ハイブリッド ANC システムを用いた能動的遮音壁 (ウォーターベッド効果による増音の抑制及び各種音場における減音効果の考察)

王 循^{*1}, 木庭 洋介^{*2}, 石川 諭^{*2}, 雉本 信哉^{*2}

Noise barrier using hybrid ANC system (Suppression of the noise enhancement caused by the waterbed effect and investigation of the noise attenuation performance under various sound field configurations)

Xun WANG^{*1}, Yosuke KOBAYASHI^{*2}, Satoshi ISHIKAWA^{*2} and Shinya KIJIMOTO^{*2}

^{*1,*2} Kyushu Univ. Dept. of Mechanical Engineering
744 Motoooka, Nishi-ku, Fukuoka 819-0395, Japan

Received 2 February 2015

Abstract

In this paper, the hybrid active noise control (HB-ANC) system applied in the active noise barrier (ANB) is improved, and the noise attenuation performance of the ANB is investigated under four different sound field configurations. This hybrid ANB reduces the diffraction noise from top of the ANB and the noise propagated to the head position of the target person behind the ANB simultaneously to achieve higher noise attenuation. However, the waterbed effect of the feedback control part of the HB-ANC system will cause noise enhancement at some frequencies in the control area. In order to solve this problem, the HB-ANC system is improved by adding a filter to cancel the noise enhancement caused by the waterbed effect. Then, the noise attenuation performance of the hybrid ANB under four sound field configurations is evaluated by simulations. The sound field configurations are set up to investigate how the diffraction from side of the ANB and the reflection influence the performance of the ANB. An experiment in the anechoic chamber is also conducted. The results indicate that the low frequency noise attenuation can be obtained in a wide area behind the ANB, and at the head position of the person, the noise attenuation can be ensured within a wider frequency range, even for the sound fields where the uncontrolled diffraction from side and the reflection exist.

Key words : Noise control, Adaptive control, Noise barrier, Hybrid ANC system, Feedback control, Waterbed effect

1. 緒 言

産業技術の発展に伴い、騒音問題が深刻になってきている。騒音対策として、遮音壁が広く使われているが、従来の遮音壁による受動的遮音は高周波騒音に対して効果的であるものの、低周波騒音に対する効果が不十分である。遮音性能を向上するために、種々の先端部形状を改良した遮音壁 (Hothersall, et al., 1991) (Ishizuka and Fujiwara, 2004) (May and Osman, 1980) (Samuels and Ancich, 2001) が検討されている。しかし、これらも受動的効果を利用したものであり、先端部形状の設計による高周波帯域遮音性能の向上と比較し、低周波騒音に対する遮音性能の向上は十分とは言えない (Ishizuka and Fujiwara, 2004)。

一方、能動的騒音制御 (Active noise control, ANC) (Elliott, 2001) (Kuo and Morgan, 1996) は音波の干渉を利用し、騒音を消去する技術であり、低周波騒音制御に有効な手段であることが知られている。このことから、受動的遮

音壁に ANC 手法を組み合わせることにより、低周波騒音に対する遮音性能の向上が期待できる。このような能動的遮音壁 (Active noise barrier, ANB) に対する研究は交通騒音や工場、工事現場からの騒音を想定した室外騒音対策として行われているもの (Ise, et al., 1991) (仲島, 伊勢, 2007) (大西他, 2001) と、オフィス等の居室環境の静音化を目的とした小型遮音壁の構築を考えるもの (Kijimoto, et al., 2009) (木庭他, 2012a) (Wang, et al., 2011) (Wang, et al., 2014) (王他, 2014) がある。また、能動的減音メカニズムから分類すると、ANC 手法を利用し、遮音壁先端部にソフト境界を生成する音響境界制御タイプ (Ise, et al., 1991) (仲島, 伊勢, 2007) (大西他, 2001) (Wang, et al., 2011) と人の頭部位置を制御点として騒音の音圧を低減するタイプ (Kijimoto, et al., 2009) がある。

音響境界制御は広い領域内で低周波騒音を低減できるのに対し、音圧制御は制御点位置において高い減音効果が得られることが特徴である。両方の特徴を利用し、ANB の性能を更に向上させるために、著者らは音響境界制御と音圧制御を同時に行うハイブリッド型 ANB (木庭他, 2012a) (王他, 2014) を提案している。該当 ANB は居室環境の騒音対策として、フィードバック (feedback, FB) ANC とフィードフォワード (feedforward, FF) ANC を併用するハイブリッド (Hybrid, HB) ANC システムをオフィス用パーティションに組み合わせて構成されるものである。FB 制御部は遮音壁先端にソフト境界を生成し、回折音を低減する。FF 制御部は人の頭部位置を制御点とし、騒音の音圧を低減する。先行研究では、HB-ANC システムを用いた制御ユニットは、単独の ANC システムを利用した制御ユニットより高い減音量を得ていることがシミュレーションと基礎実験により確認されている (王他, 2014)。また、HB-ANC システムを用いた ANB について、制御領域内で低周波騒音に対する減音量が向上していることがシミュレーションにより確認されている (木庭他, 2012a) (Wang, et al., 2014)。

FB-ANC システムは参照マイクが不要であり、コンパクトな制御ハードウェア構成が望ましい場合やコヒーレンスの高い参照信号が得られない場合に適していることから、ハイブリッド型 ANB 先端のソフト境界の生成に用いている。しかし、FB-ANC システムでは、制御音源から制御点までの二次経路に時間遅れが含まれるため、FB 制御により騒音が低減される周波数帯域がある一方、増音される周波数帯域が必然的に存在する。この現象はウォーターベッド効果 (Freudenberg and Looze, 1985) (Skogestad and Postlethwaite, 2005) と呼ばれる。ハイブリッド型 ANB については、ウォーターベッド効果による増音は FB-ANC 点位置のみならず、遮音壁背後の制御領域内にも及んでいる (Wang, et al., 2014)。ウォーターベッド効果を抑制するために、FB 制御の二次経路に含まれる時間遅れを短縮することや FB 制御器の設計時に最大増音量を制限することが考えられる。しかし、実際には、制御機器配置上の制限や制御器の処理時間が必要であること等から、時間遅れを短縮できない場合が多く、FB-ANC のウォーターベッド効果を完全に抑えることは困難である。また、FB 制御器の設計は減音性能とウォーターベッド効果のトレードオフになっており、増音量を制限すると、実現できる減音量が減少する。

この問題点に対し、本論文は FF 制御の制御点において、ウォーターベッド効果による増音の抑制を目的とし、新たな HB-ANC システムを提案する。提案システムは FB 制御部と FF 制御部の間にウォーターベッド効果による増音をキャンセルするための適応フィルタを加えて構成される。また、本論文は 4 種類の音場条件を想定し、提案 HB-ANC システムを実装した ANB による減音効果をシミュレーションにより確認する。音場条件は ANB の減音効果に対する反射と ANB の横からの回折音の影響を検討できるように設定する。更に、無響室内で実験を行い、ハイブリッド型 ANB による減音効果を確認する。

2. 提案ハイブリッド ANC システムを用いた ANB

本章は、図 1 に示すハイブリッド型 ANB のコンセプト及び提案 HB-ANC システムについて説明する。

2.1 ハイブリッド型能動的遮音壁のコンセプト

ハイブリッド型 ANB のコンセプトを図 1(a) に示す。ハイブリッド型 ANB はオフィス用パーティション上部先端に FB 制御ユニットを 5 つ設置し、パーティション背面に FF 制御ユニットを 1 つ設置して構成する。FB 制御ユニットを用いてパーティション上部にソフト境界を生成し、回折音を低減することにより、低周波音に対してパーティション背後の広い範囲において減音効果を得ることができる。一方、FF 制御部は人間の頭部位置を想定した制御点近傍において高い減音効果を得ることを目的としている。

FB 制御と FF 制御を単独に行う場合、FB 制御点と FF 制御点における音圧 p_B と p_F は

$$\mathbf{p}_B(\omega) = \mathbf{p}_N(\omega)\mathbf{W}_{ref}(\omega) + \mathbf{p}_{BC}(\omega)\mathbf{G}_B(\omega), \quad (1)$$

$$\mathbf{p}_F(\omega) = \mathbf{p}_N(\omega)\mathbf{W}(\omega) + \mathbf{p}_{FC}(\omega)\mathbf{G}_F(\omega), \quad (2)$$

となる。ここで、 p_N は騒音源音圧、 p_{BC} と p_{FC} はFBとFF制御音源表面における制御音音圧である。 $\mathbf{W}_{ref}$ と $\mathbf{W}$ は騒音源からFB制御点、FF制御点までの一次経路特性、 $\mathbf{G}_B$ はFB制御音源からFB制御点までのFB制御二次経路特性、 $\mathbf{G}_F$ はFF制御音源からFF制御点までのFF制御二次経路特性を表す。FB制御及びFF制御による残留騒音の制御前騒音に対する比率を η_B と η_F ($|\eta| < 1$) とすると、FB制御点とFF制御点における残留騒音の音圧は

$$\mathbf{p}_B(\omega) = \eta_B \mathbf{p}_N(\omega) \mathbf{W}_{ref}(\omega), \quad (3)$$

$$\mathbf{p}_F(\omega) = \eta_F \mathbf{p}_N(\omega) \mathbf{W}(\omega), \quad (4)$$

で表すことができる. 制御音音圧 p_{BC} と p_{FC} は式 (1)–式 (4) から以下のように導出できる.

$$\mathbf{p}_{BC}(\omega) = -(1 - \eta_B) \mathbf{p}_N(\omega) \frac{\mathbf{W}_{ref}(\omega)}{\mathbf{G}_B(\omega)}, \quad (5)$$

$$\mathbf{p}_{FC}(\omega) = -(1 - \eta_F) \mathbf{p}_N(\omega) \frac{\mathbf{W}(\omega)}{\mathbf{G}_F(\omega)}. \quad (6)$$

FB 制御と FF 制御を同時に行う場合、FF 制御点における音圧 $p_{F(HB)}$ は

$$\mathbf{p}_{F(HB)}(\omega) = \mathbf{p}_N(\omega)\mathbf{W}(\omega) + \mathbf{p}_{FC}(\omega)\mathbf{G}_F(\omega) + \mathbf{p}_{BC}(\omega)\mathbf{G}_{BF}(\omega), \quad (7)$$

となる．ここで， $\mathbf{G}_{BF}$ は FB 制御音源から FF 制御点までの音響経路特性を表す．式 (5) と式 (6) を式 (7) に代入すると， $\mathbf{p}_{F(HB)}$ は次式のようになる．

$$\mathbf{p}_{F(HB)}(\omega) = \eta_F \mathbf{p}_N(\omega) \mathbf{W}(\omega) - (1 - \eta_B) \mathbf{p}_N(\omega) \frac{\mathbf{W}_{ref}(\omega) \mathbf{G}_{BF}(\omega)}{\mathbf{G}_R(\omega)}. \quad (8)$$

FB 制御点と FB 制御音源表面間の非常に短い距離を無視し、以下の仮定を置くと、

$$\mathbf{G}_B(\omega) = 1, \quad (9)$$

$$\mathbf{W}(\omega) = \mathbf{W}_{ref}(\omega) \mathbf{G}_{BF}(\omega), \quad (10)$$

式 (8) は以下のように簡略化できる.

$$\mathbf{p}_{F(HB)}(\omega) = (\eta_B + \eta_F - 1) \mathbf{p}_N(\omega) \mathbf{W}(\omega). \quad (11)$$

式 (11) は, FB 制御と FF 制御を同時に行う HB 制御による残留騒音率 $\eta_B + \eta_F - 1$ の絶対値が η_F より小さい場合, HB 制御は FF 制御より高い減音効果が得られることを示している. この時の η_B は以下の関係を満たす.

$$1 - 2\eta_F < \eta_B < 1. \quad (12)$$

Fig. 1 ANB applying the HB-ANC system

式 (12) から, FF 制御による減音効果が非常に高い場合 ($|\eta_F| \ll 1$), η_B が式 (12) の条件を満たせず, FB 制御を行うと逆効果になる可能性があるが, FF 制御による残留騒音が大きい場合, FB 制御を同時に行うことで減音効果を向上できることがわかる. 実際, 制御を行っても必ず残留騒音が存在するため, 式 (12) が満たされる場合が多く, HB 制御は減音効果を向上する手法として有効であると言える.

2.2 ウォーターベッド効果による増音の抑制

FB 制御を行う場合, ウォーターベッド効果による増音が存在する. この増音の原因は FB 制御音源が新たな騒音源と見なされることにある. FF 制御音源を利用し, FF 制御点に伝達する増音をキャンセルするための FF 制御器を構築できれば, FB 制御による増音が存在しても, 遮音壁背後にいる人の頭部近傍においてウォーターベッド効果の影響を低減できる.

図 2 に示すように, FB 制御音源における増音成分の音圧を p_{WB} , FF 制御音源における増音に対する制御音圧を p_{WBC} とすると, FF 制御点における制御後音圧 $p_{F(WB)}$ は以下となる.

$$p_{F(WB)}(\omega) = p_{WB}(\omega)G_{BF}(\omega) + p_{WBC}(\omega)G_F(\omega). \quad (13)$$

制御後残留増音の比率を η_{WB} とすると, $p_{F(WB)}$ は

$$p_{F(WB)}(\omega) = \eta_{WB}p_{WB}(\omega)G_{BF}(\omega), \quad (14)$$

となり, 制御音音圧 p_{WBC} は以下のようになる.

$$p_{WBC}(\omega) = -(1 - \eta_{WB})p_{WB}(\omega) \frac{G_{BF}(\omega)}{G_F(\omega)}. \quad (15)$$

そのため, 式 (15) に示す制御音圧を FF 制御音源から出力することで, FF 制御点に伝達する増音をキャンセルできる. しかし, 式 (15) にある p_{WB} は取得することが困難である. 実際に取得できる音圧は, FB 制御点における制御後音圧 p_{BE} と FB 制御音圧 p_{BO} となる. p_{BE} と p_{BO} は以下のように表せる.

$$p_{BE}(\omega) = \begin{cases} p_B(\omega), & \omega \text{ in the target frequency band of FB control} \\ p_{WB}(\omega), & \omega \text{ at the other frequencies} \end{cases}, \quad (16)$$

$$p_{BO}(\omega) = \begin{cases} p_{BC}(\omega), & \omega \text{ in the target frequency band of FB control} \\ p_{WB}(\omega), & \omega \text{ at the other frequencies} \end{cases}. \quad (17)$$

ここで, p_B と p_{BC} は制御後音圧と制御音圧のウォーターベッド効果が存在しない成分のみを表す. p_{BE} と p_{BO} は, 両方とも p_{WB} を含めるため, 式 (15) に用いる場合, 増音をキャンセルできる制御音圧を求めることができる. しかし, この制御音圧は, FB 制御対象帯域において, p_{BC} と p_B に関する成分を持つため, HB 制御の減音効果に影響を及ぼすことがある. この影響を軽減するために, p_{WB} の代わりに使用する音圧信号は, FB 制御対象帯域内の振幅が小さいことが望ましい. 式 (3), 式 (5) と式 (9) を式 (16) と式 (17) に代入すると,

$$p_{BE}(\omega) = \begin{cases} \eta_B p_N(\omega) W_{ref}(\omega), & \omega \text{ in the target frequency band of FB control} \\ p_{WB}(\omega), & \omega \text{ at the other frequencies} \end{cases}, \quad (18)$$

Fig. 2 Concept of canceling the waterbed effect induced noise enhancement.

$$\mathbf{p}_{BO}(\omega) = \begin{cases} -(1 - \eta_B) \mathbf{p}_N(\omega) \mathbf{W}_{ref}(\omega), & \omega \text{ in the target frequency band of FB control} \\ \mathbf{p}_{WB}(\omega), & \omega \text{ at the other frequencies} \end{cases}, \quad (19)$$

となる．上記式から，FB 制御対象帯域において， $\mathbf{p}_{BE}$ と $\mathbf{p}_{BO}$ の振幅の大小関係は制御結果 η_B によることがわかる．制御が成功している場合， η_B が小さくなることから，制御音圧 $\mathbf{p}_{WBC}$ を求めるのに制御後音圧 $\mathbf{p}_{BE}$ を使用することがより適切であると考えられる．また，FF 制御である点から，FB 制御対象帯域において， $\mathbf{p}_{WB}$ の代わりに使用する音圧信号と FF 制御点における HB 制御後音圧信号間のコヒーレンスが低いほど，HB 制御による減音効果に対する影響が小さいと考えられる．

2.3 提案ハイブリッド ANC システム

第 2.1, 2.2 章で説明した制御は図 1(b) に示す提案システムを用いて実現する．図中， x は騒音源信号， d_B ， y_B ， e_B は FB 制御点における騒音信号，FB 制御信号，誤差信号である． d_F ， y_{BF} ， y_F ， e_F は FF 制御点における騒音信号，FB 制御信号，FF 制御信号，誤差信号である．記号 $\mathbf{C}_B$ ， $\mathbf{C}_F$ は FB 制御，FF 制御に用いる制御フィルタである． $\mathbf{C}_W$ はウォーターベッド効果による増音をキャンセルするためのフィルタである．制御フィルタ $\mathbf{C}_B$ ， $\mathbf{C}_F$ ， $\mathbf{C}_W$ は FIR フィルタで実現する．ここで，音響経路は空間内音波の伝播経路と制御用電子回路の特性を含む． $\hat{\cdot}$ は信号と音響経路の推定値を表す．

FB 制御部は 5 チャンネル IMC 型 FB-ANC システム (Kuo and Morgan, 1996) を用いる．システム構築の最初ステップとして，5 つの FB 制御フィルタをそれぞれ filtered-x LMS (FX-LMS) アルゴリズム (Morgan, 1980) によりオフラインで同定する．同定したフィルタは固定制御フィルタとして使用する．適応フィルタを用いたシステムは騒音源特性の変化に追従できるのに対し，固定フィルタを用いたシステムは騒音源の特性によらず，事前に定めた制御対象帯域において一定の減音量が得られるのが特徴である．制御中に i 番目の FB 制御音源から出力する制御音 u_{Bi} は次式で計算する．

$$u_{Bi}(n) = \mathbf{c}_{Bi}(n)^T \hat{\mathbf{d}}_{Bi}(n). \quad (20)$$

ここで，

$$\mathbf{c}_{Bi}(n) = [c_{Bi1}(n), c_{Bi2}(n), \dots, c_{BiL}(n)]^T, \quad (21)$$

$$\hat{\mathbf{d}}_{Bi}(n) = [\hat{d}_{Bi}(n), \hat{d}_{Bi}(n-1), \dots, \hat{d}_{Bi}(n-L+1)]^T, \quad (22)$$

$$\hat{d}_{Bi}(n) = e_{Bi}(n) - \sum_{j=1}^5 \hat{\mathbf{g}}_{Bji}^T \mathbf{u}_{Bj}(n), \quad (23)$$

$$\hat{\mathbf{g}}_{Bi} = [\hat{g}_{Bi1}, \hat{g}_{Bi2}, \dots, \hat{g}_{BiL}]^T, \quad (24)$$

$$\mathbf{u}_{Bi}(n) = [u_{Bi}(n), u_{Bi}(n-1), \dots, u_{Bi}(n-L+1)]^T, \quad (25)$$

であり， $\mathbf{c}_{Bi}$ は i 番目の制御フィルタの係数ベクトル， $\hat{\mathbf{d}}_{Bi}$ は i 番目の制御点における騒音信号推定値の時系列， $\hat{\mathbf{g}}_{Bji}$ は j 番目の制御音源から i 番目の制御点までの音響経路モデルのインパルス応答， $\mathbf{u}_{Bi}$ は i 番目の制御音源から出力する制御音信号の時系列を表す．式 (23) は FB 制御ユニット間のクロストークを考慮し， $\hat{\mathbf{d}}_{Bi}$ を計算している．

FF 制御部は 1 チャンネルであり，対象騒音を制御するための適応フィルタ $\mathbf{C}_F$ とウォーターベッド効果による増音をキャンセルするための適応フィルタ $\mathbf{C}_W$ で構成される． $\mathbf{C}_F$ の参照信号は FB 制御ユニットの制御点における騒音信号の推定値 $\hat{d}_B$ を用い， $\mathbf{C}_W$ の参照信号は FB 制御点の誤差信号 e_B を用いる． $\hat{d}_B$ と e_B はいずれもシステムの FB 制御部から取得できる信号であるため，FF 制御専用の参照マイクを設置する必要はない．FF 制御における参照信号と制御点騒音信号間のコヒーレンスを考慮し，騒音源と FF 制御点を結ぶ直線上にある FB 制御ユニット列の制御点における上記信号を利用することが望ましい．FF 制御点位置が固定であるため，騒音の入射角度を実時間に推定する (木庭他, 2012b) ことで，適切な FB 制御ユニットを適応的に選択し，FF 制御の参照信号を取得することが可能である．本研究では，騒音源を遮音壁の中心線上に配置し，考察を行うため， $\mathbf{C}_F$ と $\mathbf{C}_W$ の参照信号はそれぞれ，FB 制御ユニット列の中央制御点における $\hat{d}_{B3}$ と e_{B3} を用いる． $\mathbf{C}_F$ と $\mathbf{C}_W$ のフィルタ係数はシステム初期化段階で $\mathbf{C}_F$ から $\mathbf{C}_W$ の順に FX-LMS アルゴリズムにより同定される．この段階では，制御点に誤差マイクを設置する必要があるが，同定が完了した後，誤差マイクを撤去できる．制御中 $\mathbf{C}_F$ と $\mathbf{C}_W$ はいずれも固定フィルタとして使用し，生活空間に制御装置を配置する必要はない．同定時の $\mathbf{C}_F$ と $\mathbf{C}_W$ のフィルタ係数更新式は以下

になる.

$$\mathbf{c}_F(n+1) = \mathbf{c}_F(n) - \mu e_F(n) \mathbf{f}_F(n), \quad (26)$$

$$\mathbf{c}_W(n+1) = \mathbf{c}_W(n) - \mu e_F(n) \mathbf{f}_W(n). \quad (27)$$

ここで,

$$\mathbf{c}_F(n) = [c_{F1}(n), c_{F2}(n), \dots, c_{FL}(n)]^T, \quad (28)$$

$$\mathbf{c}_W(n) = [c_{W1}(n), c_{W2}(n), \dots, c_{WL}(n)]^T, \quad (29)$$

$$\mathbf{f}_F(n) = [f_F(n), f_F(n-1), \dots, f_F(n-L+1)]^T, \quad (30)$$

$$\mathbf{f}_W(n) = [f_W(n), f_W(n-1), \dots, f_W(n-L+1)]^T, \quad (31)$$

$$f_F(n) = \hat{\mathbf{g}}_F^T \hat{\mathbf{d}}_{B3}(n), \quad (32)$$

$$f_W(n) = \hat{\mathbf{g}}_F^T \mathbf{e}_{B3}(n), \quad (33)$$

$$\hat{\mathbf{g}}_F = [\hat{g}_{F1}, \hat{g}_{F2}, \dots, \hat{g}_{FL}]^T, \quad (34)$$

$$\mathbf{e}_{B3}(n) = [e_{B3}(n), e_{B3}(n-1), \dots, e_{B3}(n-L+1)]^T, \quad (35)$$

であり, $\mathbf{c}_F$, $\mathbf{c}_W$ は制御フィルタの係数ベクトル, $\hat{\mathbf{g}}_F$ は二次経路モデルのインパルス応答を表す. $\mathbf{f}_F$, $\mathbf{f}_W$ は制御フィルタの参照信号を二次経路モデルでフィルタリングした信号の時系列, $\mathbf{e}_{B3}$ は中央 FB 制御ユニットの誤差信号の時系列である. μ はステップサイズと呼ばれる小さい正数であり, ステップ毎のフィルタ係数更新の程度を調整するためのパラメータである. μ の値は FF 制御点において最大減音量を得るように試行錯誤で決定する. FF 制御音 u_F は次式で計算し, 制御音源から出力する.

$$u_F(n) = \mathbf{c}_F(n)^T \hat{\mathbf{d}}_{B3}(n) + \mathbf{c}_W(n)^T \mathbf{e}_{B3}(n). \quad (36)$$

3. 制御シミュレーション

本章では, 提案 HB-ANC システムのウォーターベッド効果による増音に対する抑制効果及び各種音場におけるハイブリッド型 ANB の能動的減音効果について, シミュレーションにより確認する.

3.1 シミュレーション条件と方法

シミュレーションで想定する音場を図 3 に示す. 反射と ANB の横からの回折音がどのように ANB の減音効果に影響するかを検討するために, パーティション 1 (900×1500mm), パーティション 2 (2400×1800mm), パーティション 3 (1200×1200mm) を用い, 四つの音場配置を構築する. パーティションの配置される位置と該当音場において反射と横からの回折の有無を表 1 にまとめる. 遮音壁が無響室の壁に隣接するように配置する. 吸音材側の回折は, その反対側の回折と比べ, 十分小さいと考えられるため, 反対側の回折のみを考察対象とする.

遮音壁背面にある 600mm×600mm の測定面において, 100mm 間隔で評価点を配置し, 音場 1-4 に対し, 提案 HB-ANC システムを用いた ANB による減音効果を計算する. また, 図 3(b) に黒い点 (●) で示す制御点近傍は人の頭部位置になるため, この範囲における平均減音量も計算して評価する.

Table 1 Summary of the sound field configurations. Configuration 1 is for investigating the noise attenuation performance of the ANB in the sound field where neither the diffraction from side nor the reflection exists. In configuration 2, the reflection exists on one side in the control area. Configuration 3 is for investigating the noise attenuation performance in the sound field where the diffraction from side exists, but there is little reflection. Configuration 4 is for investigating the noise attenuation performance where both the diffraction from side and the reflection exist.

	Arrangement of the partitions			Side diffraction	Reflection
	Position 1	Position 2	Position 3		
Configuration 1	—	Partition 2	—	No	No
Configuration 2	—	Partition 2	Partition 3	No	Yes
Configuration 3	—	—	—	Yes	No
Configuration 4	Partition 1	—	Partition 2	Yes	Yes

シミュレーションは図 1(b) に示すブロック線図に基づいて行う。シミュレーションで使用する音響経路特性は無響室内で音場 1-4 を配置し、事前に長さが 2048 の FIR フィルタとして同定する。制御用フィルタは音場 1, 3 において長さが 128 の FIR フィルタ, 反射が存在する音場 2, 4 において長さが 256 の FIR フィルタを使用する。制御システムのサンプリング周波数を 20kHz と設定する。制御対象音はホワイトノイズである。

シミュレーションでは, FB 制御用フィルタは音場 3 に対して作成し, 全ての音場における FB 制御部に適用する。これは, FB 制御点と FB 制御音源間の距離が非常に短いため, パーティション配置の違いによるこの音響経路特性の変化が小さいと考えられるからである。FF 制御用フィルタは各音場に対して同定する。また, FB 制御部各ユニット間, FB 制御部と FF 制御部間のクロストークはシミュレーションでは考慮していない。

3.2 FB 制御フィルタの作成

FB 制御フィルタを作成する際, まず, FB 制御の制御対象周波数帯域を決定する。先行研究 (Wang, et al., 2011) (木庭他, 2012a) により, 630Hz $1/3$ オクターブバンドまでの低周波帯域において, FB 制御による減音効果の向上が得られやすいことが確認されたため, 本研究では, FB 制御対象帯域の上限を 630Hz $1/3$ オクターブバンドとする。下限は制御音源として使用するスピーカの性能を考慮し, 200Hz $1/3$ オクターブバンドとする。FB 制御フィルタ係数は FX-LMS アルゴリズムを用いてコンピュータ上で計算する。計算用騒音源信号は FB 制御対象帯域で制限されたホワイトノイズを用い, 音響経路特性 FIR フィルタは事前に同定した音場 3 におけるものを用いる。計算した FB 制御フィルタを図 4 に示す。このフィルタを制御時に固定フィルタとして使用することで, 対象騒音の周波数特性によらず, 設定した制御対象周波数帯域において, 設計通りの減音量を実現できる。

Fig. 3 Sound field configurations

3.3 ウォーターベッド効果低減部に用いる参照信号妥当性の検証

本節は第 2.2 章に基づき、ウォーターベッド効果による増音の制御音圧を求める時に、増音成分信号の代わりに使用する音圧信号の妥当性を検証する。図 5 に、FB 制御の誤差信号（制御後音圧）と制御音信号の振幅及び、FB 制御の誤差信号と HB 制御の誤差信号間、FB 制御音信号と HB 制御の誤差信号間のコヒーレンスを示す。FB 制御対象帯域において、FB 制御の誤差信号は振幅が制御音信号より小さくなっており、HB 制御誤差信号とのコヒーレンスも低い。この点から、FB 制御の誤差信号を用いて求めた増音の制御音圧は、HB 制御による減音効果に対する影響が小さいことがわかる。それ以外の周波数帯域において、FB 制御の誤差信号と制御音信号は同程度の振幅及び、HB 制御の誤差信号とのコヒーレンスを有している。この点から、FB 制御の誤差信号と制御音信号のいずれを用いても、増音を有効にキャンセルできることが考えられる。以上の二点を考慮し、ウォーターベッド効果を低減するためのフィルタ C_W の参照信号として、FB 制御の誤差信号がより適切であることが確認できる。

3.4 制御点における減音効果

本節は FB と FF 制御点における音圧レベル (Sound pressure level, SPL) を計算し、作成した FB 制御フィルタの減音性能及び提案 HB-ANC システムのウォーターベッド効果による増音の抑制効果を確認する。ここで、一例として音場 3 の結果について考察する。

図 6 に、FB 制御ユニット列の中央制御点と FF 制御点における制御前後の 1/3 オクターブバンド音圧レベルを示す。FB 制御点では、制御対象帯域において騒音が低減されているが、制御対象帯域の両側にウォーターベッド効果による増音が見られる。特に 800Hz や 1kHz 1/3 オクターブバンドにおいて増音が著しく、遮音壁背面の制御領域にも及んでいる。図 6(b) は FF 制御、ウォーターベッド効果に対処するためのフィルタ C_W を用いない、FB 制御と FF 制御を単に組み合わせた制御手法と提案 HB 制御の結果を比較したものである。ここで、FF 制御は遮音

Fig. 4 FB control filter C_B . C_B is calculated based on the acoustic paths of the sound field configuration 3 and will be applied to other three sound field configurations

Fig. 5 A comparison of the appropriateness of using the FB error and output signal to cancel the waterbed effect induced noise enhancement. The amplitude of the FB error signal is smaller within the target band of FB control. Moreover, the FB error signal is less coherent with the HB error signal. These results demonstrate that the FB error signal is more appropriate to be applied as the reference signal of the noise enhancement canceling filter.

壁の上部中央に配置されるマイクと参照マイクとして利用する．630Hz $1/3$ オクターブバンドまでの FB 制御対象帯域において，FB 制御と FF 制御の減音効果が積み重なることにより，FB 制御と FF 制御の組み合わせ及び，HB 制御はいずれも FF 制御よりも高い減音効果を得ている．ウォーターベッド効果が存在する帯域において，HB 制御はウォーターベッド効果による増音をキャンセルしていることが示されており，提案システムの有効性が確認できる．

しかし，ウォーターベッド効果が存在する帯域において，HB 制御の減音効果は FF 制御より 3dB 程度劣化していることが見られる．この原因は，HB 制御は FB 制御ユニット列の中央ユニットの信号のみを使用してウォーターベッド効果による増音をキャンセルしているため，その他の 4 つの FB 制御ユニットから生じる増音が十分にキャンセルされていないことが考えられる．それぞれの FB 制御ユニットのウォーターベッド効果をキャンセルするように，提案システム中のフィルタ C_W を 5 つ使用し，制御シミュレーションを行う．結果を図 7 に示す．図 7 から，5 つの C_W を用いた場合，ウォーターベッド効果による増音の抑制効果を更に向上できることがわかる．ただし， C_W が増加することにより，制御アルゴリズムの計算負荷が増加し，実時間制御の実現が困難になることが予想されるため，今回は 1 つの C_W を用い，提案システムを構成する．

3.5 測定面における減音効果

本節では音場 1-4 に対し，遮音壁背面の測定面における減音量分布と制御点近傍六つの評価点における減音量の平均値を計算して評価する．ここで，減音量は制御前後の $1/3$ オクターブバンドにおける音圧レベルの低減量とする．

まず，提案 HB 制御と従来手法の比較を行い，HB 制御の有効性を確認する．図 8 から図 11 は音場 3 において，FB 制御，FF 制御，FB 制御と FF 制御を組合わせた制御手法と HB 制御による測定面内減音量コンターを比較したものである．ここで，代表として中心周波数が 250Hz，500Hz，1kHz，2kHz の各 $1/3$ オクターブバンドの結果を示す．FB 制御対象帯域において，FB と FF 制御を組合わせた手法と HB 制御を用いた場合，FB と FF 制御によ

Fig. 6 $1/3$ octave band SPL at control points for configuration 3. At the FB control point, the noise is reduced within the target band of control. However, the waterbed effect induces noise enhancement at other frequencies. The result at the FF control point indicates that the proposed HB control can achieve better noise attenuation performance than FF control within the target band of FB control, and cancel the noise enhancement caused by the waterbed effect effectively.

Fig. 7 A comparison of the performance of FF control, HB control with one C_W and HB control with five C_W s. The result indicates that within the frequency band where the waterbed effect exists, HB control with five C_W s can cancel the noise enhancement better, and provide similar noise attenuation with FF control.

る減音が積み重なることにより、制御領域全体において高い減音量を得ている。ウォーターベッド効果が存在する 1kHz1/3 オクターブバンドにおいて、HB 制御を用いた場合、FF 制御より減音効果が劣化しているが、FB と FF 制御を組合わせた手法に比べ、制御領域全体において増音が低減されていることが見られる。特に、人の頭部位置を想定した制御点近傍において、HB 制御は 5dB 程度の減音量を実現している。2kHz1/3 オクターブバンドにおいて、FB 制御による影響が小さくなるため、HB 制御は FF 制御と同程度の減音量を得ている。以上の結果から、提案 HB 制御を用いた場合、FF 制御点位置のみでなく、600mm×600mm の測定面内で減音効果の向上が確認できる。

次に、音場条件による減音効果の変化について確認する。図 12 から図 15 は音場 1-4 における中心周波数が

Fig. 8 Noise attenuation [dB] at the 250 Hz 1/3 octave band. The HB control can achieve larger noise attenuation within the control area because of the superposition of the noise attenuation provided by the FB and FF control.

Fig. 9 Noise attenuation [dB] at the 500 Hz 1/3 octave band. The HB control achieves larger noise attenuation than the FB or FF control.

Fig. 10 Noise attenuation [dB] at the 1 kHz 1/3 octave band. The HB control cancels the waterbed effect induced noise enhancement, so that achieves better noise attenuation performance than the combination of the FB and FF control.

Fig. 11 Noise attenuation [dB] at the 2 kHz 1/3 octave band. The FB control has little influence at higher frequencies, so that the HB control provides similar noise attenuation with the FF control.

250Hz, 500Hz, 1kHz, 2kHz の各 1/3 オクターブバンドの測定面内減音量コンター図を示す。前述のシミュレーション結果から HB 制御の有効性が確認できたため、本シミュレーションは HB 制御のみを用いる。

図 12 は、音場 1 のような反射と ANB 横からの回折音が少ない場合、より高い減音効果が得られることを示している。図 13 は音場 2 の結果を示す。音場 1 と比べ、音場 2 は制御領域の側面に反射物が配置されている。低周

Fig. 12 Noise attenuation [dB] provided by the HB control for configuration 1. High noise attenuation can be achieved if there are little diffraction from side and little reflection.

Fig. 13 Noise attenuation [dB] provided by the HB control for configuration 2. The low frequency noise attenuation deteriorates on the side where the reflector exists, but less influence of the side reflector is found at high frequencies, of which the sound wave propagation is more directional.

Fig. 14 Noise attenuation [dB] provided by the HB control for configuration 3. The diffraction from side has more negative influence at the low frequencies, of which the sound wave length is long enough in comparison with the size of the ANB to diffract.

Fig. 15 Noise attenuation [dB] provided by the HB control for configuration 4. The noise attenuation deteriorates due to the diffraction from side and the reflectors at low frequencies, and at high frequencies, the reflector at the propagation direction of the primary noise and the control sound causes the performance deterioration at the positions away from the control point.

波帯域において、反射物のある側で減音効果が劣化している。ただし、高周波帯域では側面にある反射物の影響が小さい。これは、高周波の音波伝播の指向性がより高いからであると考えられる。図 14 は ANB の横からの回折音のみが存在する音場 3 の結果を示す。制御対象でない横からの回折音が存在する側で低周波騒音に対する減音効果が小さくなっている。遮音壁のサイズと比較し、低周波騒音の波長が十分長いいため、遮音壁を回折しやすく、制御領域内の減音効果を劣化させている。図 15 は側面からの反射、騒音と制御音の伝播方向上に配置された反射物からの反射と ANB の横からの回折音が存在する音場 4 の結果を示す。低周波帯域において、反射物と横からの回折音の影響で、減音効果が劣化している。高周波帯域において、騒音と制御音の伝播方向にある反射物の影響で、制御点から離れた位置における減音効果の劣化が見られる。

他に、理想的な音場 1 においても、低周波帯域における減音量の分布が完全対称になっていない。これは、図 3 に示すように ANB の左右で音場条件が非対称であること、ANB の片側を無響室内の吸音材と隣接して配置しているが、低周波音は完全に吸収されず、多少吸音材側からの回折が存在することが原因である。ただし、吸音材側からの回折音の影響はシミュレーション検討対象である反射と回折音の影響と比べ十分小さいため、シミュレーションによる考察の結果を左右しない。

人の頭部を想定した制御点近傍の減音効果に関して、音場 1-4 に対して制御点近傍六つの評価点における減音量の平均値を計算し、結果を図 16 に示す。ハイブリッド型 ANB は、反射も横からの回折音も存在しない音場 1 では総合的に最も高い減音効果を得ている。低周波帯域では、横からの回折音が最も大きい音場 3 における減音効果が低い。FF 制御部の参照信号は ANB の上を回折する騒音信号を使用しているため、横からの回折音が大きくなると、FF 制御部の参照信号と制御点における騒音信号間のコヒーレンスが低下し、FF 制御部の制御性能自体が劣化する。これも音場 3 で制御点近傍でも減音量が低くなる原因であると考えられる。高周波帯域では、反射と横からの回折が存在する音場 4 における減音効果が低い。ただし、音場 4 の 1kHz と 2kHz 1/3 オクターブバンドにおいても、平均 2dB 程度の減音量が得られている。

以上のシミュレーション結果から、ハイブリッド型 ANB は反射と横からの回折音が存在しない音場で最も減音効果が高いことがわかる。また、その他の音場において、反射と横からの回折音が存在することで、減音効果の劣化や減音領域の縮小が見られるが、低周波騒音に対する減音効果が ANB 背後の広い範囲内で得られ、そして、制御点近傍において、より広い帯域の騒音を低減できることが確認できる。

4. 実 験

本章では、実時間制御における提案 HB-ANC システムの有効性及びシミュレーション結果の妥当性を検証することを目的とし、無響室内で実験を行う。

4.1 実験条件と方法

実験は図 3 に示す配置が比較的簡単な音場 3 で行う。HB-ANC システムは DSP (TMS 320C6713 DSK) を用いて実現する。制御用 FIR フィルタ C_B , C_F , C_W の長さを 128 と設定する。FB 制御の二次経路モデル FIR フィルタ

Fig. 16 A verage noise attenuation of the six measurement points around the control point. The hybrid ANB performs better under configuration 1 generally. At low frequencies, less noise attenuation is obtained around the control point under configuration 3 where the largest diffraction from side exists. At high frequencies, the ANB performs worst under configuration 4 where both the diffraction from side of the ANB and the reflection exist. However, an about 2dB noise attenuation can be still obtained for the 1 kHz and 2 kHz 1/3 octave band.

$\hat{G}_B$ の長さは、FF 制御の参照信号としても使用する FB 制御点における騒音信号推定値 $\hat{d}_B$ をより精確に推定できるように、試行錯誤で DSP の計算能力上限に合わせ、512 と設定する。FF 制御の二次経路モデル FIR フィルタ $\hat{G}_F$ の長さも 512 とする。サンプリング周波数は FB 制御部を 20kHz, FF 制御部を 10kHz と設定する。制御対象音はホワイトノイズである。また、FB 制御部各ユニット間のクロストークは、式 (23) により対処している。

FB 制御の制御対象周波数帯域を 200Hz1/3 オクターブバンドから 630Hz1/3 オクターブバンドまでと設定し、 C_B をオフラインで作成し、実時間制御に用いる。制御開始後、 C_F と C_W を順次に更新してから、測定面内の制御時音圧を測定する。減音効果の評価は、測定した制御前後の音圧データを用いて行う。

4.2 実験結果

図 17 に、FB 制御ユニット列の中央制御点と FF 制御点における制御前後の 1/3 オクターブバンド音圧レベルを示す。FB 制御点において、オフラインで作成した FB 制御フィルタは制御対象帯域内で減音効果を得ているが、他の帯域でウォーターベッド効果による増音が見られる。FF 制御点の結果から、HB 制御は低周波でより高い減音効果を得ており、ウォーターベッド効果による増音も有効にキャンセルできることがわかる。図 18 は音場 3 における中心周波数が 250Hz, 500Hz, 1kHz, 2kHz の各 1/3 オクターブバンドの測定面内減音量コンター図を示す。結果から、測定面において、ANB の横からの回折音が存在する側の減音効果が低いことが示されている。以上の実験結果で示した傾向はシミュレーション結果とよく一致することから、シミュレーションによる考察の妥当性が確認できる。

5. 結 言

本論文は、ハイブリッド型 ANB の FB 制御部のウォーターベッド効果により、遮音壁背後の制御領域内で特定の周波数帯域の騒音が増幅されるという問題点に着目し、制御システム内部でウォーターベッド効果をキャンセルできる HB-ANC システムを提案した。提案 HB-ANC システムは遮音壁先端部にソフト境界を生成するための FB

Fig. 17 1/3 octave band SPL at control points for configuration 3 (Experiment result). At the FB control point, the noise is reduced within the target band of control, and the waterbed effect induced noise enhancement exists at other frequencies. At the FF control point, HB control can achieve better noise attenuation performance at low frequencies, and cancel the noise enhancement effectively.

Fig. 18 Noise attenuation [dB] provided by the HB control for configuration 3 (Experiment result). The influence of the diffraction from side can be found in the contours. The experiment results accord with the simulation results that verifies the investigations based on the simulations.

制御部, 遮音壁背後にいる人の頭部位置における騒音の音圧を低減するためのFF制御部, 及び遮音壁背後の制御領域に及んでいるウォーターベッド効果による増音をキャンセルするための制御部で構成される。まず, シミュレーションを行い, 提案システムの有効性を確認した上で, 4種類の音場条件を想定し, ANBの減音効果に対する反射とANBの横からの回折音の影響を考察した。シミュレーション結果は, 提案HB-ANCシステムを用いた場合, 低周波帯域でFF制御よりも高い減音効果が得られ, ウォーターベッド効果による増音も有効にキャンセルできることを示している。また, 音場条件の影響について, ハイブリッド型ANBは反射と横からの回折音が存在しない音場で最も高い減音効果を得ていることが示されている。その他の音場において, 反射と横からの回折音が存在することで, 減音効果の劣化や減音領域の縮小が見られるが, 低周波騒音に対する減音効果がANB背後の広い範囲内に得られ, そして, 制御点近傍において, より広い帯域の騒音を低減できることが確認できた。更に, ハイブリッド型ANBを実装し, 無響室内で実験を行った。実験結果とシミュレーション結果がよく一致することから, シミュレーションによる考察の妥当性が確認された。以上の結果から, 提案システムの有効性が確認できた。

謝 辞

本研究はJSPS科研費25289051の助成を受けたものである。

文 献

- Elliott, S., Signal Processing for Active Control (2001), Academic Press.
- Freudenberg, J. and Looze, D., Right half plane poles and zeros and design tradeoffs in feedback systems, IEEE Transactions on Automatic Control Vol.30 (1985), pp.555–565.
- Hothersall, D. C., Chandler-wilde, S. N. and Hajmirzae, M. N., Efficiency of single noise barriers, Journal of Sound and vibration, Vol.146 (1991), pp.303–322.
- Ise, S., Yano, H. and Tachibana, H., Basic study on active noise barrier, Journal of the Acoustical Society of Japan (E), Vol.12, No.6 (1991), pp.299–306.
- Ishizuka, T. and Fujiwara, K., Performance of noise barriers with various edge shapes and acoustical conditions, Applied Acoustics, Vol.65 (2004), pp.125–141.
- Kijimoto, S., Ikeda, I. and Koba, Y., Noise reduction with active noise shielding system, Proceedings of the 2009 International Symposium on Active Control of Sound and Vibration (ACTIVE 2009) (2009), Paper No.ac09–744.
- 木庭洋介, 王循, 雉本信哉, 石川諭, スピーカ・マイクロフォン一体型の能動遮音壁, 日本機械学会第22回環境工学総合シンポジウム講演論文集 (2012a), Paper No.105.
- 木庭洋介, 近藤大介, 雉本信哉, 騒音の入射方向情報を用いた仮想マイクロホン法による能動音響制御, 日本機械学会論文集B編, Vol.78, No.789 (2012b), DOI: 10.1299/kikaib.78.954.
- Kuo, M. and Morgan, R., Active Noise Control System: Algorithm and DSP Implementations (1996), John Wiley&Sons, Inc.
- May, D. N. and Osman, M. M., Highway noise barriers: new shapes, Journal of Sound and vibration, Vol.71 (1980), pp.73–101.
- Morgan, R., Analysis of multiple correlation cancellation loop with a filter in the auxiliary path, IEEE Transactions on Acoustic, Speech and Signal Processing, Vol.5 (1980), pp.454–467.
- 仲島崇博, 伊勢史郎, 遠距離場で騒音を低減するアクティブ防音塀, 日本音響学会誌, Vol.63, No.10 (2007), pp.577–584.
- 大西慶三, 寺西進, 西村正治, 上坂克己, 大西博文, アクティブソフトエッジ遮音壁の基本コンセプトと無響室内実験による減音効果, 日本音響学会誌, Vol.57, No.2 (2001), pp.129–138.
- Samuels, S. and Ancich, E., Recent developments in the design and performance of road traffic noise barriers, Acoustics Australia, Vol.29 (2001), pp.73–78.
- Skogestad, S. and Postlethwaite, I., Multivariable Feedback Control—Analysis and Design (2005), John Wiley&Sons, Inc.
- Wang, X., Kijimoto, S., Koba, Y. and Matsuda, K., Noise barrier using feedback active noise control, Proceedings of the 40th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering (inter-noise 2011) (2011), Paper No. TS6–SS33.

- Wang, X., Koba, Y., Ishikawa, S. and Kijimoto, S., Hybrid active noise barrier with sound masking, Proceedings of the 43rd International Congress and Exposition on Noise Control Engineering (inter-noise 2014) (2014), Paper No. 54.
- 王循, 木庭洋介, 石川諭, 雉本信哉, ハイブリッド ANC システムを用いた能動的遮音壁, 日本機械学会論文集, Vol.80, No.814 (2014), DOI: 10.1299/transjsme.2014dr0165.

References

- Elliott, S., Signal Processing for Active Control (2001), Academic Press.
- Freudenberg, J. and Looze, D., Right half plane poles and zeros and design tradeoffs in feedback systems, IEEE Transactions on Automatic Control Vol.30 (1985), pp.555–565.
- Hothersall, D. C., Chandler-wilde, S. N. and Hajmirzae, M. N., Efficiency of single noise barriers, Journal of Sound and vibration, Vol.146 (1991), pp.303–322.
- Ise, S., Yano, H. and Tachibana, H., Basic study on active noise barrier, Journal of the Acoustical Society of Japan (E), Vol.12, No.6 (1991), pp.299–306.
- Ishizuka, T. and Fujiwara, K., Performance of noise barriers with various edge shapes and acoustical conditions, Applied Acoustics, Vol.65 (2004), pp.125–141.
- Kijimoto, S., Ikeda, I. and Koba, Y., Noise reduction with active noise shielding system, Proceedings of the 2009 International Symposium on Active Control of Sound and Vibration (ACTIVE 2009) (2009), Paper No.ac09–744.
- Koba, Y., Wang, X., Kijimoto, S. and Ishikawa, S., Active noise shielding integrated with microphone and loudspeaker, Symposium on Environmental Engineering 2012 (2012a), Paper No.105 (in Japanese).
- Koba, Y., Kondo, D. and Kijimoto, S., Active noise control using a virtual sensing algorithm with incident direction information of noise, Transactions of the JSME Series B (in Japanese), Vol.78, No.789 (2012b), DOI: 10.1299/kikaib.78.954.
- Kuo, M. and Morgan, R., Active Noise Control System: Algorithm and DSP Implementations (1996), John Wiley&Sons, Inc.
- May, D. N. and Osman, M. M., Highway noise barriers: new shapes, Journal of Sound and vibration, Vol.71 (1980), pp.73–101.
- Morgan, R., Analysis of multiple correlation cancellation loop with a filter in the auxiliary path, IEEE Transactions on Acoustic, Speech and Signal Processing, Vol.5 (1980), pp.454–467.
- Nakashima, T. and Ise, S., Active noise barrier aiming at the noise reduction in far field, Journal of the Acoustical Society of Japan, Vol.63, No.10 (2007), pp.577–584 (in Japanese).
- Ohnishi, K., Teranishi, S., Nishimura, M., Uesaka, K. and Ohnishi, H., Development of the noise barrier with active controlled acoustical soft edge, basic concept and noise reduction measurement using a 2m length prototype, Journal of the Acoustical Society of Japan, Vol.57, No.2 (2001), pp.129–138 (in Japanese).
- Samuels, S. and Ancich, E., Recent developments in the design and performance of road traffic noise barriers, Acoustics Australia, Vol.29 (2001), pp.73–78.
- Skogestad, S. and Postlethwaite, I., Multivariable Feedback Control—Analysis and Design (2005), John Wiley&Sons, Inc.
- Wang, X., Kijimoto, S., Koba, Y. and Matsuda, K., Noise barrier using feedback active noise control, Proceedings of the 40th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering (inter-noise 2011) (2011), Paper No. TS6–SS33.
- Wang, X., Koba, Y., Ishikawa, S. and Kijimoto, S., Hybrid active noise barrier with sound masking, Proceedings of the 43rd International Congress and Exposition on Noise Control Engineering (inter-noise 2014) (2014), Paper No. 54.
- Wang, X., Koba, Y., Ishikawa, S. and Kijimoto, S., A noise barrier using hybrid ANC system, Transactions of the JSME (in Japanese), Vol.80, No.814 (2014), DOI: 10.1299/transjsme.2014dr0165.