



ISSN 0386-4995

土 木 研 究 所 報 告

第 164 号

-
- 橋梁の振動性状が低周波域の空気振動に
及ぼす影響に関する研究 足立義雄 (1)
- 道路交通騒音に係わる要因の影響度合に
関する研究 足立義雄 (63)
- 道路走行時における自動車の排出ガス量に
関する研究 足立義雄 森 寛昭 (115)
藤城泰行 田原嘉和
吉川良行
-

昭和 59 年 11 月

建 設 省 土 木 研 究 所

Copyright © 1984 by P.W.R.I.

All rights reserved. No part of this book may be reproduced by any means, nor transmitted, nor translated into a machine language without the written permission of the Director General of P.W.R.I.

この報告書は、土木研究所長の承認を得て刊行したものである。したがって、本報告書の全部又は一部の転載、複製は土木研究所長の承認を得ずしてこれを行ってはならない。

橋梁の振動性状が低周波域の空気振動に 及ぼす影響に関する研究

足立義雄*

Study on the Effect for Low Frequency Sound related to Dynamic Response of Highway Bridge

by Yoshio Adachi

要 旨：

道路橋を大型車両が高速で通過することによる影響のひとつとして、低周波域の空気振動の発生があり、低周波空気振動と言われて注目されている。低周波空気振動は様々な所から発生しており、ここでは橋梁を対象とした低周波域における空気振動の発生機構を取り上げ、理論的な面と実測結果に基づく面の両者に着目して検討を加えたものである。

道路橋床版の低周波域の振動性状には橋梁全体の振動に係わるものと伸縮継手部で誘発される振動に係わるものが存在し、それによって低周波空気振動も生じている。この2つの性状が表されるように橋梁振動と空気振動を解析し、実測結果と対比することにより発生機構を取りまとめている。

キーワード：道路環境，橋梁振動，空気振動

Synopsis：

Recently low frequency sound is appearing in the environmental problems and it is said that highway bridge especially deck slab generates it, subjected to traffic flow by the heavy truck at high speed.

This paper summarizes the study on the mechanism of bridge vibration and low frequency sound from highway bridge, in view of both theoretical analysis and measured values. Dynamic response of highway bridge is composed of two parts; that is, impulsive and stationary components. Former is generated at the time when vehicles pass through the expansion joint and latter is arised at the time when vehicles are travelling at the span center. And low frequency sound radiates according to two patterns of the bridge vibration. The paper describes the characteristics of bridge vibration and low frequency sound, their analytical formulae and the result in comparison with analytical values and measured values. And it was concluded that the formulae are appropriate to express dynamic response of the bridge and low frequency sound right below the bridge deck slab.

Key Words： Traffic Environment, Bridge Vibration, Low Frequency Sound

* 道路部交通環境研究室長

目 次

1. 序論	(3)
2. 研究の意義と目的	(5)
2.1 低周波空気振動の概念	(5)
2.2 研究の意義と目的	(7)
2.3 研究の方法	(7)
2.4 理論的考え方の基本	(7)
3. 橋梁振動の評価	(11)
3.1 桁組と合成される床版の振動方程式とその解	(11)
3.2 不静定力と境界調整力の分布	(12)
3.3 床版端部の境界条件	(14)
3.4 桁組の解	(14)
3.5 床版と桁組の合成条件	(15)
3.6 固有振動数と固有振動モード	(15)
4. 走行車両による床版の動的応答	(15)
4.1 固有振動モードの直交性	(15)
4.2 床版の強制振動方程式とその解	(16)
4.3 応答解析	(16)
5. 空気振動の評価	(17)
5.1 波動方程式の差分法による解析	(17)
5.2 1次元場及び2次元場における適用	(21)
5.3 3次元場における適用	(28)
6. 道路橋における実測	(32)
6.1 実測方法	(32)
6.2 実測結果に見られる特性	(33)
7. 実測結果による適合性の検証	(36)
7.1 対象橋梁	(36)
7.2 合成桁橋による検証	(39)
7.3 鋼鈑桁橋による検証	(41)
7.4 PC・T桁橋による検証	(42)
7.5 トラス橋による検証	(45)
8. 結論と今後の問題点	(48)
8.1 結論	(48)
8.2 今後の問題点	(60)
9. あとがき	(60)

1. 序論

我が国の道路整備が本格的に始動しはじめたのは昭和29年を初年度とする第一次道路整備5カ年計画からであり、第八次計画に至るまで、四半世紀にわたって道路投資を続け、道路の整備は着実に進展している。一般国道、都道府県道170,344kmのうち約50%が整備され、同じく舗装済区間も約半分を占め(表-1・1)、高速自動車国道の供用は3,000kmに達している¹⁾。

道路整備に伴って自動車輸送の占める割合が増大し、急速にモータリゼーションが進行している。図-1・1は、我が国における旅客と貨物の輸送推移をまとめたものであり、昭和45年頃までに自動車輸送が鉄道輸送を超えている傾向がうかがえる。これは、快適に、いつでも機動的に、戸口から戸口に到達できる便利さ、さらには個人個人の好みに合った広範囲の活動ができるという利点から選択された結果であると言える。昭和35年度に約340万台であった自動車保有台数が、昭和54年度には3,730万台に達し、この20年間に10倍からの伸びを示している。さらに、欧米諸国ではパイプラインや内陸水路の利用、鉄道輸送の分担率が高い輸送構造となっているのに比して、我が国では貨物輸送が自動車に依存している割合が非常に高いという特徴を有している。

このように我々が日常生活を営み、社会経済活動を行っていく上で、道路は人の移動や物質の輸送に欠くことのできない最も基盤となる社会資本としての効用を十分に果しており、交通機能のみならず、電気、上下水道、通信施設のような公益施設の収納や防災空間の確保、景観面における寄与など多面的な役割を有し、国民生活に多大の利益をもたらしている。しかしながら、自動車交通の急速な増大は、都市の過密化やスプ

ロール化とも相俟って騒音、振動などの公害を発生させ、沿道地域の居住環境を阻害する原因ともなってきた。

道路交通環境が問題となり始めたのは昭和40年代に入ってからであり、その後半から50年代にかけて一層顕在化してきており、図-1・1に示した簡単な経緯の対応からもそれが明らかである。そこで、道路を計画し、建設し、管理していくうえで、騒音、振動などの影響を事前に予測し、適切な防止対策を講ずることが肝要となり、環境影響評価を実施する必要性が生じてくる。

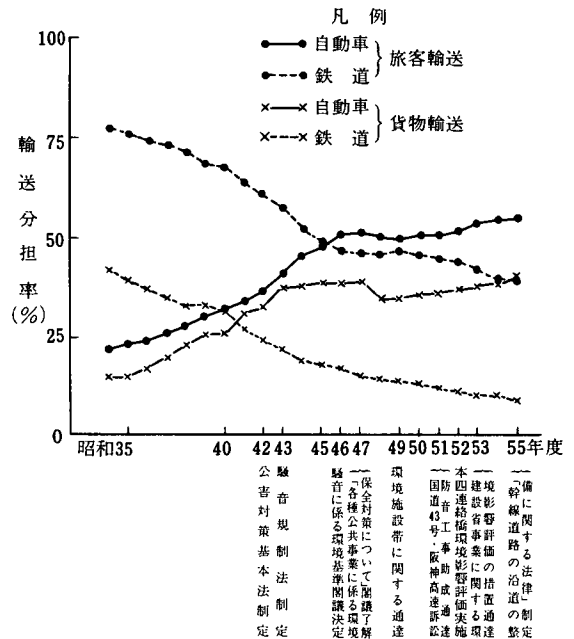


図-1・1 国内輸送機関別輸送分担の経年変化²⁾

表-1・1 一般道路の整備状況(昭和54年4月1日現在)¹⁾

区 分	実 延 長	整 備 済		舗 装 済	
		延 長	整 備 率	延 長	舗 装 率
	km	km	%	km	%
一 般 国 道	40,295	23,800	59	33,190	82.5
都道府県道	130,139	57,800	44	48,304	37.1
市 町 村 道	933,364	(239,033)	(25.6)	87,997	9.4
合 計	1,103,708	—	—	169,491	15.4

- 注) 1. 整備済延長とは改良済でかつ混雑度が1.0未満の延長をいい、整備率とはそれを実延長で除した値をいう。
 2. 舗装済延長及び舗装率は、簡易舗装を除いた値である。
 3. 市町村道の整備済欄()書は、改良延長及び改良率を表す。

環境影響評価については昭和47年6月6日の閣議了解「各種公共事業に係る環境保全対策について」に従い³⁾、あらかじめ必要に応じて環境に及ぼす影響の内容、程度、防止対策について調査検討し、環境保全上重大な支障をもたらすことのないように留意する旨を目的としている。道路事業に関してもその一環に含まれ、建設省においても合理的な手法、制度を確立するために鋭意努力がなされてきた。道路事業に関して初めて本格的に環境影響評価が実施されたのは、昭和52年度から53年度当初にかけて行われた本州四国連絡橋児島・坂出ルートに関するものである⁴⁾。地元住民に縦覧のうえ説明会が開催され、関係地方公共団体、環境庁の意見などを反映して環境影響評価書が作成されている。その後、建設省では所管事業に係る環境影響評価に関する当面の措置方針を通知し、それに基づいて技術指針が定められ、さらには技術指針細目が各事業ごとに取りまとめられており、現在ではそれらに従って実質的に環境影響評価が行われている。

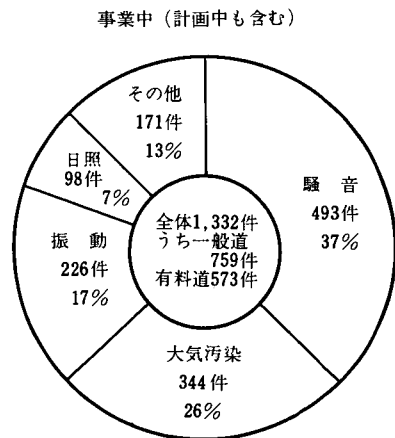
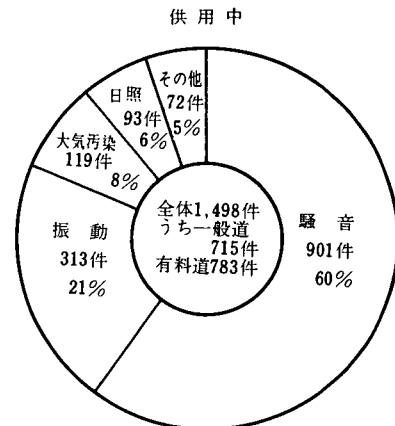
環境影響評価の対象は人の健康又は生活環境に関する環境項目、自然環境に関する環境項目及び自然景観に関する環境項目に区分されて、道路事業については表-1・2のように設定されている⁵⁾。一方、環境庁においては環境を構成する要素を地圏、水圏、気圏、生物圏などに大別して広い視点からとらえようとしている⁶⁾。表-1・2の環境項目をこれに基づいて分類してみると、地圏には振動、地盤沈下、地形・地質、水圏には水質汚濁、気圏には大気汚染、騒音、生物圏には植物、動物が属する。

このように道路事業が影響を与える項目は多岐にわたっており、道路建設に対する苦情や反対はこれらが組み合わさって生じてくると考えられるが、この中で大きな問題となるのは大気汚染、騒音、振動の3つである。建設省が調査した道路環境問題の発生状況を見

てもこの3つが8～9割を占めている(図-1・2)。従って、地圏の範疇に入る振動と気圏の範疇に入る大気汚染、騒音について問題視されることが多いと言える。

これは見方を変えると媒介する物質による分類とも考えられ、振動は地盤中を、大気汚染と騒音は空気中を伝わり広がることとなり、交通環境研究室は後者に重点を置いて調査していることになる。

空気中を伝播するもうひとつの道路環境問題として最近話題となっているものが橋梁から発生する低周波空気振動である。橋梁の歴史は大変に古く、溝のような川に架けられたその始まりから、瀬戸内海に長大吊橋が建設される現在に至るまで、人々に与えている利便は著しいものである。この長い歴史を有する橋梁からも公害が発生していると言われたものだものである。従来より工場、事業所から低周波空気振動が発生しているという報告の多いものであるが、7年程前から高



注)「その他」には遺跡、電波障害などを含む。

図-1・2 全国道路環境問題発生状況 (45～51年)⁷⁾

表-1・2 道路事業に関する環境項目

区 分	環 境 項 目
人の健康又は生活環境に係る環境項目	大 気 汚 染
	水 質 汚 濁
	騒 音
	振 動
	地 盤 沈 下
自然環境に係る環境項目	地形・地質
	植 物
	動 物
自然景観に係る環境項目	自然景観

速自動車道路におけるごく一部の橋梁から苦情が出され⁹⁾、社会問題として取り上げられ始めている。

この低周波空気振動の発生機構、伝播の状況、予測方法などについては現在のところ明確になっておらず、実態の解明が注目されている。前述の本州四国連絡橋 児島・坂出ルートにおける環境影響評価の際にもよく検討して欲しいという意見が出されており、関心のよせられていることがわかる。

橋梁からの低周波空気振動の発生は橋梁床版が自動車の走行に伴って振動し、それにつれて周辺の空気が動くことに原因があると判断できる⁹⁾。これについては6.で詳細に述べている。本報告では、橋梁振動と低周波空気振動の結びつきについて道路橋を対象として理論的に研究し、さらに実測結果と対比してその妥当性を検証することにより、低周波域における空気振動の発生機構について取りまとめているものである。

2. 研究の意義と目的

2.1 低周波空気振動の概念

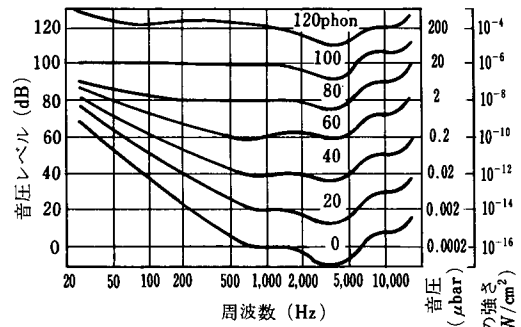
空気を媒質として伝播していく現象は一般に音としてとらえられ、内耳により感受される。この人の可聴範囲は個人差はあるが、大略20Hz から20,000Hz までとされ、広い範囲の音が聞こえている。Fletcher-Munson による人の純音に対する聴感曲線は図-2・1に示すものであり、これをみると人間の耳が感知している状態がわかる。現在一般に採用されている ISO の聴感曲線も同様のものである¹⁰⁾。

しかし、これでは評価しえない低周波域の音が最近取り上げられるようになった。それを低周波空気振動と称している。この用語は人により異なり、いろいろな言葉が使われ、英語でも超音波の ultrasound に対して低周波の infrasound あるいは infrasonic と言ったり、

low frequency sound という表現も用いられている。また、低周波空気振動に含まれる周波数範囲も明確に定義が定まっている訳ではない。

1973年のパリにおけるシンポジウムでは0.1~20Hzの範囲とされているが、我が国ではもっと高い100Hz程度までを取りこんで調査測定されている。図-2・1において可聴域で判断すると20Hz以下と考えられるが、耳だけで知覚するのではないという説もあり、この限界については明らかになっていない。従って、低周波空気振動とは人の耳に感知されにくい範囲の音と見なし、大まかにいって図-2・2のような範囲でとらえると、最も広く考えていることになる。

音とは媒質粒子が平衡位置を中心として時間的に前後に運動する振動現象で媒質中の疎密波であるから、低周波空気振動も物体の振動や動きにより発生する疎密波とみなせる。一般に空気が振動していると気がつく例は多い。航空機が頭上を飛んでいるとき、時としてガラス戸がびりびりと震えるが、これもそのひとつである。これは航空機により空気力学的な乱れを生じて空気振動として伝播し、ある特定の高度のときにガ



注)・曲線上に記入したphon数が音の大きさのレベルを示す。

・ $2 \times 10^{-4} \mu\text{bar}$ は1,000Hzにおいて健康な人が通常可聴できる最小音圧である。

図-2・1 Fletcher-Munson の聴感曲線

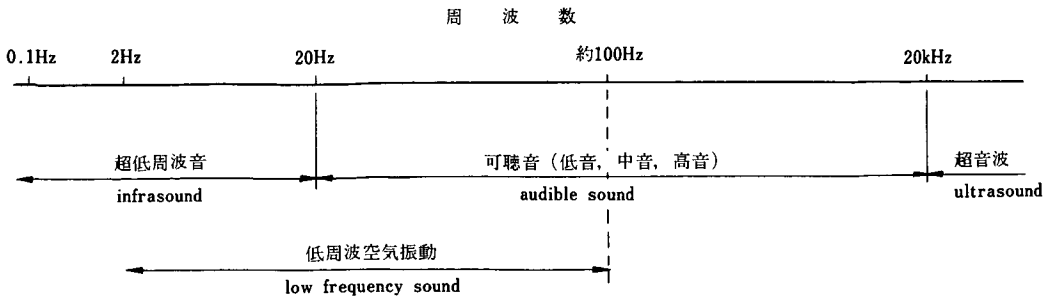


図-2・2 低周波空気振動の範囲

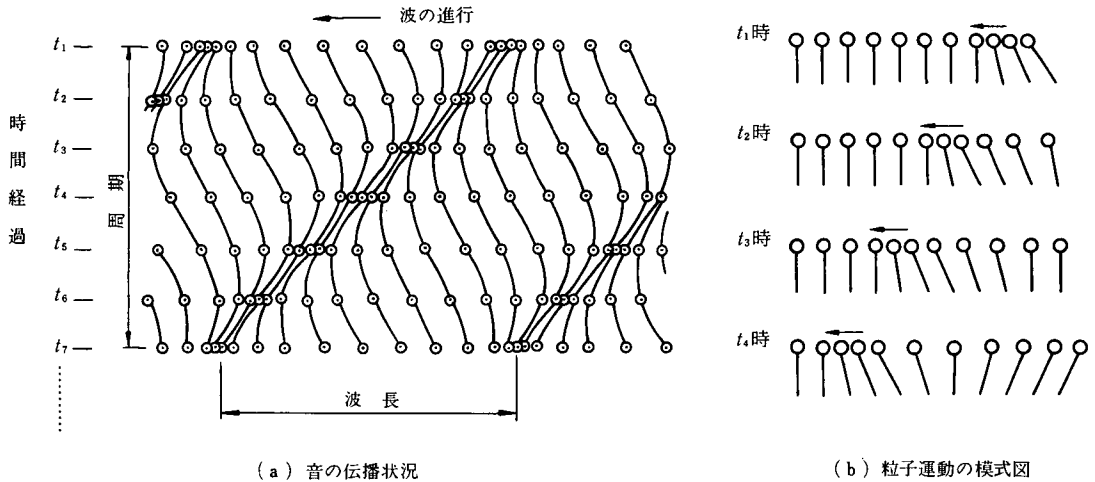


図-2・3 音の粒子運動

ラス戸の低い共振振動数と空気振動の周波数とが合い振動するものと考えられる。また、暗い寺の堂内で太鼓が低い音で叩かれたとき、離れた位置にある太いろうそくの火が風もないのに音と共に揺れ動くことがあるが、これも空気振動の一種であると思われる。このように身近なところに空気振動の例は見受けられる。

従って、低周波空気振動もいろいろな現象から生じている。涼しく感じたり、寒く感じたりする風の中にも低周波数域の成分が高いレベルで含まれている。土木研究所の風洞を用いて測定した結果では風速に応じて図-2・4のような値が実測されている¹¹⁾。このことからみてわれわれが日常生活を営んでいる場においていろいろな現象から低周波空気振動が発生していると考えられる。それらを挙げてみると、

自然現象から発生するもの……………波，風，雷，噴火，地震

人工物から発生するもの

物体の振動によるもの……………振動篩，振動コンベア

流体の運動によるもの……………航空機，送風機
圧縮波によるもの……………発破，鉄道トンネル

燃焼によるもの……………ボイラー，バーナー

などの多くの例が見受けられる。このことは知らないうちに低周波空気振動に暴露されているものと思われる。日常生活の場における低周波空気振動の調査記録については図-2・5のような結果が得られている¹²⁾。土木研究所の静かな居室内で測定した値によると、騒音が

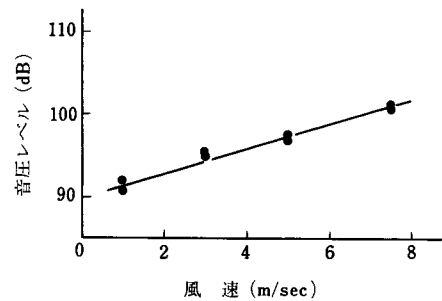


図-2・4 風と低周波空気振動の関係 (1~50Hz)

40数dB(A)に対して低周波空気振動が80dB位であり、周波数補正回路の有無があるとしても、これを低周波空気振動のバックグラウンドと考えたとその大きさの度合がうかがえる。低周波空気振動は物の動きに対応して生ずる現象であると考えたならば多数の発生源が我々の周りを取り巻いていても当然であると言えよう。従って、特に道路橋が社会問題となるのはむしろ不思議な現象であると言ってもおかしくない。

低周波空気振動が表面化してくるきっかけは、戸障子などのがたつきにより音として感知することが多い。普通のガラス戸や戸障子は5~15Hz付近に共振点があり、ある一定の音圧レベルが加わると揺れ始める^{13),14)}。前述の航空機によるガラス戸の震えがそれである。このがたつきが気になり、その原因を追跡してゆくと低周波空気振動と結びついてくる¹⁵⁾。直接人体に感じて不快感を持ち、気がつくことは少ない。小さな実験室に被検者を入れて調査を行うと人の状態によって感覚の度合が大きく異なっているようである。

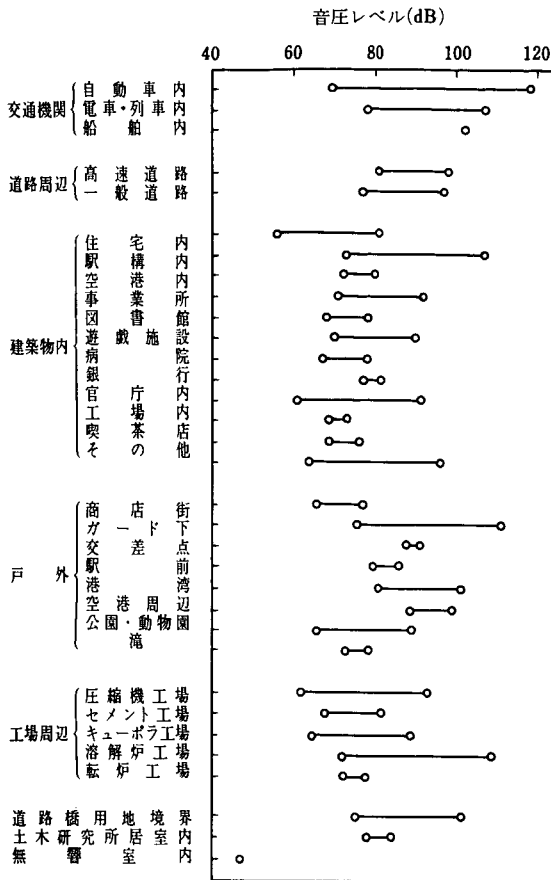


図-2.5 低周波空気振動の実態

以上に述べた事柄で低周波空気振動の概念を把握することができ、いずれもが今後の研究課題となりうるものであると判断できる。

2.2 研究の意義と目的

道路橋に起因する低周波空気振動の発生機構に着目して、橋梁振動に伴って生ずる低周波域の空気振動について理論的な面から検討し、実測調査結果と対比することにより、発振体としての橋梁床版の振動性状と床版振動に伴う空気振動の発生機構を明確にすることに目的を置いたものである。この研究により、道路橋床版の低周波域の振動性状には、橋梁全体の振動に係わるものと伸縮継手部で誘発される振動に係わるものとの2つのパターンが存在することを理論面から立証することができ、その振動に伴って低周波空気振動が生ずることを解明できた点に大きな意義を有する。

発生機構を的確に把握することは低周波空気振動の予測と結びつけていくことが可能で、伝播機構などに

ついてさらに検討を加える必要はあるが、重要な基礎資料を与えているものと言えよう。

2.3 研究の方法

研究は次の手順に従って進める。

(1) 前述のように発振体としての道路橋床版の振動性状を探究するために、床版と桁組の有機関連を考慮に入れて立体解析によって固有振動モードを詳細に求め、上路トラス橋の場合には伸縮継手の沈下及び主構のせん断変形を含めて検討する。

(2) 固有振動モードの直交性を用い、走行車両に対する強制振動方程式を誘導して、モーダル・アナリシスによって道路橋床版の低周波域における振動応答を解析する。

(3) 次に、空気振動の伝播を表す波動方程式を誘導して、道路橋床版の振動応答に対応させて床版面の空気の粒子速度を与えることにより解析し、道路橋床版と連成して空気振動の音圧特性が検討できるように、橋梁振動と空気振動とを結びつける。

(4) 以上の解析手法を実橋において測定した結果に適用して、その適合性を確認する。橋種としては、合成桁橋、鋼鈑桁橋、PC・T桁橋及び上路トラス橋を取り上げ、5橋について検討する。

(5) 以上に示した一連の研究によって、道路橋床版の振動特性、低周波空気振動の特性が解明され、発生機構が把握できる。

(6) さらに、実測例に基づいて低周波空気振動の調査測定方法と実測結果について取りまとめ、本研究に必要な現象面からの追跡を行っている。

2.4 理論的考え方の基本

(1) 板振動の解法¹⁰⁾

橋梁上を自動車が走行するときに生ずる動的影響や振動特性については数多くの論文が発表されている。橋をはりにモデル化して取り扱うときには、主にはりに関するたわみ振動としてよく知られた Bernoulli-Euler ばりの運動方程式

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \rho \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = p(x, t) \dots\dots\dots (2.1)$$

を種々な条件のもとで解いて求められる。式(2.1)において EI ははりの曲げ剛性、 ρ ははりの単位長さ当たりの質量を表しており、この式でははりの回転慣性とせん断変形は無視されている。

これに対して、床版は橋梁の構造上から言えばひとつの要素にすぎないが車両を直接支持する重要な役割

を有する部分で、橋梁を床版と桁との連続体として扱い、動的現象を明らかにするときには無視しえないものである。矩形平板の振動解法としては、大きく分けるとたわみを Fourier 級数で展開して板に関する微分方程式を Levy の手法により求める級数解法¹⁷⁾と、板の周辺条件を満足する式をあらかじめ仮定し最小働きの原理により解くエネルギー法¹⁸⁾がある。鋼鉄桁、合成桁、鉄筋コンクリート T 形断面桁のように主桁が並列している形式の橋梁の場合には床版と桁との協同作用を考え、直交異方性板理論でモデル化する方法¹⁹⁾も採用される。

級数を用いて板を解くことは、相対する 2 辺が単純支持の場合には解析が容易であるし、Navier の解に表れる 2 重級数は総和公式により単級数に変換することができ、十分収束しうる解を得ることができるという利点を有している。従って、橋梁の床版を板として、振動問題を取扱う場合には、計算の収束性よりもむしろ構造の 3 次元的なモデル化の妥当性の方が問題となる。

最近では電子計算機の大化と共に有限要素法を利用して解くことも研究されており、連続体の問題、動的応答の問題、流体の過渡現象などに適用されているが、3 次元的に取り扱うには容量の面から制約もあるようである。

本研究の目的は橋梁より発生する低周波空気振動を探究することであり、橋梁振動と結びつけていくには波動方程式を解く必要があり、それに境界条件、初期条件を与えるために、床版としての振動特性を算定しなければならない。上に述べた種々な解法を参考として、ここでは床版部分を板要素として扱い、格子構造としての桁組が主桁部分で床版と偏心補剛の形で合成されているものと仮定して橋梁振動の関係式を誘導することとした^{20,21)}。また、上路トラス橋に適用するときには曲げ変形のみならず主構のせん断変形も考慮し、端対傾構の部分はバネでモデル化して床版端部の沈下を含めて検討することとしている。

(2) 構造要素としての板

床版と主桁からなる構造で、床版を 1 枚の板要素として扱い、主桁に沿って床版を合成させる形で解析する場合に、板要素と主桁部分の接合面には不静定力が作用し、変位の連続条件を満足するようにしなければならない。板と桁組の接合面での合成条件を与える場合に、厳密には不静定力を Fourier 級数に展開して与え桁組の解を級数に展開すればよいが、横桁の荷重分配や端部の支点沈下を含む問題では解析が複雑になり実用的でない。従って、ここでは不静定力の分布として近似的な表現ではあるが、合成条件が容易な形で与

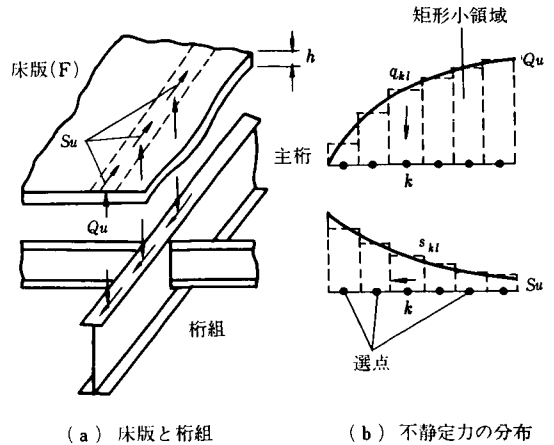


図-2.6 床版に作用する不静定力の分布

えられる方法を採用する。

図-2.6(a)に示すような床版と桁組との接合面に作用する垂直力 Q_u 及び水平力 S_u からなる不静定力を、有限な矩形小領域で一様な分布を持つものの集合と考えると、床版と主桁には有限個の矩形外力が作用する系とみなすことができる。図-2.6(b)には分割した状態が図示されており、主桁と板要素との変位の合成条件はその作用中心で成立させる。

このように、不静定力の分布を等分布する矩形小領域の集合として与えたときに、近似に対する精度を検討したものが図-2.7である。図-2.7は単純桁の問題を板要素（ポアソン比は考慮していない）とはり要素の合成断面と考え、不静定力の分布を 10 等分した小領域の集まりとして合成条件を作り、固有振動数の追跡過程を示したもので、行列式の値が 0 となる点が固有振動数を示す。 f_0 は合成断面の単純桁として計算したときの固有振動数で、よく一致していることがわかる。また、同じモデルで選点数を変え、精度を検討したものが表-2.1である。1 次モードの固有振動数では 4 分割程度でも誤差は 1% 以下であり、10 等分割すれば 3 次モードまで十分な精度で計算できることがわかる。

この結果より、十分な精度を有するように、不静定

表-2.1 選点数の相違による検討

合成面の 選点数	振 動 モ ー ド		
	1 次	2 次	3 次
10	3.110	12.43	27.86
8	3.110	12.41	27.66
6	3.109	12.39	26.88
4	3.104	11.95	21.95
桁としての計算	3.110	12.44	27.99

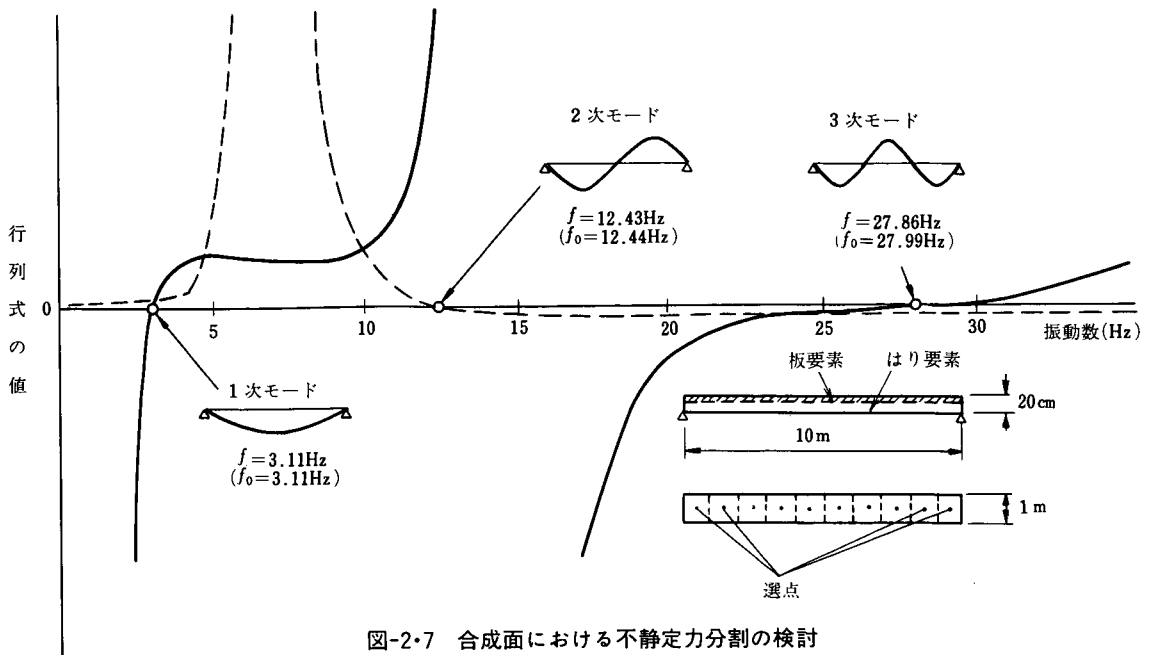


図-2・7 合成面における不静定力分割の検討

力の分布を矩形小領域の集合として与え、合成条件を選点で満足させることが可能であると結論づけられる。

(3) 床版端部の境界条件

2.4(2)で述べた方法で与えられる板の解は2辺単純支持の場合である。しかしながら、上路トラス橋のように端対傾構を通して支承に荷重が伝達される場合には、床版は端部で自由に沈下しうような境界条件としておく必要がある。そこで、ここでは図-2・8に示すような補助領域を考えて境界条件を満足するにはかかるとする。すなわち、補助領域を含めた2辺単純支持の板から実領域の板の境界条件が満足されるように補助領域に線モーメント、線荷重及び自由辺に集中力を作用させる方法を採用する。線モーメントと線荷重の分布も解析を容易にするために有限幅で一様な分布をもつ力が作用するとして扱うこととする。従って、床版端部の境界条件は実領域の境界上にとった選点で成立することになる。

この手法では端部で支点沈下を生ずると考えることにより、支持点でバネ支持され、床版の境界辺では曲げに対して自由な境界条件を考えていることに相当するが、この手法が妥当であるかどうかをはりの振動問題で検討してみた。

図-2・9は系-1に示すようなバネ支持されたはり解くときに、系-2のように曲げモーメントのみが0となるように調整した場合と、系-3のように曲げモーメン

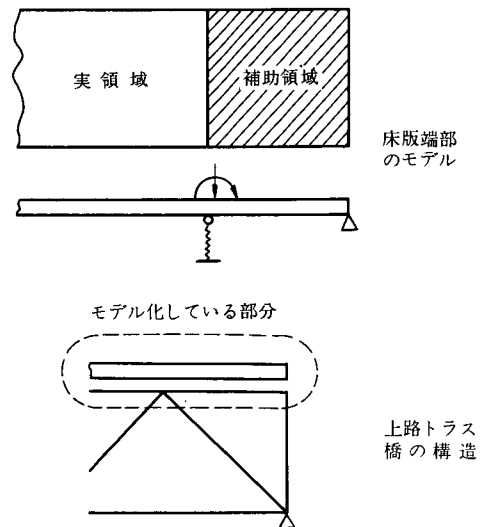


図-2・8 上路トラス橋床版端部の境界条件

トとせん断力が0となるように調整した場合とを比較したものである。実線は系-1を忠実に追跡した場合であり、一点鎖線で示す系-2では1次の固有振動数は系-1とほぼ一致しているが、高次モードでは異なった値を示している。これに対して、系-3では系-1の値と完全に一致した値が得られている。このことより、曲げモーメントとせん断力を境界領域で調整することが必要であり、上に述べた手法で妥当な計算結果の得ら

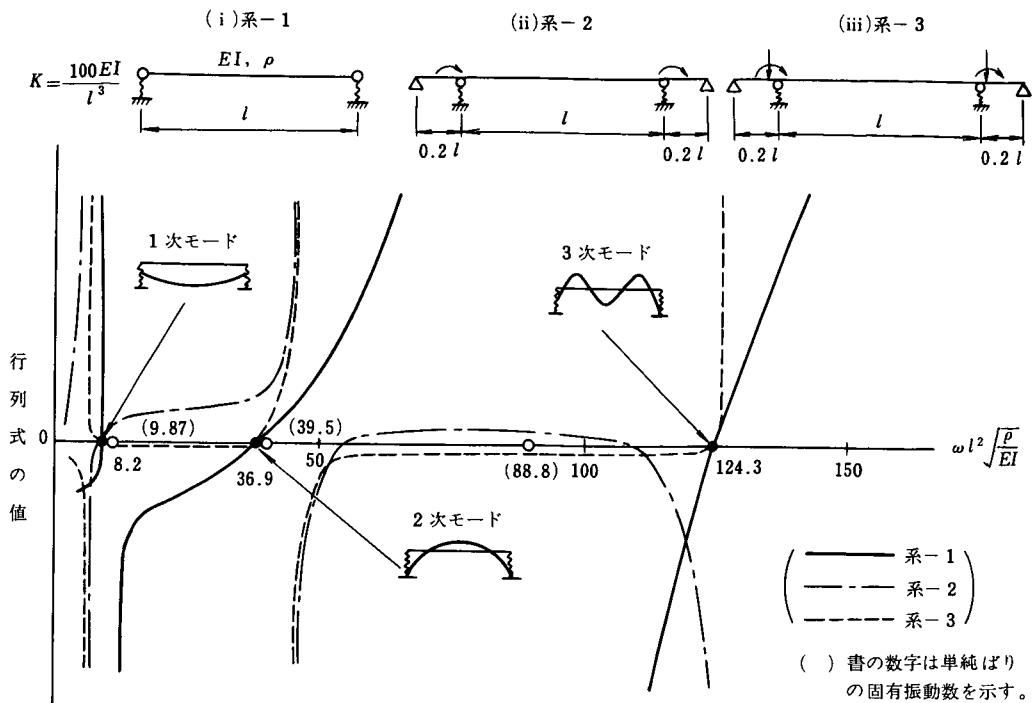


図-2・9 境界条件の検討

れることがわかる。

(4) 構造要素としての桁組

桁組の任意点における変形と断面力を与える解は、床版との間に作用する不静定力を矩形荷重の集合とみなすと、有限個の矩形外力が作用する格子桁の解として容易に求まる。トラス橋では主構部に対しせん断剛性を考慮した等価剛度を有する桁に換算すればよい。ただし、桁のねじり剛性は無視することとする。

(5) 床版と桁組の合成条件

床版と主桁との合成面上とった各分割区間における選点において、変位の連続条件を満足させることを要する。すなわち、床版と主桁のたわみ及び水平変位が等しくなり、この関係は合成面上にとったすべての選点について成り立つことを要し、各分割区間における不静定力を決める連立方程式となる。このときに、水平変位の合成条件の代わりに水平力 $S_u = 0$ とすれば、たわみのみの合成を考慮することとなり、非合成の条件にも適用できる。

以上で述べた関係が時間 t にかかわらず成り立ち、境界調整力及び不静定力を決定する方程式が存在することより得られる特性方程式の値が 0 となる点として、振動数を逐次変化させて固有振動数を求めることができる。ここで述べた 2.4(2)～2.4(5)の考え方に基いて

自由振動を表す方程式と強制振動を表す方程式を解くことにより、橋梁の振動応答を説明することができる。

(6) 走行車両の取り扱い

走行車両による橋梁の動的挙動を追跡する場合に、車両をバネー質量系でモデル化して車両の鉛直振動を考慮する考え方がはりの振動解析でよく用いられる。このモデル化は車両が橋梁に与える衝撃効果も含まれて、実際に橋梁を走行する現象を忠実に解析することに相当するが、車両と橋梁とを連成して扱うことになり、板振動を解析する場合には非常に難しい問題となる。単一走行荷重が単純ばりに作用する最も簡単な場合にもシミュレーションにより近似的に解析されているのが現状である²²⁾。

走行する自動車をバネー質量系とみなすと、実測結果から応答性状の異なる 2 つのバネを考慮しなければならない。上バネは車体のフレームが受ける振動に対応するもので大型車では数 Hz 付近に卓越周波数があり、下バネはタイヤ系統におけるもので卓越周波数は 10Hz 位である。従って、この 2 つのバネー質量系を考えに入れると現実的な解析になるが、より一層複雑な課題となる。

そこで、ここでは車両と橋梁の連成振動を考えずに、車両を橋梁床版に与える外力とみなして、接地圧とし

て取り扱うこととする。これにより橋梁の動的応答にのみ非定常性を考慮することになり、車両の非定常性は無視していることに相当する。一定の大きさを有する外力とみなすことにより、固有振動数と固有振動モードが得られればモーダル・アナリシスを用いて容易に解くことが可能となり、走行車両の取り扱いが簡便になる。床版への接地圧としては4輪の移動荷重で与えることとしている。

(7) 低周波空気振動の評価

空気振動の評価は波動方程式を解くことによって得られる。波動方程式は1次元の場合には解を得ることが可能であるが、ここで扱っている非定常な3次元問題では数値解析によらざるをえない。

一般に音響の分野で伝播問題を検討するときに波動方程式を数値解析する方法は、周波数が高くなるにつれて収束性が損われるためにあまり使用されていない。しかし、低周波域の空気振動では応答履歴を追跡することが可能であるので、ここではそれを採用している²³⁾。

橋梁振動に伴う空気振動の発生は、両者を連成させて考える必要があり、上記の2.4(1)~2.4(6)で求まる橋梁床版の振動応答に対応して空気の粒子速度を与え、波動方程式を解析することになる。この場合に、低次の振動モードが複合するので、それが十分に表れるように考慮することを要する。また、数値解析では境界条件の影響が複雑にからみ合うが、本報告では発生機構の問題を論じているので、橋梁床版の近傍における空気振動が対象となり、計算領域を十分に確保することにより対応している。今後、伝播機構について検討するときには、地表面の影響、地形や建物の影響として関与させることが必要となる。

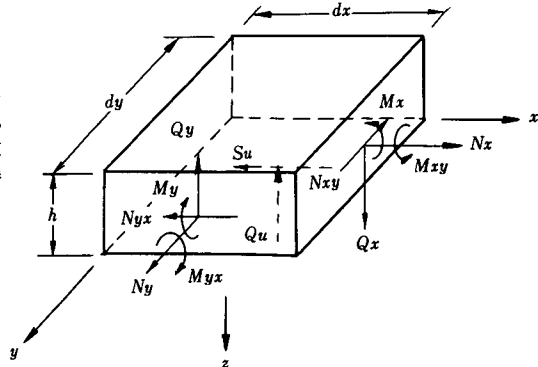
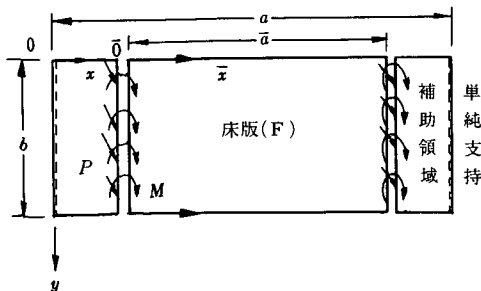


図-3-1 床版の諸元と微小要素

3. 橋梁振動の評価

3.1 桁組と合成される床版の振動方程式とその解

図-3-1に示す座標系に辺長 $\bar{a} \times b$ を有する厚さ h の板(F)の微小要素を考えたときに、床版要素の自由振動を表す微分方程式としては、面内方向の慣性力を無視するときには、力のつり合い条件とひずみの適合条件から次のような関係が得られる。

$$\left. \begin{aligned} D \left(\frac{\partial^4 W}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 W}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 W}{\partial y^4} \right) + \rho h \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} \\ = -Q_u - \frac{h}{2} \frac{\partial S_u}{\partial x} \\ h \left(\frac{\partial^4 \phi}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 \phi}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 \phi}{\partial y^4} \right) \\ = \nu \frac{\partial S_u}{\partial x} - \frac{\partial^2}{\partial y^2} \int S_u d\bar{x} \end{aligned} \right\} \dots\dots (3.1)$$

ここに、 D は床版の曲げ剛度、 ν はポアソン比、 h は板厚、 ρ は床版の質量、 W はたわみ、 ϕ は面内力の応力関数、 Q_u 、 S_u はそれぞれ床版と桁組の合成面に作用する垂直方向及び水平方向の不静定力である。

式(3.1)において時間の項を周期関数により分離するために、

$$\left. \begin{aligned} W &= w \cos \omega t \\ \phi &= \phi \cos \omega t \\ Q_u &= q_u \cos \omega t \\ S_u &= s_u \cos \omega t \end{aligned} \right\} \dots\dots (3.2)$$

と置き、式(3.1)に代入すると自由振動に関する基礎方程式が次のように得られる。

$$\left. \begin{aligned} D \left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} \right) - \rho h \omega^2 w \\ = -q_u - \frac{h}{2} \frac{\partial s_u}{\partial x} \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} h \left(\frac{\partial^4 \phi}{\partial \bar{x}^4} + 2 \frac{\partial^4 \phi}{\partial \bar{x}^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 \phi}{\partial y^4} \right) \\ = \nu \frac{\partial s_u}{\partial \bar{x}} - \frac{\partial^2}{\partial y^2} \int s_u d\bar{x} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3.3)$$

式(3.3)に含まれる諸量を次のような級数に展開する。

$$\left. \begin{aligned} w &= \sum_m \sum_n w_{mn} \sin \alpha_m x \sin \beta_n y \\ q_u &= \sum_m \sum_n q_{mn} \sin \alpha_m x \sin \beta_n y \\ s_u &= \sum_m \sum_n s_{mn} \cos \alpha_m x \sin \beta_n y \\ \phi &= \sum_m \sum_n \phi_{mn} \sin \bar{\alpha}_m \bar{x} \sin \beta_n y \\ s_u &= \sum_m \sum_n \bar{s}_{mn} \cos \bar{\alpha}_m \bar{x} \sin \beta_n y \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3.4)$$

ここに、 $\alpha_m = m\pi/a$, $\bar{\alpha}_m = m\pi/\bar{a}$, $\beta_n = n\pi/b$, $m, n = 1, 2, 3, \dots$

式(3.3)に式(3.4)を代入すると、周辺単純支持の条件で特解 w_p , ϕ_p が次のように求まる。

$$\left. \begin{aligned} w_p &= \frac{1}{D} \sum_m \sum_n \frac{2}{(\alpha_m^2 + \beta_n^2)^2 - \kappa^2} q_{mn} \sin \alpha_m x \sin \beta_n y \\ \phi_p &= \frac{1}{h} \sum_m \sum_n \frac{\bar{\alpha}_m}{(\bar{\alpha}_m^2 + \beta_n^2)^2} \left(\frac{\beta_n^2}{\bar{\alpha}_m^2} - \nu \right) \bar{s}_{mn} \\ &\quad \cdot \sin \bar{\alpha}_m \bar{x} \sin \beta_n y \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3.5)$$

次に、式(3.3)の同次方程式の解は橋梁床版の相対2辺 ($y=0$, $y=b$) を自由辺とし、他の2辺 ($x=0$, $x=a$) を単純支持とする条件のもとで次のように求められる。

$$\left. \begin{aligned} w_c &= \frac{1}{D} \sum_m (A_m \sinh \gamma_m y + B_m \cosh \gamma_m y \\ &\quad + C_m \sinh \gamma'_m y + D_m \cosh \gamma'_m y) \sin \alpha_m x \\ \phi_c &= \frac{1}{h} \sum_m (\bar{A}_m \sinh \bar{\alpha}_m y + \bar{B}_m \cosh \bar{\alpha}_m y \\ &\quad + \bar{C}_m \bar{\alpha}_m y \sinh \bar{\alpha}_m y + \bar{D}_m \bar{\alpha}_m y \cosh \bar{\alpha}_m y) \\ &\quad \cdot \sin \bar{\alpha}_m \bar{x} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3.6)$$

ただし、 $\gamma_m = \sqrt{\alpha_m^2 + \kappa}$, $\gamma'_m = \sqrt{\alpha_m^2 - \kappa}$, $\kappa = \omega \sqrt{\rho h/D}$ であり、 ω が固有振動数になる。

積分定数 $A_m \sim D_m$, $\bar{A}_m \sim \bar{D}_m$ は相対2辺 $y=0$, $y=b$ における境界条件により定まるが、 y 方向の対称性を考慮に入れると、次のような相互の関係を得る。

$$\left. \begin{aligned} B_m &= -\Gamma_m A_m, \quad D_m = -\Gamma'_m C_m \\ \bar{B}_m &= -\bar{\Gamma}_m \bar{A}_m - \bar{\Delta}_m \bar{C}_m, \quad \bar{D}_m = -\bar{\Delta}_m \bar{C}_m \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3.7)$$

このときに、 Γ_m , Γ'_m , $\bar{\Gamma}_m$, $\bar{\Delta}_m$, $\bar{\Delta}_m$ は表-3.1に示すものとなる。この関係を利用して相対2辺が自由な場合の積分定数は次のように決定される。

$$\left. \begin{aligned} A_m &= \Gamma'_m (\gamma'_m{}^2 - \nu \alpha_m^2) \frac{V_m}{X_m} \\ C_m &= \Gamma_m (\gamma_m^2 - \nu \alpha_m^2) \frac{V_m}{X_m} \\ \bar{A}_m &= -\frac{\bar{\Delta}_m T_m}{X_m}, \quad \bar{C}_m = \frac{\bar{\Gamma}_m T_m}{X_m} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3.8)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{ただし、} X_m &= \Gamma_m (\gamma_m^2 - \nu \alpha_m^2) \{ \gamma'_m{}^2 - (2-\nu) \alpha_m^2 \} \gamma'_m \\ &\quad - \Gamma'_m (\gamma'_m{}^2 - \nu \alpha_m^2) \{ \gamma_m^2 - (2-\nu) \alpha_m^2 \} \gamma_m \\ \bar{X}_m &= -(\bar{\Gamma}_m \bar{\Delta}_m + \bar{\Delta}_m) \bar{\alpha}_m^2 \\ V_m &= -D \left\{ \frac{\partial^3 w_{pm}}{\partial y^3} + (2-\nu) \frac{\partial^3 w_{pm}}{\partial x^2 \partial y} \right\}_{y=0} \\ T_m &= -h \left(\frac{\partial^2 \phi_{pm}}{\partial \bar{x} \partial y} \right)_{y=0} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3.9)$$

従って、式(3.3)の解は

$$w = w_p + w_c, \quad \phi = \phi_p + \phi_c \quad \dots\dots\dots (3.10)$$

で与えられる。なお、橋梁端部の伸縮継手 ($\bar{x}=0$, $\bar{x}=\bar{a}$) の条件は3.3で述べるように式(3.10)を素解とし、境界積分法によって与えられる。

3.2 不静定力と境界調整力の分布

2.4(2)で述べたように、床版と桁の接合面に作用する不静定力の分布を細かく分割された区間で等分布する垂直力と水平力の集合として与える。すなわち、図-3.2(a)に示す床版と主桁の合成面にとった矩形小領域 ($2c_k \times 2d_l$) に、図-2.6に示す強さ q_{kl} , s_{kl} の垂直力と水平力を作用させる。さらに、床版端部の境界条件を満足させるための調整力として、床版に設けた解析上の補助領域内の小さい分割区間に、強さ p_r , m_r の線荷重と線モーメントを作用させる。このような分布荷重を重ね合わせた形で、床版に作用する力の分布を近似すると、式(3.4)に含まれる q_{mn} , s_{mn} , $\bar{s}_{mn}$ は Fourier 級数で展開して次のようになる²⁴⁾。

$$\left. \begin{aligned} q_{mn} &= \frac{q_{kl}}{ab} \frac{16}{\alpha_m \beta_n} \sin \alpha_m x_k \sin \alpha_m c_k \\ &\quad \cdot \sin \beta_n y_l \sin \beta_n d_l - \frac{p_r}{ab} \frac{8}{\beta_n} \\ &\quad \cdot \sin \alpha_m x_b \sin \beta_n y_r \sin \beta_n d_r \\ &\quad - \frac{m_r}{ab} \frac{8 \alpha_m}{\beta_n} \cos \alpha_m x_b \sin \beta_n y_r \sin \beta_n d_r \end{aligned} \right\}$$

表-3.1 Γ_m , Γ'_m , $\bar{\Gamma}_m$, $\bar{\Delta}_m$, $\bar{\Delta}_m$ の関係

y方向の対称性	Γ_m	Γ'_m	$\bar{\Gamma}_m$	$\bar{\Delta}_m$	$\bar{\Delta}_m$
正対称	δ_m	δ'_m	ζ_m	$\bar{\delta}_m$	$\bar{\epsilon}_m$
逆対称	$1/\delta_m$	$1/\delta'_m$	$\bar{\delta}_m$	ζ_m	$-\bar{\epsilon}_m$

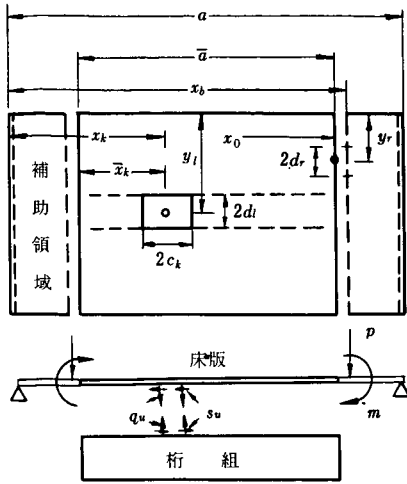
ただし、 $\delta_m = \coth \gamma_m b/2$, $\delta'_m = \coth \gamma'_m b/2$

$$\zeta_m = \coth \bar{\lambda} m \pi + \operatorname{cosech} \bar{\lambda} m \pi$$

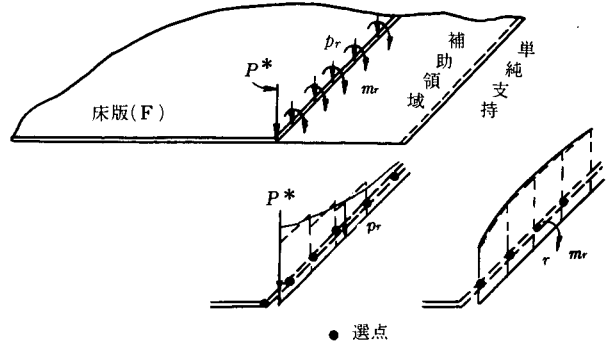
$$\bar{\delta}_m = \coth \bar{\lambda} m \pi - \operatorname{cosech} \bar{\lambda} m \pi$$

$$\bar{\epsilon}_m = \bar{\lambda} m \pi \operatorname{cosech} \bar{\lambda} m \pi$$

$$\bar{\lambda} = b/\bar{a}$$



(a) 不静定力の分布



(b) 境界調整力の分布

図-3.2 不静定力と境界調整力の分布

$$\left. \begin{aligned} S_{mn} &= \frac{S_{kl}}{ab} \frac{16}{\alpha_m \beta_n} \cos \alpha_m x_k \sin \alpha_m c_k \\ &\quad \cdot \sin \beta_n y_l \sin \beta_n d_l \\ \bar{S}_{mn} &= \frac{S_{kl}}{\bar{a}\bar{b}} \frac{16}{\bar{\alpha}_m \bar{\beta}_n} \cos \bar{\alpha}_m \bar{x}_k \sin \bar{\alpha}_m c_k \\ &\quad \cdot \sin \bar{\beta}_n \bar{y}_l \sin \bar{\beta}_n d_l \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3 \cdot 11)$$

この場合に境界調整力として、 p_r の係数は q_{kl} の係数の極限をとり、作用位置と分布幅を変更して求め、また m_r の係数は p_r の係数に偶力としての微分操作を加えて求められる。

式(3・11)を式(3・5)に代入することにより特解 w_p , ϕ_p が得られ、式(3・7)、式(3・8)より式(3・6)の積分定数が定まることにより、式(3・10)の w , ϕ は次の形で得られる。

$$\left. \begin{aligned} w &= \sum_k \sum_l (q_{kl} G_{kl} + S_{kl} H_{kl}) \\ &\quad + \sum_r (p_r I_r + m_r J_r) \\ \phi &= \sum_k \sum_l S_{kl} L_{kl} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3 \cdot 12)$$

上式中の係数は、特解と補足解のそれぞれの係数の和であり、不静定力の位置と分布の範囲を定めれば、床版の任意点に対する影響係数として次のように与えられる。

$$\left. \begin{aligned} G_{kl} &= - \sum_m \sum_n (\sin \beta_n y + U_m^c) \chi_{mn} \sin \alpha_m x_k \\ &\quad \cdot \sin \alpha_m c_k \sin \beta_n y_l \sin \beta_n d_l \sin \alpha_m x \\ H_{kl} &= \frac{h}{2} \sum_m \sum_n (\sin \beta_n y + U_m^c) \alpha_m \chi_{mn} \\ &\quad \cdot \cos \alpha_m x_k \sin \alpha_m c_k \sin \beta_n y_l \\ &\quad \cdot \sin \beta_n d_l \sin \alpha_m x \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} I_r &= \sum_m \sum_n (\sin \beta_n y + U_m^c) \frac{\alpha_m}{2} \chi_{mn} \sin \alpha_m x_b \\ &\quad \cdot \sin \beta_n y_r \sin \beta_n d_r \sin \alpha_m x \\ J_r &= \sum_m \sum_n (\sin \beta_n y + U_m^c) \frac{\alpha_m}{2} \chi_{mn} \cos \alpha_m x_b \\ &\quad \cdot \sin \beta_n y_r \sin \beta_n d_r \sin \alpha_m x \\ L_{kl} &= \sum_m \sum_n (\sin \beta_n y + \bar{U}_m^c) \bar{\alpha}_m \bar{\chi}_{mn} \cos \bar{\alpha}_m \bar{x}_k \\ &\quad \cdot \sin \bar{\alpha}_m c_k \sin \bar{\beta}_n \bar{y}_l \sin \bar{\beta}_n d_l \\ &\quad \cdot \sin \bar{\alpha}_m \bar{x} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3 \cdot 13)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{ただし、} \chi_{mn} &= \frac{16}{Dab \alpha_m \beta_n \{(\alpha_m^2 + \beta_n^2)^2 - k^2\}} \\ \bar{\chi}_{mn} &= \frac{16 \left\{ \frac{\beta_n^2}{\bar{\alpha}_m^2} - \nu \right\}}{h \bar{a} \bar{b} \bar{\alpha}_m \bar{\beta}_n (\bar{\alpha}_m^2 + \bar{\beta}_n^2)^2} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3 \cdot 14)$$

また、 U_m^c , $\bar{U}_m^c$ は補足解に関するもので、式(3・7)、式(3・8)より積分定数を定め、式(3・10)に代入して座標 y の項をまとめたものである。

式(3・13)は m , n に関する 2 重級数となっているが、総和公式を用いて単級数と代数式に書きかえられ、級数計算は収束の速いもののみとなる²⁵⁾。総和公式の基本式としては次の 2 つを示しておく。

$$\left. \begin{aligned} \sum_{n=1,3,5,\dots} \frac{\sin n \pi Y}{n \{(\lambda^2 m^2 + n^2) - Q^2\}} &= \frac{\pi}{4 R_m^2 R_m'^2} + \frac{\pi}{8 Q} \\ &\cdot \left[\frac{1}{R_m^2} \left\{ \frac{\sinh R_m \pi (1-Y) + \sinh R_m \pi Y}{\sinh R_m \pi} \right\} \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{R_m'^2} \left\{ \frac{\sinh R_m' \pi (1-Y) + \sinh R_m' \pi Y}{\sinh R_m' \pi} \right\} \right] \end{aligned} \right\}$$

$$\sum_{n=2,4,6,\dots} \frac{\sin n\pi Y}{n\{(\lambda^2 m^2 + n^2)^2 - Q^2\}} = \frac{\pi(1-2Y)}{4R_m^2 R_m'^2} + \frac{\pi}{8Q} \dots (3.15)$$

$$\cdot \left[\frac{1}{R_m^2} \left\{ \frac{\sinh R_m \pi (1-Y) - \sinh R_m \pi Y}{\sinh R_m \pi} \right\} - \frac{1}{R_m'^2} \left\{ \frac{\sinh R_m' \pi (1-Y) - \sinh R_m' \pi Y}{\sinh R_m' \pi} \right\} \right]$$

ここに、 $0 < Y < 1$, $R_m = \sqrt{\lambda^2 m^2 + Q}$, $R_m' = \sqrt{\lambda^2 m^2 - Q}$ であり、式(3.15)を微分することにより、解析に必要な諸式が求まる。

3.3 床版端部の境界条件

上路トラス橋の場合には、2.4(3)で述べたように端対傾構を通して支承に力が伝達されるので、床版端部に沈下を生じる。この条件を忠実に導入する必要がある、ここでは曲げに対して自由な境界条件を与える。軸力に対しては自由な条件を満足しており、シャイベには解析上の補助領域を設ける必要はない。

図-3.2(b)に示すような相対2辺自由、2辺単純支持の単一板から、端部において自由な境界条件を満足する板(F)を切り出す。板(F)の外側に設けた解析上の補助領域には線荷重 p_r 、線モーメント m_r 及び集中力 P^* を作用させ、端部境界線上にとった各分割区間の選点 (x_0, y_r) で自由な条件及び隅角点 $(x_0, 0)$, (x_0, b) で隅角点定着力が零となるものを与える。すなわち、

$$\left. \begin{aligned} M_x(x_0, y_r) &= V_x(x_0, y_r) = 0 \\ M_{xy}(x_0, 0) &= M_{xy}(x_0, b) = 0 \end{aligned} \right\} \dots (3.16)$$

ここで、 M_x , V_x , M_{xy} はそれぞれ曲げモーメント、換算せん断力、ねじりモーメントである。式(3.16)は端部境界辺上にとったすべての選点と隅角点で成立し、未知量 p_r , m_r , P^* を定める連立方程式となる。

3.4 桁組の解

床版と主桁の相互間に受け渡される不静定力の分布を矩形分布荷重の重ね合わせによって表すと、桁組の解は図-3.3に示すような格子構造を解くことによって容易に求まる。また、トラス橋の場合も、主構部を等価剛性(のび、曲げ及びせん断剛性)を有する桁に置換すれば格子構造となる。

曲げとせん断変形を考慮したはりの式は、

$$EI \frac{d^4 w}{d\bar{x}^4} + \frac{EI \rho A}{GJ} \omega^2 \frac{d^2 w}{d\bar{x}^2} - \rho A \omega^2 w = \left\{ \left(1 - \frac{EI}{GJ} \frac{d^2}{d\bar{x}^2} \right) q_u - e \frac{ds_u}{d\bar{x}} \right\} \times 2d \dots (3.17)$$

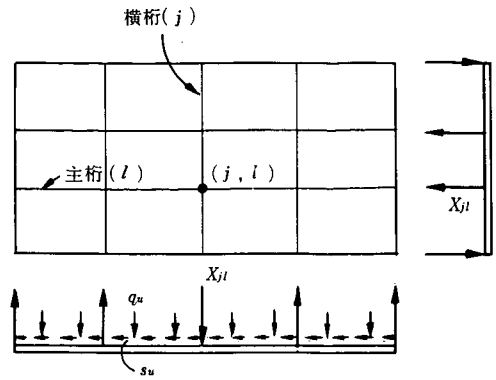


図-3.3 桁組に作用する力

ここに、 EI は曲げ剛性、 GJ はせん断剛性、 e は合成面とはり重心位置との距離、 ρA は単位長さ当たりの質量、 q_u , s_u はそれぞれ床版との間で受け渡しされる不静定力である。式(3.17)は振動数 ω で振動する場合の桁の振動方程式となる。

式(3.17)の解は、特解 w_{0p} と補足解 w_{0c} でもって、

$$w = w_{0p} + w_{0c} \dots (3.18)$$

で表され、 w_{0p} は単純ばりの解として図-3.2、図-3.3の状態では次のように与えられる。

$$w_{0p} = \frac{1}{2EI} \frac{1}{\kappa_1^2 + \kappa_2^2} \left\{ \left(\frac{1}{\kappa_1} + \frac{EI}{GJ} \kappa_1 \right) \left(2dq_{kl} \int_{\bar{x}_k - c_k}^{\bar{x}_k + c_k} N_1 d\bar{x}_i - X_{jl} N_{1j} \right) + \left(\frac{1}{\kappa_2} - \frac{EI}{GJ} \kappa_2 \right) \left(2dq_{kl} \int_{\bar{x}_k - c_k}^{\bar{x}_k + c_k} N_2 d\bar{x}_i - X_{jl} N_{2j} \right) + 2ds_{kl} e \int_{\bar{x}_k - c_k}^{\bar{x}_k + c_k} \frac{\partial}{\partial \bar{x}_i} \left(\frac{N_1}{\kappa_1} + \frac{N_2}{\kappa_2} \right) d\bar{x}_i \right\} \dots (3.19)$$

ここに、

$$\left. \begin{aligned} N_1 &= \frac{\cos \kappa_1 (\bar{a} - \bar{x}_i - \bar{x}) - \cos \kappa_1 (\bar{a} - |\bar{x}_i - \bar{x}|)}{\sin \kappa_1 \bar{a}} \\ N_2 &= \frac{\cosh \kappa_2 (\bar{a} - \bar{x}_i - \bar{x}) - \cosh \kappa_2 (\bar{a} - |\bar{x}_i - \bar{x}|)}{\sinh \kappa_2 \bar{a}} \end{aligned} \right\} \dots (3.20)$$

で、 N_{1j} , N_{2j} はそれぞれ N_1 , N_2 の x_i の代わりに x_j を代入したものである。また、

$$\left. \begin{aligned} \kappa_1 &= \sqrt{\frac{\rho A \omega^2}{2GJ} + \sqrt{\left(\frac{\rho A \omega^2}{2GJ} \right)^2 + \frac{\rho A \omega^2}{EI}}} \\ \kappa_2 &= \sqrt{-\frac{\rho A \omega^2}{2GJ} + \sqrt{\left(\frac{\rho A \omega^2}{2GJ} \right)^2 + \frac{\rho A \omega^2}{EI}}} \end{aligned} \right\} \dots (3.21)$$

であり、 X_{jl} は桁組の格子点における不静定力である。

一方、 w_{0c} を材端モーメントが零、材端変位が $w_0(0)$, $w_0(\bar{a})$ で与えると、

$$w_0 = \frac{1}{x_1^2 + x_2^2} \left\{ \left(x_1^2 + \frac{\rho A \omega^2}{GJ} \right) \left\{ w_0(0) \cos x_1 \bar{x} - (w_0(0) \cdot \cos x_1 \bar{a} - w_0(\bar{a}) \frac{\sin x_1 \bar{x}}{\sin x_1 \bar{a}}) \right\} + \left(x_1^2 - \frac{\rho A \omega^2}{GJ} \right) \left\{ w_0(0) \cdot \cosh x_2 \bar{x} - (w_0(0) \cosh x_2 \bar{a} - w_0(\bar{a})) \cdot \frac{\sinh x_2 \bar{x}}{\sinh x_2 \bar{a}} \right\} \right\} \quad (3.22)$$

断面力は次式のとおりでである。

$$\left. \begin{aligned} M &= -EI \frac{d^2 w}{d\bar{x}^2} - \frac{EI}{GJ} (\rho A \omega^2 w + q_u \times 2d) \\ Q &= -EI \frac{d^3 w}{d\bar{x}^3} - \frac{EI}{GJ} \rho A \omega^2 \frac{dw}{d\bar{x}} \\ &\quad - \left(e_{su} + \frac{EI}{GJ} \frac{dq_u}{d\bar{x}} \right) \times 2d \end{aligned} \right\} \quad (3.23)$$

主桁と横桁の結合条件は、両者の間に作用する不静定力 X_{ji} に対応して、

$$w'(\bar{x}_j) = w'(y_l) \quad (3.24)$$

で与えられる連立方程式となる。ここに、 $w'(\bar{x}_j)$ 、 $w'(y_l)$ はそれぞれ主桁及び横桁の結合点の変位を示す。

3.5 床版と桁組の合成条件

2.4(5)で述べたように、合成条件は床版と主桁の合成面上に作用する不静定力の各分割区間の中心にとった選点 (x_k, y_l) において、次の連続条件の形で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} w(x_k, y_l) &= w'(\bar{x}_k) \\ u(\bar{x}_k, y_l)_{z=0} &= u'(\bar{x}_k) \end{aligned} \right\} \quad (3.25)$$

ここに、 u' は平面保持の仮定により、主桁の変形から定まる床版中央面での水平変位である。

式(3.25)は合成面上にとったすべての選点で成立し、不静定力 q_{kl} 、 s_{kl} を定める連立方程式となる。

3.6 固有振動数と固有振動モード

以上に示した床版と桁組との関係において、式(3.16)、式(3.24)、式(3.25)は不静定力 p_r 、 m_r 、 P^* 、 X_{ji} 、 q_{kl} 、 s_{kl} を定める連立方程式を形成し、振動数 ω についての特性方程式を与える。 ω を逐次変化させて行列式の値を零にする固有振動数を追跡し、それから固有振動モードが求まる。

4. 走行車両による床版の動的応答

4.1 固有振動モードの直交性

3. で求まる固有振動モードは無限に存在するので、直交性を示し正規化を行って、床版の強制振動方程式の解析が容易に行えるようにはかる。

無限に存在する固有振動モードを φ_1 、 φ_2 、 φ_3 ……とすると、

$$\begin{aligned} D\varphi_f \left(\frac{\partial^4 \varphi_g}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 \varphi_g}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 \varphi_g}{\partial y^4} \right) - \rho h \omega_g^2 \varphi_f \varphi_g \\ + \varphi_f \left(q_{ug} + \frac{h}{2} \frac{\partial s_{ug}}{\partial x} \right) = 0 \quad (4.1) \end{aligned}$$

ただし、 $f, g = 1, 2, 3, \dots$

式(4.1)及び式(4.1)において f と g とを入れ換えたものとで差をとり、床版 F の全面積 A にわたって積分すると、次式が得られる。

$$\begin{aligned} D \int_A \left\{ \varphi_f (\Delta \Delta \varphi_g) - \varphi_g (\Delta \Delta \varphi_f) \right\} dF \\ + \int_A \left\{ \varphi_f \left(q_{ug} + \frac{h}{2} \frac{\partial s_{ug}}{\partial x} \right) \right. \\ \left. - \varphi_g \left(q_{uf} + \frac{h}{2} \frac{\partial s_{uf}}{\partial x} \right) \right\} dF \\ = \rho h (\omega_g^2 - \omega_f^2) \int_A \varphi_f \varphi_g dF \quad (4.2) \end{aligned}$$

ただし、 $\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}$

式(4.2)の左辺第1項は相反定理により零となる²⁶⁾。さらに左辺第2項を桁組との合成条件を考慮して変形すると、

$$\begin{aligned} \int_A \left\{ \varphi_f \left(q_{ug} + \frac{h}{2} \frac{\partial s_{ug}}{\partial x} \right) - \varphi_g \left(q_{uf} + \frac{h}{2} \frac{\partial s_{uf}}{\partial x} \right) \right\} dF \\ = -(\omega_g^2 - \omega_f^2) \left\{ \sum_l \left(\rho_l A_l \int_0^{\bar{a}} \varphi_f \varphi_g d\bar{x} \right)_l \right. \\ \left. + \sum_j \left(\rho_j A_j \int_0^{\bar{b}} \bar{\varphi}_f \bar{\varphi}_g dy \right)_j \right\} \quad (4.3) \end{aligned}$$

ここに、 $\rho_l A_l$ 、 $\rho_j A_j$ はそれぞれ主桁及び横桁の単位長さ当たりの質量、 $\bar{\varphi}$ は横桁のモード、 l, j はそれぞれ主桁及び横桁の指標を表す。

式(4.3)を式(4.2)に代入すると、

$$\begin{aligned} (\omega_g^2 - \omega_f^2) \left\{ \rho h \int_A \varphi_f \varphi_g dF + \sum_l \left(\rho_l A_l \int_0^{\bar{a}} \varphi_f \varphi_g d\bar{x} \right)_l \right. \\ \left. + \sum_j \left(\rho_j A_j \int_0^{\bar{b}} \bar{\varphi}_f \bar{\varphi}_g dy \right)_j \right\} = 0 \quad (4.4) \end{aligned}$$

となる、ここで。

$$\begin{aligned} \theta = \rho h \int_A \varphi_f \varphi_g dF + \sum_l \left(\rho_l A_l \int_0^{\bar{a}} \varphi_f \varphi_g d\bar{x} \right)_l \\ + \sum_j \left(\rho_j A_j \int_0^{\bar{b}} \bar{\varphi}_f \bar{\varphi}_g dy \right)_j \quad (4.5) \end{aligned}$$

とおけば、 $\omega_f \neq \omega_g$ のとき θ は零となり、 $f = g$ のときのみ零でない値を持つこととなる。すなわち、式(4.4)

は床版と桁組との合成構造における φ_f , φ_g の直交性を示している。固有モードの φ_f の大きさは自由に決まるので、正規化した固有モードは次式により定まる。

$$\rho h \int_A \varphi_f^2 dF + \sum_i \left(\rho_i A_i \int_0^{\bar{a}} \varphi_f^2 d\bar{x} \right)_i + \sum_j \left(\rho_j A_j \int_0^b \bar{\varphi}_f^2 dy \right)_j = 1 \quad (4.6)$$

4.2 床版の強制振動方程式とその解

曲げ振動の方程式は式(3.1)より

$$D \left(\frac{\partial^4 W}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 W}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 W}{\partial y^4} \right) + 2\eta \frac{\partial W}{\partial t} + \rho h \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} + Q_u + \frac{h}{2} \frac{\partial S_u}{\partial x} = p_0 \quad (4.7)$$

ここに、 Q_u , S_u は3.と同様に床版と主桁との合成面に作用する不静定力であり、 η は減衰率を表す。また、 p_0 は走行荷重の強さを表し、前に述べたようにここでは一定の強さの移動荷重として扱う。4.1において、固有振動モード $\varphi_f(x, y)$ の直交性を示したので、式(4.7)の解 $W(x, y, t)$ は式(4.6)の正規化した φ_f で展開できるものとして、

$$W(x, y, t) = \sum_{f=1}^{\infty} \varphi_f(x, y) \xi_f(t) \quad (4.8)$$

のように置く。

式(4.8)を式(4.7)に代入すると、

$$\sum_{f=1}^{\infty} \left\{ D(\Delta \Delta \varphi_f) \xi_f + 2\eta \varphi_f \frac{\partial \xi_f}{\partial t} + \rho h \varphi_f \frac{\partial^2 \xi_f}{\partial t^2} \right\} + Q_u + \frac{h}{2} \frac{\partial S_u}{\partial x} = p_0 \quad (4.9)$$

ここで、 φ_f は床版の固有振動モードであり、式(3.3)の第1式より、

$$D(\Delta \Delta \varphi_f) - \rho h \omega_f^2 \varphi_f = -q_{uf} - \frac{h}{2} \frac{\partial s_{uf}}{\partial x} \quad (4.10)$$

であるから、式(4.9)は次のようになる。

$$\sum_{f=1}^{\infty} \left\{ \rho h \left(\omega_f^2 \xi_f + \frac{2\eta}{\rho h} \frac{d\xi_f}{dt} + \frac{d^2 \xi_f}{dt^2} \right) \varphi_f - \left(q_{uf} + \frac{h}{2} \frac{\partial s_{uf}}{\partial x} \right) \xi_f \right\} + Q_u + \frac{h}{2} \frac{\partial S_u}{\partial x} = p_0 \quad (4.11)$$

ここで、固有振動モードの直交性を利用するために、上式の両辺に φ_g を乗じ、床版 F の全面積にわたって積分する。このときに、 q_{uf} , s_{uf} には固有振動モードにおける桁組との合成条件を、 Q_u , S_u には式(4.8)のたわみ式における桁組との合成条件を用いる。すなわち、

$$\begin{aligned} & \sum_f \sum_g \left(\omega_f^2 \xi_f + 2\eta \frac{d\xi_f}{dt} + \frac{d^2 \xi_f}{dt^2} \right) \\ & \cdot \left\{ \rho h \int_A \varphi_f \varphi_g dF + \sum_i \left(\rho_i A_i \int_0^{\bar{a}} \varphi_f \varphi_g d\bar{x} \right)_i \right. \\ & \left. + \sum_j \left(\rho_j A_j \int_0^b \bar{\varphi}_f \bar{\varphi}_g dy \right)_j \right\} = \sum_g \int_A p_0(x, y, t) \\ & \cdot \varphi_g dF \quad (4.12) \end{aligned}$$

この式は、式(4.4)の固有振動モードの直交性並びに式(4.6)の正規化した固有振動モードを用いることにより、次のような強制振動の運動方程式に書き換えられる。

$$\frac{d^2 \xi_f}{dt^2} + 2\eta \frac{d\xi_f}{dt} + \omega_f^2 \xi_f = \int_A p_0 \varphi_f dF \quad (4.13)$$

ここに、 $\bar{\eta}$ は合成構造の減衰率であり、対数減衰率 $\bar{\delta}$ との間には $\bar{\delta} = 2\pi\bar{\eta}/(\omega_f^2 - \bar{\eta}^2)^{1/2}$ の関係がある。

式(4.13)の解は、

$$\begin{aligned} \xi_f = & \frac{e^{-\bar{\eta}t}}{\bar{\omega}_f} \left[\sin \bar{\omega}_f t \int \left\{ e^{\bar{\eta}t} \cos \bar{\omega}_f t \left(\int_A p_0 \varphi_f dF \right) dt \right. \right. \\ & \left. \left. - \cos \bar{\omega}_f t \int \left\{ e^{\bar{\eta}t} \sin \bar{\omega}_f t \left(\int_A p_0 \varphi_f dF \right) dt \right\} \right] \right. \\ & \left. + e^{-\bar{\eta}t} (A_f \cos \bar{\omega}_f t + B_f \sin \bar{\omega}_f t) \right] \quad (4.14) \end{aligned}$$

ただし、 $\bar{\omega}_f = \omega_f \left(1 - \frac{\bar{\eta}^2}{\omega_f^2} \right)^{1/2}$ である。

式(4.14)を式(4.8)に代入することにより、強制振動のたわみ応答の解が得られる。また、積分定数 A_f , B_f は応答解析の初期条件(たわみ、たわみ速度)より定まる。

4.3 応答解析

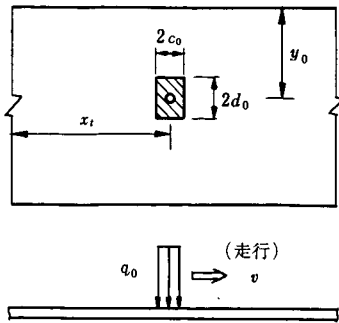
固有振動モードは3.の自由振動の解析により数値的に与えられる。従って、式(4.14)に含まれる積分 $\int_A p_0(x, y, t) \varphi_f dF$ は数値積分しなければならない。そのため、ここでは図-4.1に示すように荷重 p_0 の載荷位置を含む近傍での解析点9点から φ_f の関数を次の多項式で表す。

$$\begin{aligned} \varphi_f = & a_{1f} + a_{2f}x + a_{3f}x^2 + a_{4f}y + a_{5f}y^2 + a_{6f}xy \\ & + a_{7f}x^2y + a_{8f}xy^2 + a_{9f}x^2y^2 \quad (4.15) \end{aligned}$$

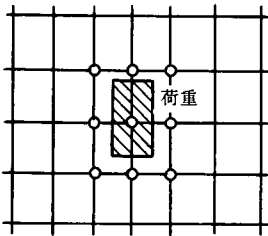
従って、

$$\begin{aligned} \int_A p_0 \varphi_f dF = & 2q_0 \left\{ 2D_{1f}c_0 + 2D_{2f}x_0c_0 \right. \\ & \left. + \frac{2}{3}D_{3f}c_0(3x_0^2 + c_0^2) \right\} \quad (4.16) \end{aligned}$$

ここに、 $D_{1f} = a_{1f}d_0 + a_{4f}d_0y_0 + \frac{1}{3}a_{5f}d_0(3y_0^2 + d_0^2)$



(a) 走行荷重



(b) 振動モードの解析点

図-4・1 走行荷重と振動モードの解析点

$$\left. \begin{aligned} D_{2f} &= a_{2f}d_0 + a_{6f}d_0y_0 \\ &\quad + \frac{1}{3}a_{8f}d_0(3y_0^2 + d_0^2) \\ D_{3f} &= a_{3f}d_0 + a_{7f}d_0y_0 \\ &\quad + \frac{1}{3}a_{9f}d_0(3y_0^2 + d_0^2) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4\cdot17)$$

以上より、図-4・1(a)で示す位置において、強さ q_0 、分布面積 $2c_0 \times 2d_0$ の輪荷重が橋軸方向に一定速度 v で移動しており、荷重位置 $x_t = x_0 + vt$ のときに、走行荷重によるたわみ応答の式は次のように表される。

$$\begin{aligned} w(x, y, t) = & \sum_{f=1}^{\infty} \left[\frac{1}{\omega_f^2} \sum_{i=1}^n 2q_{0i} \left\{ E_{1if} + E_{2if} \left(t - \frac{2\bar{\eta}}{\omega_f^2} \right) \right. \right. \\ & + E_{3if} \left(t^2 - \frac{4\bar{\eta}}{\omega_f^2} t + \frac{8\bar{\eta}^2}{\omega_f^2} - \frac{2}{\omega_f^2} \right) \Big\} + e^{-\bar{\eta}t} (A_f \cos \bar{\omega}_f t \\ & + B_f \sin \bar{\omega}_f t) \Big] \varphi_f \dots\dots\dots (4\cdot18) \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} \text{ここに、} E_{1if} &= \left(2D_{1f}C_0 + \frac{2}{3}D_{3f}C_0^3 + 2D_{2f}C_0x_0 \right. \\ &\quad \left. + 2D_{3f}C_0x_0^2 \right)_i \\ E_{2if} &= 2(D_{2f}C_0 + 2D_{3f}C_0x_0)_i v \\ E_{3if} &= 2(D_{3f}C_0)_i v^2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4\cdot19)$$

i は n 個の荷重の指標である。

初期条件として、 $t = 0$ で $\xi_f(0), \dot{\xi}_f(0)$ が

与えられるとき、積分定数 A_f, B_f は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} A_f &= \xi_f(0) - \frac{1}{\omega_f^2} \sum_{i=1}^n 2q_{0i} \left\{ E_{1if} - \frac{2\bar{\eta}}{\omega_f^2} E_{2if} \right. \\ &\quad \left. - \frac{2E_{3if}}{\omega_f^2} \left(1 - \frac{4\bar{\eta}^2}{\omega_f^2} \right) \right\} \\ B_f &= \frac{\dot{\xi}_f(0)}{\bar{\omega}_f} - \frac{1}{\bar{\omega}_f \omega_f^2} \sum_{i=1}^n 2q_{0i} \left(E_{2if} - 4E_{3if} \frac{\bar{\eta}}{\omega_f^2} \right) \\ &\quad + \frac{\bar{\eta}}{\omega_f} A_f \end{aligned} \right\} \dots\dots (4\cdot20)$$

実際の計算に当たっては、荷重の移動と共に式(4・15)の係数 $a_1 \sim a_9$ が変化するため、微小時間間隔 Δt に対応する初期値接続の方法をとる必要がある。すなわち、追跡段階 K の場合の積分定数は式(4・18)の $w_f(x, y, 0), \dot{w}_f(x, y, 0)$ の代わりに、 $w_f^{K-1}(x, y, \Delta t), \dot{w}_f^{K-1}(x, y, \Delta t)$ として定め、 K 段階の Δt 時間の解析を行うことになる。

以上の 3., 4. に従って橋梁振動が解析され、固有振動数、固有振動モード、振動応答が求められる。

5. 空気振動の評価

5.1 波動方程式の差分法による解析

図-5・1に示す微小要素を空气中に考える。空気密度を ρ 、 x, y, z 方向の速度成分をそれぞれ $\dot{u}, \dot{v}, \dot{w}$ とすると、微小要素中に流入する空気質量は、

$$-\rho \left\{ \frac{\partial \dot{u}}{\partial x} + \frac{\partial \dot{v}}{\partial y} + \frac{\partial \dot{w}}{\partial z} \right\} dx dy dz \dots\dots\dots (5\cdot1)$$

となり、これは微小要素内に増加する単位時間当たりの質量

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} dx dy dz \dots\dots\dots (5\cdot2)$$

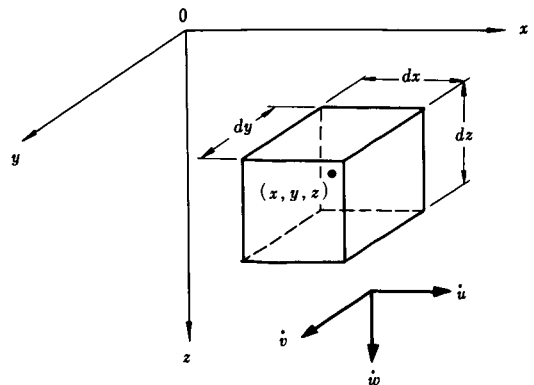


図-5・1 直交座標系と微小要素

と等しくなる。従って、次の連続方程式をうる。

$$\rho \left\{ \frac{\partial \dot{u}}{\partial x} + \frac{\partial \dot{v}}{\partial y} + \frac{\partial \dot{w}}{\partial z} \right\} = - \frac{\partial \rho}{\partial t} \dots\dots\dots (5.3)$$

次に、空気の圧力を p とすると、図-5.1の微小要素に働く力は x, y, z 方向にそれぞれ

$$- \frac{\partial p}{\partial x} dx dy dz, - \frac{\partial p}{\partial y} dx dy dz, - \frac{\partial p}{\partial z} dx dy dz \dots\dots (5.4)$$

この力は、微小要素の質量 $\rho dx dy dz$ に作用する力とつり合うことにより、次の運動方程式が与えられる。

$$\rho \frac{\partial \dot{u}}{\partial t} = - \frac{\partial p}{\partial x}, \quad \rho \frac{\partial \dot{v}}{\partial t} = - \frac{\partial p}{\partial y}, \quad \rho \frac{\partial \dot{w}}{\partial t} = - \frac{\partial p}{\partial z} \dots\dots (5.5)$$

いま、空気に圧力が加わると密度が高くなる。静止の状態(大気の状態)の圧力と密度を p_0, ρ_0 とし、それから $\delta p, \delta \rho$ 増大して波動伝播時に圧力と密度が p, ρ になると、

$$p = p_0 + \delta p, \quad \rho = \rho_0 + \delta \rho \dots\dots\dots (5.6)$$

である。微小要素において、圧力が p_0 の状態にあるときの体積を V_0, p の状態時に V で V_0 からの変化量を δV としたとき、空気の密度は体積に逆比例するから、

$$\frac{\rho_0 + \delta \rho}{\rho_0} = \frac{V_0}{V} = \frac{V_0}{V_0 - \delta V} = 1 + \frac{\delta V}{V_0} + \left(\frac{\delta V}{V_0} \right)^2 + \dots\dots\dots (5.7)$$

となる。体積の変化が微小と考えられるため、高次の項を無視して、

$$\frac{\delta \rho}{\rho_0} = \frac{\delta V}{V_0} \dots\dots\dots (5.8)$$

となる。式(5.8)の右辺は体積ひずみであるから体積弾性率 K を用い、圧力と体積ひずみの関係を次のように表す²⁷⁾。

$$\delta p = K \frac{\delta V}{V_0} = \frac{K}{\rho_0} \delta \rho \dots\dots\dots (5.9)$$

ところで、空気のような媒質は圧力を受けて密度が変化すると温度変化を生ずるが、圧力変化が極めて速いと空気は熱の不良導体であるために、断熱状態にあると考えられる。断熱状態の方程式は熱力学の第1法則により次のようになる。

$$pV^\gamma = \text{一定} \dots\dots\dots (5.10)$$

ここに、 γ は比熱比で定圧比熱と定積比熱の比を表し、

空気の場合には $\gamma = 1.4$ である。

式(5.10)は次のように書き換えることができ、

$$(p_0 + \delta p) (V_0 - \delta V)^\gamma = p_0 V_0^\gamma \dots\dots\dots (5.11)$$

$\delta p \ll p_0, \delta V \ll V_0$ であることを考慮すると次の式を得る。

$$V_0 \delta p - \gamma p_0 \delta V = 0 \dots\dots\dots (5.12)$$

式(5.8)の関係を代入すると、

$$\delta p = \frac{p_0 \gamma}{\rho_0} \delta \rho \dots\dots\dots (5.13)$$

となる。

式(5.9)と式(5.13)を対比すると、体積弾性率 K は次のように表される。

$$K = p_0 \gamma \dots\dots\dots (5.14)$$

以上で述べた空気の圧力と密度の関係式(5.9)を用いて、式(5.3)、式(5.5)を解くことにより、 $\dot{u}, \dot{v}, \dot{w}, p$ が求められる。ここで解析を簡単にするために次の速度ポテンシャル ϕ を導入する。

$$\dot{u} = - \frac{\partial \phi}{\partial x}, \quad \dot{v} = \frac{\partial \phi}{\partial y}, \quad \dot{w} = - \frac{\partial \phi}{\partial z} \dots\dots\dots (5.15)$$

これを式(5.5)に代入するとそれぞれ、

$$\rho \frac{\partial^2 \phi}{\partial t \partial x} = \frac{\partial p}{\partial x}, \quad \rho \frac{\partial^2 \phi}{\partial t \partial y} = \frac{\partial p}{\partial y}, \quad \rho \frac{\partial^2 \phi}{\partial t \partial z} = \frac{\partial p}{\partial z} \dots\dots (5.16)$$

となり、 $p = p_0 + \delta p$ の関係より式(5.16)はいずれも

$$\delta p = \rho \frac{\partial \phi}{\partial t} \dots\dots\dots (5.17)$$

と表されることとなり、圧力と速度ポテンシャルに式(5.17)の関係を採用すれば、式(5.5)の運動方程式は常に満足されることがわかる。従って、式(5.15)で定義される速度ポテンシャルを用いれば式(5.3)の連続方程式を解けばよいことになる。

式(5.15)を用いて式(5.3)を書き換えると、

$$\rho \left\{ \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} \right\} = \frac{\partial \rho}{\partial t} \dots\dots\dots (5.18)$$

式(5.6)、式(5.13)、式(5.17)を代入すると、

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} = \frac{\rho_0}{p_0 \gamma} \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} \dots\dots\dots (5.19)$$

従って、次の波動方程式が得られる。

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} \quad \dots\dots\dots (5 \cdot 20)$$

ただし、 $c = \sqrt{p_0 \gamma / \rho_0} = \sqrt{K / \rho_0}$ で、波動の伝播速度を表し、空気の場合には 20°C で $c = 344\text{m/sec}$ ($p_0 = 101,300\text{N/m}^2$, $\rho = 1.20\text{kg/m}^3$) である。

双曲型の微分方程式である式(5・20)は、一次元の場合には簡単に解の形が得られるが、一般には閉じた解を求めることが難しく、ここではよく用いられる差分法にて初期条件と境界条件を与えて解析する。まず、 $\phi(x+\Delta x)$ 、 $\phi(x-\Delta x)$ を x について Taylor 展開すると²⁸⁾、

$$\begin{aligned} \phi(x+\Delta x) - 2\phi(x) + \phi(x-\Delta x) \\ = (\Delta x)^2 \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{(\Delta x)^4}{12} \frac{\partial^4 \phi}{\partial x^4} + \dots \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (5 \cdot 21)$$

y 、 z についても同様に展開し、図-5・2に示す差分指標を用いると、式(5・20)の左辺は次のように変形される。

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} = \frac{1}{(\Delta x)^2} \left\{ \phi_{-dx} - 2\phi_0 + \phi_{dx} \right. \\ \left. - \frac{(\Delta x)^4}{12} \frac{\partial^4 \phi}{\partial x^4} - \dots \right\} + \frac{1}{(\Delta y)^2} \left\{ \phi_{-dy} - 2\phi_0 \right. \\ \left. + \phi_{dy} - \frac{(\Delta y)^4}{12} \frac{\partial^4 \phi}{\partial y^4} - \dots \right\} + \frac{1}{(\Delta z)^2} \left\{ \phi_{-dz} \right. \\ \left. - 2\phi_0 + \phi_{dz} - \frac{(\Delta z)^4}{12} \frac{\partial^4 \phi}{\partial z^4} - \dots \right\} \quad \dots\dots (5 \cdot 22) \end{aligned}$$

$\partial^2 \phi / \partial t^2$ の項も同様に展開すると、

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} = \frac{1}{(c \Delta t)^2} \left\{ \phi_0(t - \Delta t) - 2\phi_0(t) + \phi_0(t + \Delta t) \right. \\ \left. - \frac{(\Delta t)^2}{12} \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} - \dots \right\} \quad \dots\dots\dots (5 \cdot 23)$$

ここで高次の微小項を切捨てると、式(5・20)は次の差分式となる。

$$\begin{aligned} \phi_0(t - \Delta t) - 2\phi_0(t) + \phi_0(t + \Delta t) \\ = (c \Delta t)^2 \left\{ \frac{1}{(\Delta x)^2} \left\{ \phi_{-dx}(t) - 2\phi_0(t) + \phi_{dx}(t) \right\} \right. \\ \left. + \frac{1}{(\Delta y)^2} \left\{ \phi_{-dy}(t) - 2\phi_0(t) + \phi_{dy}(t) \right\} \right. \\ \left. + \frac{1}{(\Delta z)^2} \left\{ \phi_{-dz}(t) - 2\phi_0(t) + \phi_{dz}(t) \right\} \right\} \quad \dots\dots (5 \cdot 24) \end{aligned}$$

式(5・24)を見ると、図-5・3に示す差分スキームにおいて時間 t 及び $t - \Delta t$ における ϕ の値が既知のときに、時間 Δt だけ進んだ $\phi_0(t + \Delta t)$ が求まることがわかる。

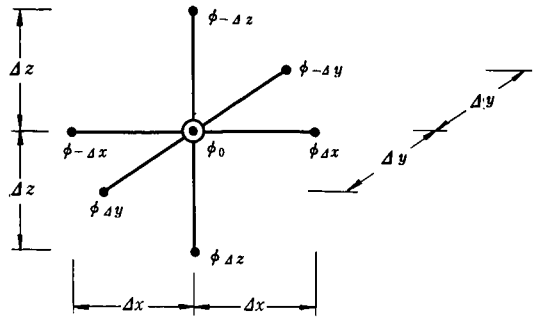


図-5・2 差分指標

初期条件として $t = 0$ における ϕ_0 と $\partial \phi_0 / \partial t$ (空気圧力の関数) を与えれば、 $(\partial \phi_0 / \partial t)_{t=0} = \frac{1}{\Delta t} \{ \phi_0(0) - \phi_0(-\Delta t) \}$ より $\phi_0(-\Delta t)$ を求めることができ、これらの値を基に式(5・24)により Δt だけ進んだ ϕ の値を必要な時刻まで逐次追跡することが可能となる。

しかし、式(5・24)を誘導するときに式(5・22)、式(5・23)において高次の微小項を無視しているため、時間のきざみ幅 Δt を小さくとらなければ安定した解が得られなくなる。すなわち、差分ネットの幅を Δd とすると、安定条件*としては次の条件を要する^{29),30)}。

$$\left. \begin{aligned} &1 \text{ 次元の場合 } \Delta t \leq \Delta d / c \\ &2 \text{ 次元の場合 } \Delta t \leq \Delta d / \sqrt{2} c \\ &3 \text{ 次元の場合 } \Delta t \leq \Delta d / \sqrt{3} c \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (5 \cdot 25)$$

次に境界条件については、種々場合に依じて適宜に処理することが考えられる。波動伝播に関する場合について以下に示す。

(1) 振動速度が与えられる場合

空気の流れ成分は式(5・15)で示されるように速度ポテンシャル ϕ の微分形で与えられる。そこで、振動面の法線方向の振動速度がその位置における空気の流れ速度に等しいとすると、振動面に対して直角にとった軸方

* 安定条件

差分により逐次追跡する場合に解の安定条件は式(5・24)において右辺の $\phi_0(t)$ に関する係数が正になることより求まる。すなわち、

$$1 - (c \Delta t)^2 \left\{ \frac{1}{(\Delta x)^2} + \frac{1}{(\Delta y)^2} + \frac{1}{(\Delta z)^2} \right\} \geq 0$$

いま、 $\Delta x = \Delta y = \Delta z = \Delta d$ とおくと、

$$\Delta t \geq \frac{\Delta d}{\sqrt{3} c}$$

2次元の場合には、 Δx と Δy のみを考慮することにより、

$$\Delta t \geq \frac{\Delta d}{\sqrt{2} c}$$

同様に1次元の場合には Δx だけを考慮して、

$$\Delta t \geq \frac{\Delta d}{c}$$

となる。

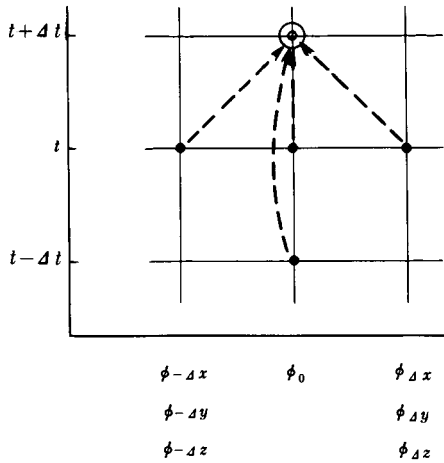
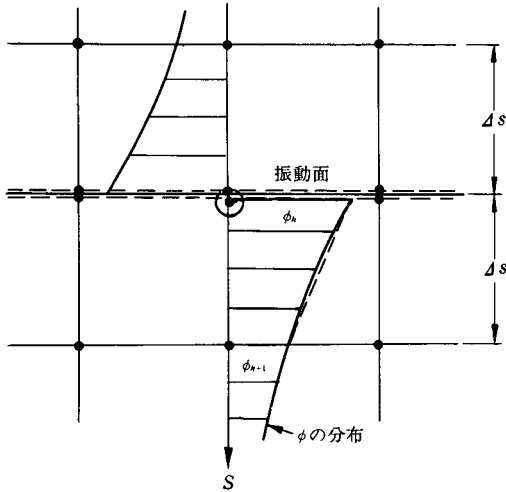


図-5.3 差分スキーム

図-5.4 振動面近傍の ϕ の分布

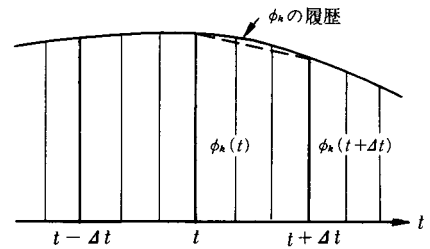
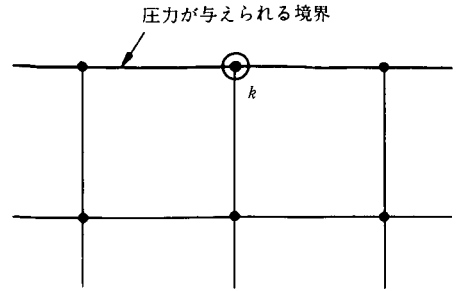
向の ϕ の分布から、振動面での勾配を速度とすることができる。従って、図-5.4の振動面における ϕ の値を ϕ_k とし、法線方向に S 軸をとって、振動面から Δs だけ離れた位置における ϕ の値を ϕ_{k+1} とすると、近似的に振動面での速度成分は、

$$\dot{w} = -\frac{1}{\Delta s}(\phi_{k+1} - \phi_k) \quad (5.26)$$

となり、振動面における速度成分 $\dot{w}$ が与えられたときに、

$$\phi_k = \phi_{k+1} + \dot{w} \Delta s \quad (5.27)$$

として求まる。すなわち、 $\phi_{k+1}(t)$ と $\dot{w}(t)$ により $\phi_k(t)$ を求めることが可能となる。

図-5.5 圧力境界と境界上の ϕ の履歴

(2) 圧力が与えられる場合

空気の圧力増分 δp は式(5.17)で示されるように速度ポテンシャル ϕ の時間による微分形で与えられる。そこで、圧力が与えられる境界上の点 k での時刻 t の $\delta p(t)$ は $\phi_k(t)$ と $\phi_k(t+\Delta t)$ の2つの速度ポテンシャルを用い、図-5.5に示すように Δt 間の分布を直線で近似して次のように与えられる。

$$\delta p = \frac{\rho}{\Delta t} \{ \phi_k(t+\Delta t) - \phi_k(t) \} \quad (5.28)$$

従って、時刻 $(t+\Delta t)$ における速度ポテンシャル $\phi(t+\Delta t)$ が、時刻 t における圧力 δp と $\phi(t)$ より次のように求められる。

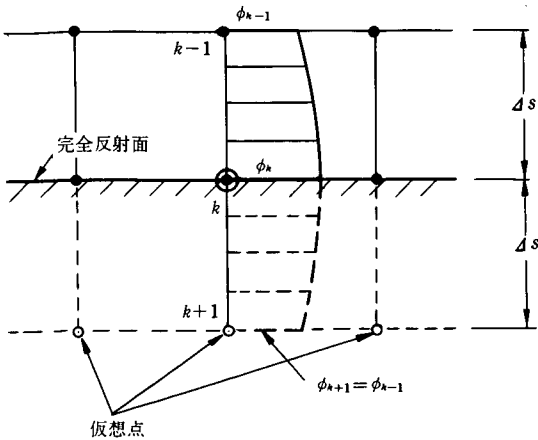
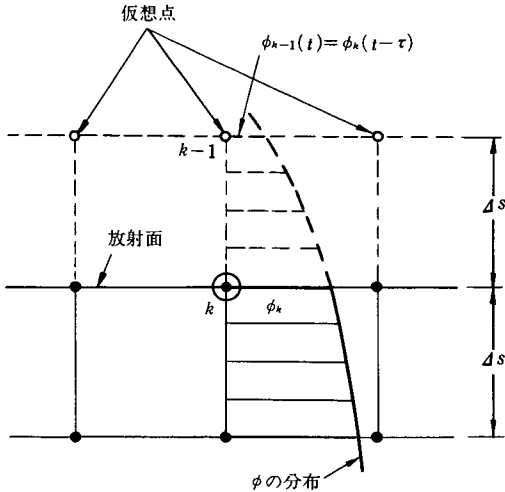
$$\phi_k(t+\Delta t) = \phi_k(t) + \frac{\Delta t}{\rho} \delta p(t) \quad (5.29)$$

(3) 境界条件が完全反射面で与えられる場合

反射面においては空気の移動がなくなる。従って、速度成分が0であり、(1)の特殊な場合に相当するが、図-5.6に示すように反射面を挟んで相対する側に鏡像点を設け、対称条件によっても扱うことができる。すなわち、反射面から Δs だけ離れた仮想点 $k+1$ に ϕ_{k+1} の値を与えることとなる。

(4) 無限遠の方向に放射される場合

差分法では無限領域の解析ができないため、波動の伝播が無限に広がっていく場合には解析上領域を設定し、放射の境界を設けなければならない。そこで、この境界においては波動が無限遠の方向に進行波として

図-5-6 完全反射面近傍の ϕ の分布図-5-7 放射面近傍の ϕ の分布

伝播すると考える。発音源から十分に離れている位置ではこの考えで取り扱えるであろう。従って、図-5-7に示すように放射面から外部へ Δs だけ離れた点 $k-1$ では時間 τ だけ遅れて放射面の点 k の波動が伝播することになり、放射面における ϕ_k の分布より、 $\phi_k(t - \tau)$ で与えられるポテンシャルを仮想点 $k-1$ に与えて解析することができる。ただし、 $\tau = \Delta s / c$ であり、 c は波動の伝播速度を表す。以上より、 $\phi_k(t - \tau)$ の値は近似的に次のように与えられる。

$$\phi_k(t - \tau) = \phi_k(t) + \frac{\tau}{\Delta t} \phi_k(t - \Delta t) \quad \cdots \cdots (5.30)$$

(5) 反射と透過が存在する場合

(3)に示した境界条件は波動が完全に反射する場合で、(4)の条件は完全に透過する場合である。一部が反射し、

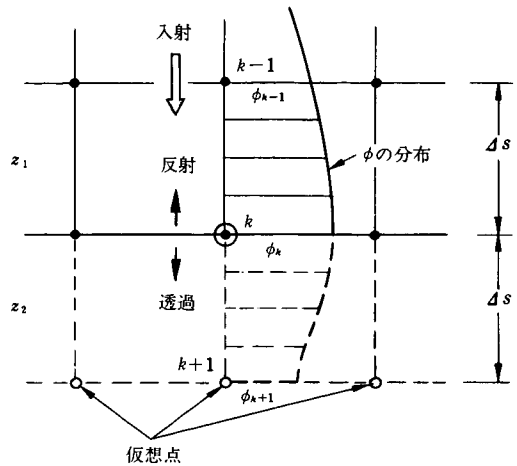
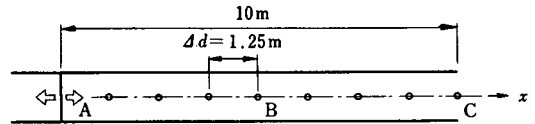
図-5-8 反射と透過が存在する境界面近傍の ϕ の分布

図-5-9 1次元場における例

一部が透過する現象も、媒質の特性インピーダンス z_1 , z_2 で与えられる次の反射係数 r を用いて評価することができる。

$$r = \frac{z_2 - z_1}{z_2 + z_1} \quad \cdots \cdots (5.31)$$

すなわち、図-5-8において点 $k-1$ で ϕ_{k-1} の値を持つ波動が境界 k に入射すると考え、境界 k で $r\phi_{k-1}$ が反射されると考えると、仮想点 $k+1$ に $r\phi_{k-1}$ なるポテンシャルを持つ発音源があるものとして扱うことができる。一方、透過については $(1-r)\phi_k$ なるポテンシャルの波動が境界から進行波として仮想点 $k+1$ に伝播するものとして扱える。従って、仮想点 $k+1$ のポテンシャル ϕ_{k+1} は、

$$\phi_{k+1}(t) = r\phi_{k-1}(t) + (1-r)\phi_k(t - \tau) \quad \cdots \cdots (5.32)$$

として与えられる。ここで、 $r=1$ とすると(3)の完全反射の条件となり、 $r=0$ とすると(4)の放射の条件に一致することがわかる。

5.2 1次元場及び2次元場における適用

(1) 1次元場における適用

最も簡単な場合としてシリンダー内におけるピストン運動への適用を考えてみる。図-5-9において進行方

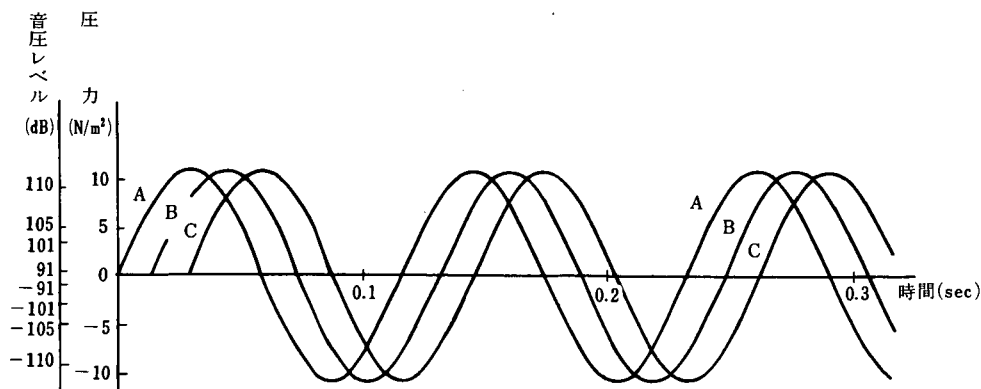


図-5・10 圧力の伝達状況（1次元場）

表-5・1 最大圧力 ($f=8.6\text{Hz}$ の場合)

差分間隔 $\Delta d(\text{m})$	時間 $\Delta t(\text{sec})$	音圧レベル (dB)		
		A	B	C
5	0.0145	111.6	111.5	111.7
2.5	0.0073	111.5	111.6	111.7
1.25	0.0036	111.6	111.5	111.7

表-5・2 最大圧力 ($f=17.2\text{Hz}$ の場合)

差分間隔 $\Delta d(\text{m})$	時間 $\Delta t(\text{sec})$	音圧レベル (dB)		
		A	B	C
5	0.0145	105.5	106.0	105.5
2.5	0.0073	105.5	105.8	105.5
1.25	0.0036	105.6	105.7	105.6

向に x 軸をとれば 1 次元場として扱うことができ、波動方程式は式 (5・20) より、

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} \dots\dots\dots (5\cdot33)$$

となる。ピストン部 A にて振動速度が与えられ、シリンダー先端部 C にて放射されるという境界条件を与えてシリンダー内の圧力を計算する。計算条件として $\rho = 1.2\text{kg/m}^3$, $c = 344\text{m/sec}$, 振動数 $f = 8.6\text{Hz}$, 振動加速度レベル 100dB を与える。結果として圧力の伝達状況を図-5・10 に示す。また、差分間隔を変えて計算した場合の最大圧力を表-5・1 に示す。式 (5・33) は容易に解を得ることができ、

$$\phi = F(ct - x) + G(ct + x) \dots\dots\dots (5\cdot34)$$

の形で一般解が与えられ、右辺の第 1 項は進行波、第 2 項は反射波を表す。いま、進行波のみを考え、円振動する場合、

$$\phi = A \cos(\omega t - kx) \dots\dots\dots (5\cdot35)$$

となり、前述の計算例に対応させると $A = -0.167$, $k = 0.157$ で、 $p = 10.8 \sin(54t - 0.157x)$ で $p_{\max} = 111.6\text{dB}$ となる。表-5・2 は振動数を 2 倍の 17.2Hz とした場合に最大圧力の結果をまとめたもので、音圧レベルは式 (5・35) より求まる 105.6dB と一致している。

以上より、両者は十分な精度で合致していることが

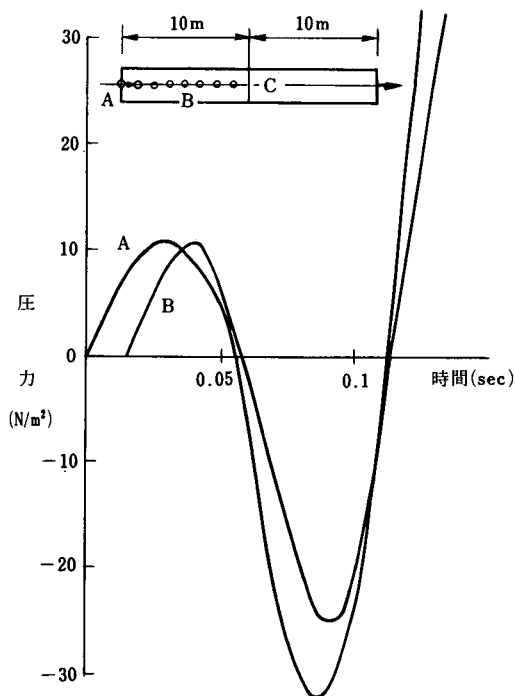


図-5・11 共振現象を伴うピストン運動

理解でき、式 (5・33) の差分法による解が妥当な値を与えていると判断してよい。

次に、図-5・11 のようなシリンダーの両端でピストンが同じ振動をする場合には左右逆対称となるために半

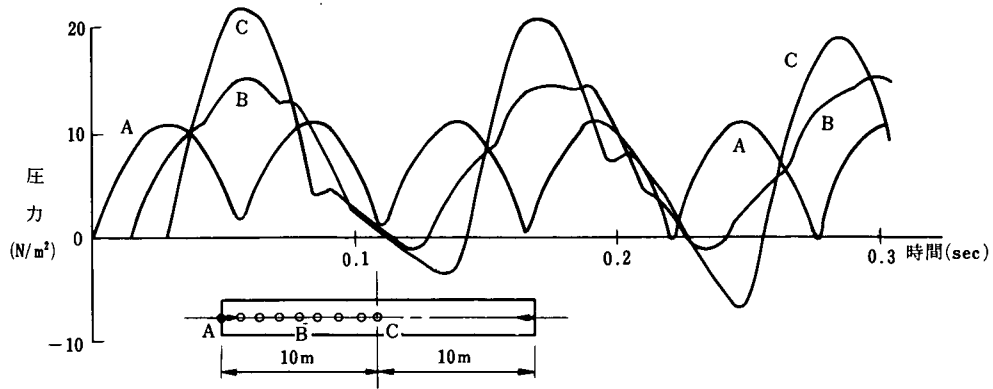


図-5-12 逆の振動をするピストン運動

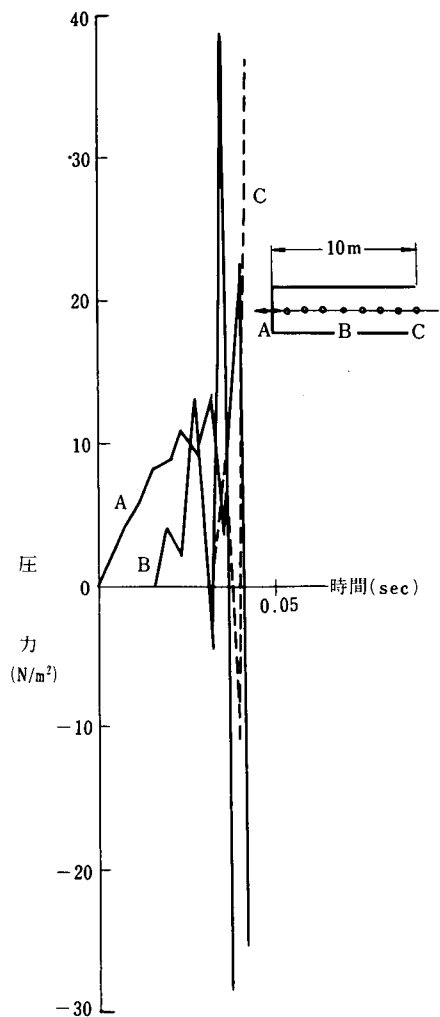
分の区間を計算すればよいことになる。従って、中央部 C における境界条件として圧力が 0 で与えられる。この結果は図-5-11 に示すとおりであり、ピストン運動並びにピストンに入射する振動を同位相にしているために共振し発散してくる。図-5-12 はシリンダーの両端でピストンが逆の振動をした場合で、正対称となるためにやはり半分の区間で計算すればよく、中央部における境界条件として完全反射で与えられる。この場合にはピストン運動並びにピストンに入射する振動が逆位相になるためにお互いに打ち消し合い、発散現象とはならない。

図-5-13 は追跡の安定条件を調べたもので、図-5-9 で示した計算例では安定な追跡時間 $\Delta t \leq \Delta d/c = 0.0036$ sec であるが、 $\Delta t = 0.004$ sec で解析すると追跡段階において発散していくことがわかる。

(2) 2次元場における適用

2次元場とみなしうる波動伝播現象としてここでは細長い板の振動に伴う空気振動を近似的に考えてみる。板振動は一辺の辺長を無限に長くと仮定することにより容易に計算することが可能であり、ここで示す2次元場の振動は簡単に3次元場に拡張できる条件であるといえる。

図-5-14 は 2.5Hz と低い振動数の場合について解析領域を検討したもので、解析領域を変化させて主要断面の音圧レベルを対比している。また、表-5-3 は A, B, C 点の音圧レベルである。さらに、差分間隔を変化させて検討した結果が図-5-15 及び表-5-4 である。これらの結果から、解析領域の変化が振動板近傍の音圧に与える影響は小さく、解析領域を特に大きくする必要はなく、差分間隔については 2m 程度で実用上十分であることがわかる。図-5-16 は解析領域 2 の場合に差分間隔を 1.5m として振動板の速度と圧力応答を示したもの

図-5-13 安定条件で発散する場合 ($\Delta t = 0.004$ sec)

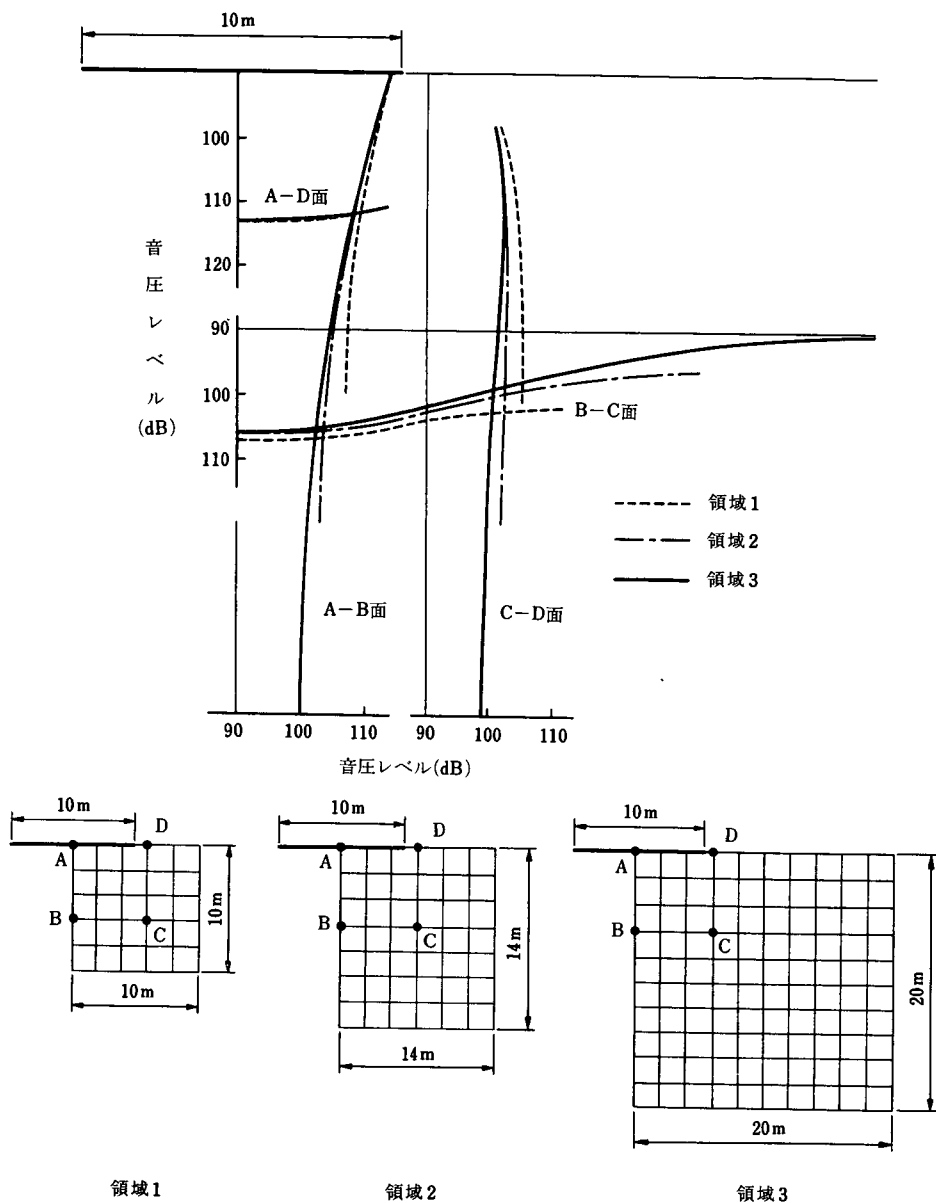


図-5-14 解析領域の変化と音圧レベル (振動数 2.5Hz, $\Delta t=0.0035\text{sec}$, 振動加速度レベル 100dB)

である。

振動数が高い40Hzの場合について同様の検討を行った結果について図-5-17～図-5-19, 表-5-5, 表-5-6にまとめる。振動数が高い場合には解析領域の影響は少なくなるが、差分間隔を密にする必要がある。

次に、解の安定条件を確かめてみると、2次元場では追跡時間 Δt は差分間隔 2m のときに 0.0041sec となり、それより若干大きい $\Delta t=0.0042\text{sec}$ とすると発散し追跡できないことが図-5-20よりわかる。

表-5-3 解析領域の変化によるA, B, C点の音圧レベル (振動数2.5Hz, $\Delta t=0.0035\text{sec}$, 振動加速度レベル100dB)

領域の変化	音 圧 レ ベ ル (dB)		
	A	B	C
領域 1	114	108	105
領域 2	113	106	103
領域 3	113	106	102

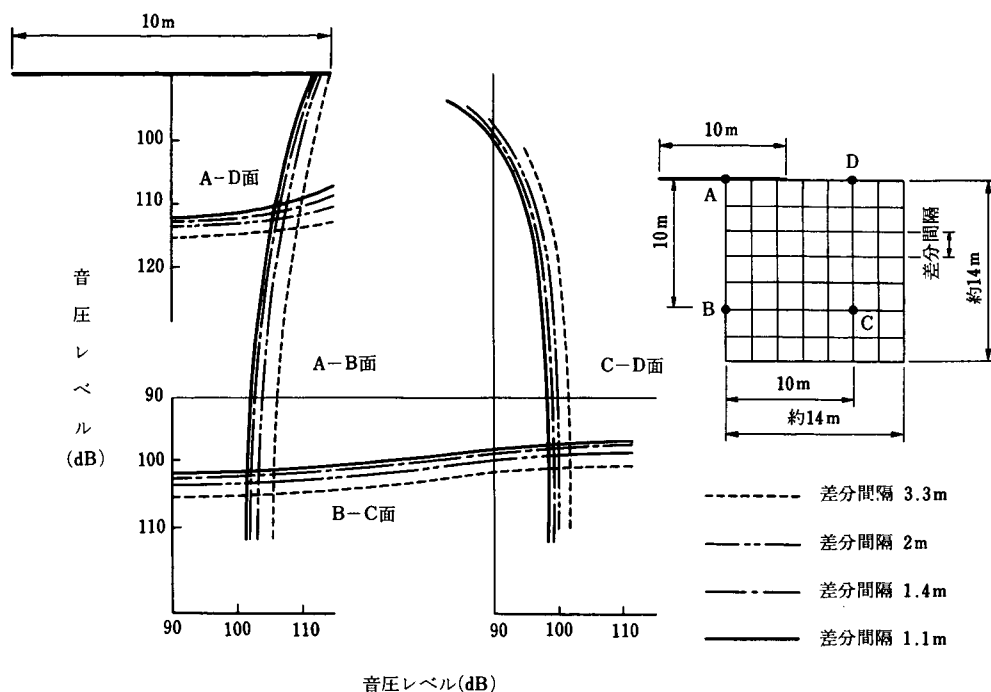


図-5・15 差分間隔と音圧レベル (振動数 2.5Hz, 振動加速度レベル 100dB)

表-5-4 差分間隔によるA,B,C点の音圧レベル
(振動数2.5Hz,振動加速度レベル100dB)

差分間隔 (m)	音 圧 レ ベ ル (dB)		
	A	B	C
3.3	115	106	102
2	113	104	100
1.4	112	103	99
1.1	112	103	99

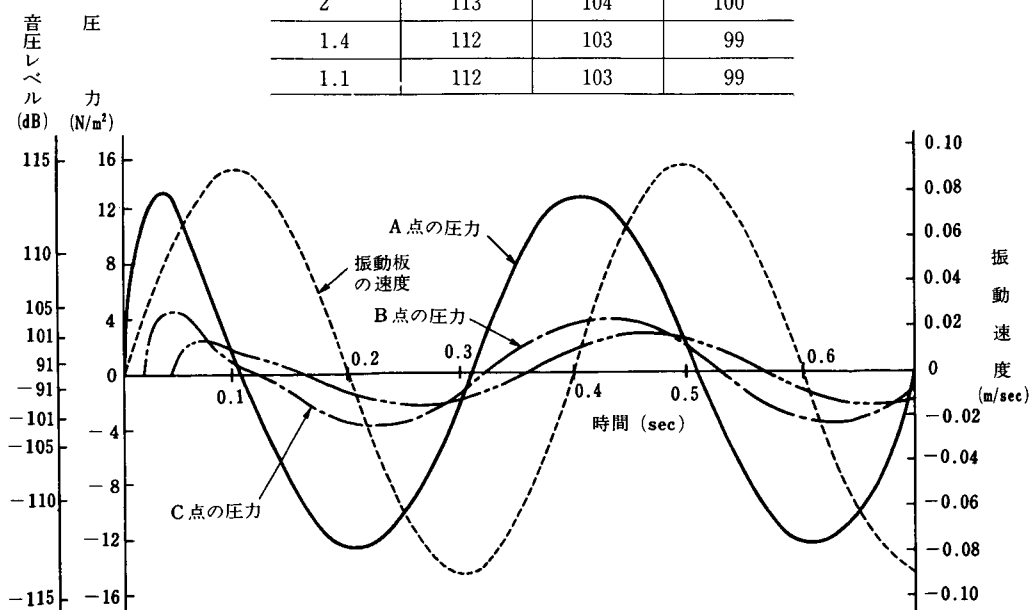


図-5・16 応答波形（2次元場，振動数 2.5Hz）

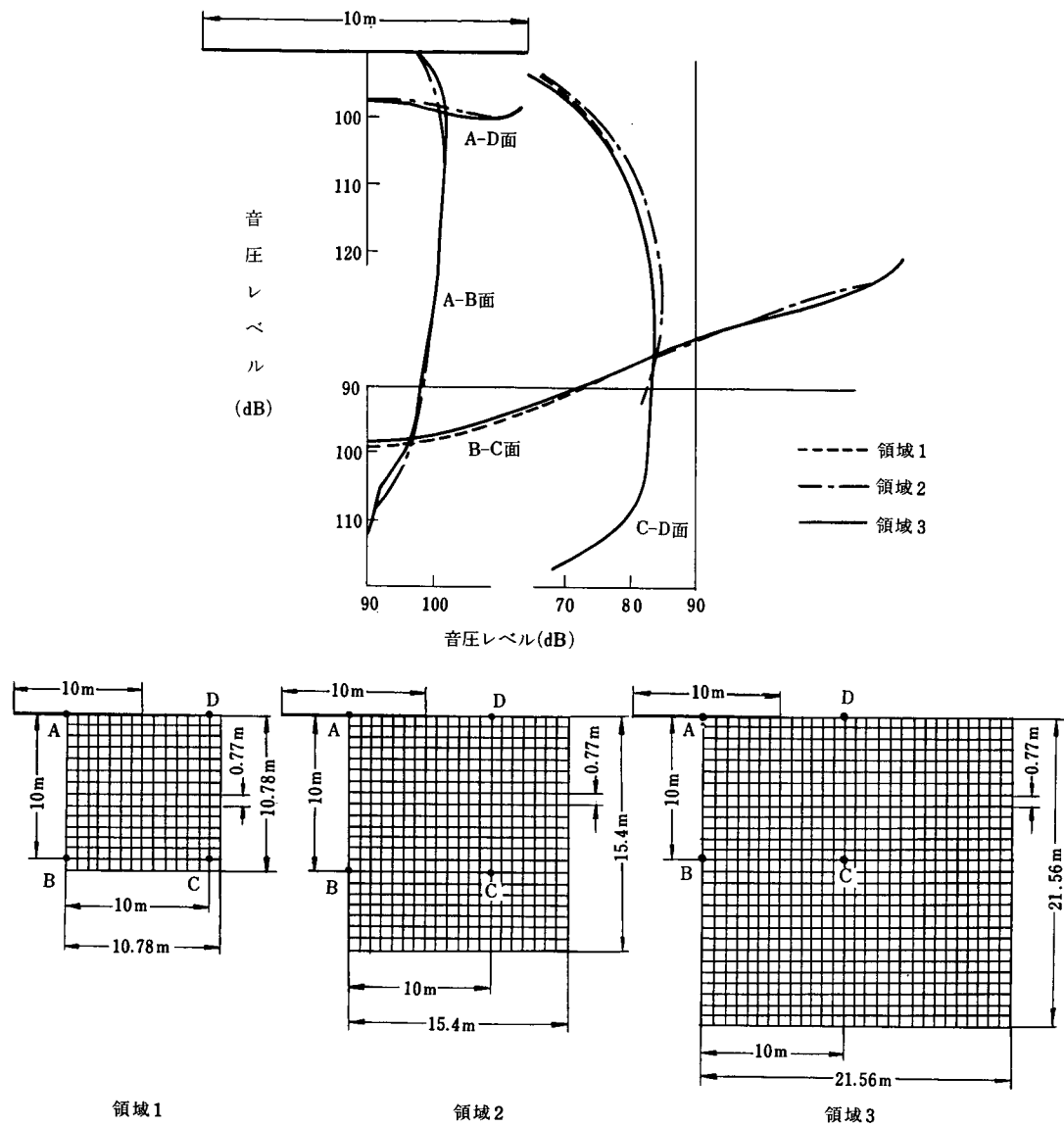


図-5・17 解析領域の変化と音圧レベル (振動数 40Hz, $\Delta t=0.00125\text{sec}$, 振動加速度レベル 100dB)

表-5・5 解析領域の変化によるA,B,C点の音圧レベル (振動数40Hz, $\Delta t=0.00125\text{sec}$, 振動加速度レベル100dB)

領域の 変 化	音 圧 レ ベ ル (dB)		
	A	B	C
領域 1	98	98	80
領域 2	98	98	83
領域 3	98	98	83

表-5・6 差分間隔によるA,B,C点の音圧レベル (振動数40Hz, 振動加速度レベル100dB)

差分間隔 (m)	音 圧 レ ベ ル (dB)		
	A	B	C
1.1	97	100	82
0.8	98	98	83
0.6	99	98	83

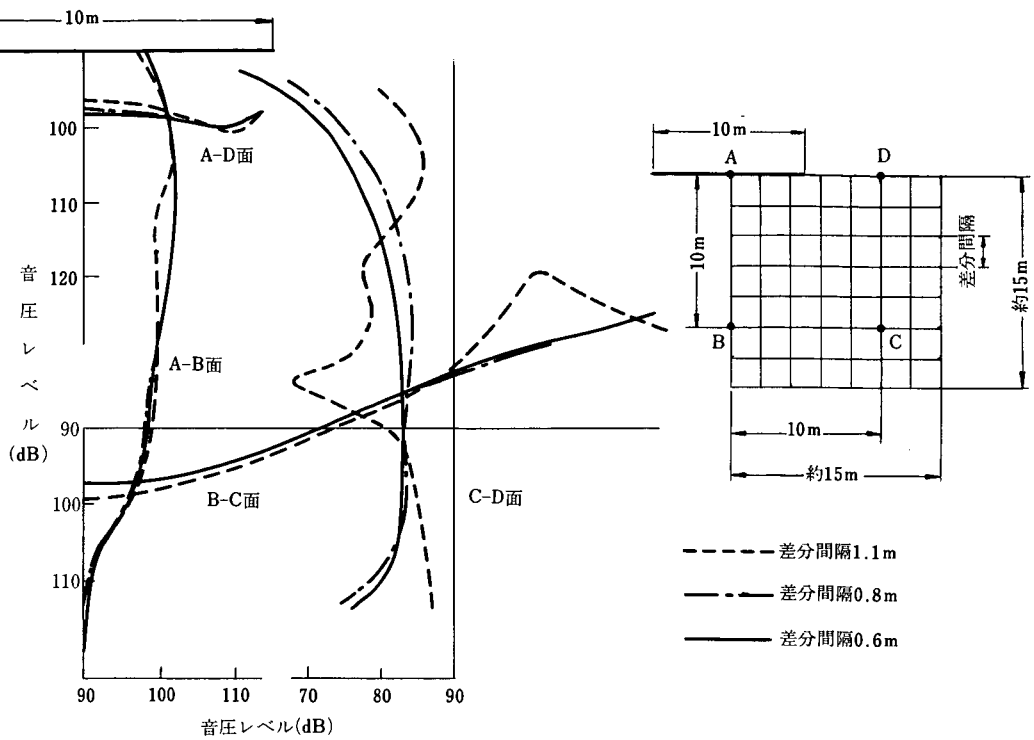


図-5-18 差分間隔と音圧レベル (振動数 40Hz, 振動加速度レベル 100dB)

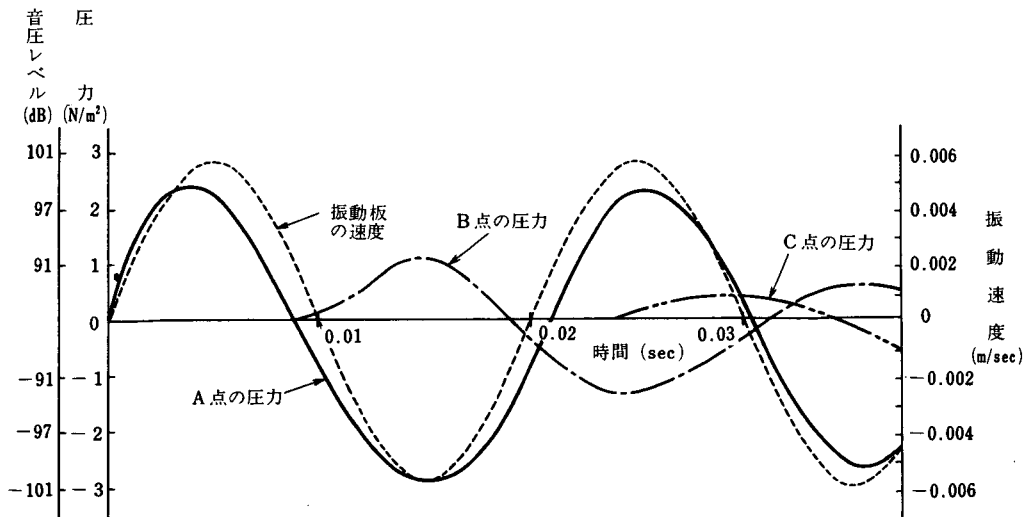


図-5-19 応答波形 (2次元場, 振動数 40Hz)

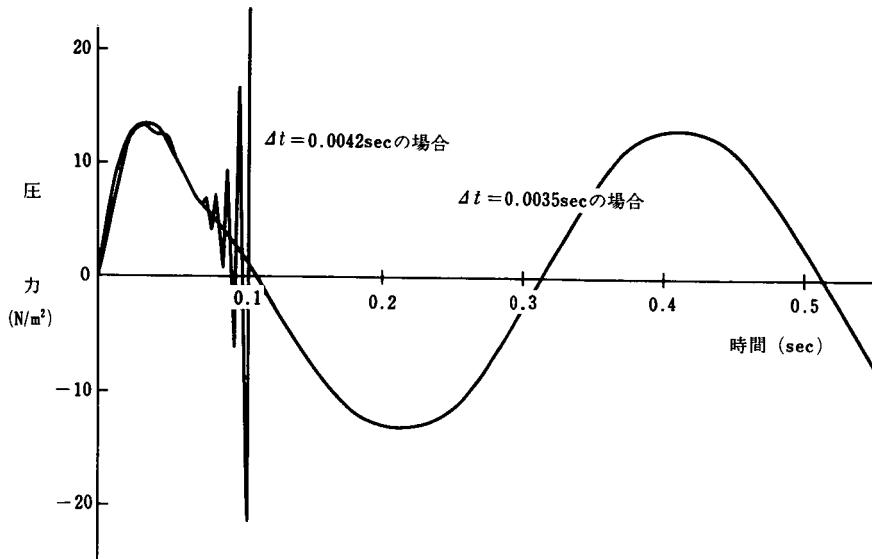
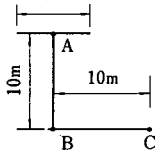


図-5-20 安定条件による収れんと発散 (図-5-14における領域 1 の場合)

表-5-7 振動板の幅と音圧レベル(振動数2.5Hz)

振動板の幅(m)	音 圧 レ ベ ル (dB)		
	A	B	C
10	112	103	99
14	116	109	105
18	117	111	107
27	121	117	115

注) 振動板の幅



振動加速度レベル: 100dB

平面波では A 点で122dB となる。

図-5-16と図-5-19の応答波形を対比すると、振動板の速度と振動板の位置における圧力との位相差は2.5Hzの場合に大きく、40Hzになると振動板の位相に近づいてくる。平面波の場合にはこの位相差がなくなるので、振動板の幅が10m位になると40Hz程度より高い振動数では振動板下の圧力は平面波に近いと評価できる。表-5-7は振動数の低い2.5Hzの場合について振動板の幅を変化させて主要点の音圧レベルを示したものである。2.5Hzの場合には振動板面の音圧が平面波となるのは幅が30m程度を要する。

以上で述べた解析領域と差分間隔に基づいて、振動数を変化させて主要点の音圧レベルを示したものが表-5-8である。上下振動と回転振動の2つの場合について示している。図-5-21は幅10mの振動板が上下に振動

表-5-8 振動数と音圧レベル(振動加速度レベル100dB)

振動数 (Hz)	音 圧 レ ベ ル (dB)					
	上 下 振 動			回 転 振 動		
	A	B	C	A	B	C
2.5	112	103	99	103	76	77
5	113	103	98	103	76	77
10	115	107	101	104	79	80
20	109	104	98	105	92	93
40	95	98	96	98	91	92
条 件						

するときの音圧レベルを一例として示したもので、振動数の増加とともに指向性の強くなることがわかる。また、図-5-22、図-5-23は波動の完全反射する面が存在する場合の解析結果例を示したもので、反射の影響により圧力の谷は振動板端部より上方に向かう傾向となる。さらに振動数が大きくなると入射波と反射波が打ち消し合い、音圧レベルの谷が反射面の上方に表れてくる。なお、図-5-22、図-5-23において振動板より反射面までの距離を H で表している。

5.3 3次元場における適用

一般の有限な長さを持つ板振動は3次元場における

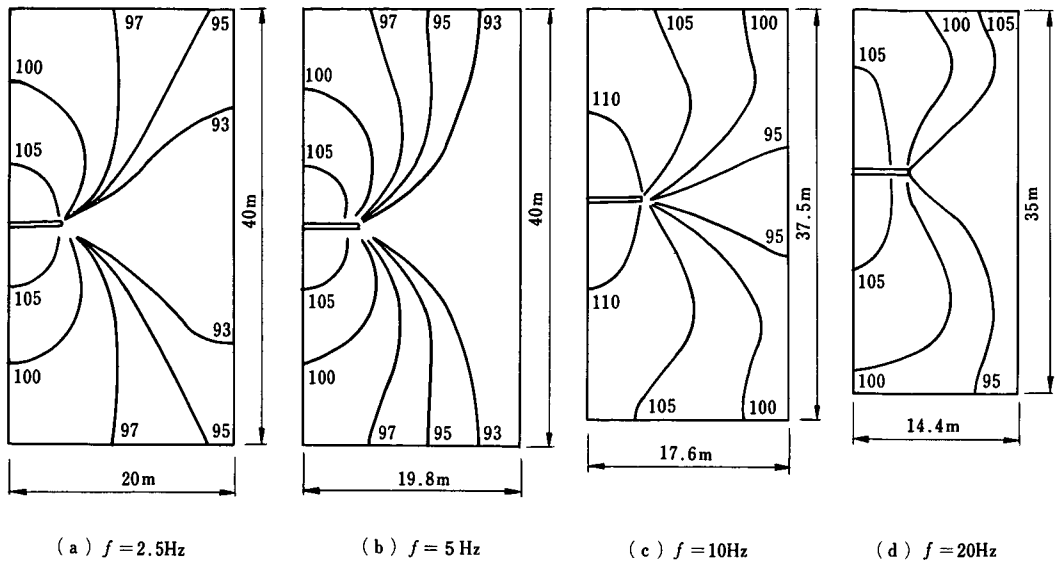


図-5・21 音圧レベルの分布（上下振動，単位：dB）

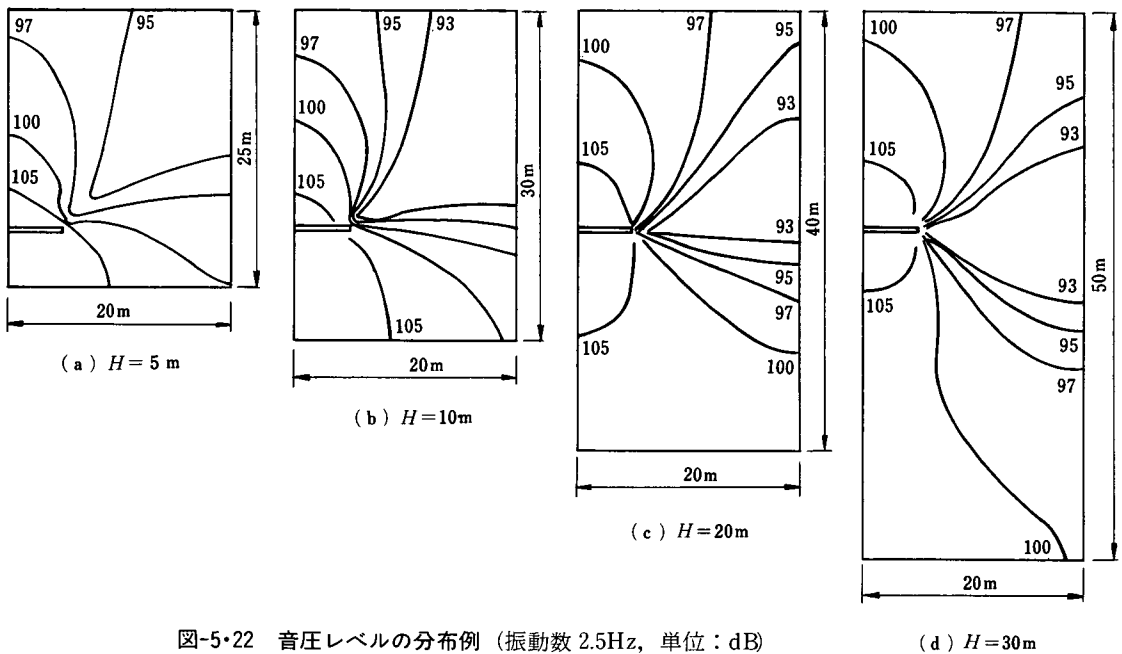


図-5・22 音圧レベルの分布例（振動数 2.5Hz，単位：dB）

波動伝播となる。ここでは，単純な一枚の板を上下振動させて，それに伴い発生する空気振動を実験値³¹⁾との対比という面から検討してみた。

1.5m×0.5mの振動板を図-5・24に示すような地表面上1mの位置に設置し，2台の起振機を用いて同位相で上下振動を加えて実験を行っている。起振機は動電型で0.1～100Hzで実験可能である。測定は板に5個の

振動ピックアップを取り付けて振動加速度を測定し，板周辺の音圧レベルは低周波振動測定用のマイクロホンを用いて行っている。

振動加速度レベル115dBを与えて振動数5，20，63Hzで上下方向に振動させた場合について空気振動の実験値と計算値を比較してみる。数値解析のための条件としては板の約2倍の長さを計算領域の幅とし，0.1～0.

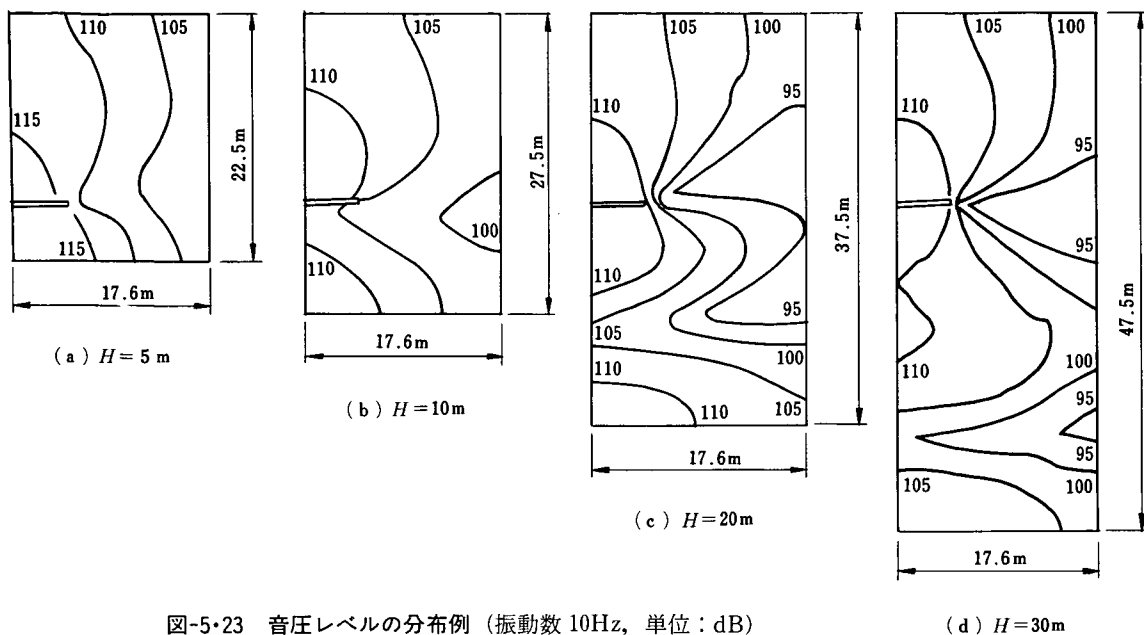


図-5・23 音圧レベルの分布例 (振動数 10Hz, 単位: dB)

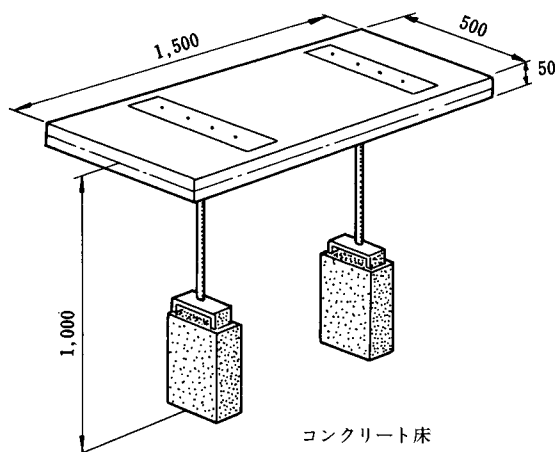


図-5・24 板の加振実験 (単位: mm)

14m 程度の差分間隔で分割している。各振動数に対して空気伝播の波長が約 69m, 17m, 5m となるので、差分間隔は波長に比べて十分に小さい。従って、差分間隔による問題はないと考えられる。

図-5・25～図-5・27は各振動数において板中央の断面における音圧レベルの分布を示したものである。3次元場の数値計算と実験結果とを対比しているほかに、振動板が長手方向に無限長と仮定した2次元場として取り扱った場合についても比較のために図示している。また、図-5・28は振動板中央から上下方向にとった線上

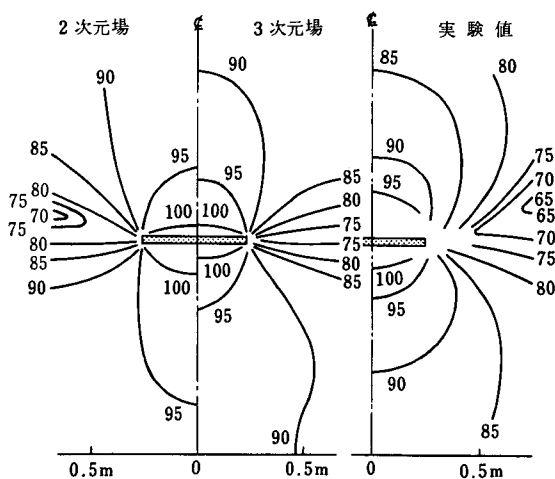


図-5・25 板振動による音圧分布 (振動数 5Hz, 単位: dB)

の音圧レベルを対比して示したものであり、さらに表-5・9は振動板中央から下方10cmの位置における音圧レベルをまとめている。

まず2次元場の解析と3次元場の解析を比較すると、2次元的な伝播は3次元的な伝播を考慮した結果に比べて音圧レベルが当然高くなっている。下面のコンクリート床における反射の影響で振動板の横に発生する音圧分布が若干上方にずれてくるが、それも2次元場の方が大きく谷形状となっている。

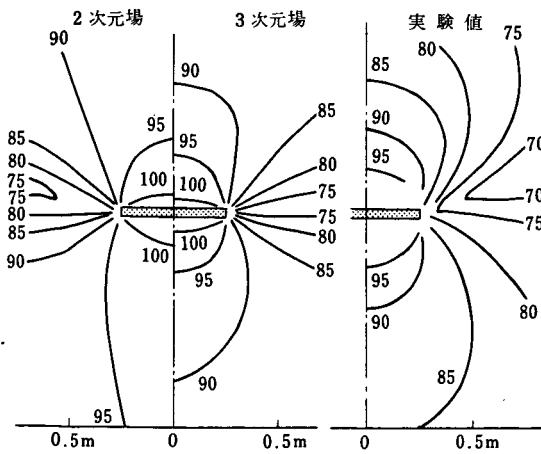


図-5-26 板振動による音圧分布 (振動数 20Hz, 単位: dB)

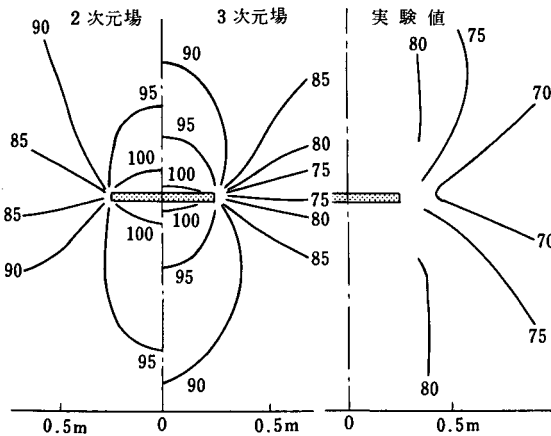


図-5-27 板振動による音圧分布 (振動数 63Hz, 単位: dB)

実験結果を数値解析の結果と比較すると、振動板の近傍では両者がほぼ一致しており、妥当な結果を与えていると言える。63Hzにおける音圧分布の実験値は数値解析の結果より小さいが、これは実験の方に原因があり、板に様な上下振動を加えることが難しかった上に、振動加速度レベルが約9dB低かったことによる。それを補正している図-5-28、表-5-9では結果はよく一致している。振動板より離れるにつれて実験結果は3次元場の数値計算結果よりさらに小さくなっている。特に、波動が放射される方向にその傾向が大きい。また、音圧分布の谷が実験結果では振動板の横から斜め上方に向って強く現れ、2次元場の解析に類似している。これは、計測器の影響も含まれているが、空気粘性抵抗、音の伝播速度、空気の密度などの効果によるものと考えられ、今後より厳密な考慮を必要とする

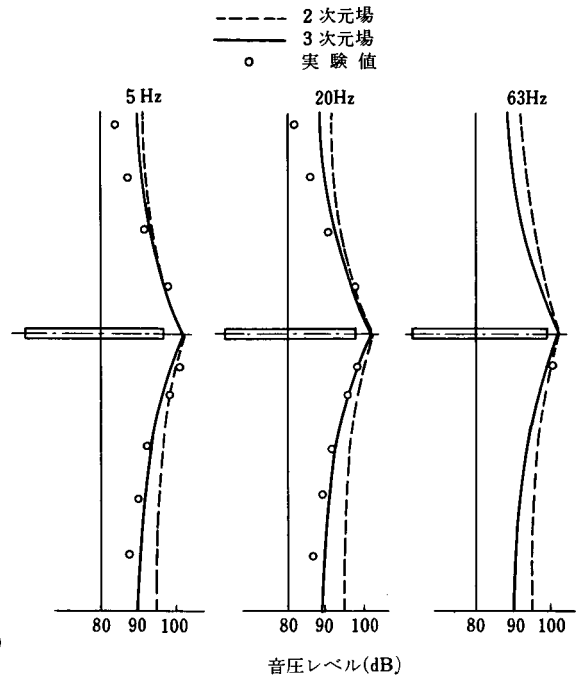


図-5-28 振動板上下の音圧レベル比較

表-5-9 振動板直下の音圧レベル 単位: dB

振 動 数	5 Hz	20Hz	63Hz
実験結果	101	99	100
3 次元場	99	100	100
2 次元場	101	101	100

ものと理解できる。

また、板の近傍では振動数にかかわらずよく似た音圧を示していることは、波長に比べて振動板の幅が小さいために音源近くの音圧が加速度に対応して決まる特性を有しているものと思われる。

以上で説明した1次元場、2次元場、3次元場における空気振動の数値解析結果から、5.1における波動方程式による差分計算が妥当な手法であることが確認でき、適切な境界条件を与えて解を得ることが可能であると判断できる。

橋梁振動と空気振動との結合については、3.における道路橋床版の自由振動解析、4.における橋梁の振動応答解析、5.における空気振動解析を一連のものとして連結していく必要がある。橋梁振動と空気振動の関係は6.における実測調査結果から明らかのように、橋梁床版面が振動することによって空気に攪乱が生じ、それにより空気振動が発生する。そこで、床版面に対

して法線方向の振動速度に等しい空気の粒子速度を与えて波動方程式を解くことになる。すなわち、境界条件としては橋梁振動から求まる床版面の振動速度が式(5・26)における空気の粒子速度と等しくなり、式(5・20)の解が得られる。これにより振動板近傍の音圧レベルは十分に評価できる。

このときに、床版面では空気の流通が当然ないので、床版の上下面で境界条件を与えてやる必要がある。また、空気振動の波長は床版厚に比して非常に大きいので、式(5・20)の解析においては床版厚を無視することが可能となる。さらに、橋梁振動に与える空気の圧力は全く無視できるものである。

6. 道路橋における実測

6.1 実測方法

(1) 橋梁振動の測定

自動車の進行に伴って生ずる橋梁振動は床版裏面に振動ピックアップを取り付け、床版の鉛直方向に作用する振動加速度として測定した。測定点としては、橋梁振動の伝達状況を明確に実測する必要があるときには、橋軸方向に5～9カ所、橋軸直角方向に1断面で3～4カ所程度配置している。簡単に実態調査をするときには1～2点で十分である。ピックアップはインレイセメントなどを用いて堅固に床版に密着させることとしている。写真-6・1に設置状況を、図-6・1に詳細な試験調査の場合に相当する測点配置の一例を示す。

測定系列を図-6・2に示す。振動ピックアップを電荷増幅器に、さらに延長コードを用いて帯域増幅器に接続し、その出力をデータレコーダに記録する。また、

波形をモニターするためにオシロスコープを使用している。振動ピックアップは圧電物質を利用したもので、力が加えられると電荷が変化している。電荷増幅器は変化した電荷量を増幅し電圧に変換する

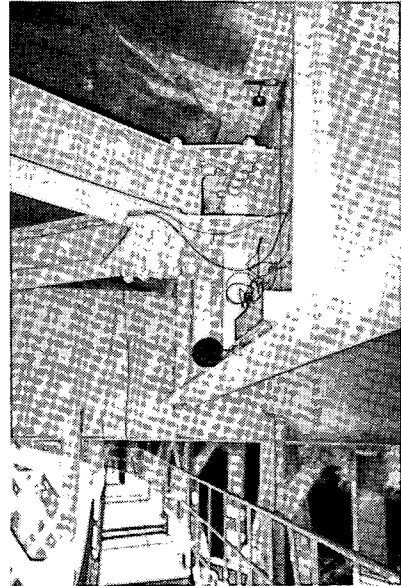


写真-6・1 計測器の設置状況

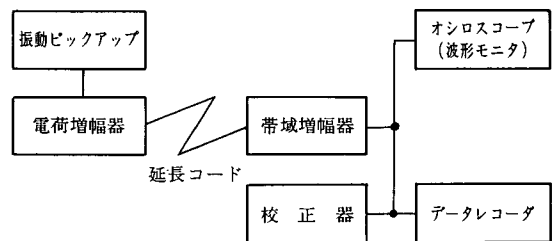


図-6・2 橋梁振動の測定系列

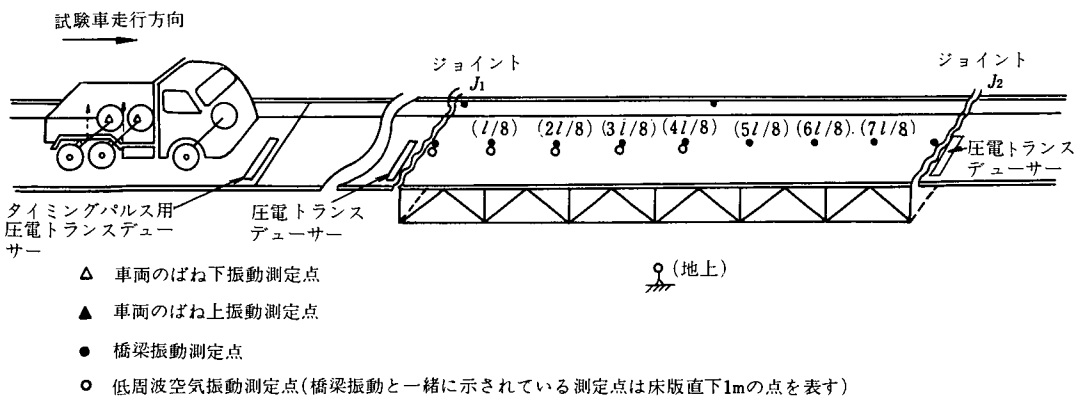


図-6・1 計測器の配置例

役割をする。帯域増幅器はSN比をよくするために対象周波数範囲内を増幅させ、記録計の入力感度と見合う電圧を得る目的で使用する。

校正信号は1Vrmsの正弦波を入れ、波形をモニターしながら直接にデータレコーダで録音する。測定系列の総合的な周波数特性は低域については電荷増幅器で、高域についてはデータレコーダにより決定される。そこで、電荷増幅器の低域遮断周波数を0.8Hzとし、そこにおいて3dB以内の損失となっている。高周波域では2.5kHzにて3dB以内にある。振動ピックアップの周波数特性の一例を図-6・3に示す。

以上の測定方法は車両振動を測定しようとする場合にも適用することができる。

(2) 低周波空気振動の測定

低周波空気振動の測定は主として床版直下1mの位置に低周波マイクロホンを取り付けて行う。測定点としては、橋梁振動との対応をみるためには振動ピックアップ取り付け位置の直下1m程度に配置する必要がある、振動ピックアップに応じた低周波マイクロホン設置箇所となる。また、簡単に実態調査をするときには橋梁振動と同様に1～2点で対応して測定することになる。低周波マイクロホンは受音面が床版と直角になるように固定する。しかし、床版直下1m位の位置に取り付けるには横桁を利用することになるので、地上から直接固定した場合と比較してみると図-6・4に示すようにほとんど差がなく、低周波マイクロホンを横桁に取り付けても橋梁振動の影響は全くない。地上に測定点を配置して、その位置のレベルを測定するときにはマイクロホンスタンドを利用している。設置状況については写真-6・1及び図-6・1が参考となる。図-6・1では地上に1点しか設置しておらず、伝播機構を調査するには地表面の影響や周辺地形・地物の関与、気象条件などを検討する必要がある、今後の研究課題である。

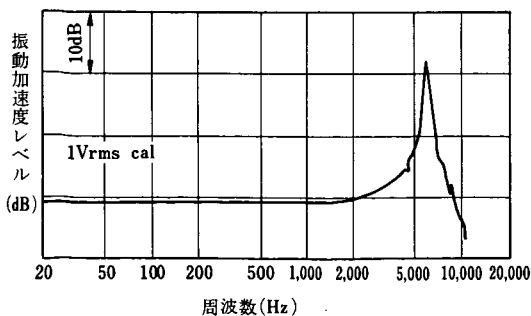


図-6・3 振動ピックアップの周波数特性例

測定系列を図-6・5に示す。低周波マイクロホンは電荷増幅器、帯域増幅器に接続し、出力の記録については振動測定と同様である。校正は周波数特性を考慮してピストンホンを使用している。測定系列の総合的な周波数特性は電荷増幅器の低域遮断周波数を0.8Hz、高域については1kHzまでで、3dB以内の損失である。参考のために低周波マイクロホンの周波数特性を一例として図-6・6に示す。

6.2 実測結果に見られる特性

橋梁振動と低周波空気振動の測定波形を対応して示すと図-6・7のようである。図は支間長70.2m、幅員8.5mの上路トラス橋に大型車を70km/hの速度で走行させた場合の結果である。自動車がジョイント部を通過してトラス橋に入ったときに衝撃的な低周波空気振動の波形が橋梁振動と共に観測されている。この波形は自動車がジョイント部通過後、割合に速く減衰していく。これに代わって、橋梁上を走行していくときの橋梁振動に対応して低周波空気振動が生じている。さらに、地上の測定においては距離があるために、波形も遅れ

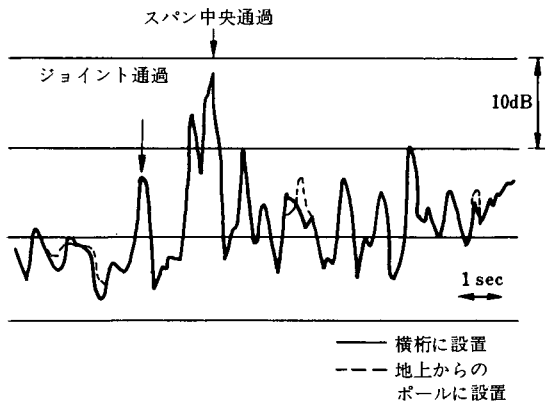


図-6・4 マイクロホン取り付け方法による差違

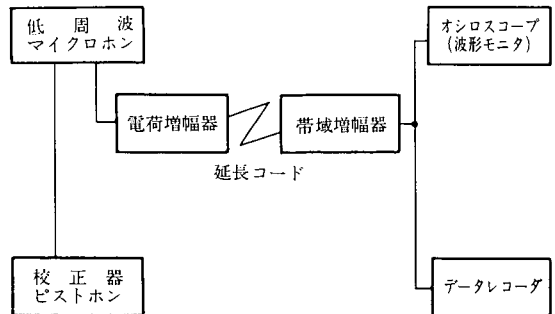


図-6・5 低周波空気振動の測定系列

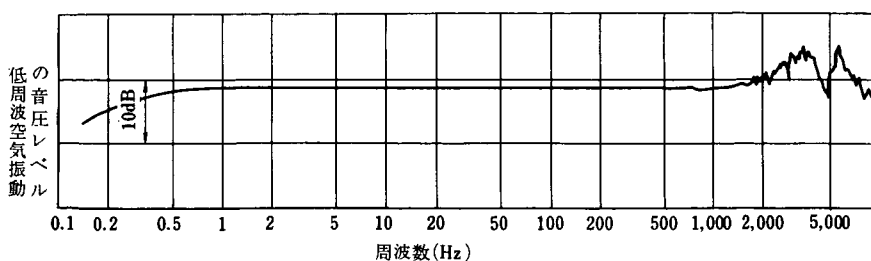


図-6・6 低周波マイクロホンの周波数特性例

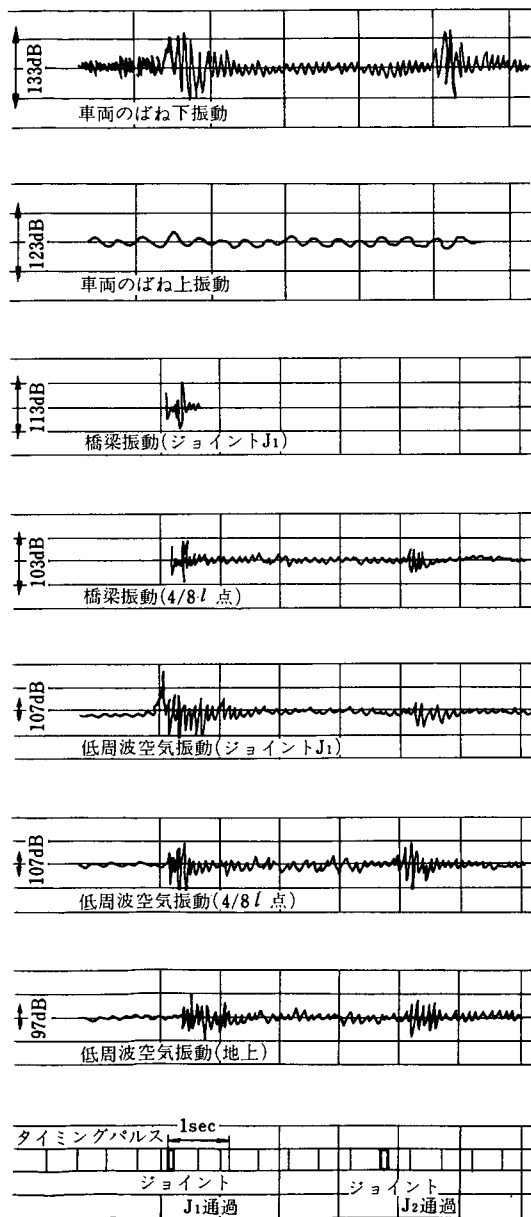


図-6・7 測定波形 (25.2t, 70km/hで走行時)

て測定され、伝播過程における減衰により橋梁振動との対応が明確でなくなる。

このように低周波空気振動はジョイント通過時に発生する衝撃的なものと橋梁走行中に割合定常的に続くものの2つに分けることができ、いずれも橋梁の床版振動とよく対応している。この関係は、橋梁振動とその直下における低周波空気振動の時間的な変化を追いかけてみるとより一層明確となる。図-6・8は橋梁の1/4測定点における橋梁振動と低周波空気振動について周波数と振動加速度レベル、音圧レベルを時間と関連させて、その変化を立体的に図化したものである。

試験車がジョイントへ近づくにつれて手前にある橋梁の影響を受けて自由振動を始め、試験車がジョイントを通過する瞬間に30Hz付近の振動が発生する。その後、試験車が測定点の直上を通過するとタイヤと舗装面の擦過により高周波の成分が測定され、これは車両が通り過ぎると直ちに減衰してしまう。支間中を試験車が通過する頃から4~16Hzの周波数成分で振動が発生し、ジョイント通過時に発生していた30Hz付近の成分は減衰している。試験車がジョイントを再度通過して橋梁外に走行して出ていくときに、ジョイントに入ってくるときと同様の振動が発生するが、それは3秒程過ぎると減衰し、その後は橋梁の基本固有振動数のみが長く残ってくる。この橋梁振動と対応して低周波空気振動に変換されていることが図-6・8(b)より理解できる。ただし、125Hz以上の周波数の高い領域のものは発生していない。

橋梁振動と低周波空気振動の周波数分析結果は図-6・9のとおりである。両者が対応している状況と、ジョイント通過時と橋梁走行中における卓越成分の相違がこれから明確に読み取れる。また、図-6・9においても地上部で測定した低周波空気振動は橋梁振動と必ずしも対応しておらず、減衰過程における要因が組み合わさっていることがわかる。

次に、振動が橋梁を伝播していく状態と低周波空気振動の関係を示すと図-6・10のとおりである。図示され

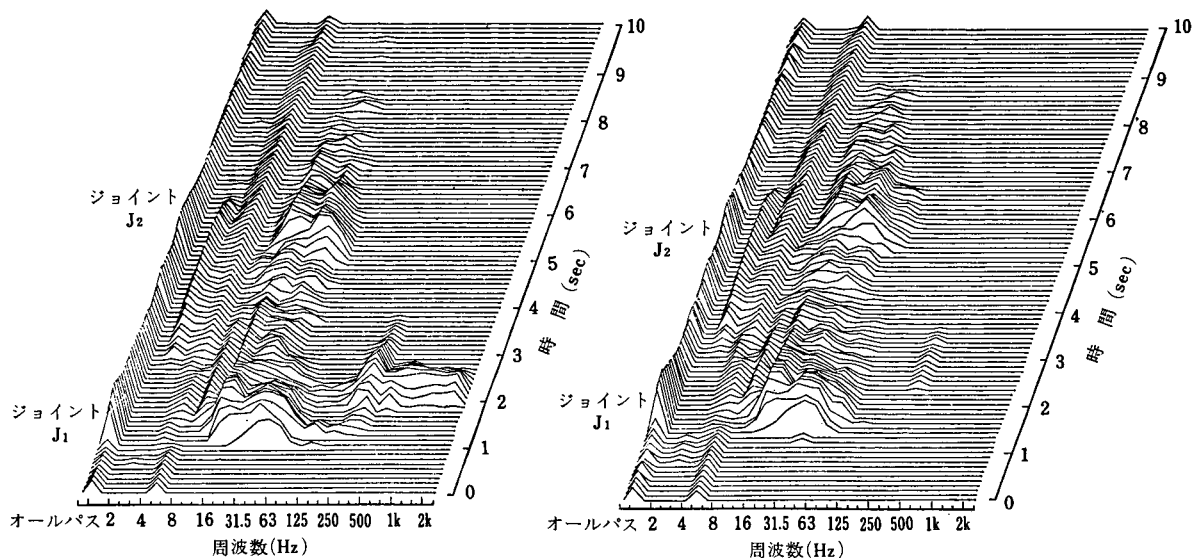
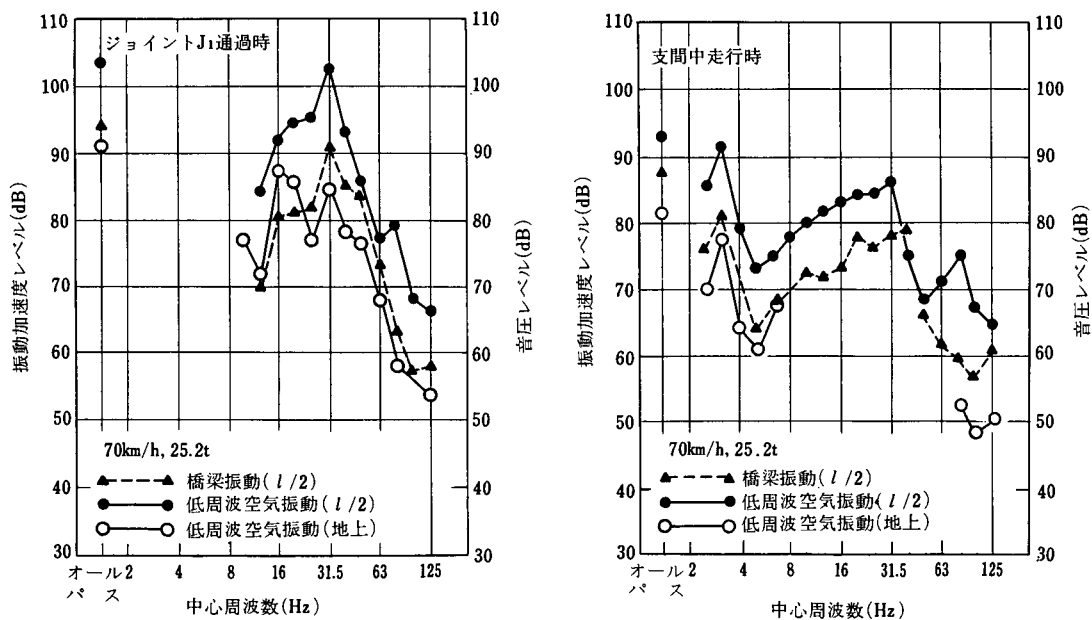

 図-6-8 車両走行に伴う振動の時間的变化 ($l/4$ 点, 25.2t, 70km/h)


図-6-9 橋梁振動と低周波空気振動の周波数分析結果

た値はすべてオールパスレベルで、時間的な関係は無視されている。この結果より、橋梁振動は横桁などで分散され、少しずつ減少していく傾向を示しているのに対して、低周波空気振動は一律なレベルとなり、床版の動きに追従して放射されているものと推察できる。地上部での測定結果は一律な傾向を必ずしも示していない。

走行車の重量及び速度と低周波空気振動との関係を

まとめてみると図-6-11のようになる。低周波空気振動は橋梁振動時に生ずるモードの組み合わせとなるために明確な関係が得られていない。車速が増加すると若干音圧レベルも高くなる傾向は見受けられるものの、車両重量との間には関係がはっきりしない。橋梁構造、諸元によって当然変化するものであるし、走行位置などの影響も受けているものと考えられる。

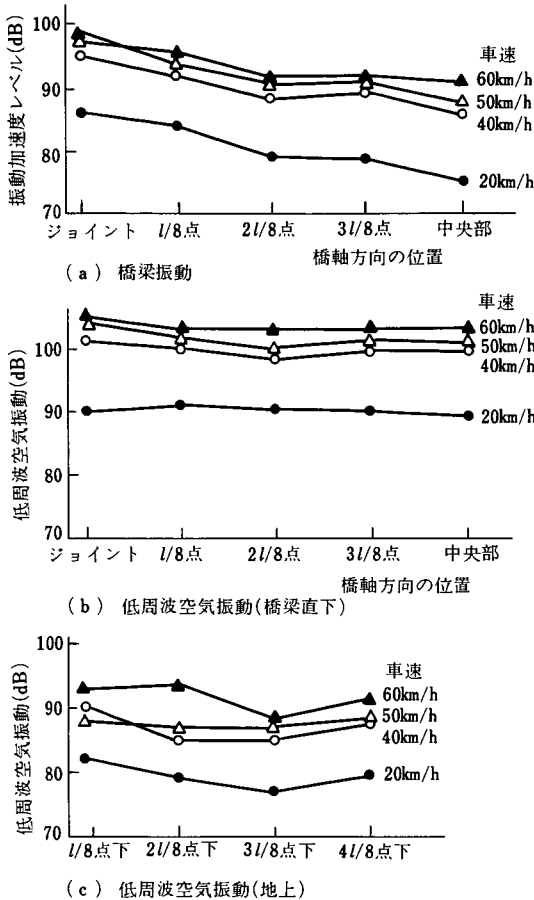
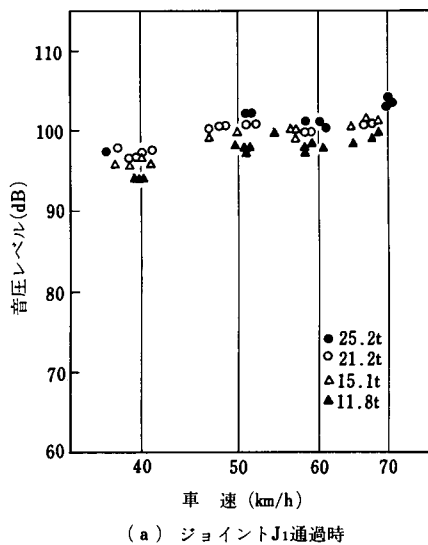
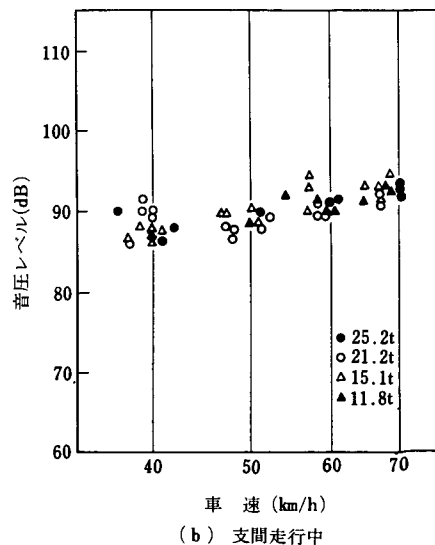


図-6-10 橋軸方向への伝播状況 (25t, オールパスレベル)



(a) ジョイントJ1通過時



(b) 支間走行中

図-6-11 車両重量、車速と低周波空気振動の関係

7. 実測結果による適合性の検証

7.1 対象橋梁

これまでに述べた一連の計算手法により、道路橋床版の自由振動と動的応答並びに波動方程式に基づく空気振動を解析することができる。以下では、3.~5.に示した手法を用いて5橋の橋梁を対象として検討を行い、実測結果と対比することにより、計算結果の適合性について調査する。

計算の対象とした橋梁は合成桁橋、鋼鈑桁橋、PC・T桁橋及び上路トラス橋2橋である。5橋の概要を表-7.1に、諸元を図-7.1~図-7.5にまとめて示す。いずれの場合にも自動車が50km/hで走行している状態で検討を行う。

道路橋床版の動的応答は m/sec^2 の単位で算出され、加速度レベルは 10^{-5}m/sec^2 を基準として、

$$L_G = 20 \log_{10} \frac{G}{10^{-5}} \dots\dots\dots (7.1)$$

で表される。ここに、 L_G は加速度レベル(dB)、 G は加速度の実効値(m/sec^2)である。

空気振動は N/m^2 の単位で算出され、音圧レベルは $2 \times 10^{-5} \text{N/m}^2$ ($2 \times 10^{-4} \mu\text{bar} = 20 \mu\text{Pa}$) を基準として、

$$L_P = 20 \log_{10} \frac{P}{2 \times 10^{-5}} \dots\dots\dots (7.2)$$

で表される。ここに、 L_P は音圧レベル(dB)、 P は音圧の実効値(N/m^2)である。

表-7・1 対象橋梁の概要

橋名	橋種	橋梁形式	橋長	支間長	幅員	床版厚	アスファルト舗装厚	伸縮継手
A	合成桁橋	単純	89.5 ^m	29.2 ^m	10.75 ^m	20 ^{cm}	8 ^{cm}	鋼製フィンガー
B	鋼鈹桁橋	単純	186	36.48	12	22	5	鋼製フィンガー
C	PC・T桁橋	単純	560	23.89	8.67	18	8	ゴム
D	上路トラス橋	単純	256	70.2	8.5	21	8	鋼製フィンガー
E	上路トラス橋	単純	106.5	70.2	8.5	22	5	鋼製フィンガー

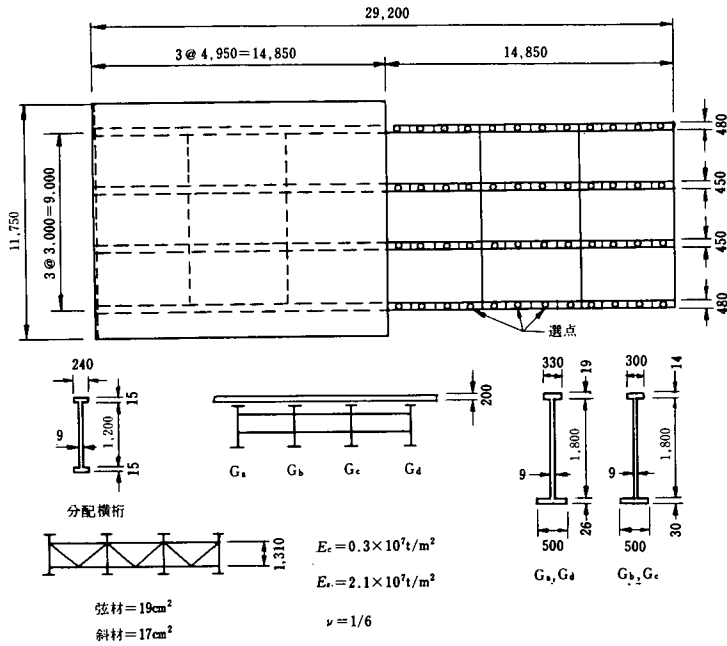


図-7・1 合成桁橋Aの諸元 (単位: mm)

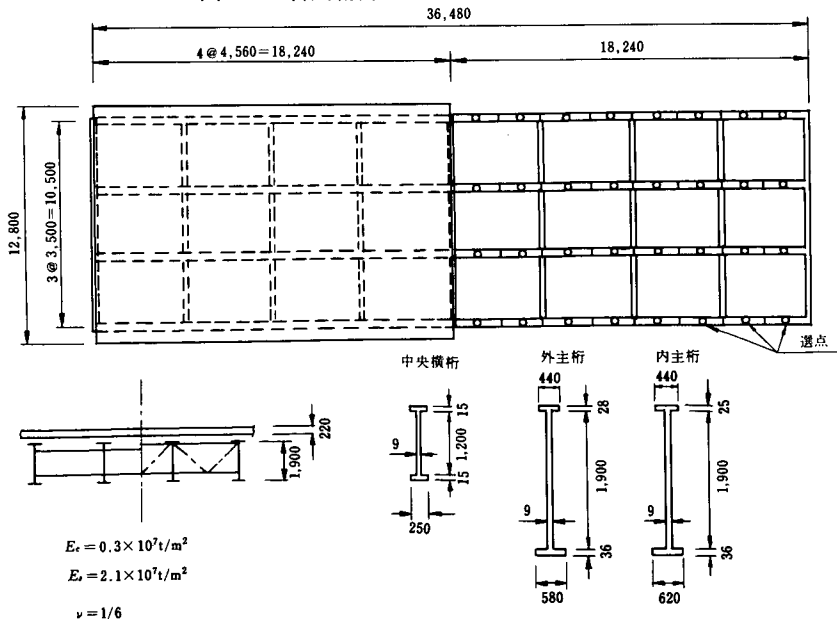


図-7・2 鋼鈹桁橋Bの諸元 (単位: mm)

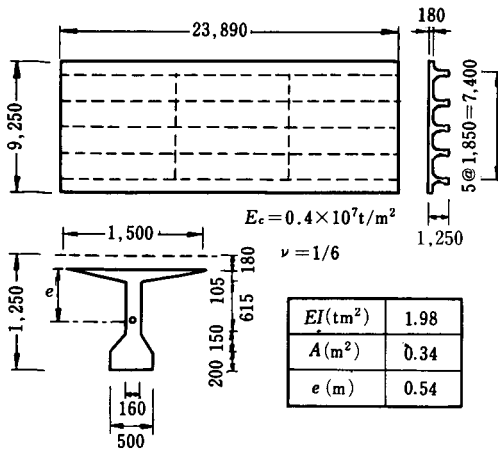


図-7.3 PC・T桁橋Cの諸元 (単位: mm)

応答波形の周波数分析には、波形 $f(t)$ を区間 T の周期関数とする次の展開式を用いた³²⁾。

$$f(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \sqrt{a_n^2 + b_n^2} \cos(n\omega \bar{t} - \theta_n) \cdots (7.3)$$

ここに、

$$\omega = \frac{2\pi}{T}$$
$$a_n = \frac{2}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} f(\bar{t}) \cos n\omega \bar{t} d\bar{t} \cdots (7.4)$$
$$b_n = \frac{2}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} f(\bar{t}) \sin n\omega \bar{t} d\bar{t}$$
$$\theta_n = \tan^{-1} \frac{b_n}{a_n}$$

また、 $\bar{t} = t - t_1$ (t_1 は分析区間の中心時刻) であり、式(7.3)の n 番目の波形は周期が T/n 、振幅が $\sqrt{a_n^2 + b_n^2}$ となる。

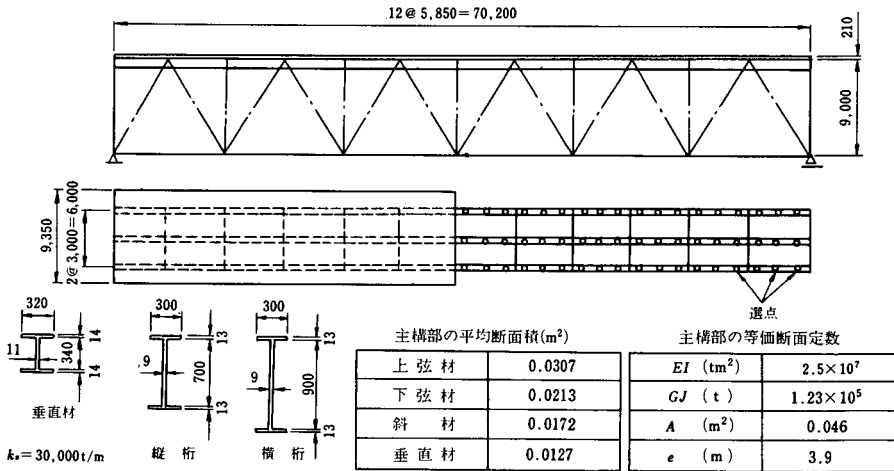


図-7.4 上路トラス橋Dの諸元 (単位: mm)

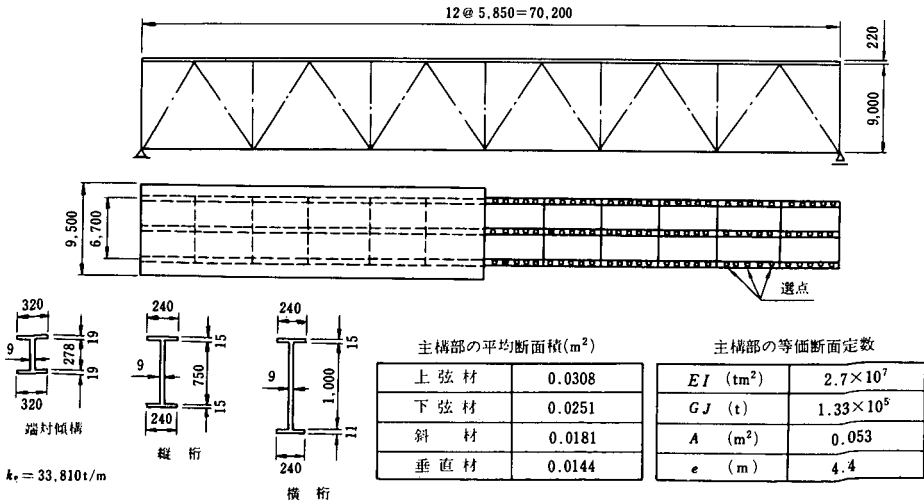


図-7.5 上路トラス橋Eの諸元 (単位: mm)

7.2 合成桁橋による検証

図-7・1に示す4主桁単純合成桁橋で検討する³³⁾。死荷重は床版部で 0.76t/m^2 、主桁で 0.28t/m 、分配横桁で 0.14t/m 、中間対傾構で 0.06t/m である。なお、下横構の重量に相当するものとして 0.08t/m を主桁に加算した。中間対傾構の代わりに変形が等価な置換ばり（換算した断面2次モーメントは 0.00135m^4 である）を導入して分配桁として扱っている。また、本橋の場合には床版端部の沈下は無視しうるものと考え単純支持として計算している。

図-7・6には応答解析に用いた固有振動モードのうち、幅員方向3次、橋軸方向2次までを含む8種類のモードを示している。解析による基本振動数の値は 3.7Hz である。これに対して実測値は 3.9Hz で、解析値より若干大きい。これは実測上の誤差のほか、実橋の場合に

は舗装、高欄あるいは横構などによる剛性の影響が存在するためと考えられる。いま、単純ばりとして固有振動数を求めてみると 3.9Hz となることから、基本振動モードは、ほぼはりのものに対応することがわかる。はりの2次モードに対応する振動数 14.9Hz のモードに至るまでに、床版並びに横桁の分配作用によって2つのモードが含まれ、強制振動の場合にはこれらの振動モードが合成されて、応答は複雑となる。

合成桁橋Aのスパン中央における応答波形を図-7・7に示す。輪荷重の大きさと走行位置は図-7・8のとおりである。ただし、対数減衰率は実測値を参考として 0.05 とした。また、振動モードの解析点は橋軸方向に24点とり、幅員方向のネット間隔は 0.875m としている。応答追跡の微小時間間隔は 0.0025 秒である。

図-7・9は加速度波形の実測結果、図-7・10は周波数分析結果である。基本周波数が卓越し、高次モードの影

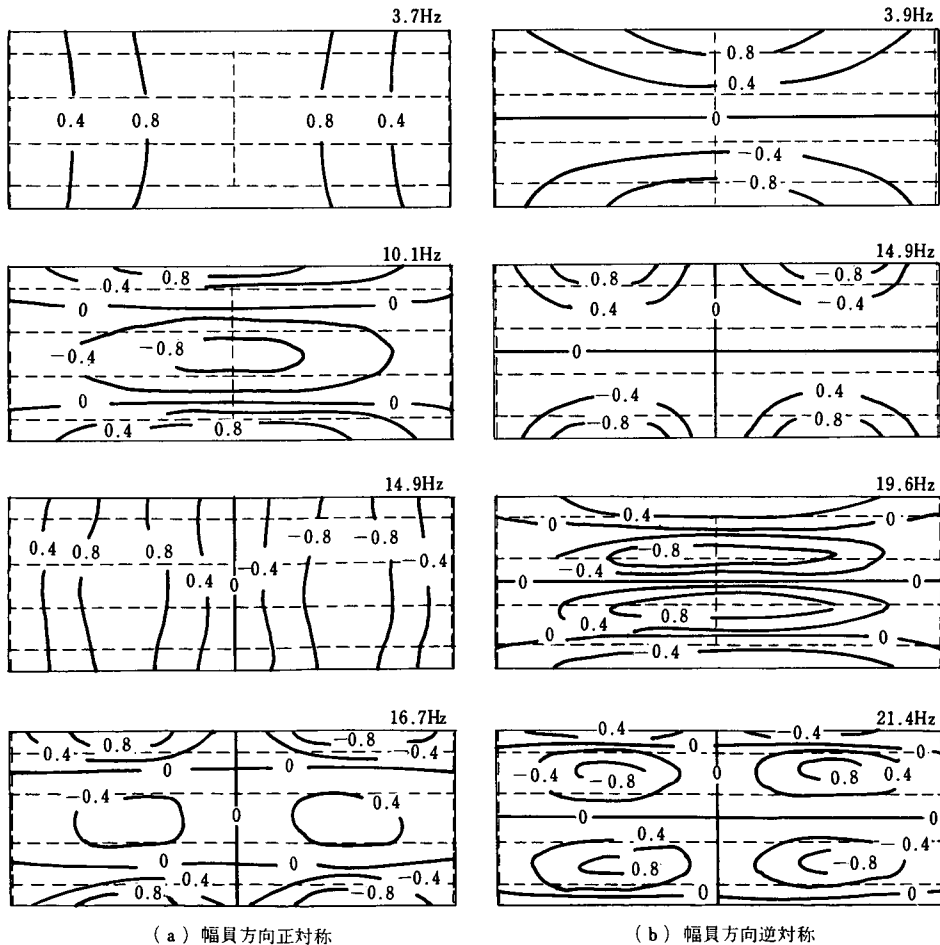


図-7・6 合成桁橋Aの固有振動モード

響は小さい。これは実測結果の分析からも明らかである。また、実測結果と計算結果がよく整合していることがわかる。なお、これらの波形はいずれも前輪が進入したときからのものであり、周波数分析のサンプリング区間は後輪が支間中央を通過する前後にとった0.5秒間としている。これは2 Hz以上のモードを分析できる間隔である。

次に、空気振動の結果を図-7・11に示す。これはスパン中央の床版直下におけるもので、図-7・7に対応して

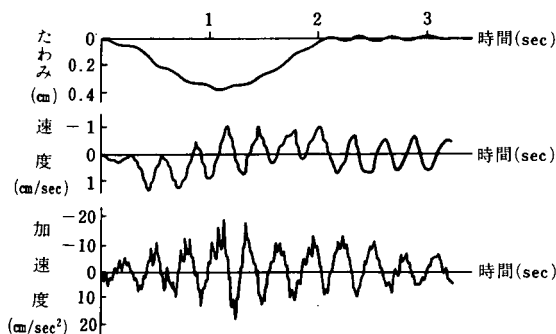
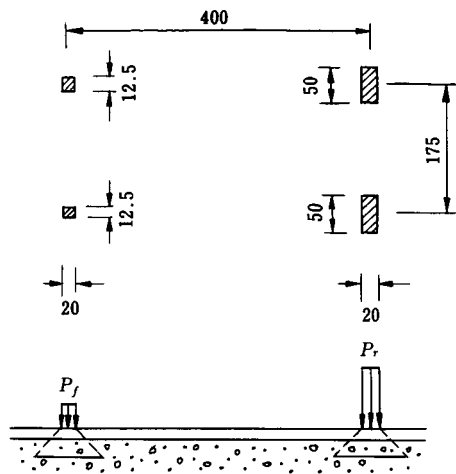
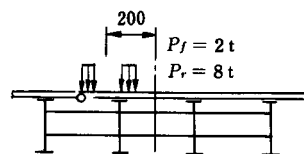


図-7・7 合成桁橋Aの応答波形



(a) 走行荷重(単位: cm)



(b) 車両位置

図-7・8 走行荷重と車両位置(合成桁橋A)

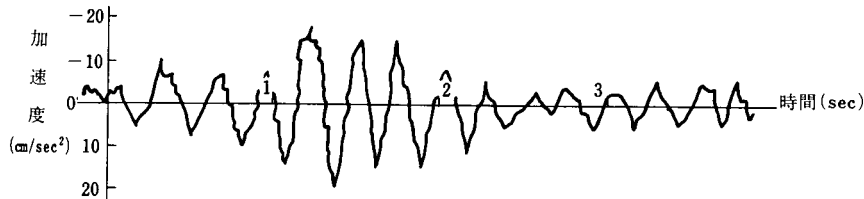
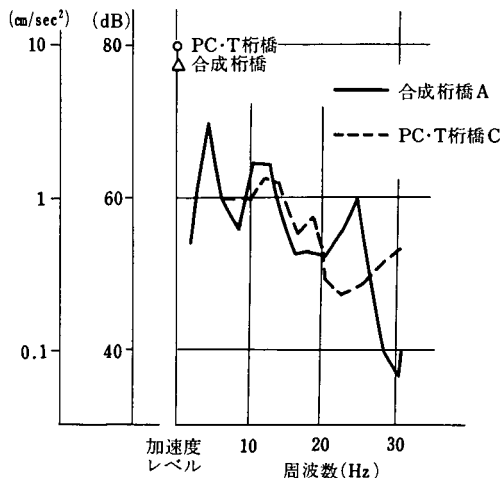
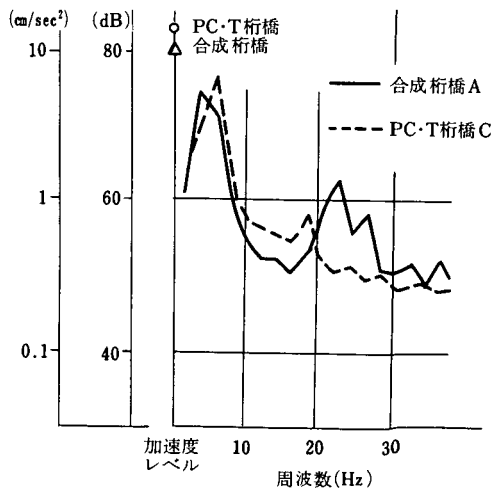


図-7・9 合成桁橋Aの加速度波形実測結果



(a) 計算結果



(b) 実測結果

図-7・10 周波数分析結果(合成桁橋A, PC・T桁橋C)

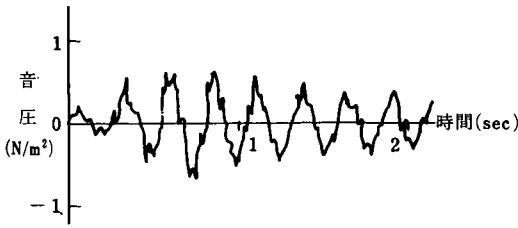


図-7-11 空気振動の応答 (合成桁橋A)

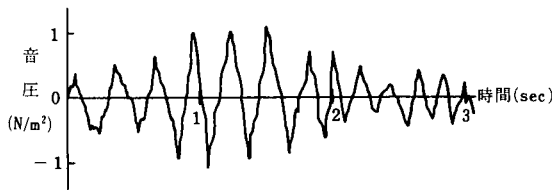


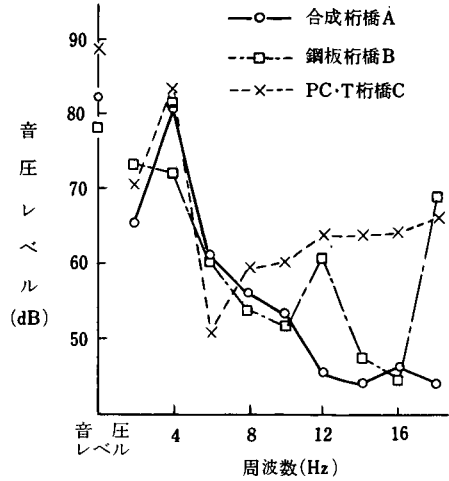
図-7-12 空気振動の測定波形 (合成桁橋A)

いる。この場合に、差分ネットは約1.5m 間隔で1,989点設定している。図-7-12は空気振動の測定波形を、図-7-13は周波数分析結果を示している。橋梁振動の基本周波数に対応するものが卓越し、4~6Hz 付近の音圧レベルが最も高く表れている。これは実測結果からも明らかである。また、周波数が少し高くなったときの傾向もよく整合している。ただし、全体的に見て計算結果の音圧レベルは実測に比して小さい。これは実測上の誤差のほか、実橋の場合には主桁や横桁などの形状により、空気の拘束がより強く現れるものと考えられ、橋梁を単純に板に置き換えている影響であると判断される。

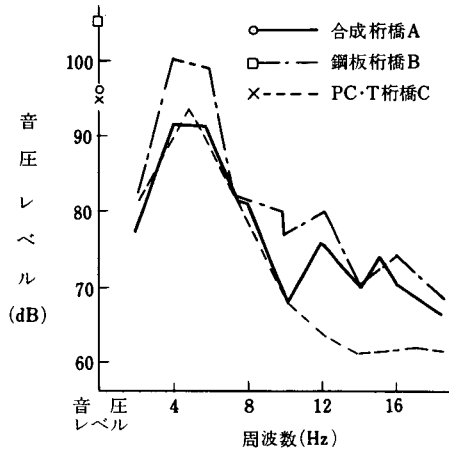
7.3 鋼鈑桁橋による検証

図-7-2に示す4主桁単純鋼鈑桁橋で検討する。死荷重は床版部で0.77t/m²、主桁の外桁で0.38t/m、内桁で0.40t/m、分配横桁で0.19t/m、中間対傾構で0.09t/mである。なお、下横構の重量に相当するものとして0.09t/mを主桁に加算した。中間対傾構の代わりに変形が等価な置換ばり(換算した断面2次モーメントは0.00139m⁴である)を導入して分配桁として扱っている。また、本橋の場合には床版端部の沈下は無視するものと考え単純支持として計算している。さらに、鋼鈑桁橋であるけれども、実質的には床版と主桁とは一体となっているので、合成されているものとみなしている。

図-7-14には応答解析に用いた固有振動モードのうち、



(a) 計算結果



(b) 実測結果

図-7-13 周波数分析結果 (桁橋)

幅員方向3次、橋軸方向2次までを含む8種類のモードを示している。解析による基本振動数の値は2.9Hzである。これに対して実測値は3.2Hzであり、これは合成桁橋の場合と同様の理由によるものと考えられる。

鋼鈑桁橋Bのスパン中央における応答波形を図-7-15に示す。ただし、輪荷重の走行位置は図-7-16のとおりであり、対数減衰率は0.05である。図-7-17は加速度波形の実測結果であり、図-7-18は周波数分析結果を実測結果と共にまとめて示している。この場合にも合成桁橋Aの場合と同様の傾向が現れていると言える。

次に、空気振動の結果を図-7-19に示す。これはスパン中央の床版直下におけるもので、図-7-15に対応して

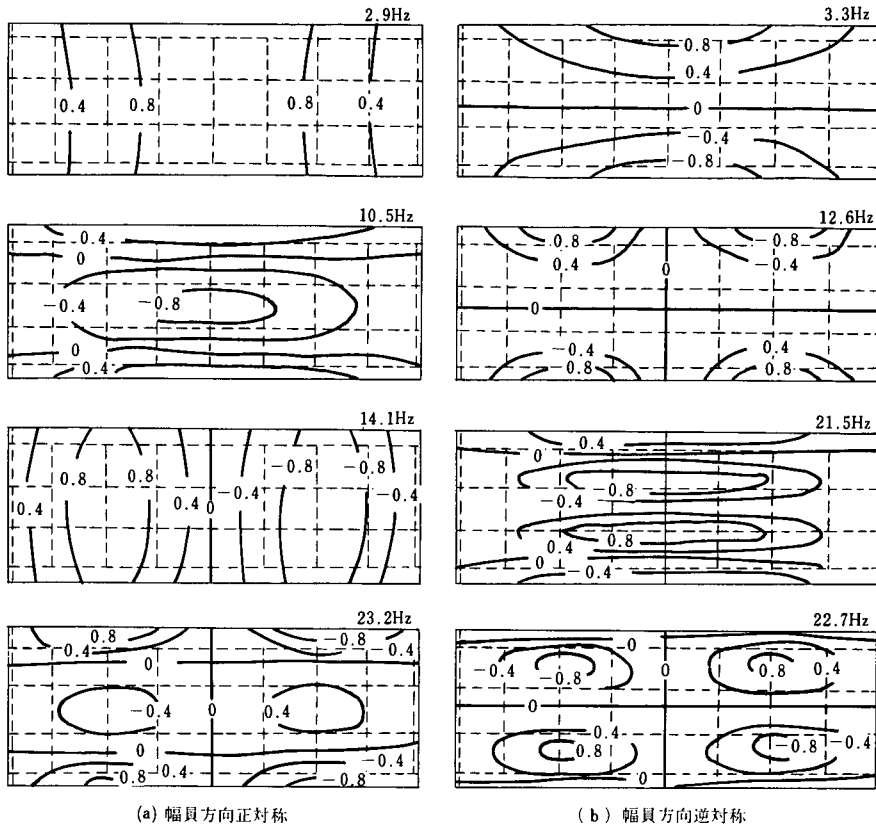


図-7-14 鋼鈹桁橋Bの固有振動モード

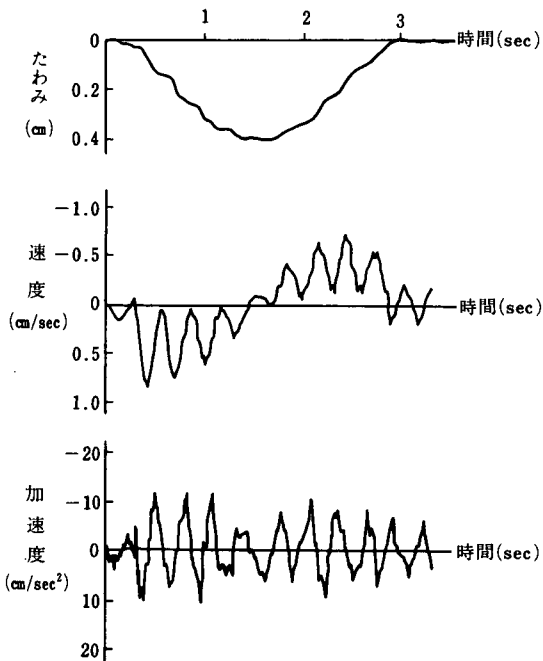


図-7-15 鋼鈹桁橋Bの応答波形

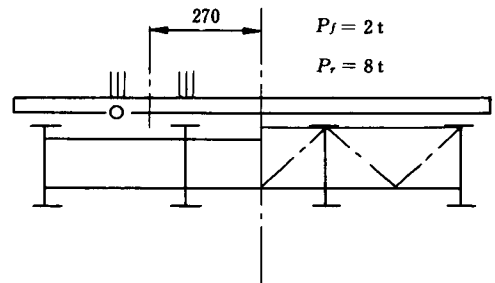


図-7-16 車両位置 (鋼鈹桁橋B, 単位: cm)

いる。図-7-20は空気振動の測定波形を示しており、空気振動の周波数分析結果は図-7-13に、その他の桁橋と一緒にまとめて示している。空気振動の結果に現れている傾向は合成桁橋Aで述べたものと同様であり、類似の性状にあると考えられる。

鋼鈹桁橋Bの場合にも、合成桁橋Aの結果と同じ程度で整合していると言えよう。

7.4 PC・T桁橋による検証

図-7-3に示す5主桁PC・T桁橋で検討する。死荷重

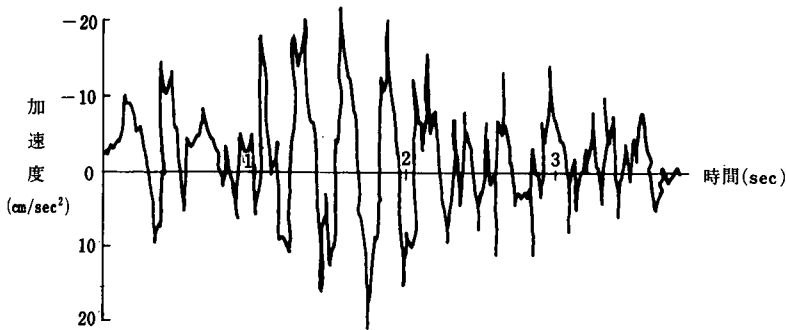
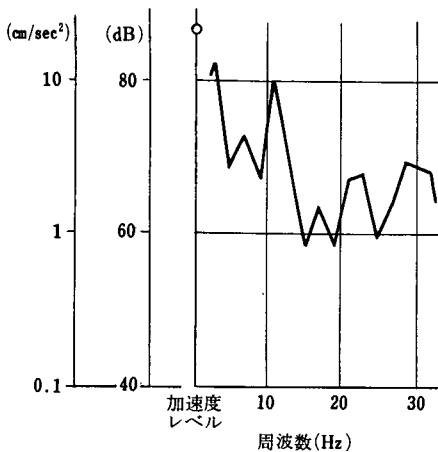
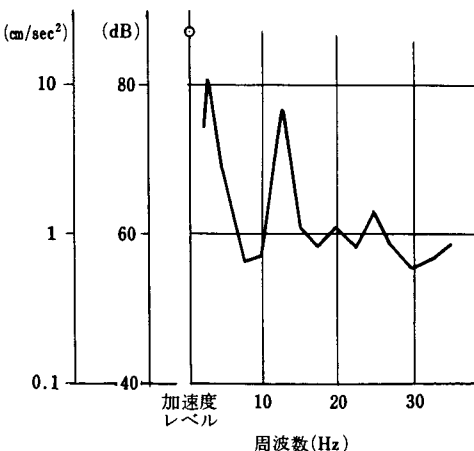


図-7-17 鋼鈹桁橋Bの加速度波形実測結果



(a) 計算結果



(b) 実測結果

図-7-18 周波数分析結果 (鋼鈹桁橋B)

は床版部で 0.76t/m^2 、主桁で 0.84t/m 、横桁で 0.44t/m である。この場合も床版端部の沈下を無視しうものと考え、単純支持として計算する。図-7-21に応答解析

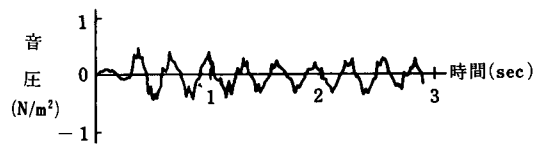


図-7-19 空気振動の応答 (鋼鈹桁橋B)

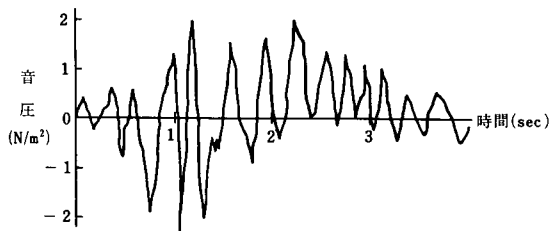


図-7-20 空気振動の測定波形 (鋼鈹桁橋B)

に用いた固有振動モードのうち、橋軸方向2次までを含む8種類のモードを示す。基本振動数の計算値は 3.5Hz であった。これに対して実測値は 4.5Hz であるが、これは前述の合成桁橋の場合と同様の理由によるものと考えられる。

PC・T桁橋のスパン中央における応答波形を図-7-22に示す。ただし、輪荷重の位置は図-7-23のとおりであり、対数減衰率は 0.05 である。図-7-24は加速度波形の実測結果であり、周波数分析結果は図-7-10に合成桁橋と合わせて図示している。この場合にも合成桁橋Aの場合と同様の傾向が現れているが、高次モードの影響は合成桁橋よりも小さい。

空気振動の結果を図-7-25に示す。これはスパン中央の床版直下におけるもので、図-7-22に対応している。図-7-26は空気振動の測定波形を示しており、空気振動の周波数分析結果は図-7-13に、その他の桁橋と一緒にまとめて示している。その傾向は合成桁橋Aで述べたものと同様であり、類似の性状にあると考えられて、合成桁橋Aの結果と同じ程度に整合していると言え

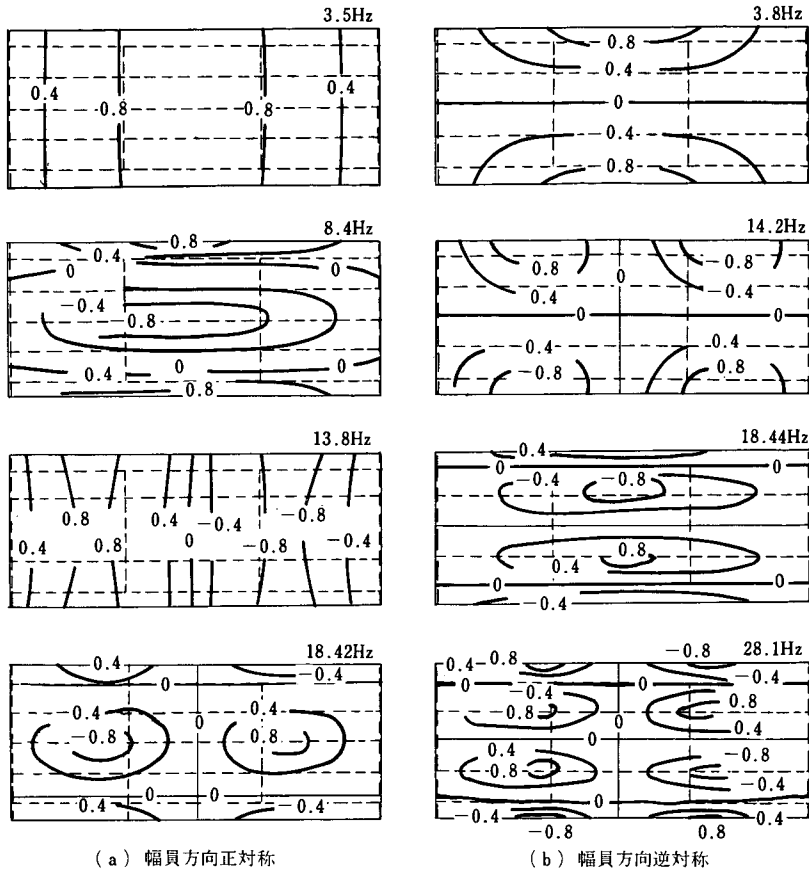


図-7-21 PC・T桁橋の固有振動モード

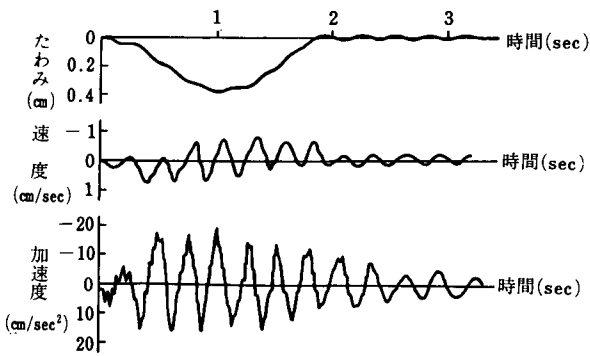


図-7-22 PC・T桁橋Cの応答波形

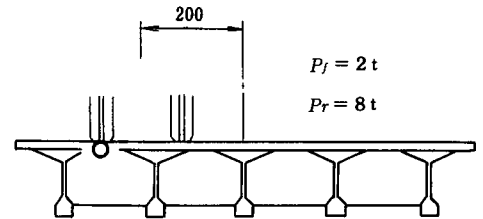


図-7-23 車両位置(PC・T桁橋C, 単位: cm)

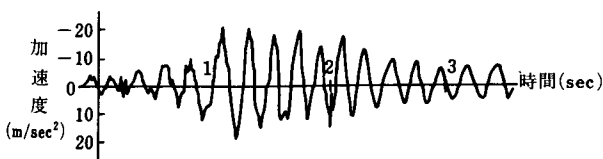


図-7-24 PC・T桁橋Cの加速度波形実測結果



図-7-25 空気振動の応答(PC・T桁橋C)

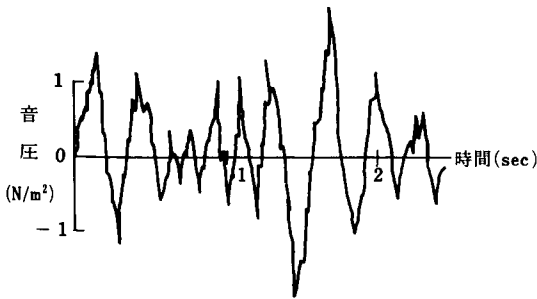


図-7-26 空気振動の測定波形 (PC・T桁橋C)

う。

7.5 トラス橋による検証

低周波空気振動の発生が初めて報告された道路橋は上路トラス橋であり、車両が伸縮継手を通過する際に6.で述べたように低周波音を放射することが判明している。上路トラス橋では端部を車両が通過する際に、荷重は図-7-27に示すように縦桁や横桁より端対傾構に伝達され、端対傾構は鉛直バネのような構造になることが原因であると考えられる。そこで、トラス主構部の垂直材を図-7-28に示す鉛直バネを含む構造にモデル化し、さらに伸縮継手の沈下を考慮し曲げに対して自由な条件を作り出すために床版には図-7-29に示すような解析上の補助領域を設けている。ここで用いている解析法はいわゆる積分法であるから、補助領域の長さは支点沈下を生ずる高次モードに対して十分に境界条件を満足するように定めなければならない、試算の結果3mの長さとしている。

主構は等価な剛性 (のび剛性、曲げ剛性、せん断剛性)を持つはりに置換している。図-7-30は置換ばりの剛性を定める手段を示したもので、 δ_1 、 δ_2 はそれぞれ弦材及び斜材の軸変形に起因する変位量であり、それらは置換ばりにおける曲げ変形並びにせん断変形と考えることができる。従って、等価なはりの曲げ剛性(EI)並びにせん断剛性(GJ)はそれぞれ $Pl^3/48\delta_1$ 及び $Pl/4\delta_2$ として与えられる。さらに、 δ_2 は垂直材の軸変形に起因するもので、前述のように鉛直バネで置換している。以上により床版と合成される上弦材の変形は置換ばりによる変形に、図-7-28のモデルによる局所変形を加算して近似することができる。

図-7-4に示す上路トラス橋Dで検討する。死荷重は床版部で0.90t/m²、主構で0.73t/m、縦桁で0.11t/m、中間横桁で0.13t/mである。また、横構及び中間対傾構の重量に相当するものとして、0.40t/mを主構重量に加算している。

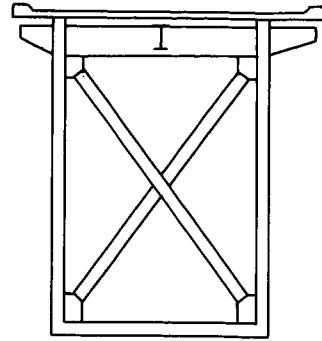


図-7-27 端対傾構

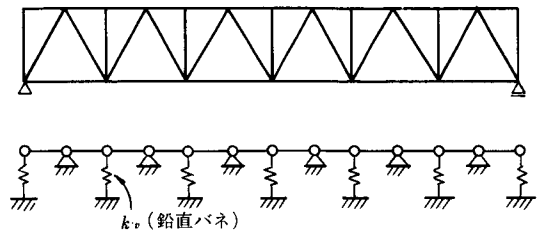


図-7-28 垂直材のモデル化

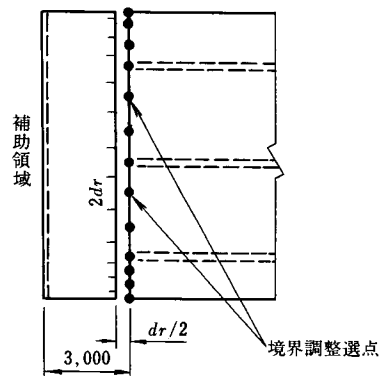
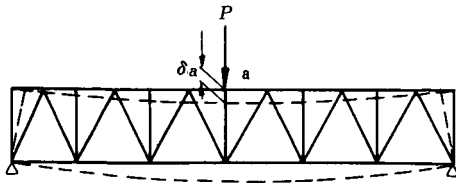


図-7-29 補助領域

上路トラス橋Dの場合には、主構部で δ_1 に対する δ_2 の比率がほぼ0.5となるので、せん断変形を無視できない。また、振動問題では高次モードになるに従って、ノード間の距離が短くなり、せん断変形の影響がさらに大きくなると考えられる。図-7-31は、主構部の自由振動の直接の解析結果と、主構部を置換ばりとして取り扱った場合のそれを比較したものであるが、置換ばりでもせん断変形を考慮すれば実用上十分な精度で評価しうることがわかる。

図-7-32に、応答解析に用いた25次までの固有振動モードを示す。なお、ここでは図-7-33に示すようにに車両

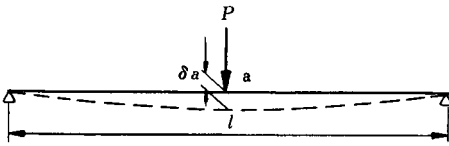


トラスのたわみ (δ_a) = $\delta_1 + \delta_2 + \delta_3$

δ_1 = 弦材の変形によるたわみ

δ_2 = 斜材の変形によるたわみ

δ_3 = 垂直材の変形によるたわみ

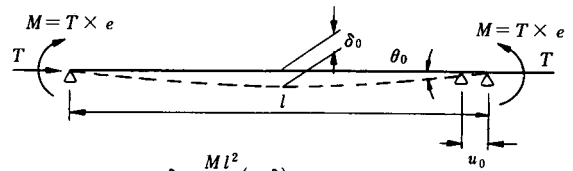
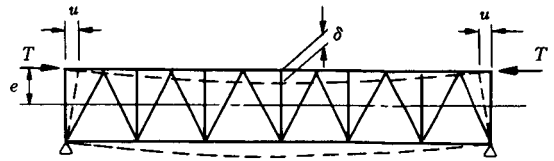


等価ばりのたわみ (δ_a) = $\delta_M + \delta_Q$

$$\delta_M = \text{曲げ変形} = \frac{Pl^3}{48EI}$$

$$\delta_Q = \text{せん断変形} = \frac{Pl}{4GJ}$$

(a) 等価剛度の算定方法



$$\delta_0 = \frac{Ml^2}{8EI} (= \delta)$$

$$\theta_0 = \frac{Ml}{2EI}$$

$$u_0 = \frac{Tl}{EA} (= 2u - 2\theta_0 e)$$

(b) 重心位置及び等価断面積の算定方法

図-7.30 置換ばりの算定方法

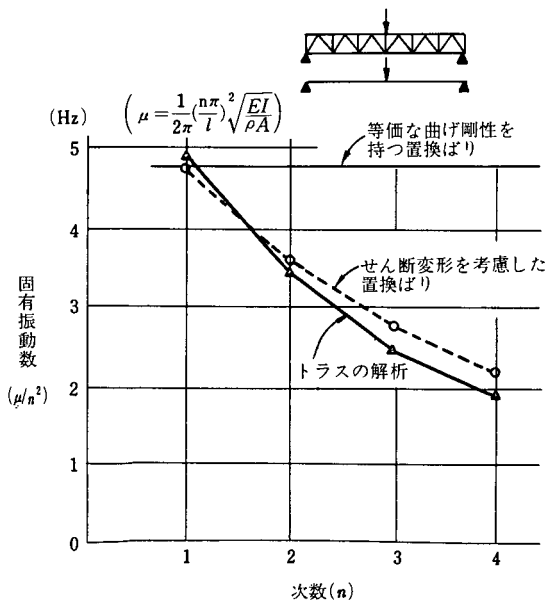


図-7.31 主構の固有振動数

が幅員中央を走行する場合を扱っているので、計算上必要な振動モードは、幅員方向に正対称なモードに限られる。基本振動数の計算値は 2.0Hz であった。これ

に対し、実測値は 2.5Hz で若干大きい、これは合成桁橋の場合と同様の理由によるものと考えられる。

また、10Hz 程度までのモードは床版端部が単純支持の状態に近いが、それ以上の次数のモードには床版端部の沈下が現れ、幅員方向のモードは主構部が節となるような形になる。参考のために、図-7.34 に示すような横桁と床版の重ねばりについて基本固有振動数を求めてみると、約 15Hz となり、端部の沈下が現れる振動数に対応している。

前輪が進入したときからの床版振動の応答波形を図-7.35 に示す。車両の走行位置は図-7.33 としている。ただし、対数減衰率は実測値を参考にして 0.1 とした。振動モードの解析点は橋軸方向に 36 点を取り、幅員方向にはネット間隔を 0.875m としている。微少時間間隔は 0.005 秒である。図-7.36 に前輪進入時からの加速度波形の実測結果を示す。

これらの結果から次のようなことが考察できる。車両が伸縮継手を通過する際にたわみは 1mm 程度であるが、速度、加速度についてみると前輪、後輪の進入により衝撃的な大きい振動が発生し、やがて減衰していく。この振動は橋軸方向に伝播していき、車両が反対

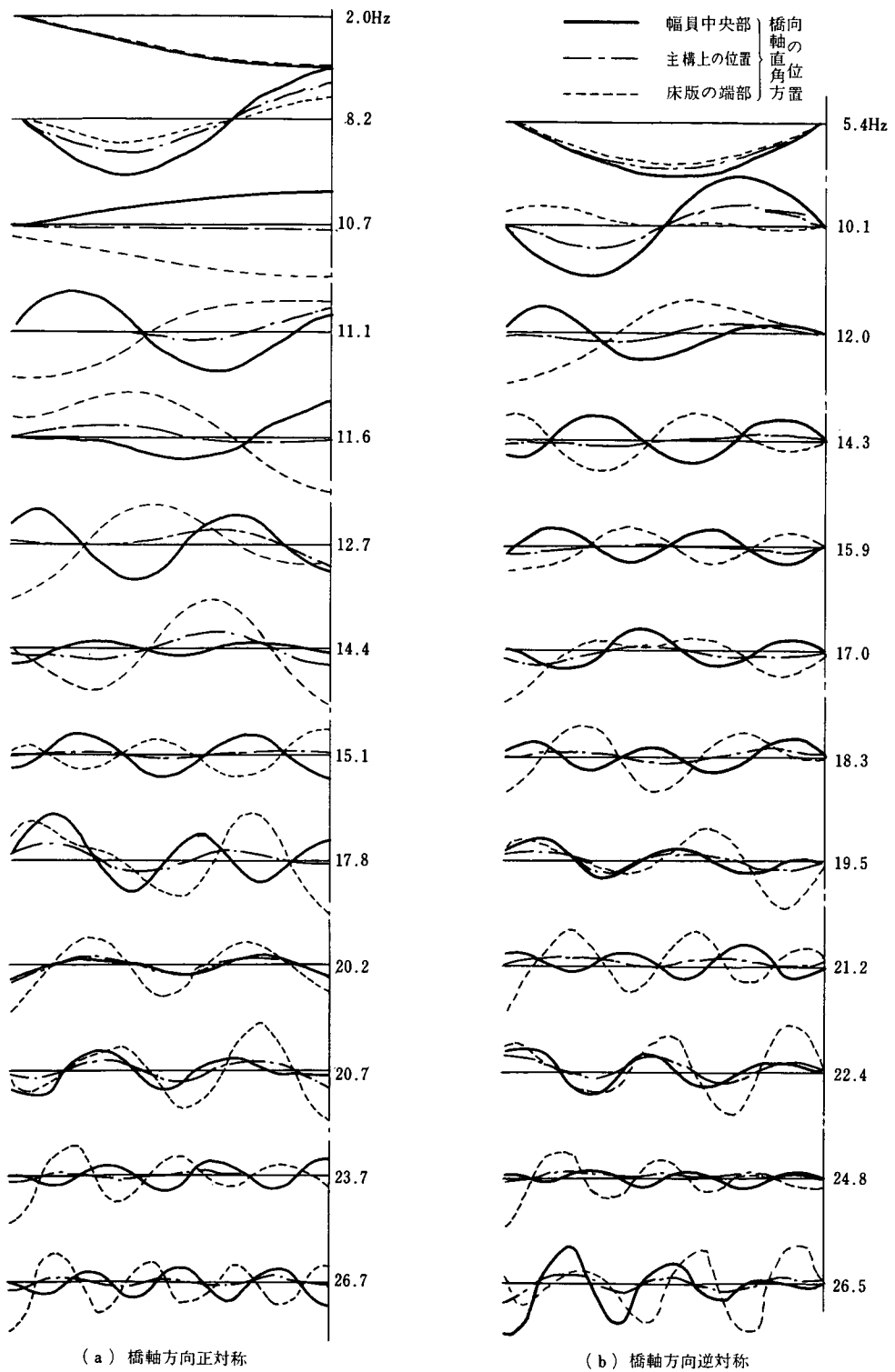


図-7・32 上路トラス橋Dの固有振動モード

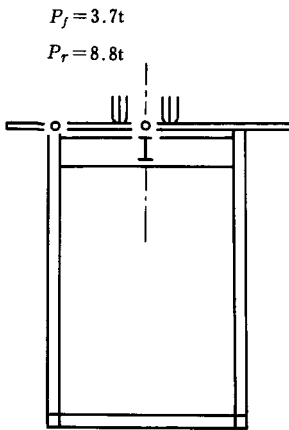


図-7-33 車両位置（上路トラス橋D）

側の端部に進むにつれて減少する傾向が見られる。また、車両が離脱する際にも、進入時より小さいが衝撃的な波形が発生し、反対方向にも伝播している。主構上の応答波形は床版中央のものより振幅は小さいが、橋軸方向への波形の伝播には同様の傾向が見られる。実測波形も計算結果と同様の傾向を示すが、高次モードの減衰は大きいようである。

次に、床版の振動加速度の周波数分析結果を示すと図-7-37のとおりである。サンプリング区間は車両の進入及び離脱時には、それぞれ後輪が進入してから0.5秒間と後輪が出る前の0.5秒間であり、また支間中走行時には支間中央の着目点を後輪が通過する前後にとった0.5秒間である。これは2Hz以上のモードを分析できる間隔である。加速度レベル、卓越周波数ともによく対応していることがわかる。また、主構上では加速度レベルが幅員中央よりも大きく減少しており、床版の曲げ振動が発生していることがわかる。

空気振動の応答を図-7-38に示す。いずれも床版直下の幅員中央におけるものである。ネット間隔は1.9mで約2,300点設定している。図-7-39に空気振動の測定波形を示す。また、周波数分析結果は図-7-40のとおりである。橋梁振動の基本振動数に対応するものが卓越し、30Hz付近の音圧レベルが最も高く表れている。これは実測結果からも明らかである。従って、伸縮継手部における衝撃的な振動が空気振動に変換しているものと言える。また、オールパスレベルはよく整合している。

次に、図-7-5に示す上路トラス橋Eで検証すると、同様の結果が得られている。結果をまとめて示すと以下のとおりである。図-7-41は応答解析に用いた応答振動、図-7-42は橋梁振動の応答波形、図-7-43はその実

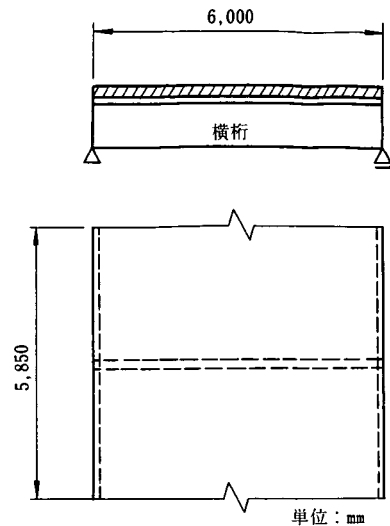


図-7-34 重ねばりの仮定

測結果、図-7-44は橋梁振動の周波数分析結果である。また、図-7-45は空気振動の応答波形、図-7-46はその測定結果、図-7-47は空気振動の周波数分析結果である。

以上のように、合成桁橋、鋼鈑桁橋、PC・T桁橋、上路トラス橋の5橋について、低周波域における橋梁振動と空気振動の計算結果を実測値と比較した。表-7-2に橋梁の基本固有振動数を、表-7-3に橋梁の振動加速度レベルを、表-7-4に音圧レベルを、計算値と実測値についてまとめている。これらの結果より、計算値と実測値の傾向については定性的かつ定量的にほぼ妥当な結果を与えていると判断できる。

8. 結論と今後の問題点

8.1 結論

本報告で論じている点を取りまとめて、結論を箇条書きにすると以下のとおりである。

(1) 我が国の道路整備は着実に進展し、重要な社会資本として蓄積されているが、昭和40年代後半から道路交通環境が社会問題として取り上げられている。中でも大きな問題となっているのは大気汚染、騒音、振動の3つであるが、7年程前から橋梁を対象とした低周波空気振動も環境問題として注目され始めている。

(2) 低周波空気振動についてはそれに含まれる周波数範囲も明確ではないが、人の耳に感知されにくい低い周波数の音と考えられ、物の動きに対応して生ずる

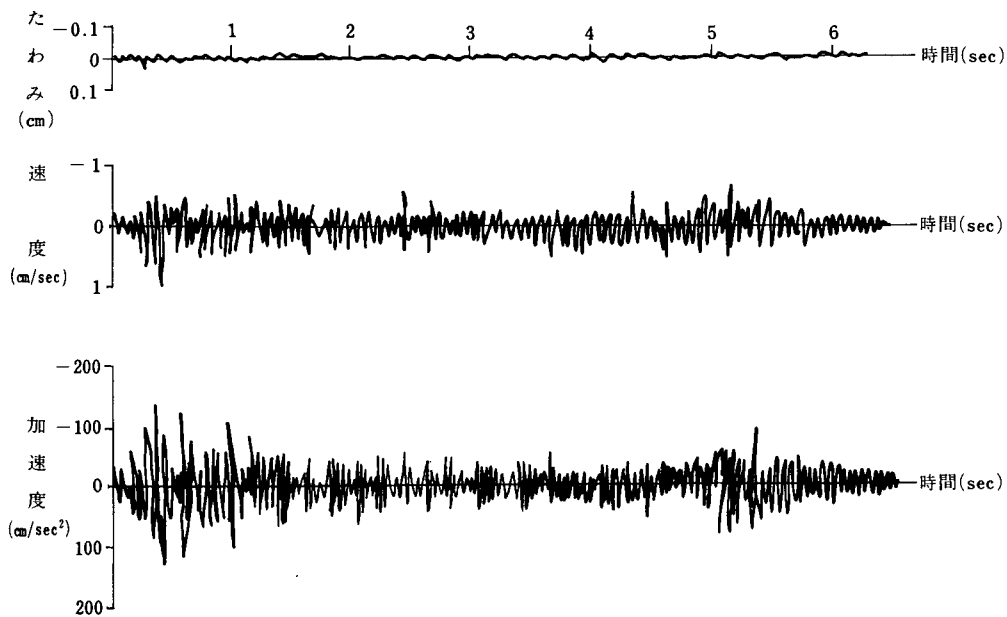
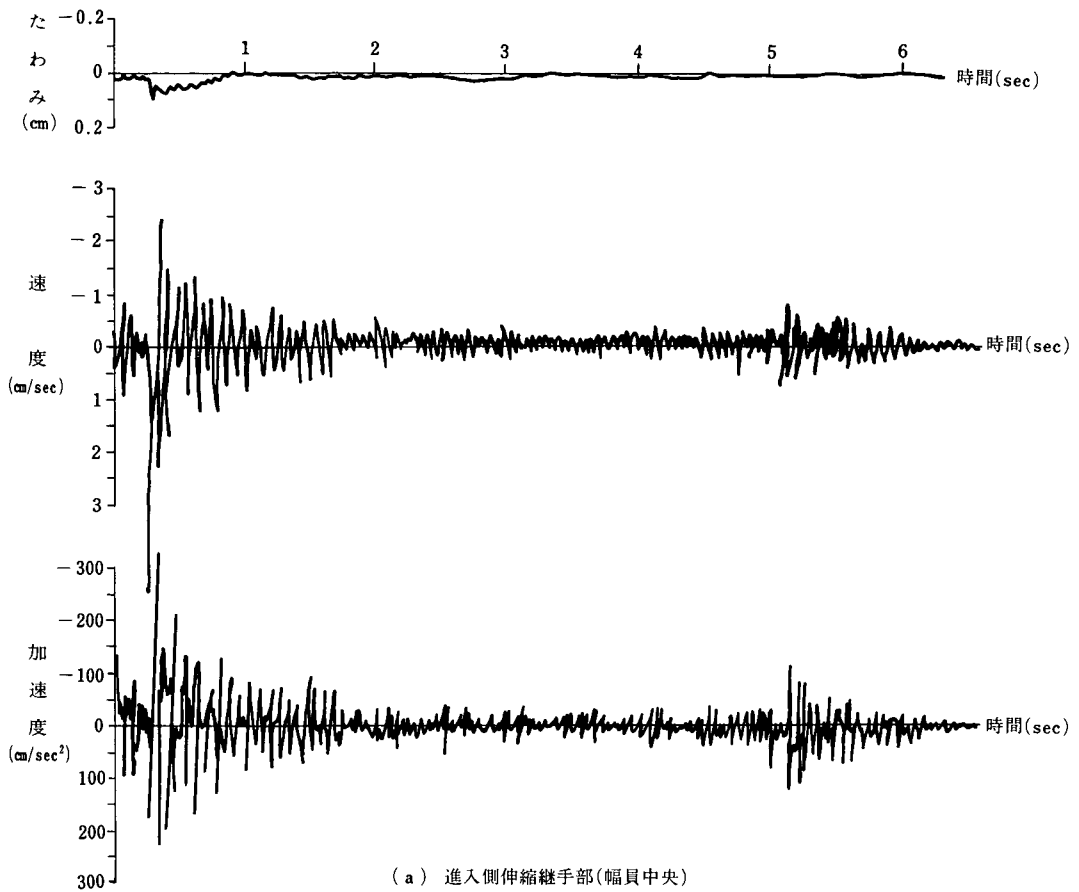
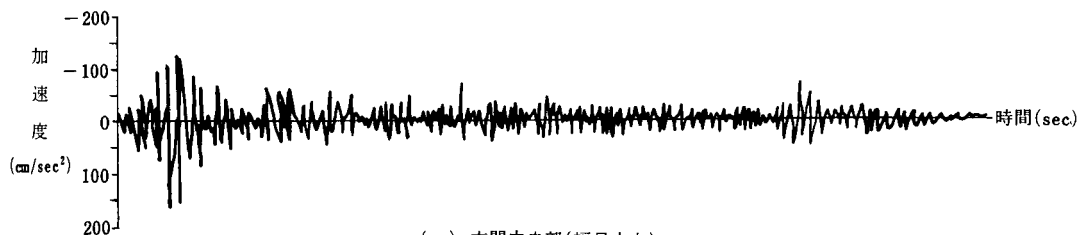
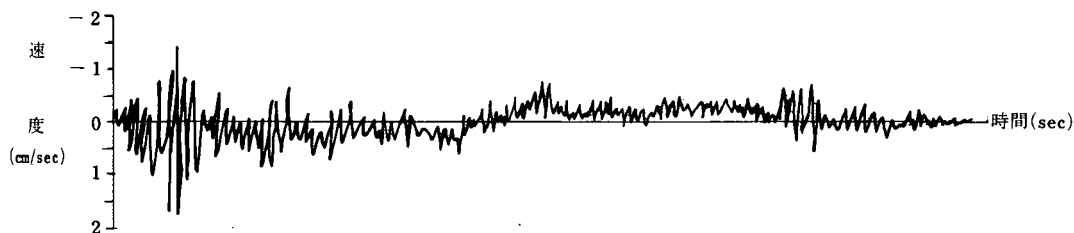
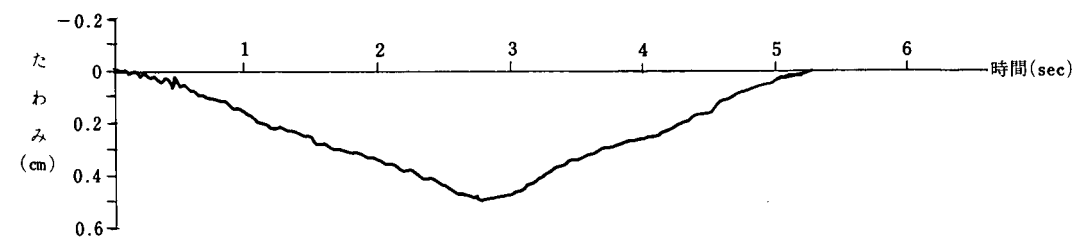
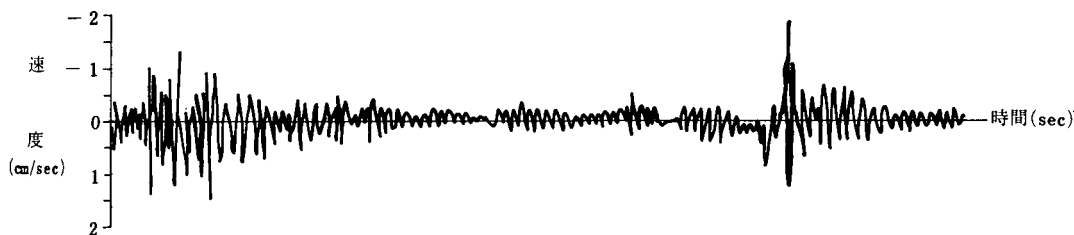
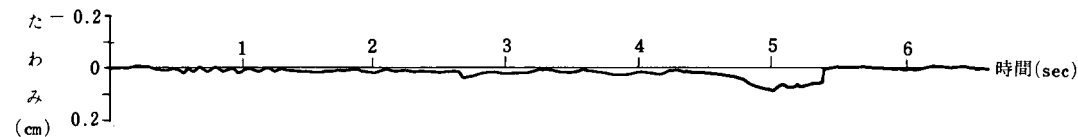


図-7-35 上路トラス橋Dの応答波形(1)



(c) 支間中央部(幅員中央)



(d) 脱出側伸縮継手部(幅員中央)

図-7・35 上路トラス橋Dの応答波形(2)

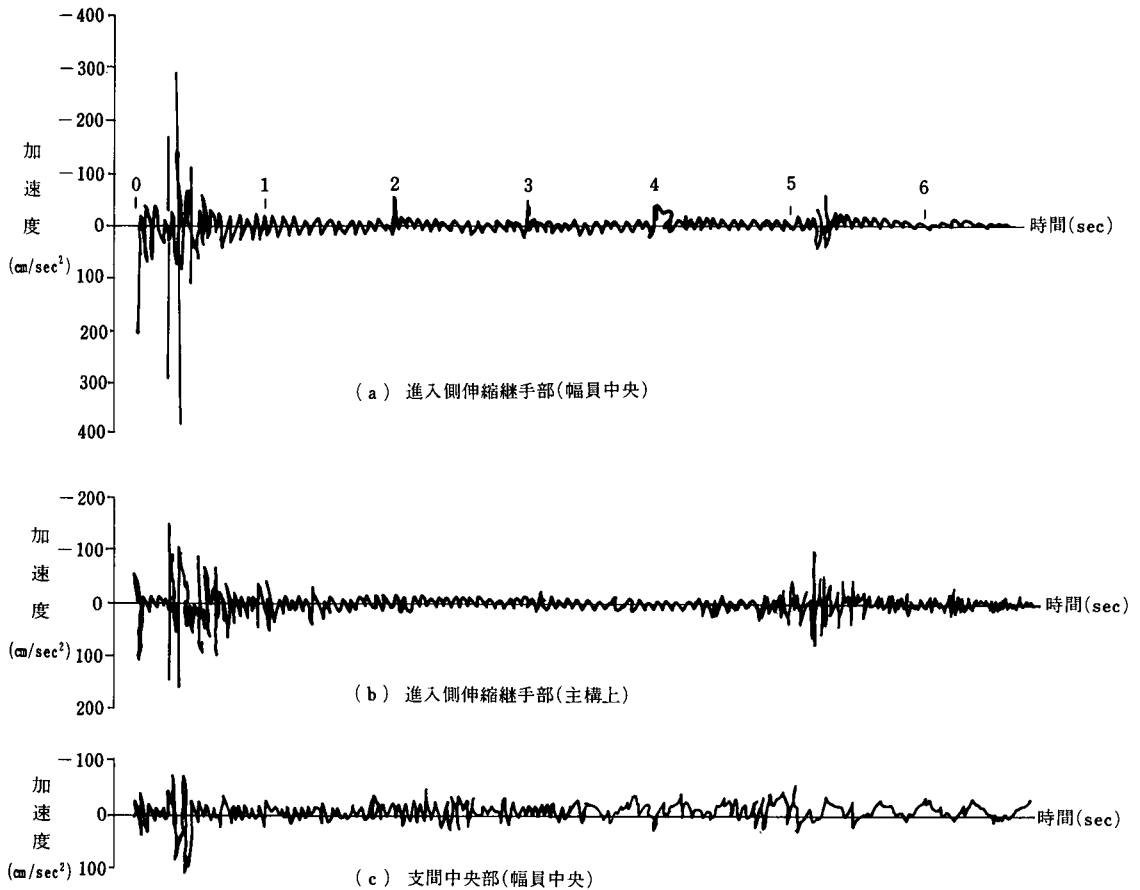


図-7-36 上路トラス橋Dの加速度波形実測結果

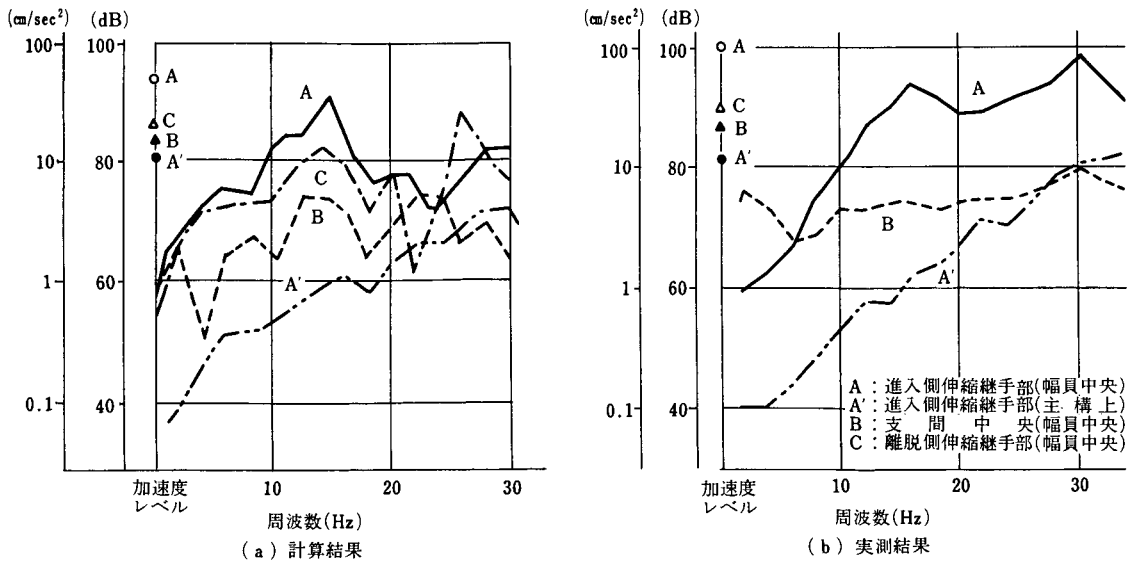


図-7-37 周波数分析結果 (上路トラス橋D)

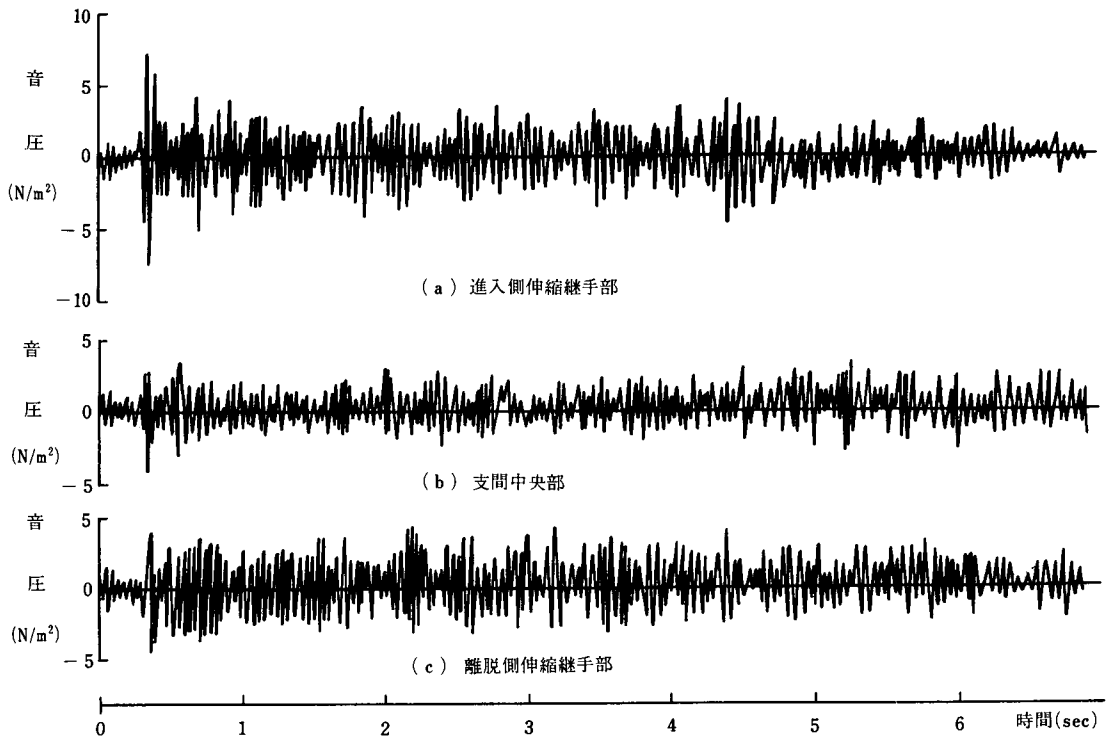


図-7-38 空気振動の応答 (上路トラス橋D, 幅員中央)

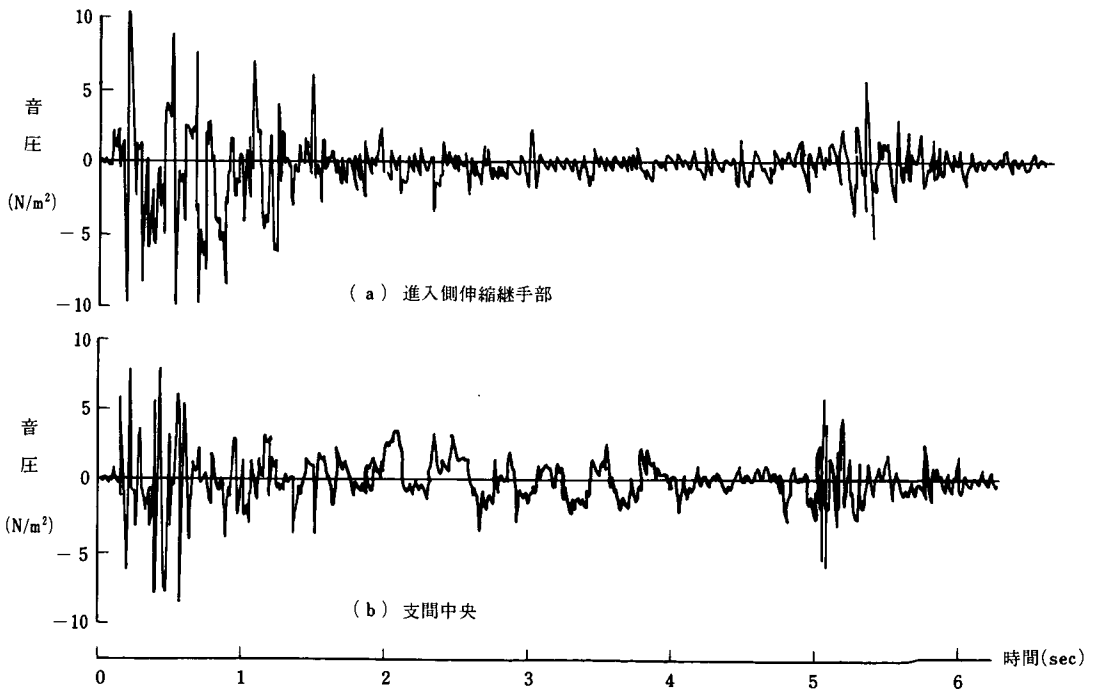


図-7-39 空気振動の測定波形 (上路トラス橋D, 幅員中央)

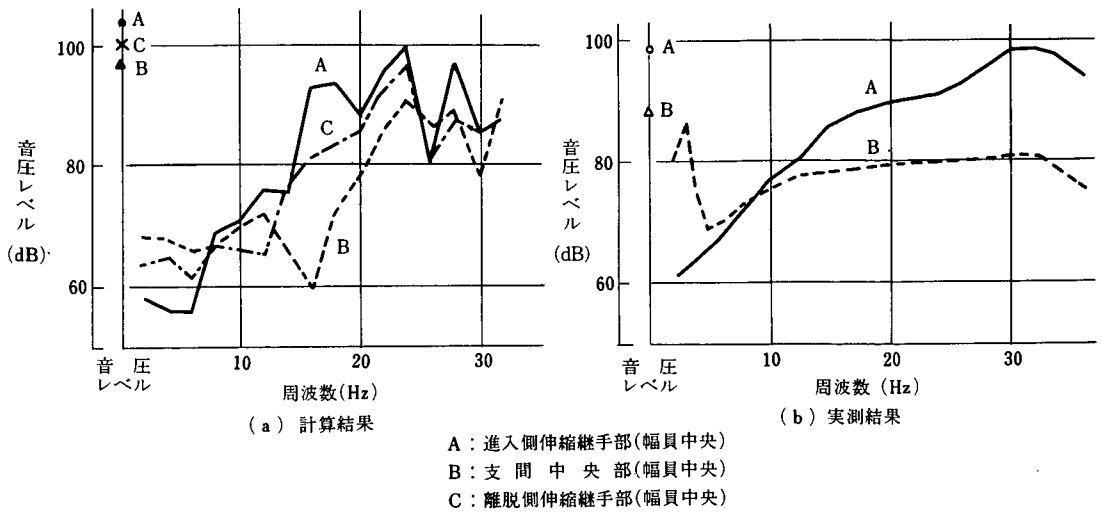


図-7-40 周波数分析結果 (上路トラス橋D)

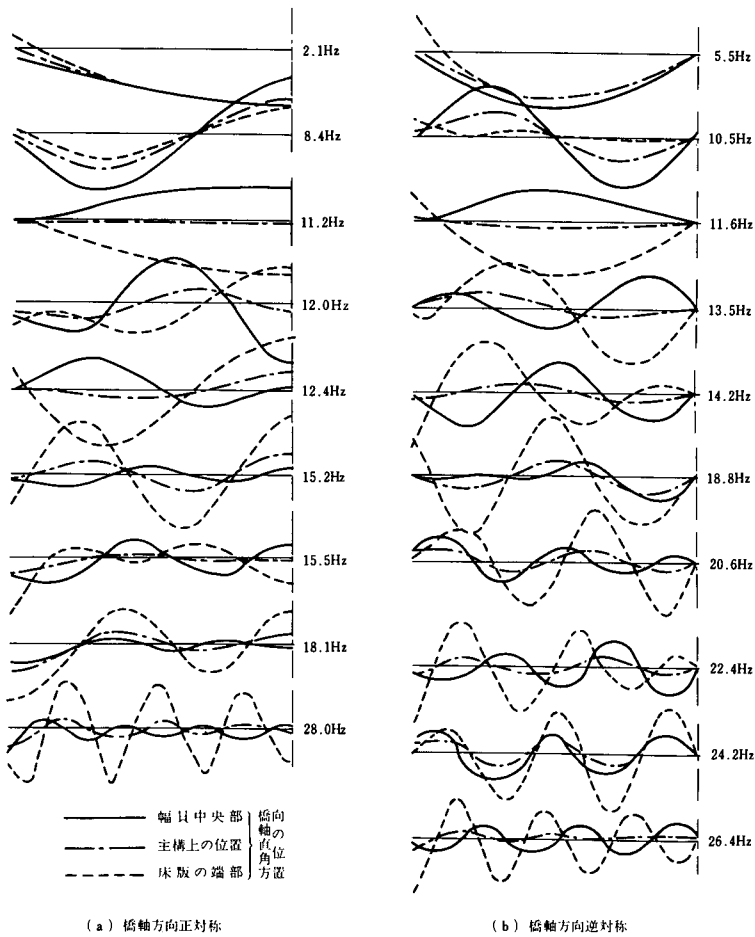


図-7-41 上路トラス橋Eの固有振動モード

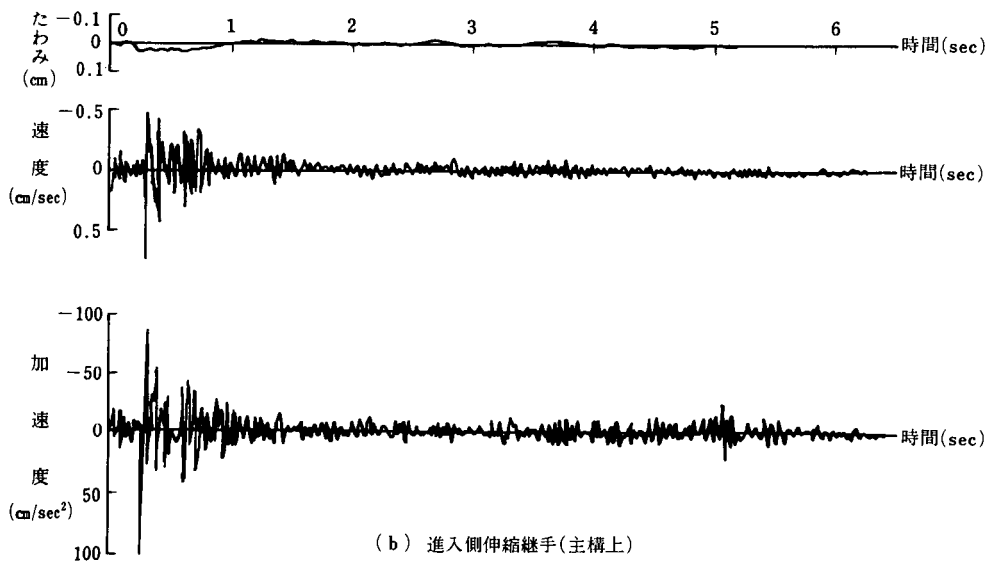
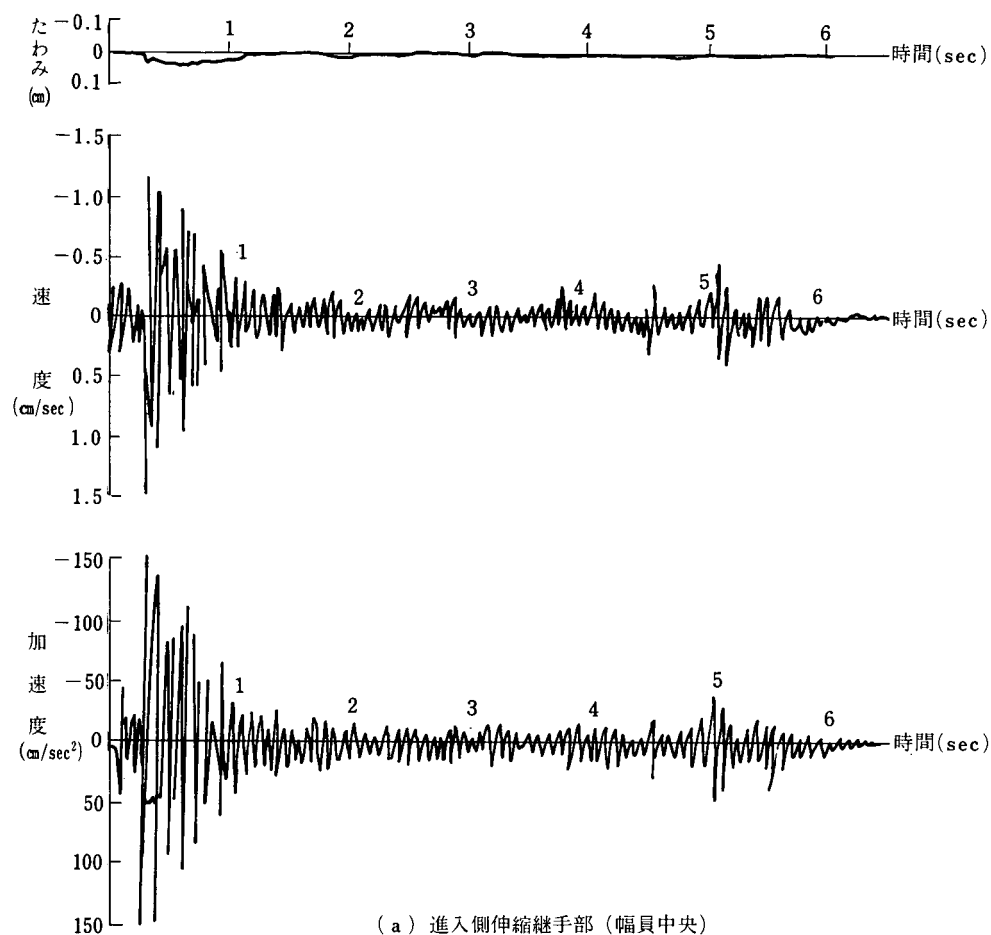


図-7・42 上路トラス橋Eの応答波形(1)

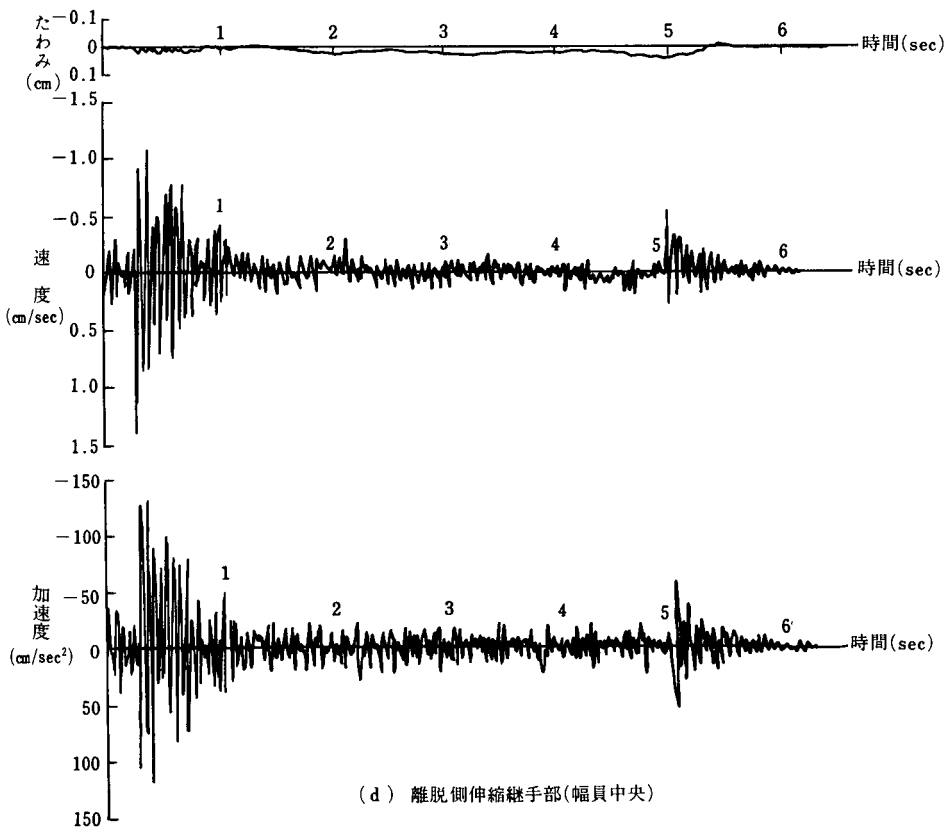
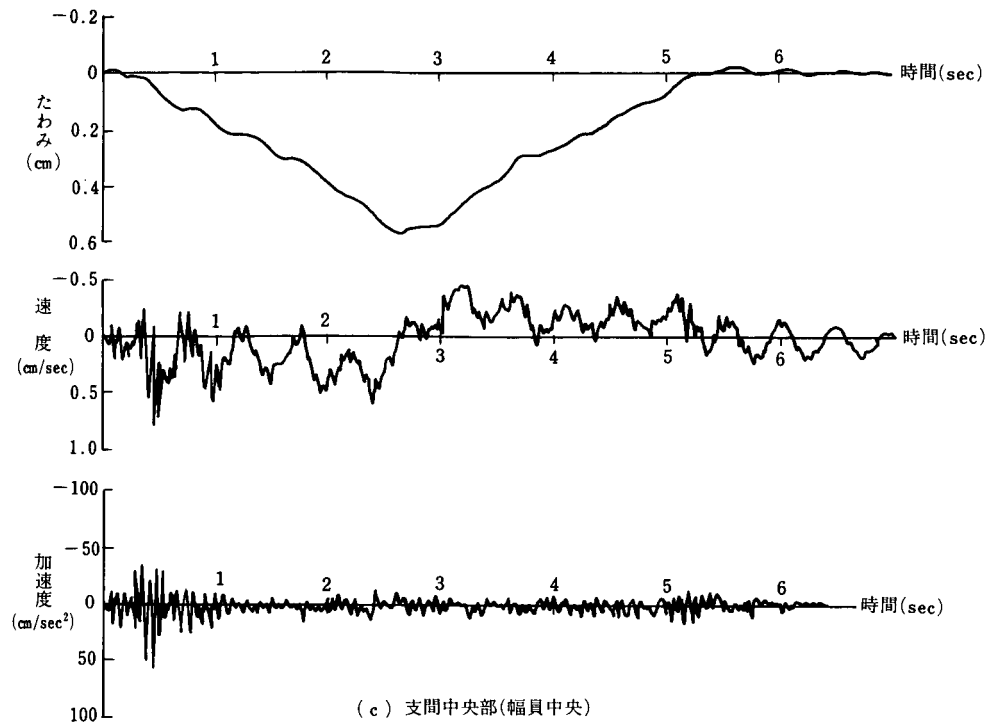


図-7・42 上路トラス橋Eの応答波形(2)

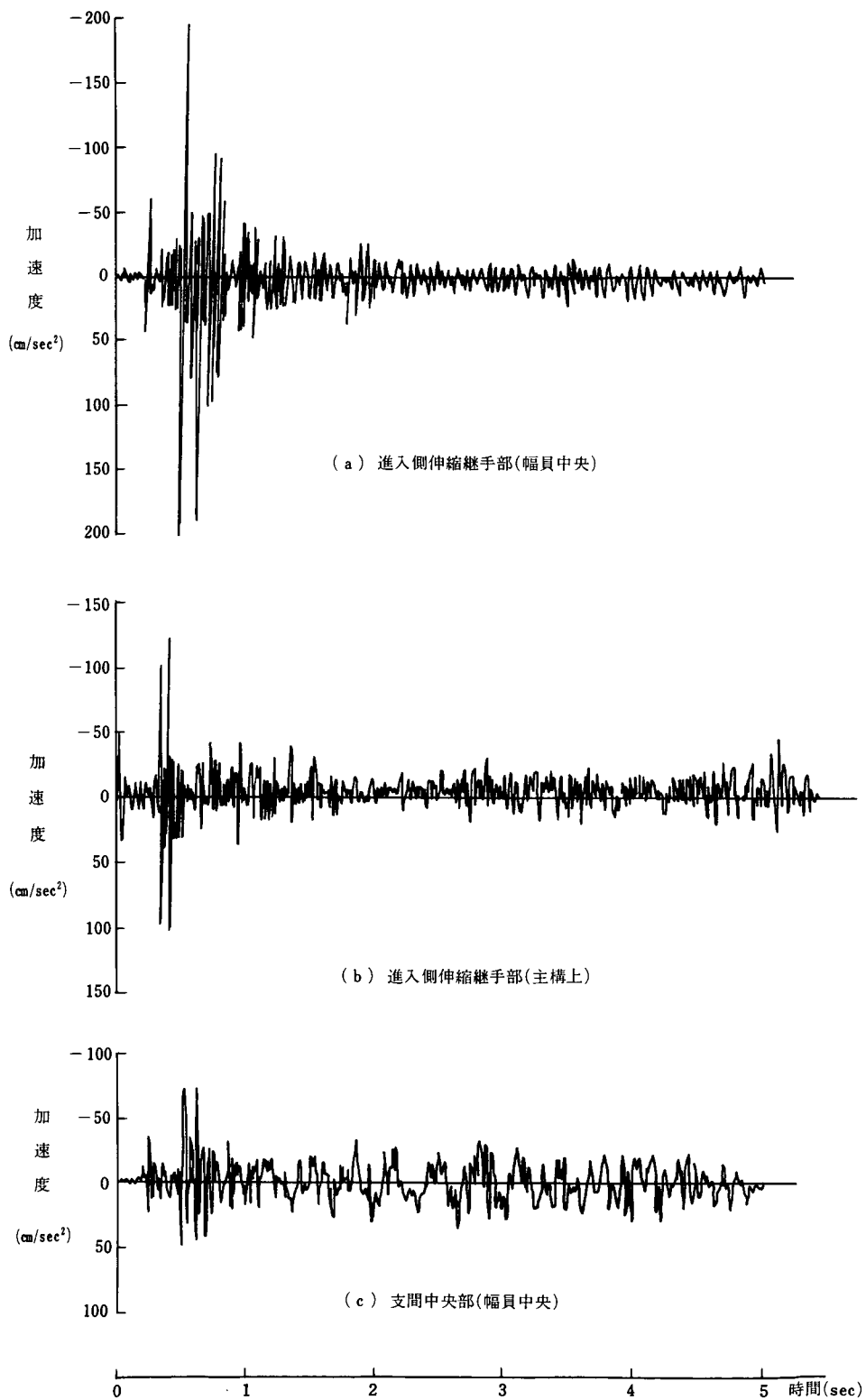


図-7・43 上路トラス橋Eの加速度波形実測結果

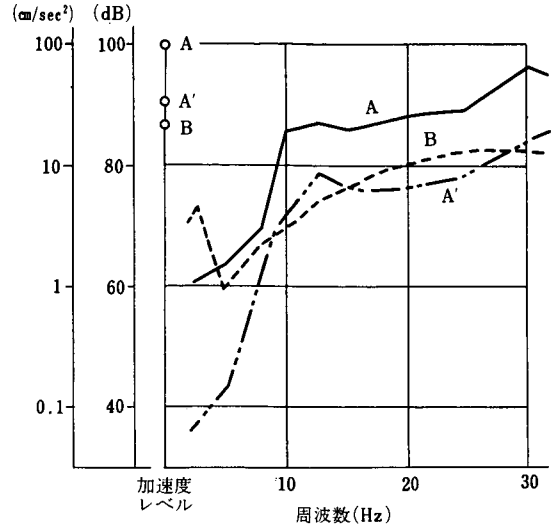
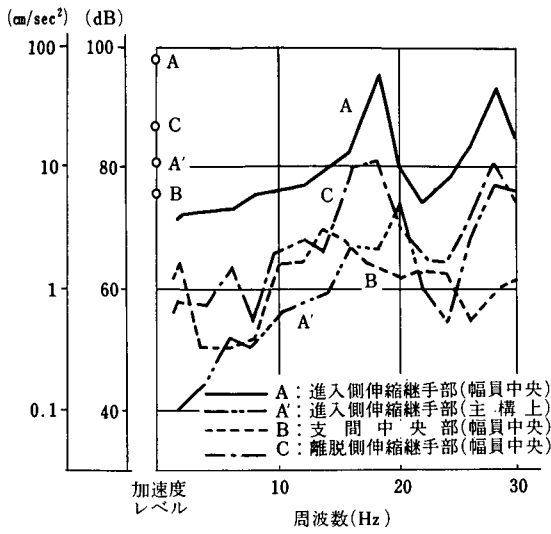


図-7-44 周波数分析結果 (上路トラス橋E)

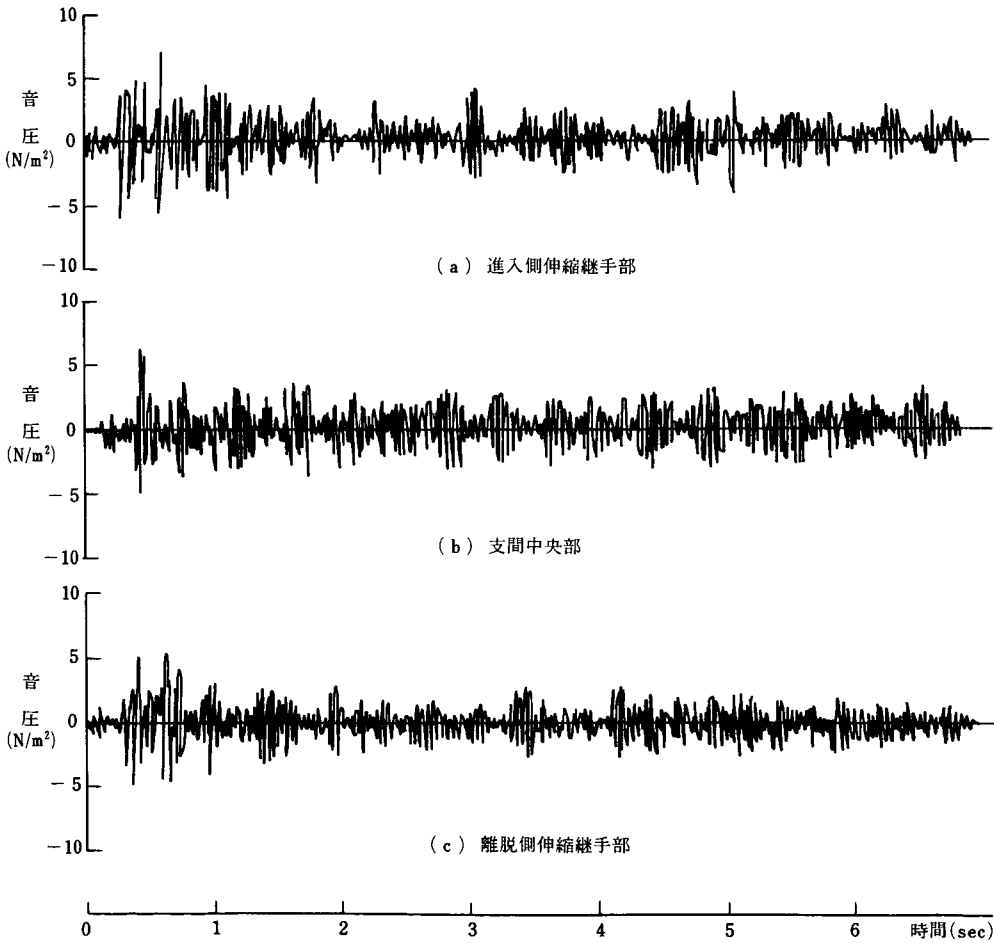


図-7-45 空気振動の応答 (上路トラス橋E, 幅員中央)

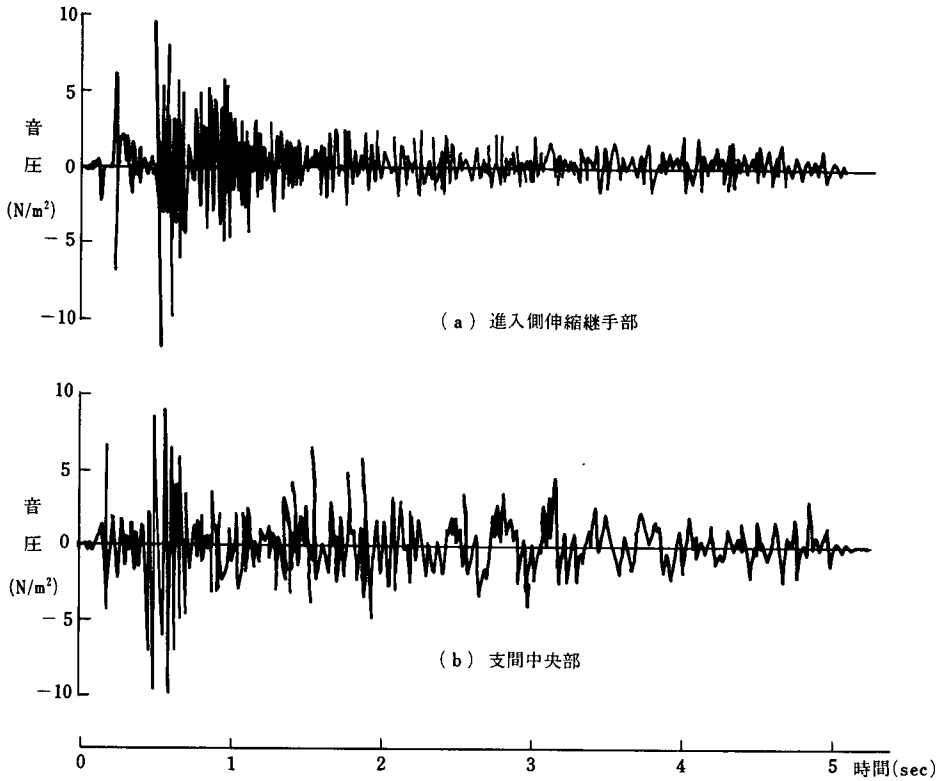


図-7-46 空気振動の測定波形 (上路トラス橋E, 幅員中央)

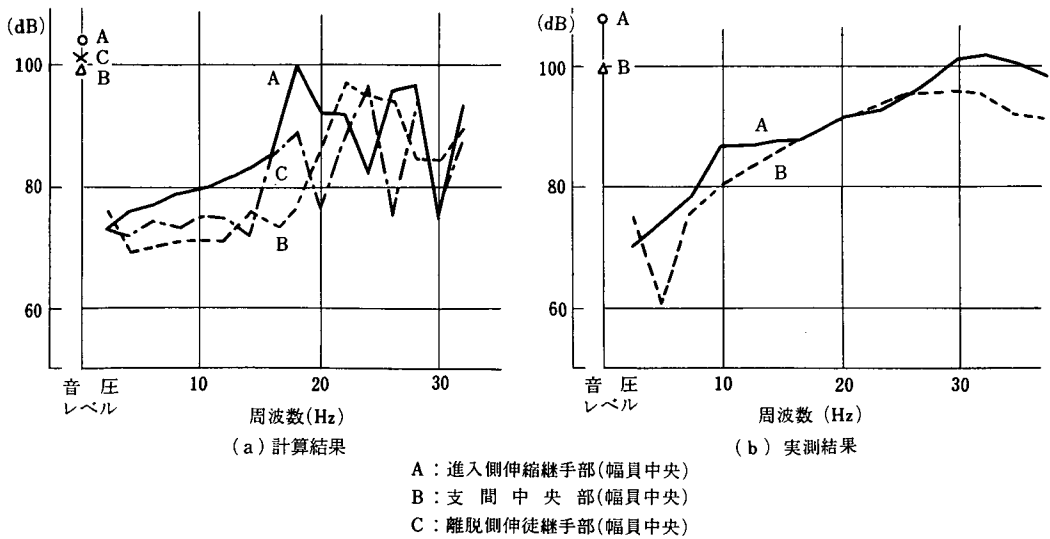


図-7-47 周波数分析結果 (上路トラス橋E)

現象であるから、我々が日常生活を営んでいる場においても多くの発生例が見受けられる。

(3) 橋梁を対象とした低周波空気振動の問題は、関心が寄せられているものの、発生機構、伝播機構、評価量などすべての点が現在のところ明確になっていない。本報告では、このうち発生機構に着目して理論的な面及び実測結果から検討を進めている。

(4) 橋梁からの低周波空気振動の発生については、橋梁床版が自動車の走行に伴って振動し、それによって周辺の空気が動くことに原因があると実測結果から判断できる。道路橋床版の低周波域の振動性状には橋梁全体の振動に係わるものと、上路トラス橋に見られるように伸縮継手部で誘発される振動に係わるものと2つのパターンが存在する。低周波空気振動もその2つのパターンに従って生じてくる。

(5) 橋梁振動に起因する低周波域の空気振動を発生面から理論的に検討するには、発振体として橋梁床版の振動性状を調査し、次に空気振動を考え、両者を連

成して取り扱っていくことにより、発生機構が明確になってくる。

(6) 発振体としての橋梁床版の振動性状を探究するには、床版と結合している骨組構造の補剛条件を十分に考慮に入れて、橋梁の伸縮継手部における沈下を含めるように配慮し、立体解析によって固有振動モードをまず検討する必要がある。その際に、トラス橋では主構部のせん断変形を考慮しなければならない。本報告では、床版と主桁の接合面に不静定力を作用させて連続条件を満足するようにはかっており、床版端部には補助領域を設けて調整力を分布させている。結果的には、式(3・16)、式(3・24)、式(3・25)で連立方程式を構成して、特性方程式を解いて固有振動数が追跡でき、さらに固有振動モードを式(3・10)で算出できる。

(7) 固有振動モードの直交性を用いることにより正規化され、床版の強制振動方程式により動的応答が追跡でき、式(4・18)を用いてたわみ応答が求められる。

(8) 発振体から放射される空気振動については、式(5・20)で示される波動方程式を解くことにより求まり、ここでは差分法を適用して検討し、式(5・24)により追跡していける。橋梁振動との境界条件としては、発振体表面における法線方向の振動速度が表面における垂直方向への空気の粒子速度に等しいと考えて与えられる。これにより、振動板近傍の音圧レベルを評価することができる。

(9) 合成桁橋、鋼鈑桁橋、PC・T桁橋及び上路トラ

表-7・2 基本固有振動数 ()内は実測値

橋 種	支間(m)	振動数(Hz)
合 成 桁 橋	29.2	3.7 (3.9)
鋼 鈑 桁 橋	36.5	2.9 (3.2)
PC・T桁橋	23.9	3.5 (4.5)
上路トラス橋	70.2	2.0 (2.5)
上路トラス橋	70.2	2.1 (2.9)

表-7・3 振動加速度レベル 単位：dB, ()内は実測値

橋 種	支間中央走行時	伸 縮 継 手 通 過 時	
		進 入 時	離 脱 時
合 成 桁 橋	77.3(79.5)	—	—
鋼 鈑 桁 橋	85.6(87.2)	—	—
PC・T桁橋	79.6(82.5)	—	—
上路トラス橋	86.7(87.4)	94.6 (99.5)	87.2 (88.0)
上路トラス橋	76.0(86.2)	98.3 (99.3)	86.8 (—)

表-7・4 音圧レベル 単位：dB, ()内は実測値

橋 種	支間中央走行時	伸 縮 継 手 通 過 時	
		進 入 例	離 脱 時
合 成 桁 橋	82.2 (95.8)	—	—
鋼 鈑 桁 橋	78.0 (106.1)	—	—
PC・T桁橋	88.6 (95.6)	—	—
上路トラス橋	96.8 (89.3)	103.6 (99.4)	100.3 (—)
上路トラス橋	99.9 (99.9)	103.8 (108.2)	100.5 (—)

ス橋の橋種を例に取り上げて、計算結果と現地実測結果を対比して上に述べた計算手法の検証を行い、比較結果により十分に整合していることが判明している。この検証から本報告で用いた計算手法の妥当性が明確にできたと言える。

(10) 以上に加えて、実測結果の測定に際して用いられた測定方法を参考までに概述している。また、実測結果に基づいて橋梁振動と低周波空気振動との関係やその実態について簡単に取りまとめている。

(11) (1)~(10)の結論を総括して、本報告で述べた手法により低周波空気振動の発生機構が理論面からも実測面からも明確になったものと言うことができ、貴重なひとつの基礎資料を与えていると判断できる。

8.2 今後の問題点

本報告により研究の最も基盤となる低周波空気振動の発生機構について結論が得られたものの、まだ多くの課題が残されている。まず、発生機構の次には伝播機構を調査する必要がある。伝播過程においては、地表面の影響や減衰の大きさ、地形による回折などを考慮していく必要があり、それらを中心にして解明していかなければならない。

次に、予測手法の確立に向けての研究も重要である。発生機構と伝播機構を踏まえて検討されるべきものであり、本報告で扱った橋梁振動と空気振動の解析に基づいて簡易化をほどこし、進展させていくことにより誘導できるものと考えられる。

さらに、測定方法の確立、評価方法の検討などを経て、効果的な低減対策も最終的には明確になってくるものと判断できる。まだ発生機構についての研究という段階にあり、これらの点をすべて解決していくには長年月を要するものとみなしうる。地道に少しずつ努力していくことが今後とも肝要であると思われる。

9. あとがき

本報告では、道路橋を自動車が走行することにより生ずる低周波空気振動の発生を課題として取り上げ、理論的な面を含めて研究を行い、実測結果と対比して適合性を検証している。この結果から、発生機構については結論が得られたものと考えられる。

本研究は昭和53年度より主として道路事業調査費の「低周波空気振動に関する試験調査」という課題で進めたものである。元道路部長金安公造氏（現北海道大学教授）の手により端緒を開かれ、前道路部長田中敬

一氏（現建設省）のもとで継続し、ここに取りまとめたものである。

実測、結果の整理、図面作成、計算などの実務作業に当たっては、交通環境研究室の職員に負うところが大きい。特に、主任研究員として在職された森 寛昭氏（現住宅都市整備公団）、藤城泰行氏（現建設省道路局）には大変御協力いただいた。さらに、清家基哉氏（現建設省中部地方建設局）にも大変御世話になった。

また、橋梁の振動解析については大阪工業大学岡村宏一教授から特に御指導いただいている。資料の収集に当たっては、勸小林理学研究所などの担当者の方々に御手数を煩わした。

本研究がこれらの多数の方々の御指導、御協力のもとで、ここに取りまとめられたことに対して、これらの方々に心から感謝の意を表する次第である。

参 考 文 献

- 1) 建設省「昭和56年国土建設の現況」。
- 2) 足立義雄、田原嘉和「道路交通騒音の予測と対策」土木学会誌、Vol.67, No.3, 昭和57年3月。
- 3) 「各種公共事業に係る環境保全対策について」昭和47年6月6日閣議了解。
- 4) 本州四国連絡橋公団「本州四国連絡橋（児島・坂出ルート）環境影響評価書」昭和53年5月。
- 5) 建設省都市・道路局長通知「建設省所管事業に係る環境影響評価に関する当面の措置方針（道路事業）における環境影響評価技術指針細目・道路事業編（案）について」昭和53年10月31日。
- 6) 環境庁「環境影響評価に係る技術的事項について（案）」昭和54年2月。
- 7) 建設省「昭和53年国土建設の現況」。
- 8) 瀬戸口忠臣「低周波空気振動の苦情、被害の実態と行政側の対応」騒音制御、Vol.4, No.4, 昭和55年8月。
- 9) K. Kaneyasu, Y. Adachi, K. Koyasu and S. Shimizu "Investigation on the Radiation of Low Frequency Sound from Highway Bridge" inter-noise 81, 1981.
- 10) 日本音響材料協会編「騒音対策ハンドブック」昭和41年。
- 11) 足立義雄「環境対策」道路、第485号、昭和56年7月。
- 12) 建設省土木研究所「生活環境の場における低周波空気振動の実態」土木研究所資料、第1713号、昭

- 和56年8月。
- 13) 山下充康, 金沢純一, 小見茂光「室の低周波応答に対する建具の影響」日本騒音制御工学会技術発表会講演論文集, 昭和52年11月。
- 14) 足立義雄「低周波空気振動の知見」土木技術資料, Vol.22, No.1, 昭和55年1月。
- 15) 向井地区微振動音検討委員会「尾鷲市向井地区低周波空気振動にかかる調査報告書」昭和54年9月ほか。
- 16) 足立義雄「橋梁の板作用としての振動特性」土木技術資料, Vol.22, No.12, 昭和55年12月。
- 17) 喜内 敏「梁及び矩形版の撓み振動の理論」土木学会論文集, 第5号, 昭和25年11月ほか。
- 18) チモシェンコ著, 谷下市松, 渡辺 茂訳「工業振動学」東京図書(株)ほか。
- 19) 米沢 博「直交異方性板理論による桁橋構造の自由振動に関する研究」土木学会誌, Vol.40, No.2, 昭和30年2月ほか。
- 20) 岡村宏一, 吉田公憲, 島田 功, 進藤泰男「構造物の1つの弾性立体解析法とその系統的応用」土木学会論文報告集, 第190号, 昭和47年8月。
- 21) 岡村宏一, 進藤泰男「板と骨組の合成構造の振動の立体解析」土木学会関西支部講演概要, 昭和46年5月。
- 22) 平井一男「種々の移動荷重をうけるはり構造の基礎方程式とその応用」土木学会論文集, 第90号, 昭和38年2月ほか。
- 23) 加川幸雄「有限要素法による振動・音響工学—基礎と応用」培風館, 昭和56年10月。
- 24) 坪井善勝, 田治見 宏, 角野晃二「応用数学」コロナ社, 昭和38年1月。
- 25) 森口繁一, 宇田川銑久, 一松 信「数学公式II—級数・フーリエ解析—」岩波全書229, 昭和32年10月。
- 26) 数学ハンドブック編集委員会「理工学のための数学ハンドブック」丸善(株), 昭和41年8月。
- 27) 寺澤寛一監修「新訂物理学・上巻」裳華房, 昭和27年4月。
- 28) 寺澤寛一「自然科学者のための数学概論」岩波書店, 昭和29年10月。
- 29) 本間正作「高橋喜彦氏の方法に依る波動方程式の一数値的解法」気象集誌, 第二輯, 第19巻, 第9号, 昭和17年。
- 30) 佐藤泰夫「弾性波動論」岩波書店, 昭和53年3月。
- 31) 足立義雄, 清家基哉「板の振動に関する模型実験結果」土木研究所資料, 第1784号, 昭和56年10月。
- 32) 日野幹雄「スペクトル解析」朝倉書店, 昭和54年。
- 33) 足立義雄, 岡村宏一, 島田 功「道路橋床版の低周波域における振動性状について」土木学会論文報告集, 第330号, 昭和58年2月。

昭和58年6月14日原稿受理

道路交通騒音に係わる要因の 影響度合に関する研究

足立義雄*

Study on the Influence of Factors concerned with Propagation of Road Traffic Noise

by Yoshio Adachi

要 旨：

道路環境問題の中で最も苦情の多い道路交通騒音を取り上げ、道路交通騒音に関与する要因の影響度合について調査したものである。本報告では道路構造とその周辺条件に係る項目に着目して調査し、次の要因について検討している。すなわち、道路条件として道路の横断面形状、路面性状、縦断勾配の影響を、交通条件として走行状態、信号交差部の影響を、沿道条件としてトンネル坑口、建物の影響を調査している。

調査は、実測結果や実験から得られる性状と理論的な面からの性状の両者に基づいて、その特性を明確にし、実用的な価値に重点を置いている。

キーワード：道路交通騒音、騒音予測、道路構造、トンネル坑口、緩衝性建築物

Synopsis：

Among the road environmental problems, most of complaints are voiced about road traffic noise. The paper deals with road traffic noise and investigates the influence of factors concerned with the propagation of road traffic noise.

Paying attention to the following factors related to road structure and roadside condition, this paper surveys and examines the level of road traffic noise; that is, types of road, road surface roughness and gradient as road condition, the situation of travelling vehicles and signalized intersection as traffic condition, propagation from tunnel portal and states around buildings as roadside condition. These investigations laid stress on practical worthiness, and the characteristics of road traffic noise were made clear from the point of view of both experimental and theoretical sides.

Key Words： Road Traffic Noise, Noise Prediction, Road Structure, Tunnel Portal, Buffer Building

* 道路部交通環境研究室長

目 次

1. まえがき	(3)
2. 研究の意義と目的	(4)
2.1 研究の意義と目的	(4)
2.2 研究の方法	(5)
3. 道路交通騒音の予測と要因の寄与	(5)
3.1 予測手法の概括	(5)
3.2 走行状態の及ぼす影響	(8)
3.3 等間隔モデルの拡張	(10)
3.4 信号交差部における騒音特性	(12)
3.5 路面性状の影響	(18)
3.6 坂路部の影響	(20)
4. 道路構造別騒音伝播特性	(28)
4.1 道路構造と交通条件	(28)
4.2 道路構造別騒音伝播性状	(29)
5. トンネル坑口周辺の騒音伝播	(31)
5.1 基本的な考え方と関係式	(31)
5.2 実験データによる検証	(35)
5.3 近似的手法への変換	(38)
5.4 実用計算式の提案と適用性	(39)
6. 建物周辺における騒音伝播	(41)
6.1 音響モデルと計算方法	(41)
6.2 模型実験による検証	(43)
6.3 現地実測による検証	(44)
7. 結論と今後の問題点	(47)
7.1 結論	(47)
7.2 今後の問題点	(50)
8. あとがき	(50)

1. まえがき

道路の歴史は大変に古い。人の歩いた跡が道として利用されたことに始まり、古代のエジプト、中国、ペルシャ、ギリシャ、ローマなどにおいて既に道路整備の行われていたことが史実に報告されている¹⁾。我が国においても、大和朝廷時代より道路整備が行われ、律令国家における駅制もそのひとつの現れである。

当然、一般の人が遠くまで行くのに非常に便利であるまでには至っていないものの、人が往来し、市場が設けられて物が売買されており、また道路の近くに家が建てられて道路を介してコミュニケーションをはかってきたことがうかがえる。火災時に延焼防止に役立ってきたこともあろう。道路は長い歴史の中で大きな価値を発揮していると言える。

現在でも、道路は人の移動や物質の輸送に欠くことのできない最も基盤となる社会資本であり、交通機能のみならず、電気、上下水道、通信施設のような公益施設の収納や防災空間の確保、景観面における寄与など多面的な役割を果たし、我々の生活に多大の利益をもたらしている。我が国の道路整備が本格的に始動しはじめたのは昭和29年を初年度とする第一次道路整備5ヵ年計画からであり、第九次計画に至るまで、四半世紀にわたって道路投資を続け、道路の整備は着実に進展している。一般国道、都道府県道171,048kmのうち約50%が整備され、同じく舗装済区間も約半分を占め、高速自動車国道の供用は3,000kmに達している²⁾。道路整備に伴って、陸上輸送において自動車に依存する割合が大幅に増加している。これは、快適に、いつでも機動的に、戸口から戸口に到達できる便利さ、さらには個人個人の好みに合った広範囲の活動ができるという利点から選択された結果であると言える。

しかし、自動車輸送の増大と共に道路環境問題が現出している。これらの問題は昭和40年代になると始まり、その後半から50年代にかけて一層顕在化している。道路に関して起因する公害は多岐にわたって取り上げられることが多いが、道路環境問題の発生状況からみると、騒音、大気汚染、振動が8～9割を占めている³⁾。そのうちでも、道路交通騒音は日常生活を営んでいる場において直接人体に感じるために苦情件数が一番多く、道路環境の中では最も問題になっていると言える。

騒音とは、好ましくない音をすべて総称して使用する用語であり、JIS Z 8106では「望ましくない音。例えば、音声、音楽などの伝達を妨害したり、耳に苦痛、

傷害を与えたりする音。」と定義している。従って、日常生活を営んでいるときに必ず発生するものであり、我々の身近な住宅においてもピアノ、カラオケなど騒音を発生する例が多数あることからみて生活の場に密着した問題であると言える。発生源別にみると工場や事業場、深夜営業、建設作業に対する苦情が7割以上を占めていることから理解できる。交通に関する苦情は全体の約7%を占めるにすぎない(図-1.1)⁴⁾。

しかし、建設省が道路環境問題の発生状況を調査した結果によれば、供用中の道路で6割を、事業中あるいは計画中の道路で4割を騒音が占めている。そのために、環境問題として最も注目されていると言える。道路交通騒音の実態を建設省が直轄で管理している一般国道について示すと図-1.2のとおりであり、測定場所、測定期日、時間などが必ずしも同一ではないけれども、全国的な傾向として環境基準値を満足している測定点はおおむね20%、要請限度値を満足している測定点は平均的に60～80%程度であり、この傾向は経年的にはほとんど変化していない。環境基準値、要請限度値を超える道路延長を試算した結果によると表-1.1のようになっている⁵⁾。

以上の点を考えてみると、道路交通騒音は社会的に影響の大きい問題であり、騒音の影響を事前に予測し適切な防止対策を講じていくことは、道路を計画し、建設し、管理していくうえで重要な課題であると判断できる。本報告では、道路交通騒音の予測に着目して、道路交通騒音の伝播に影響を与える要因を取り上げて、影響の度合が把握できるように取りまとめたものである。特に、信号交差部における発進時の影響、トンネル内部の伝播影響、建物周辺での遮蔽効果、路面性状の影響などを中心に検討を行い、調査結果を報告している。

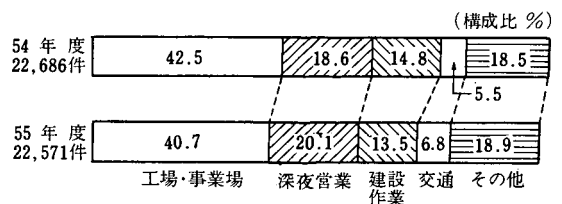


図-1.1 騒音の苦情

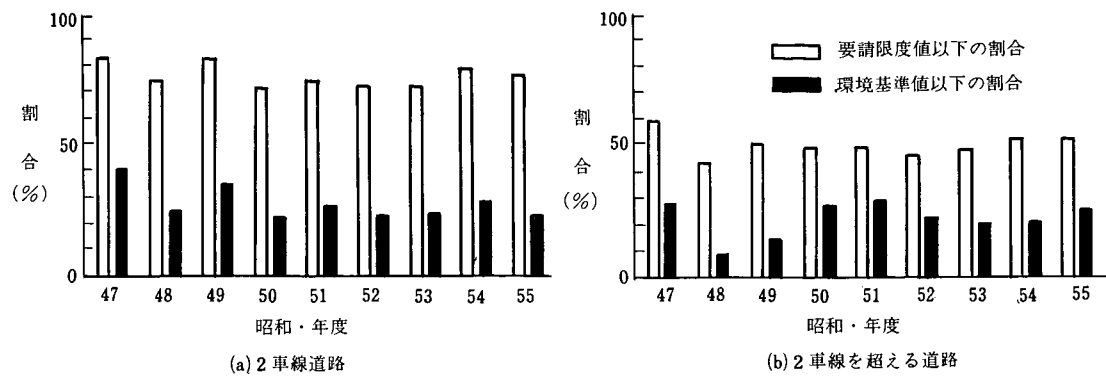


図-1.2 道路交通騒音の実態 (都市部, 平面道路, 夜間)

表-1.1 環境基準値, 要請限度値を超える道路延長

道 路 種 別	道 路 延 長			夜間の環境基準値を超える延長			夜間の要請限度値を超える延長		
	4 車以上	2 車	計	4 車以上	2 車	計	4 車以上	2 車	計
一 般 国 道	3,400	33,700	37,200	2,200	6,000	8,200	1,300	2,400	3,700
都道府県道	2,400	58,000	60,400	1,000	6,100	7,100	400	1,500	1,900
一般道路計	5,900	91,700	97,600	3,200	12,100	15,300	1,600	4,000	5,600
有 料 道 路	3,450	440	3,890	740	20	770	250	10	260

- 1. 昭和57年3月末現在における道路局試算
- 2. 一般道路の延長は5.5m以上改良済延長(昭和57年度末見込)
- 3. 有料道路の延長は昭和56年4月1日現在の延長
- 4. 環境基準値及び要請限度値を超える延長は, 昭和57年3月末現在の騒音規制区域内又は用途区域内の道路についての延長

2. 研究の意義と目的

2.1 研究の意義と目的

道路交通騒音の発生伝播にはいろいろな要因が関与する。例えば、パワーレベルのような自動車それ自体に関する要因、交通量や車種構成という交通流に関する要因、伝播減衰という物理的要因などの影響を受ける。本報告ではこれらの要因の中から、道路構造とその周辺条件に係る項目に着目して調査し、実測結果や実験から得られる性状と、一部の要因については理論的な面から得られる性状を含めて両者から検討し、各特性を明確にすることに目的を置いている。

ここで検討を考えた要因をまとめてみると、
道路条件……道路の横断面形状の影響
路面性状の影響

縦断勾配の影響

交通条件……走行状態の影響

信号交差部の影響

沿道条件……トンネル坑口の影響

建物の影響

これらの一連の研究により、道路交通騒音の予測に関係する要因の多くについてその影響度合を解明することができ、性状が明確になる点で大きな意義を有している。道路交通騒音の予測に対して影響を与える要因はこれらのほかにも存在するものの、本報告は沿道の騒音予測技術という面で貴重な基礎資料を示しているものと言えよう。

本課題は道路工学と音響学の中間領域に属するもので、道路工学の面からみると騒音それ自体の感覚が個人個人により違っている上に、道路構造物など道路工学で一般的に扱われている課題とやや性質の異なったものであると言える。従って、個々の現場において騒

音計を通して測定され、処理されている事例が多いものである。一方、音響学の面からみると基本的な課題による調査研究が進められ、それを応用することが可能でないとは言えないものの、数学的にも考え方の上でも詳細で難しい範疇に属するものが多く存在する。従って、個々の現場において適用することが容易ではない。

ここでは、実用的な価値に重点を置いて検討を行い、各特性を明らかにして、必要に応じて予測手法を提案することを目的としている。道路交通騒音に対する社会的影響を考慮するとき、大いに確立が期待されているものである。

道路交通騒音の評価は中央値 (L_{50}) や等価騒音レベル (Leq)⁶⁾で行われており、我が国では道路交通騒音のように騒音レベルが不規則かつ大幅に変動する場合には、JIS Z 8731「騒音レベルの測定方法」に規定されている中央値を用いるのが、現在のところ一般的に定着している。法令で定められた各基準値も中央値に基づいているし⁷⁾、建設省所管事業における環境影響評価についても中央値で評価している⁸⁾。従って、現段階における利用状態を判断して、本報告では中央値に着目して以下の検討を行うこととする。

2.2 研究の方法

研究は次の順序に従って進め、取りまとめている。

(1) 道路交通騒音の予測に当たってはいくつかの手法が開発されており、それを実用的な価値という面に着眼して概括し、交通条件のひとつである自動車の走行状態に関する要因をまず取り上げて、影響を明らかにし、予測手法を整理する。

(2) 次に、信号交差部の影響、路面性状、縦断勾配の順序で、実測結果に基づいて検討を行う。これらの要因は結果的には道路交通騒音の予測に与える影響の少ないものであると判断できた。

(3) 道路構造のうち横断面形状が与える影響については、(1)で整理した実用的な手法を用いて標準的な断面と交通条件を設定し騒音分布を計算することにより、平面、盛土、切土、高架の各道路構造の特性について検討を加える。

(4) 最近、道路建設に際して都市部でも地方部でもトンネルを施工する機会が増加し、トンネル坑口部周辺の騒音伝播に注目されることが多い。トンネル内を走行する自動車からの音はトンネル内を伝達し、坑口から集積されたような形で放射され指向性が非常に強い。この特性を考慮に入れた実用的な予測手法を提案

し、実測結果や模型実験結果と対比することにより適用性を確かめている。

(5) 緩衝性建築物に見られるように建物周辺における道路交通騒音の伝播は都市内における騒音対策上検討の必要な項目である。建物周辺の音場に関連した研究には数学的に厳密な方法もあるが⁹⁾、ここでは沿道に面して立地している建物を対象として、簡単な計算方法を提示し、現地実測結果や模型実験結果と対比して有用性を確かめている。

(6) 以上の研究より、いずれも実測調査を中心として道路交通騒音の伝播特性を取りまとめることにより、沿道の騒音予測に活用することが可能となる。

3. 道路交通騒音の予測と要因の寄与

3.1 予測手法の概括

道路交通騒音の計算方法はいろいろに分類されるが、実用に供されているという点からよく見受けけるものを簡単に整理すると次の3方法がある¹⁰⁾。

(1) 等間隔モデル

道路交通騒音は不規則に走行する自動車群から時々刻々変動して音が伝達するという、大変複雑な現象である。このような現象を中央値で予測するときに、最も広く用いられているものが等間隔モデルの計算式である。これは、自動車を個々に等しい音響パワーを有する点音源と見なし、道路上に等間隔で無限に並んでいるという仮定から周期関数を用いて変換して見かけ上線音源と考えたもので、昭和38年に庄司ら¹¹⁾によって報告された式を、実測値と照合して一般性をもたせたものである¹²⁾。日本音響学会に委託して検討したので音響学会式と言われたり、新音響学会式や等間隔等パワーモデルとも呼ばれている。それによると、道路交通騒音の中央値 L_{50} は次式で求まる。

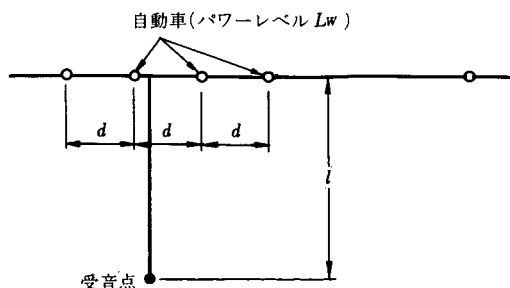


図-3.1 等間隔モデル

$$L_{50} = L_w - 8 - 20 \log_{10} l + 10 \log_{10} \left(\pi \frac{l}{d} \cdot \tanh 2\pi \frac{l}{d} \right) + \alpha_d + \alpha_i \dots \dots \dots (3 \cdot 1)$$

ここに、 L_{50} ：道路交通騒音の中央値(dB(A))、 L_w ：1台の車から発生する騒音のA特性による平均パワーレベル(dB(A))、 l ：音源から受音点までの距離(m)、 d ：平均車頭間隔(m)、 α_d ：回折減衰による補正值(dB(A))、 α_i ：種々の原因による補正值(dB(A))。従って、式(3・1)では自動車から発生する音の強さ、交通量、車種混入率、走行速度、距離減衰、遮蔽効果が考慮され、 α_i は計算値と実測値を整合させるための補正值で、地表面の過剰減衰が主なものであると言える。

当然、等間隔モデルはいくつかの前提条件に基づいて求められたものであるが、多くの実測結果を用いて検討しているので信頼性も十分にあり、条件も首肯できる範囲のものである。ただし、実測結果から求められた α_i の値が道路より100mまでで高さ12mに限定されていることに注意を要する。図-3・2は平面道路における伝播状況を図示したものであるが、実測結果と対比したことがよく表れている部分は地表面の減衰効果であり、それがない場合には道路から円筒形状に伝達して全く性状の異なったものとなってくることがわかる。

このように、等間隔モデルを用いると簡便に道路交通騒音が計算できるという長所を有している。

(2) 無響室内における模型実験

道路構造、線形、地形などが複雑であったり、沿道条件を簡易化できない箇所では、単純化して計算可能なモデルを作成すること自体が難しい。そのような条件の場合には、三次元の模型を用いた実験がしばしば用いられる。この方法は、模型材料の選定、模型実験に用いる音源と実際の道路交通騒音との関係、現場における音響特性の相似性(模型と実物の縮尺が $1/n$ のときに周波数を n 倍して実験する必要があるなど)の点で工夫をこらす必要があり、今後の研究課題のひとつとなりうるものであるが、無理に計算するよりもはるかに有効な手段である。

模型は合板、アクリル板などを用いて製作され、それにいろいろな種類の布地を貼り付けて吸音性状を反映させる。これらの材料は適材適所に用いる必要があり、反射と吸音の特性が十分に表れるようにすることが肝要である。図-3・3は反射性地表面と吸音性地表面における音圧分布を示しているが、地表面の音響的性質が全く異なるので逆の分布が地表面近くに現れ、その重要性がわかる。主として地表面の減衰性状とみなされる α_i についても図-3・4のように布地を用いて処理することでほぼ満足させることが可能となる。これらの材料の適切な選択は試行することで解決しなければならない。

模型実験用音源には線状音源と点音源がある。線状音源によるものは、条件の相違を相対レベル差としてエネルギー的にとらえるときに用いられ、鋼球を用いた機械的な軸回転方式により50kHz程度までの周波数で音を出せる。点音源による場合は、それを単一の走行車と見なし移動させて実現象に相当する状態を再現するもので、自動車の走行に対応して音の移動パターンを計測し、それを合成することで騒音レベルが計算される。圧縮空気を細い孔から放出させると100kHzぐらいまで出すことができ、スピーカーを用いると40kHzが上限周波数である。いずれの音源も良好な無指向性

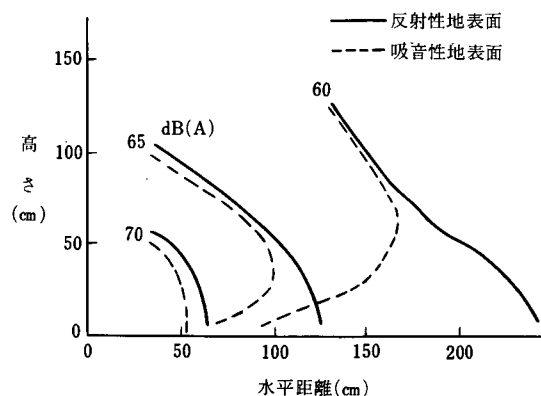
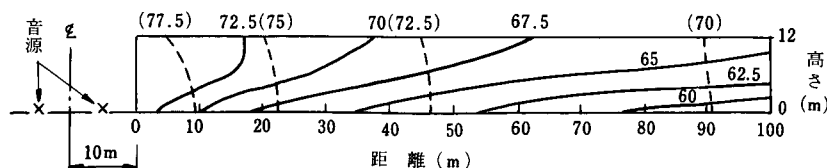


図-3・3 模型材料による音圧分布の相違



注) 交通量 1600台/h/車線、車速 60km/h、大型車混入率 15%

(実線は α_i を考慮、破線は α_i を考慮していない。単位: dB(A))

図-3・2 騒音の伝播

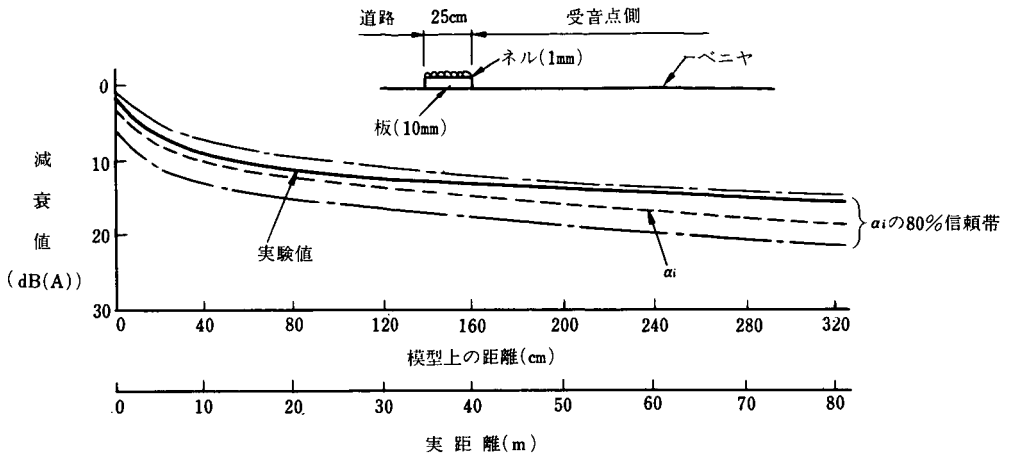


図-3・4 地表面減衰の処理

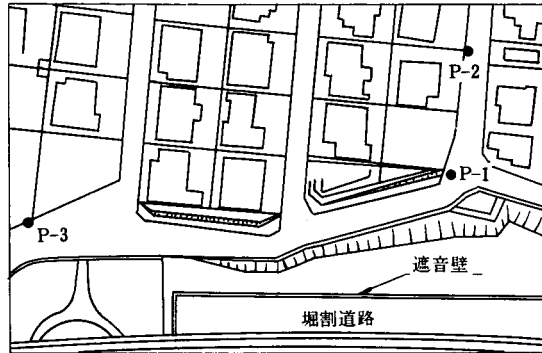
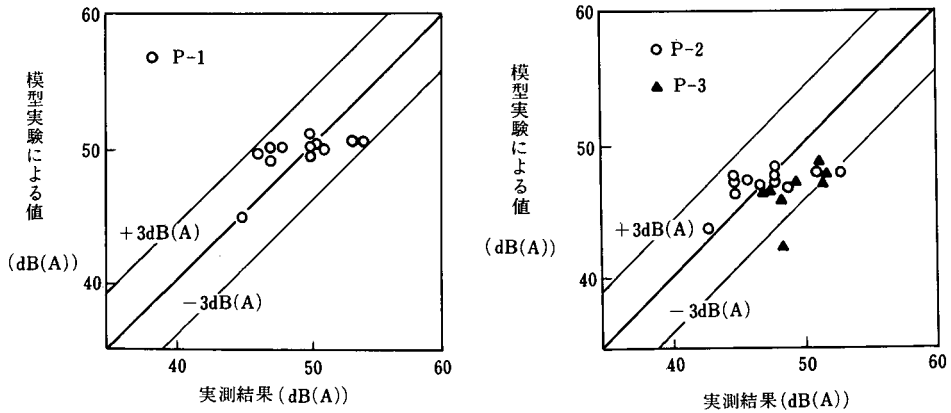


図-3・5 模型実験と実測

が確保できる。

模型実験例として、図-3・5は堀割構造の騒音伝播に関して実測結果と模型実験結果とを対比したものである。よく対応していることが理解できる。

(3) 電算機を用いたシミュレーション計算

電算機を用いて道路上を自動車が走行するという現

象を作り出すものである。自動車を移動する点音源と見なして、車頭間隔、車種構成、速度や音響パワーを与えて任意に動かし、地形や遮音施設による回折減衰 L_d や、地表面の過剰減衰 $K \log r$ (K : 減衰係数, r : 距離) を考慮に入れて1台の自動車から受音点到達する騒音レベル S_k を、

$$S_k = L_w - 8 - K \log r - L_d \dots \dots \dots (3 \cdot 2)$$

で計算し、対象区間を走行するすべての自動車に対して合成することで瞬時の騒音レベルを得る。これを所定のサンプリング間隔ごとに行うと、中央値などの指標に対する値となる。

この手法を用いて計算した結果と実測値との対比を図-3・6に示す。丘の周辺において見通しのよい位置と悪い位置で測定された場合があり、このようなときには等間隔モデルよりもよく一致しているが、かなりのばらつきは当然認められる。この方法は現地実測手法を計算上忠実に再現したものに相当すると言えるが、精度の割に計算時間の長くなることが欠点であり、かかる費用も非常に多額となり、実用性に乏しい。

その他に経験式を始めとして種々な手法が見受けられるが、本報告では前述の3計算手法に準拠して以下にまとめる検討を実施したものである。

3.2 走行状態の及ぼす影響

個々の自動車は任意に走行しているために、自動車の走行速度、車頭間隔、自動車から発生する音の強さにばらつきを生じてくる。そこで、走行状態が受音点における騒音レベルに与える影響を検討してみた¹³⁾。実測により個々のばらつきを計測し系統だててことは難

しいので、ここでは電算機を用いたシミュレーション計算を利用している。また同時に、車線の簡易化に伴う影響についても検討している。

図-3・7に示す条件で計算を実施している。道路延長は受音点位置を中心として左右にそれぞれ2,000mを設定し、400, 800, 1,600台/hの時間交通量として、交通量の相違による影響も含めて調査している。その際に、当然交通量によりサンプリング個数を変化させている(表-3・1)。各結果は走行速度、車頭間隔、自動車から発生する音の強さにばらつきがなく一定の場合を基準としてその差異で示した。

まず、走行する車線数を各車線ごとに計算するか、あるいは1車線に統合するかについて検討している。計算上2車線を1車線に集約化することは容認される範囲であると判断したものである。結果を図-3・8に示す。ほとんど影響していないことがわかる。しかも交通量による影響もみられない。以下の計算比較はいずれも交通量を3種類について行っているものの、その相違は表れていない。

次に、走行速度が変動する場合について一定速度での走行のときと比較すると図-3・9の結果を得る。速度

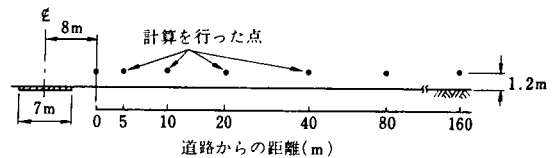


図-3・7 計算条件

表-3・1 サンプリング個数

交通量(台/h)	サンプリング個数
400	2,000
800	1,000
1,600	500

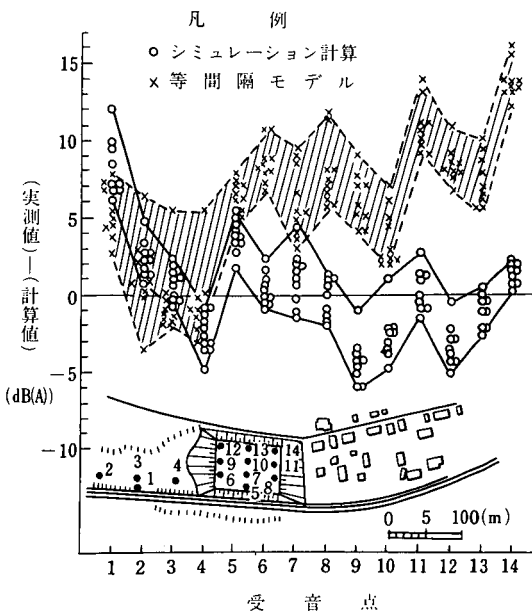


図-3・6 シミュレーション計算と実測

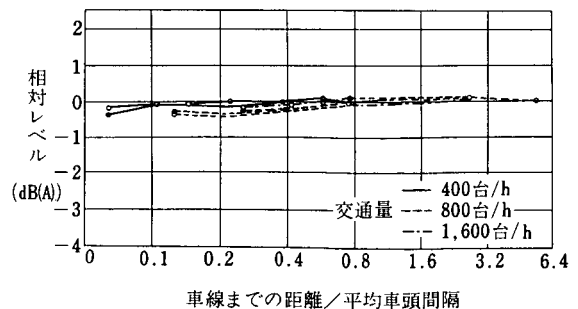


図-3・8 車線数の簡易化による影響

は50km/hから標準偏差で $\sigma_v = 1 \sim 10$ km/h変化し、速度変動範囲を最大 $\pm 3\sigma_v$ としている。この結果から、速度を変化させると一部で2dB(A)程度小さな値が得られることがわかる。

車頭間隔についてはアーラン分布¹⁴⁾で与えて計算した結果を図-3・10に示す。位相 $k = 1$ の場合には指数分布となり、 k が大きくなるについて一定の車頭間隔となる。この場合にも最大で2dB(A)程度の差である。

自動車から発生する音の強さについては図-3・11の結果が得られている。自動車は大型車、小型貨物車、乗用車の3車種に分類され、各パワーレベルを合成して使用することが多いが、ここでは各車種ごとに変動を与えた場合と合成して変動を与えた場合について計算を行っている。この場合にもやはり3車種の変動に対

しては1~2 dB(A)小さな値を与えている。ただし、合成した場合には全体として一率に高くなるので2dB(A)程度高い状態が表れてくる。

さらに、要因が複合した場合について検討してみると、走行速度と車頭間隔が変動するときは図-3・12の、走行速度と音の強さが変動するときは図-3・13の、車頭間隔と音の強さが変動するときは図-3・14の結果となる。いずれも一定の走行状態に対して小さい値を与える場合が多い。また、3要因が同時に変動するときも図-3・15のように同様の結果となる。

以上の結果から、走行状態に関する要因が変動することにより、一定の場合に対して明らかに差異を生ずる。しかも、いずれの要因変動も受音点距離(l)と車頭間隔(d)の比によって比較的明確に関係づけられ、等速度、等間隔、等パワーレベルの場合で計算された場合と比較して $l/d < 0.4$ においては2~3 dB

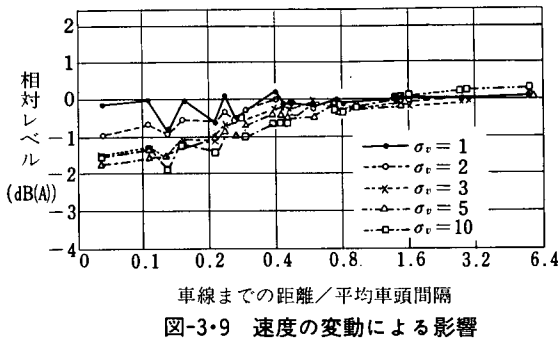


図-3・9 速度の変動による影響

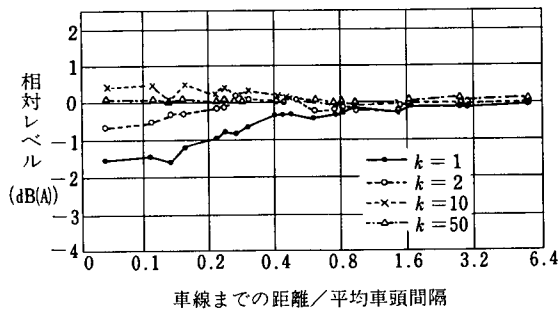


図-3・10 車頭間隔の変動による影響

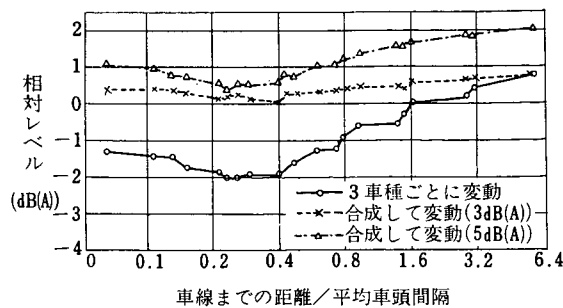


図-3・11 音の強さの変動による影響

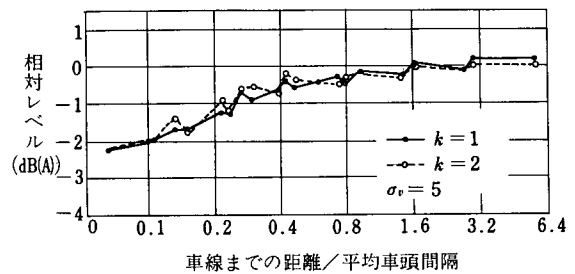


図-3・12 速度と車頭間隔の変動による影響

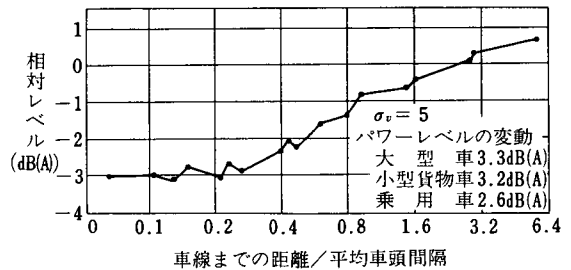


図-3・13 速度と音の強さの変動による影響

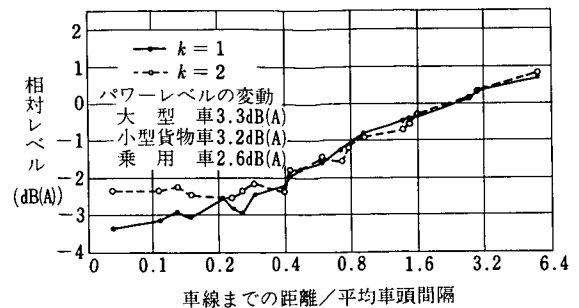


図-3・14 車頭間隔と音の強さの変動による影響

(A), $l/d > 0.8$ においては1dB(A)程度の相違と認められる。しかし、この差は概ね負の影響であり、各要因が一定である場合が大きめの評価となっている。さらに、実測の精度を勘案したときにこの差は特に大きいとは言えず、これらの理由に基づくとは一般には走行速度、車頭間隔、自動車からの音の強さについては変動を見込む必要がないと判断できる。

3.3 等間隔モデルの拡張

3.1(1)で述べたように等間隔モデルの適用範囲は限られている。ここではその範囲を拡張するために実測調査を行い、 α_i を算出してみた。

実測は平面構造と高架構造の道路において行い、道

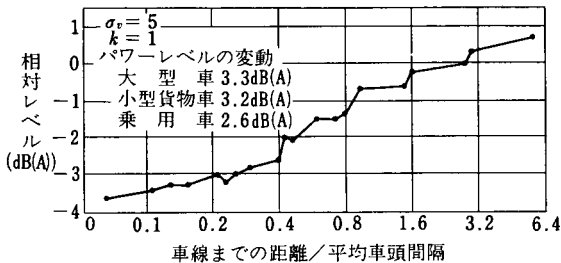


図-3-15 要因がすべて変動した場合の影響

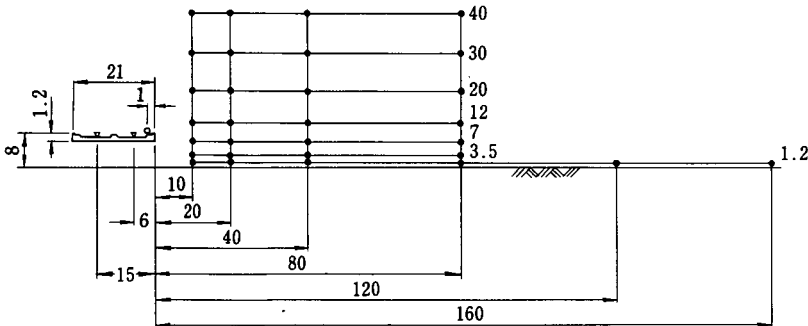


図-3-16 測定点配置の例（高架構造）

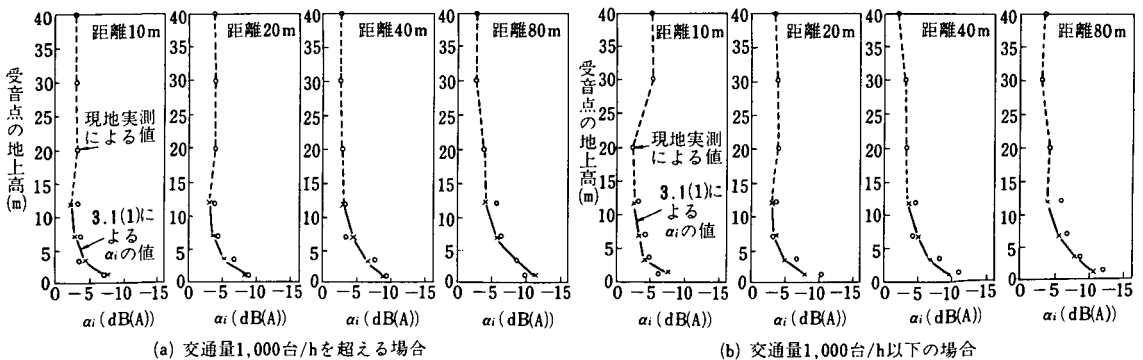


図-3-17 高さ方向への α_i (平面構造)

路端から160m、地表面より40mの高さまで受音点を設置している（図-3-16）。40mまでブームの延びるクレーン車に騒音計を吊り下げたロープを取り付け、錘を利用して垂直に設置している。あらかじめ外部からの電波が測定に影響ないことを確認して10分間の測定を12回実施している。測定結果の中から L_{50} の結果について、交通量1000台/hで分けて整理すると、以下のようである。

平面構造道路について、高さ方向の変化と道路端からの距離方向の変化を α_i で示すと、図-3-17、図-3-18の結果が得られる。この場合に交通量として図-3-17(a)には1,070～1,480台/hのデータが含まれ、図-3-17(b)には720～910台/hのデータで整理されている。同様に、高架構造道路について図示すると図-3-19、図-3-20である。この場合には、図-3-19(a)には1,470～2,090台/hのデータが、図-3-19(b)には740～980台/hのデータが含まれている。

これらの結果から、高さ12mから40mの範囲においても3～5 dB(A)程度の過剰減衰を有し、12m高さにおける α_i の値と同程度の値を示していることが確認できる。また、80m以遠で160mまでの区間についても、変化は小さいものの全体的にみると少しずつ α_i が大き

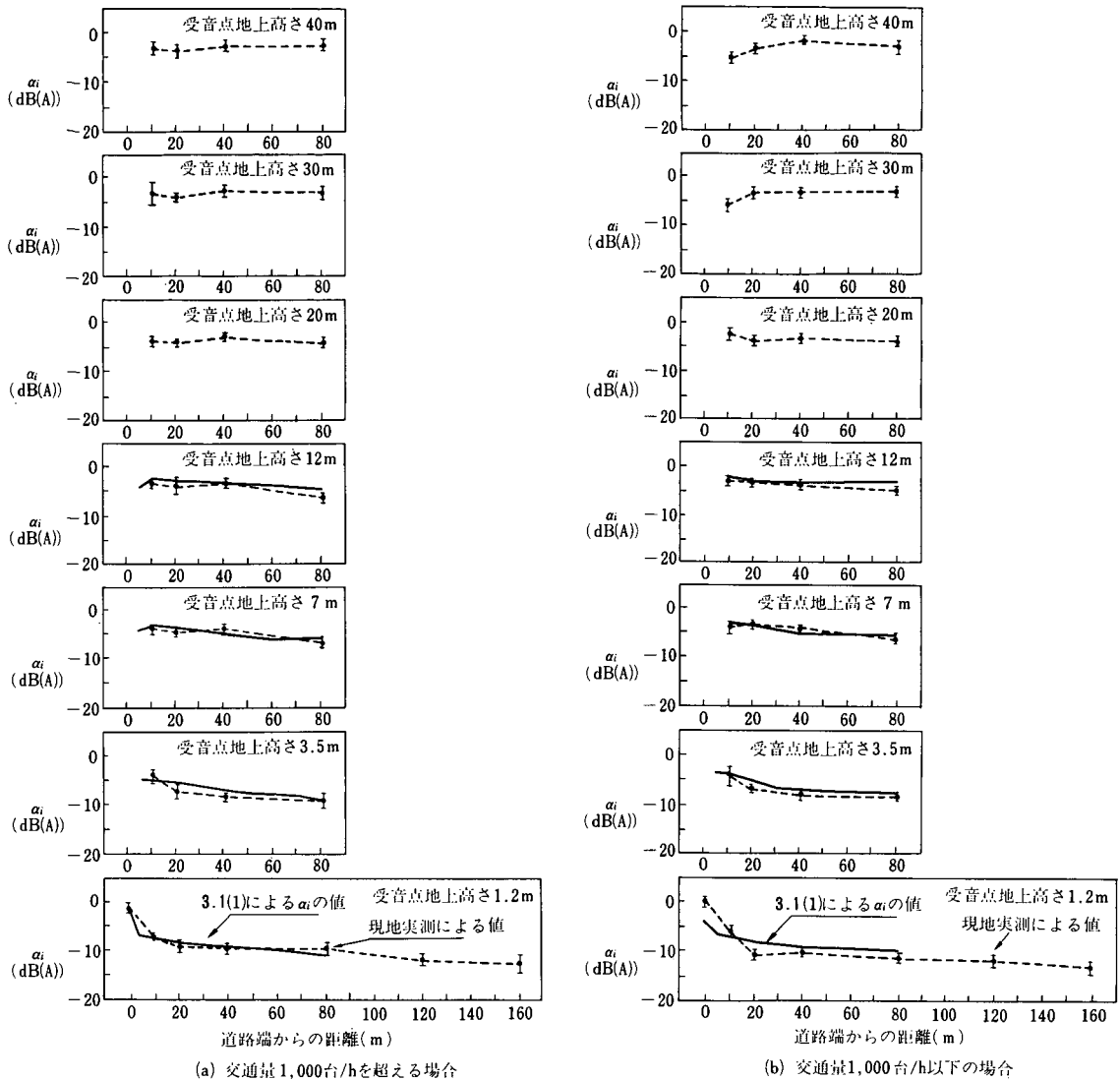


図-3-18 道路端からの距離方向への a_i (平面構造)

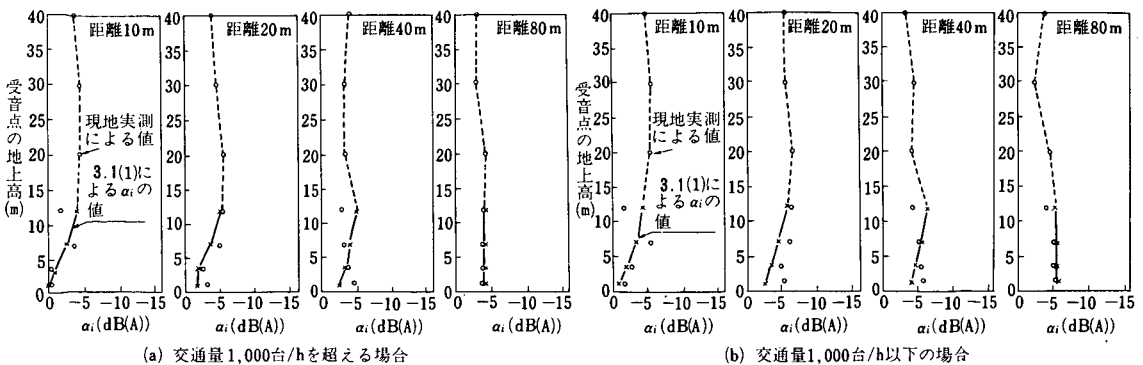
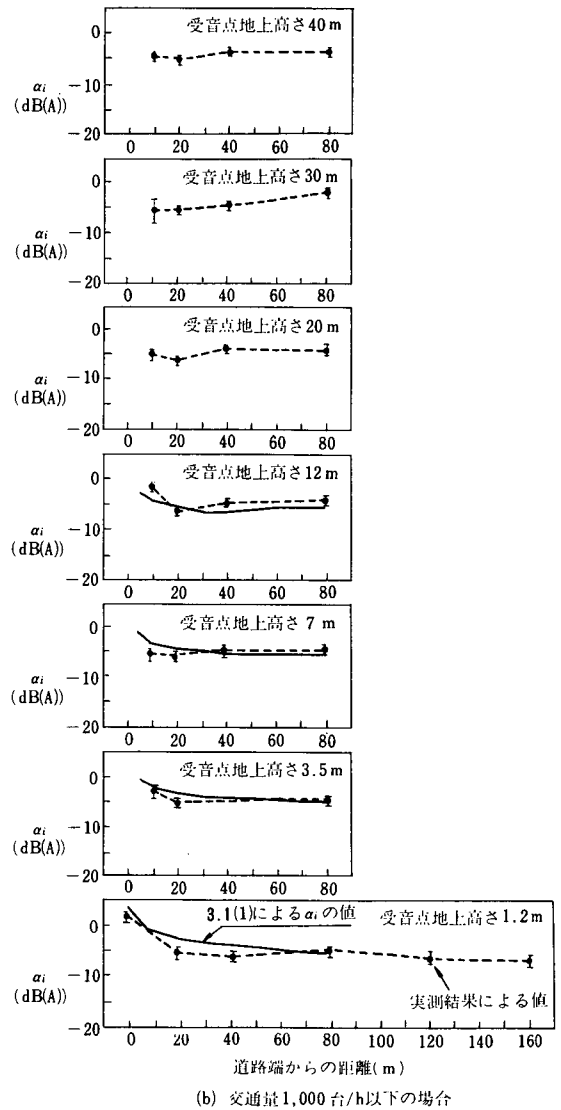
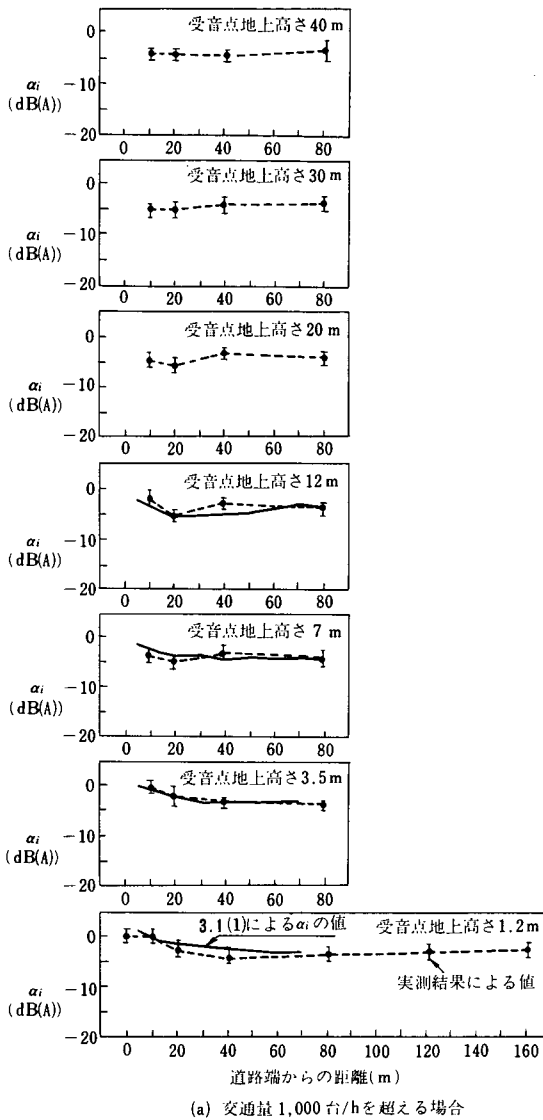


図-3-19 高さ方向への a_i (高架構造)

図-3-20 道路端から距離方向への α_i (高架構造)

くなっていく傾向を示しており、騒音レベルが低くなることが現れている。この性状は平面構造、高架構造のいずれの道路形式にも同じである。高さ方向については音源の指向性や空気吸収、気象などの理由によると考えられ、距離方向については明らかに地表面の過剰減衰を裏付けていると言える。

3.4 信号交差部における騒音特性

都市内における信号交差部では信号サイクルに従って発進、加速、減速、停止が繰り返される。しかも、信号交差部では自動車が車群を形成するという特色を

有している。ここでは、信号交差部を対象にしてそこから離れて定常的な走行状態が保たれている箇所と比較してどのような特性を示すか検討を加えている^{15),16)}。すなわち、3.1～3.3で示した定常走行部との比較である。

調査箇所の条件を表-3・2に示す。信号時間は青35秒赤35秒から青120秒赤20秒までを含み、黄色時間を含んだ青時間の信号周期に対する比は概ね0.5～0.9である。測定された交通量は230～4,670台/hまでの広い範囲にばらついており、大型車混入率はおよそ40%以下、走行速度30～70km/hで、通常の一般国道における状態が

表-3・2 調査箇所の交通条件と信号時間

調査地点	車線数	交通量 (台/h)	大型車 混入率 (%)	平均走行 速度 (km/h)	信号時間 (sec)	
					青 (黄も含む)	赤
A	2	570~990	15~17	45~51	50	30
B	4	2,340~3,320	4~14	41~48	72~96	32~36
C	4	1,120~1,330	6~11	35~40	70~80	35
		270	10	42	35	35
D	3	950~1,970	1~5	43~47	100~120	20
		650	1	43	60	20
E	4	2,690~3,430	10~26	31~42	87	43
F	2	740~1,500	18~28	46~50	52	25
G	2	520~2,150	5~25	39~56	89	31
		230~830	5~15	48~57	50	30
H	4	750~2,030	5~23	49~54	55	25
I	4	840~4,670	1~3	36~39	108	30
J	2	1,100~1,360	36~41	35~40	63	30
K	2	1,250~1,720	14~20	48~53	85	25
L	4	860~3,050	10~23	50~62	94	26
M	2	1,000~1,330	15~25	44~51	63~88	28~29
N	4	1,020~2,310	11~43	43~72	50~64	40~56
O	2	1,340~1,750	12~20	40~45	60	25

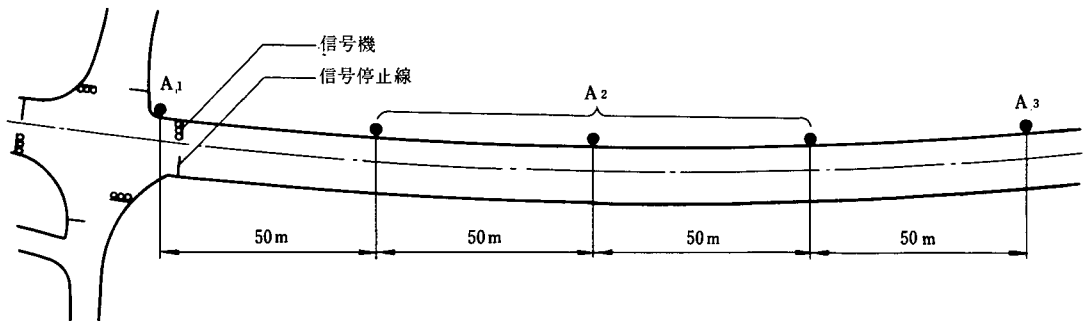


図-3・21 測定点の配置例

含まれているものと判断できる。

騒音測定位置は図-3・21に一例を示すように信号交差点近くに少なくとも3ヵ所選定し、信号停止線の位置(A_1)、それから十分な距離だけ離れてその地点を自動車が行き過ぎるときには既に一定の走行速度となっている位置(A_3)及び二つの地点の中間位置(A_2)に設定している。測定はいずれの位置も道路端における高さ1.2mで行い、JIS C 1502で定められた規格を有する騒音計を用いている。交通量の観測は A_1 の位置で、平均走行速度の測定は A_3 の位置で実施している。

A_1 と A_3 の位置における中央値(L_{50})、90%レンジの上下端値(L_5 , L_{95})及び($L_5 - L_{50}$)で示す変動幅について交通量との関係を求めたものが図-3・22、図-3・23である。いずれの評価量とも A_1 と A_3 の位置での差異がほとんど見られない。特に L_{50} については両位置とも標準偏差3dB(A)以下で回帰式にほとんど差のない結果となっている。変動幅($L_5 - L_{50}$)についても両位置で有意な差異はなく、交通量1,000台/hで11~12dB(A)、3,000台/hで7.5dB(A)程度である。

図-3・24、図-3・25は信号停止線の位置から定常走行

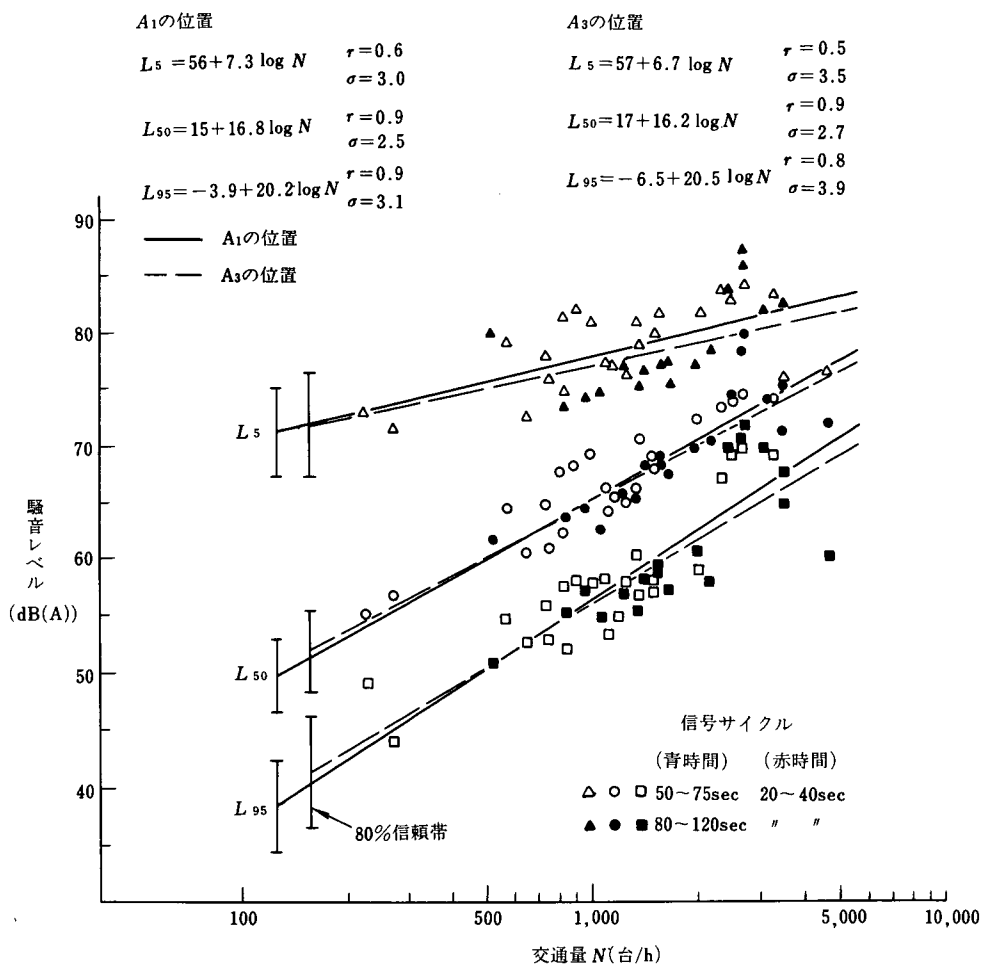
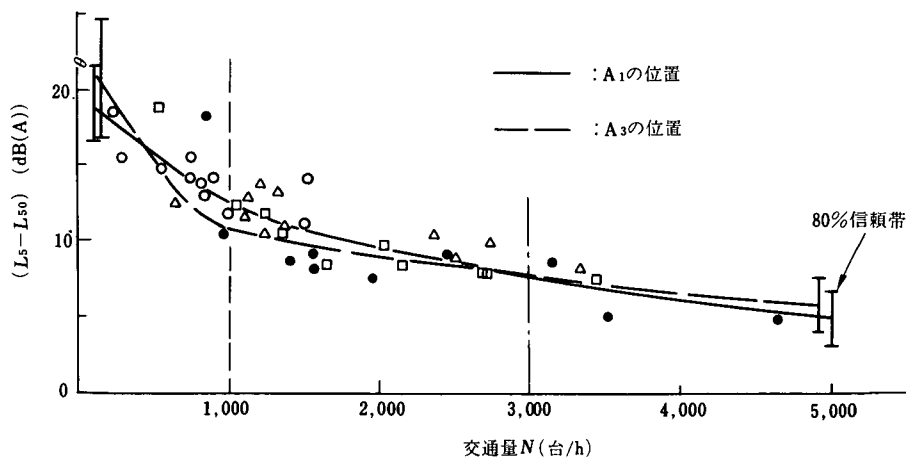


図-3-22 騒音レベルと交通量の関係

図-3-23 $(L_5 - L_{50})$ と交通量との関係

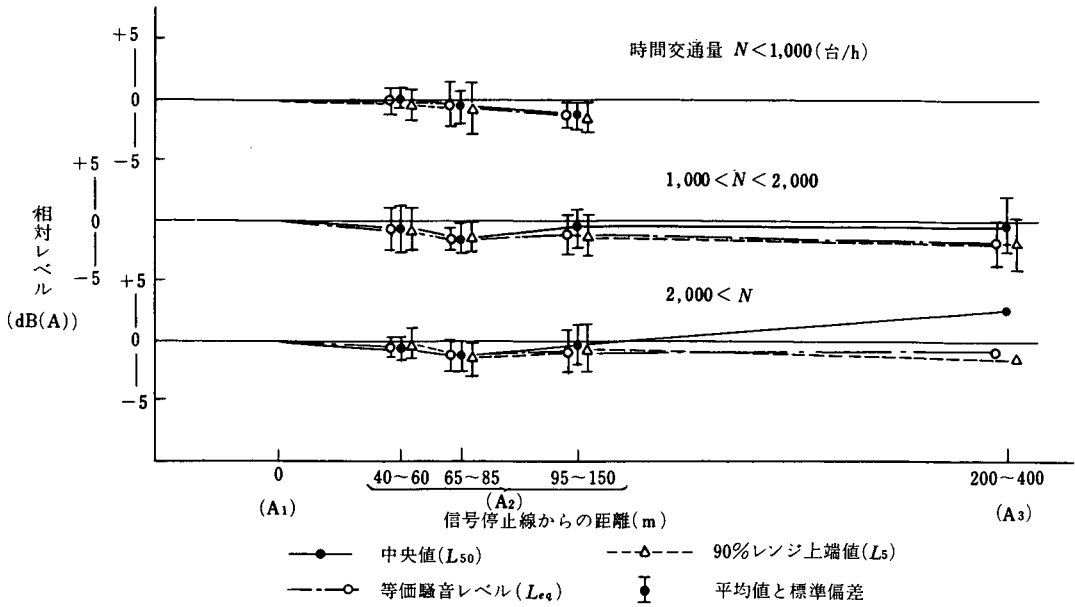


図-3・24 信号交差点近傍のレベル変化 (交通量との関係)

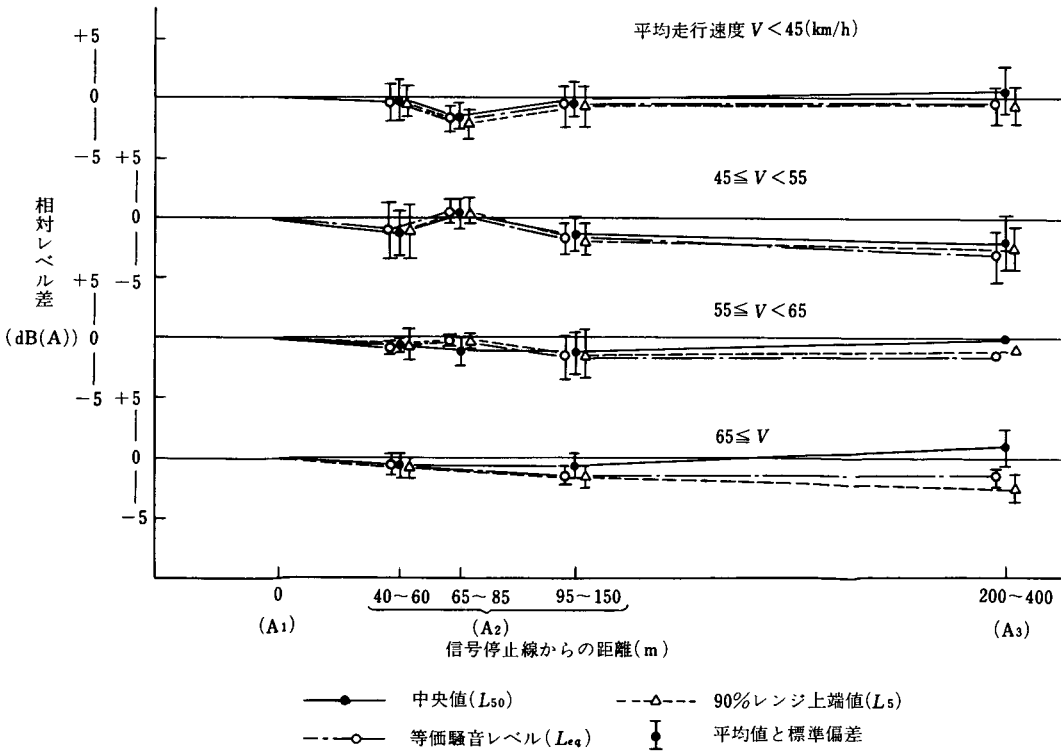


図-3・25 信号交差点近傍のレベル変化 (走行速度との関係)

している位置まで、道路延長方向に沿って測定された騒音レベルの変化を図示したものである。信号停止線近くの A_1 における騒音レベルを基準として、それから離れた位置 A_2, A_3 での測定値から相対レベルを求めたものである。この結果から、交通量 N と速度 V の如何にかかわらず、信号停止線間近とそれから離れた定常走行部とのレベルにほとんど差のないことがわかる。平均的に L_5 及び L_{eq} では若干信号近くが高めに見えるが、 L_{50} を含めて差を生じていないと表現した方が妥当である。

信号交差点における発進、加速時での自動車のパワーレベルは速度とはあまり関連せず、むしろエンジン回転数に関連し、発進後すぐに目標速度時のレベルに近く上昇することが知られている¹⁷⁾。もちろん、車種や発進形態によって異なるし、細かくはギヤチェンジに対応してレベル変動が見られるものの、おおまかには発進直後から目標ギヤ段位に至るまではほぼ一定のレベルに近い。さらに、騒音予測の観点から言えば、仮りに個々の車のギヤチェンジに応ずるレベル変動があった場合でも、それによる影響は受音位置から見れば各自動車の発進位置やギヤチェンジの位置のずれにより非常に小さなものとなってくる。また、車種ごとには発進、加速の車種と減速、停止の車種とが存在するために、その影響が緩和されてくることも原因のひとつであると言える。

今、信号交差点での騒音が信号の影響を受けない一般部と大きく異なるものであるとするならば、中央値などの騒音レベルを求めるに当たって、その影響が表れてくるはずである。そこで、信号交差点において騒音評価量を算出する際のサンプリング時間あるいはサンプリング間隔がどのようになるかを検討してみる。

図-3-26は同じ測定結果を用いてサンプリング間隔を一定(0.5sec)としたときに、サンプリング時間を変えて L_{50} などの評価量がどのように変化するかを調べたものである。観測時間が20分であるから10回程の信号サイクルが含まれているが(図-3-27)、変動の程度にほとんど差異がなく、 L_{50} についていえば3分間程度でも変動の標準偏差が1.5dB程度である。次に、サンプリング時間を10分間として、サンプリング間隔を変えたときに評価量の変動がどのようになるかをみたものが図-3-28である。 L_{eq} の場合にはサンプリング間隔が長くなると変動が大きくなるが、 L_{50} では変動は少なく、サンプリング間隔 10sec でも変動の標準偏差は1dB(A)程度である。

以上の考察から、信号交差点近傍の実測結果に基づ

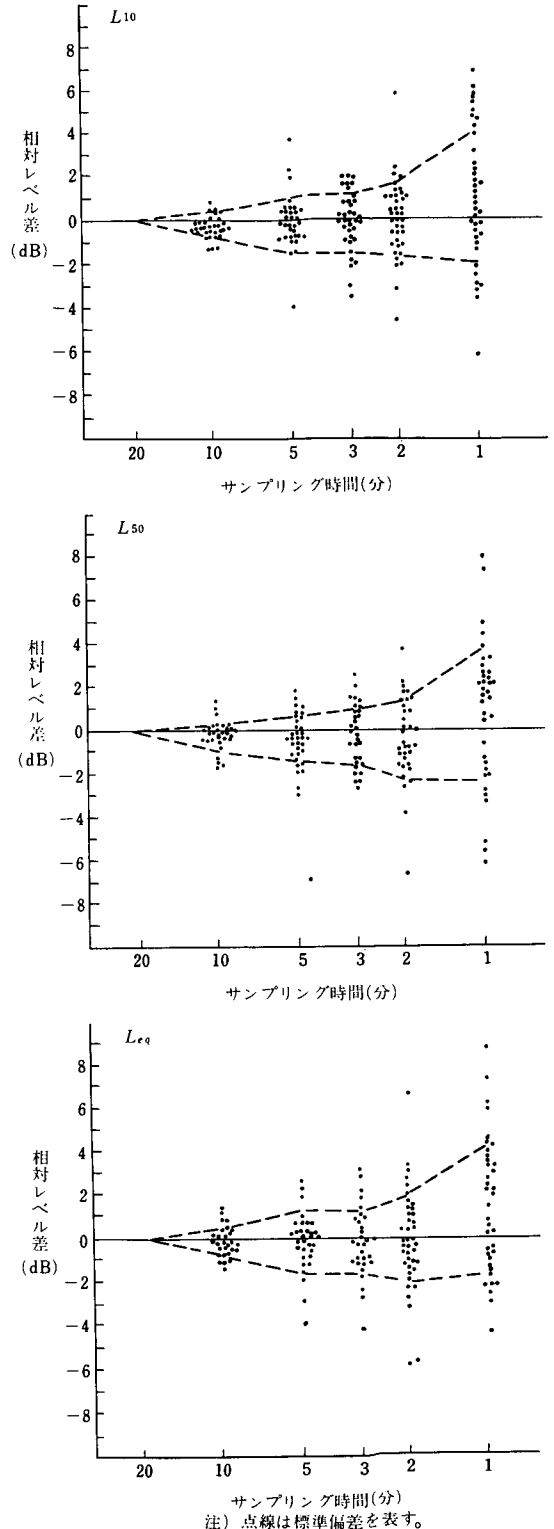


図-3-26 サンプリング時間による評価量の変動

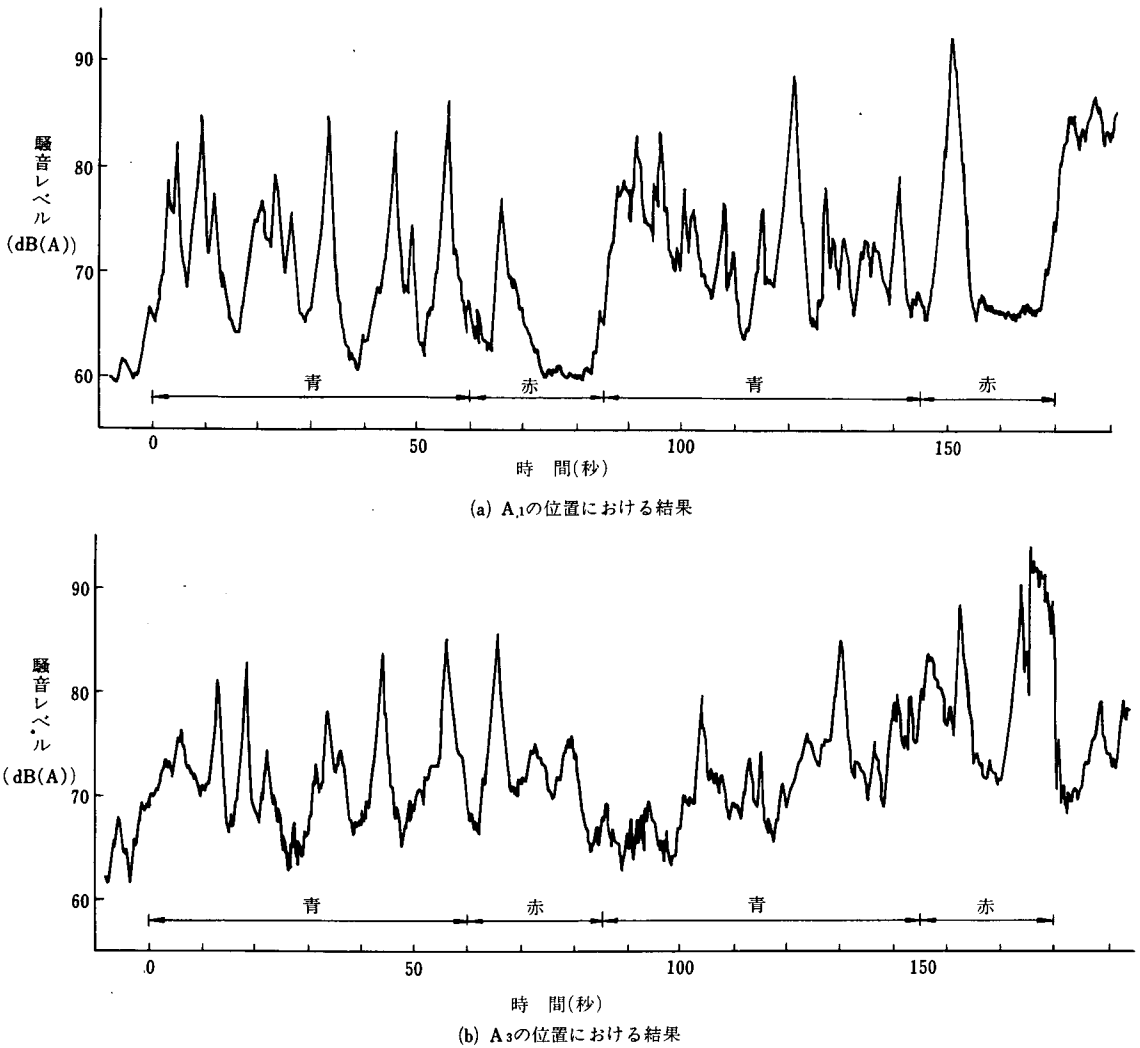


図-3-27 騒音レベルの測定例 (1,752台/h)

いて、信号交差点近傍とそれから十分に離れて一定の速度で走行している箇所とで、騒音の特性に明確な差異が得られないと結論づけることができる。

この結果は全国の一般国道沿道における騒音実態調査¹⁸⁾からも裏付けられる。図-3-29は、都市内の交差点部と都市内で交差点部を除いた箇所及び地方部について中央値 (L_{50}) 及び90%レンジ上下端値 (L_5 , L_{95}) について交通量との相関関係を対比してみたものである。測定数は多いが、道路周辺の条件が必ずしも整合されておらず、車種混入率や速度も非常に広い範囲のものが含まれているのでかなりのばらつきを有しているが、交通量と中央値の回帰をみれば、交差点部とそれ以外でほとんど差異がない。従って、騒音実態調査か

らのマクロな傾向としても信号交差点とそれ以外で特に明確な相違を生じていないといえることができる。

3.1(3)で示したシミュレーション計算により、信号サイクルに従った減速、停止、発進、加速、定速という自動車の走行状態を再現して実測値と比較してみると、図-3-30の結果が得られる。また、3.1(1)における等間隔モデルを用いた計算値と実測値の比較が図-3-31である。図-3-30(a)と図-3-31(a)は信号停止線近くの A_1 における適合性を比較したものであり、図-3-30(b)と図-3-31(b)は信号から十分に離れた定常走行となった位置 A_3 における適合性を比較したものである。この2つの結果より、いずれの計算方法によってもよく対応していることが確認できる。しかも A_1 と A_3 の位置において適

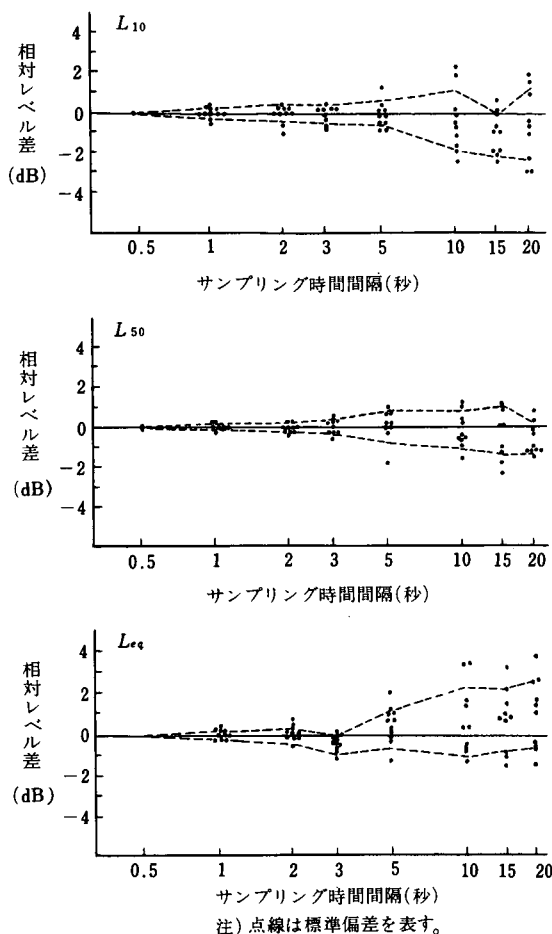


図-3-28 サンプルング間隔による評価量の変動

合度に差がなく、両位置とも標準偏差で2.5dB(A)程度であり、これは式(3・1)において α_i を検討する際に見られた実測結果のばらつきと同程度のものである。

従って、交通流をできる限り忠実に再現する意味ではシミュレーション計算を行うことが必要であるものの、実用性という面から判断するとむしろ等間隔モデルを使用しても十分な適用性を有していると理解できる。

3.5 路面性状の影響

自動車から発生する騒音には、エンジン音、排気音、

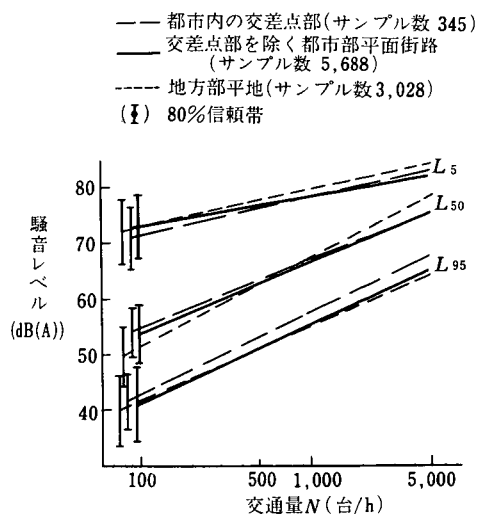


図-3-29 信号交差点部における騒音レベルと交通量の相関

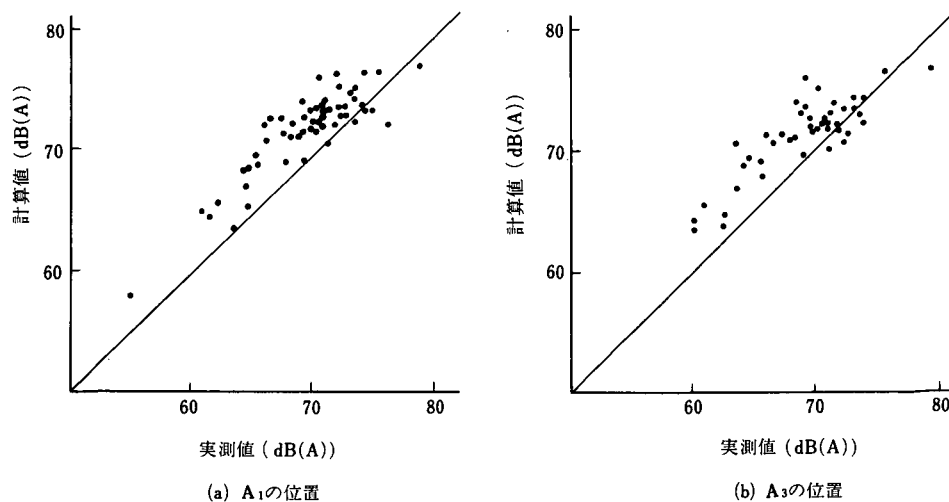


図-3-30 シミュレーションによる計算値と実測値の比較

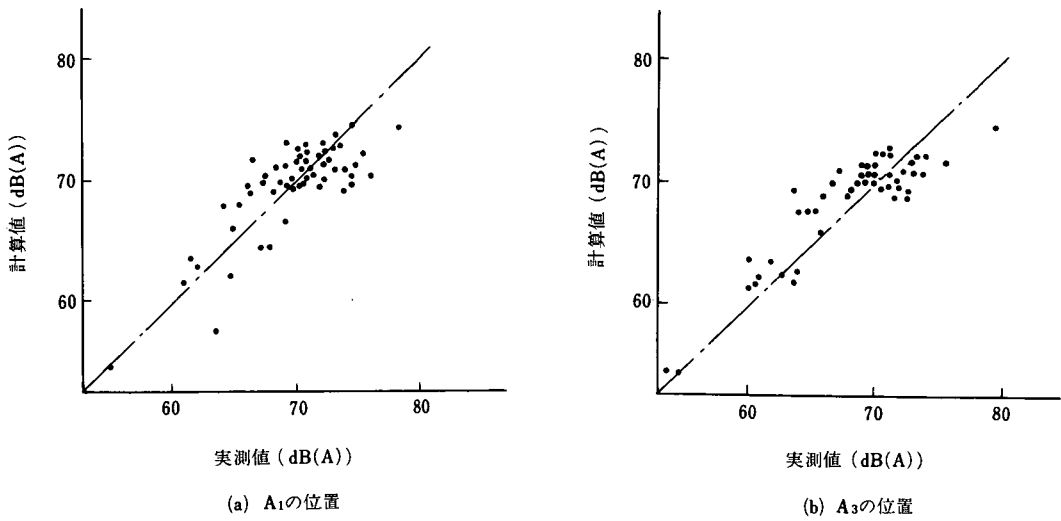


図-3・31 等間隔モデルによる計算値と実測値の比較

表-3・3 加速走行時の騒音への寄与

車 種	エンジン音	ファン音	吸気音	排気音	タイヤ音	その他	全 体
11 t 積トラック	89	80	78	72	82	78	91
	69	8	5	1	12	5	100
乗 用 車	79	73	72	74	70	68	82
	48	13	11	17	7	4	100

注：上段の値はその音源だけの騒音レベル(dB(A))で、
下段の値はそれから算出したエネルギーの%を示す。

吸気音、冷却ファン音、タイヤ音などが挙げられる。これらは自動車の種類や走行条件によって変わるが、加速時にも定常走行時にもエンジン音とタイヤ音の占める割合の大きいことが認められている。表-3・3に加速時の状態を¹⁹⁾、図-3・32に定常走行時のタイヤ音寄与率を示す²⁰⁾。

エンジン音は燃焼音と機械音に大別され、前者はシリンダ内の燃焼による圧力の上昇によるものでディーゼルエンジンの場合に主要因となり、後者はピストンやタイミングギアなどの運動によるものである。これらはいずれもエンジン表面から騒音として放射される。タイヤ音はタイヤトレッド模様の凹部と路面との間に封じ込められた空気が放出されるときに発生する一定パターンの騒音やタイヤが凹凸のある路面と接触する際に生ずる振動音などにより発生する。

ここでは、自動車から発生する騒音と道路表面の粗さとの関係に着目して両者の関係について調査してい

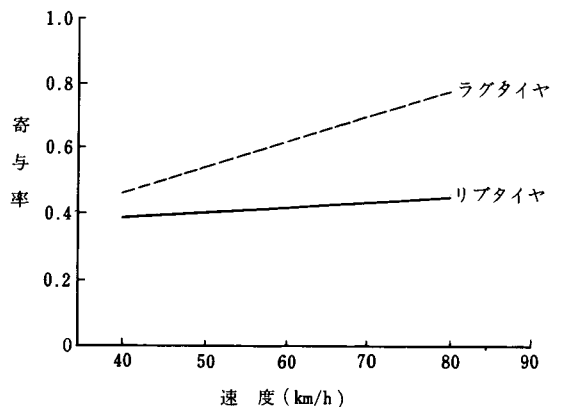


図-3・32 定常走行時のタイヤ音寄与率

る²¹⁾。エンジン音は自動車を、タイヤ音は路面の状態を代表しており、自動車の騒音レベルに大きな影響を及ぼすエンジン音とタイヤ音の寄与が明確になってくる。

同一の乗用車と大型車を用いて、路面性状の異なる一般国道25ヵ所と土木研究所試走路において20~100 km/hで走行し、自動車からの騒音レベルを実測している。路面の粗さについては、マイクロホン正面の位置で路面上の車線横断方向に2測線設け、1測線で5ヵ所、計10ヵ所ずつ測定している。測定は砂式粗さ計を用いて行い、路面の平均的な粗さ R を算出している。

試験車両のパワーレベルと路面粗さとの関係を図-3・33、図-3・34に示す。図-3・33は乗用車、図-3・34は大型車の測定結果である。乗用車で5dB程度、大型車で3dB程度の変動がパワーレベルに見受けられるものの、路面が特に粗くならない限りパワーレベルは増大してこない。乗用車では、路面粗さが2mm以下の場合にはほとんど影響がなくエンジン回転速度の影響が大きくて、2mmを超える粗い路面となるにつれてタイヤからの騒音が主な要因となってくると判断できる。大型車についてはエンジン音が大いので路面粗さがほとんど影響していない。一般的に大型車のパワーレベルは乗用車に比べてエネルギー的に16倍程度と言われており、この影響も加味すると相対的にみて路面粗さの影響は小さくなると言える。

次に、路面舗装別にみると、ここで測定された範囲ではアスファルト舗装とコンクリート舗装では差がないと言える。従来からの測定結果によると若干差があるという報告²²⁾と特に差がないという報告²³⁾がみられる

が、ここではその差を明確にすることができなかった。舗装自体を路面粗さによって分離しにくいことから考えると明らかに差をつけることは難しいし、タイヤ音の発生機構から考えると舗装種別よりも路面粗さによって支配され、舗装種別が異なっても同じ路面性状であると同一パワーレベルを与えたいと言える。

路面粗さが異なる地点における騒音レベルのピーク値に対する周波数分析結果が図-3・35、図-3・36である。図-3・35に示された乗用車に対する結果では、路面が粗くなるにつれて500Hz~1kHzのタイヤ音が支配的となり、低い周波数のエンジンの影響が少なくなる。大型車についてはスペクトルにほとんど変化がなく、125~250 Hz付近に卓越周波数成分があり、タイヤ音が支配していないことが判断できる。

以上の結果から、路面がかなり粗くならない範囲では乗用車でも大型車でも特にパワーレベルが大きくなることはなく、路面粗さの影響を加味する必要はないと判断できる。また、舗装種別に対しても路面粗さの指標や交通条件が同じであれば、道路交通騒音は同程度になると言える。

3.6 坂路部の影響

坂路部では縦断勾配により登坂時には自動車に負荷が作用してエンジンの回転速度が上がる場合が起り、逆に降坂時にはエンジンブレーキを使用することの必

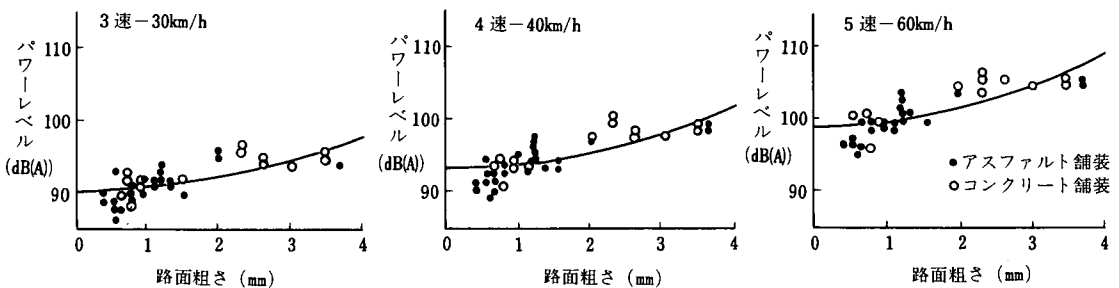


図-3・33 路面粗さとパワーレベルの関係（乗用車）

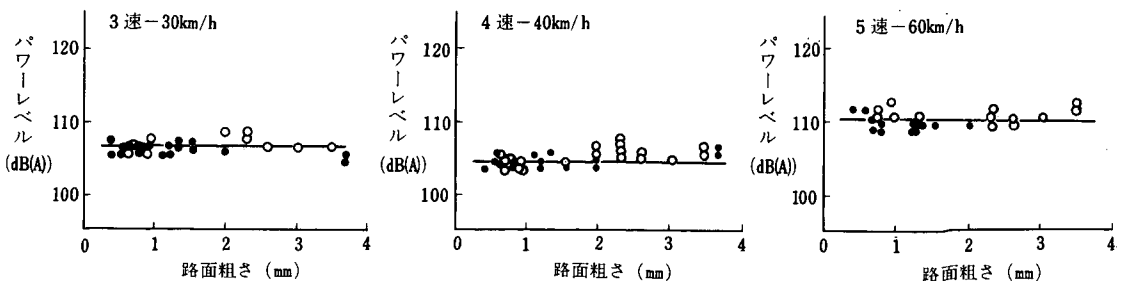


図-3・34 路面粗さとパワーレベルの関係（大型車）

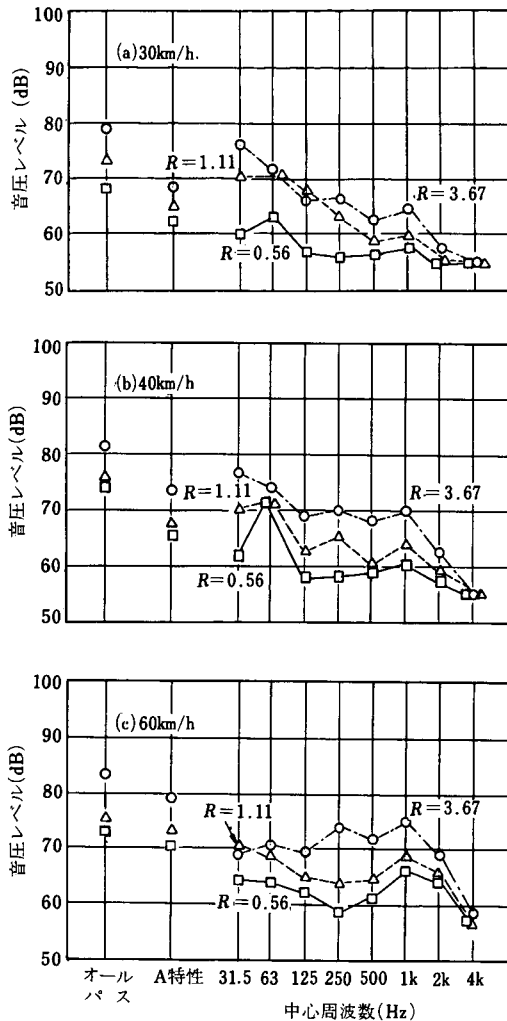


図-3-35 周波数分析結果 (乗用車)

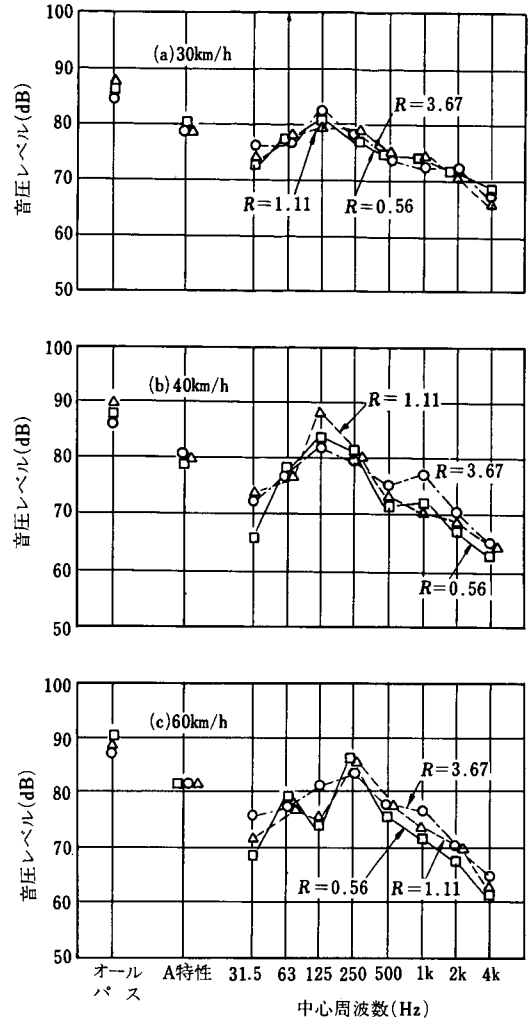


図-3-36 周波数分析結果 (大型車)

要な場合が生じてくる。そこで、勾配区間の続いている坂路部が道路交通騒音に与える影響について検討を加えてみるために、縦断勾配とパワーレベルの関係について調査する。

縦断勾配が8%程度までの箇所を選定して、同一の乗用車と大型車を走らせた試験と一般走行車両による測定とを実施している。前者は2速20km/hから5速60km/hまで細かく速度とギヤ位置を変えて測定を行ったもので、試験箇所の交通規制を行って試験車両のみを単独で走行させている。この場合に、縦断勾配によってはアクセルを踏み込んだ状態で無理に登坂する場合もあり、また降坂時にはブレーキで調整を要することも見受けられた。後者については個々に最適な状態を保って走行している一般車両について実測しており、

ギヤ位置は明らかではない。

試験車走行の場合には60~100m離れて2カ所にマイクロホンを設置して測定し、一般車両の場合には3カ所で測定を行っている。道路の縦断勾配は10m間隔で測量して平均し、走行速度はスピードメータを用いて50m区間の通過時間から判断している。

図-3-37、図-3-38に試験車による測定結果の一例を示す。図-3-37は乗用車の試験結果で、2~4速で20~50km/hの例を示している。かなりばらつきがあり、縦断勾配が大きくなっても特にパワーレベルは増加していないし、逆に下り勾配でもあまり変わらない。図-3-38は大型車の試験結果で同様の傾向が認められる。

実際の走行に際しては、縦断勾配に対応して適正なギヤ位置に設定して走行するので、それを考慮に入れ

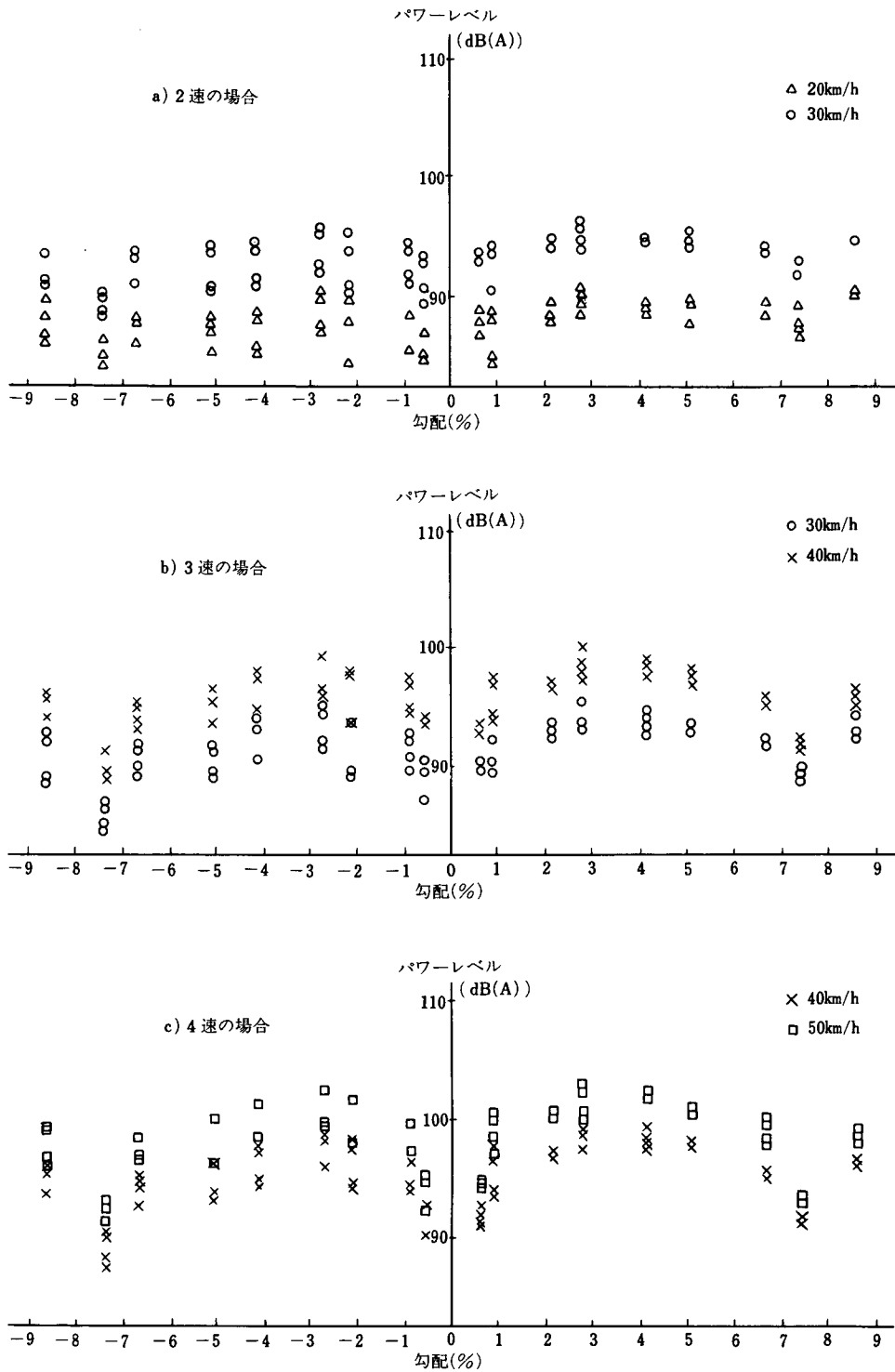


図-3-37 縦断勾配とパワーレベルの関係 (乗用車)

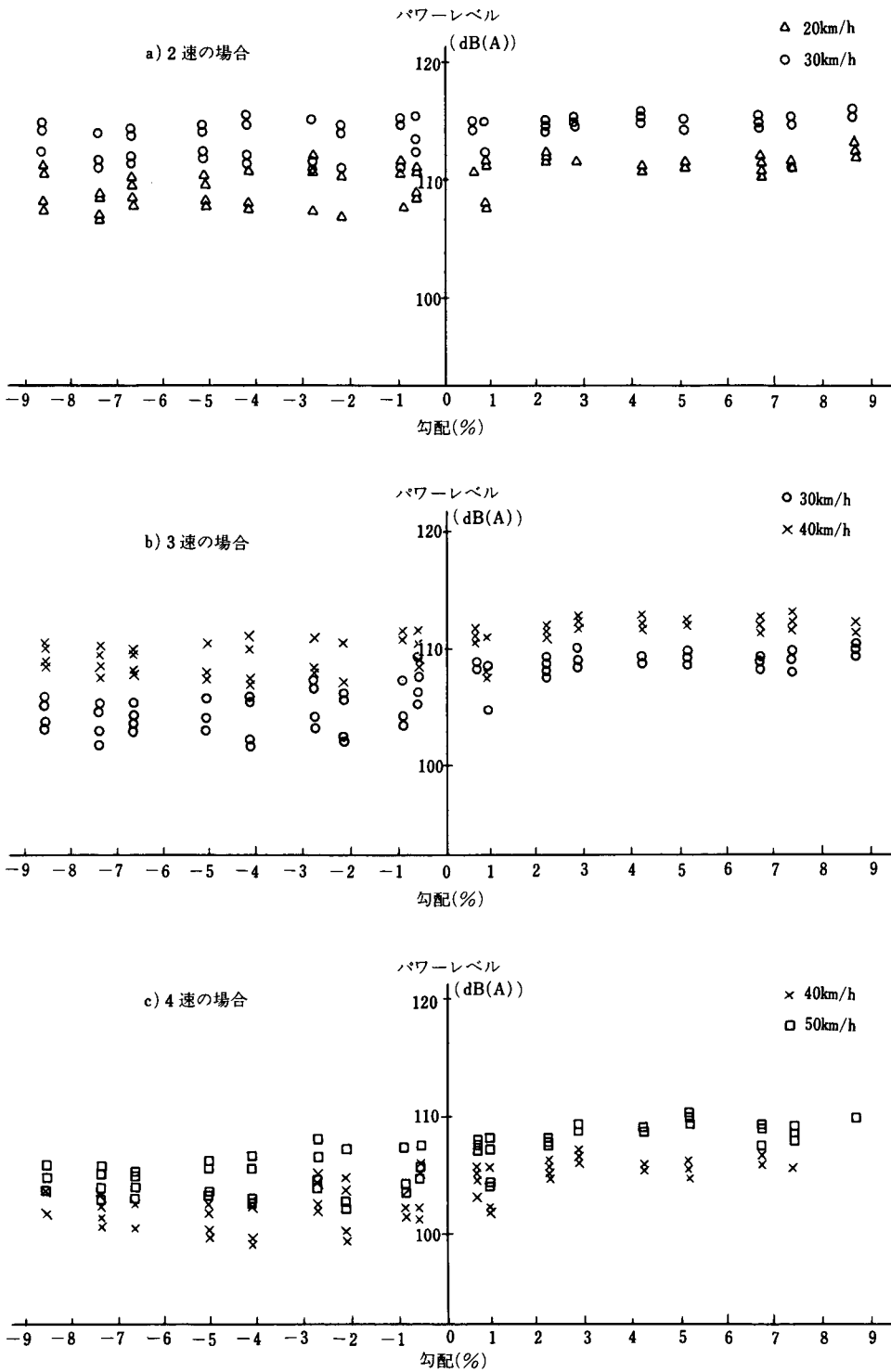


図-3・38 縦断勾配とパワーレベルの関係 (大型車)

てまとめてみると、図-3・39、図-3・40にひとつの傾向が得られる。ギヤ位置の設定により異なってくるが、この結果に最小二乗法により曲線を当てはめている。図-3・39は乗用車による勾配の影響であり、それほど大きくない。特に、上り勾配では50～60km/hではほとんど認められず、40km/hのときも影響の度合は小さい。これに対して、大型車に対する結果である図-3・40では、縦断勾配がきつくなるに従って明らかにその影響が認

められ、5%を超えるとかなり大きくなっていく。40 km/hでエンジンブレーキを使用したときにもその影響が認められる。

これらの結果より、ギヤ位置を考慮に入れて走行速度が無理なく保たれるように考えると、乗用車では勾配の影響がほとんど認められないが、大型車では勾配が急になるに従ってかなり大きくなっていくことがわかる。

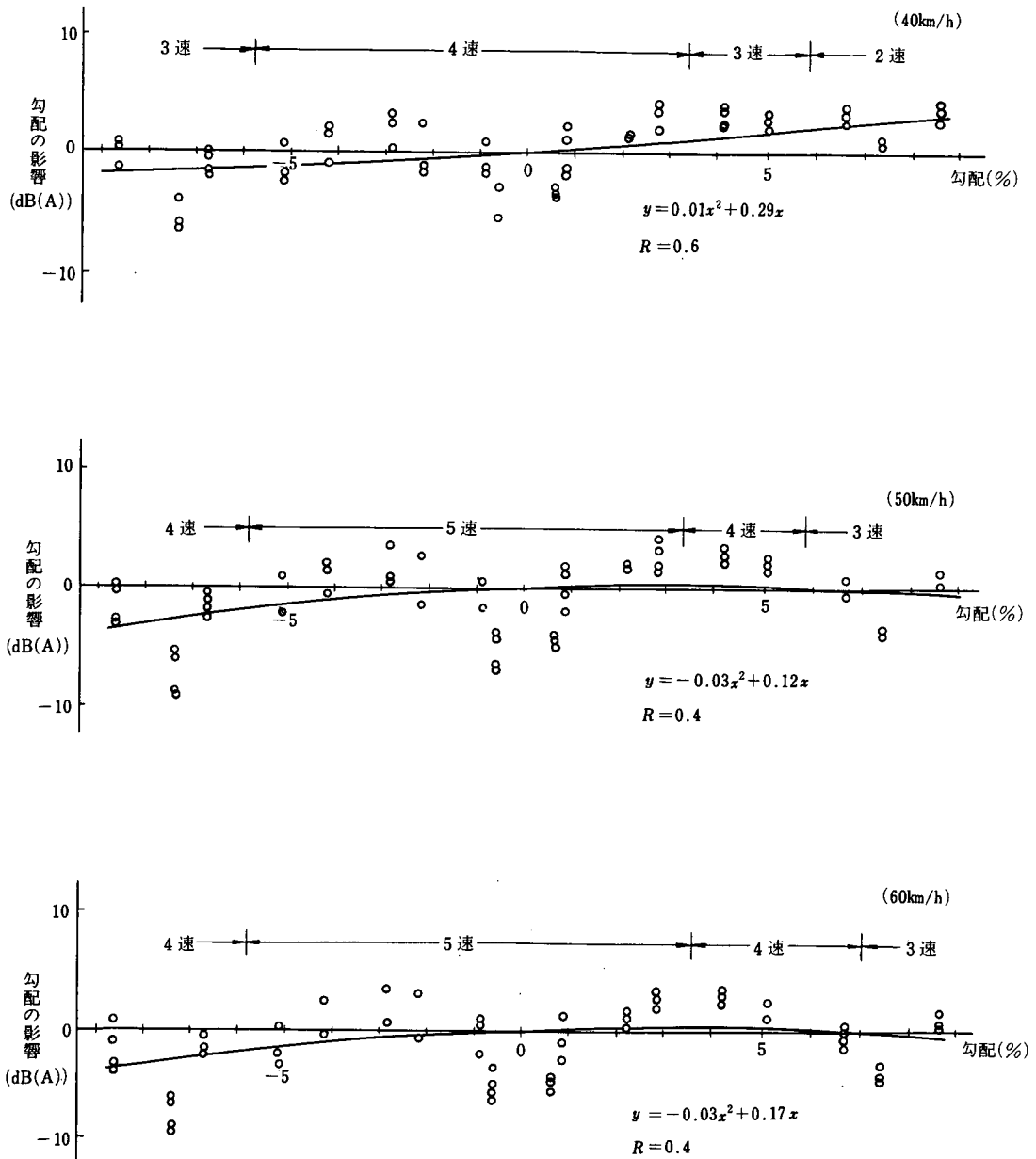


図-3・39 縦断勾配の影響 (乗用車)

次に、実際に走行している一般の自動車を対象とすると図-3・41、図-3・42の結果となる。個々の自動車や測定条件が細かくは異なるために大きなばらつきを有するが、大型車では勾配の影響が認められるのに対して、乗用車では認めにくいことが平均的に理解できる。

以上の結果より、大型車が長く続いた急な勾配区間を走行するときにギヤ比から決まるエンジンの回転数の関係よりパワーレベルの増加することがみられる。

従って、大型車混入率によって左右されるが、道路交通騒音の中央値で判断すると3.2で考察したようにパワーレベルの変動影響はそれ程大きくない。これまでからも、現実には勾配区間で速度変化がみられ勾配による速度変化 $\Delta V = -i$ (ただし i は縦断勾配) を考慮に入れると、勾配区間でのレベル上昇は小さく無視しうる程度であると言われている²⁴⁾。

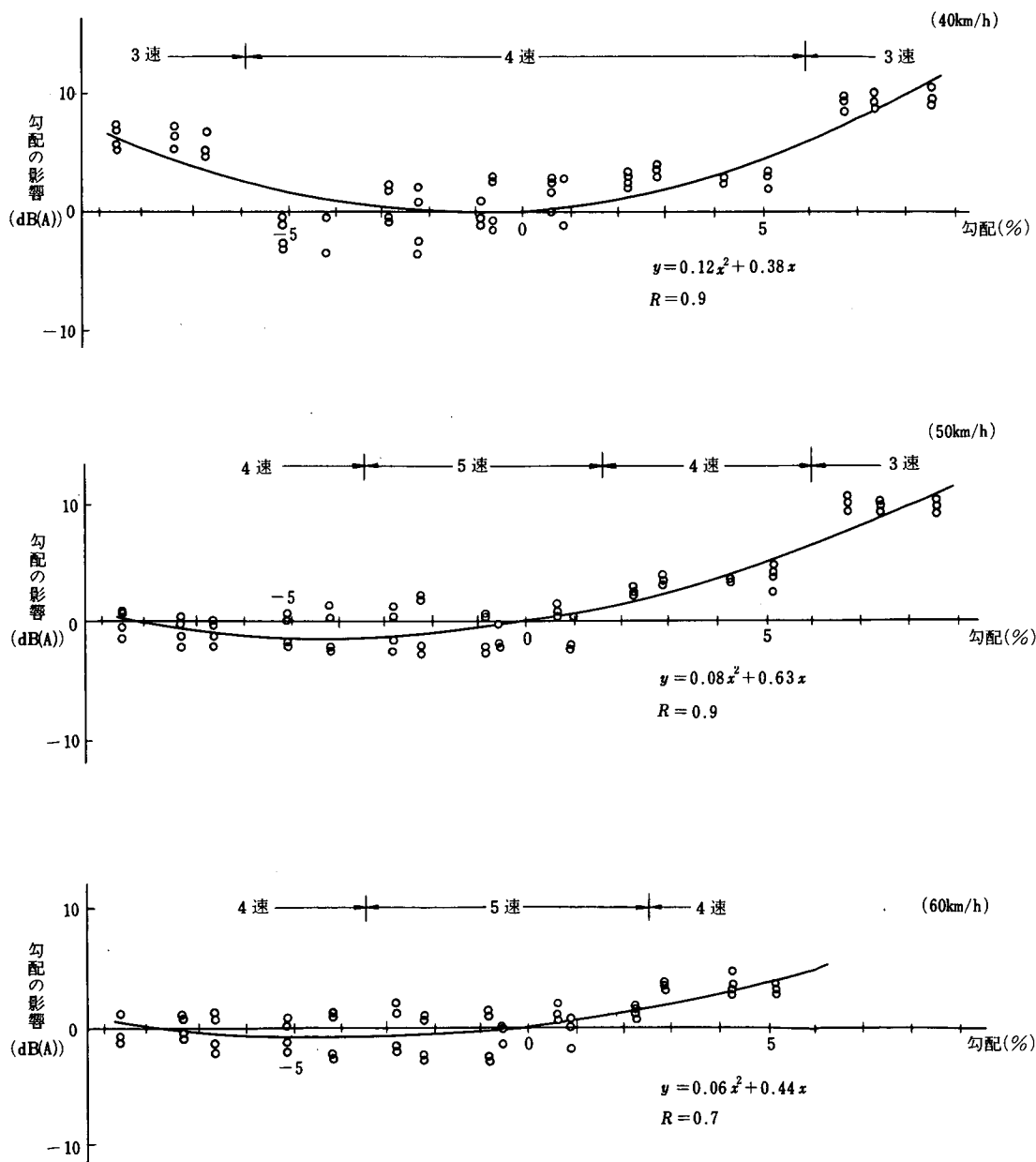


図-3・40 縦断勾配の影響 (大型車)

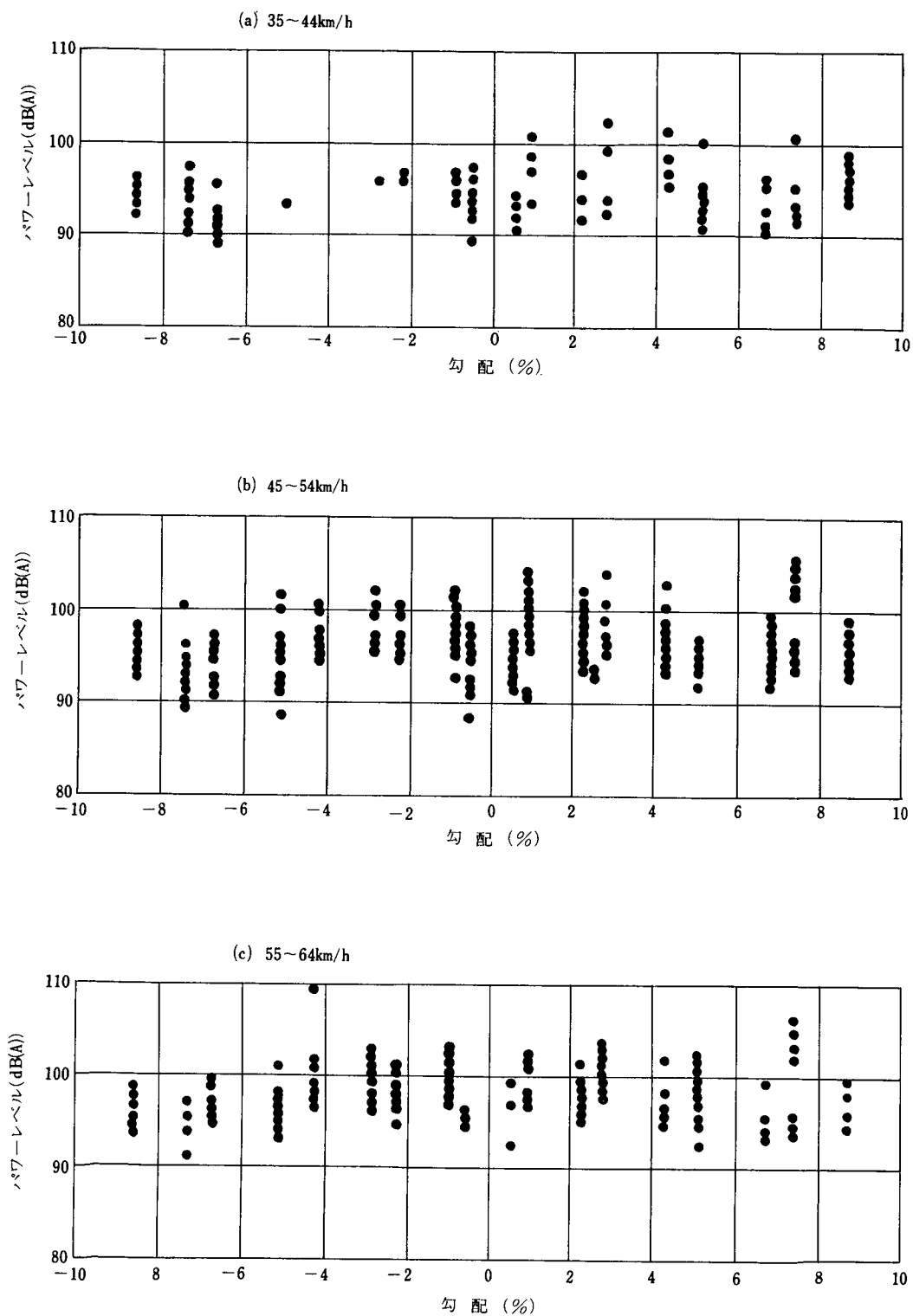


図-3・41 縦断勾配の影響 (乗用車)

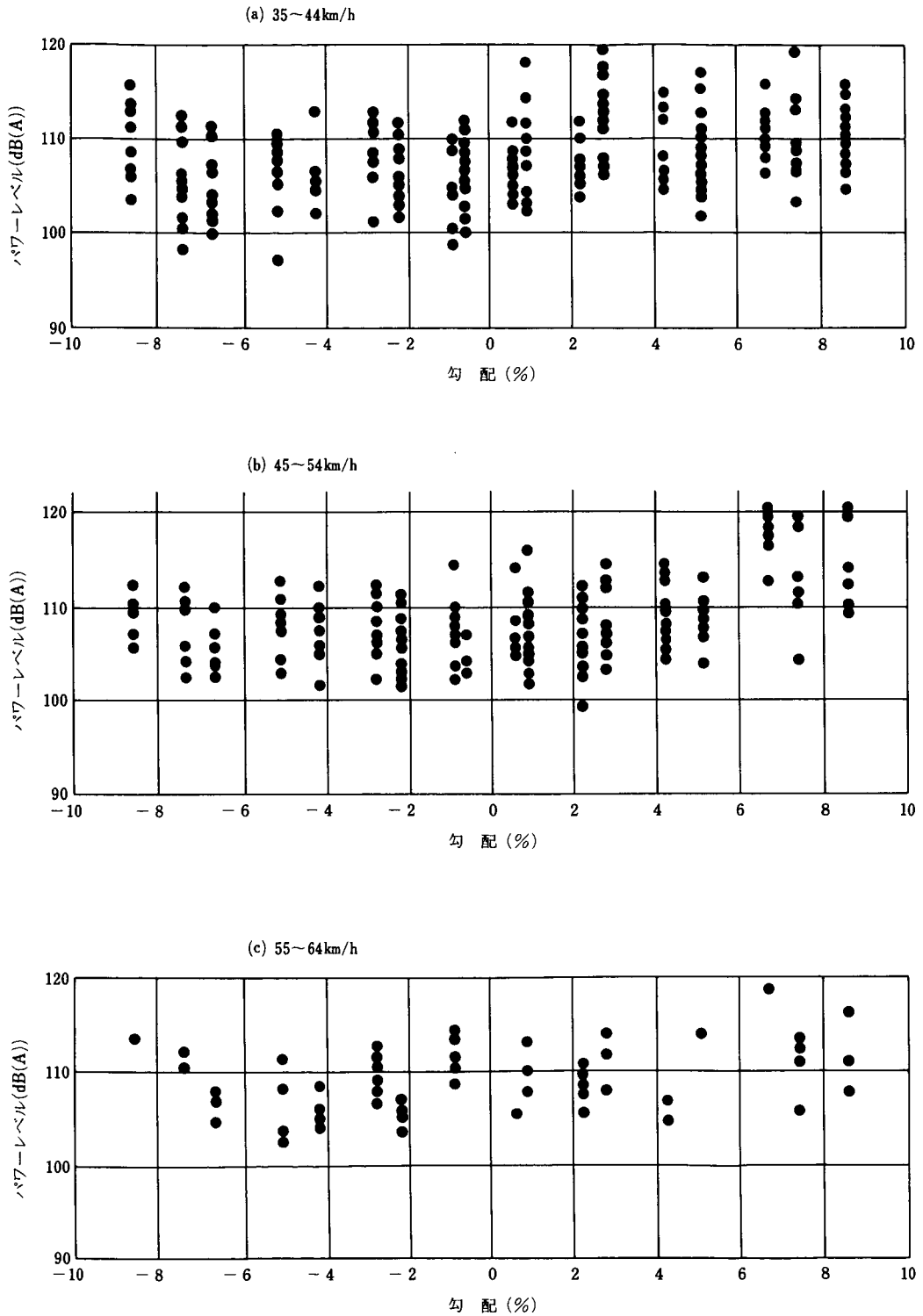


図-3・42 縦断勾配の影響 (大型車)

4. 道路構造別騒音伝播特性

4.1 道路構造と交通条件

標準的な交通量を設定して、代表的な道路幅員構成を有する各道路構造別の沿道地域騒音分布を推定し、その伝播特性を調査している^{13,25)}。比較対象とする道路構造は平面、盛土、切土、高架の4構造で、3.1に示した等間隔モデルを用いて検討する。取り上げた道路は一般道路と自動車専用道路の2つである。

このうち、一般道路で推定した道路横断構成と交通条件は以下のとおりである。

道路断面構成：標準化断面のうち主要幹線道路都市部B地域4車線(幅員30m, 図-4・1)

交通条件：交通量 1600台/h/車線

大型車混入率 15%

重方向率 0.5

平均走行速度 60km/h

また、自動車専用道路で推定した道路横断構成と交通条件は以下のとおりである。

道路断面構成：日本道路公団規格1級A, 4車線(幅員25m, 図-4・2)

交通条件：交通量 1525台/h/車線

大型車混入率 30%

重方向率 0.5

平均走行速度 80km/h

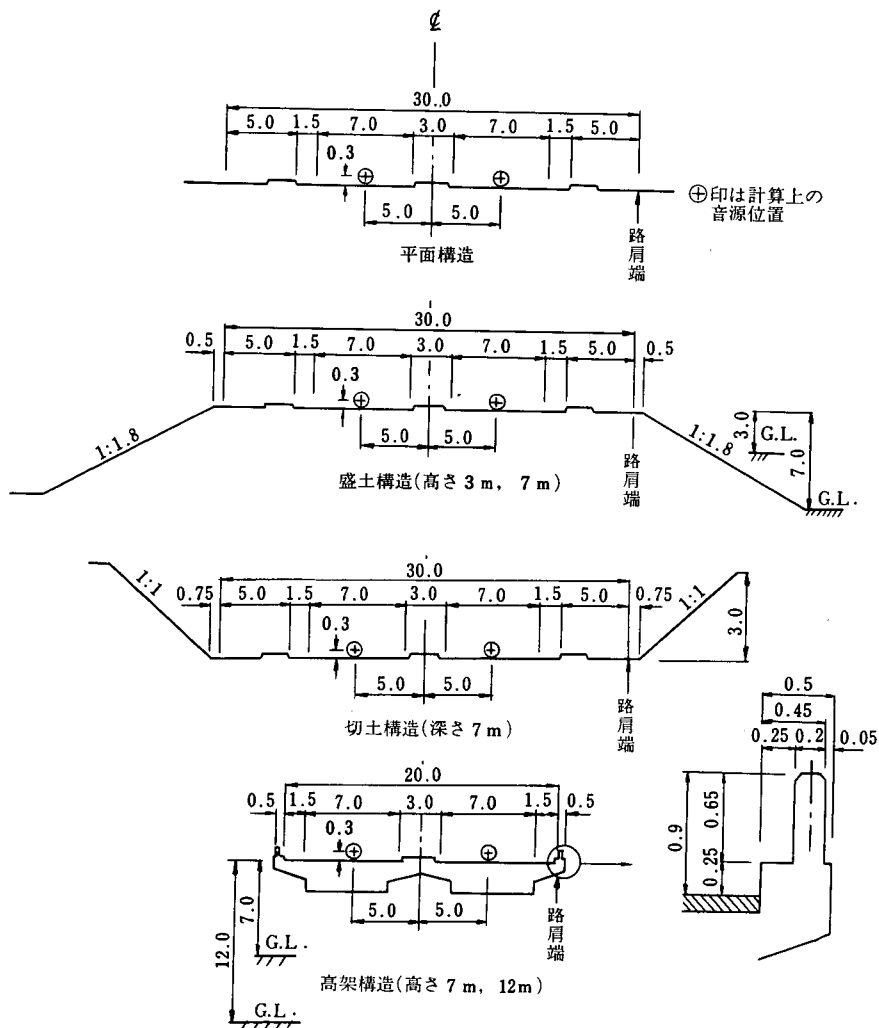


図-4・1 一般道路の断面構成 (単位: m)

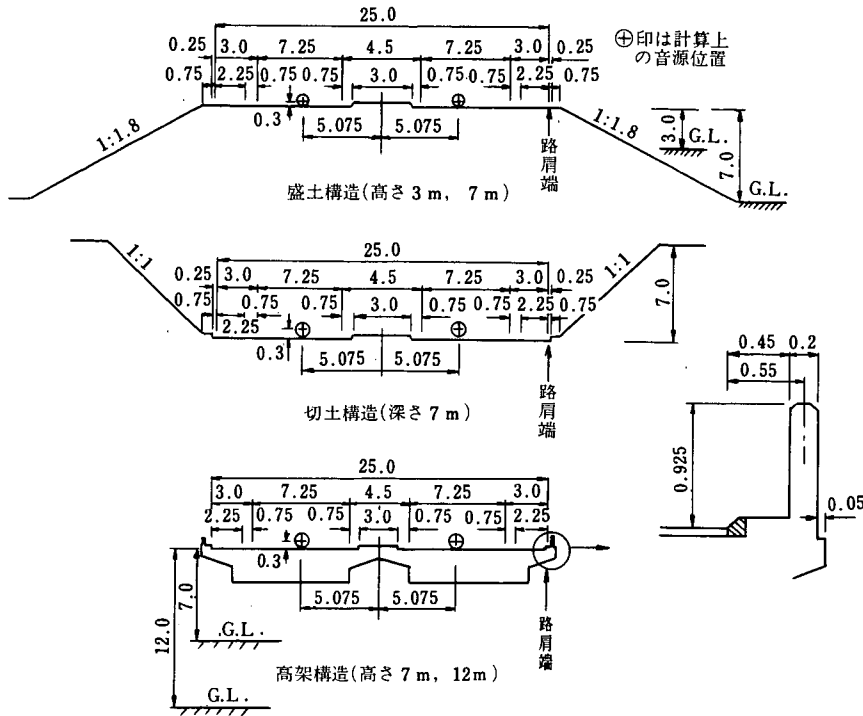


図-4-2 自動車専用道路の断面構成 (単位: m)

比較結果を以下に示す。

4.2 道路構造別騒音伝播性状

(1) 一般道路の場合

一般道路の平面、盛土、切土、高架構造における地上1.2mと3.5mの高さの騒音レベル距離減衰を図-4-3に示す。平面、切土構造における騒音レベルは路肩から離れるに従って大きく減衰していく傾向を示している。特に切土構造の場合はかなり大きい減衰を示しているが、これは法肩点における回折による影響が道路から離れる程大きいことによる。道路端での騒音レベルは当然平面構造の方が大きい。盛土、高架構造では騒音レベルの距離減衰が小さい。切土構造の場合とは逆に、道路に近いところでは回折減衰が大きく、道路から離れる程回折の影響が小さくなることによる。また、同じ構造の場合には路面の高さが高い程、道路に近い部分の騒音レベルは低いが、道路から離れればその差は小さくなる。

道路構造別の等レベル線を図-4-4に示す。ここでは地上0~12m、路肩端からの距離10~80mの範囲について、騒音レベルの分布特性を検討している。平面、

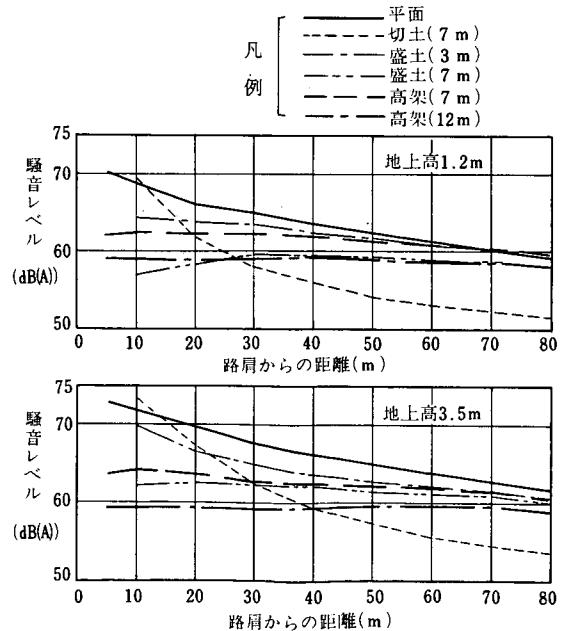


図-4-3 距離減衰性状 (一般道路)

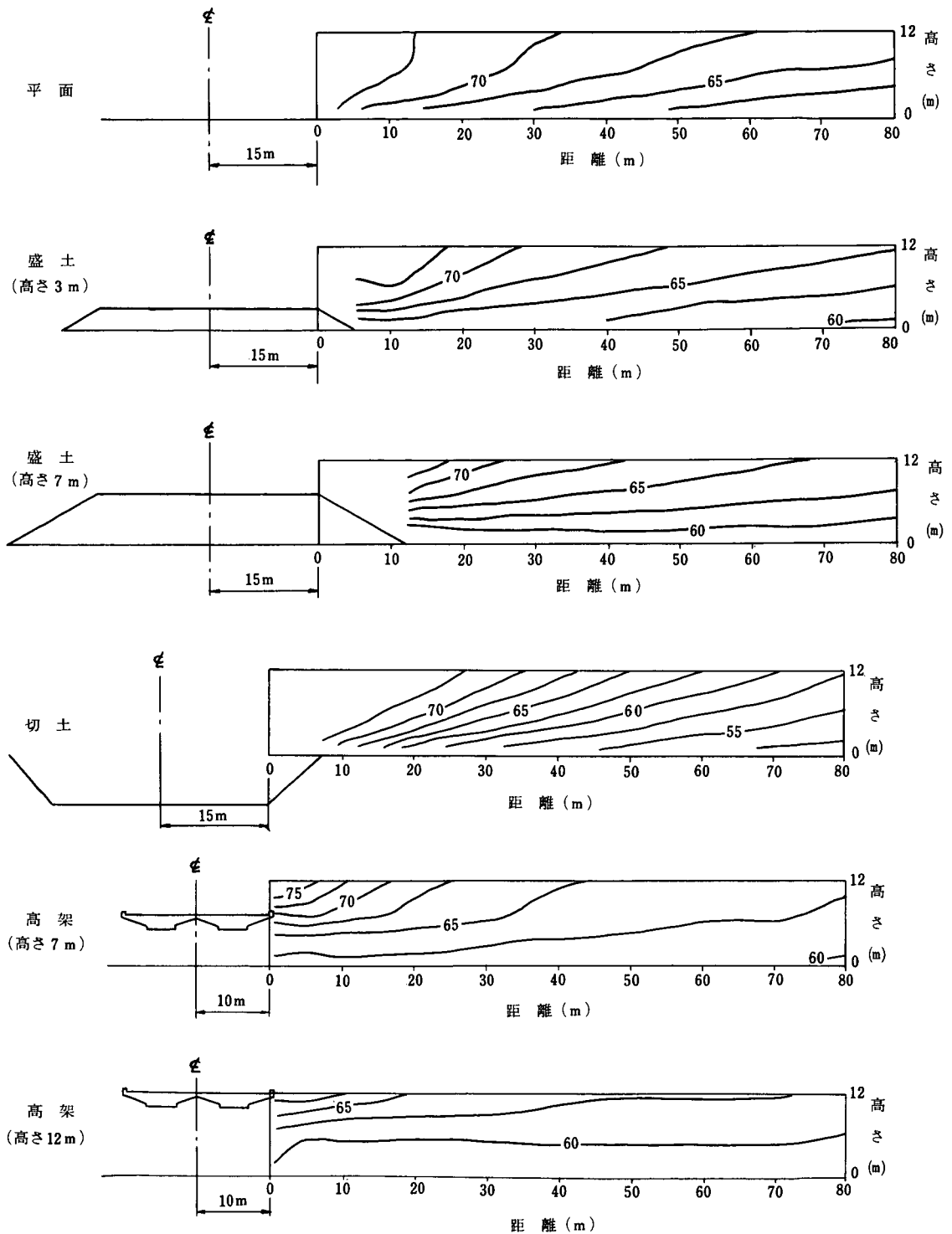


図-4.4 騒音レベル線図 (一般道路, 単位: dB(A))

切土構造では等レベル線が右上りに傾き、道路に近い程、また上方程騒音レベルが大きい。地表面付近が小さいのは地表面の過剰減衰による影響である。また、切土構造の方が平面構造より等レベル線間隔は密であり、距離減衰が大きいことを示している。盛土、高架構造では音源の高さより低い位置において、等レベル線は比較的水平であり、地表面に近い程騒音レベルは小さくなる。これは音源が高い位置にある上に、音源から低い部分への伝播には回折減衰が伴うこと、道路に近い部分程その回折減衰の影響が大きいことなどによる。

全体的に見て、地表付近では平面構造の場合が最も騒音レベルが大きい。地表付近の騒音レベルを下げるという点で有利な構造は、道路に近い部分に着目すれば高架、盛土構造であり、道路から離れた部分では切土構造と言える。また、距離減衰の点から見て、環境施設帯設置による騒音低減効果は切土構造の場合が最も高く、平面構造がこれにつぐ。盛土、高架構造では地表よりかなり高い部分では環境施設帯の効果がでくるが、地表付近では効果は少ないと言える。

図-4・4の範囲内で65dB(A)以下となる面積を求めてみると表-4・1の結果を得る。高架、切土、盛土、平面構造の順に65dB(A)以下の領域が大きい。これはひとつの目安となる値であって、もっと小さい騒音レベルを基準にとると、この順序は多少変化し、切土構造の場合が最も低いレベルの領域が大きくなっていく。

(2) 自動車専用道路の場合

同様に結果を示すと図-4・5、図-4・6、表-4・2が得られる。図-4・5は騒音レベルの距離減衰を、図-4・6は道路構造別の等レベル線を示し、表-4・2は図-4・6の範囲内で65dB(A)以下となる面積を求めたものである。

傾向は一般道路の場合とよく似ている。切土構造の減衰が大きく、盛土、高架構造では小さい。同じ構造では路面が高い程、騒音レベルは低い。また、高架構造の中央分離帯が開いているか閉じているかの差は少ないことがわかる。等レベル線の分布も一般道路と類似の状態にあり、切土構造の等レベル線間隔が密である。盛土、高架構造では音源の高さより低い位置にお

表-4・1 図-4・4において65dB(A)以下となる面積(一般道路)

	平面	切土 (7 m)	盛土 (3 m)	盛土 (7 m)	高架 (7 m)	高架 (12m)
65dB(A)以下の面積 (m ²)	240	571	418	583	665	830
平面に対する面積比	1.0	2.4	1.7	2.4	2.8	3.5

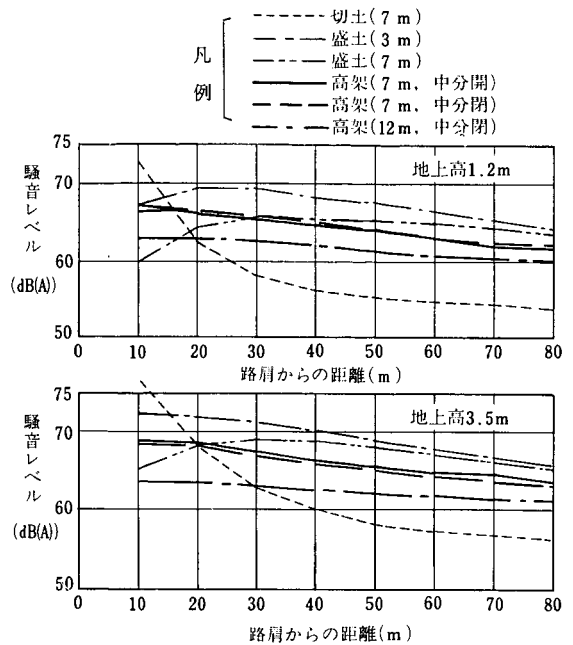


図-4・5 距離減衰性状(自動車専用道路)

いては等レベル線は比較的水平的である。全体的に見てみると、切土、高架、盛土構造の順に65dB(A)以下の領域が大きくなっている。

5. トンネル坑口周辺の騒音伝播

5.1 基本的な考え方と関係式

取り扱いを容易にするために、半円形断面のトンネルを考へて、そのトンネル内及び坑口周辺における騒音特性を調べることにする^{26),27)}。トンネル内を走行している1台の自動車より発生する音は、多重反射してトンネル坑口方向に伝達されると考えることができる。実際のトンネル内面は完全鏡面ではなく、多かれ少なかれ散乱波を生じているが、ここでは反射面において音は鏡面に対する光のように反射すると見なして取り扱う音響学で通常用いられている考え方によることとする²⁸⁾。

(1) トンネル内の伝播

半径 r_0 の半円形トンネルにおいてその中心に点音源 S_0 があるとき、図-5・1に示すように音源から任意の方向に放射される音はトンネル坑口方向へ反射しながら伝達してゆく。音源からトンネル中心軸と θ の角度で放射される音線(音の軌跡を示す)に対しては距離 $l_0 = r_0 / \sin \theta$ 進むごとに反射される。このとき、 xy 平面に射影

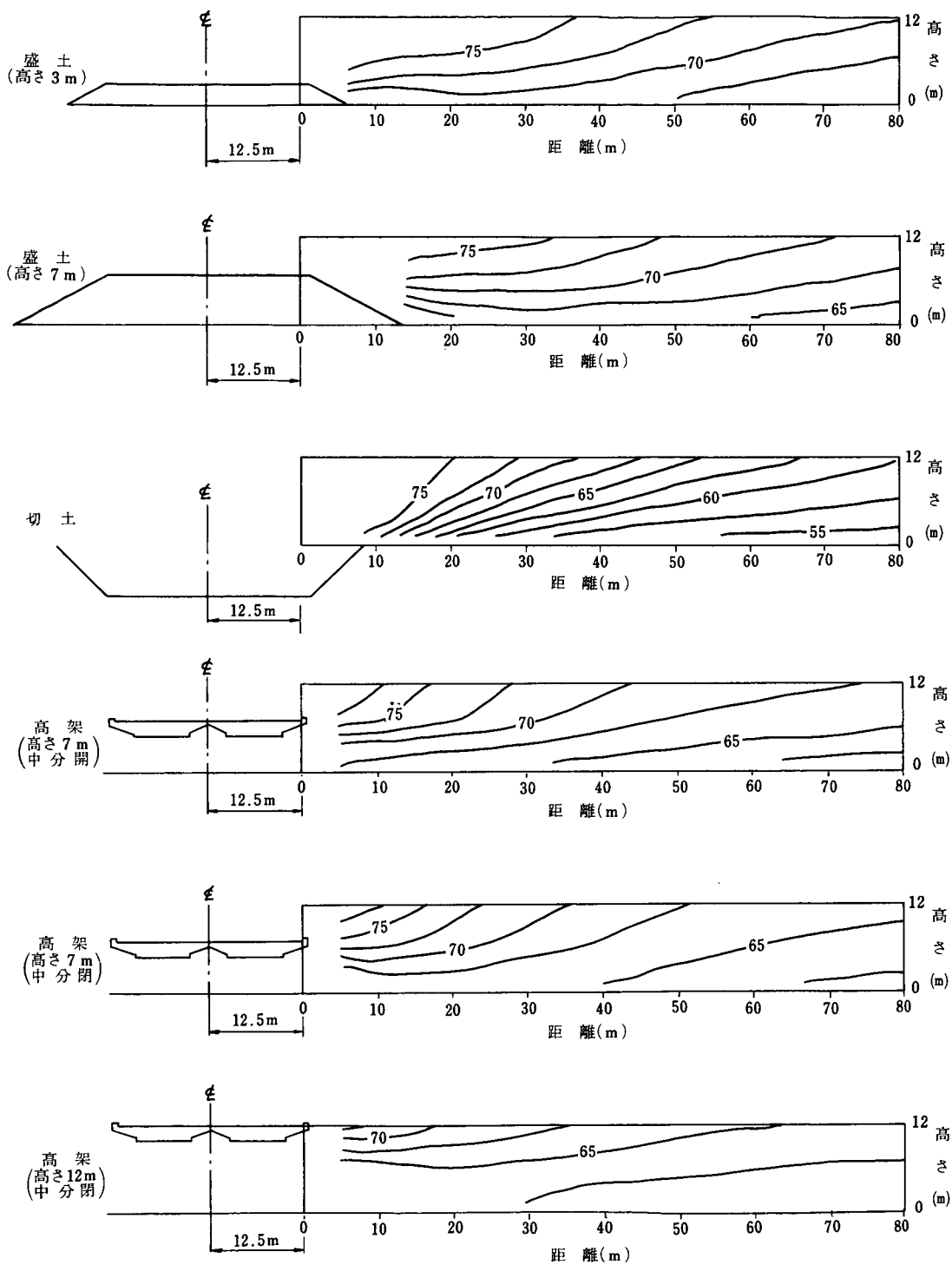


図-4・6 騒音レベル線図 (自動車専用道路, 単位: dB(A))

表-4・2 図-4・6において65dB(A)以下となる面積(自動車専用道路)

	切 土 (7 m)	盛 土 (3 m)	盛 土 (7 m)	高架(7 m) 中央分離帯 開	高架(7 m) 中央分離帯 閉	高架(12 m) 中央分離帯 閉
65dB(A)以下の 面 積 (㎡)	551	16	118	174	236	658
盛土に対する 面 積 比	34.4	1.0	7.4	10.9	14.8	41.1

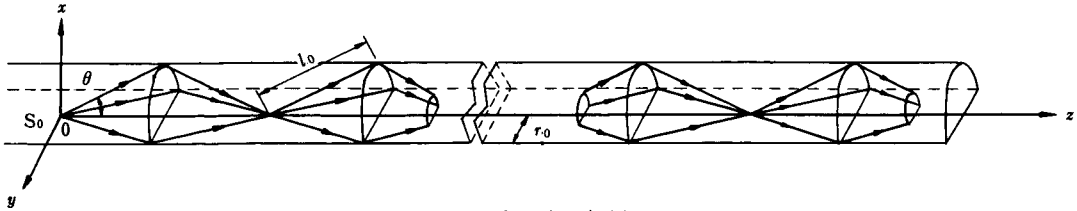


図-5・1 トンネル内の音の伝播

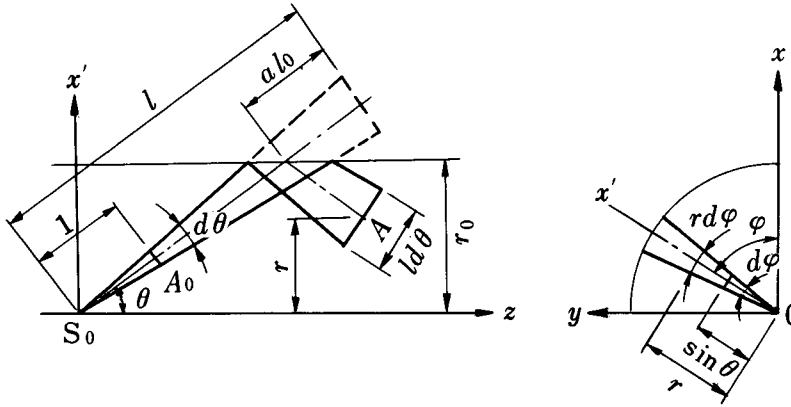


図-5・2 ray tube

された音線を考えると、円の中心位置から半円形壁面に入射するので音線は壁面に対して垂直となり反射経路は入射経路と同一となる。従って、偶数回反射された音線は発散する方向に伝播され、奇数回反射された音線は中心軸上に収束する方向で伝播する。

そこで、図-5・2に示されるような音源から角度 θ, φ の方向に放射された音線に沿って距離減衰を考えてみる。反射面では吸音しないと考えると微小角 $d\theta, d\varphi$ で区切られたray tube(音線束)を想定すれば、単位距離でのレベルを基準として距離減衰量 ΔL は音源から単位距離でのray tubeの音源に垂直な断面積 $A_0 = \sin\theta d\theta d\varphi$ と経路長 l での断面積 $A = r l d\theta d\varphi$ との比によって与えられる。

$$\Delta L = 10 \log_{10} A / A_0 = 10 \log_{10} r l / \sin\theta \dots \dots (5.1)$$

l と中心軸からの距離 r は反射回数 n と反射点間距離

$l_0 = r_0 / \sin\theta$ を用いて、

$$l = (n + a) l_0 \dots \dots \dots (5.2)$$

$$r = \begin{cases} (1 - a) l_0 \sin\theta & : n \text{ が奇数のとき} \\ a l_0 \sin\theta & : n \text{ が偶数のとき} \end{cases} \dots \dots \dots (5.3)$$

と表される。ただし、 a は図-5・2に示されている $0 \leq a < 1$ の値である。これより式(5.1)は次のように変換される。

$$\Delta L = 20 \log_{10} l_0 + \begin{cases} 10 \log_{10} (1 - a) (n + a) & : n \text{ が奇数のとき} \\ 10 \log_{10} a (n + a) & : n \text{ が偶数のとき} \end{cases} \dots \dots \dots (5.4)$$

この式を用いて音線に沿った距離減衰性状を相対音圧レベルで図示すると図-5・3のようになる。すなわち、1回目の反射をする前($l/l_0 \leq 1$)では倍距離6dBの減衰となるが、それ以後は $l/l_0 = 2, 4, 6, \dots$ の点で無限大

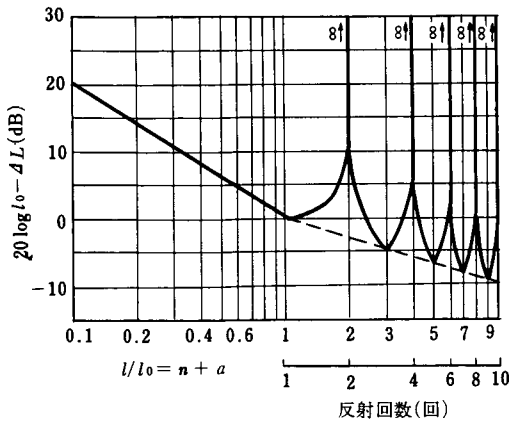


図-5-3 音線に従った距離減衰性状

の音圧レベルに近づき、また同一の r を持つ受音点位置 (例えば $l/l_0 = 1, 3, 5, \dots$ の点) 間での距離減衰は倍距離 3dB の線音源的な減衰性状を示して伝播する性質を有している。

ray tube の音線に垂直な断面は一般的には四辺形であるが、反射点近傍においては四辺形とは異なってくる。それを厳密に検討すると、 $l/l_0 = 1, 3, 5, \dots$ の位置であるトンネル壁面での反射点近傍では、

$$\Delta L = 10 \log_{10} (r_0 - l \cos \theta \cdot d\theta / 4) l / \sin \theta \quad \dots \dots \dots (5.5)$$

となり、 $l/l_0 = 2, 4, 6, \dots$ の位置であるトンネル路面での反射点近傍では、

$$\Delta L = 10 \log_{10} (l \cos \theta \cdot d\theta / 4) l / \sin \theta \quad \dots \dots \dots (5.6)$$

である。従って、高次の微小項を無視することにより式(5.1)と一致し、図-5.3に示された減衰性状になることが理解できる。

いま、図-5.4のように音源位置を原点とした円柱座標系で考え、任意の受音点 $R(r, \varphi, z)$ に到達した n 回反射した音線は見掛け上図示された仮想音源 S_n から放射された音源としてとられることができ、その経路長 l_n 及び z 軸となす角 θ_n は次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} l_n &= \sqrt{\{(n+1)r_0 - r\}^2 + z^2} \\ &\quad : n \text{ が奇数のとき} \\ \sqrt{(nr_0 + r)^2 + z^2} \\ &\quad : n \text{ が偶数のとき} \end{aligned} \right\} \quad \dots \dots \dots (5.7)$$

$$\theta_n = \cos^{-1}(z/l_n) \quad \dots \dots \dots (5.8)$$

また、経路中の壁面と路面では一般に吸音が生じ、 n

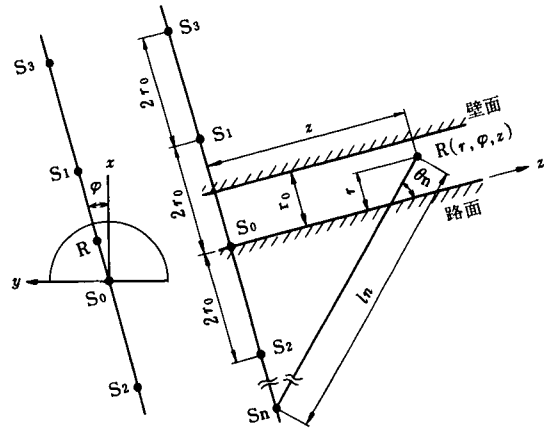


図-5-4 トンネル内にある受音点 R の状態

回の反射後では次の式で与えられる減衰比率を表す係数 A_n を考慮する必要がある。

$$\left. \begin{aligned} A_n &= (1 - \bar{\alpha})^{(n+1)/2} \cdot (1 - \bar{\alpha}_f)^{(n-1)/2} \\ &\quad : n \text{ が奇数のとき} \\ (1 - \bar{\alpha})^{n/2} \cdot (1 - \bar{\alpha}_f)^{n/2} \\ &\quad : n \text{ が偶数のとき} \end{aligned} \right\} \quad \dots \dots \dots (5.9)$$

ただし、 $\bar{\alpha}$ はトンネル壁面の平均吸音率、 $\bar{\alpha}_f$ は路面の平均吸音率を表し、トンネル内では一様と見なしている。従って、受音点 R における音圧レベル SPL は位相差を無視して各仮想音源からの音響エネルギーの和として求めると、式(5.1)、式(5.9)より次のようになる。

$$SPL = PWL - 8 + 10 \log_{10} \left[\sum_{n=0}^{\infty} \frac{A_n \sin \theta_n}{r l_n} \cdot Q(\theta_n) \right] \quad \dots \dots (5.10)$$

ただし、 PWL は音源パワーレベル、 $Q(\theta)$ は音源の θ 方向の指向係数であり、無指向性のときには $Q(\theta) = 1$ となる。なお、壁面の吸音率が音源から距離 z_B の地点において $\bar{\alpha}_1$ から $\bar{\alpha}_2$ へと変化する場合には $z > z_B$ の受音点に到達する音線の A_n は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} A_n &= (1 - \bar{\alpha}_1)^{\frac{n+1}{2} - n'} \cdot (1 - \bar{\alpha}_2)^{n'} \cdot (1 - \bar{\alpha}_f)^{\frac{n-1}{2}} \\ &\quad : n \text{ が奇数のとき} \\ (1 - \bar{\alpha}_1)^{\frac{n}{2} - n'} \cdot (1 - \bar{\alpha}_2)^{n'} \cdot (1 - \bar{\alpha}_f)^{\frac{n}{2}} \\ &\quad : n \text{ が偶数のとき} \end{aligned} \right\} \quad \dots \dots (5.11)$$

ここで、 n' は吸音率が $\bar{\alpha}_2$ の壁面で反射する回数であり、次式で与えられる。

$$n' = \left\{ \begin{array}{l} (z - z_B) \tan \theta n + r_0 + r / 2r_0 \\ : n \text{ が奇数のとき} \\ (z - z_B) \tan \theta n + r_0 - r / 2r_0 \\ : n \text{ が偶数のとき} \end{array} \right\} \dots\dots (5.12)$$

(2) トンネル坑口からの放射

トンネル坑口から放射され周辺部の受音点Rに到達する音線の経路はトンネル内における場合と同様に図-5.5に示されるような状態となり、仮想音源と受音点との関係により伝播状態が決まってくる。奇数回反射された音線は仮想音源 S_{2m-1} からの伝播と考えられ、坑口 $P-P_0$ 面を開口部として放射し、偶数回反射された音線は仮想音源 S_{2m} から $P-P_m$ 面（ただし、 P_m は S_{2m-1} と P を結ぶ延長線と z 軸との交点）を開口部とした伝播を行う。従って、反射回数を偶数と奇数とに分けて坑口周辺部の音圧レベルは式(5.10)と同様に次式で与えられる。

$$\begin{aligned} SPL = & PWL - 8 + 10 \log_{10} \left[\sum_{m=0}^{\infty} \frac{A_{2m} \sin \theta_{2m}}{r l_{2m}} Q(\theta_{2m}^*) \right. \\ & \cdot 10^{-L_D(S_{2m})/10} + \sum_{m=1}^{\infty} \frac{A_{2m-1} \sin \theta_{2m-1}}{r l_{2m-1}} Q(\theta_{2m-1}) \\ & \left. \cdot 10^{-L_D(S_{2m-1})/10} \right] \dots\dots (5.13) \end{aligned}$$

ここで、 $L_D(S_{2m})$ は音源 S_{2m} に対応する回折減衰量であり、音源 S_{2m} に対する指向係数 $Q(\theta_{2m}^*)$ としては受音点を直接見通せるときにはその受音点方向の指向係数、すなわち $Q(\theta_{2m})$ を使い、直接見通せず回折するときには障壁端と見なしうる P 又は P_m を見込む方向の指向係数によるものと判断できる。

式(5.13)を用いて坑口周辺部の音圧レベルを求めるためには、式(5.13)に含まれている L_D を推定することが必要となる。回折減衰の算定方法には種々の理論式や実験式が既に発表されているが²⁹⁾、ここでは実用的な面を重視して Kurze ら³⁰⁾が提案した回折減衰量 L_D で定めることとする。

$$L_D = 5 \pm 20 \log_{10} \frac{\sqrt{2\pi|N|}}{\tanh \sqrt{2\pi|N|}} \dots\dots (5.14)$$

ただし、 N はフレネル数 ($N = 2\delta/\lambda$) を表し、 δ は音源と受音点間の回折経路差、 λ は波長である。複号は $N > 0$ のとき+、 $N < 0$ のとき-、 $N = 0$ のとき $L_D = 5$ とする。

式(5.14)は厚みのない剛な半無限障壁による回折減衰量を与える近似式であり、障壁での反射による影響も含むと見なしうる。仮想音源 S_{2m} に対する L_D として

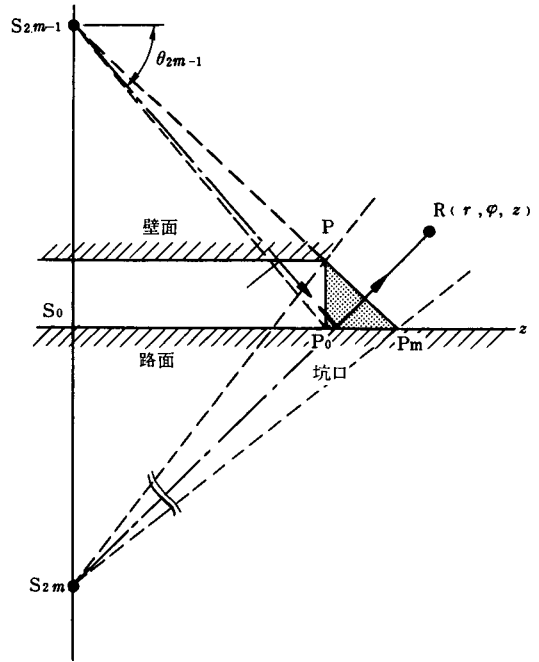


図-5.5 トンネル外にある受音点Rの状態

式(5.14)を適用すれば、鏡像の位置関係にある仮想音源からの影響も考慮されることになる。従って、式(5.13)中の $L_D(S_{2m-1})$ については、受音点が三角形 PP_0P_m の範囲に存在するときには0となり、それ以外は無限大となる。

5.2 実験データによる検証

(1) 模型実験方法

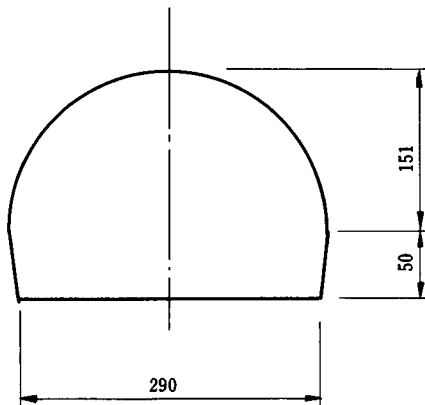
実験は音響特性が確認されている土木研究所の無響室（室内容積：約180m³、内寸法：7m×7m×5m、暗騒音：16dB(A)、30dB(C)）で行っている。模型トンネルは実際のトンネル寸法から約1/30の縮尺率で想定して幅290mm、側壁立上り高さ50mm、全高201mmの図-5.6に示すような断面で厚さ10mmの亚克力材で製作している。実験音としては、ツイータから放射されるオクターブバンドノイズ及び3.15kHzより40kHzの範囲で出力が様な特性を有するワイドノイズを使用しており、図-5.7のような流れで実験計測している。点音源として使用したツイータは様な音響特性でなく、指向性を若干有しており、音響出力として図-5.8に示すような指向性のものをここでは使用している。従って、実験結果を対比するときには $Q(\theta)$ として指向性を考慮に入れて検討している。

受音点には1/4インチマイクロホンを設置して、トン

ネル内の距離減衰及び坑口周辺部の音圧分布を測定している。このときに模型トンネル内に吸音材（残響室法吸音率は8, 16kHzのオクターブバンドノイズに対し0.98, ワイドノイズに対して0.87）を用いて種々の吸音処理を施したときの音圧分布をも測定して検証している。

(2) 実験結果

模型実験に用いたトンネルは馬蹄形断面をしているので、5.1で示した関係式を適用して数値計算をするために断面積が等しくなるように半径を定め、半円形トンネル（この場合には半径178mm）に換算して実験値との比較を行う。音圧レベルの計算に当たっては式(5・10)、式(5・13)に含まれた無限級数を計算しなければならないが、受音点位置にかかわらず計算に含める音源の出力が変化しないように項数を決定し、音源からの音の放射角度との関係から放射角度を最大 θ_{max} まで考慮す



換算半径：178

図-5-6 模型トンネル（単位：mm）

ることにより $M = (z \tan \theta_{max} - r_0) / 2r_0$ として項数を定めることとする。ここに示した模型実験結果との対比では $\theta_{max} = 88^\circ$ としているが、このときに半円錐状の放射範囲の立体角は $\pi(1 - \cos 88^\circ)$ となり、無指向性点音源としたときには全音響エネルギーの97%が計算に含まれることとなる。

1) トンネル内の距離減衰

トンネル内の距離減衰性状を音源から10cmの位置におけるレベルを基準として相対音圧レベルで図示すると、ワイドノイズに対して図-5・9のようになる。トンネル内で測定された結果と共に式(5・10)による計算結果も示している。一般に点音源から拡散される音は自由空間中において倍距離当たり 6dB で音圧レベルが減衰してゆくが、その点から見ると図-5・9に示した減衰

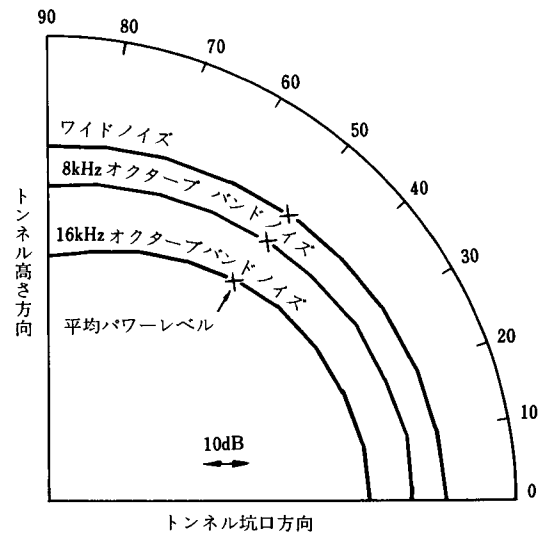


図-5-8 音源の指向性

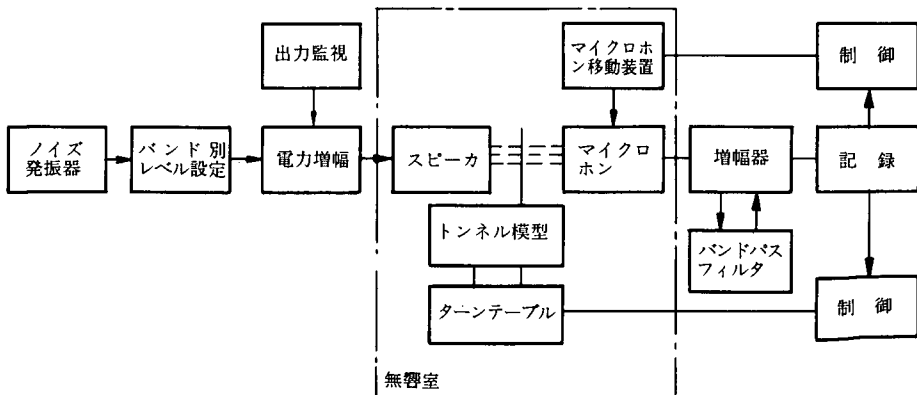


図-5-7 実験の流れ

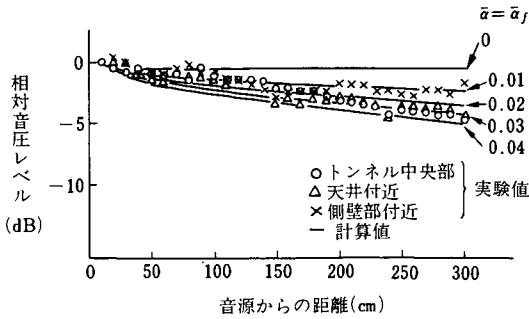


図-5-9 トンネル内距離減衰 (音源: ワイドノイズ)

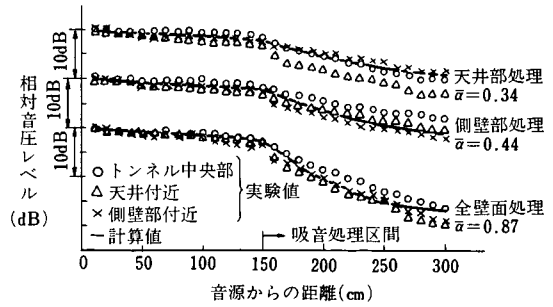


図-5-11 吸音処理区間を含むトンネル内距離減衰 (音源: ワイドノイズ)

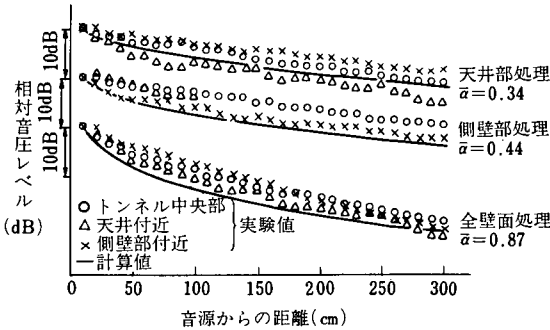


図-5-10 吸音処理時のトンネル内距離減衰 (音源: ワイドノイズ)

は非常に小さいことがわかる。倍距離に対して 1dB 程度にすぎない。

計算結果との比較ではアクリル材にもわずかな吸音性状に相当するものを見込むことができ、吸音率を 0.01~0.03, 平均的には 0.02 程度と設定することが可能となる。実験値は測定位置により若干相違しているものの実験値と計算値の減衰性状はかなりよく整合している。従って、トンネル内で音の多重反射を考えた式(5-10)が有用であると言える。

図-5-10は吸音処理時の距離減衰について実験値と計算値を比較したものである。実験はトンネル壁面のうち、天井部を吸音処理した場合、側壁部を吸音処理した場合及び全壁面を吸音処理した場合について行っており、実験値では吸音処理部に近い測定点で減衰量が若干大きくなる傾向が見受けられる。なお、トンネル断面形状などが実験条件と計算モデルとは異なるために、計算に際しては吸音部の範囲を忠実に導入せず、壁面の平均的な吸音率に換算して計算を行っている。すなわち、アクリル材の部分と吸音材の部分の面積比を考慮して平均吸音率 $\bar{\alpha}$ を設定している。従って、計算結果は実験結果と若干条件が異なっているが距離減衰性状はほぼ一致しており、特に音源から距離が離れ

るにつれて両者がよりよく一致してくる。これは実験における壁面の吸音特性が周方向に均一でなくてもある程度の伝播距離を有すると拡散音場的な傾向が強まり、実験値と計算値の減衰特性が合致するようになるものと考えられる。また、図-5-11には一部の区間に吸音処理を施した場合の距離減衰が示してある。いずれの場合も計算値は実験値とよく一致しており、本計算法の妥当性を表すものである。

2) トンネル坑口からの放射性状

受音点を坑口中心から距離 80cm の扇状に配置して地面から 10.5cm の高さでトンネル坑口からの音の放射性状を測定した。中心周波数 16kHz のバンドノイズに対する実験結果を式(5-13)による計算値と共に、 $PWL = 0\text{dB}$ として相対音圧レベルでまとめたものが図-5-12である。トンネル中心軸方向からの角度との関係で図示しており、坑口からの伝播については指向性が非常に強く現れていることがわかる。1)と同様に模型トンネル内における吸音処理の状態により減衰量が異なっており、吸音処理が強化されるほどトンネル軸方向への指向性が強まっている。

実験値と計算値を比較すると無処理時の音圧レベルが最もよく一致しており、吸音処理の効果が大きくなるにつれてずれが目立つ。特に側壁部が吸音処理されている場合、坑口側方から背面にかけて受音角度が大きくなるにつれて計算値の音圧レベルが大きくなる傾向が見受けられる。これは水平方向の放射指向性状に対して側壁吸音や全壁面吸音の状態では、坑口端部が現実には吸音性の障壁として作用するのにに対し、計算上は反射性の障壁として取り扱われているためと推察される。

図-5-13は坑口端部に全壁面の吸音処理を施した場合の放射指向性状について、実験値と計算値の比較をしたものである。この場合も吸音処理区間が長くなるほ

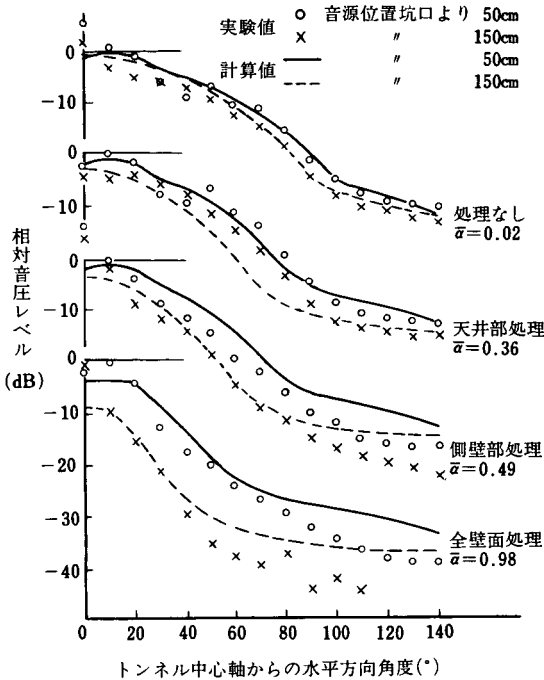


図-5-12 トンネル坑口からの放射指向性状
(音源: 16kHz オクターブバンドノイズ)

ど坑口側方面での誤差が大きくなる傾向にあるが、おむねよく対応している。

以上のように吸音処理の状態により多少の誤差を伴っているが、トンネル坑口からの放射性状についてもかなりの精度で一致しているということができ、特に通常の吸音処理を施していない状態ではよく整合しており、式(5・13)が十分な適合性を有しているものと思われる。

5.3 近似的手法への変換

トンネル内にある音源から伝播し放射される音圧レベルを計算する式(5・10)、式(5・13)が模型実験結果と適合しよい対応関係にあることを示したが、実際の坑口周辺部における道路交通騒音伝播への適用性を考えると、多数の仮想音源による音圧を加え合わせて計算することから、かなりめんどろな計算をしなければならない。そこで簡略な計算手法に変換するため、この仮想音源群を音響エネルギーが等価な単一の点音源に置換し、ひとつの等価点音源から坑口外へ伝播放射させるという方法を考える。図-5・12で見られるように、坑口から放射される音は音源から坑口までの距離減衰量が大きくなるほどトンネル軸方向への指向性が強くなる傾向にある。従って、トンネル内の距離減衰特性

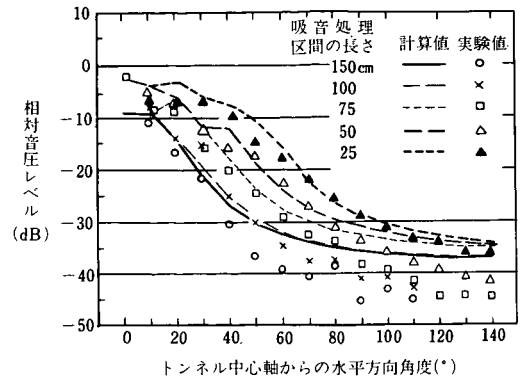


図-5-13 吸音処理区間を含むトンネル坑口からの放射指向性状 (音源: 16kHz オクターブバンドノイズ, 音源位置: 坑口より150cm)

を考慮した上でひとつの等価点音源をトンネル内の適宜な位置に置けば、それからの放射指向性状で近似できるという考え方に基いている。この近似手法によれば、容易にトンネル外部の障壁などによる減音効果を組入れて計算することが可能となる。

ここではこの等価音源の設定において、トンネル内の実音源によって坑口から放射される音響出力と等価音源の音響出力(ただし反射音を含まない)とが一致することを条件としている。この条件で実音源と同じパワーレベルを有する等価音源の置換位置をトンネル内の距離減衰に応じて求めることにする。なお、ここで取り扱う音源は、簡便性と一般の道路交通騒音計算法との整合性などから、無指向性点音源と見なすことにする。

いま、トンネル坑口から z_s の距離にある音響出力が W の無指向性点音源によって坑口から放射されるパワー W_T は、式(5・10)における各入射波の坑口断面に垂直な成分を取ってまとめると、次のように表される。

$$W_T = \int_0^{\pi_0} \pi r \left(\frac{W}{2\pi} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{A_n \sin \theta_n \cos \theta_n}{r l_n} \right) dr$$

$$= \frac{W}{2} \left[1 - \sum_{m=1}^{\infty} \frac{\bar{\alpha}_f \cdot A_{2m-1} \cdot z_s}{\sqrt{(2mr_0)^2 + z_s^2}} - \sum_{m=0}^{\infty} \frac{\bar{\alpha} \cdot A_{2m} \cdot z_s}{\sqrt{(2m+1)^2 r_0^2 + z_s^2}} \right] \quad (5-15)$$

ここで[]内を A_T とすると、 A_T は騒音伝播の減衰を表す係数となり、トンネル内壁が完全反射($\bar{\alpha} = \bar{\alpha}_f = 0$)の場合には最大値 $A_T = 1$ で、完全吸音($\bar{\alpha} = \bar{\alpha}_f = 1$)の場合には最小値 $A_T = 1 - z_s / \sqrt{r_0^2 + z_s^2}$ である。なお路面における吸音性状を無視すると $\bar{\alpha}_f = 0$ より

$$A_T = 1 - \sum_{m=0}^{\infty} \frac{\bar{\alpha}(1-\bar{\alpha})^m z'_s}{\sqrt{(2m+1)^2 r_0^2 + z_s'^2}} \dots\dots\dots (5.16)$$

と簡単になる。一方、等価点音源を坑口から距離 z'_s の位置でトンネル中心軸に置いたときに坑口放射パワー W'_T は次式で与えられる。

$$W'_T = \frac{W}{2} \int_0^{r_0} \frac{r z'_s}{(r^2 + z_s'^2)^{3/2}} dr \\ = \frac{W}{2} \left[1 - \frac{z'_s}{\sqrt{r_0^2 + z_s'^2}} \right] \dots\dots\dots (5.17)$$

式(5.15)と式(5.17)で示されたパワーを等しいとおくことにより、等価点音源を置くべき位置 z'_s は次のように定められる。

$$z'_s = \frac{r_0(1-A_T)}{\sqrt{1-(1-A_T)^2}} \dots\dots\dots (5.18)$$

上式で定まる等価点音源と受音点の距離を l 、坑口端による回折減衰量を L_D とすれば音圧レベルは、

$$SPL = PWL - 8 - 20 \log_{10} l - L_D \dots\dots\dots (5.19)$$

として求めることができる。

無指向性音源に対する式(5.13)と式(5.19)とによる坑口からの放射指向性状を比較してみると図-5.14に示すような結果となる。トンネル内の音源位置によって若干違いがあるもののよく対応している。壁面吸音率が大きく音源が坑内深くにあるとき、すなわち音の坑内伝播中に吸音減衰が大きくなるときには式(5.13)と式(5.19)の計算値に相違が少し見られるが、相対音圧レベルの値から考えると問題ない量と言える。逆にトンネル内での吸音減衰量が小さいときはよく一致する

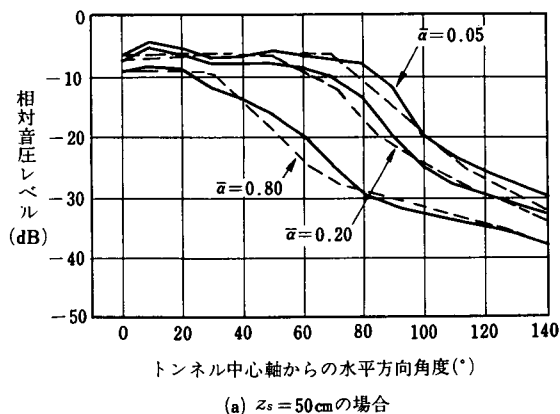


図-5.14 式(5.13)と式(5.19)による計算値の比較 ($PWL=0\text{dB}$, $r_0=17.8\text{cm}$, 実線は式(5.13)による計算値, 点線は式(5.19)による計算値)

傾向にある。式(5.18)において $\bar{\alpha}$, $\bar{\alpha}_f \rightarrow 0$ のときには $z'_s \rightarrow 0$ となり等価点音源は坑口位置に近づき、 $\bar{\alpha}$, $\bar{\alpha}_f \rightarrow 1$ のときには $z'_s \rightarrow z_s$ となり実音源位置に漸近する。

5.4 実用計算式の提案と適用性

トンネル坑口部周辺の騒音を予測する場合には音響エネルギー的に考えて、トンネル外の開放部において自動車から伝播する音 L_0 とトンネル内部から坑口を通して放射される音 L_T とに分けて計算し、それらを合成することにより騒音レベル L を算出する必要がある。

$$L = 10 \log_{10} (10^{L_0/10} + 10^{L_T/10}) \dots\dots\dots (5.20)$$

上式の L_D に等間隔モデルを適用する際には、図-5.15に示されるように、道路開放部の長さを勘案しなければならず、受音点Aからの見通し角度 β を用いて補正する方法³¹⁾を採用する。すなわち、

$$L_0 = L_{s0} + 10 \log_{10} \beta / \pi \dots\dots\dots (5.21)$$

次に L_T についてはトンネル内に存在する n 台の自動車からの騒音レベル L_i を合成することにより得られる。中央値が与えられるように図-5.15に示す配置で等間隔に自動車が並べられているときに、

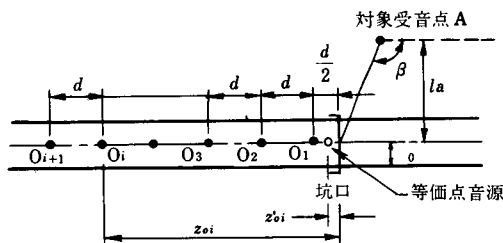
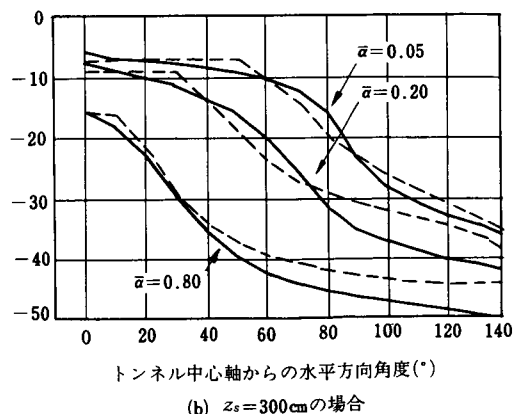


図-5.15 トンネル内の車両配置と見通し角



$$L_T = 10 \log_{10} \left(\sum_i^n 10^{L_i/10} \right) \dots\dots\dots (5.22)$$

$$L_i = PWL - 8 - 20 \log_{10} l_i - L_{Di} \dots\dots\dots (5.23)$$

ただし、 l_i は*i*番目の自動車に関する等価点音源から受音点までの距離(m)、 L_{Di} は坑口端部などによる回折減衰量(dB)で式(5.14)による。等価点音源の換算については式(5.18)により個々の自動車*O_i*ごとに坑口からの距離 z'_{0i} が求められる。すなわち、図-5.15の記号を用いて、

$$z'_{0i} = r_0(1 - A_{Ti}) / \sqrt{1 - (1 - A_{Ti})^2} \dots\dots (5.24)$$

$$A_{Ti} = 1 - \sum_{m=0}^{\infty} \frac{\bar{\alpha}(1 - \bar{\alpha})^m z_{0i}}{\sqrt{(2m+1)^2 r_0^2 + z_{0i}^2}} \dots\dots\dots (5.25)$$

式(5.25)により係数 A_T を算出する場合、トンネル壁面の平均吸音率 $\bar{\alpha}$ を決定しなければならない。吸音処理のない従来のトンネル内距離減衰の実測例によると減衰量を $a x^{1/2}$ (x :音源からの距離)の形で表され、 $a = 0.4 \sim 0.5$ の値が得られている³²⁾。土木研究所構内の実験用トンネルを利用して測定してみると $a = 0.35 \sim 0.47$ の値が測定された。そこでこの実験式と式(5.25)による距離減衰を比較してみると図-5.16のようになり、通常のトンネルではこの図から $\bar{\alpha} = 0.02$ 程度の値を用いることができると判断できる。なお、吸音処理を施したトンネルについては吸音材の性能や処理面積を勘案して設定する必要がある。

上記の計算手法の適用性を判断するために供用中の道路トンネルにおいて測定した結果を用いて比較してみた。結果を図-5.17に示す。図-5.17よりトンネル周辺の道路交通騒音実測値と計算値とを完全に一致させることはもとより難しいが、結果はおおむね適合しているといえ、予測に必要な程度の成果が十分に得られているとみなしうる。

また、図-5.18は本計算手法を用いてトンネル坑口部

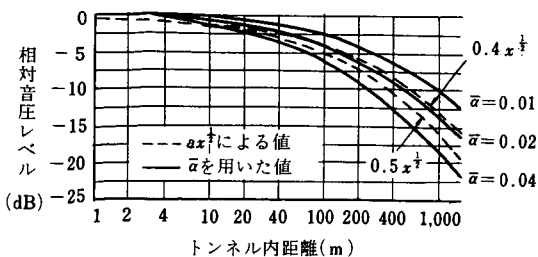


図-5.16 道路トンネル内の距離減衰

周辺の騒音分布を検討したもので、トンネル長、壁面吸音率などをパラメータとして、道路近傍におけるトンネル坑口からの距離減衰性状を示している。坑口部周辺の騒音はトンネル長が長く吸音率が小さいほどレベルが大きく、一般に言われていることと合致している。なお、式(5.25)の適用に際してトンネル内距離減衰量 ΔL_T の算出が実験などによって与えられているときには、式(5.25)を用いる代わりに、 $A_T = 10^{-\Delta L_T/10}$ として式(5.24)が適用できる。

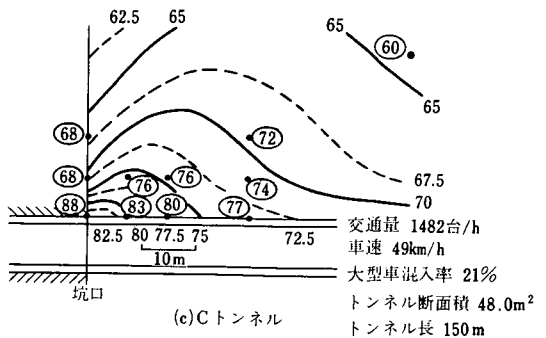
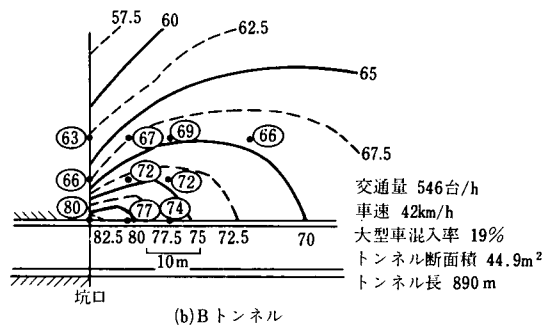
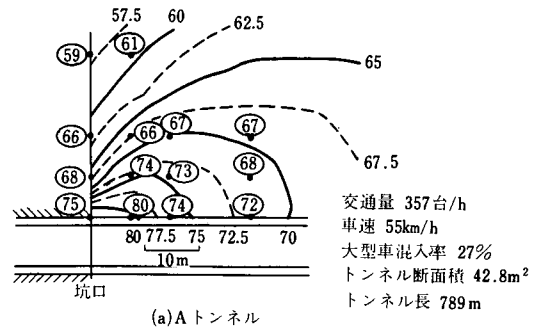


図-5.17 道路トンネルにおける実測との対比
(○内は実測値, 単位: dB(A))

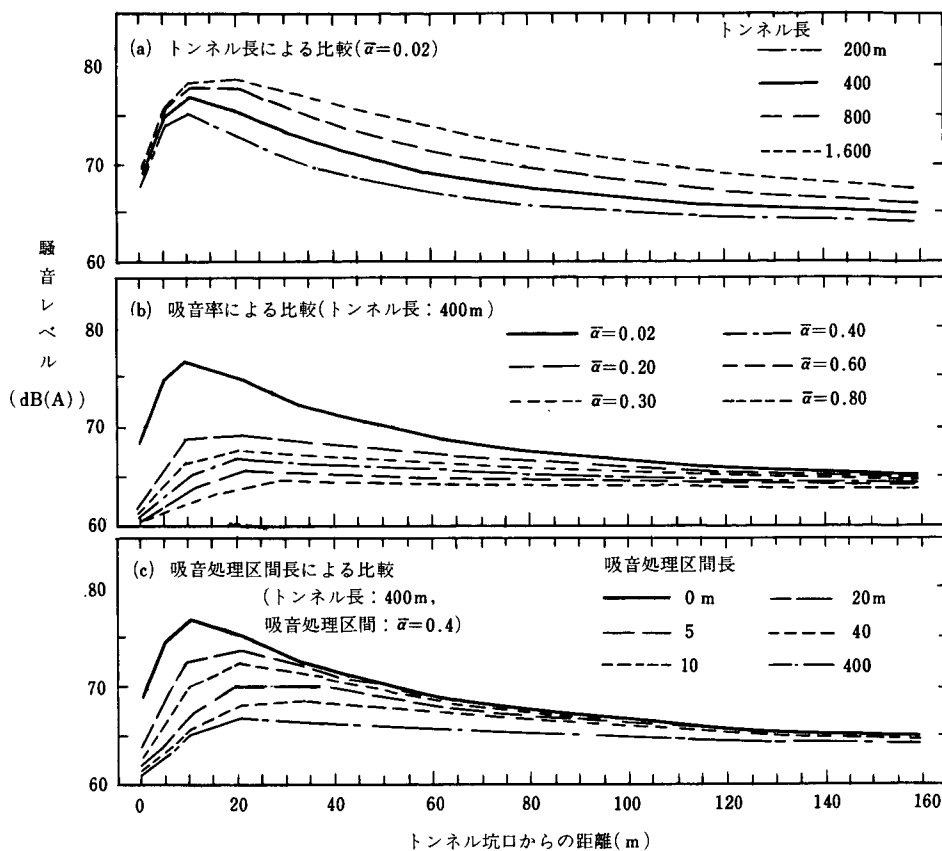


図-5-18 トンネル坑口部の騒音距離減衰 (トンネル半径: 5.5m, 受音点位置: 路肩から10m, 交通量: 1,600台/h, 大型車混入率: 15%, 車速: 50km/h)

6. 建物周辺における騒音伝播

6.1 音響モデルと計算方法

最初に1棟の建物だけが道路に面して建っている場合を, 基本的な問題として取り扱ってみる^{33),34)}。音源Sに対する減音量は, 図-6・1に示すように建物周辺の開放領域〔A〕, 〔B〕, 〔C〕を迂回するものとして計算できる。これは, Fresnel-Kirchhoffの近似理論を拡張して厚みのある建物に適用したものである²⁸⁾。

建物上部の領域〔A〕を迂回することによる減音量 α_{d1} は次式により求められる。

$$\alpha_{d1} = \alpha_{d11} + \alpha_{d12} + 20 \log_{10} \frac{l_1}{l} - 5 \quad (6 \cdot 1)$$

ここに, α_{d11} : 図-6・2の経路SO₁P'とSP'の差から求められる減音量, α_{d12} : 図-6・2の経路SO₂PとS'Pの差から求められる減音量, l_1 : 伝播距離SO₁O₂P, l : 距離SP。

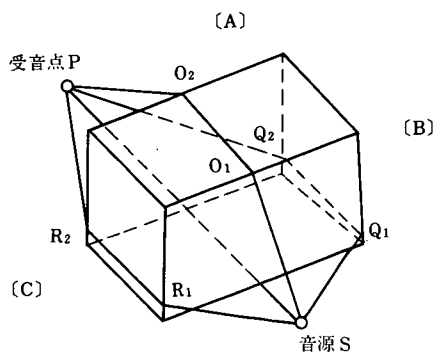


図-6・1 建物周辺の音の回折

次に, 建物の側方〔B〕を迂回する経路における減音量 α_{d2} は, 式(6・1)と同様に計算して求まる減音量に対して先に求めた上方を迂回することによる寄与分を補正することにより計算できる。

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{d2} &= \alpha'_{d2} + \alpha'_{d1} \\ \alpha'_{d2} &= \alpha_{d21} + \alpha_{d22} + 20 \log_{10} \frac{l_2}{l} - 5 \\ \alpha'_{d1} &= \alpha'_{d11} + \alpha'_{d12} + 20 \log_{10} \frac{l_1}{l} - 5 \end{aligned} \right\} \quad (6 \cdot 2)$$

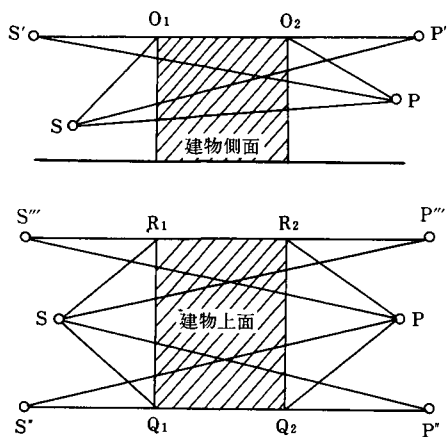


図-6-2 音の回折経路

ここに、 α'_{d2} ：図-6・2において経路 SQ_1Q_2P を迂回する減音量、 α'_{d1} ：建物上方を迂回する寄与分の補正量、 α_{d21} ：図-6・2の経路 SQ_1P'' と SP'' の差から求められる減音量、 α_{d22} ：図-6・2の経路 $S''Q_2P$ と $S''P$ の差から求められる減音量、 l_2 ：伝播距離 SQ_1Q_2P 、 α'_{d11} ：経路 SO_1P' と SP' の差の符号を変えたときの減音量、 α'_{d12} ：経路 SO_2P と SP の差の符号を変えたときの減音量。

また、建物の側方〔C〕を迂回する経路の場合にも、減音量 α_{d3} は式 (6・2) と同様に求められる。

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{d3} &= \alpha'_{d3} + \alpha'_{d1} \\ \alpha'_{d3} &= \alpha_{d31} + \alpha_{d32} + 20 \log_{10} \frac{l_3}{l} - 5 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6\cdot3)$$

ここに、 α'_{d3} ：図-6・2において経路 SR_1R_2P を迂回する減音量、 α_{d31} ：図-6・2の経路 SR_1P''' と SP''' の差から求められる減音量、 α_{d32} ：図-6・2の経路 $S'''R_2P$ と $S'''P$ の差から求められる減音量、 l_3 ：伝播距離 SR_1R_2P 。

以上の関係式より、音源 S の建物による減音量 α_d は α_{d1} 、 α_{d2} 、 α_{d3} を合成して次式から求まる。

$$\alpha_d = 10 \log_{10} (10^{\alpha_{d1}/10} + 10^{\alpha_{d2}/10} + 10^{\alpha_{d3}/10}) \dots\dots\dots (6\cdot4)$$

この場合に音源を点音源と考えて扱っているの、建物がないときの直達音である道路交通騒音も点音源と見なして計算する必要がある、式 (3・1) を基本として、任意の小さな角度 θ で分割した次式を用いることとする (図-6・3)。

$$L_d = L_w - 8 - 20 \log_{10} l_0 + 10 \log_{10} \left(\pi \frac{l_0}{d} \cdot \tanh 2\pi \frac{l_0}{d} \right) + 10 \log_{10} \frac{\theta}{180} \dots\dots\dots (6\cdot5)$$

ここに、 L_d ：分割要素による直達音レベル、 L_w ：自動

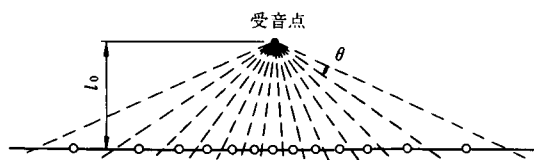


図-6・3 線状音源の分割

車の平均パワーレベル、 l_0 ：音源から受音点までの距離、 d ：平均車頭間隔。

道路上における自動車の走行条件や音響伝播条件などに対応して道路を有限な区間に分割して加算する方法は、等価騒音レベルを指標とする予測について報告されており³⁵⁾、音響パワー、平均走行速度、音の伝播特性がほぼ一定と見なしうる範囲ごとに分割して、平均エネルギー密度を算出している。ここでは、中央値に関するパワーレベル、走行速度、音の伝播特性が区間に分割して加算できると考え、中央値の算出に分割方法を適用したものと言える。

以上の説明より、各分割区間からの騒音レベル L_s は簡単に次式となる。

$$L_s = L_d - \alpha_d \dots\dots\dots (6\cdot6)$$

これから、等しい車頭間隔で平均的に道路を走行している自動車からの騒音レベル L は、個々の分割区間の値を加算して、中央値として次式で与えられる。

$$L = 10 \log_{10} (10^{L_{s1}/10} + 10^{L_{s2}/10} + \dots\dots + 10^{L_{sn}/10}) \dots\dots\dots (6\cdot7)$$

ここに、 L_{s1} 、 L_{s2} 、 $\dots\dots L_{sn}$ は分割した 1 番目、2 番目、 $\dots\dots n$ 番目の区間に対する騒音レベル。

障壁を回折する減音量に対しては、点音源について実用性を重視して最も簡単に表した図-6・4 が有名である²⁹⁾。ここでも図-6・4 を用いることとし、これを近似的に式で表すと減音量 α は次のようになる。ただし、 N はフレネル数を表す。

$$\left. \begin{aligned} N < -0.3 \text{ の場合} & : \alpha = 0 \\ -0.3 \leq N < -0.1 \text{ の場合} & : \alpha = -4 \log_{10} |N| - 2 \\ -0.1 \leq N < 0.1 \text{ の場合} & : \alpha = 30N + 5 \\ 0.1 \leq N < 1.0 \text{ の場合} & : \alpha = 5 \log_{10} N + 13 \\ N \geq 1.0 \text{ の場合} & : \alpha = 10 \log_{10} N + 13 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6\cdot8)$$

次に、建物が道路沿いに並んでいる場合について検討してみる。このときには、1 棟の建物が連担していることとして原則的には求められるが、区間に分割した音源と受音点の関係によっては経路が定めにくい場

合が生じてくる。そこで、逆に建物の間隙部に着目して計算してみる。

建物の切れ目を伝播する音の性状は回折、減衰、反射が組み合わさり単純ではないが、2つの建物に挟まれた空間内では音が減衰せず、受音点側の建物端部で回折するものと考えると音響エネルギー的に図-6・5のように扱うことができる。すなわち、 O_1 から右側へ半無限障壁を仮想して求まる減音量 α_{s1} と、 O_2 から右側へ半無限障壁を仮想して求まる減音量 α_{s2} の両者から建物の切れ目を迂回する減音量 α_s を求めるもので、間隙部を通過する音響エネルギーの差を算出していることに相当し、この考え方に従うと建物間の反射も含まれているものと見なすことができよう。

$$\alpha_s = 10 \log_{10}(10^{\alpha_{s1}/10} - 10^{\alpha_{s2}/10}) \dots \dots \dots (6 \cdot 9)$$

建物上方を迂回することによる減音量 α_{d1} についても

当然考慮する必要がある、式(6・1)を用いて計算される。従って、建物の切れ目を伝播する場合の減音量 α_d は、 α_{d1} と α_s を合成することにより次式から求まる。

$$\alpha_d = 10 \log_{10}(10^{\alpha_{d1}/10} - 10^{\alpha_s/10}) \dots \dots \dots (6 \cdot 10)$$

参考までに上に示した2つの考え方を1棟だけ建っている場合に当てはめて比較してみると、図-6・6のようになり、間隔を十分に大きくとれば、式(6・10)による減音量は式(6・4)による減音量と一致する。

6.2 模型実験による検証

模型実験は3.1(2)において述べられている方法によって行われている。模型作成に用いた材料の選定は、相似率を加味して吸音特性ができる限り実際と適合するようにはかり、建物にはラワンベニアにオイルペイントを2回塗布してクリアラッカを吹き付けて仕上げたものを用

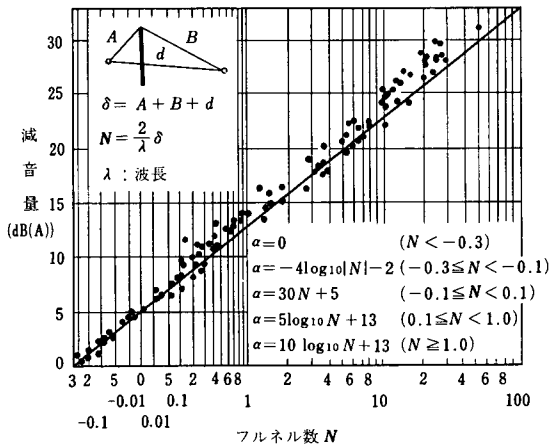


図-6・4 点音源についての減音量

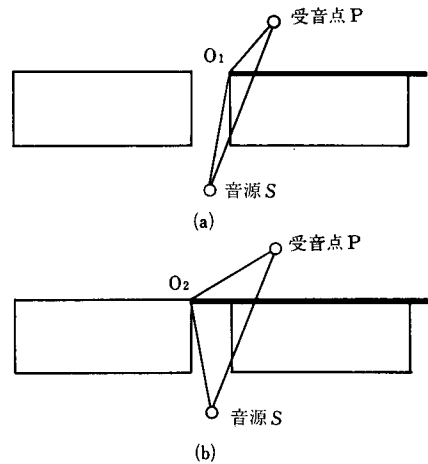


図-6・5 建物間隙部の取り扱い

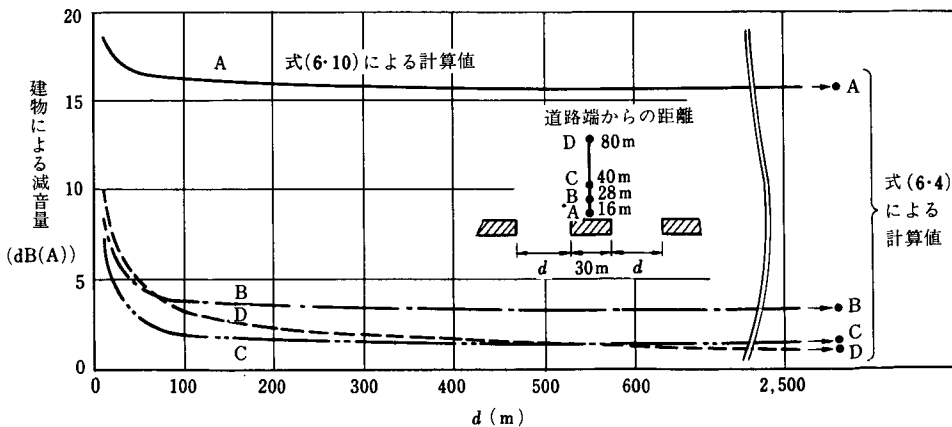


図-6・6 計算方法の比較

い、舗装面にはアクリル板を使用している。また、地表面は草地と見なしてラワンベニアを用いている(図-6・7)。このような材料を用いたときに減衰が図-3・4に示すような状態となる。

音源には機械式音源を用いて実験を行っている。道路交通騒音への合成は図-6・8に示したスペクトルを用いており、A特性を加味して騒音レベルが得られるように配慮している。

まず、模型実験の再現性を調べるために現地における実測結果と模型による実験値とを対比して、検討を行っている。現地は4車線道路に面して3棟の建物が少し斜め方向に並んでいる箇所、模型は1/25の縮尺で製作した。結果を図-6・9に示しており、いずれの受音点においても良い対応をしていることが確かめられる。

次に、建物による減音に関与すると考えられる建物の長さ、高さ、奥行き、間隔、角度を変化させてそれらの影響について検討した。1階建及び2階建の家並に相当する建物を周辺に配置して沿道街区を形成し、中央部分に種々の大きさの建物を配置して、建物周辺の騒音分布を調べた。

建物の数、長さ及び間隔幅を変化させて、6.1で述べた方法による計算値と実験値の比較をしたものが図-6・10である。いずれの配置の場合も両者は良く対応して

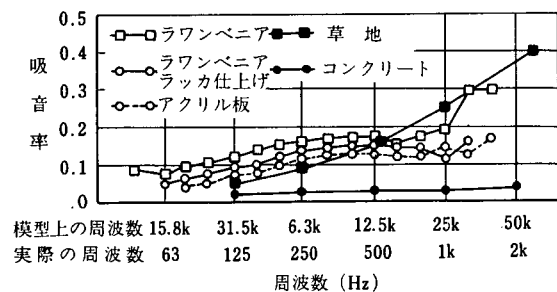


図-6・7 材料の吸音率

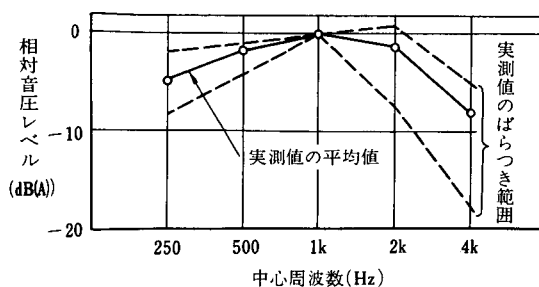


図-6・8 A特性による中央値のスペクトル(幹線道路の実測による)

おり、計算方法の有用性が確かめられたと言える。建物中央では建物背後で減音効果が大きく、距離が大きくなるにつれて小さくなり、建物間隙部では建物より少し離れた所で減音効果が大きくなる。建物から離れると建物中央であっても間隙部でも減音量に差はなくなる。また、間口率が大いほど建物による減音量が小さい。

建物の高さに関して図-6・11に示す。建物の高さを変化しても、減音量はほとんど変わらない。奥行きについてもあまり広くない範囲ではほとんど変わらない。

建物の間隔について図-6・12に示す。建物のすぐ背後では間隔により減音量は当然異なるが、建物より離れるにつれて減音量の差はほとんどなくなる。40m位離れたとその差は非常に小さい。

建物と建物の間に塀が立っている場合の実験結果を図-6・13に示す。間隔が大きいと、その間に塀を入れる効果は大きい。

建物が立っている方向と減音量の関係を実験結果について図-6・14に示す。建物が道路に斜めに建っていると、建物の重なりが生ずる場合と間隙が生ずる場合とがあり、それにより効果が違ってくることがわかる。

6.3 現地実測による検証

現地実測は1棟の建物の場合、2棟の建物の間隙部、4棟の建物が並んでいる場合及び斜めに建物がある場合について行った。いずれの現場でも地上より1.2mの高さにマイクロホンを据え付けて測定した結果につい

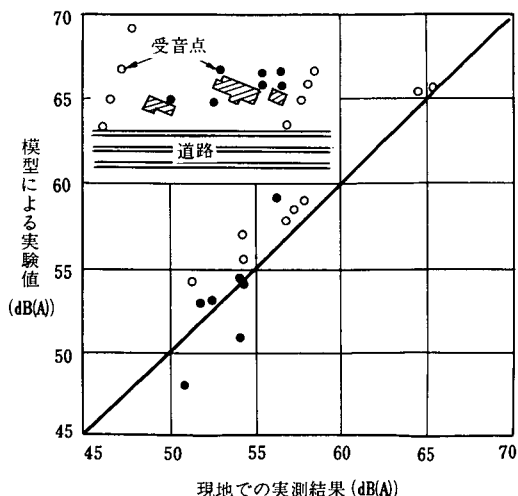


図-6・9 実測結果と実験値の比較(交通量 450~1,500台/h, 大型車混入率 4~11%, 走行速度 55~65km/h, 実測結果は12回測定した平均値)

てまとめて示す。

4車線の道路に面して建っている図-6・15に示すような長さ約66m、高さ約19m、奥行き約20mの建築物を対象として測定を行った。調査箇所近傍には信号機はなく、自動車は定常的に55~75km/hで走行している。図-6・15の上段に示す数字が交通量1,110台/hの実測結

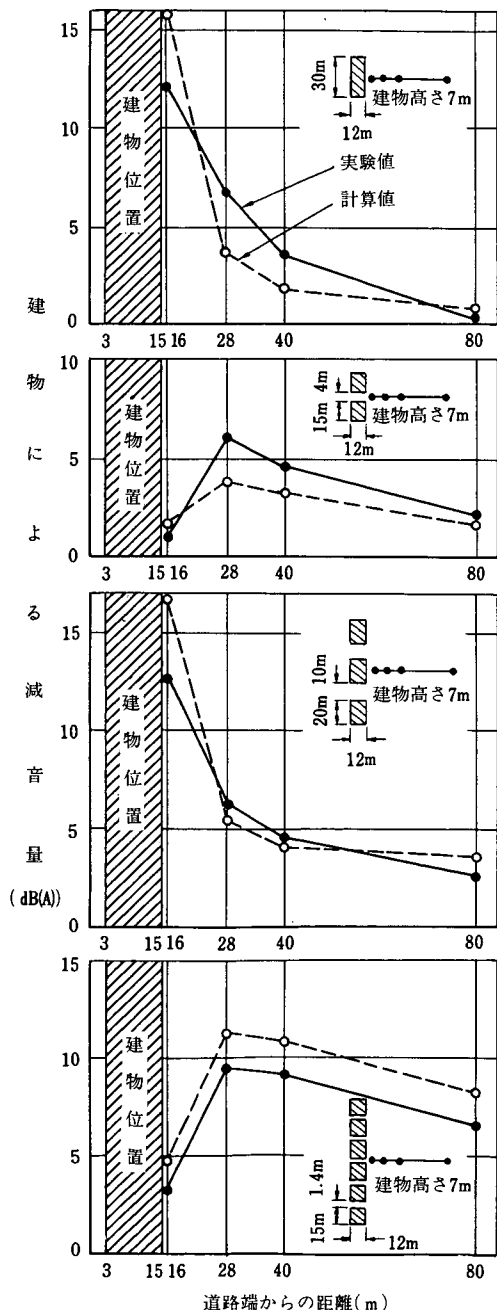


図-6・10 建物背後の騒音伝播

果で、建物のない位置の測定点における差と比較してみると、建物のある位置の測定点における結果がよく整合していると言える。開放地と建築物背後における騒音レベルを比較すると図-6・16となる。遮蔽効果の最も大きい建築物直後から20mぐらいの位置までは約5 dB、背後約70mで2 dB程度の低減効果があり、建築物から離れるに従って開放地の騒音レベルに近づいていく。測定時間帯による交通量370~3,200台/hに対して騒音レベルは変化するが、騒音レベルの差異は4~6 dB程度でほとんど変化ない(図-6・17)。建物端部でも2~4 dB程度騒音レベルは小さい。

長さ55m、高さ8 m、奥行き8 mの建物が6 mの間隔で沿道に並んで建っている箇所において測定している。道路端から道路横断方向に騒音分布を計算値と比較したものが図-6・18である。実線は計算により描いた等しい音圧レベルを与える線であり、実測値とは完全な一致は難しく、当然少し差が見られるものの、大き

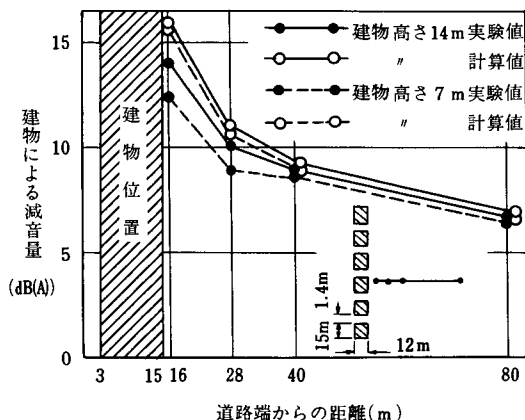


図-6・11 建物高さで減音量

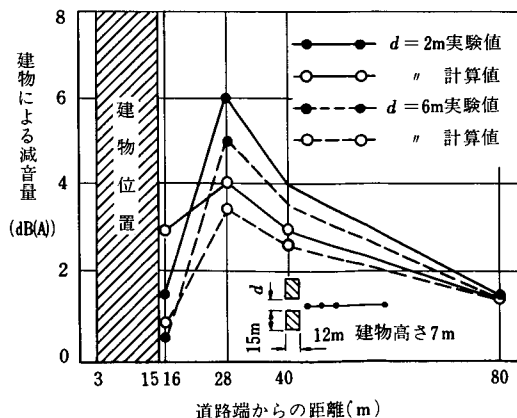


図-6・12 建物間隔で減音量

な離れがない範囲であると言える。

沿道に4棟の家屋が道路に対してやや斜めに並んでいる箇所において、実測結果と計算値を比較したものが図-6・19である。各建物はその位置を考慮して図-6・5に基づいてモデル化している。実測結果と計算結果がよく対応していると判断できる。

沿道に長さ38m、高さ15m、奥行き8mと長さ57m、

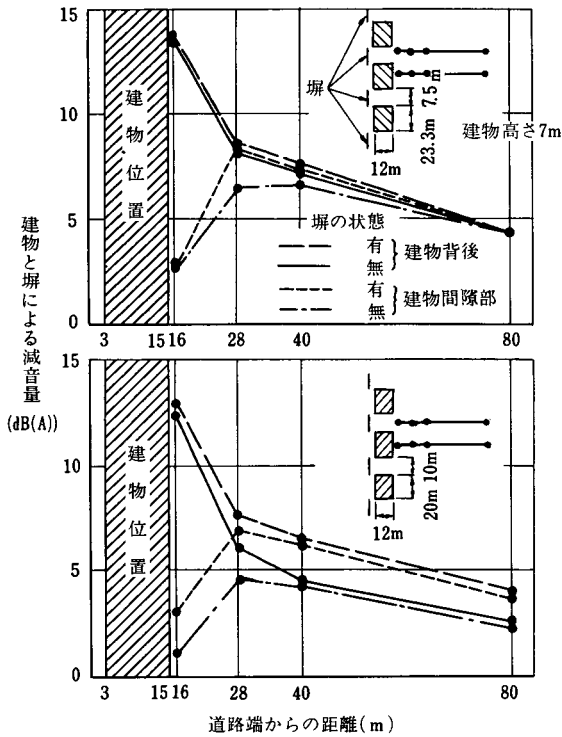


図-6・13 建物間の塀と減音量

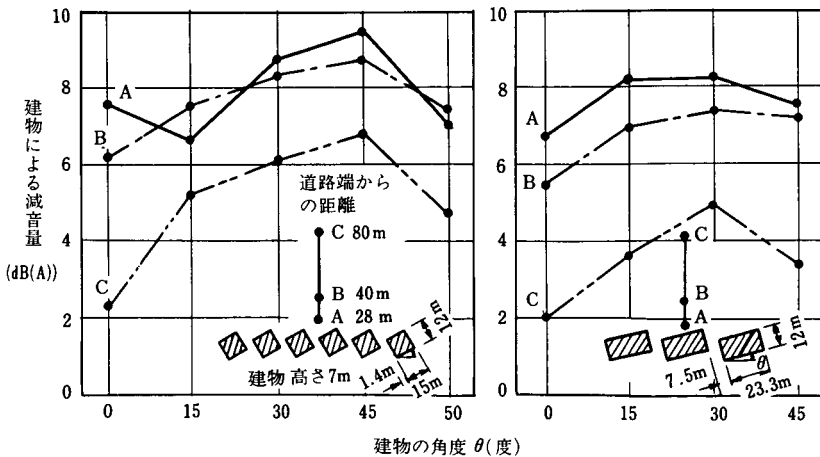
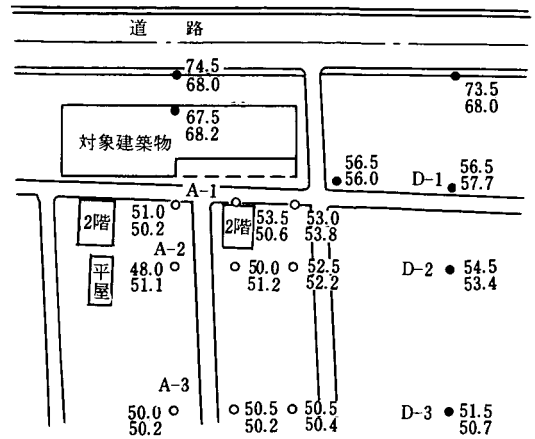


図-6・14 建物の角度と減音量



注) 図中の数値は上段：実測値，下段：計算値を示す。

図-6・15 建物周辺の測定結果 (単位: dB(A), 交通量 1,110台/h, 大型車混入率 19.5%, 走行速度 64km/h)

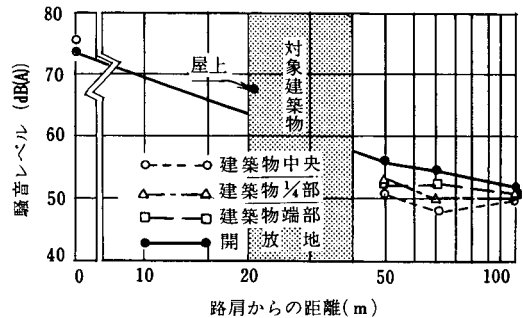


図-6・16 騒音レベルの距離減衰

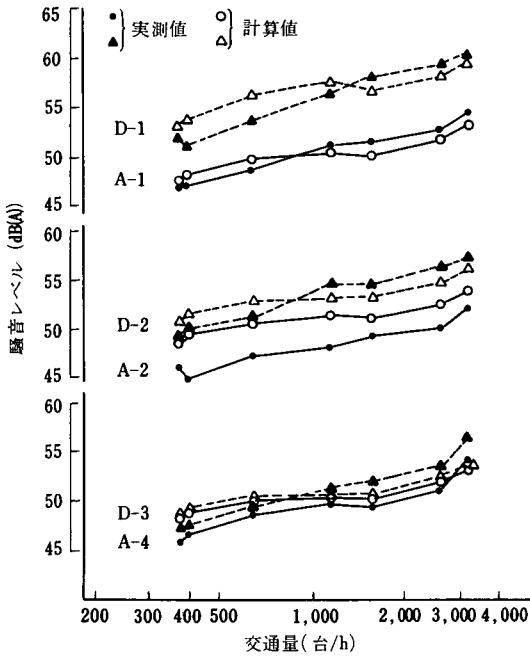


図-6-17 交通量による変化

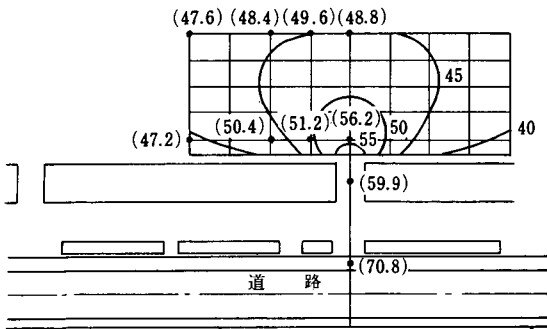
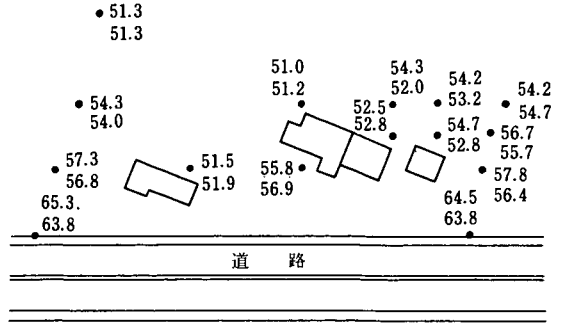


図-6-18 建物間隙部の測定結果 (()内は実測値, 単位: dB(A), 交通量 1,000~1,460台/h, 大型車混入率 17~30%, 走行速度 約50km/h, 実測結果は6回測定した平均値)

高さ8m, 奥行き8mの2棟の建物が斜めに並んでいて、実測結果から建物の減音効果を図示したものが図-6-20である。このように細長い建物が大きな間隔幅を有して道路に対し大きな角度で配置されている場合には、部分的に建物による減音効果を期待できない所が見受けられる。

建物の幅, 高さ, 奥行き, 開口部の大きさ, 間隙部と受音位置の関係について若干条件を変化させて減音効果を計算してみると図-6-21~図-6-23の結果が得られる。これより建物の幅と開口部が減音効果によく寄



注) 図中の数値は上段: 実測値, 下段: 計算値を示す。

図-6-19 家屋の並んだ箇所での測定結果

(単位: dB(A), 交通量 450~1,500台/h, 大型車混入率 4~11%, 走行速度 55~65km/h, 実測結果は12回測定した平均値)

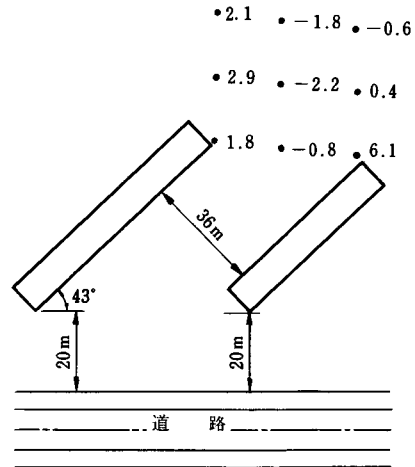


図-6-20 斜めに建物がある場合の減音量の測定結果(単位: dB(A))

与していることがわかる。高さはほとんど関与していない。奥行きについてもあまり広くない範囲ではほとんど変わらない。従って、1棟の建物を大きくするとか開口部を少なくすることが効果的である。また、間隙部であっても図-6-23に見られるようにその効果が認められる。以上の結果は6.2において模型実験を用いて確かめた結果とよく一致している。

7. 結論と今後の課題点

7.1 結論

本報告で論じている点を取りまとめて、研究の背景、

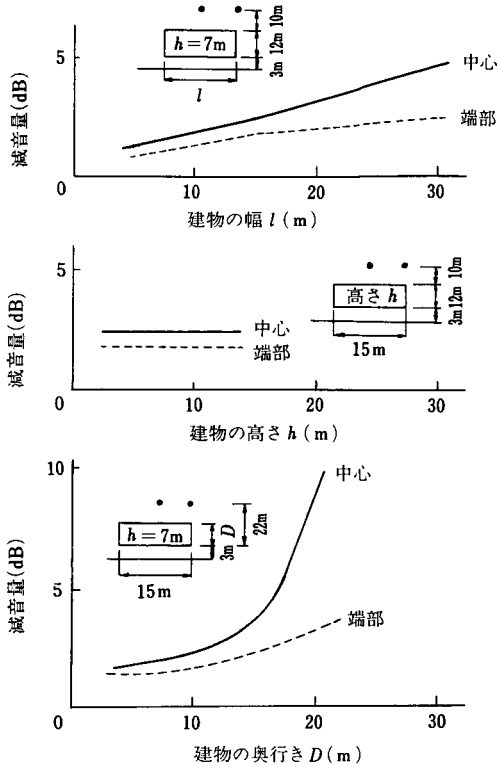


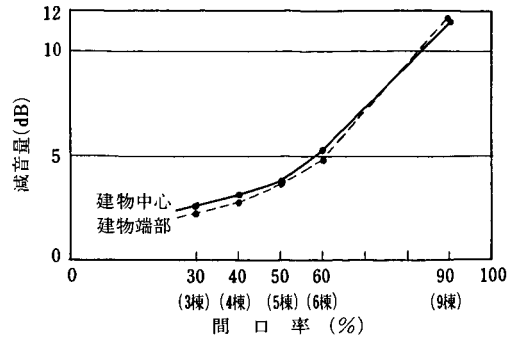
図-6-21 建物の幅、高さ、奥行きによる減音効果

範囲を含めて結論として箇条書きにすると以下のとおりである。

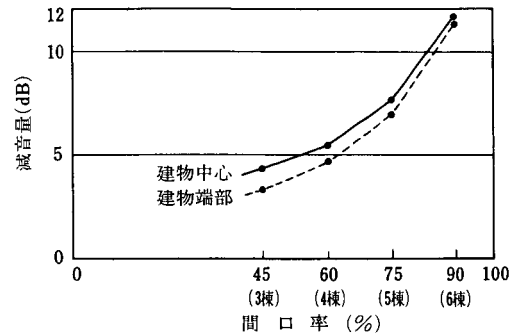
(1) 道路は大変古い歴史を有し、現在に至るまで我々の生活に多大の利益をもたらしているものの、道路環境問題が現出し、社会的に取り上げられるようになってきている。発生源別では工場、事業場、深夜営業などに対する苦情の占める割合が多いけれども、道路交通騒音は日常生活を営んでいる場と密着して発生するために道路環境問題の中では最も苦情が多く、影響の度合を把握する必要が認められるものである。その実態を全国的な傾向として見てみると経年的にはほとんど変化していない。

(2) 道路交通騒音の発生伝播にはいろいろな要因が関与しており、本報告では道路構造とその周辺条件に関係する項目に着目して調査し、実用的な価値に重点を置いて道路の横断面形状、路面性状、縦断勾配、走行状態、信号交差部、建物、トンネル坑口に関する影響を取り上げて研究している。

(3) 道路交通騒音の計算方法はいろいろに分類されるが、等間隔モデル、無響室内における模型実験、電



(a) 幅10mの建物が100mの区間に並んだ場合



(b) 幅15mの建物が100mの区間に並んだ場合

図-6-22 開口部の大きさと減音効果

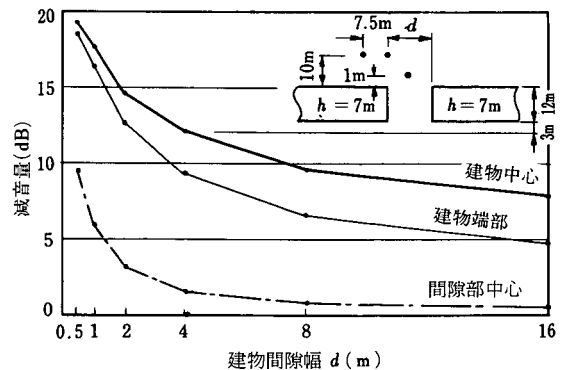


図-6-23 建物間隙部の減音効果

算機を用いたシミュレーション計算が実用面からよく見受けられる。等間隔モデルは、自動車を個々に等しい音響パワーを有する点音源と見なして道路上に無限に並んでいるという仮定から導かれるもので、多くの実測結果を用いて照合しているので信頼性もあり、簡便なために最も広く用いられている。模型実験は道路構造、線形、地形などが複雑な箇所や沿道条件を簡易化できない箇所における予測に用いられ、模型材料の選定、音響特性の相似性などに種々の工夫をこらすこ

とにより十分に信頼性のある結果が得られる。シミュレーション計算は電算機を用いて道路上を自動車が行く現象を作り出し、現地実測手法を計算上忠実に再現しようとするものに相当するが、精度の割には計算時間が長く、費用も非常に多額となる欠点を有する。

(4) 走行状態に関する要因として、自動車の走行速度、車頭間隔及び自動車から発生する音の強さに生じてくるばらつきを取り上げ、騒音レベルに与える影響を検討している。いずれの要因変動にも交通量の影響は見られず、受音点距離と車頭間隔の比によって関係づけられ、各要因に変動がない場合に比して概ね安全側の影響であり、走行状態に関する変動を特に見込む必要がないと判断できる。また、騒音レベルの計算において車線の簡易化も容認される範囲である。

(5) (4)の結論より等間隔モデルに着目してみると、地表面からの高さが高くなっても3～4 dB(A)程度の過剰減衰を有し、また道路端から離れるにつれて α_i の値が少しずつ大きくなっていく。本報告により高さ40m、道路から160mの範囲が予測可能となり、予測範囲が大きく拡大している。

(6) 信号交差部では信号サイクルに従って発進、加速、減速、停止が繰り返され、車群を形成するが、実測結果とシミュレーション計算に基づいて検討してみると、信号交差点近傍とそれから十分に離れて一定の速度で走行している箇所とを比較した結果では、騒音の特性に明確な差が得られず、発進、加速、減速、停止の影響は特に見られない。従って、信号交差部でも実用性の面から判断すると等間隔モデルが適用できる。また、信号交差部の測定においてもサンプリング間隔を5 secより短くする必要はなく、サンプリング時間を特に長くする必要もない。

(7) 自動車から発生する騒音については加速時にも定速走行時にもエンジン音とタイヤ音の占める割合が大きい。そこで、自動車から発生する騒音と道路表面の粗さとの関係について調査すると、路面がかなり粗くならない範囲では乗用車でも大型車でも特にパワーレベルは大きくなることはなく、路面粗さの影響を加味する必要はないと結論づけられる。また、舗装種別に対しても路面粗さの指標や交通条件が同じであれば道路交通騒音は同程度になる。

(8) 勾配区間の続いている坂路部の影響を調査してみると、縦断勾配に対応して適正なギャ位置を設定して行った実験結果や実際に走行している一般の自動車を対象とした測定結果から、乗用車では縦断勾配の影響が認められず、それに対して大型車ではかなり急な

勾配区間でその影響が認められることが判明した。従って、大型車混入率によって道路交通騒音への影響度合は左右されるが、3.2における考察と合わせてみるとそれ程大きくないと判断できる。

(9) 以上で示した(4)、(6)、(7)、(8)の結論より、自動車の走行状態、信号交差部、路面性状、縦断勾配という要因は道路交通騒音の予測に与える影響の小さいものであると判断することができ、等間隔モデルを適用できうる範疇であると言うことができる。

(10) 平面、盛土、切土、高架の4構造を取り上げて道路構造による騒音伝播特性を調査した結果では、次のような特徴を有している。

a) 距離減衰の大きな構造は平面、切土構造であり、特に切土構造では大きい。盛土、高架構造では回折減衰の関係で等レベル線は比較的の水平であり、距離減衰は小さい。

b) 等レベル線を比較すると、平面、切土構造では右上りに傾き、道路に近い程、また上方騒音レベルは大きい。盛土、高架構造では音源より低い位置において騒音レベルは回折の影響により小さくなる。

c) 全体的に見て、平面構造の騒音レベルが最も大きく、切土あるいは高架構造の騒音レベルが小さい。地表付近の騒音レベルに着目すると、道路に近い部分では高架、盛土構造が、道路から離れた部分では切土構造が有利な構造である。

d) 同じ構造であれば路面高さが高い程、道路に近い部分の騒音レベルは低くなる。しかし、道路から離れるにつれてその差は小さくなる。

e) 高架構造において中央分離帯の構造による差は小さい。

(11) 道路トンネルの騒音伝播として、トンネル内での距離減衰は小さく、坑口からの伝播については指向性が非常に強く表れてくるという特性を有している。この性状を理論的に扱うと、トンネル内の伝播は音線として取り扱うことができ、減衰性状は音線の音響エネルギー的な和として導かれる式(5・10)で表すことが可能となり、トンネル坑口からの放射については式(5・13)により指向性状を示しうる。さらに、トンネル坑口からの音の放射指向性状はトンネル内の減衰特性を考慮した式(5・18)で示される等価点音源からの放射で近似することができる。これらの関係式を用いることによって、トンネル坑口部周辺における道路交通騒音の伝播を計算することが可能であり、坑口部周辺の騒音はトンネル長が長く、吸音率が小さい程そのレベルが

大きくなる。また、この関係式はトンネル内に吸音処理を施した場合についても適用可能であり、吸音処理をすることにより音の指向性が強く表れてくる。

(12) 建物周辺における道路交通騒音の伝播に関して、音の回折を考慮に入れた方法を取りまとめることにより計算することが可能であり、模型実験あるいは実測により得られた結果との対応から、その計算方法の有用性を確認している。建物周辺の騒音伝播は次のような特性を有している。

a) 建物周辺の騒音伝播は建物の長さ、高さ、奥行き、間隔、道路に対する角度で変化するが、建物の高さとは奥行きは減音量に対してあまり影響を与えない。それに対して、建物の長さとは間隔によって減音量は異なる。建物の間隔が大きい場合には、間隙部に建てられた塀の減音効果は大きい。建物が道路に対して斜めに建っている場合には、角度によって減音量が変化し、角度によっては効果の少なくなる場合がある。

b) 建物背後の減音量は建物背面と間隙部でかなり違い、建物背面では建物のすぐ後で非常に大きく、離れるに従って小さくなる。それに対して、建物間隙部では建物近くで小さく、建物から10数m離れた付近で大きくなり、それより離れるに従ってまた減少する。建物から離れると建物背面であっても間隙部であっても、減音量に差がほとんど認められなくなる。

7.2 今後の問題点

本報告により沿道の騒音予測技術で最も基盤となる関与する要因の影響度合について結論を得ることができたものの、まだ多くの課題が残されている。そのひとつは堀割構造の騒音伝播特性である。堀割構造は道路が丘陵部を通過するとき採用される機会の多い道路構造であり、騒音伝播特性の解明を急がれているが、現地の条件を勘案すると構造が種々変化に富むので、模型実験に基づいて試験を行わざるをえず、その影響を検討して資料の蓄積を重ねていかなければならないものである。

また、等価騒音レベルに関する研究がある。2.1で述べたように我が国では道路交通騒音の評価量として中央値 (L_{50}) を用いているが、等価騒音レベル (L_{eq}) で表す方法も最近 JIS 規格の中に含まれ、これを用いた場合の研究も今後より一層充実する必要がある。

そのほかに、気象条件の及ぼす影響や道路交通騒音の対策と関連して種々な反響音への対策、吸音材料の

開発、自動車構造の改善方策などまだまだ多くの課題が残されている。これらの点をすべて解決していくには長年月を要するものと思われるが、地道に少しずつ努力していくことが今後とも肝要であると思われる。

8. あとがき

本報告は、これまでに土木研究所報告として取りまとめられた道路交通騒音に関する研究成果^{22),36)}をさらに充実して、最近の新しい知見を集めて整理したものである。自動車の性能は日進月歩の勢いで向上し、道路の設計施工技術も大いに進歩しているので、道路交通騒音の測定結果や考え方などもそれにつれて新しくなっていく必要がある。それらに対する新鮮な調査を加味して最近の測定資料、理論的考察結果などを中心として、沿道の騒音伝播について取りまとめており、この報告によりかなりの部分が解決されたと考えられる。

本研究は昭和53年度より主として道路事業調査費の「道路交通騒音の予測法に関する試験調査」と、建設技術開発研究費の「沿道地域の居住環境整備に関する総合技術の開発」という課題に基づいて進めている。元道路部長金安公造氏（現北海道大学教授）と前道路部長田中敬一氏（現建設省）の御指導のもとで実施し、ここに取りまとめたものである。

実測、結果の整理、図面作成、計算などの実務作業に当たっては、交通環境研究室に在席する中須賀 聡氏、日名子信広氏、宮川隆己氏に負うところが大きい。また、これまでに研究室に在職された田原嘉和氏、石田 稔氏、岡崎新太郎氏、野中 宏氏、荒木隆雄氏にも大変御世話になった。また、資料の収集に当たっては数多くの方々へ御手数を煩わしている。

さらに、沿道地域居住環境整備技術開発委員会の道路騒音研究部会においては東京大学石井聖光教授を始めとして委員、幹事の各位に御指導いただいた。

本研究がこれらの方々の御指導、御協力のもとで、ここに取りまとめられたことに対して、これらの方々へ心から感謝の意を表する次第である。

参 考 文 献

- 1) 内田一郎 「道路工学（改訂版）」森北出版株式会社、昭和40年4月 他。
- 2) 建設省 「昭和57年国土建設の現況」。
- 3) 建設省 「昭和53年国土建設の現況」。
- 4) 環境庁 「昭和57年版環境白書」。
- 5) 小野 薫 「道路環境保全対策の推進」道路セミ

- ナー, 昭和57年10月。
- 6) 建設省土木研究所道路部交通環境研究室 「道路交通騒音の L_{eq} に関する調査研究」土木研究所資料, 第1952号, 昭和58年3月 他。
 - 7) 「騒音に係る環境基準について」昭和46年5月25日閣議決定 他。
 - 8) 「建設省所管事業に係る環境影響評価に関する当面の措置方針について」昭和53年7月1日建設事務次官通知 他。
 - 9) A.D.Pierce "Diffraction of sound around corners and over wide barriers", Journal of Acoustical Society of America, Vol. 55, No.5, May, 1974 他。
 - 10) 足立義雄, 田原嘉和 「道路交通騒音の予測と対策」土木学会誌, Vol.67, No.3, 昭和57年3月。
 - 11) 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, 昭和38年。
 - 12) 石井聖光 「道路交通騒音予測計算方法に関する研究」日本音響学会誌, Vol.33, No.8, 昭和52年8月。
 - 13) 建設省土木研究所, 国土開発技術研究センター 「沿道の騒音分布予測手法に関する研究」昭和58年2月。
 - 14) 佐々木 綱 「交通流理論」技術書院, 昭和40年4月。
 - 15) Tadashi Mise and Yoshio Adachi "Characteristics of Road Traffic Noise near Intersections in Urban Area", Memoirs of the Faculty of Engineering, Vol.21, Osaka City University, Dec., 1980.
 - 16) 足立義雄, 野中 宏, 荒木隆雄 「信号交差点における騒音の特性」土木技術資料, Vol.23, No.3, 昭和56年3月。
 - 17) 建設省土木研究所道路部交通環境研究室 「昭和46年度試験調査(交通騒音)報告」土木研究所資料, 第763号, 昭和47年6月。
 - 18) 道路局企画課, 土木研究所交通環境研究室にて, 毎年道路交通騒音調査資料を取りまとめている。
 - 19) 中央公害対策審議会騒音振動部会自動車騒音専門委員会 「自動車騒音の許容限度の長期的設定方針について(報告)」昭和51年6月11日。
 - 20) 建設省土木研究所道路部交通環境研究室 「大型車騒音対策の現状と今後のタイヤ音対策」土木研究所資料, 第2005号, 昭和58年5月。
 - 21) Tadashi Mise and Yoshio Adachi "Road Surface Roughness and Vehicle Noise", Memoirs of the Faculty of Engineering, Vol.22, Osaka City University, Dec., 1981.
 - 22) 金安公造, 金泉 昭 「道路交通騒音と道路構造に関する研究(1)」土木研究所報告, 第145号, 昭和49年2月。
 - 23) ㈱日本自動車タイヤ協会 「タイヤ騒音について」昭和55年9月。
 - 24) 建設省道路局 「道路環境評価に用いる予測方法(案)」昭和53年8月。
 - 25) 吉川良行, 石田 稔 「道路構造と騒音・大気汚染の特性」土木技術資料, Vol.25, No.10, 昭和58年10月。
 - 26) 三瀬 貞, 足立義雄 「道路トンネルの騒音伝播特性」土木学会論文報告集, 第343号, 昭和59年3月。
 - 27) 建設省土木研究所道路部交通環境研究室 「トンネル坑口部周辺における道路交通騒音の伝播」土木研究所資料, 第1845号, 昭和57年6月 他。
 - 28) 日本音響材料協会編 「騒音対策ハンドブック」技報堂, 昭和41年11月。
 - 29) 前川純一 「障壁(塀)の遮音設計に関する実験的研究」日本音響学会誌, Vol.18, No.4, 昭和37年他。
 - 30) U.J.Kurze and G.S.Anderson "Sound Attenuation by Barriers", Applied Acoustics Vol.4, 1971.
 - 31) 野中 宏 「有限長遮音壁の減音効果」土木技術資料, Vol.17, No.6, 昭和50年6月。
 - 32) 土木試験所第3研究部道路研究室 「トンネル坑口付近の交通騒音について」第17回北海道開発局技術研究発表会資料, 昭和49年2月。
 - 33) 足立義雄, 岡崎新太郎 「建物周辺における道路交通騒音の伝播」土木技術資料, Vol.25, No.6, 昭和58年6月。
 - 34) 稲寺 隆, 足立義雄 「沿道建築物による遮音の実態と低減効果」第14回日本道路会議論文集, 昭和56年。
 - 35) 岩瀬昭雄, 橘 秀樹, 石井聖光 「道路交通騒音の L_{eq} に関する実用的予測計算法」日本音響学会誌, Vol.38, No.10, 昭和57年10月。
 - 36) 金安公造, 金泉 昭 「道路交通騒音の予測計算方法に関する研究」土木研究所報告, 第156号, 昭和56年3月。

昭和58年11月22日原稿受理

道路走行時における自動車の 排出ガス量に関する研究

足立 義雄*¹ 森 寛昭*² 藤城 泰行*³
田原 嘉和*⁴ 吉川 良行*⁵

Study on the Emission Factor of Exhaust Gas from Vehicles travelling on the Arterial Roads

by Yoshio Adachi, Hiroaki Mori, Yasuyuki Fujishiro
Yoshikazu Tabaru and Yoshiyuki Yoshikawa

要 旨 :

本報告は既存の調査結果を収集整理すると共に、必要な排出ガス量の測定を行って、道路を走行する車両の実走行モードによる排出ガス量を車種別に調査し、大気拡散濃度の予測を行うための基礎となる排出係数について研究を行ったものである。

まず、自動車から排出されるガスには種々な物質が含まれることを示し、それらの一般的特性を取りまとめると共に、CO, NO_x, HC についてエンジン形式や使用燃料、車両の履歴による影響を取り上げ、それぞれに対する特性を検討した。また、排出係数の測定方法について説明し、各車種ごとに規制モードと定速走行時の排出特性を取りまとめた。さらに、排出係数に対する積載状態の影響、縦断勾配の影響についても調査し、実際に道路を走行する状態の実走行モードを調べて、その結果に基づいて実走行時の排出係数を取りまとめた。

キーワード：大気拡散，道路環境予測，自動車排出ガス，排出係数

Synopsis :

The emission factor for vehicles which is the bases for estimating the concentration of diffusion gas is studied in this paper by investigating several data in existence and measuring exhaust gas from vehicles on the chassis dynamometer.

At first, some properties of exhaust gas from vehicles are shown and influences to exhaust gas by types of engine, fuels and antecedents of vehicles are investigated. Next, the measuring techniques of the emission factor for each sort of vehicles are described and the properties of exhaust gas on the driving patterns for emission control and the properties of exhaust gas at constant speeds are made clear. The influences to the emission factor of loading on vehicles and the gradient of roads are also examined.

The real travelling mode is analysed and the emission factor on that mode is finally shown.

Key Words : Diffusion Phenomenon, Environment Impact Assessment,
Automobile Exhaust Gas, Emission Factor

* 1 道路部交通環境研究室長

* 2 道路部交通環境研究室主任研究員 (現 住宅・都市整備公団関連施設部施設第2課)

* 3 道路部交通環境研究室主任研究員 (現 石油公団備蓄計画部)

* 4 道路部交通環境研究室主任研究員 (現 地域振興整備公団都市整備事業部施設整備課)

* 5 道路部交通環境研究室主任研究員

目 次

1. まえがき	(3)
2. 研究の概要	(3)
2.1 研究の目的	(3)
2.2 研究の方法	(3)
3. 自動車排出ガスの特性	(4)
3.1 自動車排出ガスの種類	(4)
3.2 自動車排出ガスの特性	(4)
3.3 自動車排出ガス規制の経緯	(9)
4. 自動車排出ガスの調査方法と排出特性	(12)
4.1 自動車排出ガスの調査方法	(12)
4.2 既存の測定モード	(12)
4.3 代表車種の選定	(15)
4.4 10モード, M-15モード, 定速走行モードによる排出特性	(17)
4.5 積載状態の影響	(21)
4.6 縦断勾配の影響	(24)
5. 実走行モードによる排出係数	(27)
5.1 排出係数の設定方法	(27)
5.2 自動車排出係数の検証	(34)
6. 結論	(41)
7. あとがき	(45)

1. まえがき

自動車排出ガスによる沿道地域の大气拡散を予測する場合には、自動車から排出される汚染物質の単位区間走行当たりの排出量（これを排出係数という）を把握しておくことが必要である。自動車から排出されるガス量の資料としては、排出ガスの規制に用いられる10モード、6モードなどの資料は多いものの、実際の走行状態に対応したモードでの排出量について検討した資料は少ない。しかし、環境影響予測が実施される事例が増えるに従って実走行時における排出係数の必要性が高まってきている。本報告では、既存の調査結果を収集整理すると共に必要な測定を行い、道路を走行する車両の実走行モードに対する排出量を車種別に調査し、大气拡散濃度の予測を行うための基礎となる排出係数の調査研究を行ったのでそれについて取りまとめた。

2. 研究の概要

2.1 研究の目的

道路を走行する自動車は、加速、定速、減速、停止（アイドリング）を繰り返して目的地に到達する。この4つの運転状態（以下「運転モード」という）が複雑に組み合わせられた実際の走行状態（以下「実走行モード」という）における排出特性は、定速走行におけるものとは異なり非常に複雑である。例えば、信号交差点などの道路条件、交通量や速度制限などの交通条件により影響を大きく受ける。このような個々の実走行モードについての排出係数をすべて分析することは非常に困難である。

しかし、都市内を走行することによる自動車からの排出ガス量を予測することは道路を建設するためには必要不可欠であり、そのための原単位となる実走行モードによる排出係数を何らかの形で設定することが必要である。

そこで、そのような実走行モードの排出係数を定めるためには大別して2つの方法が考えられる。そのひとつは代表的な実走行パターンを定めてそのパターンに対して排出係数を測定し、一義的に定める方法である。この例としては東京都を始めいくつかの地方公共団体が独自に排出係数を検討するための実走行モードを定めている。その中でもよく知られているものとして、運輸省が排出ガス規制に用いるモードとして東京

都内の平均的な走行状態から設定した10モードなどがある。この方法は実走行モードを種々の性格の道路に対して普遍性を有して設定することができ、かつそれぞれの車種、排出規制ごとの年式について測定データが得られるならば理想的な方法であると考えられるが、現実には各自治体で設定している実走行モードはそれぞれの地域に特有のものであり、また10モードを除いて共通して測定されることがほとんどなく、必要なデータを得るためには多額の費用をかけて膨大な量のシャーシダイナモ試験を実施する必要がある。

もうひとつの方法は、実際に道路を走行するときの走行パターンで、シャーシダイナモメーターにより排出ガス量の連続測定を行い、それを運転モード（加速、定速、減速、停止）別に分析して合成していく方法である。この方法では実際の走行における運転モード別パターンの分析は対象道路の性格に応じて綿密に行う必要があるが、それを設定すると、10モード、M-15モード及び定速走行時の排出量を用いて運転モード別にその比率で合成していくことにより、区間平均速度別に排出係数を算出することが可能で、定速走行及び10モード、M-15モードのデータを利用して排出係数の設定を行うことができるという利点を有している。ここではこの方法により排出係数の設定を行うこととした。建設省、公団等が道路を建設するにあたって排出ガス拡散予測を行う場合には、当該道路について設計速度を定め、その速度において自由走行する車両が定常的に流動しつつ走行するという仮定のもとに道路を建設することがほとんどであり、その場合に平均車両速度ごとに実際に走行する運転モードの比率を組み合わせ、排出係数を設定するという方法は妥当な手法であると考えられる。

2.2 研究の方法

道路走行時における自動車の排出係数を研究するにあたって以下に示すような手順で研究を行う。

① 自動車から排出されるガス中にある種々の物質について、それらの一般的な特性を取りまとめる。

また、エンジン形式、使用燃料、車両の履歴による影響を取り上げ、それぞれに対する特性を検討する。また、自動車排出ガス規制の経緯を整理する。

② 次に、排出係数の調査方法であるシャーシダイナモ試験によって排出ガス量の測定を行い、10モード、M-15モード及び定速走行時の排出特性を、乗用車、小型貨物車、重量ガソリン車、ディーゼル車について取りまとめ、CO、NO_x、HCに対する特性を調査する。

これに従って定速走行時の排出係数を設定する。また、特性を取りまとめる車種を選定する。

③ 排出係数に対する積載状態の影響、縦断勾配の影響について調査する。

④ 実際に道路を走行する場合の実走行モードを、乗用車を用いて調査したデータから回帰式を用いて定め、それに基づいて実走行時の排出係数を CO 、 NO_x 、 HC についてまとめる¹⁾。

⑤ ④で設定された実走行モードは乗用車を用いて調査を行ったものであるため、ディーゼル車についても実走行モードの調査を行い、新しく規制に適合した自動車の排出データを合わせて整理検討することにより、④で設定された排出係数の妥当性の検証を行う。

3. 自動車排出ガスの特性

3.1 自動車排出ガスの種類

自動車から排出される主な物質は、窒素、酸素、二酸化炭素及び水であるが、その他に人の健康等に影響を及ぼすと考えられる物質が3%程度含まれている。この有害な自動車排出ガスは、燃料蒸発ガス、ブローバイガス及び排気ガスとして大気中に放出される。燃料及びブローバイガスの排出に伴う汚染物質として問題となるのは炭化水素である。以前には燃料蒸発ガス及びブローバイガスによる炭化水素の排出量は、炭化水素全排出量の約半分を占めていたが、昭和45年及び47年の排出規制以来、その割合は無視される程度に少なくなっている。

一方、排気管から排出される排気ガスの主要な汚染物質としては、一酸化炭素、炭化水素及び窒素酸化物であるが、これら以外に排出される物質として、多環芳香族炭化水素、含酸素化合物、粒子状物質、鉛化合物、硫黄酸化物等の存在が認められている。大気汚染防止法施行令第4条では、人の健康又は生活環境に係る被害を生ずるおそれがある自動車排出ガスとして、一酸化炭素、炭化水素、鉛化合物、窒素酸化物及び粒子状物質が規定されている。

鉛化合物については、従来市販のガソリン中にエンジンのアンチノック性向上及び経済性を考えて四エチル鉛が添加されていたが、昭和52年4月にレギュラーガソリンが全面的に無鉛化され、自動車排出ガス中の鉛化合物に関しては解決されたと考えられる。

粒子状物質については、ディーゼル車からの黒煙は、昭和47年及び50年に規制が行われているが、粒子状物

質の成分を始め、その実態は未解明のままであり、今後それらの基礎的調査や研究が望まれ、ひとつの研究課題となりうるものである。

以下の調査では一酸化炭素、炭化水素及び窒素酸化物のガス状物質について取りまとめることとする。

3.2 自動車排出ガスの特性

自動車の排出ガス特性は、エンジン形式、使用燃料、車両の履歴、車種、積載状態、縦断勾配などにより異なるが、ここではまず、エンジン形式、使用燃料、車両の履歴に対する一般的な特性を示す。

(1) エンジン形式⁷⁾

1) 火花点火機関

ガソリン又はLPGを燃料とする火花点火機関では、気化器又はベーパーライザによって燃料を気化し、空気といっしょにシリンダに吸入し、これを圧縮して電気火花によって点火燃焼させる。吸入された燃料と空気は均一な混合気を作るが、空燃比（混合気中の空気と燃料の重量比）が10～17の間になくと適正な燃焼が行われない。燃料を完全に燃焼させるのに必要な空気量は理論的に定まり、ガソリンの場合にはその組成によって若干異なるものの、通常空燃比で14.6程度である。これを理論空燃比と呼んでいる。

この理論空燃比より低い空燃比では燃料が過剰（過濃）で、酸素不足による不完全燃焼のため、 CO や HC を生じ、これが排気と共に大気中に放出される。理論空燃比より大きい空燃比では、燃料に対し酸素過剰（希薄）であるので、 CO や HC の生成は極めて少ない。しかし、通常のエンジンで空燃比18以上の極めて希薄な混合気を使用すると燃焼変動や失火を生じ HC は増大する。

火炎温度や火炎速度は、理論空燃比よりやや過濃の空燃比で最高となり、エンジン出力はこれに対応して変化する。一方、熱効率*は理論空燃比よりもやや希薄の空燃比（約16）で最高となり、燃料消費率**はそこで最低値を示す（図-3・1）。排気ガス中の NO_x は、高温燃焼時に空気中の窒素（ N_2 ）と酸素（ O_2 ）が反応して生ずるもので、燃焼温度が高く、しかも酸素が十分存在するときに高濃度の NO_x を生ずる。従って、排気中の NO_x 濃度は、理論空燃比よりやや希薄で、火炎温度も高い空燃比の時最高となる。

* 熱効率とは「熱機関による仕事と仕事当量の積の、与えられた熱に対する効率」をいう。

** 燃料消費率とは「動力を一単位生み出すために要する燃料の消費量」をいう。

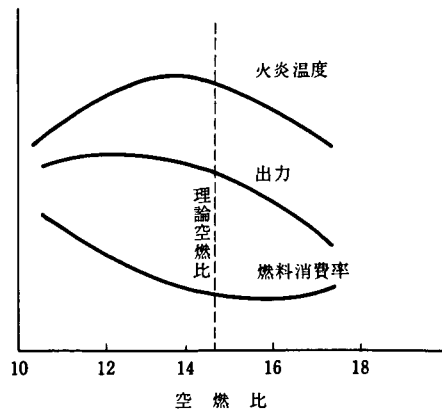


図-3-1 空燃比による火炎温度、出力及び燃料消費率の模式図⁷⁾

また、通常の燃焼では NO_x の生成と熱効率とは常に逆の関係にあり、熱効率の良い条件では NO_x は高い値を示す。火花点火機関における通常の燃焼では NO_x の大部分 (95%以上) は NO で、残りの少量が NO_2 である。

2) ディーゼル機関

ガソリンエンジンでは燃料と空気量を気化器で調整し、均一な混合気としてシリンダー内に吸気圧縮して、電気火花により着火し燃焼を行う。これに対してディーゼルエンジンでは、空気だけを吸入して高圧、高温に圧縮し、そこにノズルから燃料を高圧で噴射して、微粒化状態で気化・混合し、自己着火により燃焼を行う。

a) NO_x の生成

自己着火した最初の段階の予混合燃焼中には酸素が十分あり、また燃料との混合もよく、短時間に急速に燃焼するので、燃焼ガスは高温に達する。また予混合燃焼中は燃焼の初期に当たり、高温を長く保つので、 NO_x は主としてこの期間に生成される⁹⁾。

b) CO の生成

一般にディーゼルエンジンでは、空気過剰率が1.2~10の範囲内で運転され、ガソリンエンジンに比べて空気過剰の状態であるため CO の排出量は少ない。しかし、局部的に燃料と空気の混合が不十分な所では、酸素不足により CO が生成される。

c) HC の生成

HC も CO と同様の理由でディーゼルエンジンでは排出量が少ないが、低温壁の部分、混合気が極めて希薄な部分において未燃 HC として排出される。

d) 黒煙の生成

一般に燃料が不完全燃焼する場合に、ガソリンエン

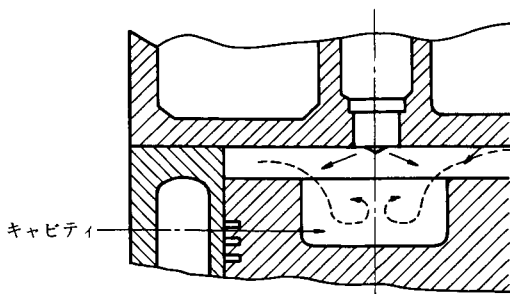


図-3-2 直接噴射式の例⁷⁾

ジンでは主に CO、HC が生成されるのに対し、ディーゼルエンジンでは主に黒煙 (すす) が生成される。

自動車の場合のような高速ディーゼルエンジンにおいては、燃焼のための時間が極めて短いため、噴射によって燃料を燃焼室内に分散させるだけでは燃焼に十分な混合は得られない。このため、空気を積極的に流動させて燃料との均一混合化を促進する必要がある。そのため種々な形の燃焼室が使われているが、それらは次の2つの方式に大別される。

直接噴射式：ピストン頂部のくぼみが燃焼室を形成しているもの

副室式：ピストン頂部の主燃焼室の他に別の燃焼室があり、2つの燃焼室が小さい連絡孔でつながれているもの

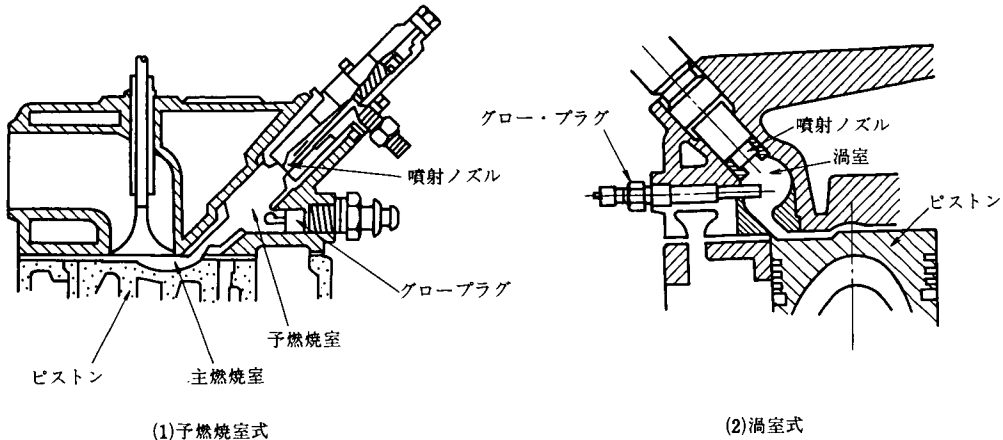
直接噴射式は燃料室のほぼ中央から多孔ノズルで燃料を噴射するものであり、燃焼室形状の一例を図-3-2に示す。

副室式は、ガス流動を積極的に作る方式で、燃料は副室に噴射され、その一部が燃焼して高温、高圧となり、未燃焼のものが燃えながら激しい噴射となって主燃焼室へ噴出し、空気との混合を助けて完全燃焼を促進する。すなわち、副室は一種の着火炎を作る所であり、噴出火炎の中に未燃混合気が含まれていることが、噴出後火炎を拡大させることに有効である。

副室式は、その構造により予燃焼室式と渦室式とに分類され、前者は副室の容積及び連絡孔断面積が後者より小さい。また両方式とも、主室と副室の大きさの割合、連絡孔の大きさ、形状が排出ガスの生成に影響を与える (図-3-3)。

なお、副室式では圧縮行程で空気が狭い通路から副室へ膨脹して入り、温度が低下するため、エンジン始動時の着火が妨げられる。その対策としてグロープラグで始動時のみ加熱する方法がとられている。

副室式は直接噴射式に対して次のような特徴をもつ

図-3-3 副室式の例⁷⁾

ている。

長所として、

① 副室内の不完全燃焼ガスが主燃焼室へ噴出し、燃焼することによって主燃焼室内の空気利用率を高め、主燃焼室では燃焼が順次進行するので、圧力上昇率が低く、最大圧力及び最高温度が低い。従って、 NO_x の生成は少ない。

また、爆発によるシリンダヘッドやピストンの振動がエンジン本体の振動・騒音の原因になるが、それらは圧力上昇率が小さい副室燃焼の方が低い。

② 副室内の空燃比は過濃であり、主室内は希薄であるので、両室とも NO_x が生成されにくく、全体としてもその量は少ない。

③ 副室式エンジンは直接噴射式エンジンと比べて燃焼が良好なために HC の排出レベルは低い。

短所として、

① 燃焼ガスが高速で副室から流出するとき、一旦熱エネルギーの一部が流れのエネルギーに変わり、主燃焼室で再び熱エネルギーに戻る。その間にエネルギーの損失、位相のずれを生ずる。さらに、副室内や連絡孔でガスの流れが大きく、燃焼室全体の壁面積が大きいので、壁での熱損失が大きい。これらを総合すると副室式の熱効率は、直接噴射式より 1～2 割程度低い。

② 連絡孔から高温ガスが噴出してピストン頂面に吹きつけるので、その部分の温度が局部的に高温になる。このため、熱応力が大きくピストンにひび割れをおこすなどの障害が比較的発生しやすい。

③ 圧縮空気が副室に入るときの絞り損失、副室内での冷却損失で温度が下がるため始動性が劣る。この

ために圧縮比を高くとり、始動用のグロープラグを付ける必要がある。

(2) 使用燃料

自動車に使用される燃料は、ガソリン、液化石油ガス (LP ガス) 及び軽油である。

1) ガソリン

現在市販されているガソリンの一般性状は表-3-1のとおりである。

前にも述べたようにガソリンの組成については、アンチノック性向上のため四エチル鉛がガソリン中に添加されていたが、人体に対する影響、排気ガス浄化装置への鉛の影響を考慮して無鉛化が進められ、昭和52年2月から無鉛化レギュラーガソリンの生産が開始された。排気ガスに対しては、ガソリンの炭化水素組成の影響を問題とされたこともあったが、浄化触媒の採用により、その影響はさらに小さくなった。

2) 液化石油ガス (LP ガス)

一般に市販されている LP ガスは、炭素数 3 及び 4 の炭化水素で、一般的には、プロパン、プロピレン、ブテン類又はこれらの混合物が主成分である。

我が国では、昭和31年にガソリン-LP ガスの併用乗用車が発表されて以来、LP ガスを燃料とする自動車は都市部の営業用車を中心に急激に普及した。これは、石油ガス税がガソリン税よりも大幅に安いという LP ガスの経済性によるものである。しかし、LP ガスはガソリンに比べて取り扱いがやや不便であり、かつ供給能力も低いので、自動車用燃料の主流にはなっていない³⁾。

日本工業規格では、JIS K 2240 によって LP ガスを 6 種類に分けて規定しているが、このうち自動車用燃料としては 1～4 号であり、季節、地域によって使い

表-3・1 我が国の市販ガソリンの性状（平均値）³⁾

性 状	プレミアムガソリン		レギュラガソリン	
	昭和53年夏	昭和54年冬	昭和53年夏	昭和54年冬
比 重 (15/4°C)	0.758	0.754	0.748	0.742
蒸 気 圧 (kgf/cm ² , @37.8°C)	0.596	0.687	0.596	0.713
蒸 留 性 状 初留	33.4	31.3	33.0	31.4
10%	53.5	50.6	52.1	48.7
50%	104.6	102.9	99.5	95.7
90%	160.8	159.6	162.4	159.5
オクタン価 リサーチ法	97.8	97.9	90.7	90.7
モータ法	88.8	89.1	81.6	81.8
いおう分 (wt%)	0.006	0.004	0.006	0.004
F I A 分析 飽和	48.9	50.4	54.3	56.6
(vol%) オレフィン分	9.4	8.6	10.4	9.3
芳香族分	41.9	41.1	35.5	34.2
鉛量 (TEL換算 ml/l)	0.186	0.196	<0.001	<0.001

分けられている。

3) 軽油

ディーゼル機関用燃料には軽油と重油が用いられるが、一般には軽油を使用する。

我が国の市販軽油の概略性状は表-3・2に示すとおりである。1, 2号が一般用であり, 3号, 特 3号は寒冷地向けで, 流動点の規格が厳しい。我が国の軽油はほとんど直留品で, 原油の大部分が中東系のため, 比較的セタン価が高い。また硫黄分が年々わずかなずつ低下している点を除けば, その他の性状はあまり変化していない。

市販されているディーゼル軽油中の硫黄分は図-3・4に示すように昭和46年度以降は0.3%~0.4%であり, 0.5%以下の規格値以内に収まっている。

燃料の組成の変化による排出ガス物質への影響は, 燃焼室形状や運転条件の影響に比べて小さいと言える。一般には, 燃料の揮発性とディーゼル黒煙とは直接関係があり, 揮発性が悪くなるにつれて黒煙は多くなるが, NO_xの排出には余り影響がない。

(3) 車両の履歴

自動車の所有者に対しては, 道路運送車両法により自動車点検基準（昭和26年運輸省令第70号）に基づく定期点検整備が義務づけられており, 所定の時期に, 所定の項目について点検整備することにより, 安全な自動車走行を確保するとともに, 排出ガスを最少限に留める配慮がなされている。

車種別の長距離走行による排出ガス量の変化を図-3・5及び図-3・6に示す。これによると, ガソリン車では

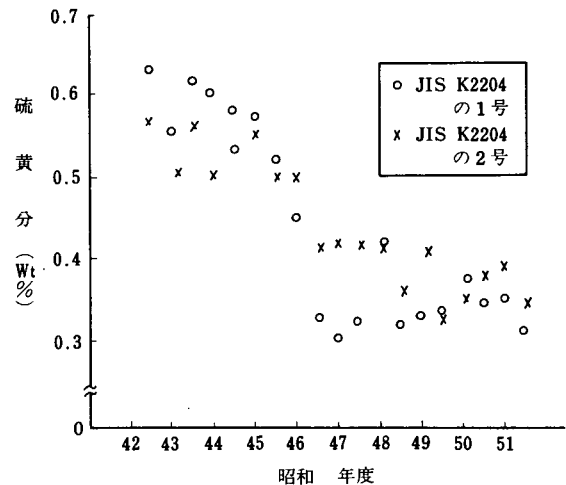


図-3・4 ディーゼル軽油中の硫黄分の推移（石油連盟調査、製油所出荷品の単純平均）

気化器関係を中心に, また, ディーゼル車では噴射ノズルや噴射ポンプなどの燃料噴射装置を中心とした点検整備を行っておけば, ガソリン車, ディーゼル車のCO, HC, NO_x及びディーゼル車の黒煙のいずれについても走行距離による変化は僅かであると言える。

また, 特にディーゼル車の排気黒煙は, 整備状況の影響を受けるとされているが, 噴射ノズルの摩耗防止, 燃料の噴射時期及び噴射量の適正化により, その悪化を防止することができる。

表-3・2 我が国の市販軽油の概略性状（製油所出荷性状，石油連盟）³⁾

品質項目 J I S 別 期間		比 重	引 火 点 (°C)	90%留出温度 (°C)	流 動 点 (°C)	10%残留炭素分 (wt%)	セタン指数 (セタン価)	動 粘 度 (cSt) 30°C	いおう分 (wt%)
		平 均 (範囲)	平均 (範囲)	平 均 (範囲)	平 均 (範囲)	平 均 (範囲)	平 均 (範囲)	平 均 (範囲)	平 均 (範囲)
昭和53年度上期	1号(21)	0.8308(0.8119~0.8458)	84 (76~92)	320(289~339.8)	-12.4 (-22.5~-5.0)	(0.01~0.03)	57.4 (48~61)	3.61(2.83~4.20)	0.34(0.036~0.47)
	2号(33)	0.8313(0.8238~0.8445)	85(71.5~100)	316 (290~335)	-13.3 (-20~-10)	(0.0~0.05)	57.5 (55~62)	3.52(2.90~3.92)	0.38 (0.05~0.47)
	3号(3)	0.8197(0.8159~0.8250)	66 (59~76)	310(302.5~314)	-21.7 (-22.5~-20)	(0.02~0.05以下)	57.0 (55~59)	2.74(2.33~3.45)	0.34 (0.26~0.45)
	特3号(3)	0.8063(0.8020~0.8109)	62. (59~64)	289 (287~293)	-32.5 (-35~-30)	(0.00~0.01)	52.5 (52~53)	1.94(1.81~2.05)	0.13 (0.10~0.16)
昭和54年度下期	1号(16)	0.8304(0.8103~0.8428)	83 (73~94)	317 (293~337)	-13.7 (-25~-2.5)	(0.0~0.05以下)	57.7 (54~60)	3.53(2.73~4.34)	0.34 (0.04~0.67)
	2号(37)	0.8324(0.8246~0.8428)	85 (71~102)	319 (304~337)	-12.3 (-20~-10)	(0.00~0.05以下)	58.0 (54~61)	3.70(2.90~4.73)	0.39 (0.06~0.50)
	3号(15)	0.8220(0.8140~0.8348)	68 (54~82)	(288.5~315.5)	-21.2(-22.5~-17.5)	(0.00~0.05以下)	55.0(50~60.5)	2.62(2.27~3.28)	0.34 (0.10~0.46)
	特3号(5)	0.8069(0.8050~0.8097)	58 (54~64)	289 (281~298)	-32.5 (-35~-30)	(0.00~0.01)	52.4 (51~54)	1.92(1.85~1.97)	0.16 (0.09~0.28)

* サンプル数

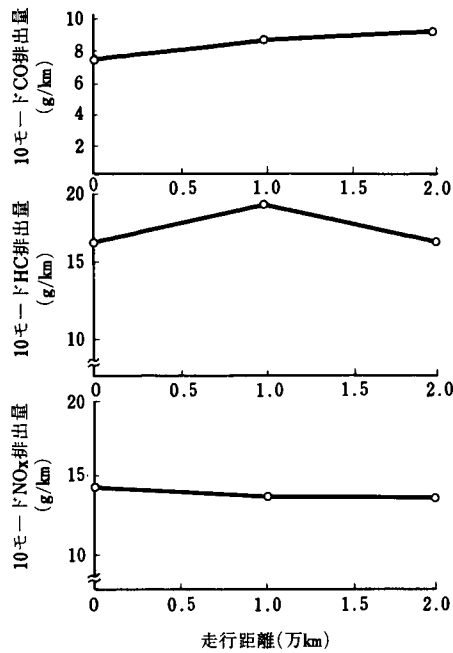


図-3・5 小型ガソリン貨物車の排出ガス量の経時変化例(排気量 1,483cc,車両重量 1,050 kg, 最大積載量 1,000kg)

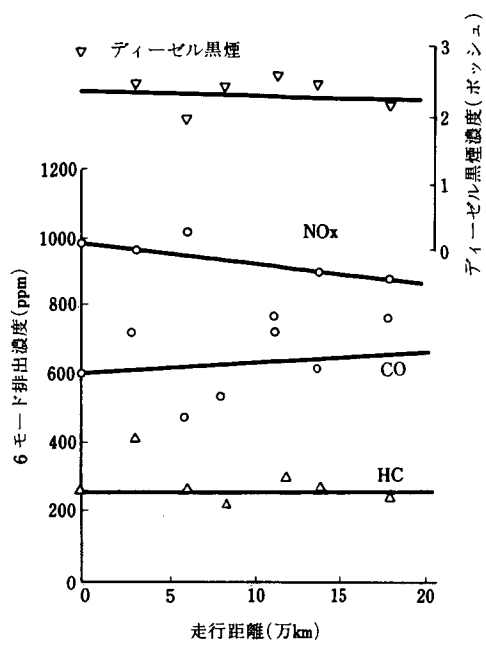


図-3・6 ディーゼル車の排出ガス量の経時変化例(排気量(DI) 12,023cc,車両重量 8,695 kg, 最大積載量 11,000kg)

表-3・3 自動車排出ガス規制に係わる自動車の区分

乗 用 車	軽量ガソリン車	中量ガソリン車	重量ガソリン車	ディーゼル車
ガソリン又はLPGを燃料とする普通自動車又は小型自動車であって、専ら乗用の用に供する乗用定員10人以下のもの及びガソリン又はLPGを燃料とする軽自動車であって、専ら乗用の用に供するもの	ガソリン又はLPGを燃料とする車両総重量が1,700kg以下の普通自動車及び小型自動車（専ら乗用の用に供する乗車定員10人以下の乗用車を除く）	ガソリン又はLPGを燃料とする車両総重量が1,700kgを超え2,500kg以下の普通自動車及び小型自動車（専ら乗用の用に供する乗用定員10人以下の乗用車を除く）並びに軽自動車(乗用車及び2サイクルエンジンを有するものを除く)	ガソリン又はLPGを燃料とする普通自動車又は小型自動車であって車両総重量が2,500kgを超えるもの(専ら乗用の用に供する乗車定員10人以下のものを除く)	軽油を燃料とする普通自動車及び小型自動車

3.3 自動車排出ガス規制の経緯

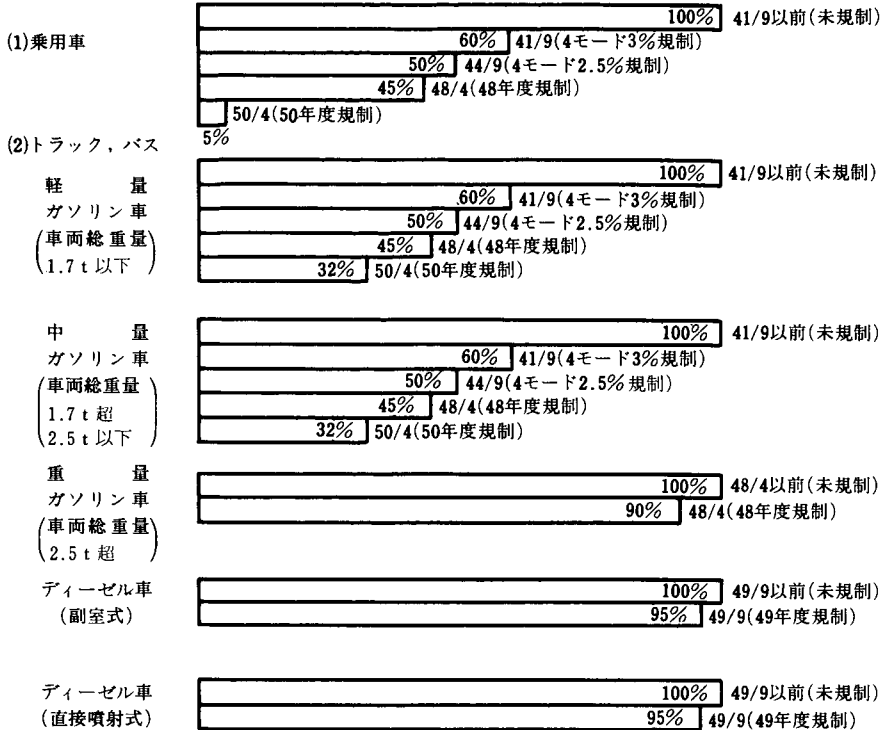
(1) 規制に係る自動車の区分

大気汚染防止法で規制の対象となる自動車は、道路運送車両法施行規則（昭和26年運輸省令第74号）第2条において規定する普通自動車、小型自動車（2輪自

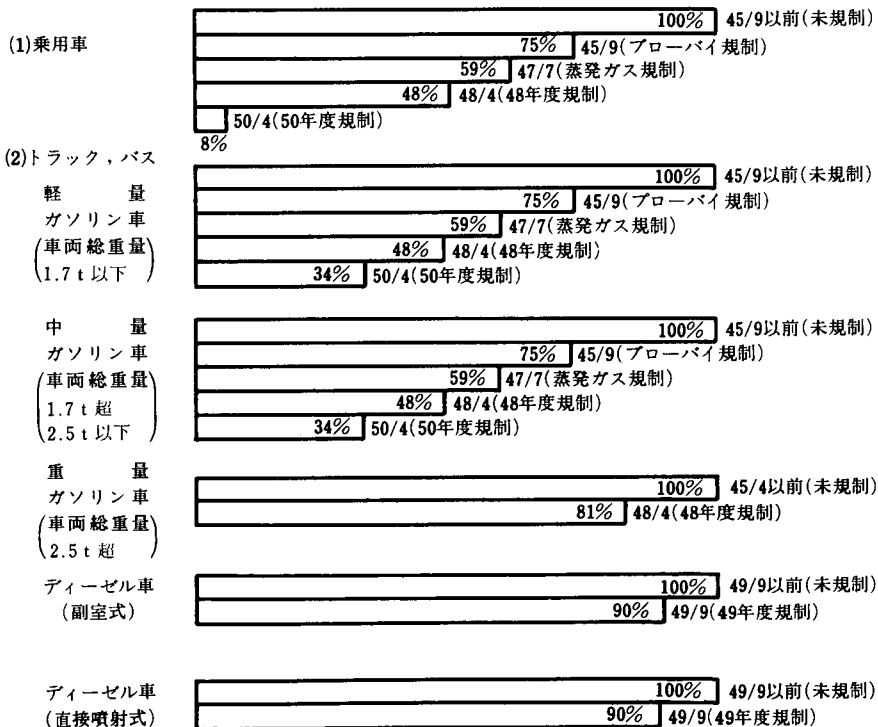
動車を除く）及び軽自動車（2輪自動車を除く）であり、ガソリン、軽油又はLPガスを燃料とするものとされている。自動車排出ガス量の許容限度は、現在、主として表-3・3に掲げる区分によって定められている。

(2) 自動車排出ガス規制の経緯

昭和47年10月に環境庁は中央公害対策審議会の答申



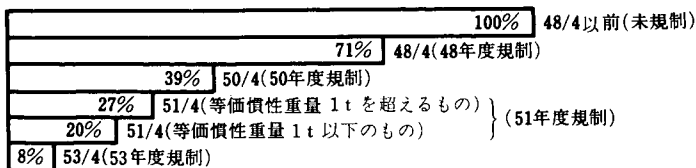
(a)一酸化炭素



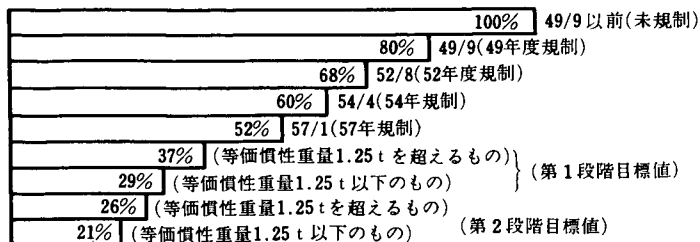
(b)炭化水素

図-3・7 排出ガス規制の経緯 (その1)

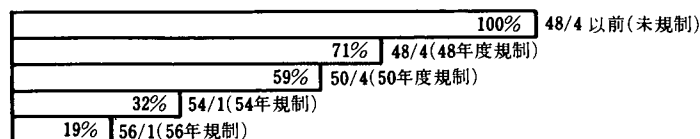
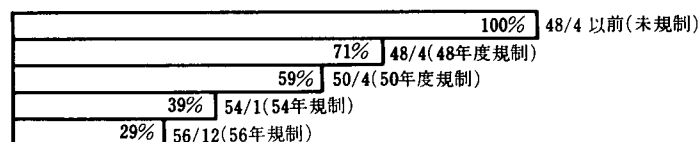
(1)乗用車

ガソリン
LPG車

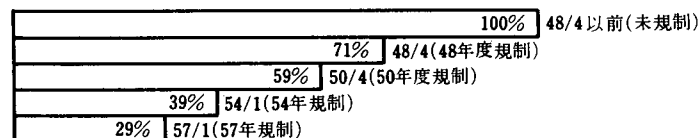
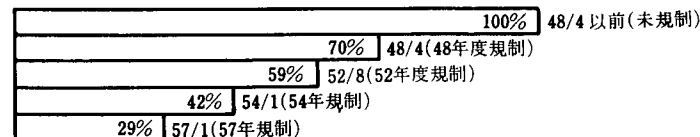
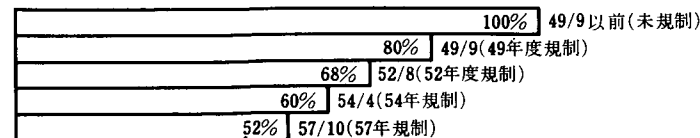
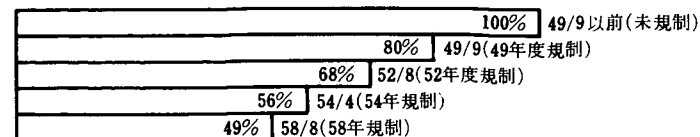
ディーゼル車



(2)トラック、バス

軽量
ガソリン車
(車両総重量
1.7t以下)中量
ガソリン車
(車両総重量
1.7t超
2.5t以下)

軽貨物車

重量
ガソリン車
(車両総重量
2.5t超)ディーゼル車
(副室式)ディーゼル車
(直接噴射式)

(c)窒素酸化物

図-3・7 排出ガス規制の経緯 (その2)

を受け、「自動車排出ガス量の許容限度の設定方針」を告示している。

これにより定められた許容限度によって乗用車の53年度排出規制については世界で最も厳しい最終目標が達成された。一方、トラック・バスなどについても、順次規制が強化されつつある。ディーゼル車の排出ガス規制については、47年より粒子状物質（ディーゼル黒煙）の規制が実施されており、CO、HC、NO_xに対する規制が始まったのは、49年からである。昭和52年12月の中央公害対策審議会答申「自動車排出ガス許容限度長期設定方策について」を受け、環境庁は昭和53年1月30日第1段階の規制値を54年規制として告示し、ガソリン車については54年1月、ディーゼル車については54年4月から適用することになった。

答申で示された第2段階の目標値による規制についても、軽量ガソリン車（車両総重量1,700kg以下）及び中量ガソリン車（車両総重量1,700～2,500kg）に対し56年規制として告示され、続いて昭和55年9月軽自動車のトラック、重量ガソリン車（車両総重量2,500kgを超えるもの）及び副室式ディーゼル車に対し57年規制として告示した。また直接噴射式ディーゼル車に対しても、昭和56年8月に58年規制として告示されている。以上の排出ガス規制の経緯を図-3・7に示す。

4. 自動車排出ガスの調査方法と排出特性

4.1 自動車排出ガスの調査方法

排出係数を設定するためには、自動車を一定の代表

的走行パターンで走行させながら排気ガスを採取することが必要である。しかし、実際に路上を走行させながら直接測定することは困難である。そのためにシャーシダイナモメータという装置で走行状態を再現し、台上での試験を行っている。排出ガスの測定を、走行状態の再現性が図れる台上試験として行えるところに、一回限りの走行ではなく、標準的な走行状態を基礎にして試験モードを定める意味がある。

シャーシダイナモメータによる測定は、図-4・1のように床下のピットに設けられたローラ上に試験車の駆動輪をのせ、車が移動しないように固定してローラを回転することにより、運転と同じ操作が行われる。排出されるガスはCVS装置*により採取している。この方法によると排気ガスをあらゆる運転条件で、そのまま採取することができる。採取した排出ガスはガス中の成分を変化させることなく希釈用空気と一定流量となるように混合され、熱交換器によって一定温度に保ちながら微粒子フィルタを通して吸入ポンプで各バッグ（テフロン製）に送り込まれる。その時の排出ガス濃度を測定し、走行距離当たりのものに変換することにより、CO、NO_x、HCの単位走行距離当たりの排出係数を算出することができる。

4.2 既存の測定モード

自動車から排出されるガス状物質や黒煙の排出係数

* CVSは排気ガス中の汚染物質の濃度を走行距離当たりの重量に換算するために、希釈した排出ガスと希釈空気との混合流が一定流量になるようにして、その一部をバッグに採取してためた後、又は連続的に分析計に混合ガスを導入して分析する方法であり、Constant Volume Sampling（定容量サンプリング法）の略である。

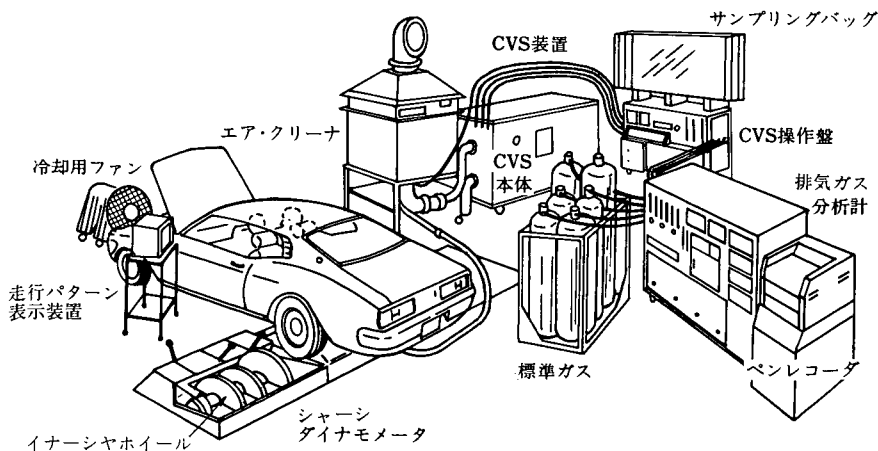


図-4・1 排出ガス試験装置¹²⁾

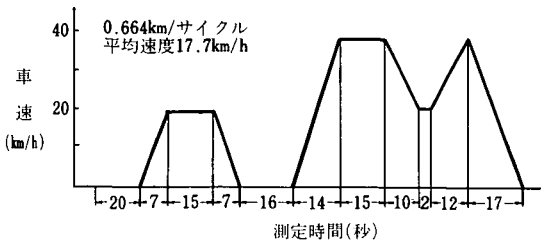
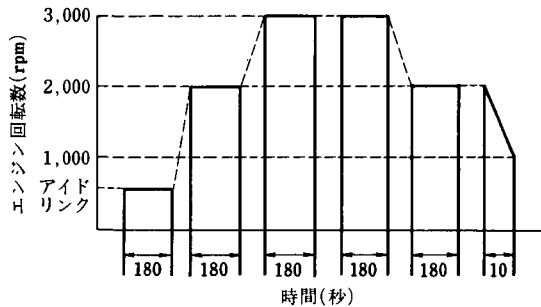
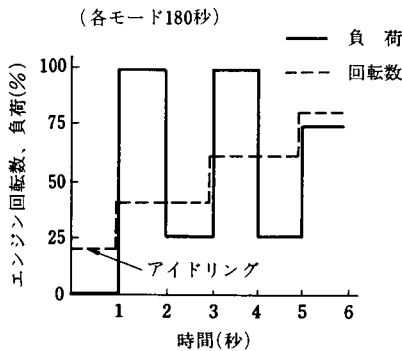


図-4・2 10モードサイクル



(1) 6モード



(2) ディーゼル6モード

図-4・3 6モード及びディーゼル6モード

は、自動車の運転条件、道路条件等により大きく異なる。従って、各機関で、異なる走行モードを用いて排出係数を設定してもそれらをそのまま比較することはできない。そのために、自動車の排出ガスの規制をする場合や他の車両との排出量の比較を行う場合には、統一した運転モードによって排出係数を求める必要がある。試験や排出量の比較のために用いられるモードのうち代表的なものについて簡単に説明する。

(1) 10モード

10モードサイクルは昭和48年度から、車両総重量2.5 t以下のガソリン車の排出ガス規制値測定に使用されているモードである。この10モードサイクルは東京都

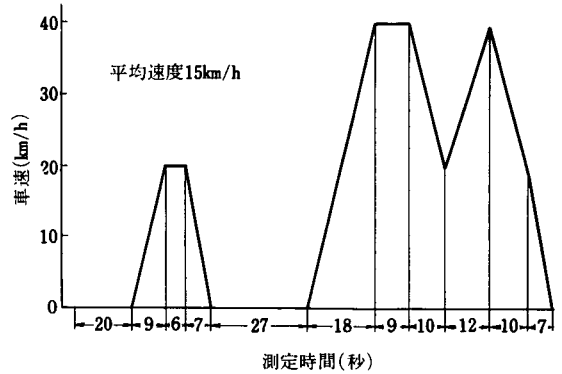


図-4・4 M-15モード

内の幹線道路における自動車の走行形態調査から導入されたものであり、測定した排出ガス中の汚染物質成分については1 km走行当たりの排出重量 (g/km) で表示される。図-4・2に10モードの走行パターンを示す。

(2) 6モード及びディーゼル6モード⁷⁾

重量ガソリン車及びディーゼル車に対する排出ガスの試験にはそれぞれ6モード及びディーゼル6モード試験法の適用が定められている。これは、10モードの各モードを平均機関回転数及び平均負荷で置き換えたものである。従って、図-4・3に示すようにエンジンの回転数と負荷条件によって規定した定速運転モードとアイドリングによって構成されており、加速及び減速運転モードは含まれていない。

排出ガスの測定は、試験車又は試験エンジンを暖機後シャーシダイナモメータ又はエンジンダイナモメータ上で運転し、各モードについて3分間連続運転した終りの1分間のCO、HC、NOを直接採取し、その濃度を連続測定する。各モードの測定濃度に対応する重み係数を乗じたものを加えて平均排出濃度を算出し、6モードによる測定値としている。これは直接採取による排出濃度であるため、単位はppmで表される。

(3) M-15モード

M-15モードは、運輸省交通安全公害研究所が、ディーゼル車の市街地走行をシミュレートさせて作成した走行モードであり、10モードサイクルと類似のパターンを持っている。平均車速は15km/hで、加速度は大型車に適用できるように0.06 gになっており、主に大型車の排出量を比較するために用いられる。図-4・4にM-15モードのパターンを示す。

その他に試験に用いられるモードとして4モード、11モードなどがあり、また地方公共団体などで排出予

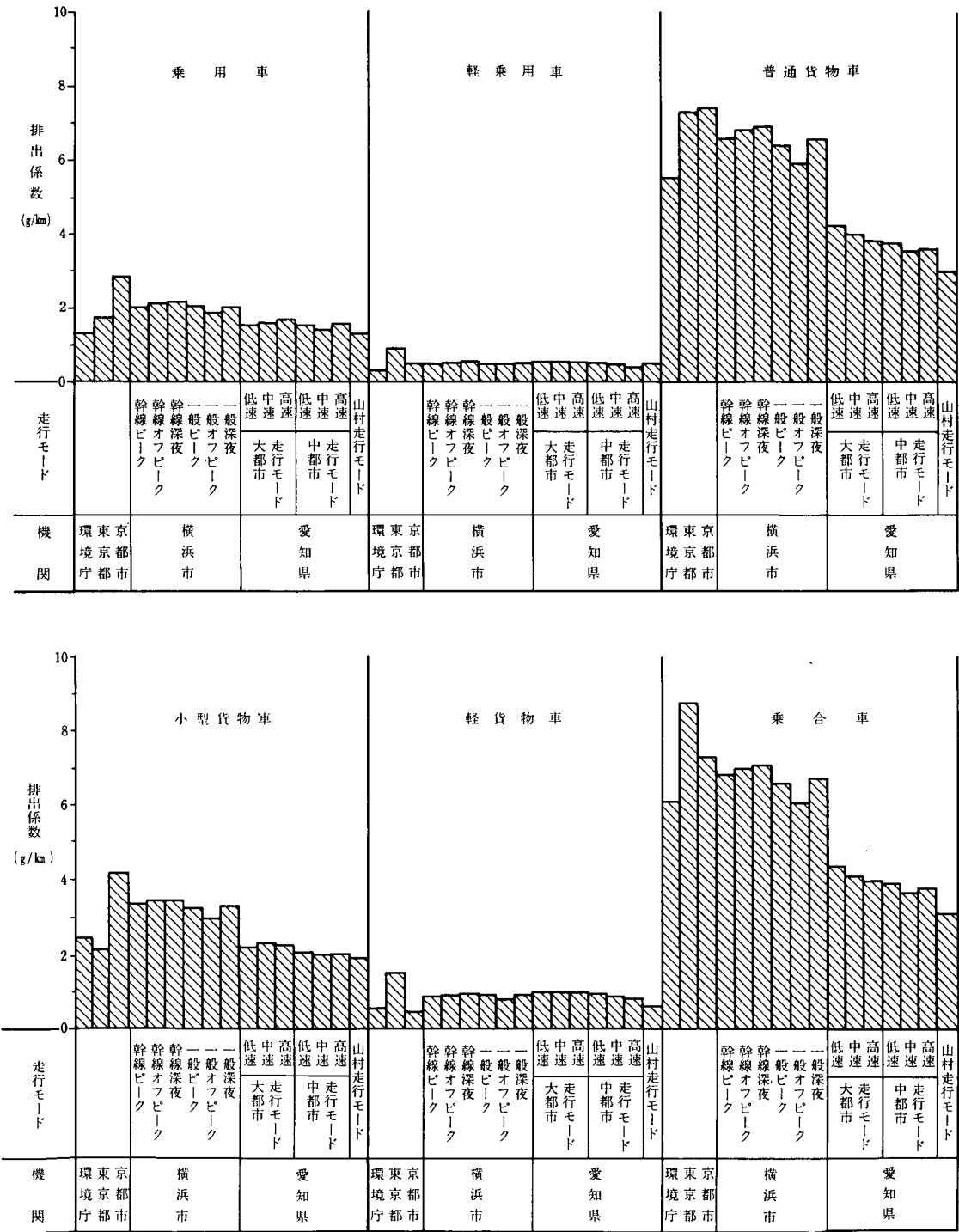


図-4・5 地方公共団体による排出係数の設定例

測をするために地域の走行実態により独自に定めたモードや料金所付近を走行するモードがある。図-4・5に、地方公共団体が定めた走行モードによる排出係数を、多種多様なモードが定められている例として参考までに示した。

4.3 代表車種の選定

道路を走行する車両には様々な種類のものがある。当然小型の車両と大型の車両によって排出係数は異なる。また、ガソリン車、ディーゼル車のような燃料の違いによっても排出ガスの種類やその量は異なったものになる。そこで、自動車排出ガスの排出係数を設定する際に、車種を細分化して多くの車種を選定することが考えられる。しかし、そのうちでもエンジン形式や使用燃料などの違いにより、占有率の高い車種が特定できるため、代表車種の選定を行った。

(1) 車種別構成比

道路上を走行している自動車がどのような車種構成となっているかは、代表車種を選定するうえで重要なことである。図-4・6に昭和49年度の全国道路交通情勢調査による一般県道以上の車種別走行台キロの構成比を示す。3車種区分での車種の構成比は、乗用車49%、小型貨物車35%、大型車16%となっている。さらに、細分類した車種構成を見るため、全国の車種別自動車保有台数を調査した。その結果を表-4・1に示す。3車種区分の構成比は、乗用車62%、小型貨物車32%、大型車6%となっている。このように走行台キロによる車種構成と保有台数によるものとは若干相異している。つまり、後者における乗用車の構成比は前者のものに対して13%も高くなっている。逆に、大型車は10%も低くなっている。これは、乗用車のトリップ回数又はトリップ長が大型車に比べて小さいことによるものであろう。従って、2車種、3車種の構成比は走行台キロ調査結果を使用し、細分類する場合には保有台数資料からブレイクダウンする方法を用いることが妥当であろうと考えられる。

(2) 使用燃料別車両構成比

自動車に使用されている燃料の種類は、ガソリン、液化石油ガス及び軽油である。排出ガス規制においても、使用燃料の種類に応じて規制値が定められている。使用燃料の種類別に走行台キロ構成比を調査した例はないので、ここでは、保有台数資料に基づいて整理する。表-4・2に昭和51年3月末の燃料別自動車保有台数及び構成を示す。乗用車ではガソリン燃料が99%を占めている。残りの1%がLPガス燃料である。LPガス

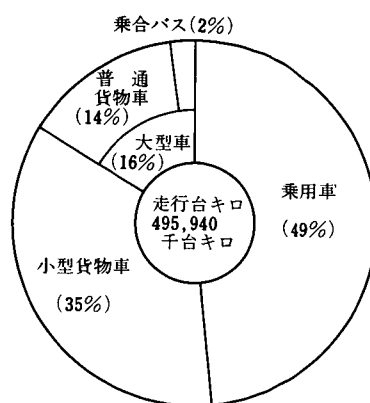


図-4・6 走行台キロ車種別の構成比（昭和49年全国道路交通情勢調査，一般県道以上）

表-4・1 車種別自動車保有台数⁶⁾

昭和51年3月末現在

2車種分類	3車種分類	細分類	保有台数(台)	3分類構成比(%)	全体比(%)
小型車	乗用車	軽乗用車	2,555,458	15	9
		小型 //	14,601,083	84	52
		普通 //	215,088	1	1
		計	17,371,629	(100)	(62)
	小型貨物車	軽四貨物車	2,829,668	31	10
		軽三 //	2,012	0	0
		小型四輪 //	6,119,806	68	22
		小型三輪 //	42,097	1	0
大型車	大型車	計	8,993,583	(100)	(32)
		普通貨物車	1,213,385	67	4
		特殊用途車	384,442	21	1
		乗合車	219,764	12	1
		計	1,817,591	(100)	(6)
		合計	28,182,803		100

使用の車種は、一般に営業車が多いため、走行台キロでの構成比では1%より高くなっているとは予想されるが、乗用車をガソリン車としても差しつかえないと考えられる。小型貨物車ではガソリンが94%、軽油が6%である。大型車では軽油が87%、ガソリン10%でその他が3%となっている。LPガス車は、小型貨物車、大型車とも非常に少なく無視できる。

以上の結果から、使用燃料別車両構成比としては、ガソリンと軽油に大別され、それらは主に車種区分、エンジン形式等の区別で整理できる。

(3) エンジン形式別車両構成

エンジン形式は、3.2(1)で述べたように火花点火機関とディーゼル機関に大別される。これらのエンジン形

表-4・2 燃料別自動車保有台数⁶⁾
昭和51年3月末現在

3車種 分類	使用燃料	保有台数	3分類 構成比		
乗用車	ガソリン	17,105,946	99	} 100	軽乗用は ガソリン 使用とし た
	L P G	256,696	1		
	軽 油	5,149	0		
	そ の 他	8,987	0		
	計	17,371,629	100		
小 型 貨物車	ガソリン	8,438,271	94	} 94	軽四輪、 軽三輪は ガソリン 使用とし た
	L P G	3,414	0		
	軽 油	546,101	6		
	そ の 他	5,797	0		
	計	8,993,583	100		
大型車	ガソリン	115,010	10	} 10	普通貨物 車のみ
	L P G	761	0		
	軽 油	1,056,479	87		
	そ の 他	41,135	3		
	計	1,213,385	100		

式は、車種を区分する際に分類できる。同一車種において、エンジン形式等の相異により排出係数が異なると考えられるのは、ディーゼル機関の直接噴射式、副室式（予燃焼室式及び渦室式）と、ガソリン貨物車の小型ガソリン車と重量ガソリン車であろう。

1) ディーゼル車

ディーゼル車のエンジン形式別車両構成比の統計資料は現在整備されていない。ここでは、積載量別保有台数⁶⁾及び車両総重量別エンジン形式の実測値から全国保有台数ベースでのエンジン形式別車両構成比を推定した。図-4・7に日本道路公団及び阪神高速道路公団の道路を走行する車両を対象にして調査した車両総重量別エンジン形式別構成比を示す。エンジン形式は、車両総重量に応じてかなり特定されたものとなっている。

表-4・3は、全国の車両総重量別保有台数の構成比と図-4・7に示す構成比から、全国の車両総重量別エンジン形式別構成比を求めたものである。この結果によると、直接噴射式31%、予燃焼室式36%、渦室式33%となっている。また、それぞれの平均車両重量は、6.7 t、4.4 t、2.0 tと推定した。

2) ガソリン貨物車

ガソリン貨物車についてもディーゼル車と同様に統計資料がないが、日本道路公団における調査⁹⁾では、軽量ガソリン車76%、中量ガソリン車11%、重量ガソリン車13%である。

(4) 代表車種の選定

以上の手順により車種別エンジン形式別車両構成比を取りまとめたものを表-4・4に示す。

表-4・3 車両総重量別エンジン形式別構成比¹⁰⁾

車両総重量	直接噴射式 (%)	予燃焼室式 (%)	渦室式 (%)	合 計 (%)
～2.5 t	0	0	3.9	3.9
2.5～6.5 t	1.1	0.6	26.7	28.4
6.5～9.5 t	7.8	25.6	2.1	35.5
9.5～12.5 t	1.5	2.3	0.1	3.9
12.5～15.5 t	2.0	3.9	0	5.9
15.5～20.5 t	14.2	2.4	0	16.6
20.5～	5.0	0.8	0	5.8
計	31.6	35.6	32.8	100.0
平均車両総重量	14.9 t	9.7 t	4.5 t	
平均車両重量	6.7 t	4.4 t	2.0 t	

注) 平均車両重量の算出には $\frac{\text{車両総重量}}{\text{車両総重量}} = 0.45$ (日本道路公団実測値) を用いる。

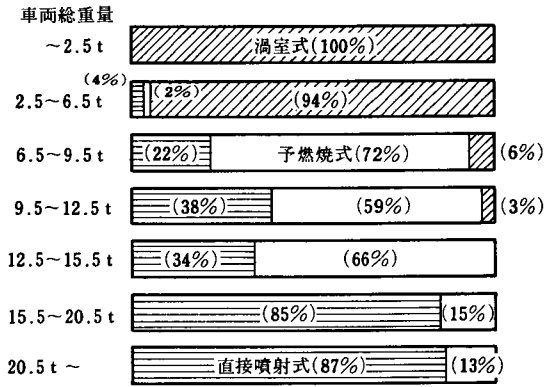


図-4・7 車両総重量別エンジン形式の構成比 (調査台数1,674台、日本道路公団、阪神高速道路公団調査)

排出ガス規制の区分は、乗用車、軽量ガソリン車、中量ガソリン車、重量ガソリン車、直接噴射式ディーゼル車、副室式ディーゼル車の6車種となっている。このうち、軽量及び中量ガソリン車は昭和54年規制によって新規に区分されたもので、従来は同一の車種区分となっていた。以上のことを考慮して、排出特性を検討するための代表車種として乗用車、小型貨物車、重量ガソリン車、直接噴射式ディーゼル車、予燃焼室式ディーゼル車、渦室式ディーゼル車の6つの車種を選定した。2車種及び3車種分類と代表6車種の対応及び構成比を表-4・5に示す。さらに、2車種及び3車種に対応する車両のプレート番号は表-4・6に示すとおりである。これらのものとなる車種別や燃料別の保有台数等のデータは主として昭和51年3月末現在の資料

表-4・4 車種別エンジン形式別車両構成比¹⁰⁾

2車種分類	3車種分類	細分類	使用燃料	エンジン形式
小型車	乗用車 (49%)	軽乗用車(9)	ガソリン(99) LPG(1)	火花点火機関
		小型乗用車(52)		"
		普通乗用車(1)		
	小型貨物車 (35%)	軽四輪貨物車(10) 軽三輪貨物車(0) 小型四輪貨物車(22) 小型三輪貨物車(0)	ガソリン(94) 軽油(6)	火花点火機関 ディーゼル機関-渦室式
大型車	大型車 (16%)	普通貨物車(4)	ガソリン(10)	火花点火機関
		特殊用途車(1)	軽油(87)	ディーゼル機関 { 渦室式(33) 予燃焼室式(36) 直接噴射式(31)
		乗合自動車(1)	その他(3)	

注) 3車種分類の()内数値は49年交通情勢調査による走行台キロでの構成比(%), 細分類, 使用燃料, エンジン形式欄の()内数値は, 全国保有台数(昭和51年3月末現在)等による構成比

表-4・5 代表6車種と2車種及び3車種対応¹⁰⁾

2車種分類	3車種分類	代表6車種	構成比 (%)
小型車	乗用車	乗用車	—
	小型貨物車	小型貨物車	82
		重量ガソリン車	12
		ディーゼル車(渦室式)	6
大型車	大型車	重量ガソリン車	10
		ディーゼル車(直接噴射式)	28
		" (予燃焼室式)	32
		" (渦室式)	30

を用いているが, 昭和56年度末現在の車種別, 使用燃料別, エンジン形式別の全国保有台数及び全国の4個所で調査した軽量, 中量, 重量ガソリン車の構成比, ディーゼル車の車両総重量別のエンジン形式別構成比などの資料に基づいた車種別エンジン形式別車両構成比は表-4・7のようになる。表-4・4と比較して各車種により比率においてはわずかな差はあるものの, 代表6車種として表-4・5のように選定することは妥当であると考えられる。

4.4 10モード, M-15モード, 定速走行モードによる排出特性

ここでは排出規制に用いられる10モードとディーゼル車についてはM-15モードによる排出特性について検討を行う。また, 実走行モードを決定する場合の基礎となる, 定速走行モードによる排出特性についても検討する。

表-4・6 車種分類と対応する車両のプレート番号¹⁰⁾

2車種分類	3車種分類	細 分 類	対応する プレート番号
小型車	乗用車	軽 乗 用 車	5及び50～59（黄又は黒） ⁸ s
		小 型 乗 用 車	5及び50～59
		普 通 乗 用 車	3及び30～39
	小 型 貨物車	軽三四輪貨物車	40～49及び60～69（黄又は黒） ³ s, ⁶ s
		小型四輪貨物車	4 及び40～49（貨客車を含む）
小型三輪貨物車		6 及び60～69	
大型車	大型車	普 通 貨 物 車	1 及び10～19
		特 殊 種 車	0 及び00～09
			8 及び80～89, 9 及び90～99
		乗 合 自 動 車	2 及び20～29

注) プレート番号の肩に添字Sのあるのは小型プレート意味する。

(1) 乗用車の排出特性

1) 10モードにおける排出特性

乗用車の10モードにおける排出係数の規制による低減状況を示したものが図-4・8である。

乗用車の平均排出係数は, 未対策車, 使用過程車, 48年規制車, 50年規制車, 51年規制車, 53年規制車と規制の強化が図られるに伴って低減している。しかし, CO及びHCの51年規制については, 平均値はわずかに増加する傾向がある。これは, 51年のNO_x規制に適合させた結果として, 逆にCO, HCの排出が規制値の範囲内で多少大きくなったものと考えられる。

2) 定速走行における排出係数

乗用車の定速走行における排出係数の低減状況を図

表-4・7 車種別エンジン形式別車両構成比⁶⁾

2車種分類	3車種分類	細分類	使用燃料	エンジン形式
小型車	乗用車 (54%)	軽乗用車(5)	ガソリン(97)	火花点火機関
		小型乗用車(56)	LPG(1)	火花点火機関
		普通乗用車(1)	軽油(2)	
	小型貨物車 (31%)	軽四輪貨物車(14)	ガソリン(88)	火花点火機関
		軽三輪貨物車(10)	軽油(12)	ディーゼル機関-渦室式
		小型四輪貨物車(18)		
		小型三輪貨物車(10)		
大型車	大型車 (15%)	普通貨物車(4)	ガソリン(5)	火花点火機関
		特種用途車(1)	軽油(95)	ディーゼル機関
		乗合自動車(1)		渦室式(31) 予燃焼室式(28) 直接噴射式(41)

注) 3車種分類の()内数値は、55年交通情勢調査による走行台キロでの構成比(%)、細分類、使用燃料、エンジン形式欄の()内数値は、全国保有台数(昭和57年3月末現在)等による構成比

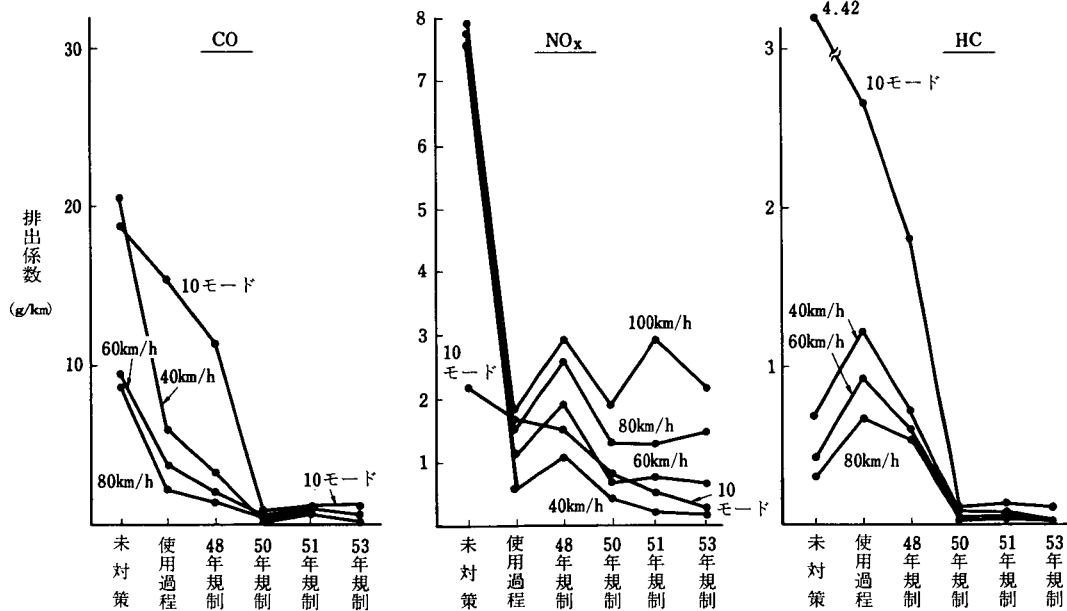


図-4・8 乗用車の排出ガス量

-4・8に同時に示した。

COについては、48年以前の未対策車では、走行速度が大きくなるに従って排出係数が小さくなっている。特に60km/h以下ではその傾向が明確である。50年規制は、COの排出が厳しく規制されたときであり、それに伴って各速度の排出係数は低減している。51年規制はCOに関する規制はなくNO_xに関する規制のみが行われたが、10モードにおける場合と同様にCOの排出係数は50年規制車に比べて若干増加しており、53年規制車に

ついてはやや減少の傾向を示している。

NO_xの排出係数は、COとは逆に走行速度が大きくなるに従って増加する傾向を示す。規制年別に低減効果を見ると、51年規制の60、80km/hにおける排出係数は、50年規制のものと同程度である。また、53年規制の80km/hについては、若干排出係数が増加している傾向があるが、53年規制全体としては、規制の強化に従って排出係数も低減している。

HCの排出係数の走行速度に関する傾向は、COとほ

ば同様で、48年規制以前については走行速度が大きくなると共に減少している。50年規制により、各速度におけるHCの排出係数は急速に低減し、48年規制車の1/10以下になり、極端に低下している。しかし、速度による傾向はあまりはっきりしない。HCはCO、NO_xとは逆に、使用過程車で未対策車より排出係数が大きくなっている。この使用過程車を除けば規制年次を追って排出係数は低減しており効果は著しいと言える。

(2) 小型貨物車の排出係数

1) 10モードにおける排出係数

小型貨物車の10モードにおける排出係数の低減状況を規制年次別に示したものが図-4・9である。CO、NO_x、HCの排出係数はすべて、規制が強化されていくに従って小さくなっている。

2) 定速走行における排出係数

小型貨物車の排出係数について定速走行速度別に図-4・9に同時に示した。

COについては、50年規制車の排出係数がかかなり減少しているが、速度による排出の傾向は明確ではない。NO_xについては、走行速度が増加するに従って排出係

数は増大する傾向を示している。

HCについては、速度による傾向は明確ではない。50年規制車の排出係数は速度による大きな違いは見られず、ほぼ一定の値をとっている。

(3) 重量ガソリン車の排出係数

1) M-15モードにおける排出係数

重量ガソリン車の排出ガス規制は、6モードにおける濃度規制(μm単位)であるが、重量表示(g/km単位)の排出係数を得るために、10モードの平均走行速度にほぼ等しい走行速度をもつ、M-15モードでの排出係数について検討する。

M-15モードにおける排出係数の低減状況を図示したものが図-4・10である。52年、54年の規制はNO_xについてのみ規制が強化されたが、NO_xについて52年規制車の排出係数はこのデータで見る限りはM-15モードで若干増加している。54年規制車では排出係数は減少し、48年規制車の排出係数よりも大幅に低くなっている。

2) 定速走行における排出係数

定速走行モードの排出係数をM-15モードと同一の図-4・10に示した。

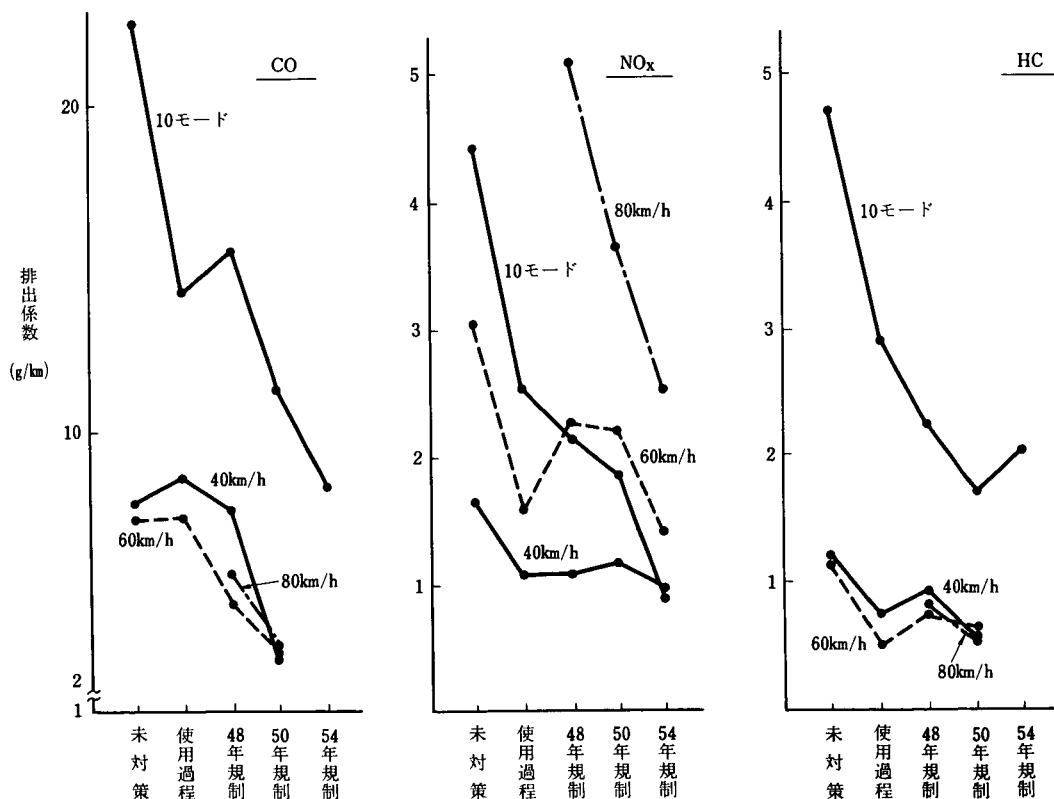


図-4・9 小型貨物車の排出ガス量

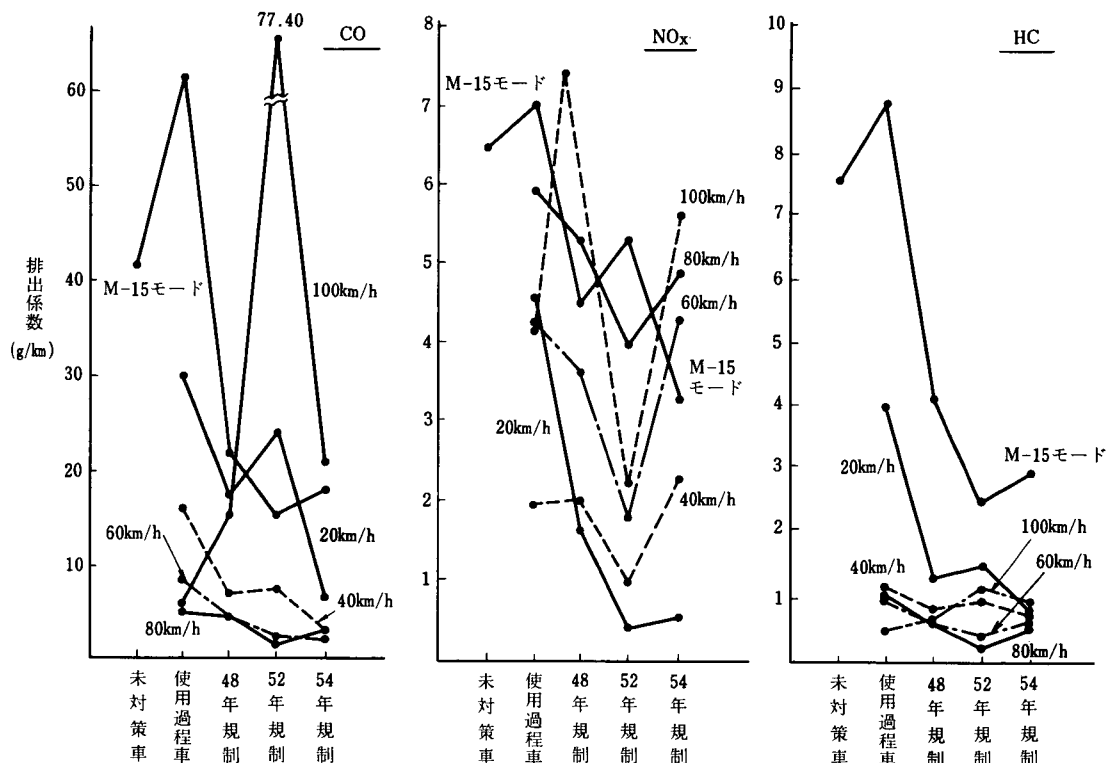


図-4・10 重量ガソリン車の排出ガス量

CO, HC については, 80km/h まで速度の増加に伴い排出係数は減少する傾向が見られるが, 100km/h においては逆に増大する傾向が見られる。

NO_xについては, 逆に速度の増加に伴って排出係数は増大する傾向が見られるが, 52年規制の100km/h については逆に80km/h の排出係数より低くなっている。これはデータが限られていることもあり重量ガソリン車すべてこの傾向であると結論づけることはできない。また, 重量ガソリン車の各速度別 NO_xはすべての速度に対して52年規制車より54年規制車の方が増えている。このことは一見排出ガス規制の効果が現われていないようにも見えるが, 規制の6モード及びM-15モードでのNO_x排出量は54年規制車では減少しており, 定速時の傾向について明確に結論づけることはできない。

(4) ディーゼル車の排出係数

1) M-15モードにおける排出係数

ディーゼル車の排出ガス規制は, ディーゼル6モードにおける濃度規制であるため, 重量ガソリン車と同様にM-15モードの排出係数について検討する。

ディーゼル車はエンジン形式や積載状況が同一であっても, 車両総重量が1t未滿のものから20tを超え

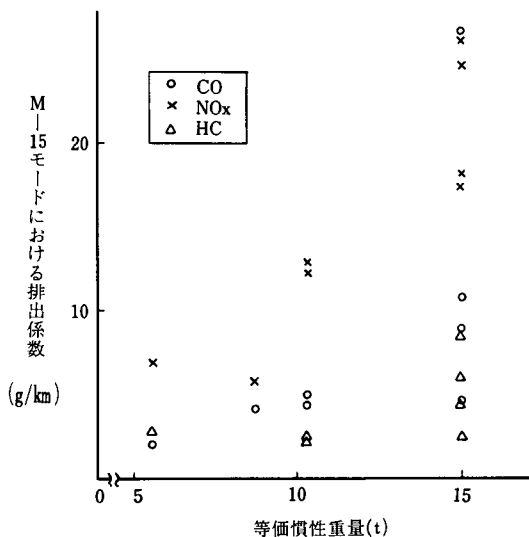


図-4・11 等価慣性重量と排出係数との関係(直接噴射式, 49年規制車)

るものまでであり, 車両の重量により排出係数の変化があると考えられる。図-4・11はディーゼル車(直接噴射式)のM-15モードにおける排出係数と等価慣性車両重

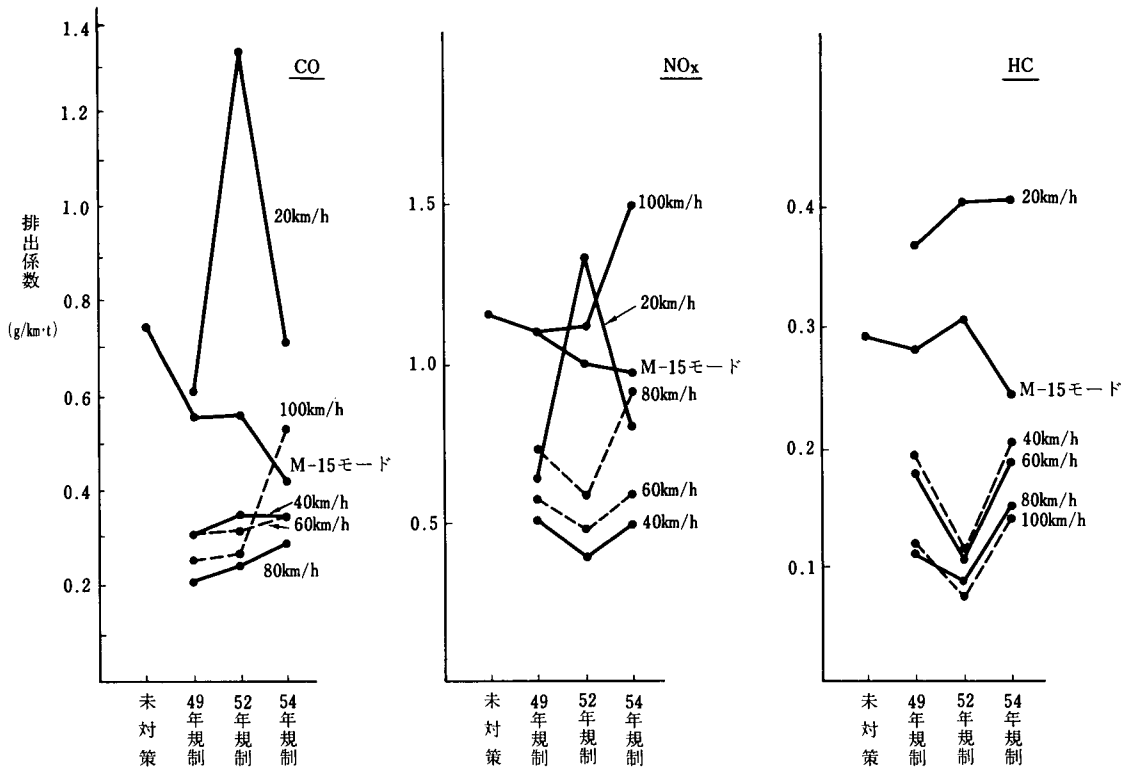


図-4-12 直接噴射式ディーゼル車の排出ガス量

量*との関係を示したが、CO、NO_x、HC 共に等価慣性重量が大きくなると排出係数も大きくなる傾向がうかがわれる。

そこで本調査においては、重量の異なった車両の排出係数を同一に扱えるようにするため、(g/km)表示の排出係数を等価慣性重量(t)で除した1 t 当たりの排出係数(g/km・t)で整理した。M-15モードによる排出係数の規制年次別の低減状況をエンジン形式別に図-4-12～図-4-14に示した。

直接噴射式ディーゼル車についてはCO、HC、NO_x共に若干の排出係数の低下が見られるが、予燃焼室式ディーゼル車についてはCOにわずかな低下が見られるものの、HC、NO_xについては低減の状態はあまりはっきりしない。また、渦室式ディーゼル車についてはCO、HCはかなりの低減が見られるものの、NO_xについては52年規制車でやや低下しているが、54年規制車については52年規制車と同程度かやや上回る排出係数が見られた。

規制モードである6モードではいずれのエンジン形式のものについても排出ガス量は基準内に収まっているため、これは実際に走行させて測定するM-15モードとの条件の相違によるものと考えられる。

2) 定速走行における排出係数

各エンジン形式別の定速走行における排出係数を図-4-12～図-4-14に示す。データ数の関係からばらつきが大きく、ある一定の傾向を読み取ることは難しい。

NO_xについては3つのどの形式によるものも、20km/h程度の低速についてはやや大きな排出量が得られるが、それより速度が上昇して40km/hでは最小の排出量を示し、速度が上昇するに従いNO_x排出量が徐々に増加していくという傾向が見られる。また、各速度別のNO_x排出量は、直接噴射式も渦室式も52年規制車より54年規制車の方が増加している。

4.5 積載状態の影響

同一エンジン形式の貨物車でも、車両が異なると、NO_xの排出係数に変化がみられることが図-4-11からわかったが、同一車両においても積載量が変わるとエンジンの受ける負荷量が変わり、排出特性も変化する

* M-15モードにおける等価慣性重量はふつう 車両重量+(積載重量× $\frac{1}{2}$)+110kgである。

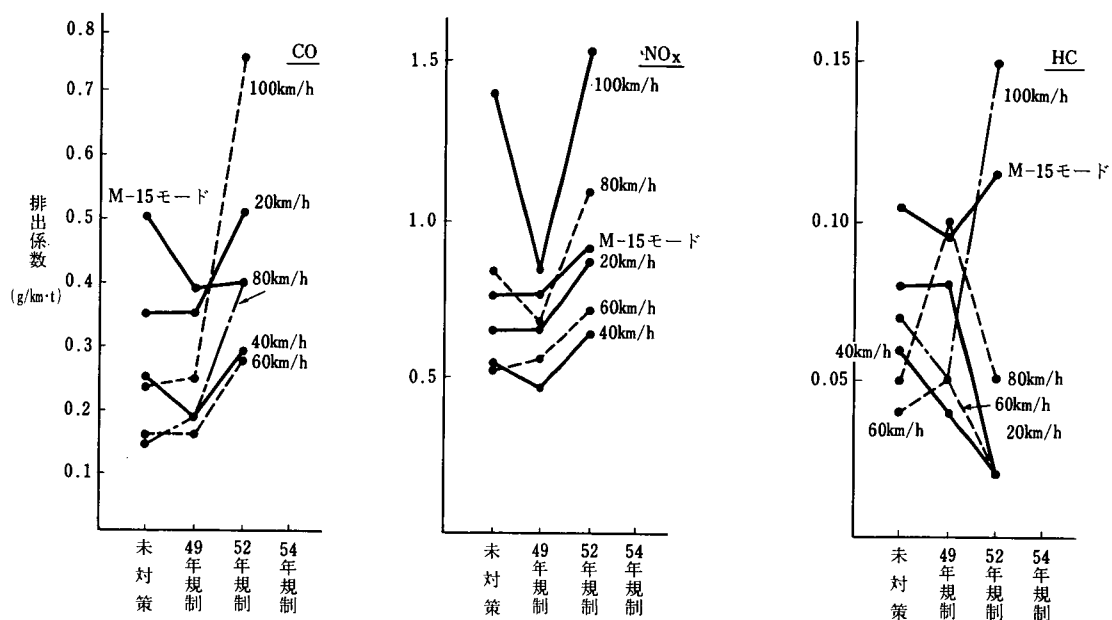


図-4・13 予燃焼室式ディーゼル車の排出ガス量

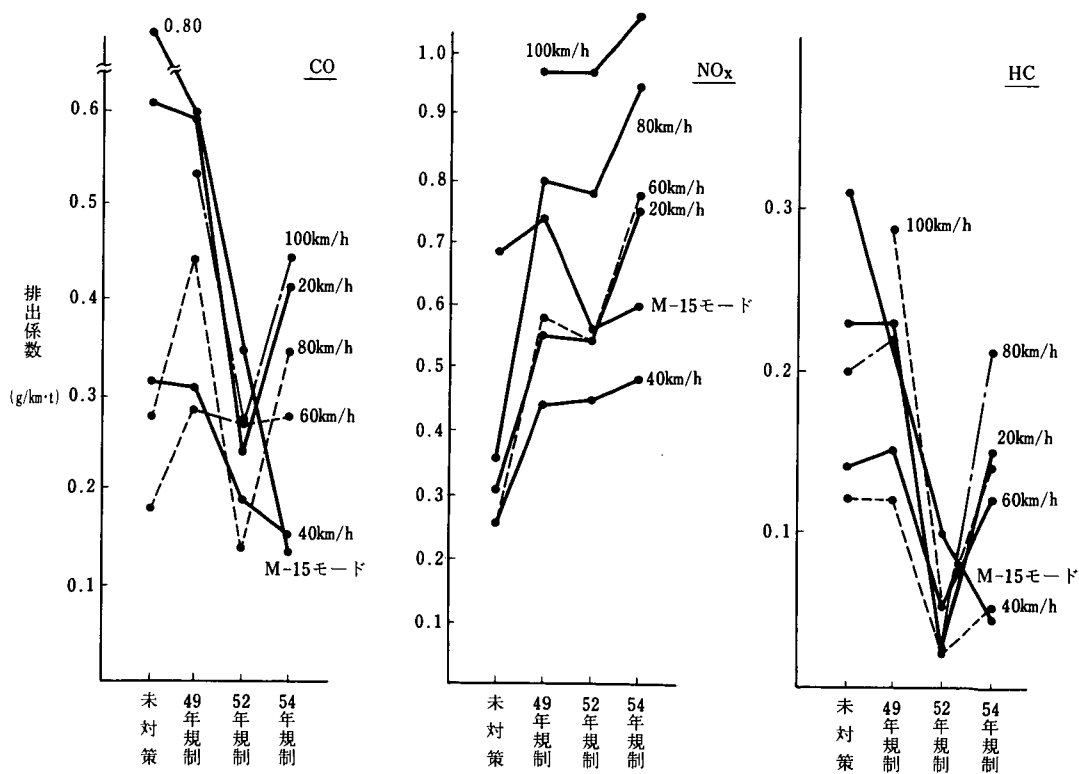


図-4・14 渦室式ディーゼル車の排出ガス量

ことが考えられる。その影響は加減速が含まれる場合と定速走行の場合とは異なる。そこで、ここでは前者の影響をみるために10モード又はM-15モード、後者の影響をみるために定速走行時における積載状態の影響を調べた。

10モード、M-15モードの調査では、それぞれの空積載、半積載に相当する等価慣性重量を設定して行うのがふつうであるが、ここでは、積載量の影響をみるた

めに負荷重量を変えて、走行パターンのみを10モードとM-15モードのものに合わせて測定している。

10モード及びM-15モードについては、排出規制車種区分としての軽量ガソリン車、重量ガソリン車及びディーゼル車の積載による排出量の変化の測定結果を用いている。定速走行モードについては、同一車両における空積載と定積載の調査データを用いた。その結果を図-4・15に示す。図中の縦軸は定積載又は半積載に

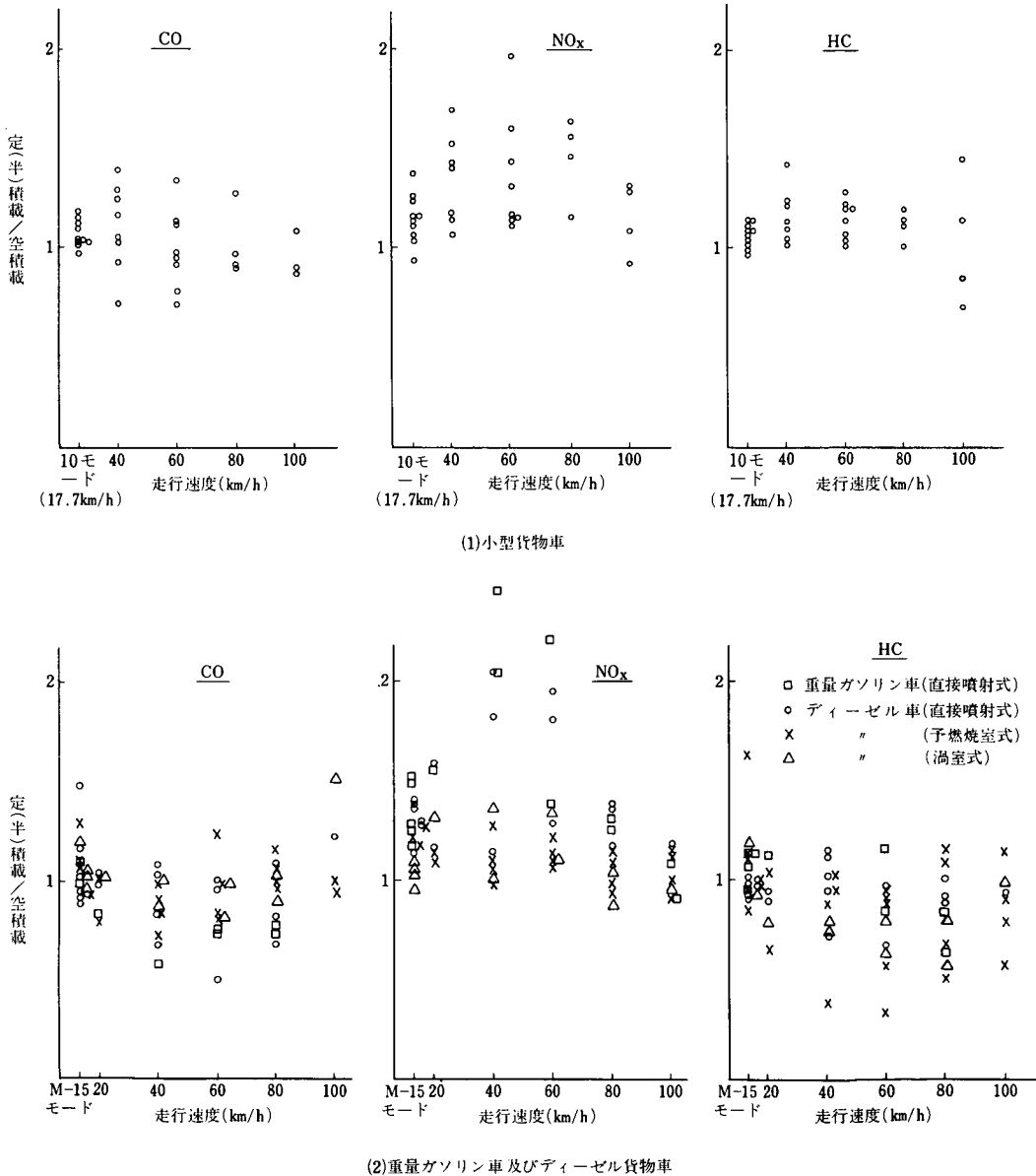
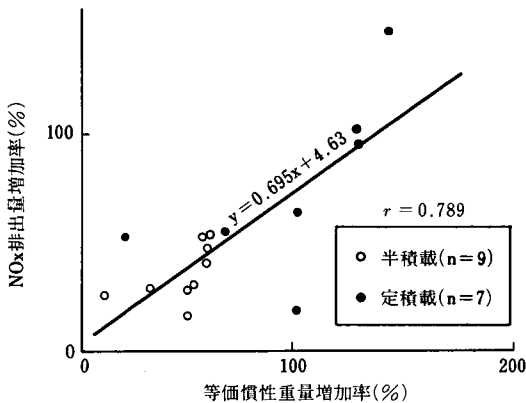


図-4・15 積載状況による影響(10モード、M-15モードの場合は半積載の、その他は定積載の空積載に対する比率)

表-4・8 車種別積載効率

(昭和55年度 道路交通情勢調査結果)

項目\車種	軽貨物車	小型貨物車	貨客車	普通貨物車	特種車	合 計
トリップ数 (千トリップ)	10,827	12,756	6,326	3,997	888	34,796
平均最大 積載量(t)	0.35	1.02	0.55	5.14	5.82	1.32
平均積載量 (t)	0.04	0.20	0.06	2.33	2.86	0.44
平均積載効率	0.11	0.20	0.11	0.45	0.49	0.33

図-4・16 M-15モードの等価慣性重量増加率と排出ガス増加率との関係(重量ガソリン車)⁷⁾

おける排出係数と空積載の排出係数との比を示している。10モード、M-15モードの値は半積載におけるものであり、各走行速度における値は定積載のものである。

小型貨物車、重量ガソリン車、ディーゼル車共にCO及びHCについては速度によらず1前後の値であり、積載量による影響は認められない。NO_xについては、ばらつきはあるものの増加の傾向がうかがわれる。しかし、走行速度の違いによる増加傾向ははっきりしていない。従って、これらのデータを平均して積載量によるNO_xの排出係数の変化割合を求めると以下のようになる。

- 1) 10モード及びM-15モード (半積載)

小型貨物車	1.17
重量ガソリン車	1.31
ディーゼル車	1.20
- 2) 定速走行 (定積載)

小型貨物車	1.3
重量ガソリン車	1.3
ディーゼル車	1.3

普通貨物車 (ほぼ6車種分類の重量ガソリン車とディーゼル貨物車に相当する) の、走行中の平均的な積

表-4・9 半積載状態のNO_xの排出係数の増加率

	運 転 モード	
	定速走行	10モード、M-15モード
小型貨物車(ガソリン)	1.15	1.17
重量ガソリン車	1.15	1.31
ディーゼル車	1.15	1.20

載状態は、昭和55年度全国道路交通情勢調査の結果(表-4・8)によれば平均積載効率として0.45であり、ほぼ半積載に近い状態で走行しているという結果が出ている。積載量の変化による排出係数の変化割合は、図-4・16に示すように等価慣性重量の増加率に対して直線的に変化し、このことは、半積載時のNO_x排出量は定積載時のNO_x排出量の約1/2と考えてよいことを示している。従って、半積載状態におけるNO_xの排出係数の増加割合は表-4・9に示すような値となる。NO_xの排出係数の増加率は、加減速等を含んでいる10モード、M-15モードの方が、定速走行のものより若干大きくなっている。

4.6 縦断勾配の影響

縦断勾配がある区間においては、 $W \sin \theta$ (W : 重量、 θ : 勾配) の力がエンジンに付加され、排出特性に影響を与える。縦断勾配がある場合の排出係数の変化割合を中低速走行時と高速走行時について、ガソリン車とディーゼル車に分けて図示すると図-4・17、図-4・18となる。走行速度としとは、60km/h以下の中低速と80km/h以上の高速とは傾向が異なっており、高速走行時には縦断勾配の影響が小さい。

COについてはガソリン車では大きくばらついており、得られた結果を全体的にみると縦断勾配に関係なく分布しており、その影響は明確ではない。この傾向はディーゼル車においても同様である。

HCについては、ガソリン車及びディーゼル車の高速走行時にやや傾向が見られるものの、1を中心としてばらついており、変化割合も小さく、この場合も明確で

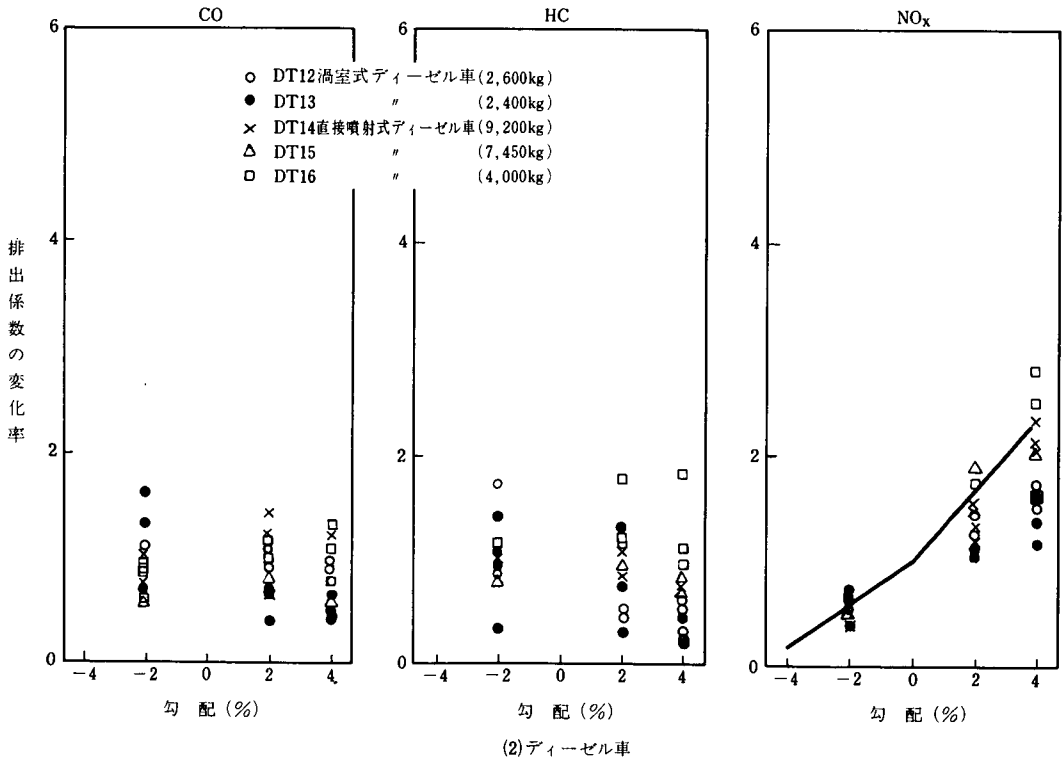
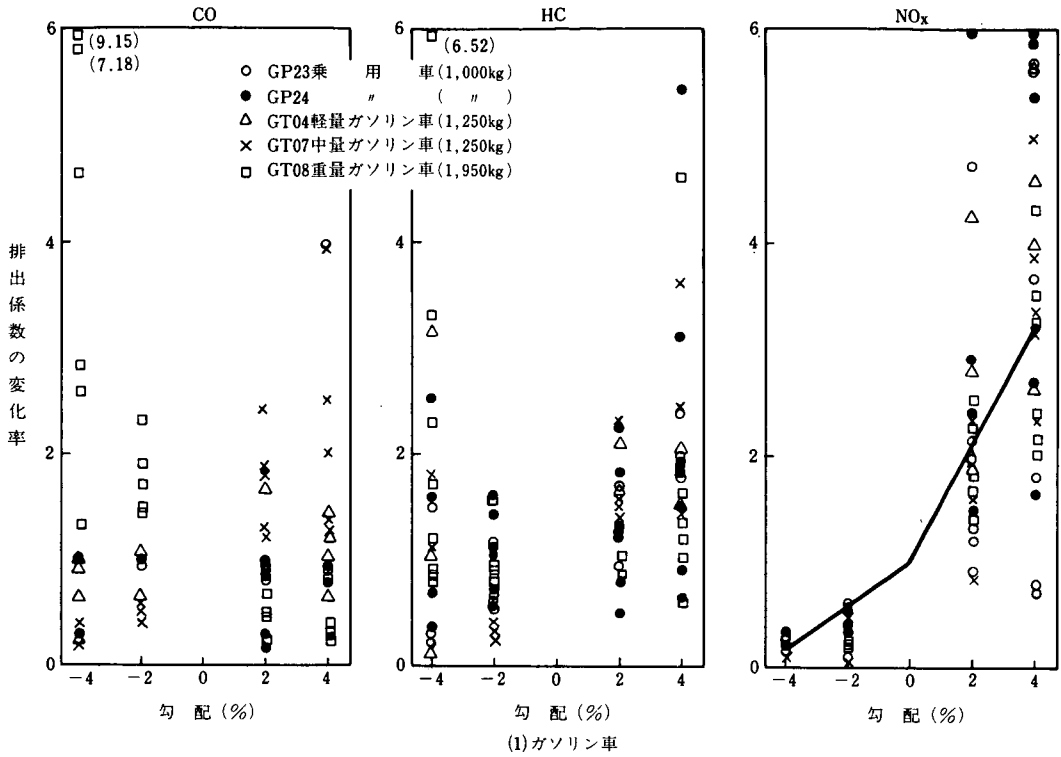


図-4・17 縦断勾配の影響 (中低速走行時)

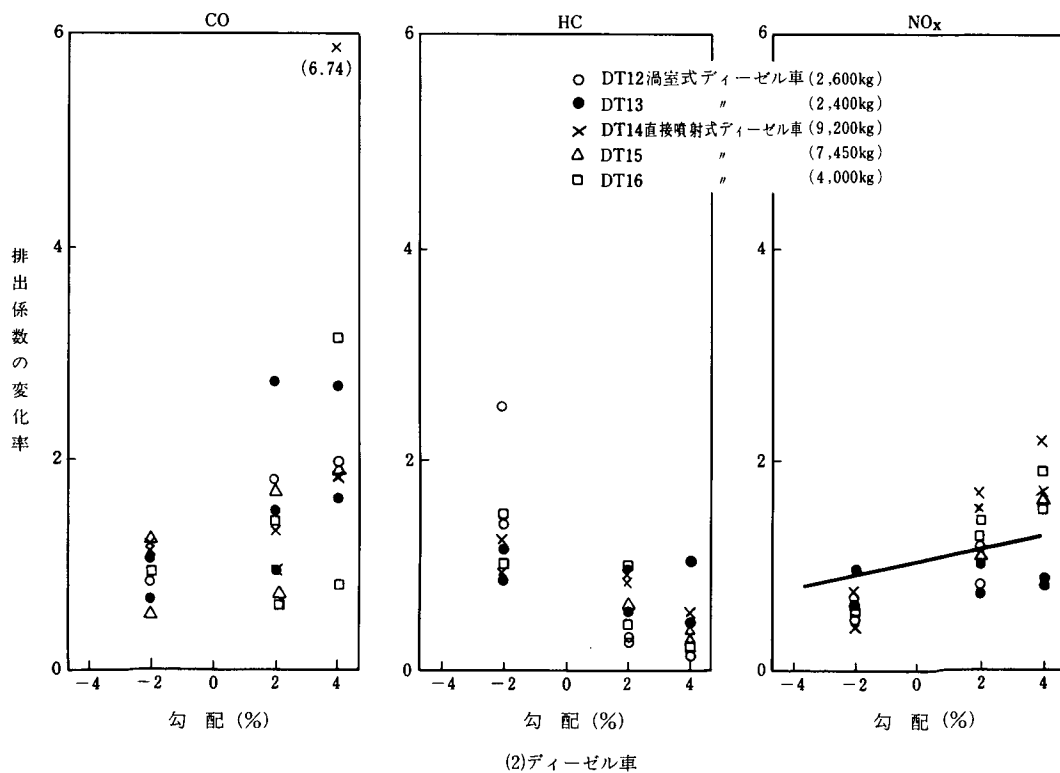
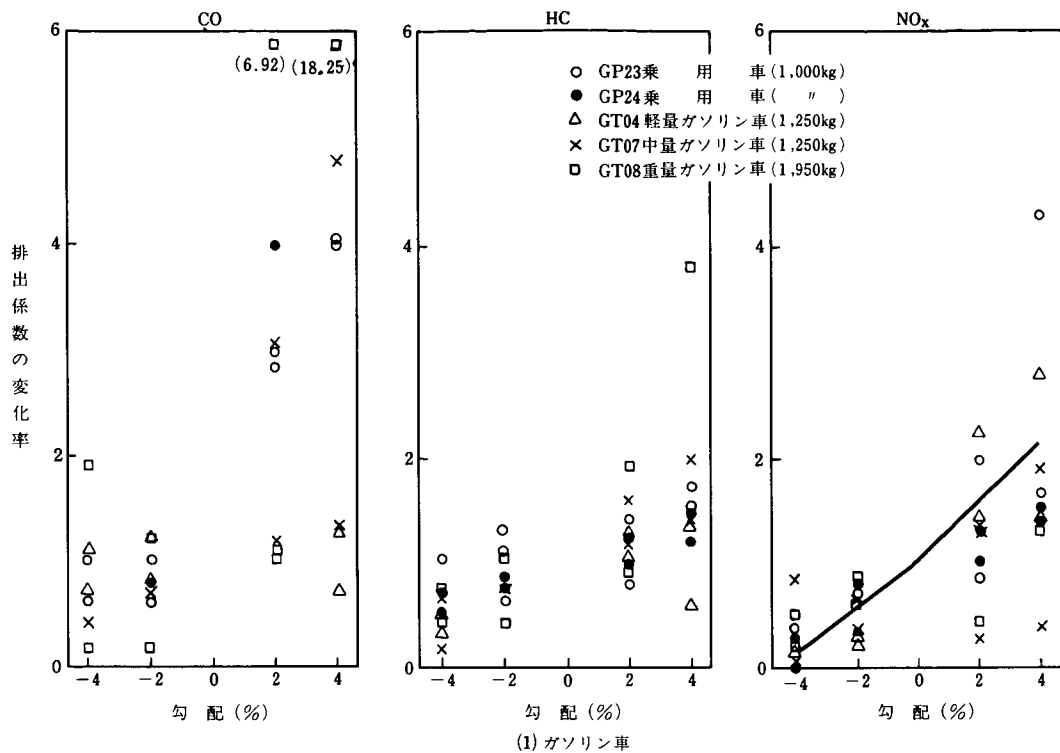


図-4・18 縦断勾配の影響 (高速走行時)

はない。従って、縦断勾配による影響は少ないと考えて差し支えない。

NO_x は、勾配が大きくなると変化割合が大きくなる傾向を有し、COあるいはHCに比較してその変化割合は大きい。

以上の考察からCO及びHCの排出係数については縦断勾配の影響が余りないと考えられる。 NO_x については中低速と高速別にそれぞれ平均値を求めて、直線式で縦断勾配の影響をまとめてみると表-4・10の結果が得られる。

表-4・10 縦断勾配による NO_x の排出係数の変化率

車種区分	速度区分	縦断勾配(%)	排出係数の変化率
乗用車 小型貨物車 重量がソリン車	中速(70km/h未満)	$+4 \geq i \geq 0$ $0 \geq i \geq -4$	$1 + 0.55 i$ $1 + 0.21 i$
	高速(70km/h以上)	$+4 \geq i \geq 0$ $0 \geq i \geq -4$	$1 + 0.28 i$ $1 + 0.22 i$
ディーゼル車	中速(70km/h未満)	$+4 \geq i \geq 0$ $0 \geq i \geq -4$	$1 + 0.33 i$ $1 + 0.21 i$
	高速(70km/h以上)	$+4 \geq i \geq -4$	$1 + 0.08 i$

5. 実走行モードによる排出係数

5.1 排出係数の設定方法

4.で示したように、自動車の排出係数を定めるために規制モードをはじめとしてさまざまな走行モードが作成されているが、いずれも限られた地域の都市内走行を基礎にしたもので、幹線道路のように走行パターンが異なる場合には排出係数も変化することが考えられる。自動車排出ガスの拡散予測をするには、対象とする道路と走行状態が類似している道路の実走行モードによる排出係数を使用することが望ましい。従って、幹線道路における平均走行速度に対応した実走行モードを作成し、排出係数の設定を行っていく必要があり、以下のような方法で実走行モードの排出係数を検討した。

図-5・1には、都市内における一般国道の実走行モードの一例を示し、図-5・2に代表6車種の規制年次別実走行モード排出係数の設定手順を示した。

(1) 実走行モード調査による排出係数の設定

実走行モードを決定するためには、自動車の走行状態を調査することが必要である。ここでは、小型乗用の試験車(1,800cc, 未対策車)を用いて、早朝、朝、昼、夕、夜の5時間帯に、高速道路を含む幹線道路(都

市間及び都市内高速道路3ルート及び幹線道路5ルート)延べ880kmについて調査された、車速、エンジン回転数、吸気負圧などのデータ¹⁴⁾を用いた。

上記の調査によって得られた880kmの実走行の状態をシャーシダイナモメータ上に再現して、調査で使った試験車の排出係数を連続測定及びCVS法で測定した。前者の方法では1秒当たり、後者の方では単位区間(443区間、平均区間距離1.89km)当たりの排出係数が得られる。

これらの調査結果から、走行状態を表す諸指標のうち区間速度を尺度とすれば、高速道路、一般道路を特に区別なくとも区間速度に対応して、平均的な排出係数が把握でき、運転モード別の時間比率及び排出係数は、区間速度の関数として与えられる。以下の諸式では、

試験車の運転モード別時間比率(%)として

$$Tpi(\bar{V}), Tpa(\bar{V}), Tpc(\bar{V}), Tpd(\bar{V})$$

運転モード別排出量(mg/s)は

$$Wpi(\bar{V}), Wpa(\bar{V}), Wpc(\bar{V}), Wpd(\bar{V})$$

の記号を用いる。ここに、添字はそれぞれ

p : 試験車

i : アイドリング(速度5 km/h未満)

a : 加速(速度5 km/h以上でかつ加速度が0.5 km/h・s(約0.14m/s²)の速度増加がある場合)

c : 定速(速度5 km/h以上でかつ加速度が0.5 km/h・s $\sim$ -0.5km/h・s(0.14m/s² $\sim$ -0.14 m/s²)の範囲内にある場合)

d : 減速(速度5 km/h以上でかつ加速度-0.5 km/h・s(-0.14m/s²)の速度低下がある場合)

を意味する。

また $\bar{V}$ は区間速度(区間距離を実際の旅行時間(停止時間を含む)で割ったもの; km/h)を表す。

これにより、単位区間を走行している時間の中で、試験車の4つの運転モードが占める時間構成割合(運転モード別時間比率)を回帰分析の結果、区間速度の関数として次式で与えた。

$$Tpm(\bar{V}) = \alpha \cdot \bar{V}^2 + \beta \cdot \bar{V} + \gamma \quad (m=i, a, c, d) \quad \dots\dots\dots (5.1)$$

ここに、 α , β , γ は定数

図-5・3は 区間速度と運転モード別時間比率との関係を示す。

また、シャーシダイナモ試験から各单位区間ごとの

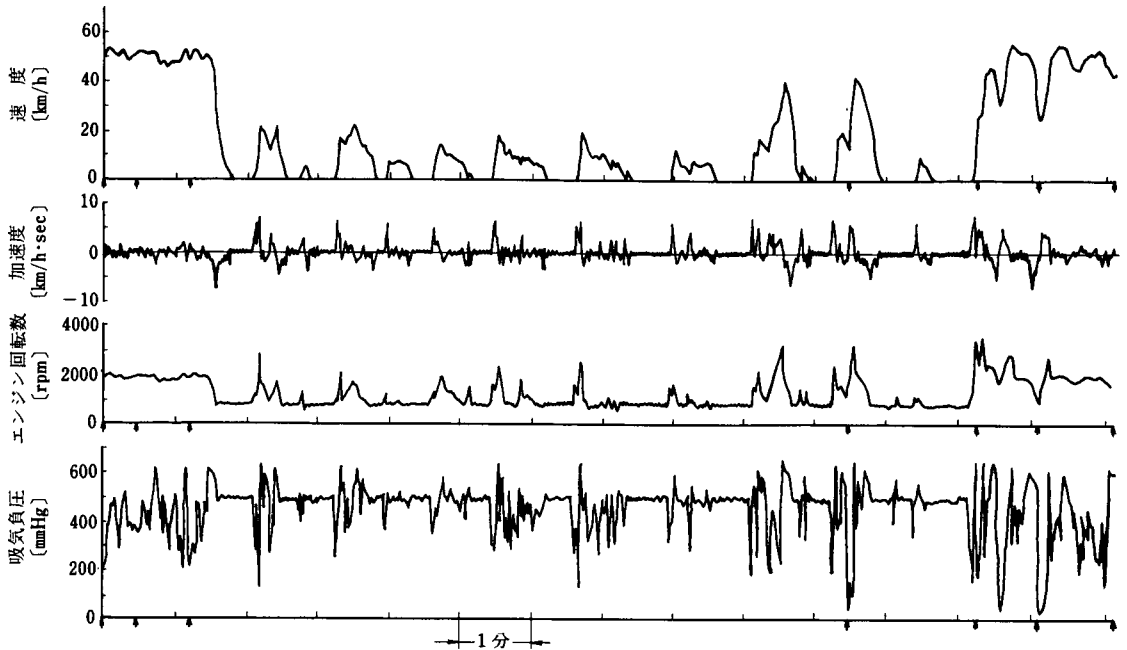
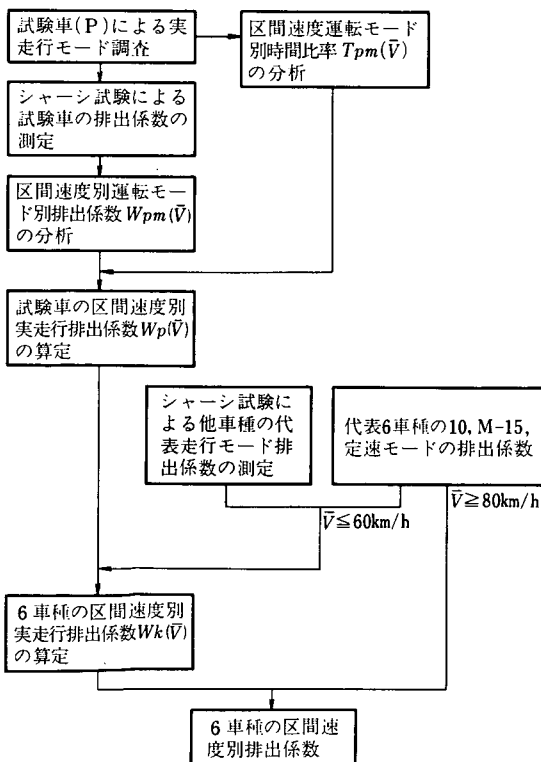
図-5.1 都市内一般国道の実走行モードの一例²⁾

図-5.2 実走行モード排出係数設定の手順

排出係数を運転モード別に分類し、運転モード別排出量を求めた。この運転モード別排出量は回帰分析の結果、区間速度の関数として次式で与える。

$$W_{pm}(\bar{V}) = \alpha' \cdot \bar{V}^2 + \beta' \cdot \bar{V} + \gamma' \quad (m = i, a, c, d) \quad (5.2)$$

ここに、 α' 、 β' 、 γ' は定数

図-5.4は区間速度と運転モード別 NO_x 排出量との関係を示す。

以上で得られた試験車の運転モード別時間比率及び運転モード別排出量から区間速度別排出係数 $W_p(\bar{V})$ (g/km) は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} W_p(\bar{V}) &= \frac{1}{\bar{V}} \cdot \frac{3,600}{1,000 \times 100} \sum_{m=i,a,c,d} T_{pm}(\bar{V}) \cdot W_{pm}(\bar{V}) \\ &= A \cdot \bar{V}^{-1} + B \cdot \bar{V} + C \cdot \bar{V}^2 + D \cdot \bar{V}^3 + E \quad (5.3) \end{aligned}$$

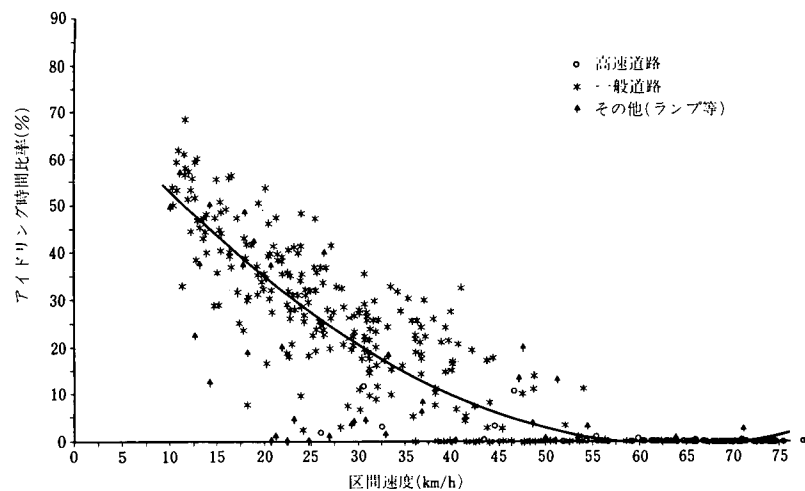
A, B, C, D, E は定数

式(5.3)による NO_x 排出量を図-5.5に示す。

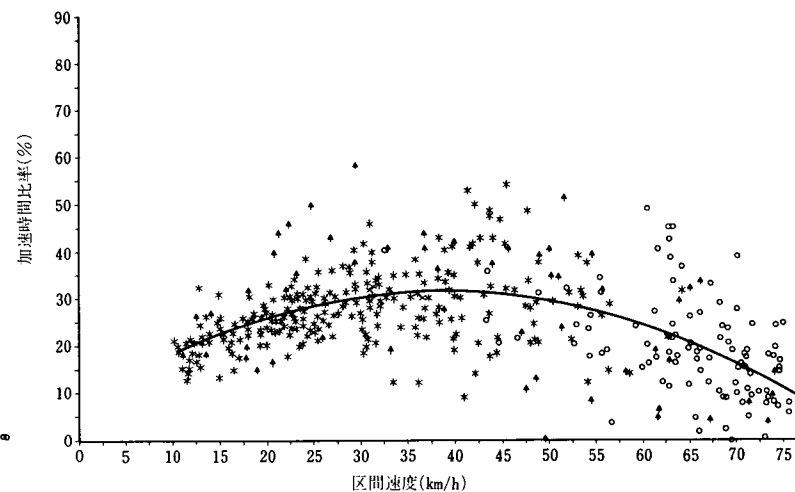
また、 NO_x の排出係数について式(5.3)から合成して得られた排出係数と実測値との関係を図-5.6に示す。

図中、実測値自体にはばらつきはあるが、実測値から直接回帰計算により求めた回帰式と運転モードより合成して求めた結果はおおむね一致していると言える。

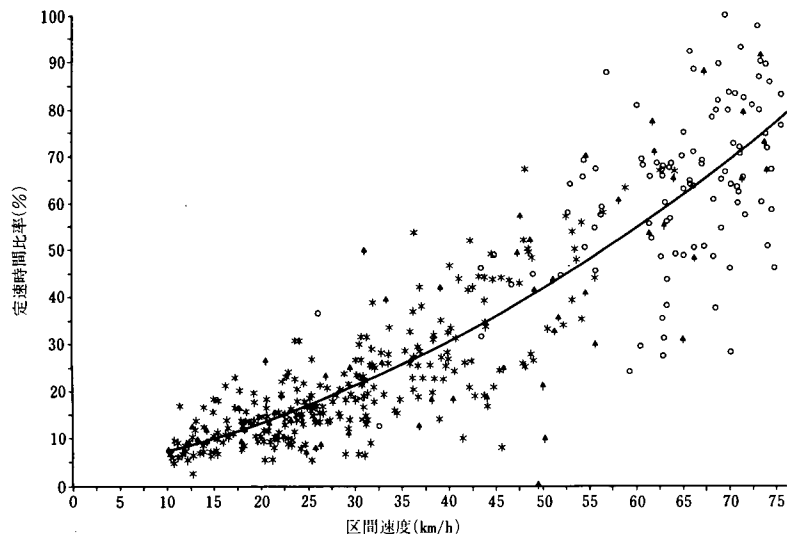
(2) 代表6車種の排出係数推定における考え方



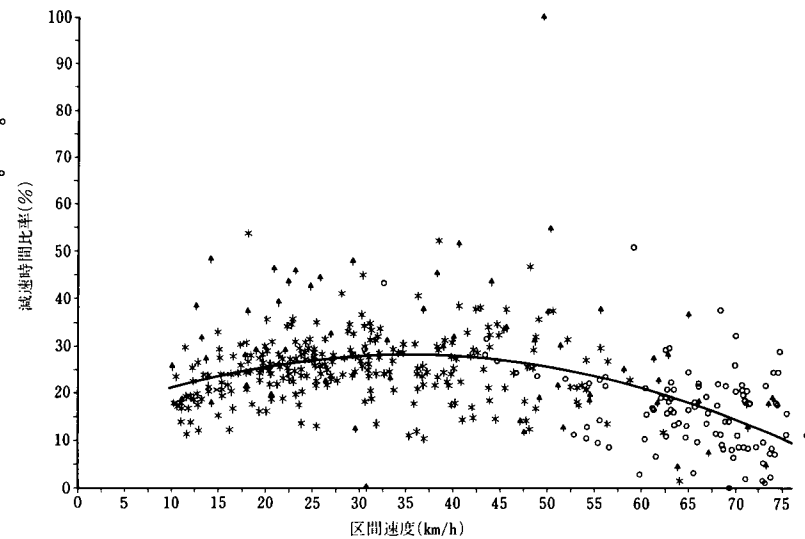
(1) アイドリング



(2) 加速

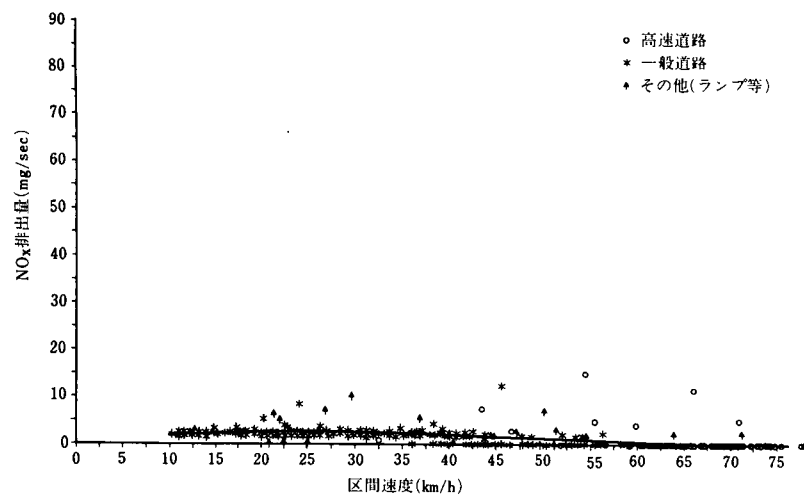


(3) 定速

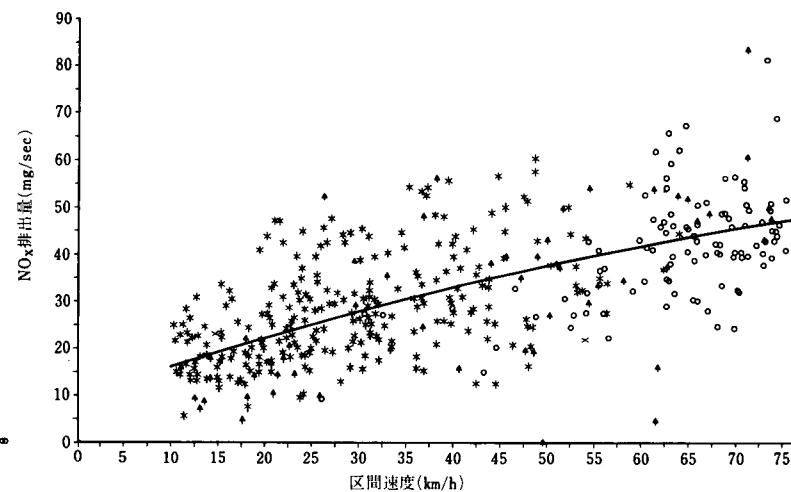


(4) 減速

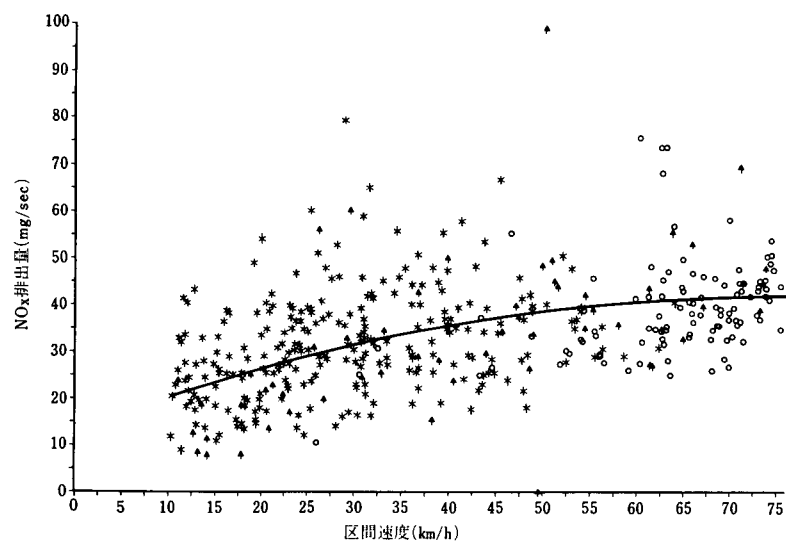
図-5・3 区間速度と運転モード別時間比率²⁾



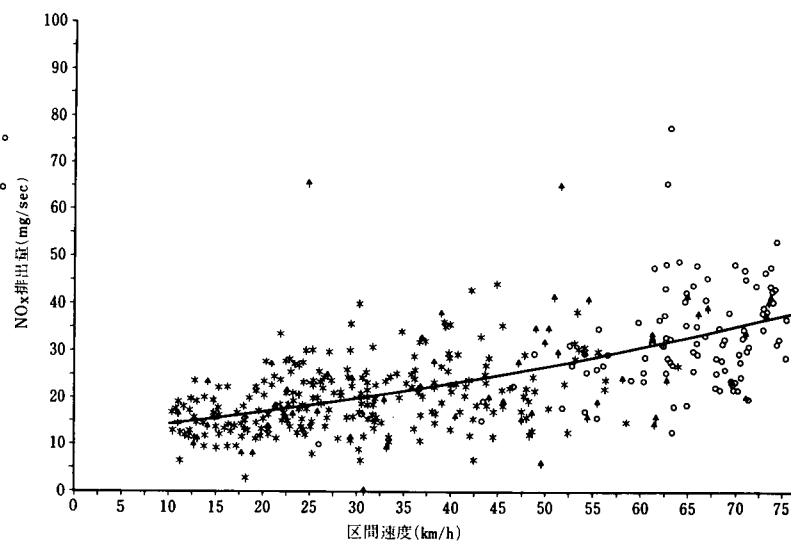
(1) アイドリング



(2) 加速



(3) 定速



(4) 減速

図-5・4 区間速度と運転モード別 NO_x排出量²⁾

試験車については、実走行モードのシャーシダイナモ試験結果から、汚染物質排出係数と区間速度の関係式 ($W-\bar{V}$ 式) が設定された。この結果に基づいて他の車種及び規制年次の異なる車について排出量と区間速度の関係式を推定する必要がある。推定に当たっては次の点を考慮している。

1) 車種については、道路を走行する全車種を対象とすべきであるが、前に選定した代表的な6車種について $W-\bar{V}$ 式を作成する。

2) 他車種への換算は、運転モードに応じて換算係数を求め、それを合成することによって他車種の排出係数とする。

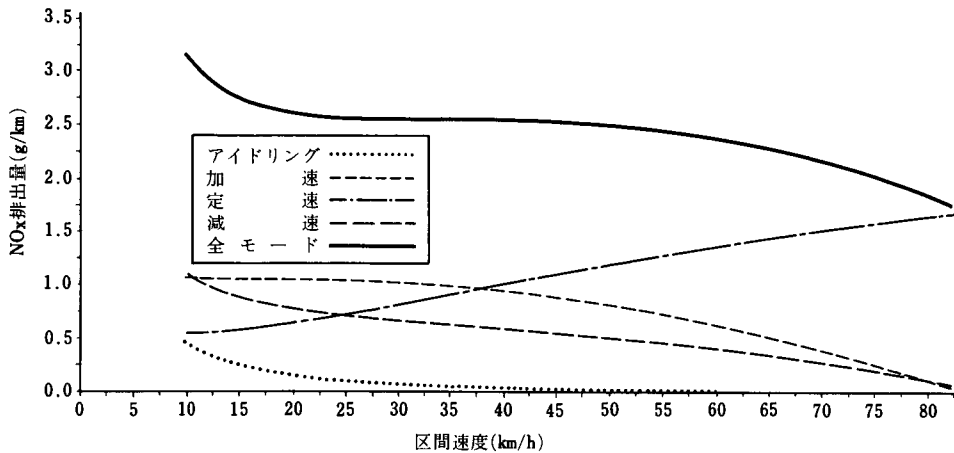


図-5-5 区間速度と運転モード別 NO_x 排出量²⁾

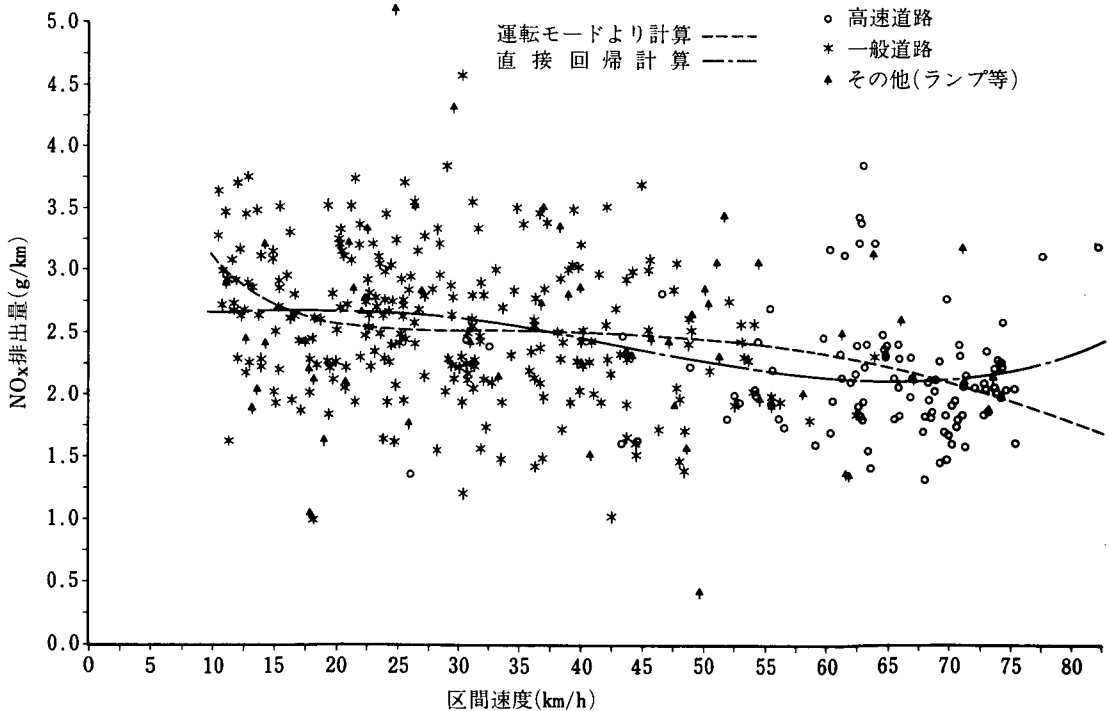


図-5-6 区間速度と NO_x 排出量²⁾

3) 排出係数はガソリン車に関しては1台当たりの排出係数(g/km), 軽油車に関しては等価慣性重量1 t 当たりの排出係数(g/km・t)に平均車両重量を乗じた値を用いる。

4) 排出係数式($W-\bar{V}$ 式)の適用範囲はデータの制約から低・中速(10km/h~60km/h)とし, それ以上の高速の排出係数は定速走行値から推定する。

(3) 低中速走行時の排出係数の推定方法

他車種及び他の規制年次の排出係数を求めるためには, 運転モード別時間比率は, 車種に関係なく一定(試験車と同じ)であると仮定する。

これは, 愛知県が実施した, 試験車と最もタイプが異なるディーゼル車の実走行調査における平均運転モード別時間比率と試験車のそれとが比較的よく合っているという理由から設定したものである(表-5・1)。

この仮定のもとに, 他車種の運転モード別排出係数は, 運転モードを定速とその他の3つのモードとの2つの場合に分け, それぞれのモードの試験車の値に対する比を求めて行った。その場合に, アイドリング, 加速減速時の排出係数の補正係数 k_a は10モード及びM-15モードの定速分を差し引いたものの比で求め, 定速時の補正係数 k_b は, 定速モードの時間比率の高い40~70km/hの定速走行モード排出係数の比によって求めている^{14), 15)}。

これらの補正係数と, 車種 k の運転モード別時間比率及びその運転モード別排出量とから, 車種 k の排出係数 $W_k(\bar{V})$ (g/km, g/km・t)は次のように表される。

$$W_k(\bar{V}) = \left[\sum_{m=i, a, d} k_a W_{pm}(\bar{V}) \cdot T_{pm}(\bar{V}) + k_b W_{pc}(\bar{V}) \cdot T_{pc}(\bar{V}) \right] \dots \dots \dots (5 \cdot 4)$$

以上により, 代表6車種の排出係数式は区間速度について整理すると次の形になる。

表-5・1 運転モード別時間比率の比較

区間速度 運転モード	時 間 比 率 (%)					
	20.4km/h		26.7km/h		39.3km/h	
アイドル	34.4	34.0	25.0	26.8	10.6	14.5
加 速	26.2	27.2	29.2	30.8	31.6	30.0
定 速	13.7	16.3	18.4	18.0	29.9	29.0
減 速	25.7	22.5	27.3	24.4	27.9	26.4
	試験車・愛知県		試験車・愛知県		試験車・愛知県	

注) 愛知県のデータは「大気汚染物質総量規制実態調査報告書(自動車排出係数算出調査)」(昭和50年3月, 愛知県環境部)による。

$$W_k(\bar{V}) = A' \cdot \bar{V}^{-1} + B' \cdot \bar{V} + C' \cdot \bar{V}^2 + D' \cdot \bar{V}^3 + E' \dots \dots \dots (5 \cdot 5)$$

ここに, $A' \sim E'$ は車種, 年式, 汚染物質ごとに定まる定数である。

(4) 高速走行時の排出係数の設定方法

(3)では, 10~60km/hの低中速の実走行モードにおける排出係数の設定方法について述べた。試験車の実走行モードの調査では, 図-5・6に示すように60km/h~75km/hの範囲の区間速度データも測定されているが, 区間速度が70km/h以上になると, 実測値の直接回帰計算値と運転モード別排出係数式より合成して求めた値との傾向が異なってくる。従って, 高速走行時の排出係数については以下の考えにより定めることとした。

1) 高速走行時の運転モード時間比率

車両が高速道路等を高速運転する場合, 一般に加速, 減速などを行わず, 定速走行状態に近い運転状態であると考えられる。これは図-5・3(3)において定速モードの時間比率が区間速度と共に急速に上昇して, 区間速度70km/h以上においては70%以上を占めていることからうかがわれる。

2) 高速実走行モードと定速走行モードにおけるシャーシダイナモ試験の排出係数の比較

高速走行時の排出係数がどのような数値になるかは, 実際に高速道路を走行している車両の実走行モードを測定して, その高速モードでの排出係数をシャーシダイナモ試験により測定することによって得られる。

高速道路においては, 一般道路のように複雑な加速, 定速, 減速, 停止の組み合わせられた走行モードと異なり, 若干の加減速を含むが, ほぼ定速に近いモードと考えられる。乗用車1台(1,600ccクラス), 貨物車2台(8 t, 11 t車)を用いて, 高速道路約87kmを実際に走行し, 設定した高速モードの一例を示すと図-5・7のような関係になっている。

次に, 台上試験により行った定速走行と高速走行モ

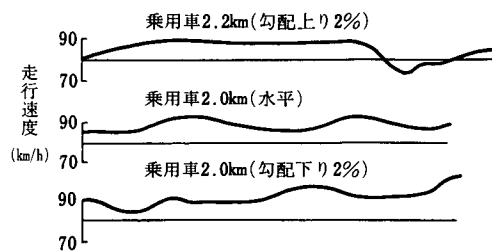


図-5・7 高速走行モードの一例(乗用車用)⁸⁾

ードの排出係数の比較結果を図-5・8に示す。

これからわかるとおり、両者の相関性は良好で、相互の値はほぼ1で対応していることがわかる⁸⁾。従って高速走行時の実走行モードの排出係数については、定速走行の排出係数を用いて差し支えないものと考えられる。

(5) 規制強化による排出係数の低減

以上述べてきた方法により、昭和51年規制車までの

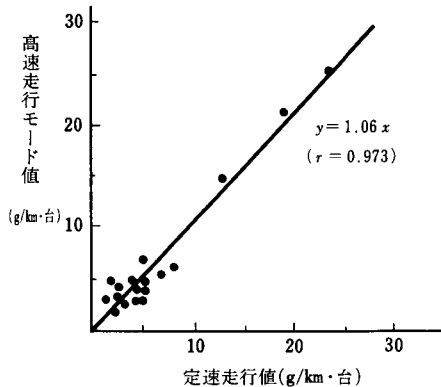


図-5・8 定速と高速モードとの比較
(台上試験値)⁸⁾

定速走行モード、10モードあるいはM-15モードにおいて測定された排出係数値を用いて車種別、年式別に実走行モードの排出係数を得たが、これらをもとに、その後の52年規制、53年規制、54年規制、56年規制、57年規制、58年規制が行われた場合の排出係数を推定した。すなわち、法令による規制値（平均値）の低減率によってその割合で排出係数が低減するものと考えて推定を行った。規制の対象となっていない車種については最も新しい規制の排出係数を継続して用いる。表-5・2に自動車排出ガスの規制値（平均値）を示し、表-5・3に低減率を示した。

(6) 自動車排出ガスの排出係数

以上述べてきた排出係数の設定方法に従い、実走行モードの自動車排出係数を計算した結果を表-5・4～表-5・7に示す。表-5・4～表-5・6までは半積載状態におけるCO、HC、NO_xの排出係数であり、表-5・7は空車状態におけるNO_xの排出係数である。なお空車状態のCO及びHCの排出係数は半積載状態におけるものと同様である。

これらの表については以下の点に留意する必要がある。

表-5・2 自動車排出ガス規制(平均値)

		規 制 年 次												成分
		48年前	48年	49年	50年	51年	52年	53年	54年	55年	56年	57年	58年	
1	乗 用 車 類 (ガソリン車, 4 サイクル)	20.5g/km	18.4		2.10									CO
		3.74g/km	2.94		0.25									HC
		3.07g/km	2.18		1.20	$\frac{-1t-0.6}{1t-0.85}$		0.25						NO _x
2	小 型 貨 物 車 類 (ガソリン車, 4 サイクル)	20.5g/km	18.4		13.0									CO
		3.74g/km	2.94		2.10									HC
		3.07g/km	2.18		1.80				1.0	1.2		0.6	0.9	NO _x
3	重 量 ガソリン車	1.34%	1.20%											CO
		514ppm	416											HC
		2626ppm	1838				1550		1100			750		NO _x
4	ディーゼル車 (直接噴射式)	832ppm		790										CO
		435ppm		510										HC
		962.5ppm		770			650		540				470	NO _x
5	ディーゼル車 (予燃焼室式)	832ppm		790										CO
		435ppm		510										HC
		562.5ppm		450			380		340			290		NO _x
6	ディーゼル車 (渦室式)	832ppm		790										CO
		435ppm		510										HC
		562.5ppm		450			380		340			290		NO _x

表-5・3 自動車排出ガス低減率(平均値による)

		規 制 年 次						成分
		52年	53年	54年	56年	57年	58年	
1	乗 用 車 類							CO
	(ガソリン車,							HC
	4 サイクル)		①0.340					NO _x
2	小型貨物車類							CO
	(ガソリン車,			④	⑤			HC
	4 サイクル)			0.556	0.667	0.333	0.5	NO _x
3	重量ガソリン車							CO
								HC
		②0.843		② 0.598		②0.409		NO _x
4	ディーゼル車 (直接噴射式)							CO
								HC
		③0.844		③ 0.701			③0.610	NO _x
5	ディーゼル車 (予燃焼室式)							CO
								HC
		③0.844		③ 0.756		③0.644		NO _x
6	ディーゼル車 (渦室式)							CO
								HC
		③0.844		③ 0.756		③0.644		NO _x

注) ① 51年規制に対する比率(車重 1.5 t 未満 : 1.5 t 以上 = 46 : 54とした)

② 48年度規制に対する比率

③ 49年度規制に対する比率

④ 50年度規制に対する比率

1) 車種は、乗用車、小型貨物車、重量ガソリン車、ディーゼル車3種(直接噴射式、予燃焼室式、渦室式)の6車種とする。

2) 表中、数値が-の部分はその左側の値と同じであることを示す。

3) 表-5・4～表-5・7における小型貨物車欄で54年以降の数値について上段は車両総重量1.7 t 未満のもの、下段は1.7 t 以上のものである。

ディーゼル車欄の左側の数値はt当たりの排出係数、右側の数値は当該車種の平均排出係数である。

またNO_xについては半積載の補正を行っている。

5.2 自動車排出係数の検証

自動車排出ガスを算出するには、5.1で設定された原単位としての排出係数を用いて、全国の車種別保有

台数構成比で乗用車、小型貨物車、大型車の3車種に合成したり、あるいは全国道路交通情勢調査の車種別走行台キロ構成比で小型車と大型車の2車種に合成して使用することが可能である¹⁾。しかし、前節で述べたように、乗用車の昭和53年規制車以降の車両、その他の52年規制車以降の車両については、法令による規制値(平均値)の低減率によって推定したものである。また、排出係数の設定の根拠となった実走行モードの区間速度別運転モード別時間比率等は、乗用車を用いて設定されたものであり、エンジン及び変速比の違いにより乗用車と異なった走行状態を示す大型車のものと同一とみなしてよいかを確かめる必要がある。

そこで、ディーゼル貨物車を用いて実走行パターン調査を行い、自動車の走行状態を再検討すると共に、新しい52年規制車以降の自動車についてシャーシダイナモメータによる試験を行い排出係数を検証した。

表-5・4 排出係数表(半積載)²⁾

CO

車 種	区間速度	規 制 年 次									
		48年前	48年	49年	50年	51年	52年	53年	54年	55年	56年以降
乗 用 車	10km/h	55.45	42.41	←	2.91	←	←	←	←	←	←
	20km/h	28.82	20.65	←	1.56	←	←	←	←	←	←
	30km/h	19.77	13.22	←	1.10	←	←	←	←	←	←
	40km/h	14.91	9.22	←	0.86	←	←	←	←	←	←
	50km/h	11.70	6.57	←	0.70	←	←	←	←	←	←
	60km/h	9.39	4.61	←	0.58	←	←	←	←	←	←
	80km/h	5.54	1.48	←	0.53	←	←	←	←	←	←
	100km/h	2.41	1.63	←	0.35	←	←	←	←	←	←
小型貨物車	10km/h	68.09	65.85	←	34.53	←	←	←	← ←	← ←	← ←
	20km/h	34.19	32.60	←	17.10	←	←	←	← ←	← ←	← ←
	30km/h	22.63	21.26	←	11.15	←	←	←	← ←	← ←	← ←
	40km/h	16.43	15.16	←	7.96	←	←	←	← ←	← ←	← ←
	50km/h	12.32	11.12	←	5.83	←	←	←	← ←	← ←	← ←
	60km/h	9.31	8.15	←	4.28	←	←	←	← ←	← ←	← ←
	80km/h	3.89	2.50	←	1.70	←	←	←	← ←	← ←	← ←
	100km/h	3.85	2.48	←	1.68	←	←	←	← ←	← ←	← ←
重量ガソリン車	10km/h	52.69	33.52	←	← ←	←	←	←	←	←	←
	20km/h	26.90	17.11	←	← ←	←	←	←	←	←	←
	30km/h	18.12	11.53	←	← ←	←	←	←	←	←	←
	40km/h	13.41	8.53	←	← ←	←	←	←	←	←	←
	50km/h	10.29	6.54	←	← ←	←	←	←	←	←	←
	60km/h	8.02	5.10	←	← ←	←	←	←	←	←	←
	80km/h	4.94	3.14	←	← ←	←	←	←	←	←	←
	100km/h	7.71	4.90	←	← ←	←	←	←	←	←	←
ディーゼル車 (直接噴射式)	10km/h	0.995 6.67	← ←	0.821 5.50	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	20km/h	0.644 4.32	← ←	0.512 3.43	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	30km/h	0.528 3.54	← ←	0.409 2.74	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	40km/h	0.467 3.13	← ←	0.355 2.38	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	50km/h	0.428 2.87	← ←	0.320 2.14	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	60km/h	0.404 2.70	← ←	0.297 1.99	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	80km/h	0.315 2.11	← ←	0.211 1.41	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	100km/h	0.227 1.52	← ←	0.224 1.50	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
ディーゼル車 (予燃焼室式)	10km/h	0.634 2.79	← ←	0.536 2.36	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	20km/h	0.404 1.78	← ←	0.342 1.50	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	30km/h	0.328 1.44	← ←	0.278 1.22	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	40km/h	0.288 1.27	← ←	0.244 1.07	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	50km/h	0.262 1.15	← ←	0.222 0.98	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	60km/h	0.246 1.08	← ←	0.208 0.92	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	80km/h	0.290 1.28	← ←	0.245 1.08	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	100km/h	0.528 2.32	← ←	0.447 1.97	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
ディーゼル車 (渦室式)	10km/h	1.171 2.34	← ←	0.920 1.84	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	20km/h	0.712 1.42	← ←	0.560 1.12	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	30km/h	0.559 1.12	← ←	0.439 0.88	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	40km/h	0.477 0.95	← ←	0.375 0.75	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	50km/h	0.425 0.85	← ←	0.334 0.67	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	60km/h	0.390 0.78	← ←	0.306 0.61	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	80km/h	0.896 1.79	← ←	0.704 1.41	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	100km/h	1.631 3.26	← ←	1.284 2.57	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←

表-5・5 排出係数表(半積載)²⁾

HC

車 種	区間速度	規 制 年 次									
		48年前	48年	49年	50年	51年	52年	53年	54年	55年	56年以降
乗 用 車	10km/h	9.94	4.83	←	0.28	←	←	←	←	←	←
	20km/h	5.36	2.69	←	0.16	←	←	←	←	←	←
	30km/h	3.66	1.90	←	0.12	←	←	←	←	←	←
	40km/h	2.65	1.44	←	0.09	←	←	←	←	←	←
	50km/h	1.93	1.10	←	0.08	←	←	←	←	←	←
	60km/h	1.35	0.82	←	0.06	←	←	←	←	←	←
	80km/h	0.49	0.54	←	0.03	←	←	←	←	←	←
	100km/h	0.35	0.59	←	0.06	←	←	←	←	←	←
小型貨物車	10km/h	10.50	6.82	←	3.76	←	←	←	←	←	←
	20km/h	5.69	3.76	←	2.17	←	←	←	←	←	←
	30km/h	3.90	2.63	←	1.59	←	←	←	←	←	←
	40km/h	2.84	1.97	←	1.26	←	←	←	←	←	←
	50km/h	2.08	1.49	←	1.01	←	←	←	←	←	←
	60km/h	1.47	1.09	←	0.79	←	←	←	←	←	←
	80km/h	0.69	0.61	←	0.53	←	←	←	←	←	←
	100km/h	0.68	0.60	←	0.52	←	←	←	←	←	←
重量ガソリン車	10km/h	7.62	3.27	←	←	←	←	←	←	←	←
	20km/h	4.46	1.84	←	←	←	←	←	←	←	←
	30km/h	3.32	1.32	←	←	←	←	←	←	←	←
	40km/h	2.66	1.01	←	←	←	←	←	←	←	←
	50km/h	2.16	0.79	←	←	←	←	←	←	←	←
	60km/h	1.72	0.60	←	←	←	←	←	←	←	←
	80km/h	0.74	0.31	←	←	←	←	←	←	←	←
	100km/h	0.83	0.35	←	←	←	←	←	←	←	←
ディーゼル車 (直接噴射式)	10km/h	0.321 2.15	← ←	0.382 2.56	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	20km/h	0.229 1.53	← ←	0.257 1.72	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	30km/h	0.201 1.35	← ←	0.218 1.46	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	40km/h	0.186 1.25	← ←	0.195 1.31	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	50km/h	0.171 1.15	← ←	0.175 1.17	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	60km/h	0.153 1.03	← ←	0.153 1.03	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	80km/h	0.150 1.01	← ←	0.105 0.70	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	100km/h	0.121 0.18	← ←	0.090 0.61	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
ディーゼル車 (予燃焼室式)	10km/h	0.129 0.57	← ←	0.108 0.47	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	20km/h	0.086 0.38	← ←	0.072 0.32	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	30km/h	0.072 0.32	← ←	0.061 0.27	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	40km/h	0.065 0.28	← ←	0.054 0.24	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	50km/h	0.058 0.25	← ←	0.049 0.21	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	60km/h	0.050 0.22	← ←	0.043 0.19	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	80km/h	0.092 0.41	← ←	0.077 0.34	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	100km/h	0.118 0.52	← ←	0.099 0.44	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
ディーゼル車 (渦室式)	10km/h	0.443 0.89	← ←	0.215 0.43	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	20km/h	0.359 0.72	← ←	0.174 0.35	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	30km/h	0.343 0.69	← ←	0.167 0.33	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	40km/h	0.336 0.67	← ←	0.163 0.33	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	50km/h	0.323 0.65	← ←	0.157 0.31	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	60km/h	0.298 0.60	← ←	0.145 0.29	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	80km/h	0.581 1.16	← ←	0.282 0.56	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←
	100km/h	0.745 1.49	← ←	0.363 0.73	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←	← ←

道路走行時における自動車の排出ガス量に関する研究

表-5・6 排出係数表(半積載)

NO_x

車 種	区間速度	規 制 年 次											
		48年前	48年	49年	50年	51年	52年	53年	54年	55年	56年	57年	58年
乗 用 車	10km/h	2.62	2.58	←	1.38	0.87	←	0.30	←	←	←	←	←
	20km/h	2.54	2.16	←	1.13	0.73	←	0.25	←	←	←	←	←
	30km/h	2.82	2.12	←	1.08	0.72	←	0.25	←	←	←	←	←
	40km/h	3.15	2.13	←	1.06	0.73	←	0.25	←	←	←	←	←
	50km/h	3.48	2.11	←	1.02	0.73	←	0.25	←	←	←	←	←
	60km/h	3.75	2.04	←	0.95	0.70	←	0.24	←	←	←	←	←
	80km/h	4.65	2.61	←	1.29	1.28	←	0.44	←	←	←	←	←
	100km/h	4.63	3.63	←	2.54	2.65	←	0.90	←	←	←	←	←
小 型 貨 物 車	10km/h	6.98	4.19	←	2.97	←	←	←	1.98 1.65	←	←	1.49 0.99	←
	20km/h	5.59	3.45	←	2.46	←	←	←	1.64 1.37	←	←	1.23 0.82	←
	30km/h	5.26	3.34	←	2.39	←	←	←	1.59 1.33	←	←	1.20 0.80	←
	40km/h	5.04	3.29	←	2.37	←	←	←	1.58 1.32	←	←	1.19 0.79	←
	50km/h	4.74	3.20	←	2.32	←	←	←	1.55 1.29	←	←	1.16 0.77	←
	60km/h	4.27	3.02	←	2.20	←	←	←	1.47 1.23	←	←	1.10 0.73	←
	80km/h	4.98	4.61	←	3.48	←	←	←	2.32 1.94	←	←	1.74 1.16	←
	100km/h	8.03	7.44	←	5.64	←	←	←	3.76 3.14	←	←	2.82 1.88	←
重量ガソリン車	10km/h	7.25	5.60	←	←	←	4.72	←	3.35	←	←	2.29	←
	20km/h	6.04	4.67	←	←	←	3.94	←	2.79	←	←	1.91	←
	30km/h	5.92	4.58	←	←	←	3.86	←	2.74	←	←	1.87	←
	40km/h	5.92	4.58	←	←	←	3.86	←	2.74	←	←	1.87	←
	50km/h	5.84	4.52	←	←	←	3.81	←	2.70	←	←	1.84	←
	60km/h	5.60	4.34	←	←	←	3.66	←	2.59	←	←	1.77	←
	80km/h	7.54	5.83	←	←	←	4.92	←	3.49	←	←	2.38	←
	100km/h	8.68	6.72	←	←	←	5.67	←	4.02	←	←	2.75	←
ディーゼル車 (直接噴射式)	10km/h	2.074 13.90	←	←	1.666 11.16	←	←	←	1.406 9.42	←	←	1.168 7.82	←
	20km/h	1.654 11.08	←	←	1.362 9.13	←	←	←	1.150 7.70	←	←	0.955 6.40	←
	30km/h	1.550 10.38	←	←	1.309 8.77	←	←	←	1.105 7.40	←	←	0.918 6.15	←
	40km/h	1.478 9.90	←	←	1.284 8.60	←	←	←	1.084 7.26	←	←	0.900 6.03	←
	50km/h	1.381 9.25	←	←	1.240 8.31	←	←	←	1.046 7.01	←	←	0.869 5.82	←
	60km/h	1.237 8.29	←	←	1.157 7.75	←	←	←	0.977 6.54	←	←	0.811 5.44	←
	80km/h	1.143 7.66	←	←	0.984 6.59	←	←	←	0.830 5.56	←	←	0.690 4.62	←
	100km/h	1.864 12.49	←	←	1.079 7.23	←	←	←	0.911 6.10	←	←	0.756 5.07	←
ディーゼル車 (予燃焼室式)	10km/h	1.185 5.21	←	←	1.013 4.46	←	←	←	0.855 3.76	←	←	0.766 3.37	←
	20km/h	1.019 4.48	←	←	0.872 3.84	←	←	←	0.736 3.24	←	←	0.659 2.90	←
	30km/h	1.027 4.52	←	←	0.878 3.87	←	←	←	0.741 3.26	←	←	0.664 2.92	←
	40km/h	1.057 4.65	←	←	0.904 3.98	←	←	←	0.763 3.36	←	←	0.684 3.01	←
	50km/h	1.075 4.73	←	←	0.920 4.05	←	←	←	0.776 3.42	←	←	0.695 3.06	←
	60km/h	1.067 4.69	←	←	0.913 4.02	←	←	←	0.770 3.39	←	←	0.690 3.04	←
	80km/h	1.489 6.55	←	←	1.274 5.61	←	←	←	1.075 4.73	←	←	0.963 4.24	←
	100km/h	1.933 8.51	←	←	1.654 7.28	←	←	←	1.396 6.14	←	←	1.250 5.50	←
ディーゼル車 (渦室式)	10km/h	0.889 1.78	←	←	0.852 1.70	←	←	←	0.719 1.44	←	←	0.644 1.29	←
	20km/h	0.776 1.55	←	←	0.743 1.49	←	←	←	0.627 1.25	←	←	0.562 1.12	←
	30km/h	0.792 1.58	←	←	0.759 1.52	←	←	←	0.640 1.28	←	←	0.574 1.15	←
	40km/h	0.825 1.65	←	←	0.791 1.58	←	←	←	0.667 1.33	←	←	0.598 1.20	←
	50km/h	0.850 1.70	←	←	0.814 1.63	←	←	←	0.687 1.37	←	←	0.616 1.23	←
	60km/h	0.855 1.71	←	←	0.819 1.64	←	←	←	0.691 1.38	←	←	0.619 1.24	←
	80km/h	1.148 2.30	←	←	1.099 2.20	←	←	←	0.928 1.86	←	←	0.831 1.66	←
	100km/h	1.489 2.98	←	←	1.427 2.85	←	←	←	1.204 2.41	←	←	1.079 2.16	←

表-5・7 排出係数表(空車)

NO_x

車 種	区間速度	規 制 年 次											
		48年前	48年	49年	50年	51年	52年	53年	54年	55年	56年	57年	58年
乗 用 車	10km/h	2.62	2.58		1.38	0.87		0.30					
	20km/h	2.54	2.16		1.13	0.73		0.25					
	30km/h	2.82	2.12		1.08	0.72		0.25					
	40km/h	3.15	2.13		1.06	0.73		0.25					
	50km/h	3.48	2.11		1.02	0.73		0.25					
	60km/h	3.75	2.04		0.95	0.70		0.24					
	80km/h	4.65	2.61		1.29	1.28		0.40					
	100km/h	4.63	3.63		2.54	2.65		0.90					
小 型 貨 物 車	10km/h	5.94	3.56		2.53				1.69 1.41		1.26 0.84		
	20km/h	4.76	2.94		2.10				1.40 1.17		1.05 0.70		
	30km/h	4.49	2.85		2.04				1.36 1.13		1.02 0.68		
	40km/h	4.31	2.82		2.03				1.35 1.13		1.01 0.68		
	50km/h	4.05	2.74		1.99				1.33 1.11		1.00 0.66		
	60km/h	3.67	2.59		1.89				1.26 1.05		0.95 0.63		
	80km/h	4.33	4.01		3.03				2.02 1.68		1.51 1.01		
	100km/h	6.98	6.47		4.90				3.27 2.73		2.45 1.63		
重 量 ガ ソ リ ン 車	10km/h	5.49	4.25				3.58		2.54			1.73	
	20km/h	4.64	3.59				3.03		2.15			1.47	
	30km/h	4.61	3.56				3.00		2.13			1.45	
	40km/h	4.67	3.61				3.05		2.16			1.47	
	50km/h	4.68	3.62				3.05		2.16			1.48	
	60km/h	4.56	3.53				2.97		2.11			1.44	
	80km/h	6.56	5.07				4.27		3.03			2.07	
	100km/h	7.55	5.84				4.93		3.49			2.39	
ディーゼル車 (直接噴射式)	10km/h	1.723 11.55		1.383 9.27			1.168 7.82		0.970 6.50				0.844 5.65
	20km/h	1.378 9.23		1.135 7.61			0.958 6.42		0.796 5.33				0.693 4.64
	30km/h	1.294 8.67		1.095 7.34			0.924 6.19		0.768 5.14				0.668 4.47
	40km/h	1.238 8.29		1.078 7.22			0.910 6.10		0.756 5.06				0.658 4.41
	50km/h	1.161 7.78		1.045 7.00			0.882 5.91		0.733 4.91				0.638 4.27
	60km/h	1.044 7.00		0.981 6.57			0.828 5.55		0.688 4.61				0.598 4.01
	80km/h	0.994 6.66		0.856 5.73			0.722 4.84		0.600 4.02				0.522 3.50
	100km/h	1.621 10.86		0.938 6.29			0.792 5.31		0.657 4.40				0.572 3.83
ディーゼル車 (予燃焼室式)	10km/h	0.983 4.32		0.840 3.70			0.709 3.12		0.635 2.80			0.541 2.38	
	20km/h	0.850 3.74		0.727 3.20			0.614 2.70		0.550 2.42			0.468 2.06	
	30km/h	0.861 3.79		0.737 3.24			0.622 2.74		0.557 2.45			0.474 2.09	
	40km/h	0.891 3.92		0.762 3.35			0.643 2.83		0.576 2.54			0.491 2.16	
	50km/h	0.911 4.01		0.779 3.43			0.658 2.89		0.589 2.59			0.502 2.21	
	60km/h	0.909 4.00		0.778 3.42			0.657 2.89		0.588 2.59			0.501 2.20	
	80km/h	1.295 5.70		1.108 4.87			0.935 4.11		0.837 3.68			0.713 3.14	
	100km/h	1.681 7.40		1.438 6.33			1.214 5.34		1.087 4.78			0.926 4.07	
ディーゼル車 (渦室式)	10km/h	0.737 1.47		0.706 1.41			0.596 1.19		0.534 1.07			0.455 0.91	
	20km/h	0.648 1.30		0.620 1.24			0.524 1.05		0.469 0.94			0.400 0.80	
	30km/h	0.665 1.33		0.637 1.27			0.537 1.07		0.481 0.96			0.410 0.82	
	40km/h	0.696 1.39		0.667 1.33			0.563 1.13		0.504 1.01			0.430 0.86	
	50km/h	0.721 1.44		0.691 1.38			0.583 1.17		0.522 1.04			0.445 0.89	
	60km/h	0.730 1.46		0.699 1.40			0.590 1.18		0.528 1.06			0.450 0.90	
	80km/h	0.998 2.00		0.956 1.91			0.807 1.61		0.723 1.45			0.616 1.23	
	100km/h	1.295 2.59		1.241 2.48			1.047 2.09		0.938 1.88			0.799 1.60	

1) ディーゼル車による実走行パターンと排出量調査

ディーゼル車の走行状態を調べるために、国道及び高規格の都道の4路線で、積載量10tの直接噴射式大型貨物車を走行させ、車速、エンジン回転数、アクセル開度、燃料流量などを測定した。走行距離は延べ860kmである。

この実走行モード調査によって得られた結果のうち、約200km(96区間、区間距離2km)の実走行状態をシャーシダイナモメータ上に再現し、排出ガス量を測定した。走行モードを設定する場合には、運転モード別時間比率及び排出量が区間速度の関数で表されることを考慮して、区間速度10km/hから60km/hまでを均等に選んだ。調査は試験車の空車及び半積載状態の汚染物質を連続測定し、同時に6モード及び試験車の基礎データとして必要な、M-15モード、定速モード試験も行った。

単位区間を走行している時間の中で、4つの運転モードのそれぞれが占める時間割合は図-5・9のように示される。

ただし、運転モードの区分は5.1(1)における乗用車の場合と同じである。

次に、シャーシダイナモ試験結果から、各単位区間ごとの排出係数を運転モード別に分類し、運転モード別排出量を求めた。図-5・10に区間速度と NO_x の運転モード別排出量との関係を示す。これらの試験車の運転モード別時間比率及び運転モード別排出量を合成することにより、ディーゼル貨物車の区間速度別排出係数が乗用車の場合と同様に得られる。

以上の結果から NO_x について運転モード別に合成して得られた値と、区間速度別排出係数の実測データから直接回帰式で求めた場合とを比較して図-5・11に示す。

これらの図から区間速度10~60kmの範囲で両者はよく一致していることがわかる。

また、積載状態が排出係数に及ぼす影響は、図-5・10に示すように、空車に対して半積載状態では約20%の増加がみられる。これからも4.5で述べた NO_x 排出量の積載による補正係数は妥当であることが確かめられている。

また比較のために、乗用車(5.1で用いたもの)とディーゼル貨物車で設定された走行モードを図-5・12に示し、両者の運転モード別時間比率を図-5・13に示した。

2) 排出係数の検証

5.1(6)で設定された排出係数は、52年規制車以前の車両によるシャーシダイナモ試験の排出ガス量に基づい

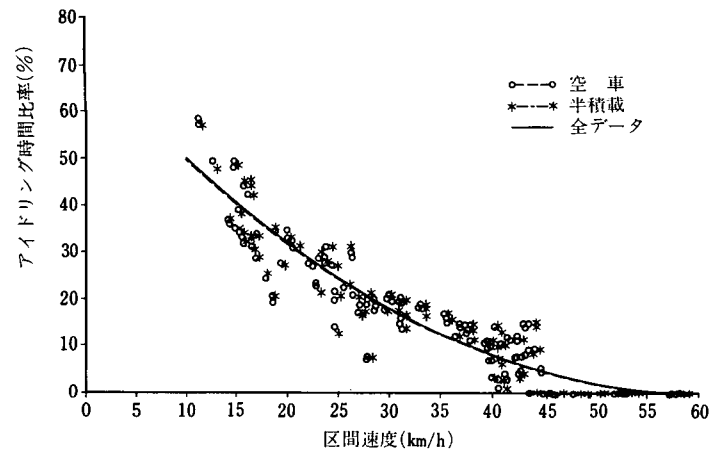
て設定したものであり、52年規制車以降の車両の排出係数は排出規制値の低減率により推定したものである。それらの排出係数の妥当性を検証してみると図-5・14のようになる。図-5・14では新たに調査したデータを加えて、乗用車については48年、50年、51年、53年の排出係数、小型貨物車は48年、50年、54年の排出係数、重量ガソリン車は48年、52年、54年の排出係数、直接噴射式、渦室式ディーゼル車は49年、52年、54年の排出係数、予燃焼室式ディーゼル車は49年、52年の排出係数により、5.1で推定した実走行モード排出係数の各速度ごとの排出係数を横軸に、それに対応する新たに求めた排出係数データを縦軸にとって比較している。

これによると、測定対象とした車両そのものの排出量にばらつきが当然あり、また測定による誤差も含まれるため、全体としてばらついた分布を示してはいるものの、総合的に判断してほぼ良い対応であると言える。ちなみに、相関係数は0.90であり、回帰をとると $y=1.05x+0.008$ となっている。ただし、直接噴射式ディーゼル車の排出係数について、100km/hを超えるような速度で走行する場合、あるいは10km/hより低い渋滞に近い速度で走行する場合には、新しく求めた排出係数の方がやや高い値を示している。しかし、それらは通常に走行する状態とはやや異なっているため、道路設計時の排出ガス濃度の予測にとってはほとんど問題とはならないと考えられる。

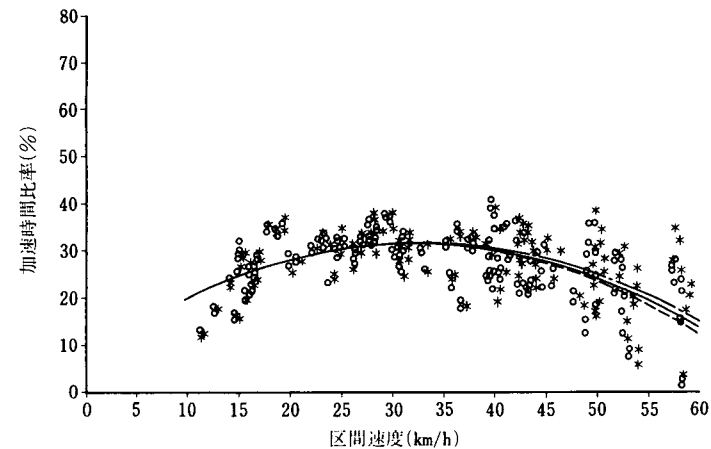
6. 結論

以上の検討結果を取りまとめると以下のような結論が得られたので簡単に整理する。

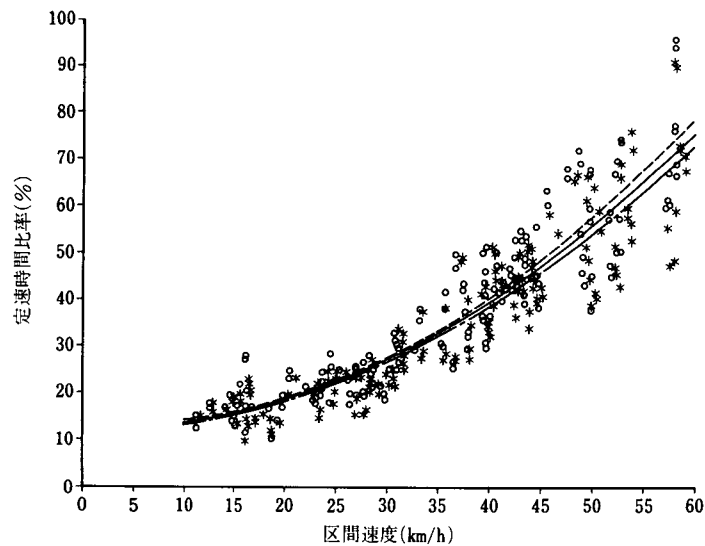
- (1) 自動車排出ガスによる沿道の大気拡散状態を予測するには、自動車から排出される汚染物質の排出量を把握しておくことが必要である。排出量は、自動車の走行状態によって異なるため、加速、定速、減速、停止を組み合わせた実走行モードにおける単位区間走行当たりの排出係数として、シャーシダイナモ試験により求めることができる。
- (2) 自動車から排出される主な物質は窒素、酸素、二酸化炭素及び水であるが、その他に人の健康に害を及ぼすと考えられる物質が3%程度含まれている。そのうち燃料蒸発ガスとブローバイガスは無視できる程度になっており、排気管から排出される物質のうち、鉛化合物については無鉛化により解決しているので、主要な物質は CO 、 HC 、 NO_x である。
- (3) 自動車の排出ガスは、エンジン形式とその状態に



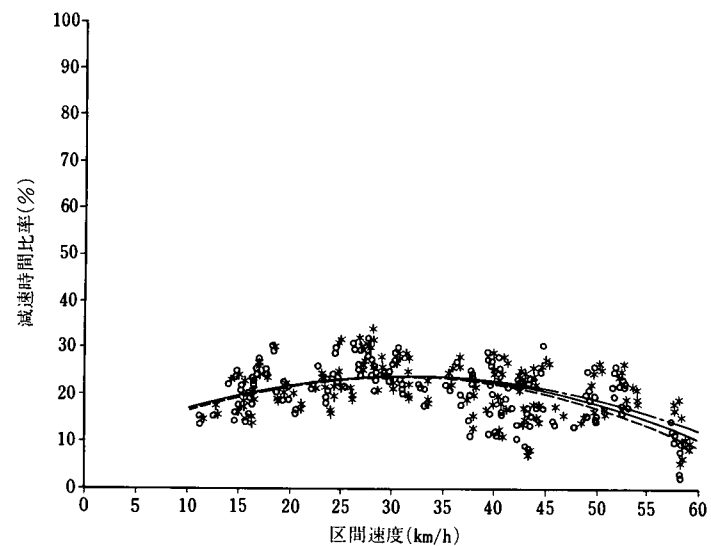
(1) アイドリング



(2) 加速

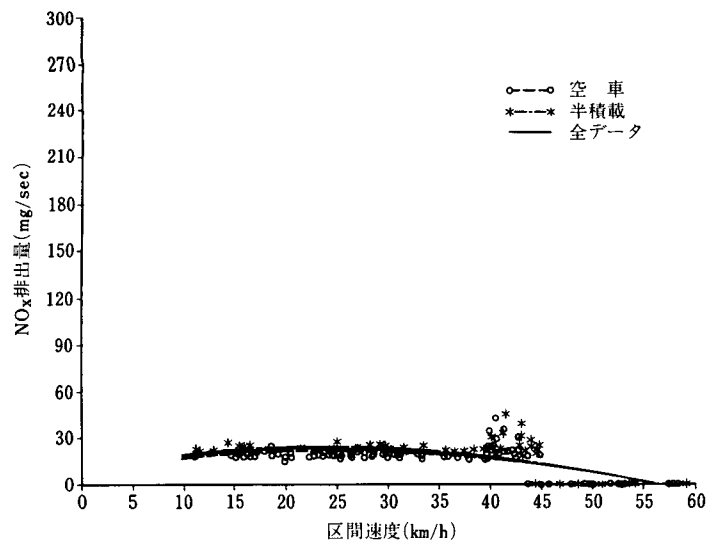


(3) 定速

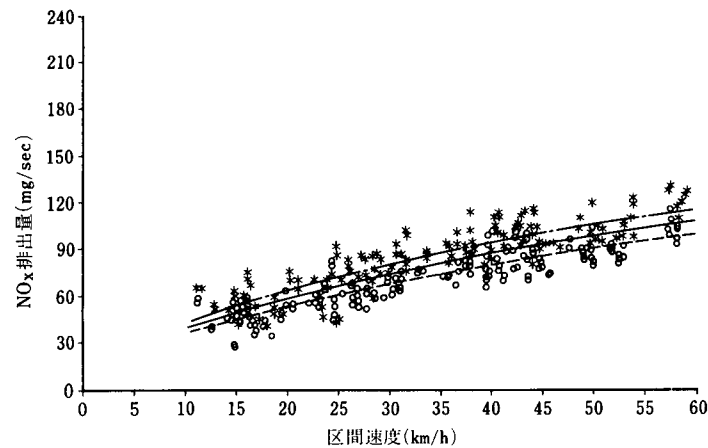


(4) 減速

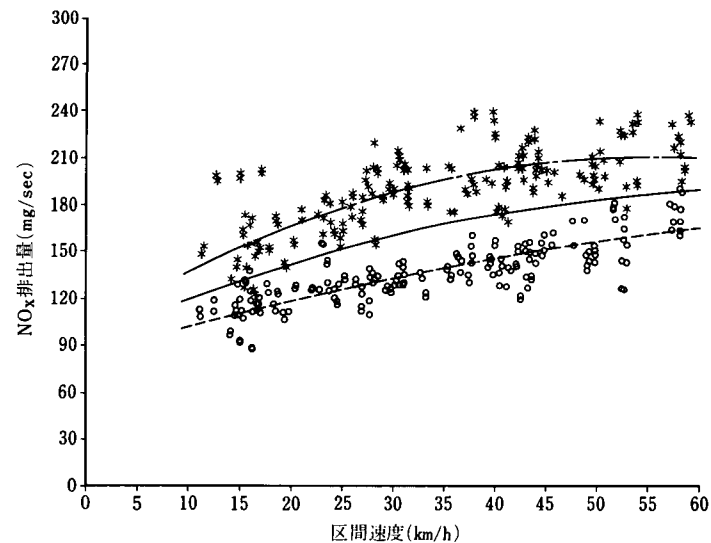
図-5・9 区間速度と運転モード別時間比率



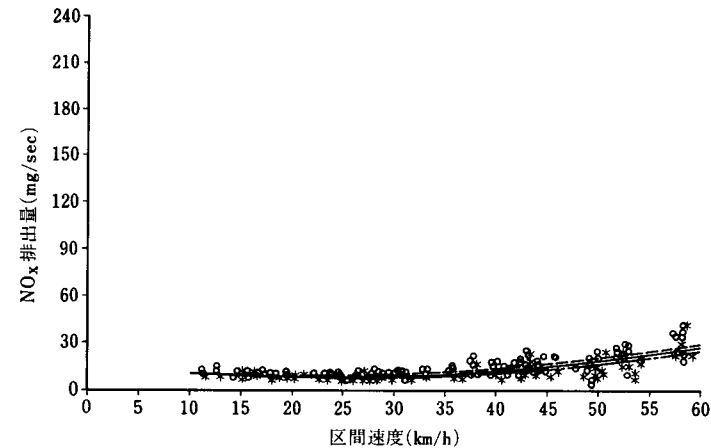
(1) アイドリング



(3) 定 速

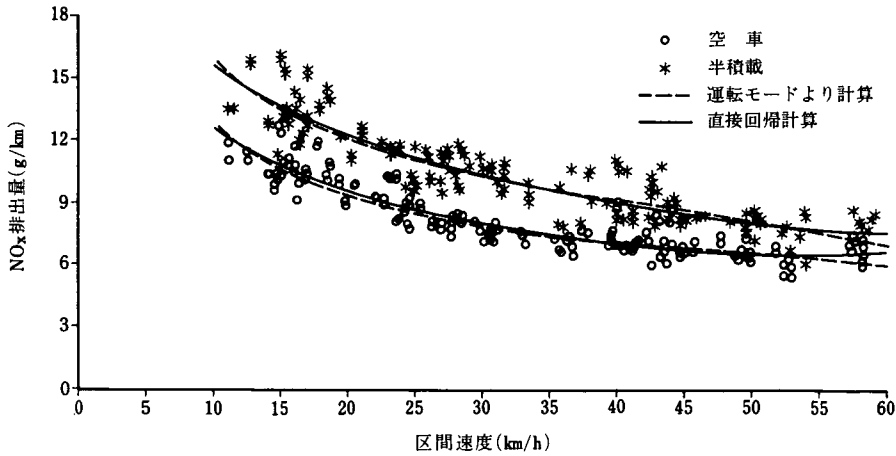
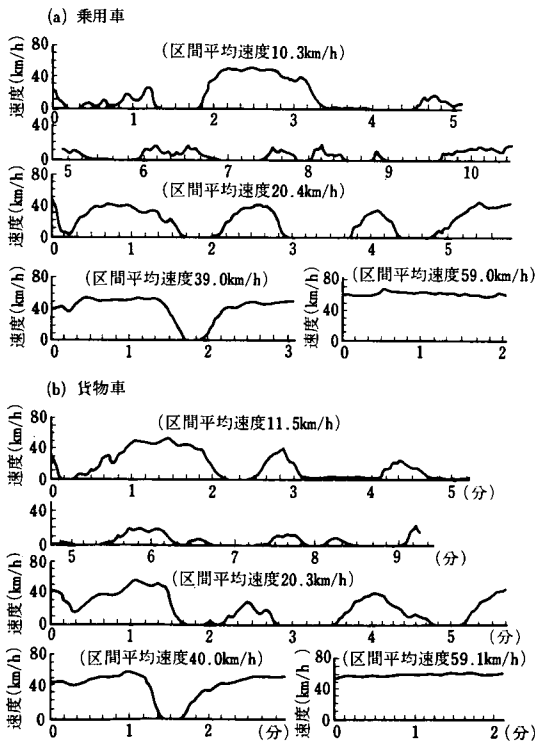


(2) 加 速



(4) 減 速

図-5・10 区間速度と運転モード別 NO_x排出量

図-5-11 区間速度と NO_x 排出量図-5-12 設定された走行モード¹²⁾

よる影響が大きく、使用燃料と車両の履歴による影響は小さい。

- (4) 排出係数を設定するための代表車種としては、車種、使用燃料、エンジン形式等の構成比を考慮することにより、乗用車、小型貨物車、重量ガソリン車、直接噴射式ディーゼル車、予燃焼室式ディーゼル車、渦室式ディーゼル車の6車種を選定することができ

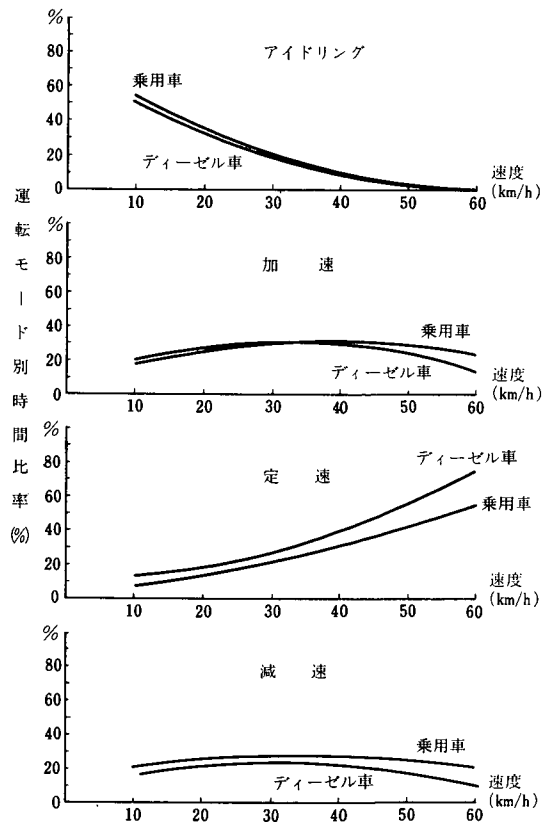
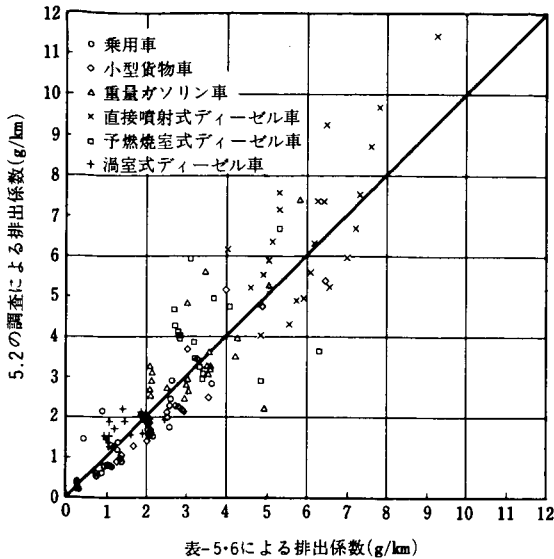


図-5-13 乗用車とディーゼル貨物車の運転モード別時間比率

る。

- (5) 規制モードにおける CO 、 HC 、 NO_x の排出ガス量は若干の変動はあるものの、排出ガス規制に従って

図-5-14 NO_xの排出係数の比較

減少している。

- (6) 定速モードにおける排出ガス量として、自動車の走行速度による傾向はCO, HCについてははっきり見られないが、NO_xについては、速度が速くなる程排出量が増える傾向が見られる。
- (7) 排出ガス量に与える積載量の影響は、CO, HCについては特に傾向を認められないが、NO_xについてはばらつきはあるものの、明らかに増加している傾向がうかがえる。
- (8) 排出ガス量に与える縦断勾配の影響は、CO, HCについては明確な影響は見られず、NO_xについては、勾配が大きくなると排出量が増加する傾向が見られる。
- (9) 実走行モードによる排出係数は延べ880kmにわたる幹線道路の走行に基づいて試験し、代表6車種について規制年次ごとに排出係数を設定している。
- (10) 昭和52年規制車以降の規制車を用いて排出ガス量調査を行い、(9)でまとめた排出係数の妥当であることを検証している。

7. あとがき

以上のように本報告は、自動車排出ガスに関する諸特性を検討すると共に、自動車の実走行モード調査、シャーシダイナモ試験調査による結果を基に、実際の道路上を走行している状態における排出係数の設定方法を取りまとめたものである。

調査は昭和50年度より開始し、長期にわたって調査研究に携わっているため、多くの方々が関与している。元道路部長金安公造氏(現北海道大学教授)、前道路部長田中敬一氏(現建設省)には終始御指導いただいている。自動車排出ガスに関する諸特性及び当初の排出係数の設定については森 寛昭が、新しい規制車による規制モードと定速走行モードによる検証については藤城泰行が、実走行モードによる排出係数の検証と最終的取りまとめの一部を田原嘉和が行った。また、最終的な取りまとめを吉川良行が実施している。これらの多くの方々の努力により本報告がまとめられたことができる。

また、本調査を実施するに当たっては地方建設局や公団等の多くの方々に御協力をいただいている。関係諸兄には、深く感謝の意を表する次第である。

排出ガスの規制は漸次強化されつつあり、昭和51年6月に示された第2段階目標値¹⁾としての許容限度に関する規制としても、軽量ガソリン車、中量ガソリン車の56年規制を初めとして直接噴射式ディーゼル車の58年規制まで既に告示されており、ほぼ許容限度の設定は完了している。そこで、今後はそれらの新しい規制車に対する検証を行い、より一層研究を推進することが必要であると考えられる。

参 考 文 献

- 1) 建設省道路局「環境影響予測に用いる自動車排出ガスの排出係数」昭和53年6月。
- 2) 足立義雄, 森 寛昭, 川島茂樹「道路環境アセスメント調査報告書(自動車排出ガス量調査編)」土木研究所資料 第1486号, 昭和54年1月。
- 3) 自動車工学全書7「自動車の燃料・潤滑油」山海堂。
- 4) 自動車工学全書17「自動車と環境」山海堂。
- 5) 環境庁「昭和53年度自動車窒素酸化物排出ガス量調査」昭和54年3月。
- 6) 自動車検査登録協力会「自動車保有車両数」
- 7) 中央公害対策審議会大気部会・自動車公害専門委員会「自動車排出ガス許容限度長期設定方策について」に関する説明資料, 昭和52年12月。
- 8) 佐々木祐三「高速道路における窒素酸化物排出量の算定」高速道路と自動車, Vol. XXI, No.9, 1978。
- 9) 高橋文治「都市内高速道路と排出ガスの関係」自動車技術, Vol.30, No.12, 1976。

- 10) 足立義雄, 森 寛昭, 川島茂樹「自動車排出ガスの排出特性 (第1報)」土木技術資料 Vol.21, No.4, 1979。
- 11) 足立義雄, 森 寛昭, 川島茂樹「自動車排出ガスの排出特性 (第2報)」土木技術資料 Vol.21, No.5, 1979。
- 12) 足立義雄, 藤城泰行「一般国道における自動車の走行特性」土木技術資料, Vol.22, No.3, 1980。
- 13) 足立義雄, 藤城泰行「自動車排出ガスにおける規制の効果」土木技術資料, Vol.22, No.10, 1980。
- 14) 阪神高速道路公団「自動車排出ガスの調査研究報告書」昭和50年7月。
- 15) 足立義雄, 森 寛昭, 川島茂樹「道路走行時における自動車排出ガスの排出特性」第32回建設省技術研究会報告, 昭和53年度。

昭和58年10月20日原稿受理

橋梁の振動性状が低周波域の空気振動に
及ぼす影響に関する研究

土木研究所報告
第164-1 1984年11月

足立 義雄

要 旨：

道路橋を大型車両が高速で通過することによる影響のひとつとして、低周波域の空気振動の発生があり、低周波空気振動と言われて注目されている。低周波空気振動は様々な所から発生しており、ここでは橋梁を対象とした低周波域における空気振動の発生機構を取り上げ、理論的な面と実測結果に基づく面の両者に着目して検討を加えたものである。

道路橋床版の低周波域の振動性状には橋梁全体の振動に係わるものと伸縮継手部で誘発される振動に係わるものが存在し、それに従って低周波空気振動も生じている。この2つの性状が表されるように橋梁振動と空気振動を解析し、実測結果と対比することにより発生機構を取りまとめている。

キーワード：道路環境，橋梁振動，空気振動

道路交通騒音に係わる要因の
影響度合に関する研究

土木研究所報告
第164号-2 1984年11月

足立 義雄

要 旨：

道路環境問題の中で最も苦情の多い道路交通騒音を取り上げ、道路交通騒音に関与する要因の影響度合について調査したものである。本報告では道路構造とその周辺条件に関係する項目に着目して調査し、次の要因について検討している。すなわち、道路条件として道路の横断面形状、路面性状、縦断勾配の影響を、交通条件として走行状態、信号交差部の影響を、沿道条件としてトンネル坑口、建物の影響を調査している。

調査は、実測結果や実験から得られる性状と理論的な面からの性状の両者に基づいて、その特性を明確にし、実用的な価値に重点を置いている。

キーワード：道路交通騒音，騒音予測，道路構造，トンネル坑口，緩衝性建築物

道路走行時における自動車の
排出ガス量に関する研究

土木研究所報告
第164号-3 1984年11月

足立 義雄 森 寛昭 藤城 泰行
田原 嘉和 吉川 良行

要 旨：

本報告は既存の調査結果を収集整理すると共に、必要な排出ガス量の測定を行って、道路を走行する車両の実走行モードによる排出ガス量を車種別に調査し、大気拡散濃度の予測を行うための基礎となる排出係数について研究を行ったものである。

まず、自動車から排出されるガスには種々な物質が含まれることを示し、それらの一般的特性を取りまとめると共に、CO、NO_x、HCについてエンジン形式や使用燃料、車両の履歴による影響を取り上げ、それぞれに対する特性を検討した。また、排出係数の測定方法について説明し、各車種ごとに規制モードと定速走行時の排出特性を取りまとめた。さらに、排出係数に対する積載状態の影響、縦断勾配の影響についても調査し、実際に道路を走行する状態の実走行モードを調べて、その結果に基づいて実走行時の排出係数を取りまとめた。

キーワード：大気拡散，道路環境予測，自動車排出ガス，排出係数

**Study on the Effect for Low Frequency Sound
related to Dynamic Response of Highway Bridge**

Report of PWRI
Vol.164-1Nov.1984

by **Yoshio Adachi**

Synopsis :

Recently low frequency sound is appearing in the environmental problems and it is said that highway bridge especially deck slab generates it, subjected to traffic flow by the heavy truck at high speed.

This paper summarizes the study on the mechanism of bridge vibration and low frequency sound from highway bridge, in view of both theoretical analysis and measured values. Dynamic response of highway bridge is composed of two parts; that is, impulsive and stationary components. Former is generated at the time when vehicles pass through the expansion joint and latter is arised at the time when vehicles are travelling at the span center. And low frequency sound radiates according to two patterns of the bridge vibration. The paper describes the characteristics of bridge vibration and low frequency sound, their analytical formulae and the result in comparison with analytical values and measured values. And it was concluded that the formulae are appropriate to express dynamic response of the bridge and low frequency sound right below the bridge deck slab.

Key Words : Traffic Environment, Bridge Vibration, Low Frequency Sound

**Study on the Influence of Factors
concerned with Propagation of Road Traffic Noise**

Report of PWRI
Vol.164-2Nov.1984

by **Yoshio Adachi**

Synopsis :

Among the road environmental problems, most of complaints are voiced about road traffic noise. The paper deals with road traffic noise and investigates the influence of factors concerned with the propagation of road traffic noise.

Paying attention to the following factors related to road structure and roadside condition, this paper surveys and examines the level of road traffic noise; that is, types of road, road surface roughness and gradient as road condition, the situation of travelling vehicles and signallized intersection as traffic condition, propagation from tunnel portal and states around buildings as roadside condition. These investigations laid stress on practical worthiness, and the characteristics of road traffic noise were made clear from the point of view of both experimental and theoretical sides.

Key Words : Road Traffic Noise, Noise Prediction, Road Structure, Tunnel Portal, Buffer Building

**Study on the Emission Factor of Exhaust Gas
from Vehicles travelling on the Arterial Roads**

Report of PWRI
Vol.164-3Nov.1984

by **Yoshio Adachi, Hiroaki Mori, Yasuyuki Fujishiro
Yoshikazu Tabaru and Yoshiyuki Yoshikawa**

Synopsis :

The emission factor for vehicles which is the bases for estimating the concentration of diffusion gas is studied in this paper by investigating several data in existence and measuring exhaust gas from vehicles on the chassis dynamometer.

At first, some properties of exhaust gas from vehicles are shown and influences to exhaust gas by types of engine, fuels and antecedents of vehicles are investigated. Next, the measuring techniques of the emission factor for each sort of vehicles are described and the properties of exhaust gas on the driving patterns for emission control and the properties of exhaust gas at constant speeds are made clear. The influences to the emission factor of loading on vehicles and the gradient of roads are also examined.

The real travelling mode is analysed and the emission factor on that mode is finally shown.

**Key Words : Diffusion Phenomenon, Environment Impact Assessment,
Automobile Exhaust Gas, Emission Factor**

土木研究所報告第164号

昭和59年11月22日発行

発行 建設省土木研究所
〒305 茨城県筑波郡豊里町大字旭1番地
電話 0298 (64) 2211

印刷 株式会社 東 神 堂
東京都千代田区神田司町2-14
電話 03 (252) 7611

本研究報告より転載又は複製する場合は、前もって
建設省土木研究所情報資料課に連絡のうえ、許可を
得てください。

Report
of
Public Works Research Institute
Ministry of Construction

Vol. 164 November 1984

CONTENTS

1. Study on the Effect for Low Frequency Sound
related to Dynamic Response of Highway Bridge
Yoshio Adachi (1)
 2. Study on the Influence of Factors concerned
with Propagation of Road Traffic Noise
Yoshio Adachi (63)
 3. Study on the Emission Factor of Exhaust Gas
from Vehicles travelling on the Arterial Roads
Yoshio Adachi, Hiroaki Mori, Yasuyuki Fujishiro
Yoshikazu Tabaru and Yoshiyuki Yoshikawa ... (115)
-