

単独車両の発進挙動に基づく音響パワーレベル推定法

A CALCULATION METHOD OF SOUND POWER LEVEL RADIATED FROM A STARTING VEHICLE

渡辺義則*・角 知憲**・川崎 孝***・吉松正浩****

By Yoshinori WATANABE, Tomonori SUMI, Takashi KAWASAKI
and Masahiro YOSHIMATSU

For effective noise abatement against road traffic noise, it is necessary to establish the precise calculation method of sound power level. This paper proposes a new method for calculating sound power level radiated from a single vehicle which starts from a special place, such as a signalized intersection and a toll-booth on a toll road. There are several reports which give sound power level radiated from a starting vehicle. Though the reports are useful, the factors influencing the sound power level have not been clarified yet. But using the calculation method proposed in this paper, one can consider how the factors, such as vehicle types, engine maximum power, load capacity, vehicle running weight, gradient of road, vehicle operation of a driver, and so on, influence the sound power level.

Keywords: road traffic noise, sound power level, signalized intersection, toll-booth

1. 緒 言

道路騒音公害が社会問題となって久しいが、現在に至ってもまだ解決されていない。もともと、北九州市のような工業都市ではその性格上、荷物を積載した大型トラックが相当数通過する産業道路が存在するので、道路騒音公害が問題になりやすいが、とりわけ、地形の制約から、急な道路勾配（つまり、上り坂）の所に設置された信号交差点部で被害が深刻である¹⁾。

このような状況下の騒音の減音対策は、次の3つの問題に分けて追求することが必要であると考える。

- ① 個々の車両が運転状態によってどの程度の音響パワーを発生するか（音源の性質の検討）。
- ② その音はどの程度の大きさで道路周辺に伝わるか（音の伝播特性の検討）。
- ③ 現実の信号交差点においては、多種多様な車両が、単独ではなく車群で走行するし、道路周辺の状況も複雑であるので、これらを総合できる騒音予測モデルをどの

ように考えるか。

さらに詳しくいえば、まず①では車両が発進してからの走行挙動（車両の加速度、速度、位置、使用段位）をどのような方法で推定するかが最も問題となる。その理由は、非正常走行車から放射される音響パワーの大きさは、走行挙動に密接に関係するからである。しかも、車両走行挙動は車種、道路勾配、荷物の積載状況、ドライバーの運転状況によって異なることが予想され、それをモデルにどのように反映させるかの工夫が必要である。それにはまず、自動車専用道路の料金所から発進する単独車両のように、比較的現象が簡単な場合について検討した後に、その結果を利用して、信号交差点で発生している車群としての走行挙動を検討したほうが得策であると考えられる。現実の信号交差点においては、車種や荷物の積載状況の異なる多種多様な車両が、前車に影響を受けながら走行しているので現象は複雑である。次に②では、交差点周辺の土地利用状況をできるかぎり類型化して、その模型を無響室内に製作し、そこを1台の車両が走行したときの音の伝播の様子を調べる必要があると考える。また、③では、音響パワーや速度などが時々刻々変化する複数の非正常走行車から構成される交通流から発生した音が、道路周辺に伝播することにより、着目する観測点の騒音レベルがどの程度の大きさになるかという

* 正会員 工博 九州工業大学助教授 工学部設計生産工学科 (〒804 北九州市戸畑区仙水町1-1)

** 正会員 工博 九州大学助教授 工学部土木工学科 (〒812 福岡市東区箱崎6-10-1)

*** 福岡市役所 (〒811-31 福岡県粕屋郡古賀町久保18125-8)

**** 学生会員 九州工業大学大学院工学研究科博士前期課程

ことを計算できるモデルの構築が最も問題となる。

そうすれば大型車の減少、道路勾配の緩和、過積載車両の取締り、交差点周辺の土地利用状況などと減音量の関係の明らかにし、どのような減音対策を採用すれば道路騒音公害が緩和できるかの方策も検討可能になる。

本論文では、上記の課題の中で、特に単独車両が発進加速するときに発生する音響パワーレベル (*PWL*) の推定法について検討した。発進・加速・減速・停止の各挙動を含む非正常走行車の *PWL* については、①実態調査²¹⁻²⁵⁾、②自動車工学と交通工学をもとにした推定法⁹⁾などが報告されているが、確立された推定計算法はまだない。発進加速車の *PWL* に関する実態調査²¹⁻²⁵⁾によれば、車両発進位置から 20 m 以上では *PWL* はほぼ一定であると報告されている。しかし、荷物の積載状況、道路勾配、ドライバーの運転状況によっては、*PWL* が変化することが十分考えられる。さらに、本来、調査は母集団の属性を明確に規定して実施するのが理想である。その意味では実態調査から得た結果を尊重しながらも、その結果はどういう考え方で説明できるのか、そして、どのような要因に調査結果は影響されるのかを示し、調査結果が適用できる範囲を明らかにしておく必要がある。しかるに、従来の報告ではこれらのことが明確に示されていない。そこで本論文ではこれらの疑問に応じられるように、車両 1 台が発進し、加速するときの *PWL* の推定法を前記②の立場から検討した。なお、非正常走行車の *PWL* の周波数特性に関しては、本論文で利用可能なほど十分に研究されていないのでここでは考慮していない。

2. 単独車両走行挙動の推定法

(1) 基本的な考え方

ドライバーは以下の考え方で走行挙動(車両の加速度、速度、位置、使用档位)を決めると仮定した。

① ドライバーは心の中に自分の希望する走行挙動を、速度の時間変化(以後、希望速度曲線とよぶ)という形で意識する。これは最終到達速度(対象道路区間の制限速度に関連)によって異なるし、ドライバーによるばらつきも存在するが、乗用車や大型車などの車種によって異なるものとする。また、実際の取扱いにおいては希望速度曲線として、乗用車が発進加速するときの挙動を用いる。乗用車は余裕駆動力が大きいので、きわめて急な発進ではなく、乗車人数や積荷も少なく、道路勾配も小さい場合には、ドライバーの希望どおりに走行可能である。なお、本論文では、乗用車の発進挙動は、後述の式(4)で表現でき、5.(2)で示すように外生的に与えられるものとする。

② しかし、現実には車には与えられた性能があり、

車両走行重量や道路条件などとの関係で、速度ごとに加速可能な限界がある(以後、余裕加速度曲線とよぶ)。

これよりも、自分の希望する走行挙動を実現するために必要となる加速度(速度の関数、以後、希望加速度曲線とよぶ)の方が上回るならば、車両は余裕加速度曲線に沿って走行せざるを得ない。現実には、乗用車よりも大型車でこのような走行状態が発生しやすい。

③ このような制約を受けるとしてもドライバーはできるだけ希望速度曲線に近づくように車両を運転する。

なお、ドライバーは大型車も乗用車と同じ希望速度曲線をもつという仮定の妥当性は実験で確かめてはいない。両者に差があるのが事実かもしれない。しかし、それよりも(特に大型車に関して)、車の性能、車両走行重量、道路条件などによって走行状態が制約されることを考慮することのほうが優先すると考えた。この判断がそう大きな間違いでないことは後掲の図-11からわかる。

次に、後掲の図-4の手順に従って得た乗用車と大型車の走行挙動推定例を図-1~3に示し、以後、この図を利用して説明する。また、図中の計算条件で車名、希望挙動、乗車人員、積載率については5.(1)、(2)を参照して頂きたい。道路勾配は-0.6%(下り)である。

(2) 余裕加速度曲線の算出法

自動車は余裕駆動力 T_0 があれば加速可能である⁷⁾。

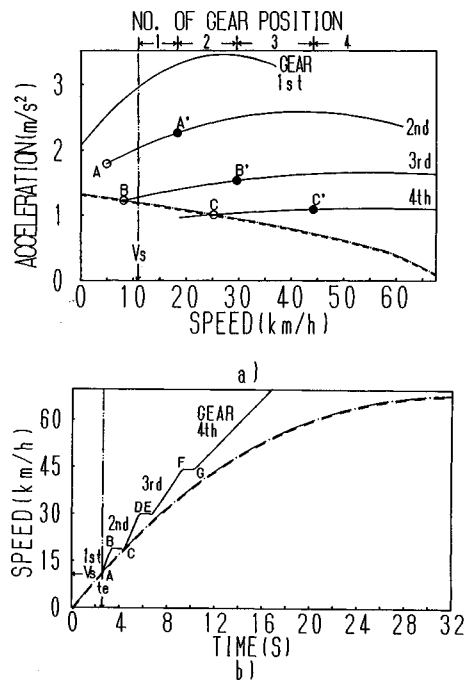


図-1 乗用車の走行挙動推定例(車名:サニー,希望挙動:ケース2,乗車人員:1.54人,道路勾配:-0.6%)

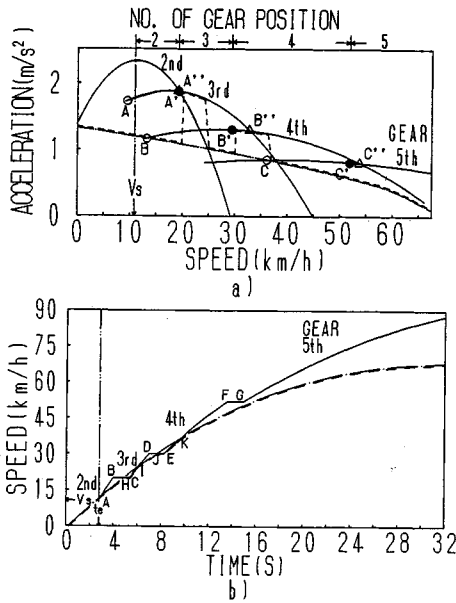


図-2 大型車の走行挙動推定例 (車名: いすゞ KSSZ 451 D, 希望挙動: ケース2, 積載率: 0.1, 道路勾配: -0.6%)

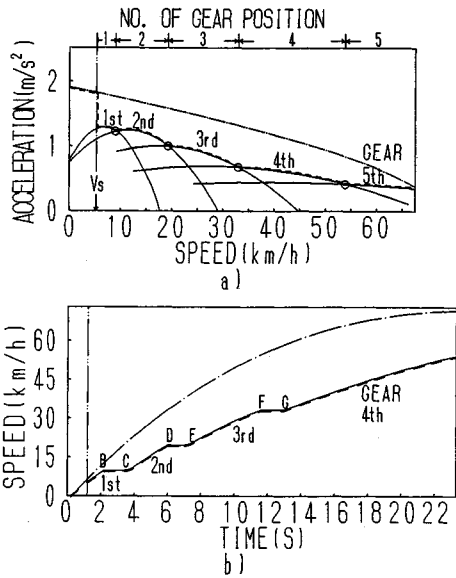


図-3 大型車の走行挙動推定例 (車名: いすゞ KSSZ 451 D, 希望挙動: ケース2, 積載率: 0.92, 道路勾配: -0.6%)

余剰駆動力 = 車両性能駆動力 (T_r) - 走行抵抗 (R)

$$T_a = 10^3 \cdot \frac{1 + \epsilon}{3.6} \cdot \frac{W}{G} \cdot \frac{dV}{dt}$$

$$R = (\sin \theta + \mu_r \cos \theta) W + \mu_a S V^2$$

$$T_r = T_m (0.6 + 2 b V - c V^2)$$

$$T_m = \eta_t \cdot i Q_m / r, \quad b = 0.4 \lambda / n_t$$

$$c = b^2 / 0.4, \quad \lambda = 30 i / (3.6 \pi r)$$

$$\epsilon = 0.045 + 0.04 i_k^2 \quad (\text{乗用車})$$

$$\epsilon = 0.065 + 0.04 i_k^2 \quad (\text{大型車})$$

V : 車の走行速度 (km/h)

ϵ : 相当質量係数

G : 重力加速度 (gal)

θ : 路面の傾斜角 (rad)

μ_r : 転がり抵抗係数

μ_a : 空気抵抗係数

S : 車両前面投影面積 (m^2)

W : 車両走行重量 (kgf)

i_k : 変速比

i : 総減速比

r : 駆動輪の有効半径 (m)

T_m : 最大駆動力 (kgf)

η_t : 伝動装置のトルク伝達効率

n_t : 最大トルク発生機関回転数 (rpm)

Q_m : 最大トルク (kgm)

式 (1) より, 車の加速に使用できる加速度の最大値 (余裕加速度) が, 速度の関数として得られる (例: 図-1 a)~3 a) 中の実線). 逆にいえば, ドライバーがこれ以上の加速度の使用を希望しても, 物理的にかなえられない.

さらに, 式 (1) から使用段位を固定して, フルスロットルで走行したときの速度の時間変化 (定段位走行曲線) として, 次式を得る⁷⁾.

$$V = [B - D \tanh \{ \theta_0 - (t - t_e) / J \} / (2 E)] \dots \dots \dots (2)$$

$$\theta_0 = \tanh^{-1} \{ (B - 2 E V_s) / D \}$$

$$J = 2000 W (1 + \epsilon) / (3.6 G D)$$

$$D^2 = B^2 + 4 A E$$

$$A = 0.6 T_m - \mu_r W \cos \theta - W \sin \theta$$

$$B = 2 b T_m$$

$$E = c T_m + \mu_a S$$

t : 時間

t_e : 半クラッチ終了時間

V_s : 半クラッチ終了速度

現実には, 使用段位は変わる. それゆえ, 変速空費時間 (例: 図-1 b)~3 b) 中の BC, DE, FG) を考慮し, また, 変速操作中は速度が一定であることを仮定すれば, 図-1 b)~3 b) 中の実線で示すような曲線が得られる. これらは, 半クラッチ終了時間まではドライバーの希望どおり車両を走行させ, その後は各変速速度までフルスロットルで走行した場合の速度の時間変化 (以後, フルスロットル速度曲線とよぶ) を表す. ちなみに, 図-1~3 中の一点鎖線は, a) では希望加速度曲線を, 一方, b) では希望速度曲線を表す. さらに, 同図中の破線は後述の要領で推定した走行挙動 (車両の加速度, 速度) である.

(3) 変速の時期

図-1 a) 中の3→4速への変速を例にとり、本論文での変速についての考え方を述べる。図-1 a) 中のC点に対応する加速度以下になって初めて、希望加速度が4速の余裕加速度を下回るので、物理的には4速でもドライバーの希望どおりに車両を走行させることができる。それでは、C点で直ちに3→4速に変速するかというと、そうではない。余裕加速度曲線はフルスロットルで走行したときに得られるのであり、現実にはドライバーはこのような状況で変速しない。低段位（この場合は3速）で多少走行を続けた後に、より高段位（この場合は4速）に変速する。図-1 a) の場合は、C点よりも変速が遅くなる。余裕加速度の認識が厳密でなく、限界から少し入ったところで変速する。ドライバーのこのような感覚を定量化した指標 K 値を、次式で定義する。

$$K = N_m / N_f \dots\dots\dots (3)$$

N_m ：実際の変速速度に対応する機関回転数 (rpm)

N_f ：フルスロットルで変速すると仮定して求めた変速速度に対応する機関回転数

本論文では K 曲線を後掲の式(5)のように仮定した。

(4) 単独車両走行挙動の推定法

走行挙動推定にあたっての基本的な考え方は、2.(1)で述べたので、本節ではこれを具体的に説明する。単独車両走行挙動の推定手順を図-4に示す。図中①~④が変速速度を求めるステップであり、このとき使用した前提を図-1~3を利用して説明する。

- ① 乗用車は常に1速で発進する。
- ② 大型車は原則として2速発進するが、もし、半クラッチ終了速度 V_c において、希望加速度が2速の余裕加速度を上回る場合には1速で発進する。たとえば、荷を積載して車両走行重量が大きくなったときなどにこのような状況が出現する (例：図-3 a))。
- ③ 希望、余裕の両加速度曲線が交点をもてば、この速度に対応する機関回転数 N_f と K 曲線を使って変速

速度を算出する。たとえば図-1 a) でいえば、BやCからB'とC'を求めているところに当たる。しかし、 K 曲線は N_f の最小値 (N_{fmin}) と最大値 (N_{fmax}) によって適用範囲が決められている (後掲の表-2)。そこでもし、 N_f が N_{fmin} 以下の場合には $N_f = N_{fmin}$ として、逆に N_{fmax} 以上の場合には $N_f = N_{fmax}$ として同様な計算をする。

④ 算出した変速速度の値は、後掲の表-3の最高回転数に対応する速度、そして、余裕加速度の交点 (例：図-2 a) のA'', B'', C'') に対応する速度のうちで小さい方を越えないものとする。たとえば、乗用車や、大型車でも最大積載量が小さいものは、図-1 a) のような形の余裕加速度曲線となる。このとき、もし、ドライバーがきわめて急な発進をすると、ドライバーが使用する機関回転数の最高値 (つまり最高回転数) が、変速を考えるうえで必要となってくる。ただ、図-2 a) のように通常的大型車の余裕加速度曲線は、最高回転数に対応する速度以下でA'', B'', C''のような交点をもつ。このときには、交点以上の速度領域においては、交点まで使用していた段位の余裕加速度の方が、次の段位のそれより小さくなり、交点までの段位を使用するのは、かえって不利である。したがって、その交点で変速すると考える。たとえば、図-2 a) のA'は2→3速への変速速度に対応する点である。上記③の計算ではA'を越えて、もっと大きな速度で変速するという結果であったのが、この仮定によりA'になっている。

以上の検討で変速速度と使用段位が求まる。次に図-4中⑤、⑥が車両の加速度と速度を推定するステップであり、このとき使用した前提を以下に説明する。

① 半クラッチ終了時間 t_c までは、ドライバーの希望どおり車両は走行する。

② 希望速度曲線がフルスロットル速度曲線を上回ったならば、希望速度に達する時点までフルスロットルで走行する。たとえば、図-2 b) におけるHCIとJEKがこれに相当する。一方、図-3 b) は希望速度曲線がフルスロットル速度曲線を完全に上回る場合である。ドライバーは自分の希望する走行挙動は全く実現できず、車の性能と道路条件などに完全に制約を受ける。

③ フルスロットル速度曲線が希望速度曲線を上回っていれば、希望と余裕の両加速度曲線を比較する。そのとき、前者が後者を下回れば、ドライバーの希望どおりの走行が可能である (例：図-1)。もし、前者が後者を上回れば、その時点から希望速度に達する時点までフルスロットルで走行する。このときにもドライバーは、車の性能と道路条件などに制約を受ける。

図-1~3中の破線は、以上の要領で推定した加速度と速度である。

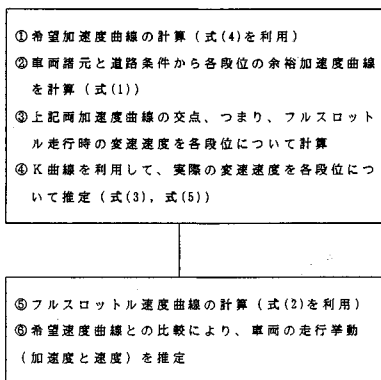


図-4 単独車両走行挙動の推定手順

3. 走行挙動推定時に必要な諸定数の測定

(1) 実験概要

2. で紹介した計算の実施に必要な希望速度曲線、ならびに、諸定数を求めるために、信号交差点においてドライバーの発進挙動を調べた。被試験者は表一の男女11名である。使用した試験車は、乗用車が昭和55年式の日産サニー1400cc、大型車が昭和61年式のいすゞエルフ250である。データの収集整理方法を以下に示す。

- ① 求めるべき定数は K 値、各段位の最高回転数、変速空費時間、半クラッチ終了速度である。
- ② 図-5は実験結果の一例である。このうちで機関回転数からのアナログ出力を、後日、研究室で分析して、希望速度曲線ならびに上記①の諸定数を求めた。このとき、実験は被試験者1人につき3回行ったが、同一人が多数回実験したときのデータのばらつきよりも、個人差の方が明らかに大きいので3回の実験の平均値を使用した。
- ③ 発進形態として普通発進と急発進を被試験者に指示することを原則にした。

(2) 希望速度曲線の関数表現

乗用車は余裕加速度が大きいので、通常の状態ではドライバーの希望どおり走行可能である。つまり、走行時に機関性能や道路勾配などによる影響を受けない。そこで、本論文では、乗用車を使って、平坦な場所で発進実験を行った結果から、次の要領で希望速度曲線を求めた。

- ① 各変速段位について機関回転数の最小値と最大値を求めそれを速度に換算する (cf 図-5)。
- ② 段位ごとに加速度は一定と仮定するとともに、上記①の結果を利用して0.2秒ごとに速度を求める。
- ③ それを全観測時間にわたって回帰分析する。このとき、半クラッチの時間と変速空費時間に対応する速度は含まれていない。

その結果、発進形態によらず精度よく(データ数180, 相関係数約0.99), 次式で速度の時間変化が表現できた。

$$V = A_0 + A_1 t + A_2 t^2 + A_3 t^3 \dots\dots\dots (4)$$

A_i : 定数, $i=0\sim3$

V : 速度 (km/h)

表一 被試験者

年齢	24才以下	25~34才	35~44才	45才以上
乗用車	男3女3	男3	男1	男1
大型車	男3	男2		

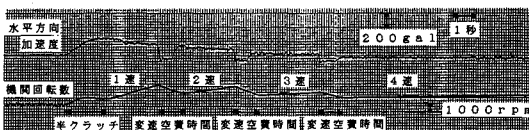


図-5 発進後の車の水平方向加速度と機関回転数の時間変化

t : 時間 (s)

(3) K 値

式(3)で定義した K 値は次の実験から求めた。

ケースA: 平坦, 乗用車

ケースB: 平坦, 大型車

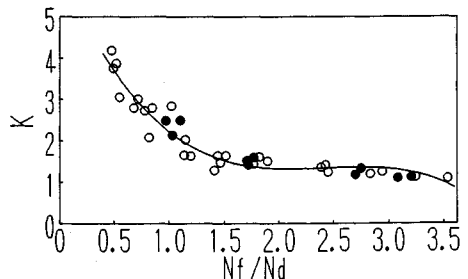
ケースC: 道路勾配1.2%, 乗用車

なお、ドライバーには普通発進と急発進を指示した。

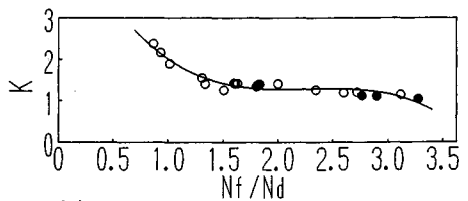
K 値を算出するときの要領を以下に示す。

- ① ケースAの実験から3.(2)の要領で、被試験者個々の希望走行曲線(速度-時間, 加速度-時間, 加速度-速度の各関係)を求める。
- ② 希望と余裕の両加速度曲線の交点を各変速段位について求め、それに対応する速度、さらには、機関回転数(N_f)を求める。
- ③ 一方、実験より被試験者が、どの速度で変速したかが求められているので、それに対応する機関回転数(N_m)を求め、式(3)から K を算出する。

ケースBのように試験車が大型車となれば車両の諸元が異なるために、また、ケースCのように道路勾配が1.2%になれば走行抵抗(その中で勾配抵抗)が増えるために、余裕加速度が小さくなる。しかし、これらの場合についても、希望加速度曲線としては、被試験者個々についてケースAで求めたものを使用した。得られた結果をまとめて図-6.7に示す。なお、図-6中には1.2%の道路勾配がある場合の結果も●で示してある。これらの図から、 K の値は N_f/N_d が1.5以上では一定に近いが、1.5以下では右下がりの傾向を示す。また、図中の○を3次式で回帰分析すると、次のようになる。



a) GEAR 1st→2nd, 2nd→3rd



b) GEAR 3rd→4th

図-6 乗用車の K 曲線

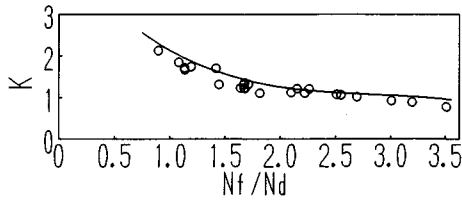


図-7 大型車の K 曲線

乗用車：1→2, 2→3 速
 $K = 6.22 - 6.26 X + 2.632 X^2 - 0.363 X^3$
 (データ数 27, 相関係数 0.96)

乗用車：3→4 速
 $K = 5.70 - 5.95 X + 2.645 X^2 - 0.389 X^3$ (5)
 (データ数 15, 相関係数 0.96)

大型車：2→3, 3→4, 4→5 速
 $K = 4.47 - 3.32 X + 1.117 X^2 - 0.130 X^3$
 (データ数 25, 相関係数 0.97)

ただし、 $X = N_f/N_d$ である。 N_d はアイドリング回転数で、乗用車で 800 rpm、大型車で 700 rpm とした。さらに、式 (5) の適用は図-6, 7 を求めるときに使用した N_f の範囲 (表-2) に限るものとする。なお、乗用車は 1 速発進であるが、大型車は 2 速発進が通常であるので 1→2 速に変速するときのデータは得られなかった。したがって、ここでは大型車が 1→2 速に変速するときにも式 (5) を用い、かつ、このときの N_{fmax} として大型車 2→3 速の値を仮定した。

(4) 計算に必要なその他の諸定数

表-3 に各段位の最高回転数を示す。これらの値は急発進を指示されたときに記録された機関回転数の最高値である。実験は試験路で行ったわけではないので、最高段位 (乗用車 4 速、大型車 5 速) における急発進時の最高回転数は求められなかった。したがって、本論文では最高段位より 1 つ下の段位で得られた値を使った。すなわち、乗用車 4 速の最高回転数は 4000、大型車のそれは 3300 である。また、被試験者全員が大型車では 2 速発進した。したがって、大型車 1 速の最高回転数は不明であるので、ここでは大型車 2 速の最高回転数 4000 を用いた。ただし、通常、大型車の 1 速と 2 速の余裕加速

表-2 K 曲線を利用するときの N_f の適用範囲

車種	適用範囲	1→2 速	2→3 速	3→4 速	4→5 速
		乗用車	N_{fmin} 400 rpm	380	690
	N_{fmax}	3000	2830	2500	—
大型車	N_{fmin}	—	760	630	790
	N_{fmax}	(2460)	2460	2240	1880

注) N_{fmin} は下限値で、 N_{fmax} は上限値。() 内は仮定した値。

表-3 各段位の最高回転数

車種	1 速	2 速	3 速	4 速	5 速
乗用車	4800 rpm	4900	4000	(4000)	—
大型車	(4000)	4000	4000	3300	(3300)

注) () 内は仮定した値。

表-4 変速空費時間

車種	平均値	標準偏差	データ数
乗用車	1.1 s	0.2	51
大型車	1.3	0.2	30

度の曲線は交点を有し、その交点に対応する回転数以上で 1 速は使用しないと考える (cf 2. (4) ④) ので、大型車 1 速の最高回転数は実質的には使わない。

表-4 に変速空費時間を示す。これは、乗用車 1~4 速、大型車 2~5 速における普通、急の両発進形態の結果をまとめたものである。

普通発進の実験結果より、1 速の機関回転数の最小値を求めた後に、これに対応する速度を算出し、それから半クラッチ終了速度を求めた。その結果、半クラッチ終了速度は平均値 x が 10.3 km/h、標準偏差 u が 1.4 km/h (データ数 16) であった。なお、乗用車と大型車の半クラッチ終了速度の平均値について、統計的検定を行ったところ、有意水準 5% で差はなかった。また、この結果をもとに各ケースにおける半クラッチ終了速度は、後述の表-10 の希望挙動に応じて、次のように仮定した。

- ケース 1: $x + 1.52 u = 12.4$ km/h
- ケース 2: $x + 0.46 u = 10.9$
- ケース 3: $x - 0.46 u = 9.7$
- ケース 4: $x - 1.52 u = 8.2$

ただし、大型車について上記の半クラッチ終了速度を仮定すれば、大型車は全く 1 速を使用しないことになってしまう。大型車が 1 速を使用するときの半クラッチ終了速度は測定していないので不明であるが、ここでは乗用車の半クラッチ終了時回転数 (1312 rpm) とアイドリング時回転数 (800 rpm) の比から全ケース 5.3 km/h と仮定した。大型車が 1 速発進するのは、車両走行重量が、勾配が大きくて、2 速発進ができない場合である。

4. 音響パワーレベル (PWL) の算出法

本論文で使用した PWL 推定計算式を表-5 に示す。元の式は文献 8) 表-2 中の供試車 B (乗用車, ガソリン機関, 排気量 2000 cc, 昭和 52 年式) と供試車 C (貨物自動車, ディーゼル機関, 排気量 5500 cc, 昭和 49 年式, 定積) に対応する式であり、以下に示す。

供試車 B: $SL = 52.6 + 0.17 V + 0.241 N + 0.0216 A$

供試車 C: $SL = 68.7 + 0.059 V + 0.502 N + 0.0547 A$

ただし、 SL は騒音レベル (dB(A)), V は車の走行速度 (km/h), N は機関回転数 (rpm/100), A は加速度 (gal) である。本論文では同式を以下の要領で変形して、表-5 に示す式を得た。

① 元の式は自動車試験路における騒音測定実験より得られた。そして、走行車両の中心線より、距離 7.5 m、高さ 1.2 m における騒音レベルで表現されている。そ

ここで“完全反射面を有す半自由空間に置かれた無指向性の点音源から得られた”と仮定して、*PWL*に換算した。

② 元の式は速度、加速度、機関回転数の関数であるが、発進直後の半クラッチ期間を除き、使用段位ごとに車速と機関回転数の関係は一意的に決まる⁷⁾ことを利用して、速度と加速度の関数にした。このとき、減速比と動輪半径は、文献8)表—1中の供試車B、Cの諸元に近い車(B:日産ローレル2000cc, 昭和52年式, C:日産コンドル, 中型トラックCM90G型)のものをを使用した。

③ 元の式では、最大積載量4.5tfクラスの貨物自動車(大型車)の*PWL*が定積と空積に分けて与えられている。しかし、大型車では、最大積載量や車両走行重量が大きくばらつき、これが*PWL*に有意な影響を及ぼすと考えられるので、これを予測モデルの独立変数として考慮するため補正項*B*を設けた。

$$B = C_0 \log \frac{W_c / \sqrt{PS}}{W_0 / \sqrt{PS_0}} + 5 \log \frac{W}{W_c} \dots \dots \dots (6)$$

- W_c*: 対象車両の総重量 (kgf)
- PS*: 同上の機関出力 (仏馬力)
- W*: 同上の走行重量 (kgf)
- W₀*: 文献8)の供試車Cの総重量, 7825 kgf
- PS₀*: 同上の機関出力, 135 仏馬力

なお、*C₀*の値は最大積載量が4.5tf以下の場合には35, 同じく4.5tfより大きい場合には15とする。また、総重量とは車体重量と最大積載量を加算したものである。

次に、補正項*B*を誘導した根拠について説明する。

式(6)の右辺第1項は最大積載量の補正であるが、これは次のようにして導出した。

① 文献6)では、発進加速時の騒音レベルは機関回転数と加速度に関係が深いこと、さらに、文献9)では、車両からの音の放射は W_c / \sqrt{PS} と加速度の関数と考えられることが報告されている。したがって、発進加速度の*PWL*は機関回転数(または、走行速度)、加速度(同一段位ではほぼ一定)、 W_c / \sqrt{PS} に関係すると考えた。

② 実際に、文献5)のpp.41~45に示されている各最大積載量の車の*PWL*の実測値を、式(6)の右辺の第1項の関係を使って、最大積載量4.5tfの車の

表—5 音響パワーレベル推定計算式

車種	使用段位	音響パワーレベル推定計算式
乗用車	1速	$L = 78.1 + 0.477V + 0.0216A$
	2速	$L = 78.1 + 0.362V + 0.0216A$
	3速	$L = 78.1 + 0.291V + 0.0216A$
	4速	$L = 78.1 + 0.256V + 0.0216A$
大型車	1速	$L = 94.2 + 1.205V + 0.0547A + B$
	2速	$L = 94.2 + 0.719V + 0.0547A + B$
	3速	$L = 94.2 + 0.429V + 0.0547A + B$
	4速	$L = 94.2 + 0.283V + 0.0547A + B$
	5速	$L = 94.2 + 0.220V + 0.0547A + B$

(注) L: 音響パワーレベル, dB(A), A: 加速度 Gal
 V: 車の走行速度, km/h
 B: 最大積載量と車両走行重量の補正

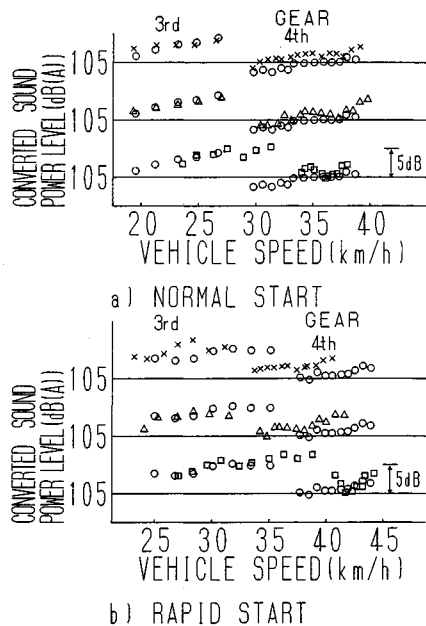
*PWL*に換算した値と、4.5tfの車の実測値を比較した。その結果、図—8に示すように同一段位(加速度はほぼ一定)で同一速度のときには、4.5tfの車への換算値×△□と、4.5tfの車の実測値○は互いに近い値を示した。以上のことから、式(6)の右辺第1項を考慮すれば、いろいろな最大積載量の車についても*PWL*が算出できるようになった。

次に、最大積載量は同じでも、どの程度荷物を積載しているかによっても*PWL*は異なる。そこで、式(6)の右辺第2項の車両走行重量の補正が必要となるが、この項は次のようにして導出した。

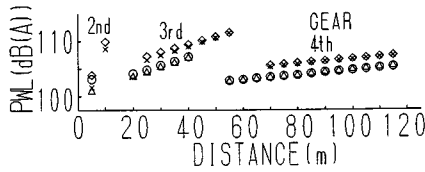
① 車の発進挙動(速度、加速度、使用段位)は文献5)のp.42に示されている4.5tfの車のものを使用する。

② これを表—5に代入して、空積の場合の*PWL*を算出する。

一方で、文献8)では供試車Cの空積の場合の*PWL*推定計算式が求められているので、これと上記②の計算値を比較して図—9に示す。両者の値はかなり近い。なお、スロットル開度の変化(負荷率)も*PWL*に影響すると考えられるが、その関係を明確にした研究はない。しかし、文献10)の図3.38では使用段位、速度、道路勾配を固定して試験車両を走行させ、これらの因子と*PWL*の関係をまとめている。この結果をみれば、“使用段位、速度、車両走行重量が同じならば、道路勾配が大きくなって大型車の*PWL*はほぼ一定値を示す”ので、本研究では、スロットルの開度の変化は*PWL*には



図—8 各最大積載量の車の*PWL*を4.5tfの車へ換算しての比較(×, △, □は最大積載量11, 8, 2tfの車の換算値)



図—9 定積の場合のPWLを空積の場合に換算しての比較(◇×が急発進, ○△が普通発進, ◇○が4.5tf車空積の場合の式より求めた値)

有意に影響しないと仮定して、以後の検討を行った。また、この十数年の間に何段階かの加速騒音規制が実施され、車の音響パワーレベルが変化しているのので、表—5の推定計算式が現在でも有効か否かは検討の余地がある。

5. 適用例

(1) 計算概要

自動車専用道路の料金所における調査²⁾に本論文の考え方を適用してみた。この調査は昭和57年に一般車両を対象に実施され、料金所からの距離と速度、変速頻度、音響パワーレベルなどを実測している。その実測値が本論文の考え方でどの程度説明できるかを本章で調べるが、計算に必要な条件が文献2)にすべて提示されていない。それゆえ、計算にあたって以下のことを仮定した。

① 文献11)によると小型車(コナ、スカイラインクラスの車)と大衆車(カローラ、シビッククラスの車)の保有率はそれぞれ0.50と0.46であり、このクラスの車が大半を占める。したがって、本論文では文献12)から表—6に示す車を選定するとともに、これらの車両は等確率で発生すると考えた。

② 平均乗車人数は文献13)より1.54人/台と仮定した。したがって、乗用車が走行するときの重量は、

$$\text{車両走行重量} = \text{車体重量} + 1.54 \times 55 \text{ kg/人}$$

③ 表—7の大型車種の積載量別保有率は、文献14) pp.23の産業・職業別の合計のところから貨物用と特殊用途車の普通車の保有車両台数から算出した。

④ 積載量別に代表的な車を選定した(表—8)。

⑤ 車両走行重量とは各車両が所定の積載率で走行するときの重量であり、次式より算出した。

車両走行重量 = 積載率 × 車両の最大積載量 + 車体重量
ここで、車体重量とは荷物を積載していない車両の重量である。なお、積載率はAが0.92、Bが0.10である。

⑥ 大型車種の積載率(=積載量/車両の最大積載量)には、文献15)図5-2-7車種別積載率ランク別トリップ数の普通貨物車の結果を、積載率0.6で分けて、それぞれの平均を求めたものをあてた。ただし、積載率0.92の発生確率は0.297、同じく0.1のそれは0.703で

表—6 選定車両

排気量	1400CC	1600CC	1800CC	2000CC
車名	ミニ シビック カローラ ランサー	カハ レオ スカイライン スタジアム	カリ アコ アコ アコ	ローレル キヤ マツダII セト

表—7 大型車種の最大積載量別保有率

積載量(kgf)	2999以下	3000~3999	4000~4999	5000~8999	9000以上
保有率	0.313	0.204	0.192	0.057	0.234

表—8 選定車両と走行重量

車名	最大積載量(tf)	車両走行重量	
		A	B
① いすゞKSS2451D	10.7	19.0	10.2
② 日野KTC303D	11.2	18.7	9.6
③ 日野KB304D	8.2	14.3	7.6
④ 三菱KFK102H	4.3	7.4	3.9
⑤ いすゞKKS22(RA)	3.5	6.0	3.2
⑥ いすゞKTL034(A)	2.0	4.1	2.5

表—9 各車両の計算結果の重み

車両番号	C		D	
	A	B	A	B
①	0.035	0.082	0.060	0.142
②	0.034	0.083	0.059	0.071
③	0.017	0.040	0.029	0.034
④	0.057	0.135	0.049	0.115
⑤	0.061	0.143	0.052	0.122
⑥	0.093	0.220	0.079	0.188

表—10 希望速度曲線を表わす式の係数とその発生確率

希望挙動	A ₀	A ₁	A ₂	A ₃	発生確率
ケース1	-0.233	6.898	$\times 10^{-1}$	$\times 10^{-3}$	0.159
ケース2	-0.156	4.795	-1.998	1.555	0.341
ケース3	-0.160	3.699	-0.7043	0.4679	0.341
ケース4	-0.242	2.501	-0.4081	0.3892	0.159

ある。なお、ここで積載率を2種類としたのは、文献15)図5-2-7において普通貨物車は積載率0~0.2(空積に近い状態)または0.8~1.0(定積に近い状態)で運行する頻度が高いことが認められたからである。もちろん必要であれば本論文で提示したモデルで、もっと細かい積載率の変化にも対応可能である。

⑦ 変速位置やPWLの結果は表—8に示した車両ごとに求まるので、その結果の重みを算出しなければならない。これは次のようにして行った。最大積載量別の保有率と積載率(0.92と0.1)の発生確率を乗じる。これが表—9のCに示す値である。しかし、このままでは車両走行重量が10tf以上になる確率が0.168、同じく10tf未満のそれが0.832となり、本論文で比較の対象とする実験²⁾と異なる。そこでは、前述の確率はそれぞれ0.29、0.71であるので、これに見合うようにする。これが表—9のDに示す値である。さらに、各車両はケース1~ケース4の4通りの異なった希望挙動(表—10)を仮定しているのので、各希望挙動の発生確率を表—9のDの値に乗じたものが、その結果の重みとなる。たとえば、車両⑥が積載率0.1、ケース1で走行した結果の重みは0.188×0.159である。

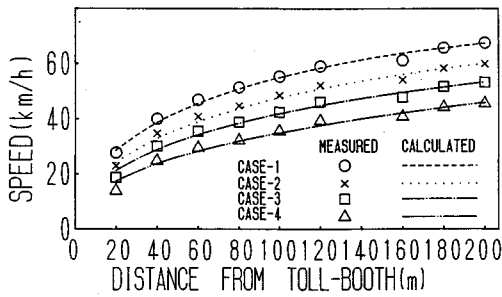


図-10 料金所からの距離と各希望挙動の速度

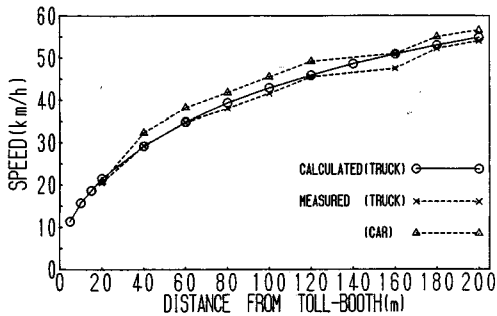


図-11 料金所からの距離による平均速度の変化

(2) 希望走行曲線の算出

文献2)では乗用車の走行速度とその標準偏差が車両発進位置から20mごとに200mまで求められているので

- ① 各位置での速度は正規分布する
- ② 発進後の速度の時間変化は式(4)で表わせると仮定するとともに、単一変数変化法⁶⁾を利用して、ドライバーの希望速度曲線を算出した(図-10, 表-10)。

図-10で○×□△が文献2)から引用した値で、破線と鎖線が本論文で使用した曲線である。

(3) 実測値との比較

図-11~14に料金所からの距離と大型車の平均速度、変速頻度、音響パワーレベルの平均値を実測した結果と、本論文の方法で推定した結果を比較して示す。なお、図-14には、既往の研究成果^{3),17)}に基づいて、料金所から200mのところの大型車の平均速度54 km/hに対応する定常走行時のPWLを□で示している。図-11では大型車の方が乗用車より平均速度が小さくなるのが、精度よく推定されている。計算した結果によれば、乗用車ではドライバーはほとんど希望の速度で走行できるが、大型車では積載率0.92のほとんどすべての車がケース1~3で、同0.1では最大積載量4.3tf以上の車がケース1, 2で車両の加速可能な限界に影響され、希望より小さい速度での走行を強いられる。また、図-12, 13に示すように乗用車と大型車の変速位置が、比較的精度よく推定できた。なお、ここでは文献2)の実験に倣っ

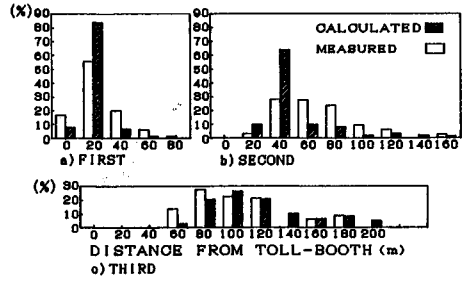


図-12 料金所からの距離と乗用車の変速頻度

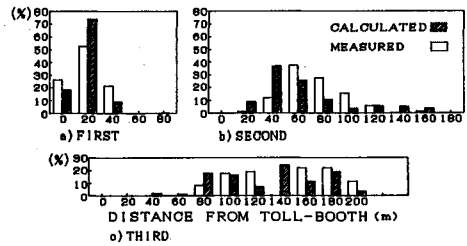


図-13 料金所からの距離と大型車の変速頻度

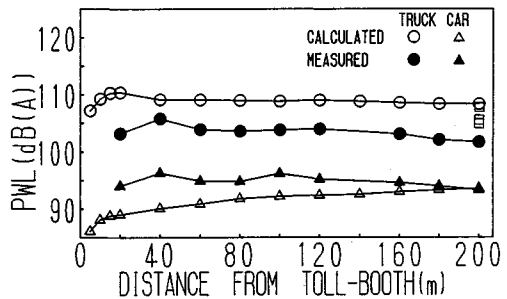


図-14 料金所からの距離による音響パワーレベルの変化

て、変速位置が料金所から210mより大きくなった場合には、そのデータを除いて変速頻度(%)を計算した。さらに、大型車においては、条件によって発進段位が異なるので、第1, 2, 3回目の変速という視点で変速頻度を算出した。なお、図-14から乗用車のPWLの推定値は、一部を除き、実測値との差は比較的小さく、一方、大型車のそれは、推定値のほうが全体的に6~7dB大きいことがわかる。ただ、200mにおける車両定常走行時のPWLと本論文での推定値との差は比較的小さく、推定値が極端に大きいとは思えない。このような差が生じた原因は不明である。ただ、表-5に示すような、発進・加速時の騒音計算に利用できるPWL推定計算式がほとんど見当たらないのが現状であり、推定精度の向上には、この種の研究の蓄積が必要なることは確かである。また、図-14において、料金所から20m未満のところの音響パワーレベルが実測値と比較されていない。ここでの音響パワーレベルも車の速度のわりには大きいと思われ、さらに検証が必要である。

6. 結 言

本研究で得られた結果と今後の検討課題を以下に示す。

(1) 発進し、加速する単独走行車から発生する騒音の音響パワーレベル (*PWL*) の推定法を自動車工学、音響工学の知識を利用して提示した。そこでは車両のエンジンの性能ならびに諸元、道路勾配、車両走行重量から、車両の加速に使用可能な加速度 (ただし、このときにはドライバーはフルスロットルで運転している) を決定した後に、これとドライバーが希望する加速状態、さらには変速時のアクセルの踏み具合 (人はフルスロットルの状態で変速するのではない) から変速速度、変速位置を決定し、車両発進後の *PWL* の時間変化、ならびに距離変化を求めることができる。

(2) 乗用車を使った平坦な場所での単独車両発進実験から、ドライバーが希望する走行挙動 (希望速度曲線) は、発進形態によらず式 (4) で表現できた。なお、5. (2) で述べたように、式 (4) に含まれる係数の決定には、車両発進後の各位置の乗用車の走行速度と標準偏差が必要である。ただし、本論文で用いた希望 (加) 速度は、便宜的な概念であり、その使用上の制約を緩めること、また、発進直後の半クラッチ期の走行挙動をも正確に表現することなどの要求に答えるには発進についての別途の研究が必要であり、これは現在検討している¹⁸⁾。

(3) ドライバーが変速するときの感覚を定量化する指標として、式 (3) で定義した *K* 値を考案した。なお、乗用車や大型車を使った単独車両発進実験から、被試験者全員、発進形態別の結果をまとめて、*K* 値は式 (5) で表現できた。

(4) 本論文で提示した、発進し加速する単独走行車の騒音の音響パワーレベルの推定法においては、①ドライバーが使用する変速段位の正確な推定、②車種、段ごとに速度、加速度などの関数で表現される *PWL* 推定計算式の精度が重要である。①については図-12、13に示すように比較的良好な結果を得た。一方、②については、文献8) で報告されている式をもとに、表-5に示す式を導いた。特に、大型車については走行重量、エンジンの性能や諸元などが大ききばらつくので、式 (6) に示す補正項を考慮した。結果として、料金所からの距離による *PWL* の変化が図-14に示す程度の精度で推定できた。推定精度がよいとはいいがたいが、発進・加速時の騒音計算に利用できる *PWL* 推定計算式は、ほとんど見当たらないのが現状であり、推定精度をより向上させるためには、この種の研究の蓄積が必要である。

本論文で示した推定法を使えば、車種、荷物の積載状況、道路勾配、ドライバーの運転状況 (急発進、普通発

進) によって *PWL* (車両発進位置から何 m 離れているかによって異なる) がどのように変化するかを数値計算によって明らかにし、各要因と *PWL* の関係を探ることができるが、これについては別の機会に報告する。

最後に本研究に対してご協力いただいたショーボンド建設 若菜和之氏、浜田重工 久鍋 保氏、松尾橋梁 境光郎氏、NKK 坂口裕司氏、九州工業大学工学部 吉田勇氏に深謝します。

また、本研究は昭和 63 年度九州工大開学 75 周年記念事業、ならびに平成元年度文部省科学研究費 (一般研究 (C)) による研究助成を受けたことを付記し、研究遂行の機会を与えられたことを感謝します。

参 考 文 献

- 1) 北九州市職員研修所：北九州市における自動車交通公害の対応，1980。
- 2) 岸 憲之・末田元二：料金所における騒音実態調査，日本道路公団試験所報告，1982。
- 3) 金安公造・金泉 昭：交通公害，技術書院，1976。
- 4) 山下充康・山本貢平：道路特殊区間の交通流特性と騒音伝搬性状一予測手法の研究一，騒音研究会資料 N-8308-2，1983。
- 5) 環境庁：自動車騒音規制方法改善調査報告書，1975。
- 6) 木村彰良・坂上丈寿：道路交通騒音のシミュレーションについて，日本音響学会誌，31-7，1975。
- 7) 稲葉正太郎：理論自動車工学入門，日刊工業新聞社，1980。
- 8) 安東武夫・大塚 保・村上孝行・森 茂：実走行状態と等価単純走行モデルによる自動車騒音の測定法に関する研究，環境庁企画調整局研究調整課編，環境保全研究成果集 II 昭和 55 年度，pp.102-1~102-8，1980。
- 9) Sakagami, J. : Consideration of Noise Emission of Road Vehicles on Urban Streets in Japan, Proceedings of the 4th International Conference on Noise Control Engineering, pp.21~28, 1975。
- 10) 足立義雄：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，pp.1~51，1984。
- 11) 日本自動車工業会：昭和 54 年度乗用車需要動向調査
- 12) 自動車技術会：1980 年版自動車諸元表，1980。
- 13) 北部九州圏パーソントリップ調査協議会：昭和 50 年度北部九州圏パーソントリップ調査報告書，1976。
- 14) 自動車検査登録協会：積載量別使用者の産業職業別 (貨物車) 自動車保有台数，1982。
- 15) 北部九州圏総合都市交通体系調査協議会：昭和 54 年度総合都市交通体系調査北部九州圏物質流動調査<現況集計編>，1980。
- 16) 松本嘉司：土木解析法 1，1971。
- 17) 石井聖光：道路交通騒音予測計算方法に関する研究 (その 1) —実用的な計算式について—，日本音響学会誌，31-8，pp.507~517，1975。
- 18) 坂口裕司・壇 和喜・角 知憲・渡辺義則：自動車の発進挙動モデル，土木計画学研究・講演集 12，pp.69~73，1989。