

## 発進加速車からの騒音の音響パワーレベルについて(第3報)

九州工業大学 正 員 ○渡辺 義則  
九州工業大学 吉松 正浩  
九州大学 正 員 角 知憲

1. まえがき 車が発進し、加速する時の騒音の音響パワーレベル(PWL)は、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、定性的・定量的に変化することが考えられるので、その時のPWLの推定法を検討している。しかし、これまでの推定方法<sup>1)2)</sup>では、現実には生じている状態<sup>3)</sup>よりも早めに変速(ギヤシフト)する。その原因として、変速時にアクセルはフルスロットルと仮定していることが挙げられるので、本研究では、このことを考慮した推定方法を提示した。

2. パワーレベル推定式 表-1にパワーレベル推定式を示す。ただし、

$$B = C \log \frac{W_0/\sqrt{PS}}{W_0/\sqrt{PS_0}} + 5 \log \frac{W}{W_0}$$

$W_0$ : 対象車両の総重量(kgf)

$PS$ : 同上の機関出力(仏馬力)

$W$ : 同上の走行時重量(kgf)

$W_0$ : 文献4)の供試車Cの総重量, 7825kgf

$PS_0$ : 同上の機関出力, 135仏馬力

なお、 $C_0$ 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。

3. 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、使用段位)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、希望速度曲線と呼ぶ)という形で意識する。②しかし、現実には車には与えられた性能があり、道路条件との関係で、速度毎に加速可能な限界がある(以後、余裕加速度曲線と呼ぶ)。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、希望加速度曲線と呼ぶ)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。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。大型車の走行挙動推定例を図-1に示す。

(2) 希望速度曲線・余裕加速度曲線・フルスロットル速度曲線: これらの曲線の形、算出方法は既に報告した<sup>3)</sup>。希望速度曲線として、乗用車が発進加速する時の挙動を用いる。因みに、図-1中の一点鎖線が、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。余裕加速度は車の加速に使用できる加速度の最大値であり速度の関数として得られる

表-1 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  | $L=78.1+0.477V+21.6A$     |
|     | 2 速  | $L=78.1+0.362V+21.6A$     |
|     | 3 速  | $L=78.1+0.291V+21.6A$     |
|     | 4 速  | $L=78.1+0.256V+21.6A$     |
| 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時重量の補正

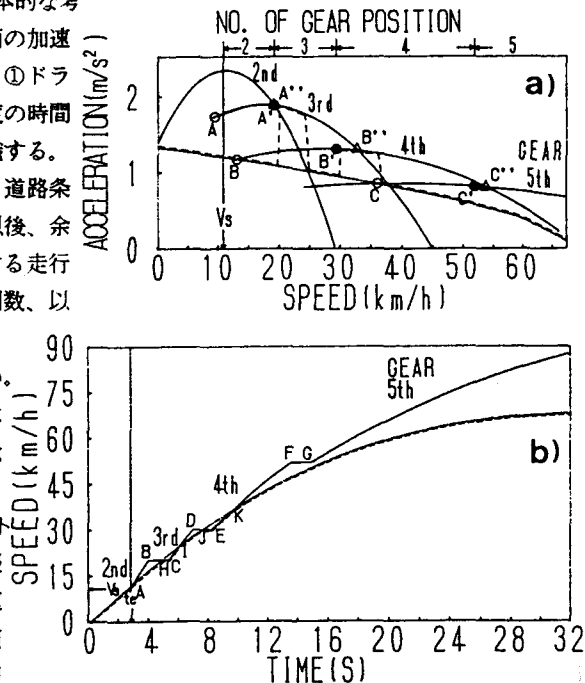


図-1 大型車の走行挙動推定例(車名いすゞKSSZ451  
D, 走行挙動ケース2, 積載率0.1)

(図-1 a)中の実線)。余裕加速度はエンジンの性能、車両走行時重量、道路勾配によって変化する。更に、フルスロットル速度曲線は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)と変速空費時間(図-1 b)中BC, DE, FG)を考慮し、また、変速操作中は速度が一定であり、半クラッチ終了時間まではドライバーは希望どおり車両を走行させることを仮定して得る(図-1 b)中の実線)。(3)ギヤシフトの時期: 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。ギヤシフトの時期を定量化するために、次の指標を定義する。

$$K = N_m / N_f$$

$N_m$ : 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

単独車両発進実験により得られた結果の1例を図-2に示す。また、各実験で得られた結果を3次式で回帰分析すると、

乗用車: 1→2, 2→3速

$$K = 6.22 - 6.26X + 2.632X^2 - 0.363X^3$$

(データ数27, 相関係数0.96)

乗用車: 3→4速

$$K = 5.70 - 5.95X + 2.645X^2 - 0.389X^3$$

(データ数15, 相関係数0.96)

大型車: 2→3, 3→4, 4→5速

$$K = 4.77 - 3.32X + 1.117X^2 - 0.130X^3$$

(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800rpm, 大型車で700rpmとした。

(5)単独車両走行挙動の推定手順: ①希望加速度曲線を計算②車両諸元と道路条件から各段位の余裕加速度曲線を計算③上記両加速度曲線の交点、つまり、フルスロットル走行時の変速々度を各段位について計算④k曲線を利用して、実際の変速々度を各段位について推定⑤フルスロットル速度曲線を計算⑥希望加速度曲線との比較により、車両挙動(加速度と速度)を推定。図-3 料金所からの距離と大型車の変速頻度①~④が変速速度と使用段位を、⑤⑥が車両の加速度と速度を推定するステップである。図-1中の破線は、以上の要領で推定した加速度と速度である。

4. 適用例 自動車専用道路の料金所における調査<sup>3)</sup>に本研究の考え方を適用してみた。図-3に示すように大型車の変速位置が、比較的精度よく推定できた。また、図-4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。

- 1) 渡辺他: 発進加速車からの騒音の音響パワーレベルについて, 土木学会西部支部研究発表会, 1987
- 2) 渡辺他: 発進加速車からの騒音の音響パワーレベルについて(第2報), 土木学会西部支部研究発表会, 1988
- 3) 岸 他: 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
- 4) 安藤他: 実走行状態と等価な単純モデルによる自動車騒音の測定方法に関する研究 環境庁環境保全研究成果集Ⅱ昭和55年度, 1980

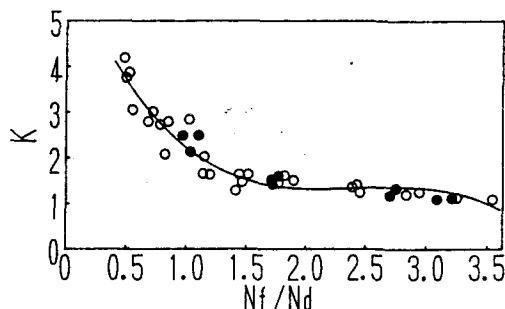


図-2 大型車のk曲線

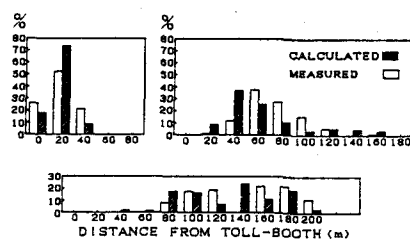


図-3 料金所からの距離と大型車の変速頻度

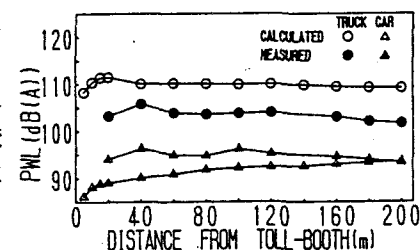


図-4 料金所からの距離によるPWLの変化