の関係を検討した。すなわち、図4.7 に示すように、速度とギヤ位置の平均パターンから各ギヤ位置における速度範囲を求め、これを車種ごとに整理した。その結果が表4.3 であり、これによって車種ごとに任意の速度からギヤ位置を推定すること



ができる。

このようにして得られた、 $V(t)$ 、 $\rho_i$ 、 $\rho_i$ 、 $r$ の各値から、各車種ごとのエンジン回転数 $S(t)$ を推定した。

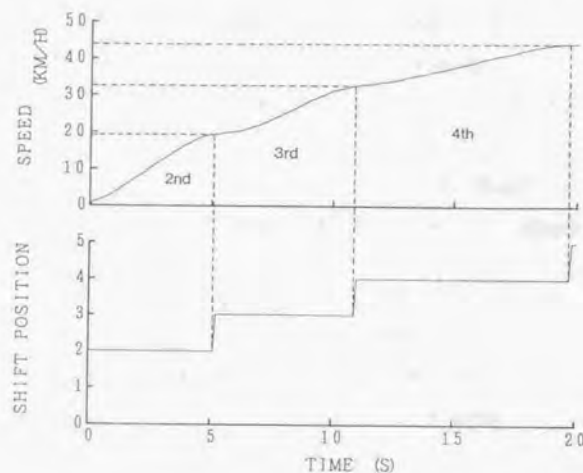


図4.7 加速時の速度パターンとギヤ位置の関係

表4.3 走行速度とギヤ位置の関係

| ギヤ位置 | 速 度 範 囲 (km/h) |       |       |
|------|----------------|-------|-------|
|      | 乗用車            | 小型貨物車 | 大型車   |
| 1st  | 0~14           | 0~18  |       |
| 2nd  | 14~23          | 18~34 | 0~18  |
| 3rd  | 23~35          | 34~54 | 18~33 |
| 4th  | 35~            | 54~   | 33~46 |
| 5th  |                |       | 46~   |

#### 4.2.2 アクセル開度の推定方法

一般に、アクセル開度はエンジン負荷率と深い関係があることが知られている。そこで、まずエンジン負荷率の推定方法について検討した後、これとアクセル開度との関係について述べる。

エンジン負荷は、車両の加速度や走行抵抗などと密接に関係しているため、車両の運動方程式を基に検討する必要がある。

車両の運動方程式は次式で表される<sup>29)</sup>。

$$\frac{W + \Delta W_i}{g} \cdot \frac{dV(t)}{dt} = F(t) - R(t) \quad (4.3)$$

$W$  : 車両重量(kgf)

$\Delta W_i$  : ギヤ位置 $i$ における回転部分相当重量(kgf)

$g$  : 重力加速度(9.8m/s<sup>2</sup>)

$V(t)$  : 速度(m/s)

$F(t)$  : タイヤの駆動力(kgf)

$R(t)$  : 走行抵抗(kgf)

エンジントルクとタイヤ駆動力の間には次式の関係がある。

$$F(t) = \frac{1}{r} \tau \eta T(t) \quad (4.4)$$

$r$  : タイヤの半径(m)

$\tau$  : 総減速比(=  $\rho_i \times \rho_i$ )

$\eta$  : 伝達効率

$T(t)$  : エンジントルク(kgf·m)

また、走行抵抗 $R(t)$ は次式で表される。

$$R(t) = \mu_r W + \mu_A A V^2(t) \quad (4.5)$$

$\mu_r$  : 転がり抵抗係数

$\mu_A$  : 空気抵抗係数

$A$  : 前面投影面積(m<sup>2</sup>)

(4.3)、(4.4)、(4.5)式からエンジントルク $T(t)$ は、

$$T(t) = \frac{r}{\tau \eta} \left\{ \frac{W + \Delta W}{g} \frac{dV(t)}{dt} + \mu_r W + \mu_A A V^2(t) \right\} \quad (4.6)$$

となり、エンジンの最大トルクを $T_{max}$ とすればエンジン負荷率 $L(t)$ は次式で表される。

$$L(t) = \frac{T(t)}{T_{max}} \times 100 \quad (4.7)$$

表4.4 は、実験に使用した3台の車両の $W$ 、 $\Delta W$ 、 $r$ 、 $r$ 、 $\eta$ 、 $\mu_i$ 、 $\mu_A$ 、 $A$ 、 $T_{max}$ であるが、 $\Delta W$ の算出には文献(29)を参考とした。これらの値は車種の違いによって大きく異なるが、同一車種の間では大差はないものと考えられる。そこで、本研究では、車種ごとに表4.4に示した値を用いることにした。したがって、交通流のシミュレーションで得られる $V(t)$ を使用して、(4.7)式からエンジン負荷率を推定することが可能である。

表4.4 実験に使用した車両の $W$ 、 $\Delta W$ 、 $r$ 、 $r$ 、 $\eta$ 、 $\mu_i$ 、 $\mu_A$ 、 $A$ 、 $T_{max}$

|                       | 乗用車  | 小型貨物車                          | 大型車                            |
|-----------------------|--|--------------------------------|--------------------------------|
| $W$ (kgf)             | 1520   | 3205                           | 19970                          |
| $\Delta W$ (kgf)      | 1st 2584<br>2nd 821<br>3rd 304<br>4th 152<br>5th     | 4968<br>1474<br>641<br>288     | 30954<br>9186<br>3994<br>1797  |
| $r$                   | 1st 11.19<br>2nd 6.62<br>3rd 4.57<br>4th 3.14<br>5th | 25.09<br>13.55<br>7.36<br>4.88 | 20.69<br>12.02<br>7.58<br>5.14 |
| $r$ (m)               | 0.30   | 0.36                           | 0.51                           |
| $\eta$                | 0.92   | 0.92                           | 0.92                           |
| $\mu_i$               | 0.015  | 0.013                          | 0.007                          |
| $\mu_A$               | 0.0020   | 0.0027                         | 0.0032                         |
| $A$ (m <sup>2</sup> ) | 1.8  | 2.7                            | 7.4                            |
| $T_{max}$ (kgf·m)     | 18.5   | 19.2                           | 110                            |

次に、このようにして求めたエンジン負荷率とアクセル開度の関係について調べた。まず、テストコースにおける走行実験のデータをもとに推定したエンジン負荷率と直接測定したアクセル開度の関係を図4.8に示す。多少ばらつきがあるものの、両者の相関係数は0.93と高い。

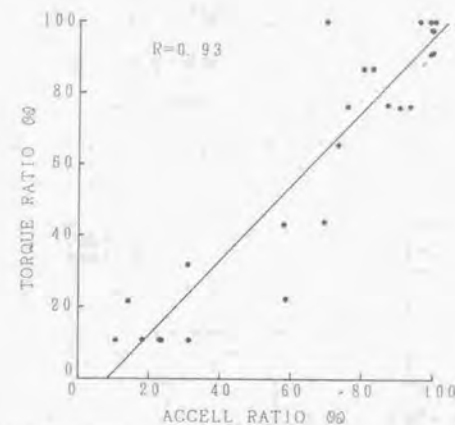


図4.8 エンジン負荷率とアクセル開度の関係

さらに、実際の市街地走行において測定した速度 $V(t)$ のパターンから(4.7)式によってエンジン負荷率 $L(t)$ のパターンを推定し、これと実測したアクセル開度のパターンとの関係について調べた。図4.9は大型トラックに関する結果であり、上段から速度、加速度、エンジン回転数、エンジン負荷率(アクセル開度)の各パターンを示している。これによると推定したエンジン負荷率のパターン(破線)は、実測したアクセル開度のパターン(実線)とよく一致しているのが分かる。以上の検討結果から、エンジン負荷率とアクセル開度はほぼ1:1の関係にあり、エンジン・排気系騒音に関する(3.2)式において、回帰係数を変えずにアクセル開度 $T$ をエンジン負荷率 $L$ に置き換えることができる。なお、図中には、(4.2)式によるエンジン回転数の推定結果(破線)についても示しており、この場合も実測値(実線)とよく一致している。



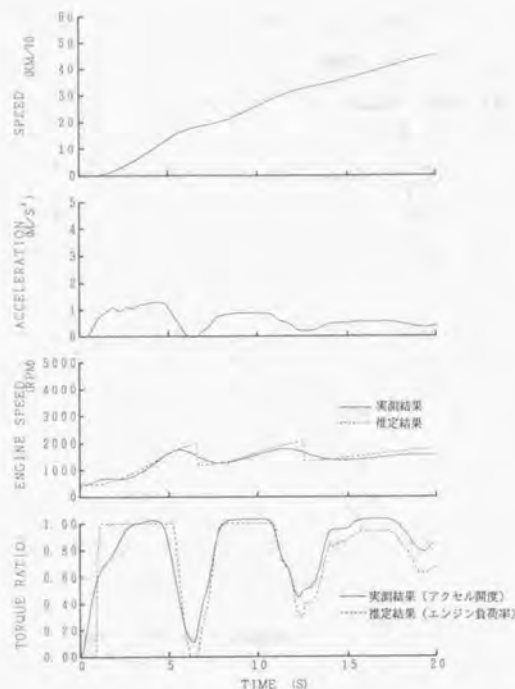


図4.9 発進加速時のエンジン負荷率（推定結果）とアクセル開度（実測結果）のパターン

#### 4.2.3 自動車走行騒音の推定結果

自動車走行騒音のパワーレベルは、(3.6) 式によってエンジン・排気系騒音のパワーレベルとタイヤ騒音のパワーレベルを合成することによって求められる。この場合、エンジン・排気系騒音のパワーレベルは、(4.2) 式で得られるエンジン回転数と(4.7) 式で得られるエンジン負荷率（＝アクセル開度）を(3.2) 式に代入して求めるが、その際、3.2.1 項で述べたようにエンジン回転数が適用範囲以下になった場合には表3.4 に示したアイドルリング状態のパワーレベルを適用した。一方、タイヤ騒音のパワーレベルは、3.2.2 項で述べたように10～100km/h の速度範囲において(3.4) 式から直接求めたが、速度が10km/h 以下の場合にはタイヤ騒音のパワーレベルを無視することにした。

そこで、発生騒音の推定精度を調べるため、まずテストコースにおける走行実験によって得られた加速状態の速度パターンから前述の方法にしたがって時々刻々変化するパワー

レベルを算出した。次に、発進位置から40m、走行線から7.5mの位置における騒音レベルを推定し、実測値と比較した。なお、計算では、車両を無指向性点音源と仮定し、音源から受音点に至る騒音伝搬は次式によるものとした。

$$L_p(t) = L_w(t) - 20 \log(r(t)) - 8 \quad (4.8)$$

$L_p(t)$ : 受音点における騒音レベル

$r(t)$ : 受音点と音源の距離

その結果が図4.10であり、実線と破線は実測値と推定値を示している。いずれの車両の場合も、両者は比較的良好に一致しており、道路交通騒音の予測に適用するモデルとしては、十分な精度であると考えられる。

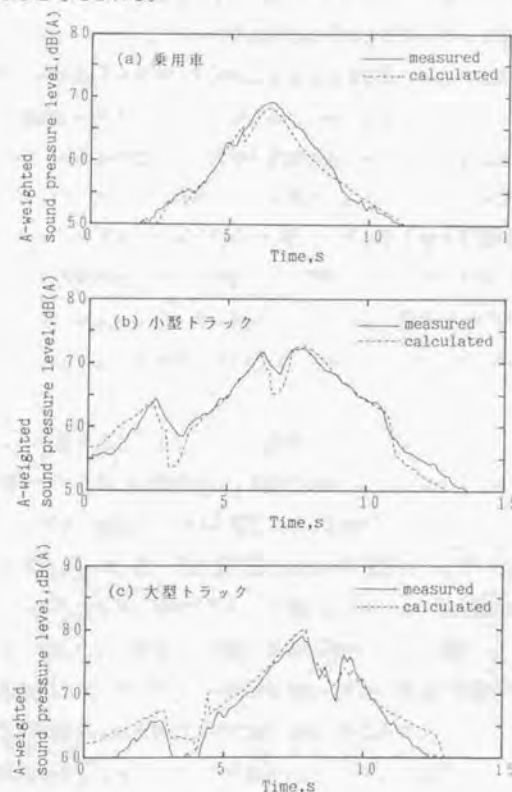


図4.10 発進加速時の発生騒音のレベル波形（実験結果と推定結果の比較）

#### 4.3 まとめ

本章では、まず一般公道における自動車の走行パターンの実態を把握し、これを単純化したパターンにモデル化した。次に、各種走行条件における車両のパワーレベルを推定する方法について検討した。

得られた結果は次の通りである。

- (1) 市街地の走行パターンを調査した結果、信号交差点を発進加速するパターンは車種によって大きく異なっており、非定常の交通流を推定するためには、車種別の加速パターンを考慮する必要があることが分かった。
- (2) 市街地における加減速の速度パターンは、いずれの車種の場合にも3次の多項式によって比較的簡単にモデル化できることが分かった。
- (3) 車両の駆動機構や運動方程式をもとに車両の速度パターンからエンジン回転数やアクセル開度を推定する方法を見出した。これによって、個々の車両の速度パターンからエンジン・排気系騒音のパワーレベルを推定することが可能となった。

## 第5章 交通流の推定と道路交通騒音の予測に関する検討

道路交通騒音の低減対策を実施するためには、精度の高い効果の予測が重要な課題の一つである。そのためには、走行車両のパワーレベル、交通量、車種別混入率、および騒音の伝播特性など種々の要因を考慮する必要がある。特に、車両のパワーレベルは既に述べたように走行条件の違いによって大幅に変化するため、道路交通騒音を予測する上では走行条件の影響を考慮することが重要である。過去に提案されているモデルにおいても、走行条件の影響を考慮するため幾つかの方法が試みられているが、そのほとんどは定常交通流に関するものであり、市街地のように非定常の交通流に適用できるモデルは非常に少ない。これまでの報告例を手法別に分類してみると、実験的モデル<sup>2(1), 3(1)</sup>、解析的モデル<sup>2(2), 3(2)</sup>、確率論的モデル<sup>3(3)~3(5)</sup>に分けることができる。

実験的モデルの代表的な例として、実態調査のデータを基にした回帰分析による方法がある。この種のモデルでは、主要な要因として交通量、速度、大型車混入率などが用いられる場合が多く、モデルの構成が簡単で比較的容易に作成することが可能である。しかし、モデルの適用範囲は実態調査で得られたデータの範囲内に限られており、汎用性のあるモデルとするためには、調査データの偏りを少なくするため各種条件下で膨大なデータを収集する必要がある。また、この方法による場合、シミュレーション結果の理論的裏付けが難しい。

解析的モデルの代表的なものとして、等間隔等パワーモデルがある。このモデルは、個々の車両を音響パワーの等しい無指向性点音源とみなし、これらが等間隔、等速度で走行しているとして、任意の受音点における騒音レベルを解析的に予測する方法である。中央値( $L_{50}$ )の予測式に回折や沿道の地表面性状など種々の要因による補正を加えた式が音響学会式と呼ばれるものであり、比較的良好な予測が行えるため、我が国において最も広く利用されている。ただし、このモデルは総交通量1000台/h以上、速度30~100km/hの定常流の地域が適用範囲となっており、この範囲を越える予測は精度上問題がある。

実際の道路交通騒音は、車種別混入率や走行速度のみならず、パワーレベルの個体差、車両距離等のばらつきによっても大きく変動する。そこで、自動車のパワーレベル、車種配列、車両距離等の変化を確率的に取り扱って道路交通騒音の変動をより現実的に予測しようとするモデルが提案されている。このモデルでは解析的に取り扱うことが困難な実際



の交通状況の変動を比較的簡便にモデル化できる特徴がある。このモデルも、音響学会式と同様に定常交通流の地域における道路交通騒音の予測に良好な結果が得られることが知られており、比較的広く用いられている。

このように、各車両がほぼ一定の音響パワーを放射しながら走行している定常交通流の地域に関しては、幾つかのモデルが提案されており、比較的高い精度で予測を行うことが可能である。しかし、実際の市街地のように多くの交差点がある地域では、既に述べたように車両は停止を含めて頻繁に加減速を繰り返しながら走行するため、個々の車両のパワーレベルは時々刻々大きく変化する。したがって、このような地域に従来のモデルを適用することは基本的に問題がある。そのため、定常交通流の地域はもちろんのこと非定常交通流の地域にも対応できる汎用性の高いモデルが望まれる。

そこで、本章では、汎用性の高い道路交通騒音の予測モデルの作成を目指して、交通流の推定に基づく道路交通騒音の予測モデルについて検討した。

## 5.1 予測モデルの考え方

非定常の交通流にも対応できる道路交通騒音の予測モデルを作成するためには、一般公道における走行パターンを考慮し、各種走行条件において様々に変化する車両のパワーレベルや交通流を推定する手法を導入する必要がある、モデル作成のフローとしては図5.1のようになる。以下、それぞれの検討項目について簡単に述べる。



図5.1 予測モデルの作成のフロー

市街地における走行パターンは、車種、ドライバーはもとより交通状況、道路状況など幾つかの要因によって変化する。そのため、これら要因による影響を充分把握してモデルに反映する必要があるが、実用性を考慮すると出来る限り簡便で、しかも非定常交通流の地域に適用できるモデルが望ましい。そこで車種、ドライバーについては、第4章で述べたように3車種（乗用車、小型トラック、大型トラック）、それぞれ1名のドライバーによって代表されるものと仮定し、既に検討した車種別の走行パターンを適用することにした。また交通状況の違いによる走行パターンの変化については、後述する交通流の推定によって反映されるので、ここでは考慮しないことにした。さらに走行パターンは平坦道路や勾配道路など道路状況によっても異なるが、本研究では最も基本となる平坦道路を対象とした。

自動車の発生騒音パワーレベルは、既に述べたように、車種、エンジン回転数、エンジン負荷、速度、装着タイヤ、路面性状など多くの要因によって変動する。中でも、エンジン回転数、エンジン負荷、速度は、各種走行条件下のパワーレベルの推定に重要な要因である。また、大型車の場合、装着タイヤの違いによってパワーレベルが大きく変化するため、代表的なタイヤの装着率についても考慮する必要がある。さらに、路面性状については、最近、低騒音舗装などが開発されつつあり、このような舗装技術による低減効果を予測することも重要であると考えられるが、国内のほとんどの道路は密粒アスコン舗装が主流となっているため、本研究でも密粒アスコン舗装を前提として検討することにした。

交通流の予測手法として従来一般に用いられている方法は、乱数等を用いて各サンプリング時間ごとに異なった車種配列を想定する方式いわゆる非走行方式であるが、車両のパワーレベルが大きく変化する非定常交通流の地域にも適用することを考えると、個々の車両を時々刻々移動させる方式いわゆる走行方式（交通流のダイナミックシミュレーション）による手法を検討する必要がある。さらに、このような地域の交通流は、総交通量、車種別混入率、車線数以外に信号の青時間、赤時間、信号間の距離によって大きく影響されるので、これらの要因による影響が考慮できるモデルが重要である。

道路交通騒音の予測は、交通流の推定結果と車両のパワーレベルの推定結果を基に行うが、その際、車両の音源位置、指向性、道路構造や周辺環境などを考慮する必要がある。特に、車両の音源位置についてはこれまで幾つかの方法が提案されているが、ここでは2.2節の検討結果をもとに車両中心の走行線上とした。また、複雑な道路構造や多くの高層ビルを有する都市部の騒音予測では、鉛直方向を考慮した空間的な予測も重要であり、



車両の指向性、道路構造や周辺環境など騒音の伝搬特性に影響する種々の要因を考慮する必要があるが、本研究では、最も基本となる沿道騒音を対象とし、予測モデルの開発とその妥当性を検討することを目的としたため、とりあえずこれら要因による影響を考慮しないことにした。そのため、個々の車両の音源特性としては、従来のように無指向性点音源を仮定し、また道路の周辺環境は半自由空間を想定した。

このように汎用性のある道路交通騒音の予測モデルを作成するためには、幾つかの部分について詳細な検討を行う必要があるが、一般公道における走行パターンの実態および発生騒音パワーレベルの推定手法については既に述べた通りである。そこで、以下では交通流の推定と道路交通騒音の予測について検討した。

## 5.2 交通流の推定

非定常交通流の地域における道路交通騒音を予測するためには、個々の車両の運動を考慮した交通流の推定モデルが必要である。本研究では、比較的簡便な方法としてLewisが提案したモデル<sup>27), 28)</sup>を採用することにしたが、道路交通騒音の予測に適用するには幾つかの問題点がある。そこでここでは、その問題点を明確にするとともに道路交通騒音の予測に適用できるモデルに修正し、交通流の推定を試みた。

### 5.2.1 推定手法

ここで採用するモデルでは、車両の車線変更、追越し等がないと仮定して、加速、定常、減速、停止の各種走行状態において、追突することなく安全に走行するための車頭距離の設定が基本となっている。以下に、モデルの概要について述べる。

各車両が同一速度 $V$ で走行しているとき、最小車頭間隔 $S$ を次式で定義する。

$$S = P + KV \quad (5.1)$$

ここで、 $P$ は信号等で停止しているときの平均車頭間隔であり、 $K$ は後続車の反応時間遅れである。

一方、ある瞬間、追従車両の速度が先行車両の速度よりも高い場合、追従車両が安全に走行するためには、(5.1)式よりもさらに大きい車頭間隔が必要となる。いま、車両の減速時の加速度を $D$ 、先行車と後続車の速度をそれぞれ $V'$ 、 $V(V > V')$ とすれば、その時点で必要とされる車頭間隔は次式で表される。

$$S = P + KV + \frac{V^2 - V'^2}{2D} \quad (5.2)$$

このモデルでは、上記の2式を基本として各サンプリング時間間隔ごとに各車両が安全に移動できる距離を算出する方法をとっている。その際、以下に述べるように各種条件が考慮されている。

#### <追従走行に関する式>

追従行動式を導くために、図5.2に示すような車両配置を想定する。ここで、 $V'_i$ と $X'_i$ は、時刻 $t$ における先行車の速度と位置を、また、 $V_i$ と $X_i$ は、後続車についての速度と位置を示している。また、 $Z'_i$ 、 $Z_i$ は、先行車と後続車が時刻 $t-1$ から時刻 $t$ の間(サンプリング時間間隔 $T$ )に走行する距離であり、 $S$ は時刻 $t$ における車頭間隔である。

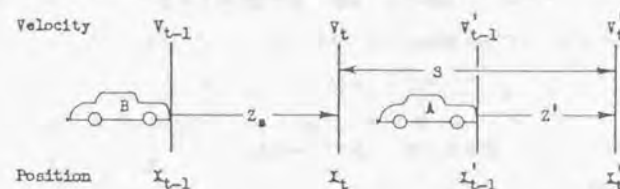


図5.2 追従走行における車両配置(文献(37)より引用)

いま、時間 $T$ の間の加速度が一定であると仮定すれば、時間 $T$ の間に後続車が走行する距離 $Z_s$ は次式で示される。

$$Z_s = \frac{1}{2} (V_{t-1} + V_t) T \quad (5.3)$$

また、図5.2の幾何学的な配置から、次式の関係を得ることができる。

$$Z_t = X'_t - X_{t-1} - S \quad (5.4)$$

後続車が先行車に追従する際の $Z_s$ は、 $V_{t-1} > V'_t$ の場合と $V_{t-1} < V'_t$ の場合とでは異なるため、それぞれの場合について $Z_s$ を求める必要がある。

#### ① $V_{t-1} > V'_t$ の場合

$Z_s$ は(5.4)式に(5.2)式を代入することによって求められる。

$$Z_s = X'_t - X_{t-1} - P - KV_t - \frac{V_t^2 - V'^2}{2D} \quad (5.5)$$

(5.3)式と(5.5)式から $V_t$ を消去すると

$$Z_s = \frac{T}{4} (2V_{t-1} - 2KD - DT) + \left\{ \frac{D^2 T^2}{16} + \frac{KD^2 T^2}{4} (K + T) \right. \\ \left. - \frac{DT^3 V_{t-1}}{4} + \frac{T^2 V'^2}{4} + \frac{DT^2}{2} (X'_t - X_{t-1} - P) \right\}^{1/2} \quad (5.6)$$



となる。

②  $V_{i-1} < V_i$  の場合

(5.1)式と(5.4)式から $Z_3$ は

$$Z_3 = X'_i - X_{i-1} - P - KV_i \quad (5.7)$$

となり、(5.3)式から得られる $V_i$ を代入すると、 $Z_3$ は次式のようになる。

$$Z_3 = \frac{T(X'_i - X_{i-1} - P + KV_{i-1})}{T + 2K} \quad (5.8)$$

<単独加速走行に関する式>

車両が何の拘束も受けずに加速度 $A$ で等加速度運動をする場合、サンプリング時間間隔 $T$ の間に車両が走行する距離 $Z_4$ は次式で表される。

$$Z_4 = \frac{1}{2} \{ V_{i-1} + (V_{i-1} + AT) \} T \quad (5.9)$$

この行動は、車両が目標速度に達するまで行われる。

<単独減速走行に関する式>

車両が赤信号等に面し、停止線に止まるまでの行動を表す式を示す。いま、時間 $T$ の間に進む距離を $Z_5$ 、時刻 $t-1$ における車両と停止線の距離を $X$ 、平均加速度を $D$ とすると、等加速度運動の基礎式に基づいて次式が成り立つ。

$$V_i^2 = 2D(X - Z_5) \quad (5.10)$$

(5.3)式と(5.10)式から、

$$Z_5 = \frac{1}{2} V_{i-1} T + \frac{1}{2} \{ 2D(X - Z_5) \}^{1/2} T \quad (5.11)$$

となり、 $Z_5$ は次式で表される。

$$Z_5 = \frac{V_{i-1}T}{2} - \frac{DT^2}{4} + \left( \frac{D^2T^4}{16} - \frac{V_{i-1}DT^3}{4} + \frac{DXT^2}{2} \right)^{1/2} \quad (5.12)$$

このように上記モデルでは、追従走行の(5.6)、(5.8)式、単独加速走行の(5.9)式、単独減速走行の(5.12)式が基本となる。これらの式を用いて各車両が各サンプリング時間間隔に進むことのできる距離 $Z$ を算出するが、その際、各車両がそれぞれの状況に遭遇した場合を想定し、上記の4式を用いて $Z_3$ 、 $Z_4$ 、 $Z_5$ を算出する。このうち、最も拘束の大きな場合(すなわち、走行距離が最も小さい場合)が各車両がその時刻に走行できる距離として採用される。もし、採用された $Z$ が負になった場合には、 $Z=0$ とする。全ての車両についてある時刻の $Z$ が決定すると、次の時刻の車両位置 $X_i$ と速度 $V_i$ は次式によって

更新される。

$$X_i = X_{i-1} + Z \quad (5.13)$$

$$V_i = \frac{2Z}{T} + V_{i-1} \quad (5.14)$$

上で述べた計算処理を行うことによって、信号交差点付近の交通状況を比較的簡便に推定することが可能であると考えられるが、このモデルでは、前述したように加減速時の車両運動を等加速度運動と仮定し、加速時、減速時の加速度をそれぞれ $A \approx 1.8m/s^2$ 、 $D \approx 3.6m/s^2$ と設定している。しかし、第4章で述べたように、車両の発生騒音に大きく影響する一般公道の加速パターンは、いずれの車種の場合も等加速度運動ではなく、またそれらは車種によって大きく異なっている。そのため、道路交通騒音の予測に適用する場合には、車種別の加速パターンを考慮したモデルに修正する必要がある。

そこで、本研究では以下の項目についてモデルの修正を行った。

#### ①一般公道における加減速パターンの適用

第4章で述べた一般公道における走行パターンの調査結果をもとに各車種ごとに異なった発進加速パターンを適用することにした。具体的には、単独加速走行に関する(5.9)式と単独減速走行に関する(5.12)式の代わりとして、車種ごとに(4.1)式から求められる加減速パターンを用いることとした。

#### ②追従車両の加速性能を考慮

加速性能の低い車両が加速性能の高い車両に追従する場合(例えば、大型車が乗用車に追従する場合)、追従走行の(5.6)式あるいは(5.8)式を適用すると追従車はその加速性能を超えた加速を行う場合がある。このような矛盾を避けるため、追従走行の式に基づく加速パターンとその車両が単独加速を行った場合の加速パターンとを比較して、追従車の加速性能を超える場合には、追従車は単独加速のパターンで走行することにした。

修正したモデルが上記の検討結果を充分反映しているかどうかを調べるため、図5.3に示すような5台の車両配列(乗用車、小型貨物車、乗用車、大型車、乗用車の順)を仮定した。その際、車両の長さや停止時の車間距離は、図中に示した値を用いた(車両の長さは、車種別の代表的な値である)。これらの車両が順次発進し、加速、定常(速度60km/h)、減速を経て停止するまでの速度パターンを修正したモデルによって推定した。その結果が図5.4である。先頭車の乗用車は、何の拘束も受けずに単独加速を行うが、2台目以降の車両は先行車に追従走行する。しかし、2台目の小型車、4台目の大型車の場

合、(5.8) 式の追従式を適用すると車両の加速性能を超えた加速を行うので、このような場合には(4.1) 式による加速パターンを適用した。このように、修正したモデルは、一般公道における車種別の加減速パターンが適用されており、また、追従車の加速パターンには車両の加速性能が充分考慮されたモデルとなっている。



図5.3 追従モデルの妥当性を検討するための車両配列

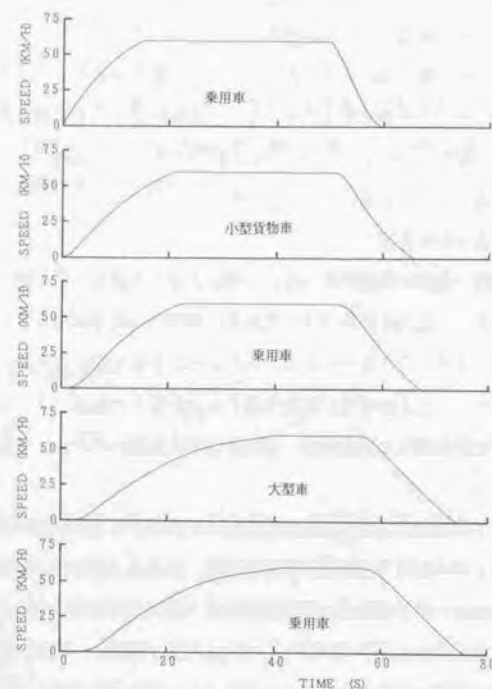


図5.4 追従モデルによる各車両の速度パターン

## 5.2.2 推定結果

### (1) 推定のフロー

コンピュータによる交通流のシミュレーションプログラムのフローチャートを図5.5 に示す。以下にその内容を簡単に述べる。

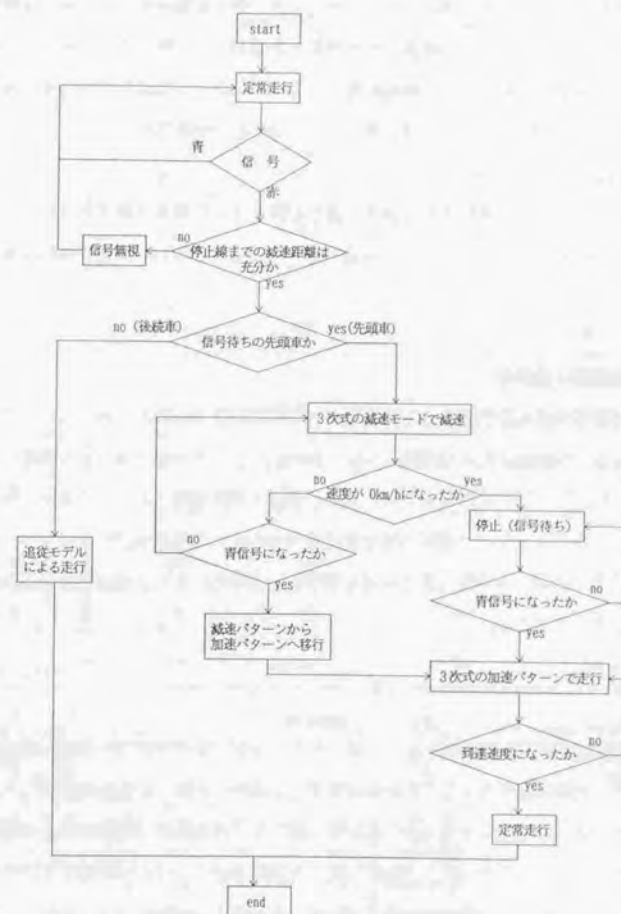


図5.5 交通流の予測フロー



プログラムの初期設定では、全ての車両は一定速度で走行しており、それらの車頭間隔は指数分布に従っているものとした。また、車種分類は、乗用車、小型貨物車、大型車の3分類とし、これらの配列は、車種別混入率を考慮して車線ごとに一様乱数によって決定した。

信号が赤になった時点で、信号付近の車両は減速を開始する。その際、先頭車として停止する車両は、(4.1)式の減速パターンに従うが、停止距離が足りない場合は信号無視をして定常走行を続ける。この場合、次の車両が先頭車として停止するために、減速パターンに従って減速し、停止する。後続車両は、追従式に従って減速し、先行車の後方3mの位置に停止する(本プログラムでは、車両の長さとして、車種別に図5.3に示した値を用いている)。

停止した各車両は、信号待ちを続け、信号が青になった時点で加速走行に移行する。このとき、先頭車両は(4.1)式による加速パターンで走行するが、後続車は追従走行を開始する。

## (2) 推定結果の妥当性

多数の信号交差点を想定すると電算機の計算時間が膨大になるため、ここでは、5箇所の信号によって制御される交通流について検討した。モデルケースとして国道16号線野田市付近の約2.5km区間を対象とした。この区間は4車線道路であり、定常走行時の平均速度は約60km/hであった。5箇所の信号交差点(A～E)の配置は図5.6のようになっており、各信号の周期、赤時間(黄色時間も赤時間に含めている)、および信号間の時間差は図中に示す通りである。

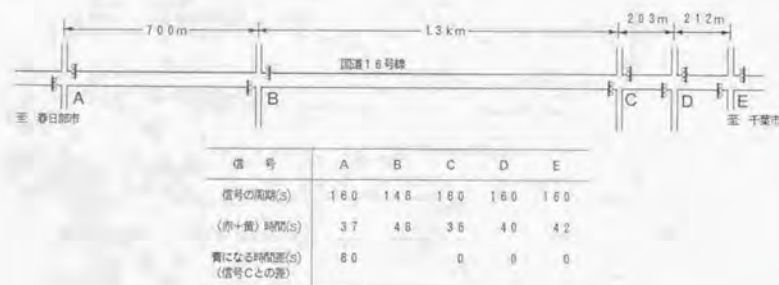


図5.6 5箇所の信号配置と各信号の周期、赤時間(国道16号線、野田市付近)

なお、各交差道路の交通量は、対象とした国道16号線から比べると極端に少ないため、本解析では、これら道路の交通量を無視することにした。表5.1は、Cの信号交差点付近において平日と休日に調査した車種別交通量(午後2時から3時の時間帯)に関する結果である。総交通量は、平日の場合も休日の場合も大差はないが、休日の大型車台数は平日に比べて極端に少なくなっているのが分かる。

表5.1 国道16号線の平日と休日における交通量

| (a) 平日 |                 |     |                |     |
|--------|-----------------|-----|----------------|-----|
| 車種     | 春日部市方向の交通量(台/h) |     | 千葉市方向の交通量(台/h) |     |
|        | 路端側             | 中央側 | 中央側            | 路端側 |
| 乗用車    | 366             | 326 | 406            | 442 |
| 小型貨物車  | 210             | 214 | 112            | 104 |
| 大型車    | 284             | 442 | 432            | 316 |
| 計      | 860             | 982 | 950            | 862 |

| (b) 休日 |                 |     |                |     |
|--------|-----------------|-----|----------------|-----|
| 車種     | 春日部市方向の交通量(台/h) |     | 千葉市方向の交通量(台/h) |     |
|        | 路端側             | 中央側 | 中央側            | 路端側 |
| 乗用車    | 670             | 738 | 770            | 624 |
| 小型貨物車  | 128             | 126 | 54             | 88  |
| 大型車    | 42              | 98  | 138            | 80  |
| 計      | 840             | 962 | 962            | 792 |

交通流の推定結果の妥当性を確認する一つの方法として、信号交差点付近の飽和交通量に着目した。飽和交通量は、青時間の間に交差点を通過することが可能な最大の交通量(1時間当たりの交通量)で表され、単位は(台/青時間)である。いま、駐車中車の車両や歩行者などの妨害がないいわゆる理想的な交通流のもとで、乗用車のみが走行していると仮定した場合には、一般的に平均車頭時間が約1.8s、飽和交通量が約2000台/青時間であると報告されている<sup>99)</sup>。そこで、交通流の推定モデルがこのような条件を満たすかどうかについて以下に述べる検討を行った。

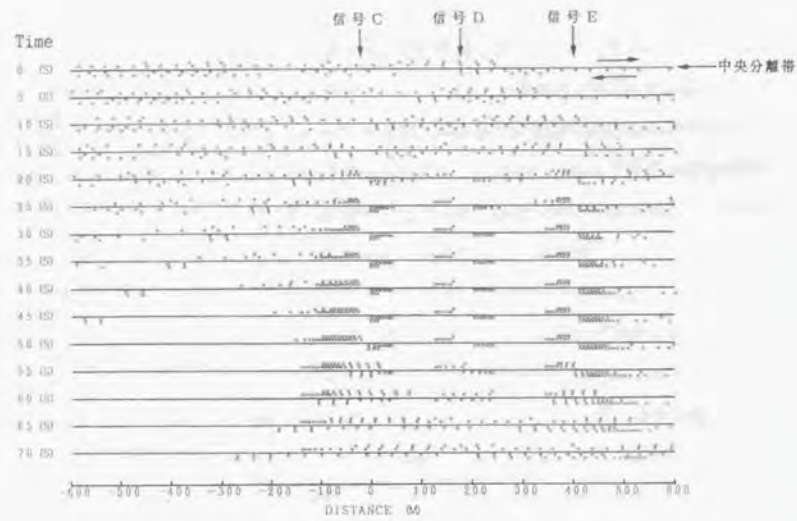
まず、図5.6の信号配置において乗用車のみが走行していると仮定し、表5.1に示した平日の総交通量を入力して交通流の推定を行った。図5.7は時間の経過による各車両位置の変化について調べた結果である。(a)はCの交差点から両側600mの範囲における車両の分布を示しており、四角形は個々の車両の位置を示している。なお、この図の範囲にはC、D、Eの同期した三つの信号交差点が含まれている。15~50sの赤時間の間に各交差点には信号待ちの車両が増え続けるが、50s以降の青時間では、信号待ちの車両が順次発進し、時間の経過とともに再び定常流の状態になっている。この場合、各交差点における交通量は、信号待ちの車両が順次発進するときに最大となり、これが飽和交通量に近い値になると考えられる。そこで、信号待ちの車両が多い交差点において、車両が順次発進するときの平均車頭時間と最大交通量について調べることにした。同図(b)は、中央分離帯側の対向する二つの車線を例にとって個々の車両の軌跡(時間と位置の関係)を調べた結果であり、実線と破線は、それぞれ春日部市方向と千葉市方向へ走行する各車両の軌跡を示している。信号待ちの車両が多い交差点はE(実線で示される車両の場合)とC(破線で示される車両の場合)であり、これら交差点において車両が発進する際の平均車頭時間と最大交通量を信号3周期分を平均して算出した。その結果、実線で示される車両の場合には、平均車頭時間が1.84s、最大交通量が1952台/青時間、また破線で示される車両の場合には、平均車頭時間が1.74s、最大交通量が2064台/青時間となった。これらの結果は、一般的に報告されている平均車頭時間(約1.8s)や飽和交通量(約2000台/青時間)にほぼ一致している。

次に、表5.1に示した実際の車種別交通量を入力し同様な検討を行った。その結果が図5.8である。(a)において四角形は小さい方から乗用車、小型貨物車、大型車を示しており、大型車混入率の高い道路であることが分かる。また、中央分離帯側の対向する二つの車線(大型車混入率:45%)について、時間の経過による各車両の軌跡を調べた結果が同図(b)である。この場合も、信号待ちの車両が多い交差点はE(実線で示される車両の場合)とC(破線で示される車両の場合)であり、これらの交差点において平均車頭時間と最大交通量について検討した。その結果、実線で示される車両の場合には、平均車頭時間が2.68s、最大交通量が1343台/青時間、また破線で示される車両の場合には、平均車頭時間が2.69s、最大交通量が1338台/青時間となり、大型車が走行することによって最大交通量が低下する。そこで、この結果と前述の乗用車だけを走行させた場合の結果を基にして、大型車の乗用車換算係数(大型車1台が乗用車何台分に相当するかを示す値)を求

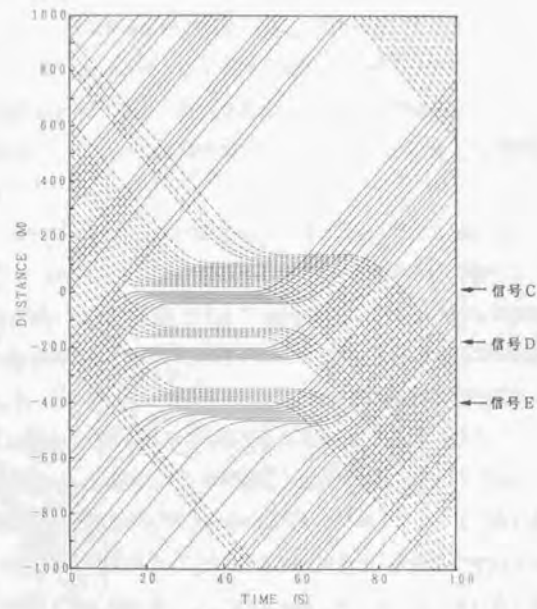
めてみた。その結果、ほぼ2に近い値が得られ、一般的に報告されている値1.7~2.1<sup>3,9)</sup>にはほぼ一致している。

このように、本研究で検討した交通流の推定モデルは、信号交差点付近における交通流の特徴をよく推定することが可能なモデルであることが分かる。なお、速度パターンの推定など更に詳細な検討については付録Cに述べている。



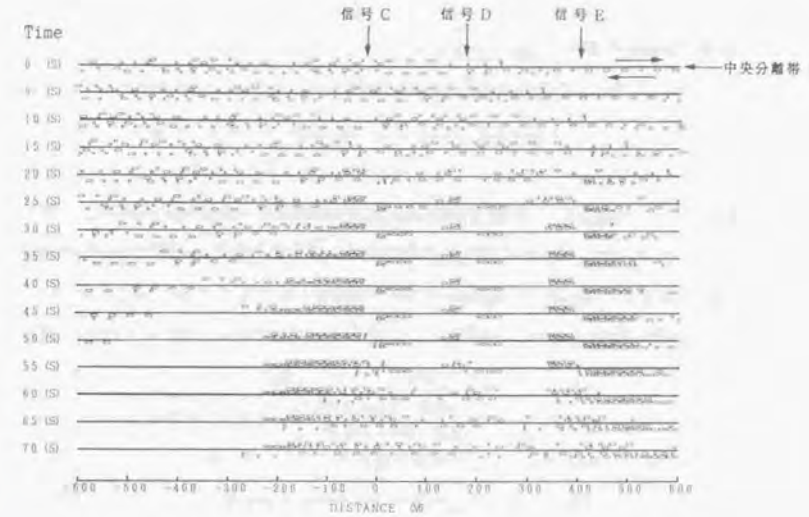


(a) 各時刻の車両位置

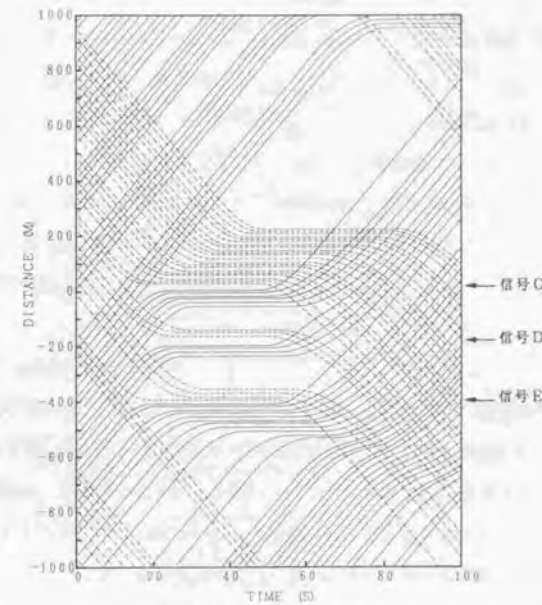


(b) 個々の車両の軌跡

図5.7 時間の経過による車両位置の変化  
(全ての走行車両を乗用車と仮定)



(a) 各時刻の車両位置



(b) 個々の車両の軌跡

図5.8 時間の経過による車両位置の変化  
(実際の車種別交通量を入力)

### 5.3 道路交通騒音の予測

交通流の推定モデルと車両のパワーレベルの推定モデルを結合し、道路交通騒音の予測を試みた。

#### 5.3.1 予測フロー

道路交通騒音の予測フローを図5.9に示す。道路交通騒音を推定するためには、まず交通流のシミュレーションによって個々の車両の位置と速度を決定すると同時に、各車両の走行状態に応じたエンジン・排気系騒音とタイヤ騒音のパワーレベルを前述の方法によって計算する必要がある。しかし、一般に、これらの値は同一の車種分類の車両であっても



図5.9 道路交通騒音の予測フロー

個体差によるばらつきがある。そこで、エンジン・排気系騒音については、信号交差点付近における実態調査結果のパワーレベルの標準偏差（図3.8に示した20~40m地点のパワーレベルの標準偏差）をもとに正規乱数によってばらつきを与えた。さらに、大型車の場合、装着するタイヤの種類によってタイヤ騒音のパワーレベルが大幅に異なるため、各車両が装着するタイヤの種類についても変化を与える必要がある。これに関しては、図3.21に示した各種大型車用タイヤのパワーレベルを用いることとしたが、それぞれのタイヤの装着率をどの程度に見込むかが問題となる。これは地域によって異なると考えられるが、一般的に市街地においては、大型トラックの場合、ラグ系タイヤの装着率が10%、リブ系タイヤの装着率が90%と考えられる。そこで、本解析では、ラジアルラグタイヤとバイアスラグタイヤの装着率をそれぞれ5%、ラジアルリブタイヤとバイアスリブタイヤの装着率をそれぞれ45%とし、一様乱数によって各車両が装着するタイヤの種類を変化させた。特に、大型車がラグタイヤを装着した場合には、3章で述べたように積載条件が異なるとパワーレベルが大きく変化するが、一般公道を走行している大型車のほとんどは定積載（10t積載）の状態と考えられるので、積載量を10tと想定した。一方、乗用車や小型トラックの場合には、装着タイヤの違いによる走行騒音の変化が少ないので、図3.13に示したラジアルリブタイヤのパワーレベルを用いることとした。

このようにして各車両のパワーレベルから、走行線上にある無指向性点音源の仮定のもとに受音点における騒音レベルを計算し、これらを全車両について合成することによって時系列の道路交通騒音（サンプリング時間間隔0.5s）を予測することができる。その際、各音源から受音点に到る騒音伝搬特性は(4.8)式にしたがうものとし、他の車両による遮へい、回折等は考慮しないことにした。

#### 5.3.2 予測精度に関する検討

道路交通騒音の予測精度を検討するため、前述した信号配置、車種別交通量、各信号の周期（青時間、赤時間）等を入力して信号交差点付近における騒音レベルを推定し、実測値と比較した。対象とした交差点は図5.6に示したCの信号交差点であり、この付近の道路幅や騒音レベルの測定位置は図5.10に示した通りである。この交差点には両側とも右折レーンが設けられているが、右折車は非常に少なく、また交差する道路から流入する車両も信号1周期の間に数台程度と少なかったため、推定に当たってはこれらの車両の影響を考慮しないことにした。



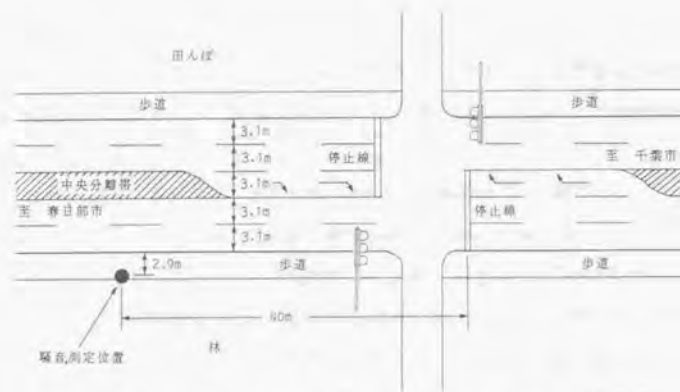
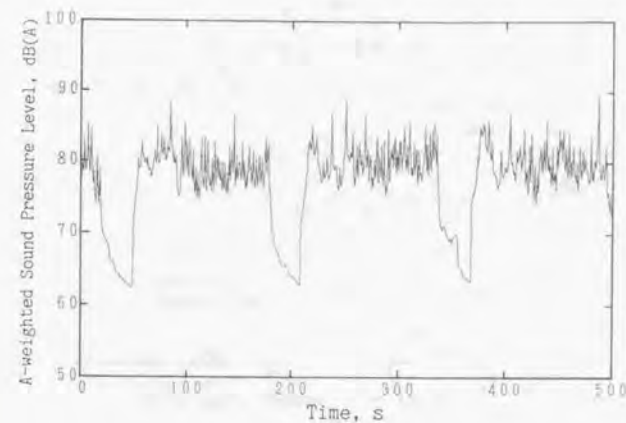


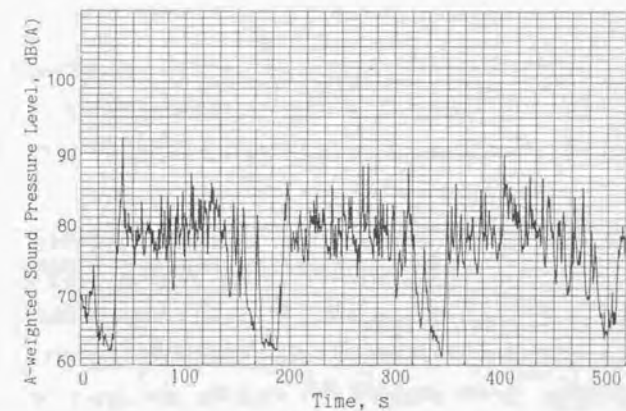
図5.10 道路交通騒音の予測対象地点の略図(国道16号線、野田市付近)

そこで、まず平日の車種別交通量のデータを用いて図5.10に示した騒音測定位置におけるレベル波形を推定し、実測したレベル波形と比較した。一例として500s間の推定結果と実測結果を図5.11に示す。この図において、計算における車種の配列は一様乱数によって決定しているので、実際の車種の配列とは異なっている。そのため、両者のレベル波形を詳細に比較することはできないが、全体的によく類似したパターンとなっており、信号の青時間、赤時間に対応して周期的に変化している。

次に、平日と休日の場合について、15分間のレベル波形をもとにして騒音レベルの累積頻度分布を求めた結果を図5.12に示す。図中、●印は各騒音評価量( $L_{95}$ 、 $L_{50}$ 、 $L_{5}$ 、 $L_{95}$ 、 $L_{95}$ )の実測値を示しており、また $L_{95}$ の推定値と実測値も併せて示してある。平日の場合も休日の場合も、 $L_{95}$ 、 $L_{50}$ 、 $L_{5}$ 、 $L_{95}$ の各評価量の推定値は、1dB(A)以内の精度で実測値に一致しており、精度の高い推定が可能であることが分かる。一方、 $L_{95}$ や $L_{95}$ の場合には、推定値と実測値の差は2.5dB(A)となっており、推定精度が前述の場合よりも低いが、これは交差道路から流入する車両などの影響によるものと考えられる。

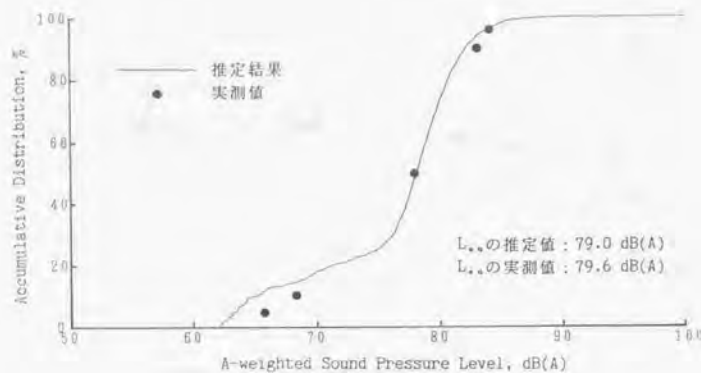


(a) 推定結果

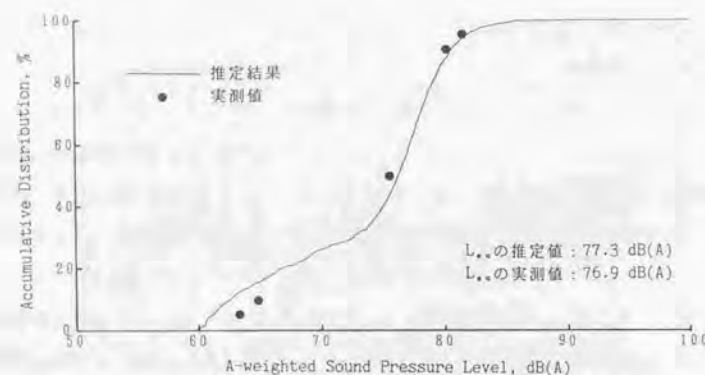


(b) 実測結果

図5.11 道路交通騒音のレベル波形(推定結果と実測結果の比較)



(a) 平日



(b) 休日

図5.12 推定した道路交通騒音の累積頻度分布と実測した騒音評価値

さらに、上述の道路交通騒音の予測モデルが、異なった道路条件や交通条件の地域においても適用可能かどうかを調べるため、2車線道路の国道6号線土浦市付近を対象として同様な検討を行った。図5.13は、対象とした地域の約2.5kmの範囲にある五つの信号の配置や各信号の周期、赤時間等を示している。

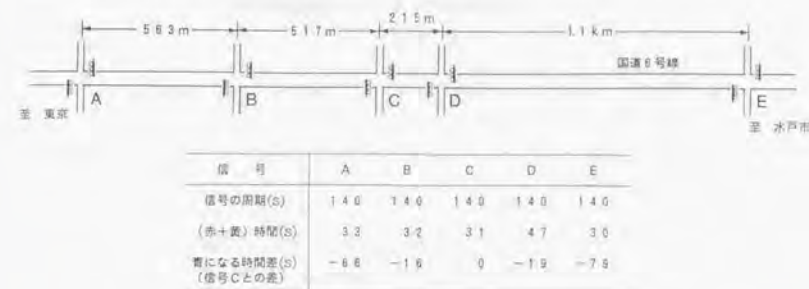


図5.13 5箇所の信号配置と各信号の周期、赤時間（国道6号線、土浦市付近）

この地域の平日と休日の車種別交通量（午後2時から3時の時間帯）は表5.2に示した通りであり、総交通量は前述の国道16号線の1/2以下と少ない。また、国道16号線の場合と同様に平日と休日の総交通量には大差はないが、休日の大型車台数は平日に比べると極端に少なくなっている。

対象とした地点はCの信号交差点であり、この付近の道路幅や騒音レベルの測定位置を図5.14に示すが、道路の状況が国道16号線の場合と大きく異なっているのが分かる。また、交通流を推定する際、図4.6に示した加減速の速度パターンを使用したが、この地域の定常走行時の速度が約50km/hであったので、最高速度を50km/hに変更した。図5.15は、この地域の車種別交通量、信号配置および各信号の周期（青時間、赤時間）等を入力し、図5.14に示した騒音測定位置における騒音レベルを推定した結果である。平日の場合、 $L_{90}$ 、 $L_{50}$ 、 $L_{10}$ 、 $L_5$ の各評価量の推定値は、1dB(A)以内の精度で実測値に一致しているが、 $L_{50}$ や $L_{10}$ の場合には、推定値と実測値のレベル差は2.5～3dB(A)と大きい。休日の場合には、 $L_{90}$ 、 $L_{50}$ 、 $L_{10}$ の推定値と実測値のレベル差が、1.0～1.3dB(A)と平日の場合に比べて若干大きくなっているが、予測精度の面では問題ない。なお、この場合も $L_{50}$ や $L_{10}$ の推定精度はよくないが、これは国道16号線の場合と同様に交差道路から流入する車両等による影響と考えられる。



このように、本予測モデルによれば、道路条件や交通条件が異なっても、一般に使用されている二つの評価量 ( $L_{eq}$  と  $L_{50}$ ) を高い精度で推定することが可能であるので、市街地における道路交通騒音の評価に充分適用できると考えられる。

表5.2 国道6号線の平日と休日における交通量

(a) 平日

| 車種    | 東京方向の交通量 (台/h) | 水戸市方向の交通量 (台/h) |
|-------|----------------|-----------------|
| 乗用車   | 726            | 498             |
| 小型貨物車 | 60             | 54              |
| 大型車   | 222            | 246             |
| 計     | 1008           | 798             |

(b) 休日

| 車種    | 東京方向の交通量 (台/h) | 水戸市方向の交通量 (台/h) |
|-------|----------------|-----------------|
| 乗用車   | 780            | 852             |
| 小型貨物車 | 12             | 36              |
| 大型車   | 48             | 48              |
| 計     | 840            | 936             |

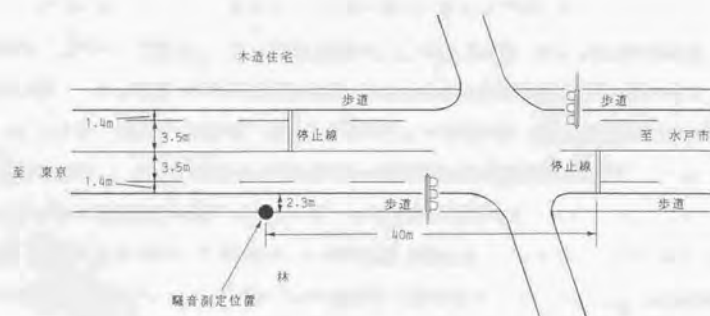
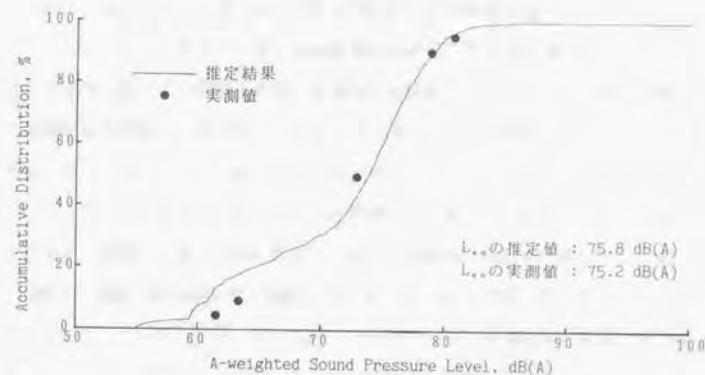
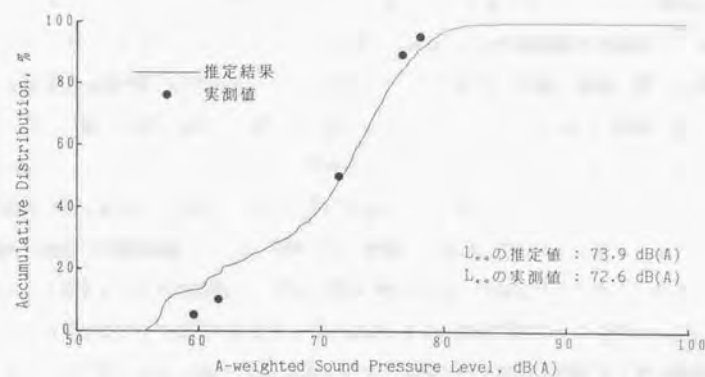


図5.14 道路交通騒音の予測対象地点の略図 (国道6号線、土浦市付近)



(a) 平日



(b) 休日

図5.15 推定した道路交通騒音の累積頻度分布と実測した騒音評価量

#### 5.4 まとめ

本章では、非定常の交通流の地域にも対応できる汎用の道路交通騒音の予測モデルの作成を目的として、交通流のダイナミックシミュレーション手法に基づく道路交通騒音の予測について種々の検討を行った。得られた結果は次の通りである。

- (1) 交通流の推定モデルとして、本研究では過去に報告されているモデルを基本として道路交通騒音の予測に適用できるように修正したが、このモデルは車両の発生騒音に大きく影響する加速パターンを車種別に反映したモデルであり、また一般市街地の信号交差点付近における交通流の特徴をよく反映したモデルとなっている。
- (2) 上記の点を考慮した道路交通騒音の予測モデルを作成し、多くの信号交差点によって交通流が非定常となっている地域の $L_{eq}$ や $L_d$ を推定した結果、高い精度で予測することが可能であることが分かった。

#### 第6章 本研究のまとめ

以上、本論文では、まず自動車走行騒音の放射特性や音響パワーレベルの変動に影響する要因について実験的に検討し、次に一般公道における自動車の走行パターンと発生騒音の関係について検討した。最後に、これらの結果を基にして市街地の非定常交通流にも対応できる道路交通騒音の予測手法について検討した。それらの内容を要約すると以下の通りである。

まず、第1章では、環境工学の面から道路交通騒音の低減や予測に必要な検討項目について論じ、本研究の目的を述べた。

第2章では、道路交通騒音の効果的な対策や予測のための基礎的検討として、主要音源の騒音放射特性および走行車両の音源位置や指向性について、音響インテンシティ法による測定結果をもとに検討した。まず、エンジン系騒音が実際の車両のどの部位から放射されるかについて検討した結果、主な部位としては、車両前面においてはラジエタグリルと路面近傍であり、また車両側面においては、前輪付近の路面近傍であることを確認した。次いで、定常走行騒音に支配的となるタイヤ騒音に注目し、実際に路面上を転動しているタイヤの音源位置や騒音放射特性について検討した。その結果、詳細な音源位置としては、リブタイヤの場合は踏み込み部と蹴り出し部にあるが、ラグタイヤの場合には接地部となっていることを明らかにした。しかし、全体的にみればいずれのタイヤの場合にも音源位置は路面近傍にあることを確認した。本章の最後では、自動車の一つの音源と仮定した場合の走行騒音の音源位置について、代表的な3車種（二輪車、乗用車、大型トラック）を例にとって検討した。その結果、いずれの車種の場合にも、自動車を無指向性点音源と仮定し、その発生騒音をA特性で評価する場合には、音源位置を車両中心の路面上に設定してもよいことを明らかにした。この結果は、道路交通騒音の予測のみならず沿道の騒音対策のための重要な基礎資料となるものと考えられる。

第3章では、一般公道における個々の車両のパワーレベル測定やテストコースにおける走行実験を通して、自動車走行騒音のパワーレベルの変動に影響する種々の要因について検討した。まず、一般公道の定常走行区間や信号交差点付近における個々の車両のパワーレベルの測定結果をもとに、パワーレベルの現状を把握すると同時にパワーレベルの変動に影響する要因について調べた。その結果、定常走行区間においては、乗用車や小型貨物車のパワーレベルは速度と高い相関があったが、大型車の場合には相関が低く、極めて大



きなばらつきがあることを確認した。その一つの原因としては、装着タイヤや騒音規制年の違いによるものであることを示した。一方、信号交差点付近において加速状態にある車両のパワーレベルは、速度や加速度と相関が低く、ばらつきは最大で約20dB(A)もあることを確認した。また、新しい年式の車両のパワーレベルは平均的に低くなっている傾向を示した。

次に、上で述べたパワーレベルのばらつきの原因やパワーレベルの推定式について検討するため各種走行実験を実施した。まず、非定常交通流における道路交通騒音を予測するためには、エンジン・排気系騒音とタイヤ騒音のパワーレベルを別々に推定することが重要であり、そのための走行実験を行った。その結果、エンジン・排気系騒音はエンジン回転数とアクセル開度によって、またタイヤ騒音は速度によって、比較的高い精度で推定できることを示した。また、ばらつきが極めて大きかった大型車の個体差について検討するため、各種走行条件下における定常走行騒音の部位別のパワーレベルの変化をマイクロホンアレイシステムを適用して調べた。その結果、装着タイヤの種類によってタイヤ騒音のパワーレベルは大幅に変化し、大型車の個体差の主な原因の一つになっていることを明らかにした。さらに、ラグ系タイヤの場合には積載量の変化によってもパワーレベルが大幅に変化するが、リップ系タイヤの場合にはそのような傾向はみられないことを明らかにした。一方、エンジン系騒音の場合には、積載量が異なってもパワーレベルの大きな変化はないことを確認した。

この章の最後では、今後の騒音対策において有効な手法の一つと考えられる路面の施工技術による騒音低減効果について調べるため、骨材配合や施工方法の異なった5種類の試験路面上で、タイヤ騒音が支配的となる速度において走行騒音のパワーレベルを測定し、パワーレベルと路面性状の関係について検討した。その結果、乗用車の場合も大型車の場合も、吸音率の高い路面では、A特性オーバーオールレベルで他の路面に比べて2～5dB(A)低くなることを確認した。また、路面粗さを定量化する方法としては、路面凹凸をレーザ変位計によって測定し、各波長成分ごとに粗さレベルを求める方法を導入した。この粗さレベルと車両の発生騒音の関係を調べた結果、低周波域の発生騒音は長い波長成分の路面凹凸と関連が高く、粗い路面ほど発生騒音が高くなることを確認した。一方、高周波域の発生騒音は短い波長成分の路面凹凸と関連が高く、粗い路面ほど発生騒音は低くなることを確認した。しかし、特異な例として、ラグタイヤを装着した大型車の場合には、オーバーオールレベルに支配的な低周波域におけるパターンノイズが粗い路面ほど低減する

ことを明らかにした。

第4章では、道路交通騒音を予測する際に重要となる自動車の走行パターンと発生騒音の関係について検討した。まず、代表的な3台の車両(乗用車、小型トラック、大型トラック)を用いて一般公道において走行実験を行い、速度、加速度、エンジン回転数、アクセル開度、ギヤ位置などの走行パターンを調査した。その結果、信号交差点を発進加速するパターンは車種によって大きく異なり、非定常の交通流や発生騒音を推定するためには、車種別の加速パターンを考慮する必要があることを確認した。次に、この加速パターンについて、実用性を考慮してモデル化を行ったところ、速度のパターンについてはいずれの車種の場合にも3次の多項式によって定式化できることを明らかにした。さらに、この速度パターンから、車両のエンジン・排気系騒音に影響するエンジン回転数とアクセル開度を比較的高い精度で推定する方法を示した。これによって、自動車のエンジン・排気系騒音とタイヤ騒音のパワーレベルを別々に推定することが可能となった。

第5章では、定常交通流はもとより非定常交通流の地域にも対応できる道路交通騒音の予測モデルの作成を目的として、交通流の推定や道路交通騒音の予測について種々の検討を行った。まず、交通流の推定モデルとしては、過去の報告例を基本として道路交通騒音の予測に適用できるモデルに修正した。この修正したモデルは、車両の発生騒音に大きく影響する加速パターンを車種別に考慮したモデルであり、また信号交差点付近の交通流の特徴をよく反映したモデルであることを示した。次に、自動車のパワーレベルの推定手法と交通流の推定手法を組合せて道路交通騒音の予測モデルを作成し、幾つかの信号交差点によって交通流が非定常となっている地域の沿道騒音を推定した。その結果、 $L_{eq}$ や $L_{dn}$ については高い精度で予測することが可能であることを明らかにした。

本研究における自動車の騒音放射特性と道路交通騒音の予測に関する検討結果は以上の通りである。今後、本研究で作成した予測モデルを基本として、騒音発生源である自動車側からの騒音低減効果、低騒音舗装の効果、更には空間的な騒音予測も可能なモデルに改良し、道路構造、周辺環境側からの騒音低減効果などの各種対策手法の効果について十分な検討を行い、効果的な対策手法の提案を行っていく必要がある。



本論文は、筆者が（財）日本自動車研究所において行ってきた自動車に係わる環境問題の中で、特に道路交通騒音に関する研究をとりまとめたものでありますが、その間に多くの方々からご指導、ご協力をいただきました。

まず、本研究の計画、実施の過程から論文をまとめるまでの長期にわたり、東京大学生産技術研究所・橘 秀樹教授からは懇切なるご指導をいただきました。また本論文をまとめるにあたり、東京大学工学部・越 正毅教授、同・松尾 陽教授、同・安岡正人教授、東京大学生産技術研究所・大野進一教授からは、それぞれのご専門の立場から懇切なご指導並びに貴重なご助言をいただきました。上記の諸先生方に対しまして深く感謝致します。

また、本研究の機会とこの上ない研究環境を与えて下さった日本自動車研究所・故石原智男前所長、兼重一郎現所長をはじめとする上司の方々、並びに研究を遂行する上で多大なるご協力をいただいた同僚の各位に対しまして、心より感謝申し上げます。

- 1) (社)日本音響学会, "道路交通騒音の予測計算方法に関する研究報告," (1975, 2)
- 2) Department of The Environment Welsh Office London, Her Majestys Stationery Office, "Calculation of Road Traffic Noise," (1975)
- 3) 自動車技術会, 自動車技術ハンドブック, <第1分冊> 基礎・理論編 (1990, 12)
- 4) J. Y. Chung, J. Pope and D. A. Feldmaier, "Application of acoustic intensity measurement to engine noise evaluation," SAE paper 790502 (1979)
- 5) T. E. Reinhart and M. J. Crocker, "Source identification on a diesel engine using acoustic intensity measurements," Noise Control Eng. 18(3), 84-92 (1982)
- 6) 阿部 武, "音響インテンシティの自動車騒音への適用例," 音響インテンシティ・シンポジウム論文集, 37-45, January, 1987
- 7) 押野康夫, "音響インテンシティ測定技術の自動車騒音への応用," 騒音制御, Vol. 16 No. 1, 20-23 (1992)
- 8) 押野康夫, 荒井紀博, "音源近傍における音響インテンシティ," 音響インテンシティ・シンポジウム論文集, 46-56, January, 1987
- 9) 押野康夫, "音響インテンシティ法の自動車騒音への適用例," 日本音響学会講演論文集, 519-522 (1991, 3)
- 10) 藤田和則, 阿部 武, 堀 吉晴, "車体の音響放射特性を考慮した車外騒音レベルの予測," 自動車技術会論文集, No. 34, 118-124 (1987)
- 11) 阿部 武, 益子 薫, "小型車の加速時車外騒音について," 日産技報, No. 12, 15-24 (昭和52)
- 12) 有田博光, 太田道也, 中野達哉, 栗生和夫, 入江良彦, "大型トラックの排気系騒音低減に関する研究," Vol. 20, No. 1, 34-42 (1983)
- 13) Y. Oshino and H. Tachibana, "Noise source identification on rolling tires by sound intensity measurement," J. Acoust. Soc. Jpn. (E), Vol. 12, No. 2, 87-92 (1991)
- 14) JASO C 606, Test Procedures for Tire Noise (1986)
- 15) 富田尚隆, 渡辺敏幸, 飯田一嘉, 伊勢田裕, 松永 孜, "ドラム試験機上における大型ラグタイヤの騒音源探索," 自動車技術会論文集, No. 31, 109-115 (1985)
- 16) U. Sandberg and J. A. Ejsmont, "Development of three method for measurement of



tire/road noise emission : Coast-by, trailer and laboratory drum." Noise Control Eng. J., Vol.27, 68-88 (1986)

- 17) 押野康夫, 筑井啓介, 日高新人, 矢野博夫, 橋 秀樹, "テストコースにおける自動車の走行騒音放射特性の検討 (その1. 音響インテンシティ法による音源位置の同定)," 日本音響学会講演論文集, 625-626 (1992.3)
- 18) 越 正毅, "道路の役割と環境問題," 音響技術, No.28, 1-8 (1979)
- 19) 橋 秀樹, 日高新人, 吉久光一, "自動車の定常走行音パワーレベルの測定方法について," 日本音響学会 騒音研究会資料 N85-05-3 (1985)
- 20) 押野康夫, 立石一正, 橋 秀樹, "路面の違いによる自動車走行騒音パワーレベルの変化," 日本音響学会講演論文集, 623-624 (1991.10)
- 21) 内田喜太郎, "各種表層混合物の騒音低減効果と排水性," 東京都土木技術研究所年報, 53-60 (1991)
- 22) 帆苅浩三, 丸山輝彦, "開粒アスコン舗装の音響特性," 日本音響学会講演論文集, 597-598 (1990.9)
- 23) 高橋 修, 丸山輝彦, 帆苅浩三, 富田尚隆, "開粒アスコン舗装の音響特性 (第2報)," 日本音響学会講演論文集, 707-708 (1991.10)
- 24) T.Zetterling and N.A.Nilsson, "Implementation of the poro-elastic road surface", Proc. International tire/road noise conference 1990, 315-325 (1990)
- 25) U.Sandberg, "Road Traffic Noise - The Influence of the Road Surface and its Characterization," Applied Acoustics, Vol.21, 97-118 (1987)
- 26) M.Jennewein and M.Bergmann, "Investigations concerning tyre/road noise sources and possibilities of noise reduction," Proc. Instn. Mech. Engrs, Vol.199, No. D3, 199-205 (1985)
- 27) 押野康夫, 上玉利恒夫, 橋 秀樹, "マイクロホンアレーシステムを用いた大型自動車の部位別発生騒音の測定," 日本音響学会誌, Vol.47, No.12, 918-927 (1991)
- 28) 荒井昌昭, 智野貞弥, "広帯域狭角度指向性マイクロホン," 日本音響学会講演論文集 3-5-5, 501-502 (1978.5)
- 29) 自動車技術会, 自動車工学便覧 第2編 (1982)
- 30) 桑野園子, 難波精一郎, 中村敏枝, 加藤 徹, "自動車交通騒音と交通量, 車種, 速度との関係 - 24 時間測定の結果 -, " 日本音響学会講演論文集, 323-324 (1974.6)

- 31) 古田修一, 堀 敦雄, 津田豊彦, 大宮正昭, "回帰分析による交通騒音の推定," 日本音響学会講演論文集, 181-182 (1974.10)
- 32) 庄司 光, 山本剛夫, 中村隆一, "街頭騒音とくに交通騒音に関する研究," 日本音響学会誌, Vol.19, No.3 97-105 (1963)
- 33) F.Blandamura and R.Spagnolo, "A Mathematical model for predicting the noise of freely flowing traffic," ACOUSTICA, Vol.30, 236-237 (1974)
- 34) 高木興一, 平松幸三, 山本剛夫, 橋本和平, "指数分布モデルに基づく道路交通騒音の研究," 日本音響学会誌, Vol.33, No.6, 325-332 (1977)
- 35) 石井 貢, 橋 秀樹, "道路交通騒音の $L_{Aeq}$ と $L_{50}$ の差の推定," 日本音響学会誌, Vol.46, No.12, 962-969 (1990)
- 36) 松井利仁, 高木興一, 平松幸三, 山本剛夫, "過剰減衰を考慮する道路騒音の $L_{50}$ の予測方法," 日本音響学会誌, Vol.47, No.11, 809-817 (1991)
- 37) R.M.Lewis, "Simulation of traffic flow to obtain volume warrants for intersection control", HRB Record 15, 1963
- 38) 池之上慶一郎, 齊藤 威, "平面交差点の交通流シミュレーション (第2報)," 科学警察研究所交通編, Vol.15, No.1, 1-23 (1974, March)
- 39) 交通工学研究会編, "交通工学ハンドブック", 技報堂 (昭和48年)





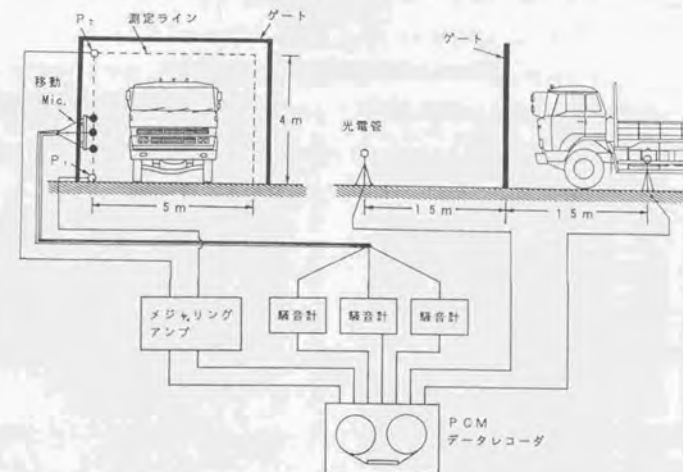
## 付録A 自動車走行騒音の鉛直面内指向性に関する検討<sup>1)</sup>

自動車を無指向性点音源と仮定する場合には、本文で述べたように音源の位置を路面上に設定してもよいことが分かったが、空間的な騒音予測や騒音対策を効果的に実施するためには、実際の指向性についても検討しておく必要がある。そこで、ここでは自動車走行騒音の鉛直面内指向性について検討した。

### A.1 測定方法

測定方法としては、図A.1に示すような指向性測定用ゲートをテストコースに設置し、試験車両がゲートを通過する際のA特性音圧レベルをゲート各点で測定する方法をとった。測定点は、幅5m、高さ4mの測定ライン（図中の破線）上の27点（0.5m間隔）とした。今回の測定では、3個の無指向性マイクロホンを用いて3点同時測定を行ったので、ゲート各点の騒音レベルを測定するには9回の走行実験を要した。マイクロホン信号はメジャリングアンプあるいは騒音計を通してA特性音圧信号としてPCMデータレコーダに収録した。

試験車両としては、乗用車（排気量1600cc）と大型トラック（車両総重量20ton、前輪1軸、後輪2軸）を用いた。大型トラックについては装着タイヤによる騒音レベルの変化

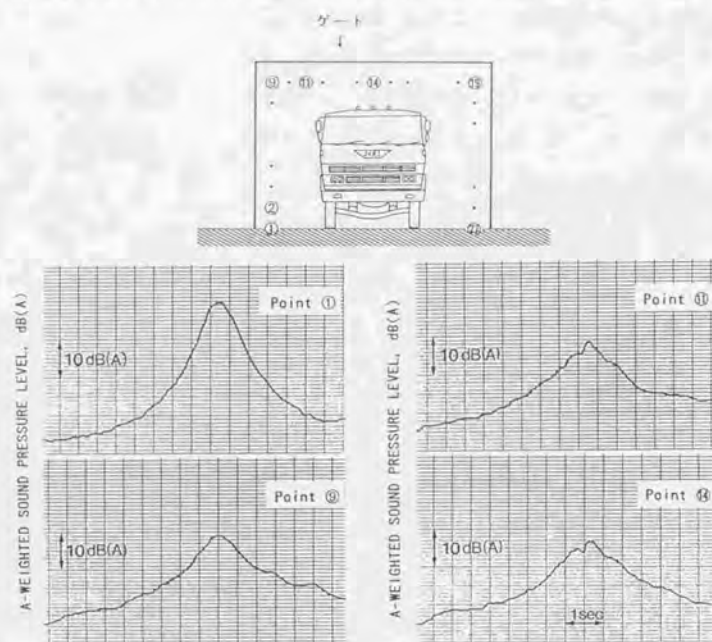


図A.1 実験配置と測定装置のブロックダイアグラム

が大きいことから、リブタイヤを装着した場合とラグタイヤを装着した場合について行った。走行速度としては、最高ギヤ位置の60km/h（乗用車の場合60レンジ、大型車の場合6th）とした。また、9回の走行実験のレベル変動を極力少なくするため、速度が±2km/hの範囲内のデータのみを採用した。

## A.2 測定結果

まず、分析法の検討を行うため、リブタイヤを装着した大型トラックの場合を例にとって、ゲート各点のFAST動特性によるレベル波形を調べた。その結果が図A.2である。レベル波形は測定点によって大きく異なり、またピークレベルが測定される時刻も異なっている。これは、車両の各断面によって鉛直面内の指向性が異なっていることを示している。しかし、本研究では、自動車一つの音源と仮定し、発生騒音の指向性を単純化したパターンとして捕らえることを目的としているため、自動車が通過するときの細かなレベル変動を無視することとした。そこで、Slow動特性による最大騒音レベルに着目する方法



図A.2 各測定点におけるレベル波形（FAST動特性）

法と自動車が近づき遠ざかる間の全体のA特性音圧レベルを2乗積分した値に着目する方法で分析した。

以下に、二通りの分析法によって求めた指向性について述べる。

### (1) 騒音レベルのピーク値による検討

車両がゲートを通過する際に測定された各点のピークレベルから同一円周上のレベルを推定し、それらの相対的なレベル差から鉛直面内の指向性について検討した。なお、音源位置としては本文における検討結果を基に車両中心の走行線上とし、また同一円周上のレベルの推定に当たっては、騒音伝搬の距離減衰特性が次式で表せるものとした。

$$L_r = L_{r0} - 20 \log \frac{r}{r_0} \quad (A.1)$$

$L_r$  : 推定する円周上のレベル(dB(A))

$L_{r0}$  : 測定点のピークレベル(dB(A))

$r_0$  : 音源と測定点間の距離(m)

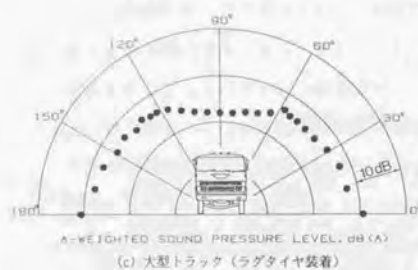
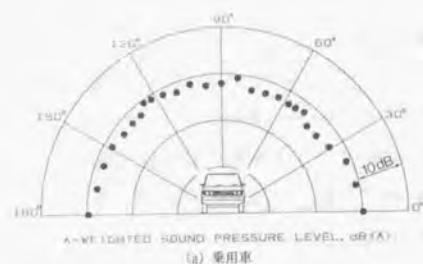
$r$  : 円周の半径(m)

図A.3は各車種のオーバーオールレベルに関する結果である。(a)に示す乗用車の場合、多少ばらつきがあるが全体的にみて無指向性に近いパターンとなっている。(b)のリブタイヤを装着した大型トラックの場合、両側の路面近傍でレベルが高いが、排気吐出口のある向かって左側のレベルの方が右側よりやや高い結果となっている。また、車体による遮蔽効果によって車両真上から±30°の範囲でレベルが相当低くなっている。(c)のラグタイヤを装着した大型トラックの場合、前述の場合と同様に路面近傍のレベルが高くなっているが、この場合は左右のレベル差はほとんどない。これは、ラグタイヤを装着した場合、タイヤ騒音が支配的となり、排気音の影響が小さくなったためと考えられる。また、リブタイヤを装着した場合と同様に車両真上のレベルは、路面近傍のレベルよりもオーバーオールで約8dB(A)も低くなっている。

### (2) A特性音圧の2乗積分値による検討

車両がゲートの両側±15mの範囲を通過する間のレベル波形を2乗積分した値に(A.1)式による距離補正を行って、自動車走行騒音の指向性について検討した。その結果が図A.4であり、既を示したピークレベルによる場合と比較して、ばらつきが小さくスムーズな指向性のパターンが得られている。(a)に示す乗用車の場合には、ほぼ無指向性に近いパターンとなっているが、(b)、(c)に示す大型トラックの場合は、前述の場合と同様に路面近傍のレベルが最も高く、車両真上では車体の遮蔽効果によって路面近傍のレベルより7～9dB(A)も低い結果となっている。





図A.3 ピークレベルによる各車両の指向性パターン



図A.4 音圧レベルの2乗積分値による各車両の指向性パターン

## 付録B タイヤ騒音の干渉による 自動車走行騒音パワーレベルの変化<sup>1)</sup>

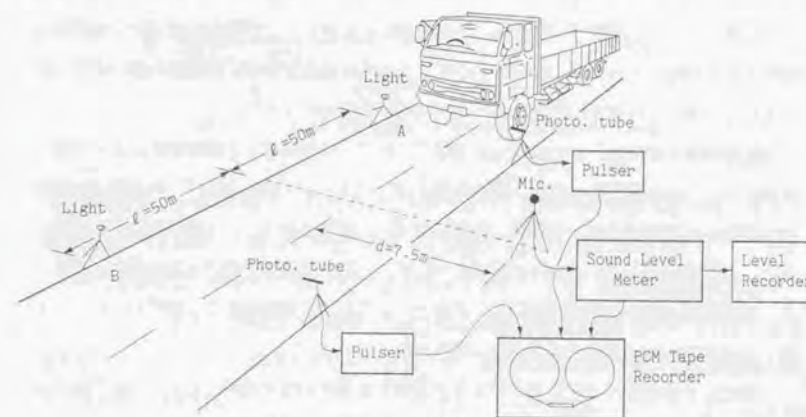
自動車は、実際には複数の音源から成る複合音源である。その中にいくつかのコヒーレントな音源が含まれている場合には、それらの発生音の干渉が生じ、これがパワーレベル測定におけるばらつきの原因となることも十分考えられる。このようなコヒーレントな音源としては、タイヤ騒音が考えられる。特に大型車にラグタイヤなどを装着した場合には、卓越した狭帯域のスペクトル成分が発生され、これによる干渉によって測定値にばらつきが生じることが考えられる。事実、第3章で述べたように一般公道における実態調査結果でも、特にラグタイヤを装着した車両のばらつきが大きかった。この原因の一つとしてタイヤ騒音の干渉による影響も充分考えられる。

そこでここでは、このようなタイヤ騒音の干渉の影響に着目し、自動車の定常走行時の音響パワーレベル測定におけるばらつきについて、大型トラックを用いた走行実験および数値計算による検討を行った。

### B.1 FASTピーク法と2乗積分法によるパワーレベルの測定結果

#### (1) 測定方法と試験車両

試験車両としては、10ton 積載の大型トラック(車両総重量20ton、前輪1軸、後輪2軸)を用い、テストコースにおいて走行実験を行った。測定方法としては、図B.1 に示す



図B.1 実験配置と測定装置のブロックダイアグラム



ように走行ラインから左側方  $d=7.5\text{m}$ 、高さ  $1.2\text{m}$  の位置に無指向性マイクロホンを設置し、その出力信号をA特性回路を通してPCMデータレコーダに収録した。その際、マイクロホンの両側  $\ell=50\text{m}$  の位置 (A、B) に配置した光電管からのマーカ信号も同時に収録し、走行速度の算出や音圧を2乗積分する範囲の決定に利用した。パワーレベル  $L_{Aw}$  の分析方法としては、通常行われている騒音計のFAST動特性によるピークレベルを読み取る方法 (以下、ピーク法と呼ぶ) と、A特性音圧を2乗積分する方法 (以下、2乗積分法と呼ぶ) の二通りの方法を用いた。

ピーク法による場合には、(3.1) 式によってパワーレベル  $L_{Aw}$  を求めたが、2乗積分法による場合には、自動車が図B.1のA～Bの範囲を通過する間の騒音レベルのエネルギー平均レベル  $L$  を求め、次式によってパワーレベルを算出した。

$$L_{Aw} = L + 20 \log d + 8 + 10 \log \left( \frac{\kappa}{\tan^{-1} \kappa} \right) \quad (\text{B.1})$$

ただし、 $\kappa = \ell/d$

上式の右辺第4項は、一定区間のエネルギー平均レベルからパワーレベルを求めるための補正項にあたり、 $\kappa \rightarrow 0$  とした極限は (3.1) 式に一致する。

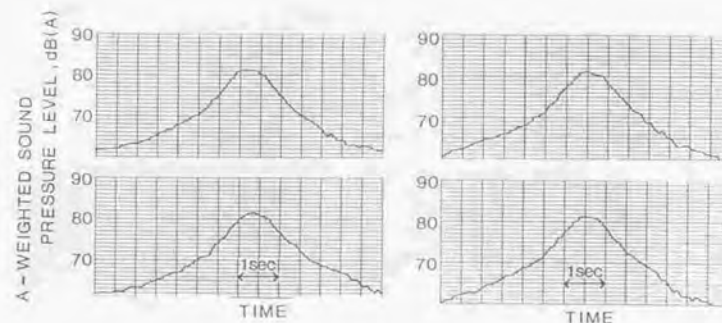
試験車両は、全車輪にラジアルリブタイヤを装着した場合とラジアルラグタイヤを装着した場合の2条件とした。走行速度としては、40、60、80km/h (ギヤ位置はすべて6th) の3段階とし、それぞれの条件ごとに  $\pm 1.5\text{km/h}$  の範囲内で10回の走行を行った。

## (2) 測定結果

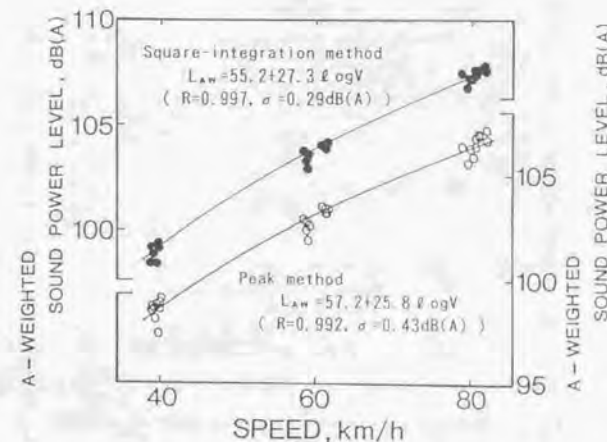
ラジアルリブタイヤを装着した場合の測定結果として、速度80km/hで走行した際に観測された騒音レベルの記録 (FAST 特性) の例を図B.2に示す。この場合には、ピークの形もなだらかで走行ごとのレベル記録にそれほど大きな差は見られず、再現性の高い結果となっている (他の走行速度の場合にも、ほぼ同様の結果であった)。

3段階の走行速度で行ったすべての測定について、ピーク法と2乗積分法によって求めたパワーレベルを図B.3に示す。図中の実線は、パワーレベルを  $\log V$  ( $V$ :速度, km/h) の形で回帰した結果である。回帰式、相関係数 ( $R$ )、標準偏差 ( $\sigma$ ) は図中に示すとおりである。測定ごとのパワーレベルの変動について、二通りの分析方法による結果を比較すると、速度80km/hにおける変動幅はピーク法で1.7dB(A)、2乗積分法で1.1dB(A) となっており、後者の方がややばらつきが小さい結果となっている。

つぎに、全車輪にラジアルラグタイヤを装着した場合の測定結果として、速度80km/hで走行した際に観測された騒音レベルの記録 (FAST 特性) の例を図B.4に示す。



図B.2 ラジアルリブタイヤを装着した大型トラックの走行騒音のレベル波形 (速度80km/h、FAST動特性)

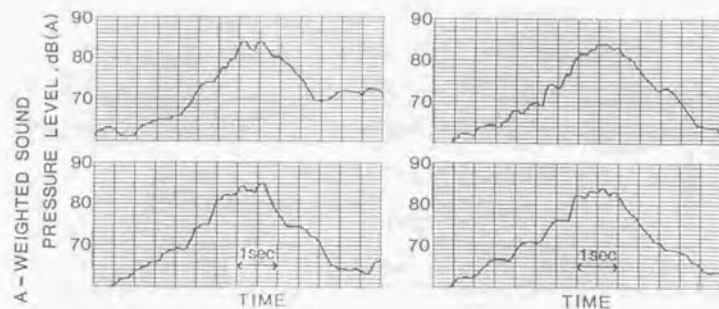


図B.3 ピーク法と2乗積分法による大型トラックのパワーレベル (ラジアルリブタイヤ装着)

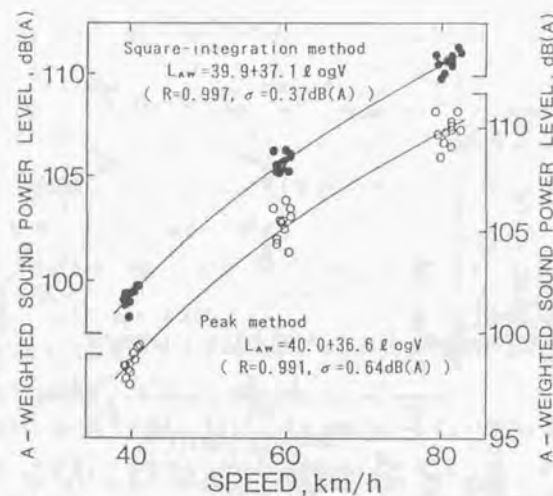
この場合には、レベル波形およびそのピーク値は走行ごとにかなり変化しており、ラジアルリブタイヤを装着した場合と大きく異なっている。

すべての測定について、二通りの分析法によって求めたパワーレベルを図B.5に示す。このうちピーク法による場合の変動幅 (80km/h) は2.4dB(A) と大きい。それに対して、2乗積分法による場合は1.5dB(A) となっており、ピーク法による結果に比べてより安定したデータが得られている。





図B.4 ラジアルラグタイヤを装着した大型トラックの走行騒音のレベル波形  
(速度80km/h, FAST動特性)



図B.5 ピーク法と2乗積分法による大型トラックのパワーレベル  
(ラジアルラグタイヤ装着)

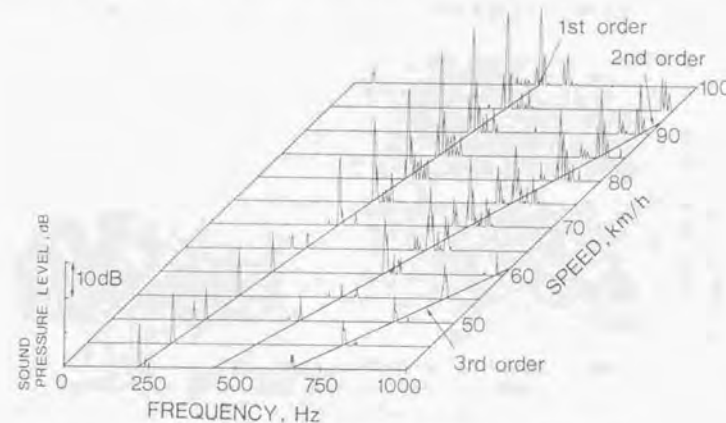
## B.2 FASTピーク法によるパワーレベルの変動に関する検討

上に述べたように、ピーク法によってパワーレベルを求めると、装着タイヤの種類によってばらつきの度合いが異なり、特にラグタイヤを装着した場合に大きくばらつくことが分かった。そこで、この点について以下に述べるようなより詳細な検討を行った。

### (1) ラグタイヤの発生騒音に関する検討

中型トラック用バイアスラグタイヤの騒音をドラム試験機を用いて詳細に分析した(空

気圧6.5kgf/cm<sup>2</sup>、荷重1510kgf)。試験では40~100km/hの速度範囲において、速度を5km/hごとに段階的に上昇させ、回転軸から0.5mの位置でタイヤ騒音の狭帯域分析(0~1000Hz)を行った。その結果が図B.6であり、周波数が速度に依存する複数の卓越したピークが各速度において観測されている。これらの周波数は、タイヤの有効半径(0.4m)、ラグ溝の数(48個)および速度から計算されるパターンノイズ周波数とその高調波成分に一致している(図中、1次、2次、3次の実線)。



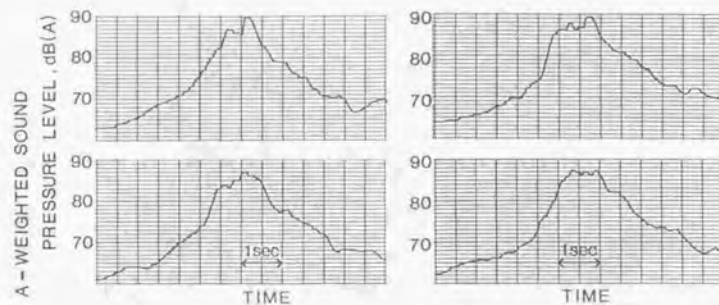
図B.6 ラグタイヤ(7.50-16 14PR)から放射されるパターンノイズ  
(ドラム試験機を使用した測定結果)

このように、ラグタイヤの発生騒音では、エアロポンピングによるパターンノイズが卓越的である。したがって、ラグタイヤを装着した大型車のパワーレベルをピーク法で測定する場合に生じるばらつきの原因の一つとして、このタイヤから発生されるパターンノイズの干渉が考えられる。そこで以下では、このパターンノイズの干渉に着目し、それによるパワーレベルの測定値のばらつきについて、実車を用いた実験、およびコヒーレントな二つの点音源を仮定した数値計算による検討を行った。

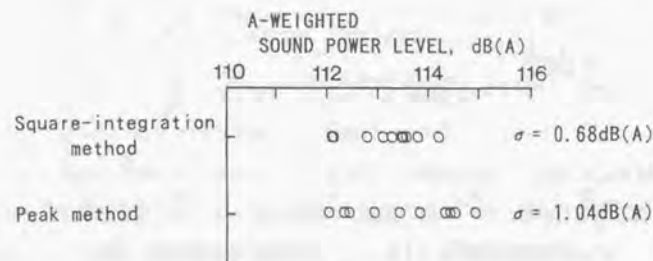
### (2) 実車を用いた実験的検討

試験車としては、4ton積載の中型トラック(車両総重量8ton、前輪1軸、後輪1軸)を使用した。その前輪にパターンノイズを発生しない低騒音のラジアルリブタイヤ、後輪に上述のバイアスラグタイヤを装着し、後輪の左右のタイヤだけからパターンノイズが発生されるようにした。

この試験車両が速度80km/hで走行したときに、測定点で観測された騒音レベルの記録波形(FAST 特性)の例を図B.7に示すが、車両がマイクロホン近傍を通過する際に観測されるピークは一つとは限らず、複数個となる場合もあり、またレベル波形およびそのピーク値は走行ごとに大きく変化している。この80km/hのすべての測定について、二通りの分析法によって求めたパワーレベルを図B.8に示すが、データの変動幅はピーク法で3.0dB(A) (標準偏差で1.04dB(A))、2乗積分法で2.1dB(A) (標準偏差で0.68dB(A))となっており、この場合も2乗積分法による結果の方がより安定したデータが得られている。



図B.7 中型トラックの走行騒音のレベル波形  
(前輪:ラジアルリブタイヤ装着、後輪:バイアスラグタイヤ装着)

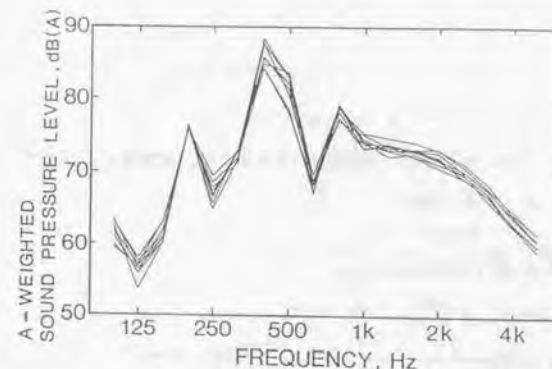


図B.8 中型トラックの速度80km/hにおけるパワーレベル

次に、ピーク法によるパワーレベルのばらつきが、どの周波数のレベルの変動によって生じているかを調べるため、すべての走行について1/3 オクターブバンドスペクトル(A特性補正)をピークホールド(時定数125ms)の方法によって分析した。その結果が図B.9であり、いずれの走行においても200Hz、400Hz、800Hzの帯域に卓越した成分が見られる。

200Hz帯域のピークは、エンジン系騒音によるものであり、レベル変動は非常に小さく再現性が高い。したがって、エンジン系騒音は騒音レベルの変動にほとんど影響していない。

一方、400Hz帯域と800Hz帯域のピークは、図B.6からパターンノイズの基本周波数とその高調波成分によるものと判断できる。特に400Hz帯域では、他の帯域のレベルよりも高く、また走行ごとのレベル変動は5dBもあり、これが騒音レベルの変動の大きな原因になっている。



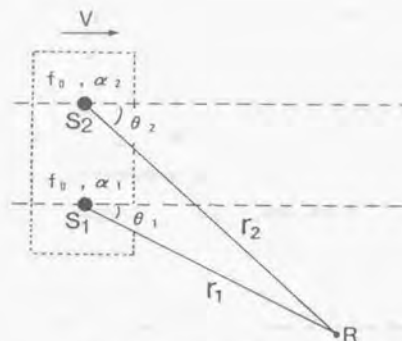
図B.9 中型トラックの速度80km/hにおける1/3 オクターブバンドのA特性音圧レベル  
(前輪:ラジアルリブタイヤ装着、後輪:バイアスラグタイヤ装着)

### (3) 数値計算による検討

上に述べた実験的検討から、ピーク法によるパワーレベル測定で生じるばらつきの原因としては、タイヤと路面の接触によって生じるパターンノイズが重要であることが明らかになった。そこで、この点をさらに詳細に検討するために、単純化したモデルを設定し、数値計算による検討を行った。

計算モデルとしては、図B.10に示すように出力一定の純音性の二つの無指向性点音源が一定の速度Vで走行する場合を想定した。その際、二つの音源の間隔は、上述の実験の条件と合わせるために、中型トラックのトレッド幅を想定して1.6mとした。





図B.10 コヒーレントな2音源の計算モデル

走行ラインから 7.5m 離れた点Rで観測される移動音源の周波数は、ドップラー効果を考慮すると次式によって表わせる。

$$f_1 = \frac{f_0}{1 - (V/c) \cos \theta_1} \quad (\text{B.2})$$

$$f_2 = \frac{f_0}{1 - (V/c) \cos \theta_2} \quad (\text{B.3})$$

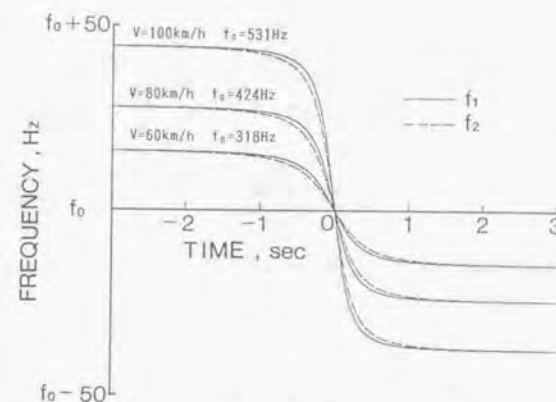
ただし、 $f_1$  : 音源  $S_1$  からの到達音の周波数、

$f_2$  : 音源  $S_2$  からの到達音の周波数、

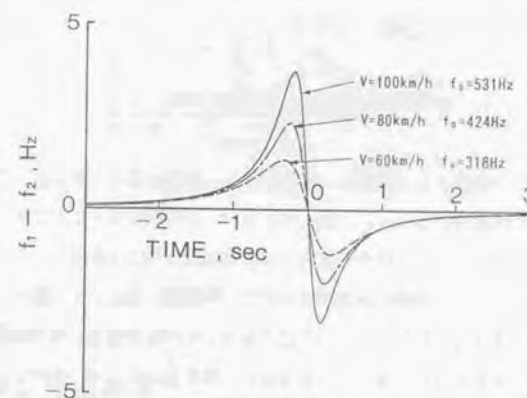
$f_0$  : 音源の周波数、

$c$  : 音速

ここで、 $f_0$  はパターンノイズの卓越周波数を想定しているので、 $V$  に依存する。そこで  $V$  として 60km/h、80km/h、100km/h とすると、ここで想定しているタイヤ騒音の卓越周波数はそれぞれ 318Hz、424Hz、531Hz となるので、 $f_0$  としてはこれらの周波数を代入して計算した。その結果を図B.11(a) に示す。当然の結果として、受信点Rで観測される周波数  $f_1$  (実線)、 $f_2$  (破線) は、音源が近づく際には  $f_0$  よりも高い周波数へ、また遠ざかる際には低い周波数へ変移しているが、特に注意しなければならないのは、受信点の近傍を通過する際に、二つの音源からの到達音の周波数に若干の差が生じることである。図B.11(b) は  $(f_1 - f_2)$  の時間変化を表わすものであるが、 $V$  が大きいほど差は



(a) 受信点における周波数変移



(b) 受信点における  $f_1$  と  $f_2$  の差

図B.11 ドップラー効果によって生じる周波数変移

大きくなっている。このような周波数の差によって、受信点Rではうなり現象が生じることになる。

受信点Rにおける瞬時音圧  $p(t)$  を複素数表示すると、次式のように表わせる。

$$p(t) = A \left\{ \frac{1}{r_1(t)} e^{j(\omega_1 t - k_1 r_1(t) + \alpha_1)} + \frac{1}{r_2(t)} e^{j(\omega_2 t - k_2 r_2(t) + \alpha_2)} \right\} \quad (\text{B.4})$$

ただし、 $A$  : 音源の出力の大きさを表す定数、

$$\omega_1 = 2\pi f_1, \quad \omega_2 = 2\pi f_2,$$

$\alpha_1, \alpha_2$  :  $S_1, S_2$  の位相

$$k_1 = \omega_1 / c, \quad k_2 = \omega_2 / c$$

$r_1(t), r_2(t)$  : 音源と受音点の距離

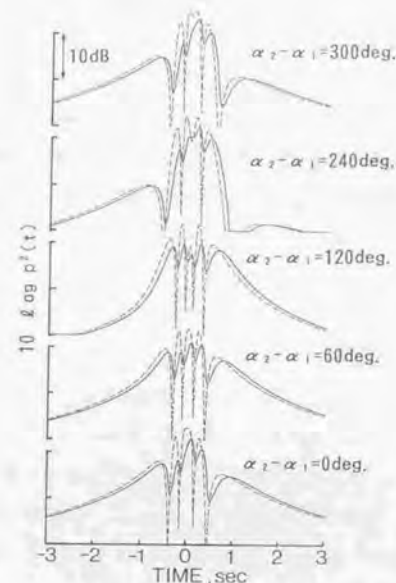
したがって、瞬時音圧の2乗  $p^2(t)$  は次式で表わされる。

$$\begin{aligned} p^2(t) &= \frac{1}{2} R_* \{ p(t) \cdot p^*(t) \} \\ &= \frac{1}{2} A^2 \left[ \frac{1}{r_1^2(t)} + \frac{1}{r_2^2(t)} + \frac{2}{r_1(t)r_2(t)} \right. \\ &\quad \times \cos \{ (\omega_1 - \omega_2)t - (k_1 r_1(t) - k_2 r_2(t)) \\ &\quad \left. + (\alpha_1 - \alpha_2) \} \right] \end{aligned} \quad (B.5)$$

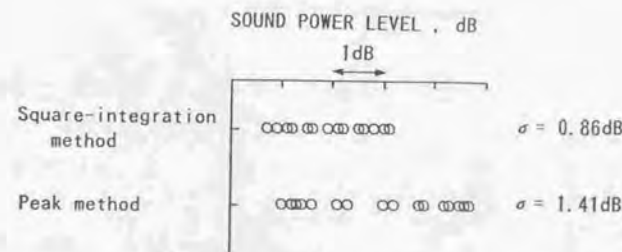
ただし、 $\text{Re} \{ \}$  : 複素数の実数部、 $*$  : 共役複素数

ここで、二つの音源として実際のトラックなどの両輪を考えると、同一の車両が同じ条件で走行した場合、 $\omega_1, \omega_2$  および  $r_1(t), r_2(t)$  はほとんど変化しないが、 $\alpha_1, \alpha_2$  は走行のたびにそれぞれ変化すると考えなければならない。そこで、上式のうちの  $(\alpha_1 - \alpha_2)$  を段階的に変化させ、 $p^2(t)$  を数値計算によって調べてみた。その結果として、走行速度を80km/hとした場合の受音点Rにおける音圧レベルの変化を図B.12に示す。ここで、音源が受音点Rの直前を通過する時刻を0sとした。ただし、図中の破線は  $p^2(t)$  をレベル表示したものであり、実線は  $p^2(t)$  を騒音計のFAST動特性に相当する時定数125msの一次遅れ系に通したときのレベル波形である。これらの計算結果を見ると、音源が受音点近傍を通過する際の音圧レベルの波形およびピーク値は、二つの音源の位相差によって大きく変動することが分かる。

次に、 $(\alpha_1 - \alpha_2)$  を  $20^\circ$  ずつ段階的に変化させ、それぞれの場合について図B.12の実線のレベル波形をもとにピーク法と2乗積分法からパワーレベルを算出した結果を図B.13に示す。なお、2乗積分法の積分範囲は  $-3s \sim 3s$  とした。二通りの分析法によるパワーレベルの変動幅を比較してみると、ピーク法で3.8dB(標準偏差で1.41dB)であるのに対して2乗積分法では2.4dB(標準偏差で0.68dB)となっており、後者による場合の方がばらつきが小さい。



図B.12 二つの音源の位相差を変化させて計算したレベル波形 (速度80km/h)



図B.13 コヒーレントな2音源モデルのパワーレベルの計算結果 (速度80km/h)

以上の数値計算による検討結果から、卓越した純音成分を含むパターンノイズを発生するタイヤを装着した車両の場合には、走行のたびに音圧レベルのピーク値が大きく変動する可能性があり、ピーク法による自動車の走行騒音のパワーレベルの測定では、これがばらつきを生じる一つの大きな原因であることが確認された。

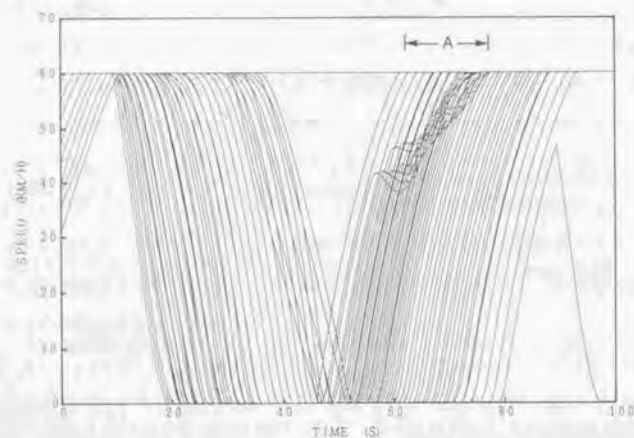


## 付録C 交通流モデルによって推定される 速度パターン

本研究で採用した交通流の推定モデルによれば、個々の車両の位置変化と速度変化を動的に推定することが可能である。第5章では、主に個々の車両の位置変化の推定結果について示し、実際の信号交差点付近で観測される交通量の特徴をよく反映したモデルであることを述べた。ここでは、個々の車両の速度変化の推定結果について示し、交通流の推定モデルに関してさらに詳細な検討を行った。

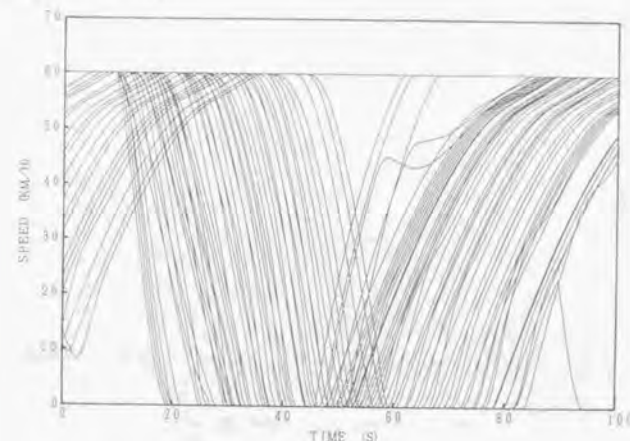
### C.1 速度パターンの推定結果

まず、乗用車のみが走行していると仮定し、信号交差点付近における個々の車両の速度変化を推定した（信号配置、交通量等については、図5.7の場合と同一条件とした）。その結果が図C.1であり、全体的にみれば信号交差点付近における各車両の減速、停止、加速、定常の速度変化が明確に推定されている。しかし、やや詳細にみると加速状態にある数台の車両の速度が小刻みに変動しており（図中Aの範囲）、実際の場合とは異なった結果となっている。



図C.1 時間の経過による車両速度の変化  
(全ての走行車両を乗用車と仮定)

次に、実際に測定した車種別交通量（大型車混入率：約45%）を入力して同様の検討を行った（入力データは図5.8の場合と同一）。その結果が図C.2である。この結果をみると、加速状態における個々の車両の速度パターンには前述のような小刻みな変動はみられず、一般道路における個々の車両の速度パターンがよく推定されていると考えられる。またこの場合、大型車の影響によって加速状態における速度の上昇度合いが上記の場合よりも相当小さくなっている。



図C.2 時間の経過による車両速度の変化  
(実際の車種別交通量を入力)

上記の二つの結果から、本研究で採用した交通流の推定モデルでは、大型車混入率が極端に少なく、発進加速時の加速度が全体的に高くなると、速度のパターンに小刻みな変動が生じる恐れがある。

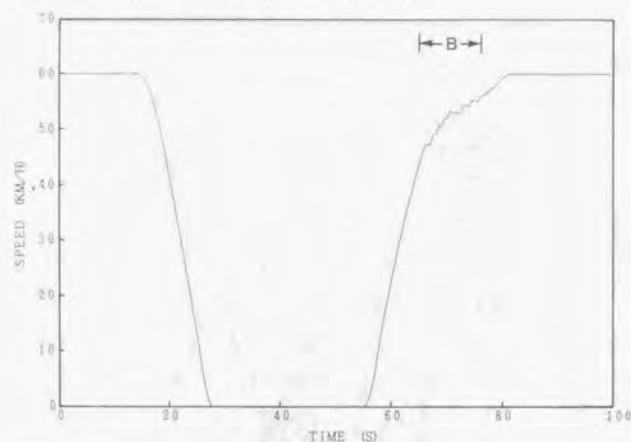
### C.2 速度の変動とパワーレベルの変動

ここでは、速度パターンの推定結果に小刻みな変動が生じた場合に、自動車走行騒音のパワーレベルにどの程度影響するかを検討した。

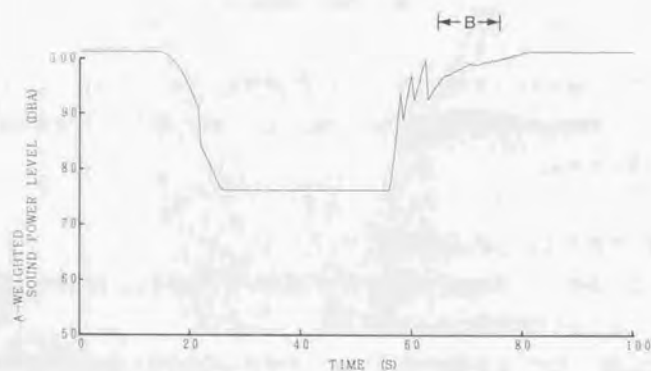
そこで、図C.1に示した各車両の速度パターンの中から代表的な1台の車両の速度パターンを取り出し（図C.3参照）、このパターンを基にして第4章で述べた方法にしたがってパワーレベルを推定した。その結果が図C.4である。発進直後の大幅なレベル変動はギヤチェンジによるものであるが、図中Bの範囲においてパワーレベルのわずかな変動がみ

られる。この変動は速度パターンの小刻みな変動によるものであり、道路交通騒音の予測においてはほとんど問題にならない程度のレベル変動であることが分かる。

したがって、既に述べたように大型車混入率が極端に少ない道路を対象とした場合、発進加速時の速度パターンが小刻みに変動する場合があるが、このような場合でも道路交通騒音の予測においてはほとんど問題にならないことが分かる。



図C.3 時間の経過による車両速度の変化  
(1台の乗用車についてみた場合)



図C.4 時間の経過によるパワーレベルの変化  
(1台の乗用車についてみた場合)

## 付録参考文献

- 1) 押野康夫, 橘 秀樹, "自動車走行騒音の鉛直面内指向性に関する検討", 日本音響学会 騒音研究会資料 N-89-52
- 2) 押野康夫, 田先重雄, 橘 秀樹, "自動車の音響パワーレベル測定におけるタイヤ騒音の干渉によるデータの変動", 日本音響学会誌, Vol.46, No.5, 397-402 (1990)



