

# 道路交通振動レベル $L_{10}$ の コンピュータ・シミュレーション

山本和宏<sup>1</sup>・北村泰寿<sup>2</sup>

<sup>1</sup>正会員 修(工) 神戸大学助手 工学部建設学科 (〒657-8501 神戸市灘区六甲台町 1-1)

<sup>2</sup>正会員 工博 神戸大学教授 工学部建設学科 (〒657-8501 神戸市灘区六甲台町 1-1)

環境影響評価や振動低減対策において、道路交通振動の予測が必要とされることがある。本研究では、振動レベルのユニットパターンを作成し、道路騒音などにおいても利用されているモンテカルロ法を用いて、計算機内でモデルシミュレーションを行う。ユニットパターンの作成には、半無限弾性体表面の固定点加振源に対する応答波形に、移動一定荷重による応答を包絡線として掛け合わせて移動効果を導入する近似手法を採用する。交通流がポアソン分布に従うものとして車両・車種を不規則に配列し、各ユニットパターンのレベル合成によって振動レベルの瞬時値を計算する。瞬時値の累積度数分布から振動レベル  $L_{10}$  を求めることができる。また、実測値との比較により有効性を確かめた後、交通流が振動レベル  $L_{10}$  に及ぼす影響について調べる。

**Key Words:** prediction of vibration, traffic induced vibration, simulation, vibration level

## 1. はじめに

道路交通振動の予測には、環境影響評価のための予測と振動対策で必要となる予測が考えられる。前者については、新設道路の予測に旧建設省土木研究所が提案した予測式<sup>1)</sup>が用いられており、振動規制法施行規則の振動レベル決定方法に基づく振動レベル瞬時値の累積度数分布の80パーセントレンジ上端値(以下、振動レベル  $L_{10}$ 、または単に  $L_{10}$  と呼ぶ)で評価されている。単独車走行試験による振動レベル波形を台形波形にモデル化し、シミュレーションした種々の交通流に対してレベル合成により基準点の振動レベル  $L_{10}$  を求め、 $L_{10}$  の予測式を定式化している。一方、振動の距離減衰については、距離減衰式による減衰量を基準点の振動レベルに対する補正項として与えている。横田<sup>2)</sup>は、東京都の地盤を対象にして、土木研究所式と同様の考え方で  $L_{10}$  の予測式を定式化している。土木研究所式との主な相違点として、地盤の種類を明確に分類していること、舗装構造を取り入れていることなどを挙げている。

太田ら<sup>3)</sup>は、観測点において実測した一車両通過時のdB表示のタイムパターンを台形波形で近似し、これを振動エネルギー波形に変形して、統計量に基づく予測法を提案している。太田らは、 $L_{10}$  と各要因を回帰的に関係付ける土木研究所式の実務上の単純化を問題点として指摘し、実測のタイムパターンを用いるが、確率論的に任意の評価量に対応できるとしている。また、Hunt<sup>4)</sup>は、交通流を考慮した道路交通振動問題に確率論を適用し、平

均車頭間隔より十分遠い距離の観測点では地盤振動は定常確率過程であるとして、地盤振動のパワースペクトルを解析的に求めている。その他、従来から重回帰分析に基づく予測式がいくつか提案されているが、振動レベル値のみに注目している。

一方、振動対策では、地盤振動伝達のメカニズムが大きく関係してくるため、地盤の振動レベル値とともに振動変位、速度、加速度等の波形に注目した実験的、解析的研究が必要となる。前掲の土木研究所式<sup>1)</sup>や横田<sup>2)</sup>、太田ら<sup>3)</sup>の方法は、実測の振動レベル波形を用いており、振動対策で必要となる現象解釈には適していない。走行荷重による波動伝播問題に関しては、理論解析、数値解析ともに多くの研究がなされている。この内、道路交通振動を対象としたものには、花里・鶴飼<sup>5)</sup>、福和ら<sup>6)</sup>、Lombaert & Degrande<sup>7)</sup>、筆者<sup>8)</sup>の研究がある。花里・鶴飼は、外乱をフーリエ級数展開することによって、三次元波動場を面内波動場に縮小し、有限要素法と薄層要素法の融合法を適用している。福和らは、調和振動荷重が等速で移動する波動場を、時間および水平空間に対してフーリエ変換、深さ方向に対して薄層要素法を適用した数値解析法を展開している。また、実測結果と比較して、解析手法の応用性を調べている。Lombaert & Degrande は、2.5次元解析と動的相反定理を組み合わせた方法を用いて、舗装版と地盤の相互作用を考慮した解析を行なっている。また、段差通過実験を実施して、解析手法を検証している。筆者は、三次元半無限弾性体の表面を調和振動荷重が等速移動する場合の理論解を展開し、変動走行

荷重による地盤振動解析への応用を示している。これらの研究は、いずれも単独走行車両による地盤振動を取り扱っており、交通流を考慮した道路交通振動問題への適用には更なる展開が必要である。したがって、振動対策に利用し得るとともに、対策の効果を振動規制法に規定する振動レベル  $L_{10}$  で評価できる、交通流を考慮した地盤振動のシミュレーション法の開発が望まれる。

筆者の1人は地盤の振動速度を予測する手法として、交通流を考慮したコンピュータ・シミュレーション法<sup>9)</sup>を提案した。その後、振動の評価が振動レベルになったこと、また数値解析技術が相当進展したことなどを考えて、路面性状、車両の走行性も取り入れたコンピュータ・シミュレーション法<sup>10)</sup>の開発を行ってきた。

このような状況において、本研究は単独走行車両による観測点の振動レベルの時間変化（以下、ユニットパターンと呼ぶ）を求め、交通流がポアソン分布に従うとき、 $L_{10}$ をコンピュータ・シミュレーションする方法を提案するものである。ユニットパターンの計算では、移動加振源に対する応答波形を用いるべきであるが、計算式の簡易化と計算効率を考慮して近似手法の導入を図っている。また、交通流のシミュレーションでは、車両到着台数の確率分布が近似的にポアソン分布に従うとして、乱数を利用して車両・車種を道路上に不規則に配列する方法を採用している。車両・車種配列に対応させたユニットパターンに対するレベル合成によって振動レベルの瞬時値が求まり、その累積度数分布から振動規制法施行規則に基づく  $L_{10}$  が得られる。本シミュレーション法は、振動変位、速度、加速度の時系列を直接シミュレーションできるため、振動対策のみならず、沿道構造物の振動性状を数値シミュレーションによって検討する際の入力波形の作成にも利用できる。

本論文では、まずユニットパターンおよび  $L_{10}$  について、シミュレーション結果と実測結果の比較を示す。ついで、交通量や車種混入率等が  $L_{10}$  に及ぼす影響、現行の距離減衰予測法の検討、交通流発生手法の検討などに、本シミュレーション法を応用する。

## 2. ユニットパターンの作成

### (1) 移動加振源に対する変位解<sup>10)</sup>

図-1のように、 $x$ - $y$  平面を地表面にとり、 $z$  軸を地中方向にとる。振幅  $Q$ 、円振動数  $p$  の調和振動荷重が一定速度  $V$  で  $x$  軸上を正の方向に移動するとき、調和振動荷重は次式で表される。

$$P(x, y, t) = Q \cdot e^{ipt} \delta(x - Vt) \delta(y) \quad (1)$$

ここに、 $\delta(\cdot)$  はディラックのデルタ関数である。

半無限弾性体の表面に鉛直方向の加振力が作用するとき、周知の Lamb の解<sup>11)</sup>から、時間領域における表面の鉛直変位解  $w_0(x, y, t)$  は次式のように与えられる。

$$w_0 = -\frac{1}{8\pi^3 \mu} \iiint_{-\infty}^{\infty} \frac{\tilde{P} k_S^2 \alpha}{F(k)} e^{i(\omega t - (\xi x + \eta y))} d\omega d\xi d\eta \quad (2)$$

ただし、

$$\begin{aligned} F(k) &= (2k^2 - k_S^2)^2 - 4k^2 \alpha \beta \\ \alpha^2 &= k^2 - k_P^2, \beta^2 = k^2 - k_S^2, k^2 = \xi^2 + \eta^2 \\ k_S &= \omega/V_S, k_P = \omega/V_P \end{aligned}$$

ここに、 $\omega$  は周波数、 $\xi, \eta$  は波数であり、 $\tilde{P}$  は加振力の三重フーリエ変換  $\tilde{P}(\xi, \eta, \omega)$  を意味する。また、 $\mu$  はせん断弾性係数、 $V_S, V_P$  は S 波、P 波の伝播速度、 $k_S, k_P$  は S 波、P 波の波数である。 $x, y$  は時刻  $t$  が  $t=0$  の時の荷重位置を原点とする観測点の座標を示す。

式(1)の三重フーリエ変換を式(2)に代入した後、周波数に関する逆フーリエ変換のみを施せば、式(2)は次式のようにになる。

$$w_0 = -\frac{Qe^{ipt}}{4\pi^2 \mu} \iint_{-\infty}^{\infty} \frac{k_S^2 \alpha}{F(k)} e^{-i(\xi x + \eta y)} e^{i\xi V t} d\xi d\eta \quad (3)$$

ここに、 $k_S, k_P$  は  $k_S = (p + \xi V)/V_S, k_P = (p + \xi V)/V_P$  なる置き換えが行われている。

式(3)の積分変数を変換して、次式のように書き直す。

$$w_0 = -\frac{Qe^{ipt}}{4\pi^2 \mu} \int_0^{2\pi} \int_0^{\infty} \frac{k k_S^2 \alpha}{F(k)} e^{ik \cos \theta V t} \cdot e^{-ik(x \cos \theta + y \sin \theta)} d\theta dk \quad (4)$$

ここに、 $k_S, k_P$  は  $k_S = (p + kV \cos \theta)/V_S, k_P = (p + kV \cos \theta)/V_P$  なる再度の置き換えが行われている。式(4)の数値計算に当たっては、数値積分上の工夫が必要であるが、本論文の論点ではないので、詳細は文献<sup>8)</sup>に譲る。ここでは、数値計算のために式変形と無次元化を施した表面の鉛直変位式を次式に示す。同式は、田治見<sup>6)</sup>が Lamb の解の数値積分に用いた方法<sup>12)</sup>に基づいている。

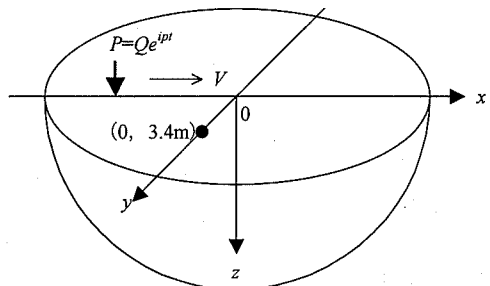


図-1 解析モデル

$$\begin{aligned}
 w_0 = & -\frac{Q\kappa_S e^{i\pi t}}{4\pi^2\mu} \int \int \left\{ \frac{\lambda \bar{\alpha}(1+\lambda u)^2}{\bar{F}(\lambda)} + \Gamma_\infty \right\} \\
 & \cdot e^{i\kappa_S \lambda r \cos(\theta+\varphi)} d\theta d\lambda \\
 & + \frac{iQ\kappa_S e^{i\pi t}}{4\pi\mu} \int \frac{\lambda_R \bar{\alpha}(1+\lambda_R u)^2}{\bar{F}'(\lambda_R)} e^{i\kappa_S \lambda_R r \cos(\theta+\varphi)} d\theta \\
 & + \frac{Qe^{i\pi t}}{2\pi\mu r} \left\{ (1-\nu) + \frac{\nu_S^2}{8} (1-\cos 2\varphi) \right\} \quad (5)
 \end{aligned}$$

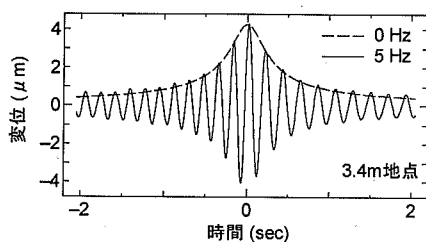
ただし、

$$\begin{aligned}
 \bar{F}(\lambda) &= \left\{ (2-u^2)\lambda^2 - 2u\lambda - 1 \right\}^2 - 4\bar{\alpha}\bar{\beta}, \\
 \bar{\alpha}^2 &= (1-\gamma^2 u^2)\lambda^2 - 2\gamma^2 u\lambda - \gamma^2, \\
 \bar{\beta}^2 &= (1-u^2)\lambda^2 - 2u\lambda - 1, \quad \lambda = k/\kappa_S, \quad \kappa_S = p/V_S, \\
 \gamma &= V_p/V_S, \quad u = (V/V_S)\cos\theta, \quad \nu_S = V/V_S \\
 r &= \sqrt{(Vt-x)^2 + y^2}, \quad \varphi = \tan^{-1}\{-y/(Vt-x)\} \\
 \Gamma_\infty &= (1-\nu) + \frac{\nu_S^2}{8} (1+\cos 2\theta)
 \end{aligned}$$

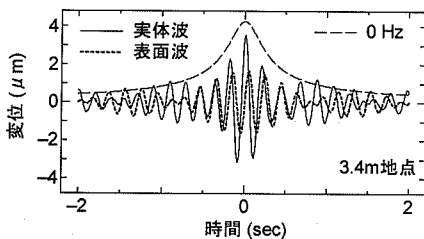
ここに、 $\nu$  はポアソン比、 $\Omega$  は積分変数  $\lambda$  の上限値、 $\lambda_R$  はレイリー極の値である。また、 $\bar{F}'(\lambda)$  は  $\bar{F}(\lambda)$  を  $\lambda$  で微分したものである。式(5)において、加振力の円振動数を  $p \rightarrow 0$ 、すなわち  $\kappa_S \rightarrow 0$  とおけば、次式のように一定荷重が移動するときの解となる。

$$w_0|_{p=0} = \frac{Q}{2\pi\mu r} \left\{ (1-\nu) + \frac{\nu_S^2}{8} (1-\cos 2\varphi) \right\} \quad (6)$$

いま、振動荷重の移動速度を 60 km/h、荷重振幅を 9.8 kN、半無限弾性体のせん断波速度を 200 m/s、密度を 18 kN/m<sup>3</sup>、ポアソン比を 1/3 とする。図 - 2 は、一例として、振動数 5 Hz の調和振動荷重と一定荷重 (0 Hz) が移動するとき、観測点  $(x, y) = (0, 3.4 \text{ m})$  における変位波形



(a) 変位波形



(b) 変位応答の分解波形

図 - 2 移動調和振動荷重による変位応答

を示したものである。同図および他の周波数における結果も含めて、一定荷重に対する変位式(6)は調和振動荷重に対する変位式(5)の包絡線に近い値を与えている。同図(b)は、式(5)を第1項と第3項の和(実体波の項)と第2項(表面波の項)に分けて描いたものである。加振源が観測点に最近接する時間0秒付近では、実体波成分が表面波成分より卓越していることが分かる。一方、時間0秒の位置から離れたとともに、実体波成分は表面波成分よりも早く減衰している様子がうかがえる。

## (2) 自動車走行による変位応答

路面凹凸を通過する自動車の動的接地荷重(以下、接地荷重と略す)の計算には、図 - 3 の4自由度系モデルのバネ上質量を前後の車軸に分配して、非連成の連行2自由度系に単純化したモデル<sup>13)</sup>を用いる。図中、 $m$  は質量、 $c$  は減衰係数、 $k$  はばね定数、 $z$  は絶対変位、 $r$  は路面凹凸量で、添字  $S$  はサスペンション系(車体系)、 $T$  はタイヤ系を表し、添字  $F, R$  は前軸、後軸を意味する。また、 $l$  は車軸間距離を表し、 $l_F, l_R$  は重心から車軸までの距離、 $\theta$  はピッチング角である。同図の記号とピッチング振動の回転慣性モーメント  $J_F = m_S l_F^2$  を用いて、前部バネ上質量  $m_{SF}$ 、後部バネ上質量  $m_{SR}$  は、それぞれ  $m_{SF} = (m_S l_R^2 + J_F)/l^2$ 、 $m_{SR} = (m_S l_F^2 + J_F)/l^2$  となる。大型自動車のモデルとして、前輪系、後輪系ともにサスペンション系の固有振動数を約 3 Hz、タイヤ系の固有振動数を約 16 Hz とする。

路面凹凸を入力として、前輪系、後輪系の非連成2自由度系の車両モデルに対する運動方程式を解けば、前輪、後輪の接地荷重  $Q_F, Q_R$  は次式で表される<sup>13)</sup>。

$$\left. \begin{aligned}
 Q_F(t) &= -(m_{SF} \ddot{z}_S + m_{TF} \ddot{z}_{TF}) \\
 Q_R(t) &= -(m_{SR} \ddot{z}_S + m_{TR} \ddot{z}_{TR})
 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

路面凹凸のパワースペクトルを  $S_{RF}, S_{RR}$  とするとき、これに式(7)のフーリエ変換である接地荷重の周波数応答関数  $H_{QF}, H_{QR}$  を掛ければ、接地荷重のパワースペクトル  $S_{QF}, S_{QR}$  が得られる。本研究では、路面凹凸のパワ

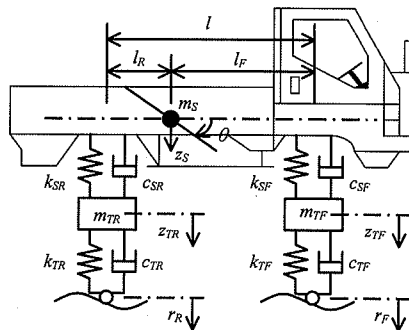


図 - 3 自動車の4自由度系モデル

ースペクトルとして図 - 4 に示す ISO のパワースペクトル<sup>14)</sup>を用いる。

$$\left. \begin{aligned} S_{QF}(p) &= |H_{QF}(p)|^2 S_{RF}(p) \\ S_{QR}(p) &= |H_{QR}(p)|^2 S_{RR}(p) \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

ここに、 $p$  は円振動数である。

接地荷重の複素フーリエ成分とパワースペクトルの関係<sup>15)</sup>を考慮し、フーリエ逆変換の積分を有限区間で離散表示すれば、接地荷重の時系列  $Q_F(t)$ 、 $Q_R(t)$  は次式で得られる。

$$\left. \begin{aligned} Q_F(t) &= \sum_{j=-N}^N \sqrt{\frac{S_{QF}(\bar{p}_j)}{2}} \cdot \Delta p_j \cdot e^{i\varphi_j} \cdot e^{i\bar{p}_j t} \\ Q_R(t) &= \sum_{j=-N}^N \sqrt{\frac{S_{QR}(\bar{p}_j)}{2}} \cdot \Delta p_j \cdot e^{i\varphi_j} \cdot e^{i\bar{p}_j t} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

ここに、 $\bar{p}_j$  は有限な周波数領域を  $N$  個の区分 ( $0 \sim p_N$ ) に分割した時の  $j$  番目区間の中央値、 $\varphi_j$  は  $0 \sim 2\pi$  の範囲の一樣乱数で与える位相である。

自動車走行による地盤振動の計算は、円振動数  $p_i$  ( $i = -N \sim N$ ) の単位調和振動荷重に対する地盤振動を式(5)によって求め、式(9)に示すように重み付き加算すればよい。本研究では、車両モデルの高い方の固有振動数が約 16 Hz であることを考慮して、有限な周波数領域の最高周波数を 20 Hz とする。

### (3) 固定加振源に対する解の導入

自動車走行による地盤振動の計算には式(5)の計算が必要となるが、その計算は面倒で演算時間も掛かる。また、地盤の内部減衰も考慮できない。そのため、本研究では、固定加振源に対する Lamb の解<sup>11)</sup>を用いた近似化を導入する。

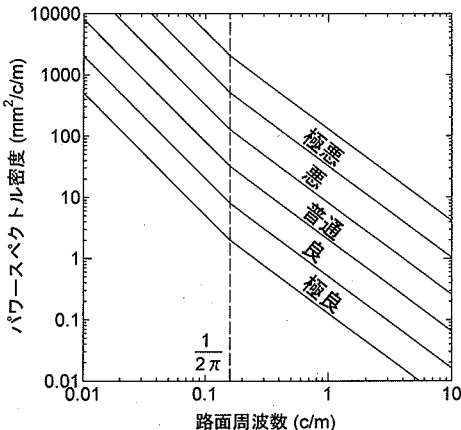


図 - 4 ISO の路面凹凸パワースペクトル密度

移動する自動車を固定した加振源として取り扱うための方法として、加振源を固定した場合の地盤振動波形に、移動一定荷重による変位応答を包絡線として掛け合わせることを考える。この考え方の根拠は、図 - 2 に示した結果に基づいている。まず、接地荷重は、式(9)のように、調和振動荷重に分解できる。移動調和振動荷重による変位波形は、固定調和振動荷重による変位波形に移動一定荷重による変位応答を包絡線として掛け合わせた形となっている。したがって、移動接地荷重による変位波形は、固定接地荷重による変位波形に移動一定荷重による変位応答を包絡線として掛け合わせれば求まる。

図 - 5 は、観測点 (0, 3.4 m) において、60 km/h の一定速度で移動する 4 自由度系モデルによる地盤変位の時系列と、固定した 4 自由度系モデルの接地荷重による地盤の変位波形に包絡線を掛け合わせたものとの比較である。応答の大きさは良好な一致を示しているが、波形に時間的なズレが多少見られる。この原因として、移動振動荷重による応答には、荷重位置と観測点間の距離変化による位相差が生じている。また、図 - 2 に見られるように、ドップラー効果によって、振動数が接近側で高く、遠ざかる側で低くなることが考えられる。

変位波形を加速度波形に変換した後、筆者の一人が提案した振動レベルへの換算法<sup>16)</sup>により振動レベル波形を求める。図 - 6 は、接地荷重が固定の場合の加速度波形および振動レベル波形を、移動の場合のそれらと比較したものである。加速度波形では、 $t=0$  付近においては、両者の振幅は同程度でピークとなる様子を示しているが、加振源が観測点から遠い程 ( $|t|$  が大きい程)、振幅やピークの位置に差異が見られる。また、振動レベル波形においては、接近側において、移動の方が、固定の場合を常に上回っている。

この理由として、前述の原因によって差異の生じている変位波形を時間微分したことが考えられる。文献(17)

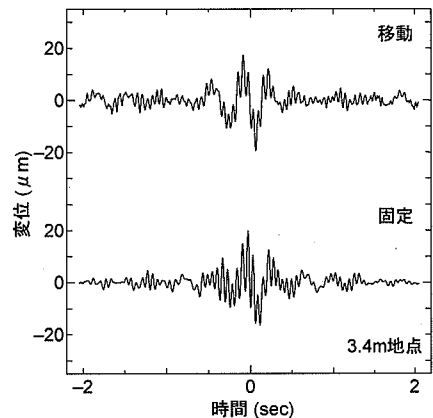


図 - 5 固定加振源と移動加振源による変位応答

では、移動調和振動荷重による変位波形をウェーブレット解析した非定常スペクトルにより、接近側と遠ざかる側の振動数の変化が調べられている。振動数が 15 Hz のとき、接近側ではピーク振動数が約 16 Hz に移り、20 Hz 以上の高振動数成分も含む波形となっている。一方、遠ざかる側では、ピーク振動数は 14 Hz 弱となり、接近側のような高振動数成分を含んでいない。この現象により、接近側では移動の場合の加速度振幅は固定の場合よりも大きくなり、遠ざかる側では差が生じなかったものと考えられる。また、振動レベル波形では、人体感覚補正により、8 Hz 以上の振動数成分には -6 dB/oct の減衰が与えられるため、加速度波形で生じている差は多少減少することが考えられる。

図 - 7 は、一例として、式(9)における 15.9 Hz 成分のみの接地荷重を用いて計算した地盤の加速度波形を示したものである。固定の場合は接近側と遠ざかる側で対称形となっているのに対し、移動の場合では接近側の振幅が大きくなっている。しかし、応答が最も大きくなる  $t=0$  付近においては、両者の差異はほとんどない。

これらの結果より、沿道の構造物の振動性状を調べるために地盤の加速度波形を作成する場合には、固定加振源の考え方は検討すべき課題が残る。一方、振動レベルで評価する場合、固定加振源とすることは接近側で振動を多少小さく見積もることになるが、ピークの値ではほとんど差異がない。したがって、道路交通振動の振動レベルをコンピュータ・シミュレーションする場合には、固定加振源に対する地盤の応答波形と移動一定荷重による応答の包絡線を掛け合わせる方法が適用できるものとする。

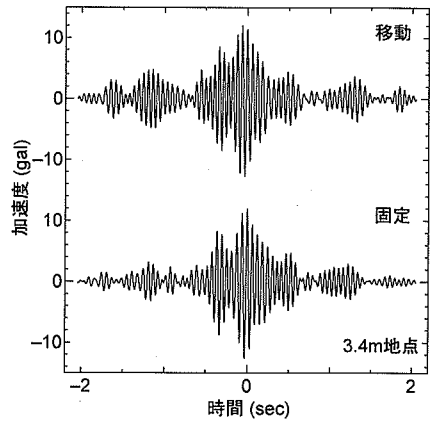
#### (4) 実測値との比較

シミュレーション結果と実測結果を比較するため、単独走行の大型車両を対象に車線中央から 2 m 地点と 7 m 地点において加速度波形を測定した。測定場所は片側一車線の対面交通の平坦な直線道路（国道 175 号線）で、観測点側車線の前方約 200 m に T 字型交差点があり、信号機が設置されていた。単独走行車両の測定については、信号の影響を受けずに走行する車両について実施した。

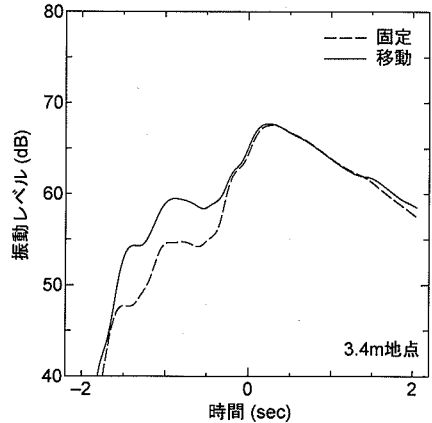
図 - 8 は、両地点における加速度と振動レベルのシミュレーション波形と実測波形を比較したものである。両地点とも -2.8 秒付近で実測の振動レベル波形に小さなピークが現われている。同時撮影のビデオ映像によれば、対向車線を普通自動車が行き交っており、これによるものである。

シミュレーションでは、地盤の内部減衰を考慮するため、対応原理によって Lamb の解を粘弾性体に対する解に変換している<sup>18)</sup>。導入した内部減衰は履歴型減衰で、振動数に依存しない減衰である。ここでは、減衰定数 ( $h$ )

を 0.05 に仮定し、その他の地盤定数には前述の (1) と同じ値を用いている。なお、移動一定荷重による変位式(6)には内部減衰を導入できないため、変位波形の包絡線に



(a) 加速度波形



(b) 振動レベル波形

図 - 6 固定加振源と移動加振源による加速度波形と振動レベル波形

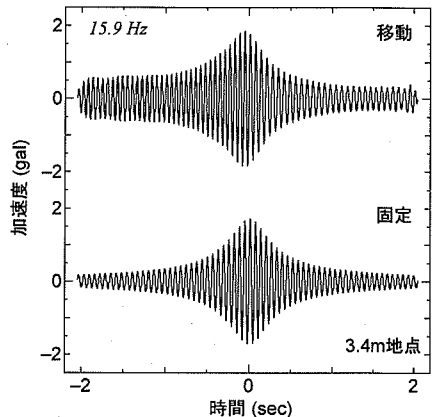


図 - 7 単一周波数における加速度波形の比較

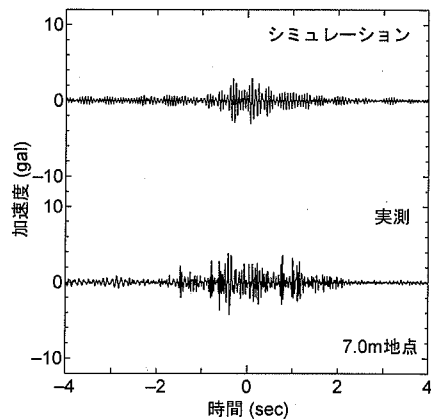
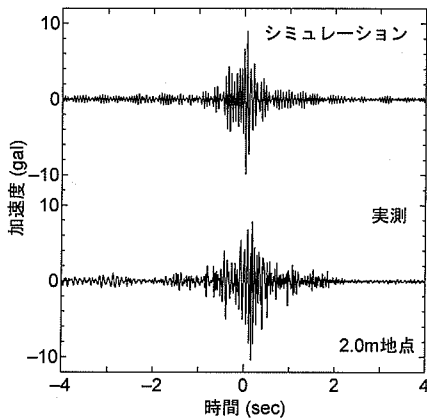
は式(6)をそのまま用いている。また、路面凹凸の実測データが得られていないため、2 m 地点におけるユニットパターンのピーク値が実測値とほぼ一致するように、ISO の路面凹凸の程度を調整している。

図 - 8(a)の加速度波形を詳細に観察すると振幅の変化に違いが見られるが、図(b)のユニットパターンは比較的よく一致している。これは、振動レベルでは、8 Hz 以上の振動数成分を $-6$  dB/oct で減衰させているため、高周波数成分が低減することによるものと考えられる。また、振動レベル計の実効値回路は時定数 $0.63$  秒の動特性を有するため、ユニットパターンの形が合いやすかったものと推察される。

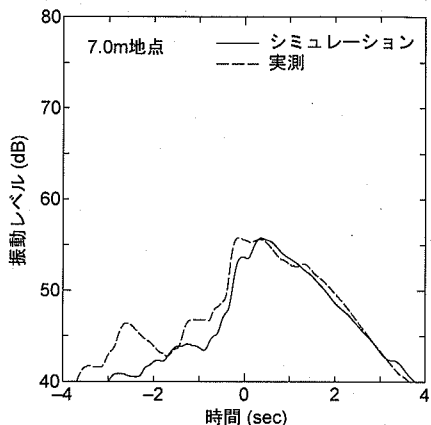
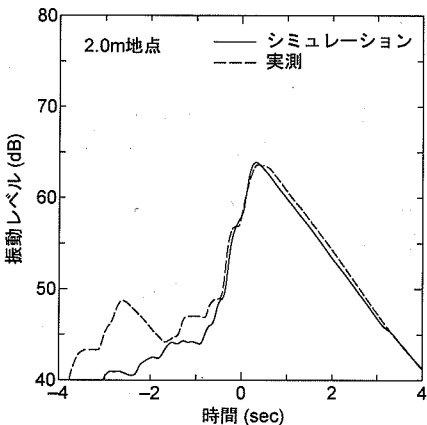
固定加振源に対する地盤の変位波形に式(6)を包絡線として掛け合わせる方法を適用しているため、シミュレーションでは加振点と観測点間の距離は固定されている。また、地盤振動には車両のバネ下振動(本論文では $16$  Hz としている)の影響が強く表れる。したがって、2 m 地点では実体波成分が卓越するが、 $16$  Hz 程度になると、7

m 地点は表面波の影響が表れるような振源距離となる。一方、実測では加振源が移動しているため、観測点に入射する波動は固定加振源に対するものとは違うことが考えられるが、実測波形で実体波と表面波を分離することはできない。図 - 2(b)では、一例として $5$  Hz の移動加振源に対する実体波成分と表面波成分を示した。他の周波数においても、表面波成分の表れる位置が多少ずれるが、同様の現象となっている。実測波形でもこのような現象が生じているとすれば、2 m 地点では実体波成分が卓越し、7 m 地点では表面波成分の影響が表れているものと推測できる。

7 m 地点のシミュレーション波形では、波動の成分や包絡線の形状などが2 m 地点と変わり、実測では車両位置から観測点への波動の入射角が2 m 地点と変わるなど、両者の条件が異なる。このため、7 m 地点のユニットパターンは、2 m 地点ほどは一致していない。7 m 地点は加振源の走行路に近いため、地盤の距離減衰特性の影響がまだ表れない距離とも考えられるが、遠点の観測点に



(a) 加速度波形



(b) 振動レベル波形

図 - 8 大型車走行に対するシミュレーション波形と実測波形の比較

対する検討は、地盤モデルの改良とともに、今後の課題とした。

つぎに、図-9は、各車種に対する実測のユニットパターンとシミュレーションのユニットパターンを比較したものである。車種は、ビデオカメラで撮影した映像より、大型、中型、小型、普通の4車種に分類した。写真-1に、分類した各車種の例を示す。また、大型車に対して路面凹凸の程度を調整するだけでは、シミュレーションした全車種のユニットパターンのピーク値を実測値と同時に一致させることができないため、路面凹凸の程度と車両諸元の両者を試行錯誤で調整している。

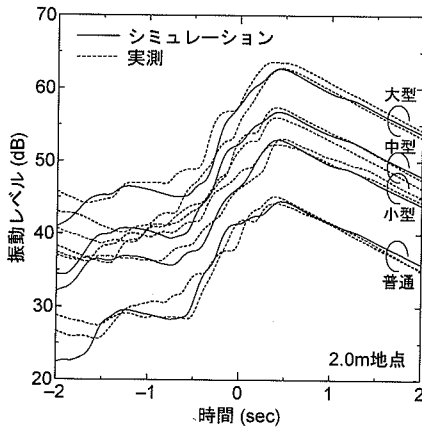
調整後の路面凹凸の程度は、ISOのスペクトルで「普通」と「良」の境界程度である。路面補修等の実務で用いられる路面凹凸の標準偏差を求めると約4mmとなり、目視による路面状態よりやや悪い評価となった。一方、車両については、各車種の前輪、後輪ともに、サスペンション系の固有振動数を約3Hz、タイヤ系の固有振動数を

約16Hzとしている。この条件の下で、各車種の総重量は、大型車が約13.5ton、中型車が約6.8ton、小型車が約4.4ton、普通車が約1.7tonとなった。車両重量を増やせば路面凹凸を「極良」側へシフトすることができるが、図-9の大幅な改善に繋がるわけではない。つぎの交通流を考慮したシミュレーションでは、図-9に示すシミュレーション波形を各車種のユニットパターンとして用いる。

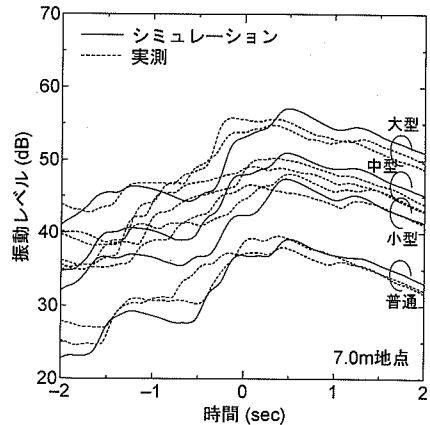
### 3. 交通流を考慮した振動レベル合成

#### (1) 実測の交通流

道路上の車両・車種の配列が時々刻々と与えられるとき、図-9に示した各車種のユニットパターンをこの配列に対応して配置すれば、レベル合成によって振動レベルの瞬時値が計算できる。一例として、瞬時値がレベル



(a) 2m地点



(b) 7m地点

図-9 実測波形とシミュレーション波形によるユニットパターンの比較

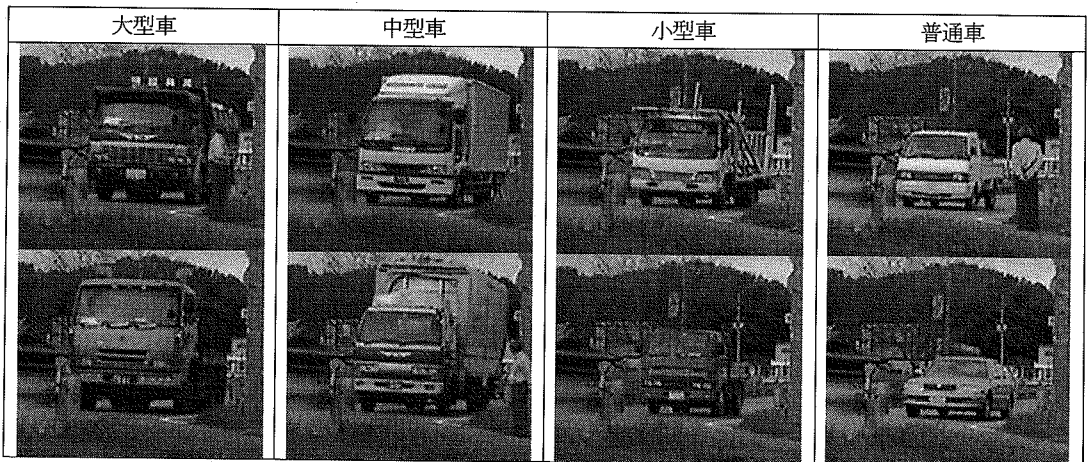


写真-1 車種の分類

合成によって得られる様子を示したものが図 - 10である。同図(a)に示すような車両・車種配列がある場合、図(b)のように対応するユニットパターンを配置してレベル合成波形を描き、時間0秒のときの値を読み取れば、これが瞬時値となる。振動規制法施行規則の振動レベル決定方法に準拠して、5秒間隔の瞬時値120個の累積度数分布から $L_{10}$ を求めることができる。

このシミュレーション法による結果を実測結果と比較するため、前述の2.(4)と同一の場所で測定を実施した。測定時の交通量は、一車線あたりの10分間交通量が100台未満程度であった。

また、実測時のビデオカメラ映像より、車両到着時間・車種を読み取り、実測の車両・車種配列を作成した。図 - 11は、2m地点における、実測の車両・車種配列によるシミュレーションと実測による累積度数分布を比較したものである。図 - 9の実測とほぼ一致したユニットパターンと、実測の交通流を用いているため、シミュレートした $L_{10}$ は実測の $L_{10}$ とよく合っている。ヒストグラムでは多少違いが見られるが、シミュレーションでは各車種に対して一種類のユニットパターンを用いていること、固定加振源の方法を利用しているため接近側の振動レベルを小さく見積もっていることなどが原因として考えられる。また、暗振動をシミュレーションできないことから、低い振動レベルにおける累積度数曲線に差異が見られる。これらの結果から、振動規制法施行規則に定める $L_{10}$ を求める場合には、本シミュレーション法は妥当なものであると考えられる。

## (2) モンテカルロ法

交通量と各車種の混入率しか分かっていない場合、交通流のシミュレーションが必要となる。交差点や信号機などがなく、比較的交通量の少ない道路で、個々の自動車は独立して自由に走行できるとき、自動車の到着台数の確率分布はポアソン分布に従う<sup>19)</sup>。このとき、車頭間隔の確率密度関数は指数分布形で表され、車頭間隔の確率分布関数は次式となる<sup>9)</sup>。

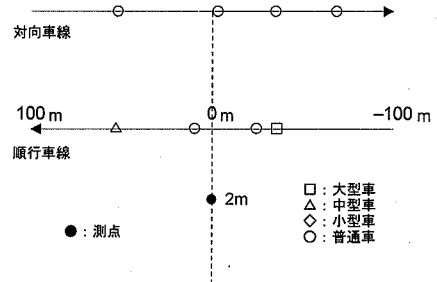
$$n = 1 - \exp\left(-\frac{s - s_0}{\bar{s} - s_0}\right) \quad (s \geq s_0) \quad (10)$$

ここに、 $\bar{s}$ は平均車頭間隔、 $s_0$ は限界車頭間隔、 $s$ は車頭間隔である。

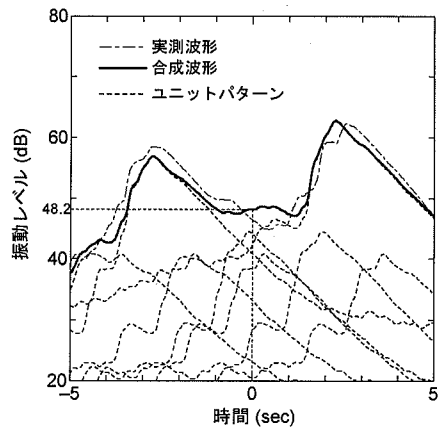
$\bar{s}$ と $s_0$ を既知として、式(10)の $n$ に(0,1)の一様乱数を与えると、それに対応して式(10)を満たす車頭間隔 $s$ が求まる。この車頭間隔を用いて、車両の配列を決定する。測定を実施した場所がこの条件に合うかどうかを調べるため、ビデオカメラ映像から車頭間隔の分布を読み取った。図 - 12は各車線における、車頭間隔の分布と指数分布の理論曲線を示したものである。順行は観測点側の

車線、対向は観測点と反対側の車線を示している。車頭間隔が0~1秒で通過台数が少ないが、これは限界車頭間隔によるものである。また、1~4秒で通過台数は理論値より多く、5~14秒では少なくなっている。これは、順行車線の進行方向の約200m離れた所にT字型交差点が存在することによるもので、とくに、対向車線で影響を受けている。

ここでは、車頭間隔は指数分布に従うものとして、大



(a) 車両・車種配列



(b) レベル合成

図 - 10 車両・車種配列とレベル合成の一例

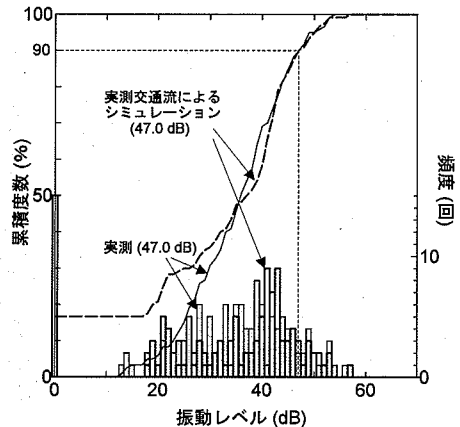


図 - 11 実測交通流によるシミュレーション (2m地点)



型, 中型, 小型, 普通車の車種混入率をそれぞれ  $\lambda_L, \lambda_M, \lambda_S, \lambda_N$  とする。このとき,  $(0,1)$  の一様乱数  $n$  を用いて  $0 < n < \lambda_L$  のときは大型車,  $\lambda_L < n < \lambda_L + \lambda_M$  のときは中型車,  $\lambda_L + \lambda_M < n < \lambda_L + \lambda_M + \lambda_S$  のときは小型車,  $\lambda_L + \lambda_M + \lambda_S < n < 1$  のときは普通車として車種を配列する。交通量と車種混入率が与えられれば, 乱数を用いて車両・車種の配列を決定することができる。この配列にしたがって, 先に求めたユニットパターンを配置し, レベル合成によって振動レベルの瞬時値を求めることができる。

ビデオカメラ映像から読み取った表 - 1 に示す交通流に関するパラメータを用い, 車両・車種配列のモンテカルロシミュレーションを行った。交通量, 車種混入率が同じであっても, 車両・車種の配列が, 発生させる乱数によって異なるため, 多数回の試行が必要となる。図 - 13 は, 交通流のシミュレーションを 100 回行い, 振動レベルの累積度数曲線の変動幅と平均した累積度数曲線を実測の交通流に対してシミュレーションした累積度数曲線と比較したものである。図(a)は 2 m 地点に対する結果であるが, 振動レベル  $L_{10}$  は約 6 dB の変動幅となっており, 交通量と各車種の混入率に対して, 振動レベルが一意的に定まるものではないことを示唆している。図(b)は 7 m 地点に対する結果で, 2 m 地点に比べて変動幅は

縮小する傾向にある。これは, 道路端に近いほど, 車両・車種配列の影響を受けやすくなることを示している。また, 図 - 12 に示した車頭間隔の分布の違いが, 低い振動レベルにおけるシミュレーションと実測の累積度数曲線に差異を与えている。

図 - 14 は試行回数による  $L_{10}$  の平均値の収束状況を示したものである。図中には, 回数が 100 回ときの  $L_{10}$  の平均値も示す。同図から, 最もばらつきの大きい 2 m 地点においても, 数十回程度の計算である程度収束していることがわかる。この結果は, 十分な精度の  $L_{10}$  をシミュレーションするには, 数十回以上の試行回数が必要となることを意味している。

(3) シミュレーション法の応用

実務では, 地盤振動の予測に Bornitz 式<sup>20)</sup>に基づく予測式が用いられている。振動の場合, 振源の大きさが騒音におけるパワーレベルのように決められないため, 便宜的な方法として, まず基準点(通常, 路肩に設ける測点)の振動を求め, この点からの距離減衰を Bornitz 式で

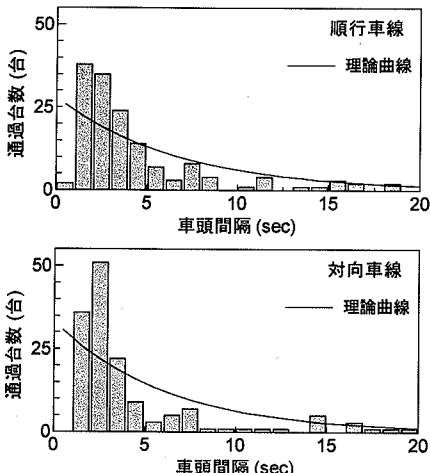
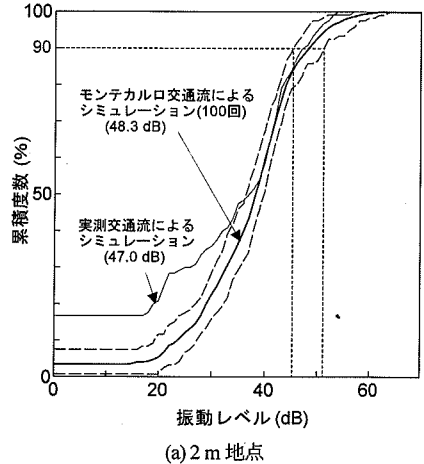


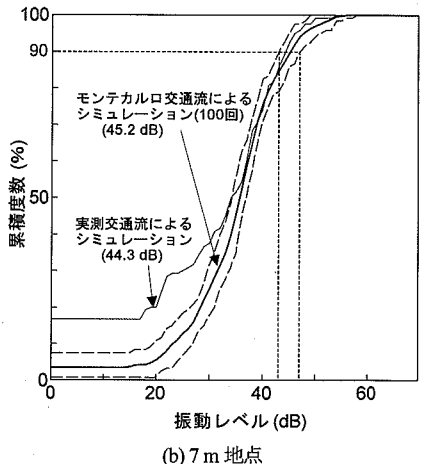
図 - 12 実測交通流における車頭間隔の分布

表 - 1 交通流決定に用いたパラメータ

パラメータ	順行	対向
平均車頭間隔 (sec)	7.1	7.2
限界車頭間隔 (sec)	1.0	1.0
大型車 (台/10分)	4	4
中型車 (台/10分)	5	9
小型車 (台/10分)	9	9
普通車 (台/10分)	66	61
車速 (km/h)	60	60



(a) 2 m 地点



(b) 7 m 地点

図 - 13 モンテカルロシミュレーション結果

計算している。この方法による予測が妥当なものかどうかを調べるため、100回の試行による $L_{10}$ の平均値の距離減衰と比較したものが図-15である。Bornitz式は経験に基づく式で、表面波の幾何減衰に、内部減衰による距離減衰を指数関数で付加した次式で与えられる。

$$A = A_0 \left( \frac{r_0}{r} \right)^{1/2} \cdot e^{-\alpha(r-r_0)} \quad (11)$$

ここに、 $A$ は振源距離 $r$ における振動値、 $A_0$ は振源距離 $r_0$ の基準点における振動値を示す。 $\alpha$ は内部減衰による距離減衰係数である。図-15において、Bornitzの距離減衰は、5m地点の振動レベルを基準値( $L_{10}$ の値)としたときの相対レベルの距離減衰曲線で、式(11)を書き換えて、次式で与えられる。

$$L_V = L_{V0} - 10 \log_{10} r - 8.68\alpha r \quad (12)$$

ここに、 $L_{V0}$ は $r_0=5m$ における $L_{10}$ の値である。

車両のバネ下振動数に相当する16Hzの加振の場合、地盤の減衰定数を $h=0.05$ とすれば、減衰係数 $\alpha$ は $\alpha=(\omega h/V_S)=0.025$ (ただし、 $V_S=200$  m/s)となるが、 $L_{10}$ の距離減衰は $\alpha=0.025$ のBornitz式より小さい。すなわち、

$L_{10}$ の距離減衰は、一旦基準点の振動値を求め、基準点からの距離減衰を求める場合より小さくなる可能性を示唆している。

つぎに、土木研究所<sup>1)</sup>や横田<sup>2)</sup>が提案した道路交通振動の予測式では、交通量と大型車混入率が大きな影響を持っている。これらが道路近傍での振動レベル $L_{10}$ にどのような影響を与えるかに調べてみる。

図-16は、片側車線の10分間の交通量を80台として、大型車混入率が1%、5%、10%の場合について100回の試行を行い、5m地点における $L_{10}$ の分布を図示したものである。同図では、中型車と小型車の混入率はそれぞれ10%とし、普通車の混入率を調整して交通量を一定としている。同図には、車両を等間隔に配列した場合の $L_{10}$ の分布も示した。また、図中には $L_{10}$ の平均値を括弧書きで示した。大型車混入率が増えると、 $L_{10}$ の平均値は大きくなっているが、 $L_{10}$ のパラツキに違いは見られない。一方、車頭間隔が指数分布の場合と等間隔の場合で、 $L_{10}$ のパラツキおよび $L_{10}$ の平均値には大きな差異は見られない。

図-17は、大型車混入率を5%として、10分間交通

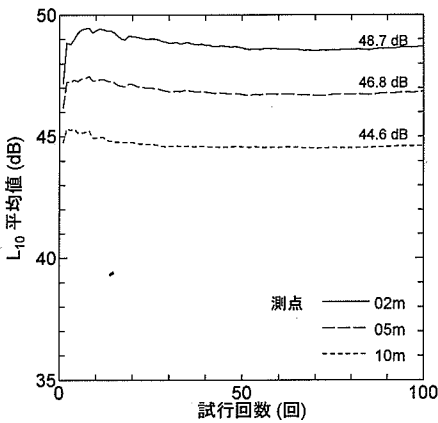


図-14 試行回数による $L_{10}$ の収束状況

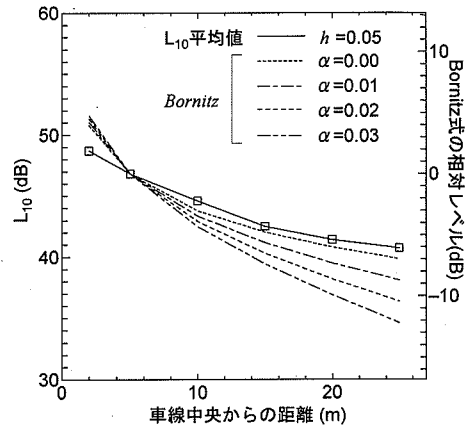


図-15 Bornitzの距離減衰との比較

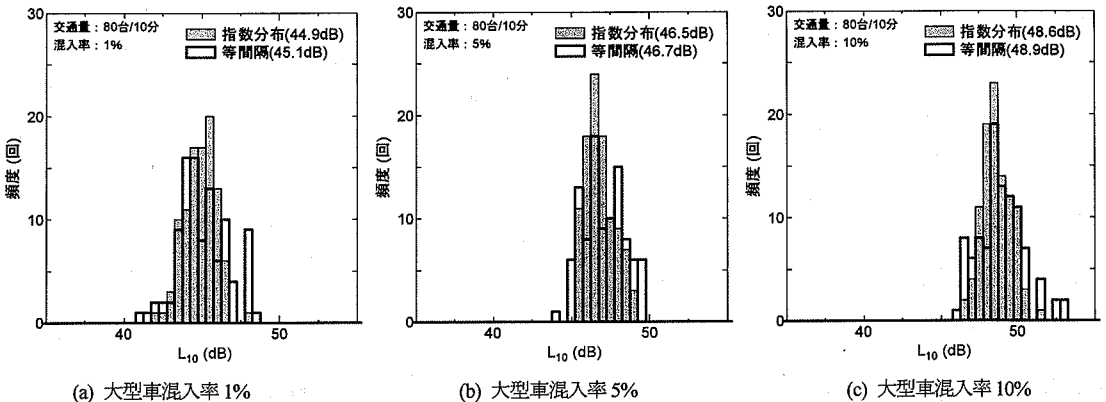


図-16 大型車混入率が $L_{10}$ に及ぼす影響

量が60台、80台、100台の場合について100回の試行を行い、5m地点における $L_{10}$ の分布を示したものである。交通量が多くなると、バラツキが小さくなっていることがわかる。交通量が60台の場合、車頭間隔が等間隔の場合のバラツキが大きくなり、指数分布の場合との違いが顕著に現われているが、 $L_{10}$ の平均値の差は小さい。

$L_{10}$ のバラツキの差異が大きい60台の場合について、車頭間隔が指数分布と等間隔の場合に対する累積度数曲線の変動幅を示すと図-18のようになっている。累積度数曲線の変動幅は全体にわたって広がっており、等分布の場合の変動幅は大きい。また、振動レベルが小さくなると両者の差異が表れており、指数分布では振動レベル0の回数が生じているのに対して、等分布では生じていない。ここには図示していないが、大型車混入率を5%に固定して、10分間の交通量を80台、100台に増やすと、累積度数曲線の変動幅は小さくなり、100台では両者の差異は見られない。一方、振動レベル0dBの回数も減少し、振動レベルの頻度分布も近い形になっている。

これらの結果より、片側一車線の対面交通の道路で、

10分間交通量が片側で100台程度になると、交通流のシミュレーションには等間隔分布を用いてもよいことになる。

#### 4. おわりに

本研究では、ユニットパターンを決定する際、解析的に変位波形を求め、振動レベル波形に変換する手法を用いた。その際、固定加振源による応答波形に移動一定荷重による応答を包絡線として掛け合わせることで、近似的に移動効果を導入した。

交通流の発生に用いたモンテカルロ法では、乱数によって車両・車種の配列を決定するため、求める $L_{10}$ にばらつきが生じる。したがって、 $L_{10}$ の平均値が十分安定した値となるためには、数十回程度の試行回数が必要である。また、基準点の振動値を求め、基準点からの距離減衰をBomitz式で求める予測法では、 $L_{10}$ よりも減衰を大きく評価する可能性があることを示唆した。

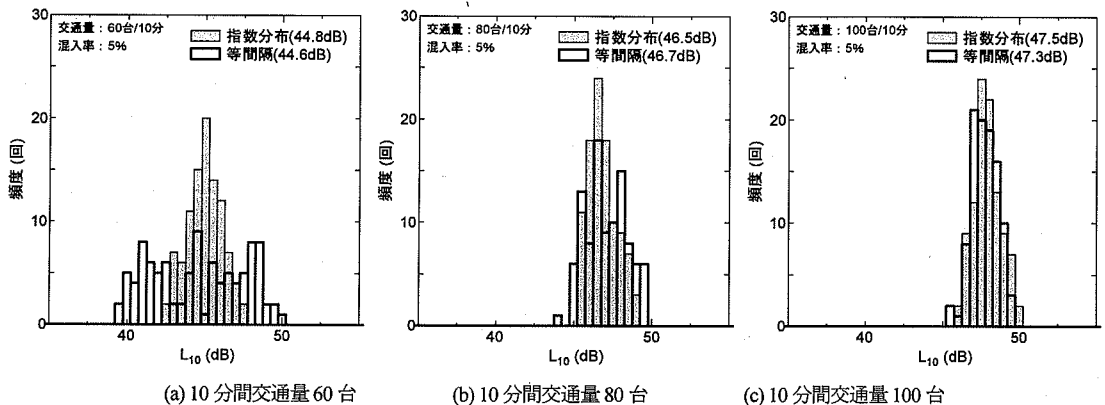


図-17 交通量が $L_{10}$ に及ぼす影響

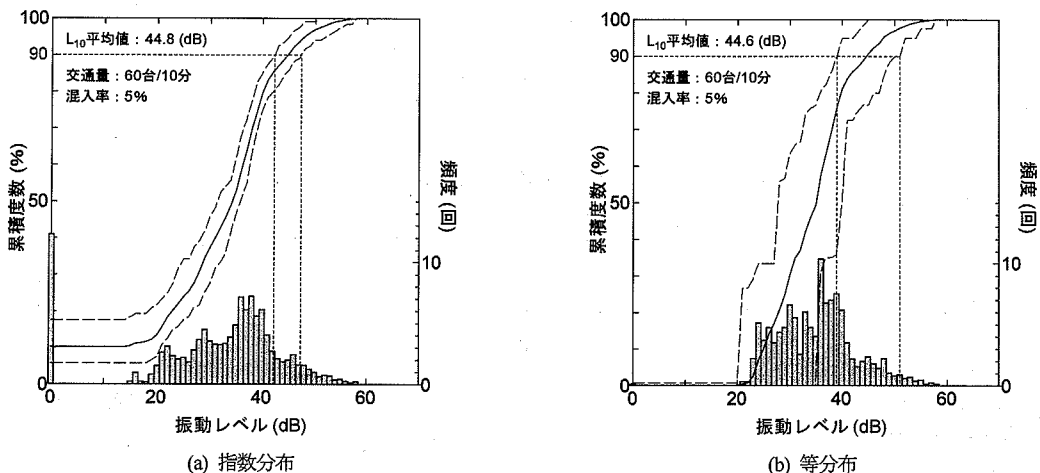


図-18 交通流による累積度数曲線の違い

環境影響評価のように  $L_{10}$  に注目する場合、本シミュレーション法は有効性を有していることを示した。一方、対策を念頭においた振動予測の場合、発生-伝播-受振をできるだけモデル化した予測手法を開発しておく必要がある。それによって、どの部分を改善すれば振動軽減に繋がるか把握ができる。振動予測式の開発の手順については、まず全体的なモデル化を行った予測式のプロトタイプを開発し、発生、伝播、受振のそれぞれについて改善を図っていく必要がある。本研究は、地盤を半無限弾性体にモデル化しているため、舗装構造や成層地盤を取り入れたシミュレーション法への第一ステップの研究である。

#### 参考文献

- 1) 成田信之, 桂樹正隆: 道路交通振動の予測手法について, 騒音制御, Vol.4, No.2, pp.19-24, 1980.  
(アセスメントマニュアルとして, 道路環境研究所: 道路環境影響評価の技術手法, 第2巻)
- 2) 横田明則: 道路交通振動の予測, 騒音制御, Vol.18, No.6, pp.18-21, 1994.
- 3) 太田光雄, 中村一正, 桑原信也: 道路交通振動の確率評価に関する実用的ハイブリッド予測法, 日本音響学会誌, Vol.41, No.1, pp.21-24, 1985.
- 4) Hunt, H. E. M.: Stochastic Modelling of Traffic-induced Ground Vibration, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.144, No.1, pp.53-70, 1991.
- 5) 花里利一, 鶴飼憲三: 走行荷重により生じる地盤振動のFEM解析, 土質工学会論文報告集, Vol.23, No.1, pp.144-150, 1983.
- 6) 福和伸夫, 西阪理永, 浅野三男, 多賀直恒, 寺村 彰: 自動車走行外乱による地盤の振動性状に関する研究, 構造工学論文集, Vol.39B, pp.95-104, 1993.
- 7) Lombaert, G and Degrande, G: Experimental Validation of a Numerical Prediction Model for Free Field Traffic Induced Vibrations by in Situ Experiments, *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, Vol.21, pp.485-497, 2001.
- 8) 北村泰寿: 走行荷重による地盤振動解析, 神戸大学大学院自然科学研究科紀要, No.16-B, pp.53-59, 1998.
- 9) 北村泰寿: 道路交通による沿道の地盤振動のシミュレーション, 土木学会論文報告集, No.260, pp.101-108, 1977.
- 10) 山本和宏, 北村泰寿: 自動車走行による沿道地盤の振動レベルのシミュレーション, N-2001-46, 日本音響学会 騒音・振動研究会資料, pp.1-8, 2001.
- 11) Lamb, H.: On the Propagation of Tremors over the Surface of an Elastic Solid, *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, Series A, Vol. 203, pp.1-42, 1904.
- 12) 金井清, 田治見宏, 大沢胖, 小林啓美: 建築構造学大系 1, 地震工学, 彰国社, pp.96-97, 1968.
- 13) 橋梁振動研究会編: 橋梁振動の計測と解析, 技報堂出版, 1993.
- 14) ISO: Proposals for Generalized Road Inputs to Vehicles, Draft international Standard, ISO/DIS 2631, pp.1-17, 1972.
- 15) 日野幹雄: スペクトル解析, 朝倉書店, pp.142-144, 1998.
- 16) 北村泰寿: 発破振動における振動速度と振動レベルの対応について, 土木学会論文集, No.362, pp.481-484, 1985.
- 17) 松尾幸治: 走行変動荷重による成層地盤の振動解析法に関する検討, 神戸大学大学院自然科学研究科修士論文, 1999.
- 18) Luco, J. E.: Vibrations of a Rigid Disc on a Layered Viscoelastic Medium, *Nuclear Engineering and Design*, pp.325-340, 1976.
- 19) 土木学会編: 新体系土木工学 61 道路(1)交通流, 技報堂出版, 1983.
- 20) Bornitz, G.: Über die Ausbreitung der von Großkolbenmaschinen erzeugten Bodenschwingungen in die Tiefe, *Berlin Verlag von Julius Springer*, 1931.

(2003.1.22 受付)

## NUMERICAL SIMULATION OF VIBRATION LEVEL $L_{10}$ IN TRAFFIC INDUCED VIBRATION

Kazuhiro YAMAMOTO and Yasutoshi KITAMURA

This study deals with the numerical simulation of the vibration level,  $L_{10}$ , which is required to predict the traffic-induced vibration. First, the unit pattern of vibration level is developed on the basis of the analytical solution for ground vibrations generated by a vehicle model, which moves unilaterally on the surface of an elastic half space. Secondly, the arrangement of vehicles and the mixing state for various types of vehicles are given by using the Monte Carlo method. The value of vibration level is obtained at a regular interval by the level summation of unit patterns corresponding to vehicles. The validity of this simulation is examined by comparison with measured values.