音響ダクトに対する能動騒音制御系の低コストな実装と
計画換気システムへの応用*小林 泰 秀^{*1}, 藤 岡 久 也^{*2}Inexpensive Implementation of Active Noise Control Systems
for Acoustic Duct with Application to a Ventilation SystemYasuhide KOBAYASHI^{*3} and Hisaya FUJIOKA^{*3} Faculty of Engineering, Nagaoka University of Technology,
1603-1 Kamitomioka-cho, Nagaoka-shi, Niigata, 940-2188 Japan

In this paper we examine inexpensive implementation of active noise control (ANC) systems for one-dimensional duct based on experiments carried out on the ventilation system installed in a real house. Two types of time-invariant low-order controllers are compared: One is based on the conventional adaptive filter (the filtered-U recursive LMS algorithm) in which the coefficients are fixed by the stationary values. Another is obtained by a robust control method (sampled-data $\mathcal{H}_\infty$ control). The experimental results show the advantage of the robust control method.

Key Words: Active Noise Control, Sampled-data $\mathcal{H}_\infty$ Control Synthesis, Filtered-U Recursive LMS Algorithm, Ventilation System

1. は じ め に

本研究の目標は、音響ダクト系に対する低コストな能動騒音制御装置を開発することである。

騒音に対して逆相の音を干渉させることにより騒音を低減させる能動騒音制御は、大規模建築物等の空調システムや、航空機のキャビネット等に実用化されている⁽¹⁾⁽²⁾。しかし、能動騒音制御を行うために一般的に用いられる適応制御則を安価に実装することは容易ではないため、一般住宅の換気システム等、能動騒音制御の適用が望まれながら実用化が進んでいない対象も多く残されている。

適応制御則を安価に実装することが容易ではない理由は、オンラインで適応フィルタを更新するために多大な計算量を必要とすることにある。よって、オンラインの更新を必要としない時不変の補償器により十分な制御性能を得ることができれば、より安価なハードウェアを用いて補償器を実装することができる。その代償として、オンライン更新を行わないため非常に広い範囲の動作点での制御性能は期待できないが、たと

えば、最近のいわゆる高気密・高断熱住宅では年間を通じて温度変化が小さく、その結果、制御対象の動特性変動も小さいと考えられるため、時不変の補償器でも十分な騒音制御性能を達成できることが期待できる。

時不変の補償器を設計するために本論文では、従来の適応制御に基づく方法と、ロバスト制御系設計を用いる。適応制御に基づく方法は、従来のLMSアルゴリズム等の適応則を用いて適応フィルタを最適化した後、その収束した結果を時不変の補償器として実装する方法である。この方法は車室内の能動騒音制御系設計に用いられている⁽³⁾。

一方、ロバスト制御理論を用いて能動騒音制御系に対する時不変な補償器を設計することも可能である。実際、これまでに、単純な音響ダクト系に対して良い制御性能を達成できることが実験により確認されている^{(4)~(6)}。しかし、著者の知る限りではこれまでに、換気システム等の複雑なダクト系に対する時不変な補償器の有効性の議論は行われていない。また、ロバスト制御系設計を行っている従来の研究では、プラントモデルを同定するために騒音発生用のスピーカの駆動信号を利用しているが、換気システム等の実際のダクト系に対してそのような同定を行うことはできない。

本論文では、換気システムダクトの能動騒音制御系に対して時不変の補償器を得るために、適応制御に基

* 原稿受付 2006年6月21日。

^{*1} 正員、長岡技術科学大学工学部(☎940-2188 長岡市上富岡町1603-1)。^{*2} 京都大学大学院情報科学研究科(☎606-8501 京都市左京区吉田本町)。

E-mail: kobayasi@vos.nagaokaut.ac.jp

Fig. 1 Active noise control system

Table 1 Experimental instruments

Ventilation fan	Kaneka SV-200U (250 m ³ /h, energy-recovery ventilation)
Loudspeakers	FOSTEX FW208N woofer speaker enclosed by PVC pipe (JIS K 6739)
Microphones	electret condenser type
Sound level meter	RION NL-20
Power Amplifier	SK ELECTRONICS TW-144
High Pass Filter	NF ELECTRONIC INSTRUMENTS FV-664 (2ch, 40 Hz, 24dB/oct)
Low Pass Filter	500 Hz 4th order Butterworth
PC	SONY VAIO PCG-SR9/K (RT-Linux 3.1 / kernel 2.4.18)
A/D,D/A	CONTEC AD12-8(PM) (2ch, 12bit, 10μ sec)

づく方法 (適応制御と区別するために本論文では適応制御ベース制御と呼ぶこととする) と、ロバスト制御系設計の二つを適用し、実験により、ロバスト制御手法の利点を示す。また、実装が容易な補償器を得るために、できるだけ低次の補償器を設計することを考える。まず、従来の適応制御則として filtered-U recursive LMS (RLMS) アルゴリズムを用いて、低次補償器の実現可能性を検証する。次に、ロバスト制御手法の一つとして、サンプル値 $\mathcal{H}_\infty$ 制御系設計を適用する。その際、騒音発生用スピーカの駆動信号を用いることなく一般化プラントを構成する。

本論文の構成は次の通りである。第2章において実験装置の概要を説明する。第3章で適応制御ベース補償器を設計する。第4章でロバスト補償器を設計する。第5章で二つの補償器を用いて騒音制御実験を行う。第6章で結論を述べる。

2. 実験装置

能動騒音制御系のブロック線図と諸元をそれぞれ図1、表1に示す。本制御系の目的は、エラーマイクの出力信号 z の振幅ができるだけ小さくなるように、リファレンスマイクの出力信号 y を用いて適切な制御入力 u を生成し、制御用スピーカ SPK2 を駆動することである。制御系を換気システムのフレキシブルダクト (直径 150mm) に接続していること以外は、制御系の基本的な構成は文献⁽⁵⁾と同一である。ただし、スピーカ SPK1 は本来の制御系には必要がないが、本論文では第4.1節においてプラントモデルを同定した結果を検証し、さらに第5章において補償器を詳細に比較するために用いる。補償器のサンプリング周期は 1

msec とする。これに伴い LPF のカットオフ周波数を 500 Hz に設定している。また、極低周波数成分の騒音によりマイクの出力が飽和することを防ぐために、カットオフ周波数 40 Hz の HPF を設置する。

図2に換気システムの施工状況と能動騒音制御系の配置図の概略を示す。本論文では実際の二階建住宅に設置された換気システムを用いる。各階の天井に給気グリルと排気グリルが設置されており、フレキシブルダクトと換気ファンを通して外壁に設置された屋外グリルから集中的に給排気が行われる。給気グリルから放射される騒音を低減させるために、換気ファンと給気グリルの間に能動騒音制御系を設置する。騒音計を用いて騒音低減の効果を評価する。

3. 適応制御ベース補償器の設計

本章と続く第4章では、それぞれ適応制御ベース制御およびロバスト制御を用いて補償器設計を行う。

本章では、ダクトの能動騒音制御に従来用いられている filtered-U RLMS アルゴリズム⁽⁷⁾を用いて、時不変の低次補償器を IIR フィルタとして得ることを考える。以下の補償器設計手順は、Step2 において IIR フィルタの次数を小さく選ぶこと以外は、従来行われている手順と同一である。

Step1 換気ファンを停止し SPK2 を駆動することにより、二次経路 (u から z まで) フィルタを同定する。

Step2 換気ファンを運転し、二次経路フィルタとの直列結合が一次経路 (y から z まで) の動特性を相殺するような、 y から u までの適応フィルタの

Fig. 2 Ventilation system configuration

係数を最適化する。

本論文では、Step1の二次経路フィルタは500次のFIRフィルタであると仮定し、LMS アルゴリズムを用いて同定する(同定時の実験結果は省略する)。

Step2における適応フィルタの伝達関数が

$$F(z) := \frac{\sum_{i=0}^N a_i z^{-i}}{-1 + \sum_{i=0}^N b_i z^{-(i+1)}} \quad (1)$$

と与えらる。ここで、 a_i, b_i は最適化すべき係数で、フィルタの次数 N は与えられる。本論文では低次補償器の可能性を検証するために、 $N=500$ と $N=100$ の二つの場合を比較する。図3に実験結果を示す。どちらの場合も同等の騒音抑制性能が得られていることがわかる。ただし、収束係数は試行錯誤で0.002とした。図4に適応後のフィルタ係数の値を示す。 $N=500$ の場合には i が大きくなるにつれて係数 a_i, b_i が0に収束しており、フィルタの次数は十分高いと考えられる。一方、 $N=100$ の場合は十分であるとは言えない。しかし、 $N=500$ の場合とほぼ同等の性能が達成できていることから、本論文では $N=100$ の場合の $F(z)$ を低次補償器として採用することにする。

(a) $N=500$ (b) $N=100$ Fig. 3 Adaptation of $F(z)$ (a) Filter coefficients a_i (b) Filter coefficients b_i Fig. 4 Resultant coefficients of $F(z)$

4. ロバスト補償器の設計

本章に示す補償器設計の手順は、騒音源スピーカ SPK1 の駆動信号を用いることなくプラントモデルの同定を行うことを除き文献⁽⁵⁾と同一である。以下ではまず、実験により求めた周波数応答および時間応答を用いて、プラントモデルを同定する。次に、得られたプラントモデルを用いて一般化プラントを構成し、サンプル値 $\mathcal{M}_\infty$ 制御系設計を行い補償器を設計する。

4.1 プラントモデルの同定 図1の $\begin{bmatrix} y \\ u \end{bmatrix}^T$ から $\begin{bmatrix} z \\ y \end{bmatrix}^T$ までのシステムの伝達関数を次のように表す。

$$G(s) := \begin{bmatrix} G_{zy}(s) & G_{zu}(s) \\ 1 & G_{yu}(s) \end{bmatrix} \quad (2)$$

ただし、 $G_{ab}(s)$ は信号 b から a までの伝達関数を表す。以下の手順で $G(s)$ を決定する。

Step1 与えられたテスト周波数 ω_i ($i=1,2,\dots$)における $G(s)$ の周波数応答を求める。

- (1) 換気ファンを運転した状態で y と z の時間応答を記録し、これを用いて $G_{zy}(j\omega_i)$ を求める。具体的にはまず、サンプリング周期 $h=0.1$ msecで50秒間時間応答を記録する。つぎに、この応答波形にRLMSアルゴリズム⁽²⁾を適用し、 $h=0.1$ msecの離散時間の伝達関数 $G_{d_{zy}}(z)$ を5000次のIIRフィルタとして同定する。最後に、 $G_{d_{zy}}(e^{j\omega_i h})$ により $G_{zy}(j\omega_i)$ を近似して定める。

- (2) 換気ファンを停止した状態で、SPK2を正弦波加振して周波数応答実験を行い、 $G_{zu}(j\omega_i)$ と $G_{yu}(j\omega_i)$ を求める。

Step2 部分空間同定法¹を用いて、 $G(s)$ の周波数応答を近似するノミナルプラント $\bar{G}(s)$

$$\bar{G}(s) := \begin{bmatrix} \bar{G}_{zy}(s) & \bar{G}_{zu}(s) \\ \bar{G}_{yy}(s) & \bar{G}_{yu}(s) \end{bmatrix} \quad (3)$$

を求める。ただし、補償器設計問題が可解となるように、 $\bar{G}(s)$ は安定で、 $\bar{G}_{zu}(s)$ と $\bar{G}_{yu}(s)$ が厳密にプロバすなわち $\bar{G}_{zu}(\infty) = \bar{G}_{yu}(\infty) = 0$ となるようにする。

Step3 $\bar{G}_{yu}(s)$ に対する加法的モデル化誤差の重み $W(s)$ を設定する。すなわち、以下を満たす安定な $W(s)$ を選ぶ。

$$|G_{yu}(j\omega_i) - \bar{G}_{yu}(j\omega_i)| \leq |W(j\omega_i)| \quad \forall i \quad (4)$$

Fig. 5 Frequency response of plant

¹Matlab *n4sid*を使用した

(a) Adaptive control based control

(b) Robust control

Fig. 9 Error microphone output z excited by fan noise

せた場合の実験結果も示す。

5.1 換気ファンの騒音に対する抑制制御実験
図 9 にエラーマイクの出力 z の時間応答を示す。実験開始 25 秒経過後に制御が開始している。補償器のサンプル点間応答を観測するため、補償器よりも短いサンプリング周期 (0.25 msec) を用いて波形を記録している。図より (a), (b) どちらにおいても制御後の振幅は制御前の振幅の 2/3 程度に低減されており、二つの補償器はほぼ同等の制御性能を達成していると言える。

図 9 の FFT 解析結果を図 10 に示す。ここで、‘without control’ と ‘with control’ はそれぞれ時間波形の最初の 10 秒間、最後の 10 秒間の応答を FFT 解析した結果である。図より、適応制御ベース補償器はロバスト補償器よりも約 50 Hz の低周波域において良い騒音抑制性能を示している。一方、約 100 Hz 以上の高周波域においてはロバスト補償器の方が良い性能を示している。これは、ロバスト補償器設計における重み $W_p(s)$ のゲイン特性が高周波域で大きく設定されていることによると考えられる。

各グリルにおける騒音レベルを表 2 に示す。測定には騒音計の等価騒音レベル (L_{Aeq} , 測定時間 10 秒) を用い、各グリルの下約 50 cm の位置で測定を行った。表より、いずれのグリルにおいても、ロバスト補償器の

(a) Adaptive control based control

(b) Robust control

Fig. 10 FFT analysis result of Fig. 9

Table 2 Sound pressure level at each grille

grille	Sound pressure level ($L_{Aeq,10sec}$) [dB]		
	fan off	fan on (without cont. → with cont. (diff.))	
		Adaptive based	Robust control
#1	21.8	38.5 → 37.7(-0.8)	38.3 → 36.8(-1.5)
#2	23.3	44.2 → 43.5(-0.7)	44.1 → 42.8(-1.3)
#3	24.4	36.0 → 35.1(-0.9)	36.2 → 34.8(-1.4)
#4	20.3	45.1 → 44.2(-0.9)	45.1 → 43.8(-1.3)

方が適応制御ベース補償器よりも騒音レベルが低減されていることがわかる。この原因は、騒音レベルの算出に用いられる周波数重み (A 特性重み) が、ロバスト補償器設計に用いた重み $W_p(s)$ と同様に高周波域で大きく設定されていることにあると考えられる。

5.2 スピーカによる騒音に対する抑制制御実験
より詳細な比較を行うために、換気ファンを停止し、SPK1 により共通の騒音を発生させて実験を行う。図 11, 12 に実験結果を示す。図 12 より、換気ファンの騒音の場合と同様に、ロバスト補償器の方が $W_p(s)$ のゲインが大きい周波数帯域で高い騒音抑制効果が得られていることがわかる。また、図 12 を図 10 と比べると、スピーカによる騒音の方が、実際のファン騒音よりも高い周波数帯域の振幅が顕著であることがわかる。これらのことからロバスト補償器の方がエラーマイク出力の振幅を小さくすることができた (図 11) と

(a) Adaptive control based control

(b) Robust control

Fig. 11 Error microphone output z excited by loud-speaker

考えられる。

また、図 12 の 500Hz 以上の周波数帯域で、ロバスト補償器の方が制御時の振幅が小さくなっており、適応制御ベース補償器は騒音を増幅していることがわかる。これは、図 8 に示したように、高周波帯域において適応制御ベース補償器のゲインが大きいことによると考えられる。

6. ま と め

本論文では、能動騒音制御系に対して時不変の低次補償器を得るために、適応制御 (filtered-U RLMS) に基づく手法とロバスト制御系設計 (サンプル値 $\mathcal{H}_\infty$ 制御) の二つを考え、換気システムの騒音抑制実験を行い二つの方法を比較した。その結果、ロバスト制御の方が騒音レベルを低減することができ、エリアシング成分に対する性能劣化が小さいことを示した。また、ロバスト制御を用いる場合に、実際のファン騒音を用いて (騒音源にスピーカを用いることなく) 制御系を設計するための手法を示した。

本論文では補償器を設計する際に騒音計の周波数特性を考慮しなかったが、結果的にロバスト制御で用い

(a) Adaptive control based control

(b) Robust control

Fig. 12 FFT analysis result of Fig.11

た性能重み $W_p(s)$ が騒音計に近い周波数特性を有していたため、良い制御結果が得られたと考えられる。よって、適応制御の場合でも、誤差信号に周波数重みをかける適応アルゴリズム (filtered-E LMS⁽⁷⁾等) を用いれば制御性能が改善される可能性があり、この検証については今後の課題としたい。しかし、その場合でも、エリアシング成分に対して性能劣化が小さい補償器が得られる保証はない。さらに、温度変化等によりプラントの動特性が変化した場合に、適応制御に基づく手法では閉ループ系の安定性を保証することはできないが、ロバスト制御では重み関数により定められる範囲の動特性変動に対するロバスト安定性が保証される。

以上のことから、ロバスト制御は能動騒音制御系の低コスト化に有用であると考えられる。

文 献

- (1) Precision and Intelligence Laboratory, Tokyo Institute of Technology ed., *Silence Amenity Engineering (in Japanese)*, (1995), Kaihatsusya
- (2) S. J. Elliott, *Signal Processing for Active Control (Volume in the Signal Processing and Its Applications Series)*, (2000), Academic Press

- (3) H. Sano et al., Active control system for low-frequency road noise combined with an audio system, *IEEE Transactions on Speech and Audio Processing*, Vol.9, No.7 (2001), pp.755–763
 - (4) R. S. Erwin and D. S. Bernstein, Discrete-time H_2/H_∞ control of an acoustic duct: δ -domain design and experimental results, *Proceedings of the 42nd IEEE Conference on Decision and Control*, (1997), pp.281–282
 - (5) Y. Kobayashi and H. Fujioka, Active Noise Control of One-Dimensional Duct via Sampled-Data $\mathcal{H}_\infty$ Control, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.71, No.710 (2005), pp.2953–2960
 - (6) I. R. Petersen et al., System Identification, Uncertainty Modelling and Actuator Placement in the Robust Control of an Acoustic Duct, *Proceedings of IEEE Information, Decision and Control*, (2002), pp.41–46
 - (7) S. M. Kuo and D. R. Morgan, *Active Noise Control Systems — Algorithms and DSP Implementations*, (1996), Wiley
-