

# 風の抵抗の低減を考慮した遮音壁の実車走行実験

渡辺義則<sup>1</sup>・久保喜延<sup>2</sup>・加藤九州男<sup>3</sup>・吉田 勇<sup>4</sup>・吉行勝哉<sup>5</sup>

<sup>1</sup>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)

<sup>2</sup>正会員 工博 九州工業大学教授, 工学部設計生産工学科 (〒804 北九州市戸畑区仙水町 1-1)

<sup>3</sup>正会員 九州工業大学助手, 工学部設計生産工学科 (〒804 北九州市戸畑区仙水町 1-1)

<sup>4</sup>筑豊工業高等学校教諭 (〒822 直方市大字頓野 4019 の 2 番地)

<sup>5</sup>㈱青木建設 (〒531 大阪市北区大淀中 1-1-30-1600)

著者らは、これまでに風荷重の低減を考慮した遮音壁を無響室や風洞を用いた模型実験によって検討してきた。その結果、少なくとも模型実験では風荷重を低減できる遮音壁を製作可能なことが、回折減音量が 20dB 以下の所に対してではあるが、確認された。しかし、模型実験はあくまでも現実の条件を理想化したものであり、この遮音壁を実用化するためには、実車走行実験による検証が必要である。そこで本研究では、模型実験の結果を基にして、高さは 90cm ではあるが、実物大の遮音壁を製作した。そしてそれを道路側方に設置し、自動車を走行させた時の減音効果を調べた。その結果、行路差の大きい観測点では、無限大の透過損失をもつ壁が存在すると仮定して求められる理論値より 2dB 程度減音効果が落ちるものの、行路差の小さい観測点では理論値に近い値を示すことが確認された。

**Key Words:** noise barrier, reduction of wind load, a field test, transportation noise

## 1. はじめに

現在設置されている遮音壁は、減音効果についての検討は充分されているが、遮音壁の支柱及び基礎部分、ひいては橋梁の桁に作用する風荷重を低減し、かつ、風による振動も抑えて、建設費を節約するという観点からの研究は充分されていないように思える。そこで著者らは、これまでブラインド状のルーバーに着目し、風荷重の低減を考慮した遮音壁を、無響室や風洞を用いた模型実験によって検討してきた<sup>1)</sup>。その結果、少なくとも模型実験では、平板の構造の遮音壁に比べて、風荷重を 40%程度低減できるものを製作可能なことが、回折減音量がそう大きくない所に対してではあるが、確認された。しかし、模型実験はあくまでも現実の条件を理想化したものである。例えば模型実験は、障壁の頂部がナイフエッジのように尖りかつ透過損失の大きな半無限長の板の回折減音量に関する前川の測定値を近似した式<sup>2)</sup>と比較するために、無響室内で自由空間が確保できる所で行なったが、現実には地表面が存在し半自由空間である。あるいはまた、音源として使用したスピーカーを原寸にして自動車と比べればかなり小さく点音源と考へてもよいが、現実には自動車は面音源の様相を呈すかもしれないことなどである。特に本研究で検討した遮音壁は、平板のように構造的にほぼ一様とみなせるものとはなっていないために、どこかに減音効果を低下させる要因はないのかを慎重に調べる必要がある。以上のことから、この遮音壁を実用化するためには、実車走行実験に

よる検証を行うべきであると考えた。そこで本研究では、模型実験での検討結果を基にして、高さは 90cm ではあるが、実物大の遮音壁を製作した。そしてそれを道路側方に設置し、自動車を走行させた時の減音効果を調べた。

## 2. インサージョンロスの推定方法

### (1) 各周波数のインサージョンロス

本研究で使用した記号の意味を以下に示す。

$f$ : 周波数 (Hz)  $f=125, 250, \dots$

$M$ : 騒音レベル (オーバーオールレベル) のピークからの時間経過 (s)

$E$ : 実験ケース 1~4 を表す記号

$G$ : 完全反射面をもつ半自由空間を音が幾何減衰しながら伝播するケースを表す記号

$H$ : アスファルト舗装平面上を音が伝播するケースを表す記号

$Y$ : 実験ケース 1~4 およびケース  $G, H$  を表す記号

$I_0$ :  $10^{-12}$  ( $W/m^2$ )

$z_{Yf}(t)$ : 車両の通過に伴って対象観測点に生じる音の強さの時間変動 ( $W/m^2$ , 実験ケース  $Y$ , 周波数  $f$ )

$z_Y(t)$ :  $z_{Yf}(t)$  を全周波数にわたって合計したもの ( $W/m^2$ , 実験ケース  $Y$ )

$g_{Yf}(t)$ : 1W の音響出力の仮想車両が、単独で車線中央上を一定の速度で走行した時に観測点に生

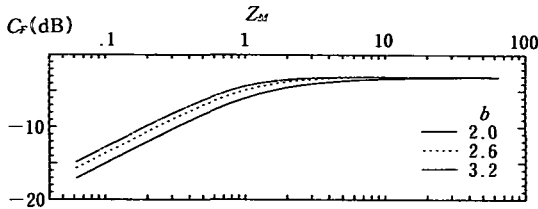


図-1 積分時間が有限な場合の補正項

じる音の強さの時間変動を示す曲線 ( $m^{-2}$ , 実験ケース Y, 周波数 f)

$W_{Yf}$ : 車両の音響出力 ( $W$ , 実験ケース Y, 周波数 f)  
 なお、運転者によって  $z_{Yf}(t)$ ,  $W_{Yf}$  に有意な差が生じる場合には、運転者を表す記号  $j$  を使って、これを  $z_{Yf}^j(t)$ ,  $W_{Yf}^j(t)$  のように表現する。

本研究では、半自由空間において音源からの音が伝播して受音点に到達した時の音と、音源と受音点の間に壁を挿入した場合の受音点の音のレベル差をインサージョンロス (単位は dB) と呼び、これにより壁の減音効果を表す。なお、音源から受音点に到達する音は壁を回折する音と、壁から透過する音の合成音であるので、もし、壁の透過損失が充分大きな壁ならばインサージョンロスは回折減音量に一致する。また、半自由空間を構成する表面が完全反射面 (現実には存在しない) ならば音は幾何減衰しながら伝播する。そして、伝播特性は周波数によらず同じであるとして取り扱われる。一方、アスファルト舗装平面は反射性の表面でその殆どの周波数において音は幾何減衰しながら伝播するが、一部の周波数においては幾何減衰以上の減衰 (過減衰) が認められる可能性がある。つまり、アスファルト舗装平面上の音の伝播特性は正確には周波数の関数である。また、壁の透過損失や回折減音量は周波数の関数であるので、音源と受音点の間に壁を挿入した場合にも音の伝播特性は周波数の関数となる。

本研究では理論的には実験ケース E における周波数 f のインサージョンロス  $C_{Ef}$  dB を次式で計算する。なお、対象観測点で騒音レベルのピークを示す (車両が観測点の正面にいる) 時を  $t=0$  とする。

$$C_{Ef} = 10 \log \left[ \frac{\int_{-M}^M z_{Cf}(t) dt}{\int_{-M}^M z_{Ef}(t) dt} \right] \quad (1)$$

いま、車両が一定の速度で走行し、その音響出力は時間によらず一定とすると、式 (1) は

$$C_{Ef} = 10 \log \left[ \frac{\int_{-M}^M W_{Cf} g_C(t) dt}{\int_{-M}^M W_{Ef} g_{Ef}(t) dt} \right] \quad (2)$$

表-1 音響出力の相対レベル (A 特性)

	U <sub>oA</sub>	相対レベル U <sub>r</sub> (dB)				
		125	250	500	1k	2k
周波数	0.A.					
小型車類	8.0	-9.0	-3.3	1.4	4.4	1.8
大型車類	9.1	-5.4	1.4	3.5	4.5	1.7

音の伝播特性は音響出力 (つまり、運転挙動) には無関係である。また、同じ運転者に、車両を一定の速度で走行させるので、実験ケースが異なっても、音響出力の差は無視できる程小さい、つまり、 $W_{Cf} \approx W_{Ef} = W_f$  ( $E=1 \sim 4$ ) と仮定すると式 (2) は次の様になる。

$$C_{Ef} \approx 10 \log \left[ \frac{\int_{-M}^M g_C(t) dt}{\int_{-M}^M g_{Ef}(t) dt} \right] \quad (3)$$

さらに完全反射面をもつ半自由空間上を音が幾何減衰しながら伝播する場合には、

$$g_C(t) = \frac{1}{2\pi \{d^2 + (vt)^2\}} \quad (4)$$

$d$ : 車線の中央と観測点間の距離 (m)

$v$ : 車両速度 (m/s)

また、無限遠まで解放された道路区間では式(4)の積分値は次のように陽表示できる。

$$\int_{-\infty}^{\infty} g_C(t) dt = 1/(2vd) \quad (5)$$

## (2) 周波数 f の単発騒音レベル

周波数 f のパワーレベルが  $PWL_f$  dB(A) の車が単独で走行した時に、観測点に生じる単発騒音レベル  $S_{Cf}$  は、式 (5) を利用して

$$S_{Cf} = 10 \log \left[ \int_{-\infty}^{\infty} W_f g_C(t) dt / I_0 \right] \\ = PWL_f - 3 - 10 \log v - 10 \log d \quad (6)$$

現実には測定現場には暗騒音が存在するので、積分時間は有限  $[-M, M]$  になる。その影響をここでは補正項  $C_{FC}$  を用いて表現する<sup>3)</sup>。すなわち、オーバーオールレベルにおいてピークを示す時点の前後での騒音波形が同じと仮定すれば、時間  $[-M, M]$  に観測点に生じる単発騒音レベル  $S_{FCf}$  は、

$$S_{FCf} = 10 \log \left[ \int_{-M}^M W_f g_C(t) dt / I_0 \right] \\ = S_{Cf} + C_{FC} + 3 \quad (7)$$

ただし、

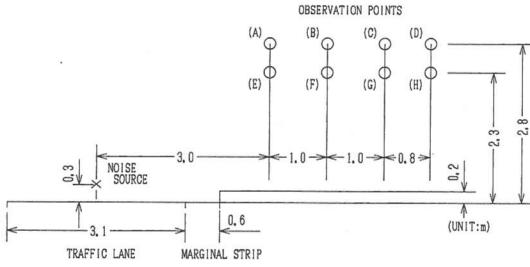


図-2 測定場所概図 (平坦部)

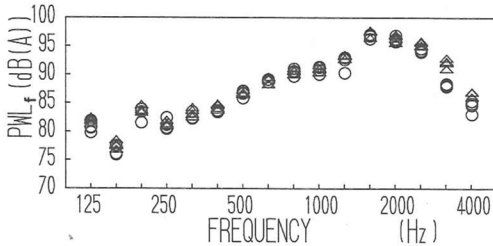


図-3 各観測点のパワーレベルの推定 (観測点の高さ 2.3m は△, 同 2.8m は○)

$$C_{FG} = 10 \log A_{1G}$$

$$A_{1G} = \frac{\int_0^M g_G(t) dt}{\int_{-\infty}^{\infty} g_G(t) dt}$$

$$= \frac{1}{\pi} \int_0^{Z_M} \frac{1}{1+Z^2} dZ$$

$$Z_M = Mv/d$$

なお、サフィックス  $F$  は積分時間が有限なことを意味する。 $C_{FG}$  を計算した結果は文献3) 図-4 (本報告では、これを図-1として再び掲載する) の  $b=2.0$  の曲線である。この図より例えば  $Z_M=1$  に対応する  $C_{FG}$  は  $-6\text{dB}$  である。結局、この場合には式(7)は式(6)を利用して次のように表される。

$$S_{FGf} = PWL_f - 10 \log v - 10 \log d - 6 \quad (8)$$

なお、図-1には  $b$  が2以上の吸音性の表面に対する  $C_F-Z_M$  曲線も示されている ( $C_F$  は式(7)の  $C_{FG}$  と  $A_{1G}$  でサフィックス  $G$  をとったもので定義される)。一般には  $C_F$  は音が伝播する表面の性質によって異なるのであり、本研究では  $b$  が2という完全反射面(幾何減衰)に対する  $C_F$  を特に  $C_{FG}$  と表現した。

### (3) インサージョンロスのオーバーオール値

式(3)は周波数  $f$  についてのケースEのインサージョンロスであり、車両自身のパワーレベルのスペクトルの違いは考慮されていない。しかし車種や速度などによってそれは異なるので、ここでは実験ケースEに関するインサージョンロスのオーバーオール値  $C_E$  を求める方法を以下に示す。

まず、車種や速度が同じであれば各周波数のスペクトル自身は、実験によらず同じと仮定する。その上で対象とする車の音響出力のスペクトルの相対レベル差を  $U_f$ 、それを全周波数について合成した値を  $U_{OA}$  とする。なお、本研究ではこれらの値を表-1のように仮定した。表-1は文献4)で報告されている(大型車類、小型車類ともに、1kHzを0dBとする1/3オクターブ毎の相対レベルをC特性で求めている)結果を、オクターブでA特性に換算したものである。すると、

$$C_E = 10 \log \left[ \frac{\int_{-M}^M z_G(t) dt}{\int_{-M}^M z_E(t) dt} \right] \quad (9)$$

ここで、

$$\int_{-M}^M z_G(t) dt = \sum_f \left( W_f \int_{-M}^M g_G(t) dt \right)$$

$$= W_{OA} \int_{-M}^M g_G(t) dt$$

一方、

$$\int_{-M}^M z_E(t) dt = \sum_f \left( W_f \int_{-M}^M g_{Ef}(t) dt \right)$$

$$\therefore C_E = -10 \log \left[ \sum_f \left( W_f / W_{OA} \right) \int_{-M}^M g_{Ef}(t) dt / \int_{-M}^M g_G(t) dt \right] \quad (10)$$

$W_f / W_{OA}$  は相対オーバーオールレベル  $U_{OA}$  と周波数  $f$  の相対レベル  $U_f$  で、次の様に表せる。

$$10^{U_f/10} / 10^{U_{OA}/10} = 10^{(U_f - U_{OA})/10}$$

また、式(3)より

$$\int_{-M}^M g_{Ef}(t) dt / \int_{-M}^M g_G(t) dt = 10^{-CEf/10}$$

であるので、式(10)は

$$C_E = -10 \log \left( \sum_f 10^{-U_{OA}/10} 10^{(U_f - CEf)/10} \right)$$

$$= -10 \log \left\{ 10^{-U_{OA}/10} \sum_f 10^{(U_f - CEf)/10} \right\}$$

$$\therefore C_E = U_{OA} - 10 \log \sum_f 10^{(U_f - CEf)/10} \quad (11)$$

## 3. アスファルト舗装された平面上を伝播する騒音

### (1) 実験の概要

本研究では種々のタイプの壁を挿入したときの減音効果(インサージョンロス)を式(3)から算出する。この時、車両が無指向性の音源であり、完全反射面を持つ半

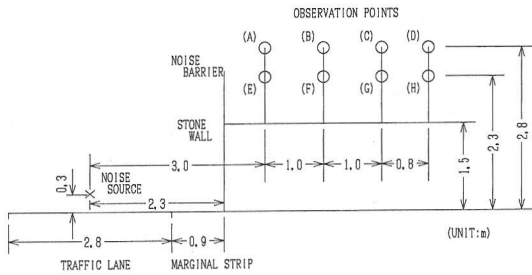


図-4 測定場所概図(石垣の上に壁あり)

表-2 実験ケース

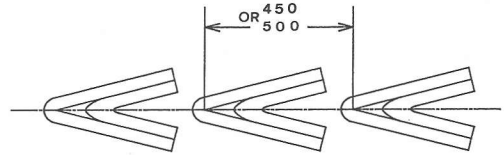
ケース	運転者	壁の種類	備考
CASE1	1	石垣とルーバー	ルーバーの高さ90 間隔50、幅22
CASE4		石垣	高さ150
CASE2	2	石垣とルーバー	ルーバーの高さ90 間隔45、幅22
CASE4		石垣	高さ150
CASE3	3	合板と石垣	合板の高さ90
CASE4		石垣	高さ150

注) 単位はcm、また、CASE1,2,3でも石垣の高さは150cmである。

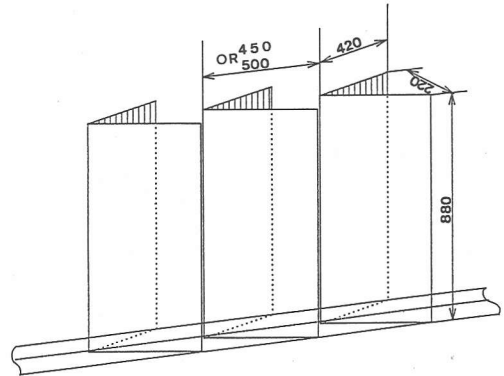
自由空間上を音が幾何減衰しながら伝播するという仮定が満足されている場合には、2. で述べた関係式が成立する。しかし、現実にはそのような理想的な条件は満たされない。それゆえ、本研究ではこれに近いものとして、障害物のない平面上の音の伝播特性を採用した。そこで、種々のタイプの壁の減音効果を論じる前に、ここでの仮定の妥当性について検討した。対象としたのはまだ一般に開放されていない道路で、その周辺も全面にわたってアスファルト舗装されている。このような場所で最大積載量2.5tfのトラック(昭和61年式、イスズ250、空載)を速度40km/hで定常走行させ、車両の左側側方の図-2に示すところで精密騒音計を設置し、騒音を測定した。騒音はA特性にて一旦PCMデータレコーダ(TEAC)に収録し、後日研究室で実時間周波数分析器(RION SA25)を用いて分析した。なお、実車走行実験での騒音計の校正はピストンホンで行った。

## (2) 騒音の伝播特性の検討

本節では実用的に車両が無指向性の音源であり、音が幾何減衰しながら伝播するという仮定できるかについて式(8)を用いて検討する。つまり、式(8)より各周波数のパワーレベル $PWL_f$ を図-2に示す8つの観測点について求めて、比較したものを図-3に示す。なお、ここで実験データから $S_{FGf}$ つまり $W_{f,g}(t)$ を時間 $[-M, M]$ にわたって積分することに相当するものを求



(a) 鉄板の両面に吸音材を張り付けた状態の壁を上から見た場合



(b) 鉄板だけの状態を左上方から見た場合

図-5 実験に使用した遮音壁の形状(単位:mm)

める必要があるが、これは次の要領で行った。

- ①  $Z_M=1$ とした。従って、 $M=d/v$ となり、 $M$ の値は観測点によって異なる。
- ② サンプリング間隔は0.1秒とした<sup>5)</sup>。
- ③ オーバーオールレベルでピークを示す時点から $M$ の積分値を求めた。なお、ピークの前後で積分値に有意な差が認められなかったので、この積分値を算術平均(測定回数3回 $\times$ 2)した後に $S_{FGf}$ に相当するものを求めた。
- ④ 音源高を0.3mとした<sup>5)</sup>。

図-3から高さ2.8mの観測点での騒音レベルから算出した $PWL_f$ の方が、3.15kHzにおいては平均して4.0dB、また、4kHzと2.5kHzでは2.3、1.2dBほど小さい。これらを除いた他の周波数では全ての観測点間で差は殆どなく、車両が無指向性の音源であり、音が幾何減衰しながら伝播すると仮定してもよいと判断される。これらの結果は後述の4.(3)においてインサーションロスの実測値と理論値を比較する時に利用する。

## 4. 側方に種々の壁が存在する時のインサーションロス

### (1) 実験概要

実験現場の状況と実験ケースを図-4、表-2に示す。音源に使用したトラック(運転者に速度40km/hで定常走行するように指示)、音源と観測点の相対的な位置関係、騒音測定要領などは3.と同じである。異なるのは音源と観測点の間に石垣があったり、石垣の上に表-2に示す

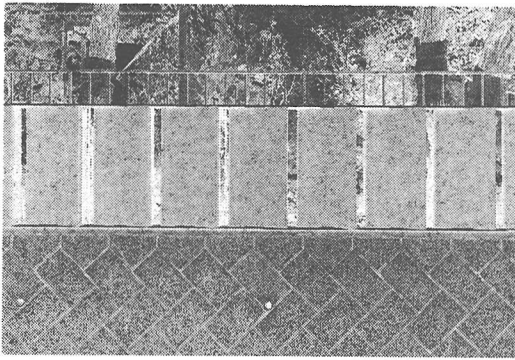


写真-1 遮音壁設置後の様子 (CASE1)

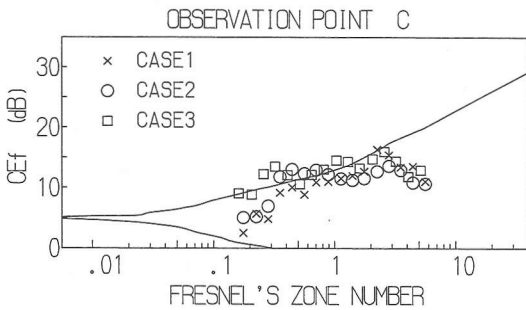


図-6 観測点(C)のインサージョンロス

3種類の壁を設置した事である。壁は高さが90cmで、その全長は15.4mである。壁の高さを90cmとしたのは、壁が高くなると人力による壁の設置が困難なこと、設置後の転倒対策が十分図れなく危険であることなどの実験費用からの制約が主たる理由である。多額の費用はかかるが、もっと高い壁について減音効果を検証する必要があると思う。また、壁の全長は、道路中心から観測点までの距離の1ないし1.5倍程度壁が張出していれば、壁の左右の端部からの回折音は十分に小さいと報告されている<sup>5)</sup>ことから決めた。なお、本研究で考案したルーバー形式の遮音壁は、図-5に示すようにダブルルーバー(1.6mm厚の鉄板)の両面に吸音材料(3cm厚さのモルトプレンを)張り付けたものである。モルトプレンは市販されている材料であり、その吸音率(残響室法)をカタログから転記すると、周波数125, 250, 500, 1k, 2kHzでそれぞれ0.15, 0.35, 1.04, 0.82, 0.79である。このダブルルーバーの上下を厚さ1cmの合板に取り付けて固定した。実験現場に設置した壁はこの合板の厚さを含むので、高さが90cmとなる。著者らの模型実験の範囲では実寸で羽根部材の間隔50cm、部材の幅22cm、吸音材料の厚さ4cmが最も適当と判断されたので<sup>1)</sup>、実車走行実験用に製作した遮音壁もこの寸法に近いものにした。写真-1が遮音壁を設置した様子(CASE1)である。なお、ルーバー間の隙間の大きさはCASE1は約6cm, CASE2は約1cmである。また、表-2中の合板の厚

さは1cmである。

## (2) 運転者間の挙動の補正

同一の実験ケースで運転者が同じであれば音響出力にはばらつきが少ない。しかし、同一の実験ケースでも運転者が異なれば差が生じる場合がある。そして、このことは音の伝播特性以外の変動要因をインサージョンロスの分析値にもちこむことになる。本研究では実験並びに分析に手間取ったために表-2に示す様に結果的に3名の運転者を使用した。そして、運転者に同一の走行条件を指示したにもかかわらず音響出力に差が認められた。それゆえ、本研究の分析においては、運転者間の挙動を次の要領で補正する。本研究ではCASE4の石垣の減音量を調べる実験は全ての運転者が行っているの、このことを利用して運転者間の差を補正した。つまり、実車走行実験で得られたデータからインサージョンロスを求める場合には、式(1)~(3)を次のように考えた。

$$\begin{aligned}
 C_{Ef} &= 10 \log \left[ \frac{\int_{-M}^M z_{Hf}^3(t) dt}{\int_{-M}^M z_{Af}^3(t) dt} \cdot \frac{\int_{-M}^M z_{Af}^j(t) dt}{\int_{-M}^M z_{Ef}^j(t) dt} \right] \\
 &= 10 \log \left[ \frac{\int_{-M}^M W_{Hf}^3 g_{Hf}(t) dt}{\int_{-M}^M W_{Af}^3 g_{Af}(t) dt} \right] \\
 &\quad + 10 \log \left[ \frac{\int_{-M}^M W_{Af}^j g_{Af}(t) dt}{\int_{-M}^M W_{Ef}^j g_{Ef}(t) dt} \right] \quad (12)
 \end{aligned}$$

つまり、データからインサージョンロスを求める場合には、3の番号の運転者が障害物のないアスファルト舗装平面上を定常走行するときに観測された音の強さ  $z_{Hf}^3(t)$  に運転者間の挙動を補正したものを基準にする。そうすれば、実験ケースは異なっても同一人だったら音響出力の差は無視できるほど小さいので、結果的に式(12)は次のような意味を持つことになる。

$$\begin{aligned}
 W_{Hf}^3 &= W_{Af}^3 \\
 W_{Ef}^j &= W_{Af}^j \quad (E=1, 2, 3) \\
 C_{Ef} &= 10 \log \left[ \frac{\int_{-M}^M g_{Hf}(t) dt}{\int_{-M}^M g_{Af}(t) dt} \right] \\
 &\quad + 10 \log \left[ \frac{\int_{-M}^M g_{Af}(t) dt}{\int_{-M}^M g_{Ef}(t) dt} \right]
 \end{aligned}$$

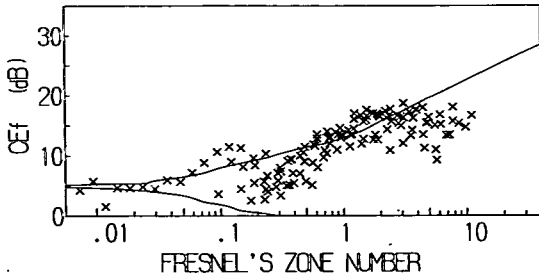


図-7 CASE1のインサージョンロス

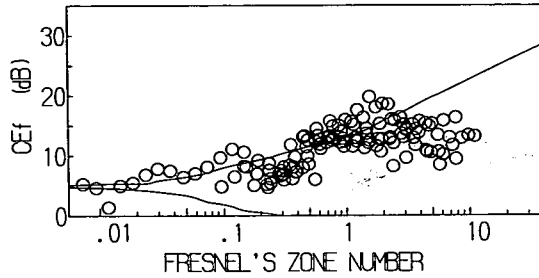


図-8 CASE2のインサージョンロス

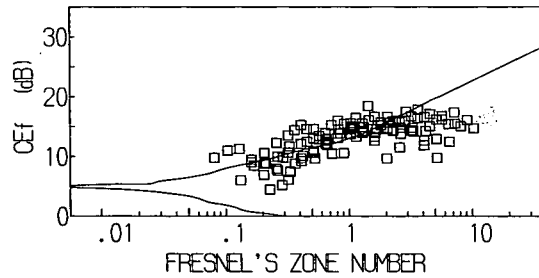


図-9 CASE3のインサージョンロス

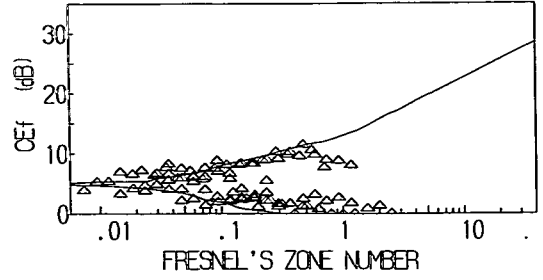


図-10 CASE4のインサージョンロス

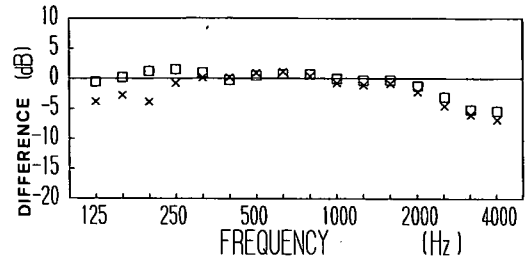


図-11 各周波数のインサージョンロスの実測値と理論値の差

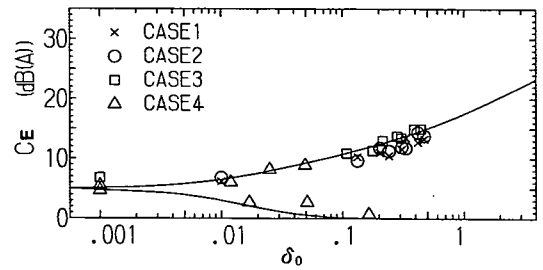


図-12 インサージョンロスのオーバーオールでの実測値と理論値の比較

$$\approx 10 \log \left[ \frac{\int_{-M}^M g_{Hf}(t) dt}{\int_{-M}^M g_{Ef}(t) dt} \right] \quad (13)$$

### (3) インサージョンロスの比較

結果の一例として図-6に、図-4の観測点Cにおける  $C_{Ef}$  の理論曲線(実線)と実測値を示す。理論曲線は、完全反射面をもつ半自由空間に無限大の透過損失をもつ壁が存在すると仮定して、式(3)中の  $g_{Ef}(t)$  を次の様に考えて、数値積分でそのインサージョンロスを計算したものである<sup>3)</sup>。

$$g_{Ef}(t) = g_C(t) \times 10^{-\Delta L(t)/10} \quad (14)$$

また、この時の回折減音量  $\Delta L(t)$  dB の算出には厚みを無視し得る鋭い端部(ナイフエッジ)を持つ反射性障壁の結果(前川の測定値を近似した式)<sup>2)</sup>を用いた。

$$\begin{aligned} \Delta L &= 10 \log N + 13 & (1 \leq N) \\ &= 5 \log N + 13 & (0.1 \leq N < 1) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &= 30N + 5 & (-0.1 \leq N < 0.1) \\ &= -4 \log |N| - 2 & (-0.3 \leq N < -0.1) \\ &= 0 & (N < -0.3) \end{aligned}$$

$$N = \delta f / 170 \quad (15)$$

ただし、式(15)中の  $N$  はフレネル番号であり、壁を有する場合とない場合の音の伝播経路の差(行路差、単位:m)  $\delta$  と周波数の関数である。なお、 $\delta$ 、 $N$ 、 $\Delta L$  は、車両(音源)が道路上を走行するために、時間  $t$  の関数であるが、表示が繁雑になるので式(15)中では  $t$  を省略した。また、図-6は車両が観測点の正面に到着したときの行路差  $\delta_0$  をもとに算出したフレネル番号と  $C_{Ef}$  (実験ケースE、周波数  $f$  のインサージョンロス) の関係を表している。

次に、実測値は式(12)の考えにそって、実験データを分析することによって求めた。分析の要領は3(2)の①~④の  $S_{FCf}$  に相当するものを求めたのと同じである。図-6より、CASE1、2では、低い周波数(160 Hz 付近)と高い周波数(3.15 kHz 付近)において理論値より5~

表-3 インサージョンロスのオーバーオールでの実測値

小型車類	A	B	C	D	E	F	G	H
CASE1	6.9	11.3	11.4	12.3	12.6	14.7	14.3	14.7
CASE2	7.4	10.4	11.6	12.3	12.9	12.1	15.3	14.6
CASE3	7.2	11.6	13.5	13.9	12.5	14.2	15.5	15.5
CASE4	0.6	2.5	4.7	6.1	2.5	5.5	8.6	9.2
大型車類	A	B	C	D	E	F	G	H
CASE1	6.2	10.3	10.5	11.6	11.0	13.5	12.7	13.3
CASE2	6.8	9.6	11.3	11.9	11.8	11.7	14.4	13.8
CASE3	6.8	10.9	13.0	13.8	11.3	13.5	14.9	15.0
CASE4	0.7	2.7	4.7	6.0	2.7	5.5	8.2	8.9

(単位: dB(A))

10 dB ほどインサージョンロスが小さい。なお、図-7~10 に全ての観測点のインサージョンロスを実験ケース毎にまとめて示す。

周波数によってはインサージョンロスが小さいことは、図-4 の全ての観測点についている。そこで、実測値と理論値との差を周波数毎に8つの観測点で平均して壁の減音効果を比較した。これによって、行路差の影響を排除して減音効果を比較できる。有意水準1.0%で検定した結果、CASE1 と CASE2、及び CASE3 と CASE4 については有意な差が認められなかった。そこで、CASE1、2 を平均したもの(図-11 中の×印)と、CASE3、4 を平均したもの(同□印)について差があるか否かについて検定した。その結果、低い周波数(125, 160, 200 Hz)において有為な差が認められた。よって、本研究で検討した遮音壁は、低い周波数が弱点である事がわかった。なお、2.5 kHz 以上の高い周波数については、CASE3、4 でも同様な事がいえるので、ルーバー形式の壁の弱点とはいえないと考える。つまり、3.(2)で述べたように、これらの周波数においては直達音と反射音の干渉に起因する過減衰により、見かけ上インサージョンロスが小さくなったと推察される。また、他の周波数については、無限大の透過損失をもつ壁が存在すると仮定して求められる回折減音量と同程度の値を示しており、遮音壁としての能力は充分認められる。

本研究で検討した遮音壁は、低い周波数が弱点である。しかしながら自動車は音源として1kHz付近で優勢なスペクトルを持っているので、低い周波数での弱点が致命的なものにならないことが考えられる。そこで、 $C_E$  をオーバーオールで合成した  $C_E$  について検討を行った。 $C_E$  の理論曲線と A~H の観測点(cf. 図-4)に対応する実測値を比較して図-12 に示す。なお、理論曲線は式(3), (11), (14), (15) から算出した。音源の相対レベルは大型車類と小型車類では異なるために(cf. 表-1),  $C_E$

の理論曲線と実測値は車種別に得られる。しかし、その結果に大きな差がなかったのでここでは大型車類の方だけを図示した。図-7~9, 図-12 で CASE1, 2 と CASE3 のフレネル番号並びに  $\delta_0$  が異なるのは、ルーバーと合板の厚さの違いにより遮音壁を仮定した位置に約10cmの差が生じたためである。なお、表-3 に全ての観測点の  $C_E$  の実測値をまとめて示す。図-12 より、CASE3, 4 については理論値との差はほとんどない。また、CASE1, 2 においても行路差の小さい観測点では理論値に近い値を示している。これは回折音の方が、壁の透過音より大きいことと、自動車の音響出力の相対レベルが、低い周波数では十分に小さく、この壁の弱点が顕在化しないからである。しかし、行路差の大きい観測点では2dB程度減音効果が落ちる。これは、行路差が大きい観測点では、壁を透過してくる音の影響が現れる為と思われる。しかしながら以上の結果を総合すると、本研究で提示した遮音壁は、大きな回折減音量を期待する場合には壁から透過してくる音への対応を更に検討する必要があるものの、本研究で実験した(およそ14dB以下)程度の回折減音量を期待するのであれば、道路交通騒音に充分利用可能であると考えられる。

なお、本節でインサージョンロスの理論値を求める際に、石垣と車体間の反射は考慮していない。CASE3, 4 の実測値と理論値の比較(図-9~12) から、それを考慮する必要性を認めなかったからである。

## 5. まとめ

無響室や風洞を用いた模型実験の結果を基にして、高さは90cmであるが、風荷重を低減できる実物大の遮音壁を製作した。そして、それを道路側方に設置し、自動車を走行させたときの減音効果を調べた。その結果をまとめて以下に示す。

(1) 本研究で考案した遮音壁は、図-5に示す形状のものでダブルルーバー（1.6mm厚の鉄板）に吸音材料（3cm厚さのモルトプレレン）を張り付けた高さ90cm（ルーバーの上下に固定のために取り付けられた合板の厚さを含む）のものである。

(2) この遮音壁のインサージョンロスは低い周波数（125, 160, 200Hz）で低下するのが弱点である。他の周波数については、無限大の透過損失をもつ壁が存在すると仮定して求められる回折減音量と同程度の値を示している。なお、2.5kHz以上の高い周波数については、石垣、石垣と合板の壁でもインサージョンロスの低下が認められるので、本研究で提示した遮音壁の弱点とはいえない。

(3) 自動車は音源として1kHz付近で優勢なスペクトルを持っているので、各周波数のインサージョンロスをオーバーオールで合成した値を求めた。その結果、行路差の大きい観測点では、無限大の透過損失をもつ壁が存在すると仮定して求められる理論値より2dB程度減音効果が落ちるものの、行路差の小さい観測点では理論値に近い値を示している。つまり、本研究で考案した遮音壁は、大きな回折減音量を期待する場合には壁から透過してくる音への対応を更に検討する必要があるものの、本研究で実験した（およそ14dB以下）程度の回折減音量を期待するのであれば、道路交通騒音に充分利用可能であると考えられる。

なお、本研究で考案した遮音壁は平板状のものに比べて透過損失は小さい。従って、大きな回折減音量を期待する場合には壁からの透過音が減音効果を小さくすることが考えられるので、これに関する検討については稿を改めて報告したい。

謝辞：本研究に対してご助力いただいた九州工業大学工学部 浦英樹氏、俣奥村組 小立篤史氏に感謝します。

#### 参考文献

- 1) 渡辺義則, 吉田勇, 久保喜延, 加藤九州男: 風の抵抗の低減を考慮した防音壁の基礎的研究, 土木学会論文集, 第530号/IV-30, pp.117~122, 1996.
- 2) 建設省土木研究所, 御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, 1983.
- 3) 渡辺義則, 喜洲淳哉: 荷重関数に基づく道路交通騒音のための等価騒音レベル簡易計算法, 交通工学, Vol.25, No.3, pp.9~16, 1990.
- 4) 足立義雄, 中須賀聡, 宮川隆巳: 道路交通騒音の周波数特性—模型実験手法研究(2)—, 日本音響学会講演論文集, pp.529~530, 1985.
- 5) 清水 博, 足立義雄, 辻 靖三, 根本 守: 道路環境, 山海堂, 1987.

(1996.5.14 受付)

## A FIELD TEST ON A NOISE BARRIER FOR REDUCTION OF WIND LOAD USING A VEHICLE RUNNING AT A CONSTANT SPEED

Yoshinori WATANABE, Yoshinobu KUBO, Kusuo KATO, Isamu YOSHIDA  
and Katuya YOSHIYUKI

In the previous paper, the authors proposed the forms and dimensions of noise barrier which is able to reduce not only road traffic noise but also wind load through scale model experiments in an anechoic room and two-dimensional wind tunnel. Furthermore, in this paper, a field test was done using a vehicle running at a constant speed in order to prove enough noise reduction before practical application. The barrier was 90cm high. The louver made of steel was covered with absorptive material of 3cm thickness and the intervals of its members were 45 or 50cm.