

アクティブノイズコントロールの紹介

The Introduction of Active Noise Control



同志社大学工学部教授
小 泉 孝 之
Takayuki Koizumi
同志社大学大学院工学研究科
機械工学専攻
岩 木 雅 俊
Masatoshi Iwaki
気)生産部技術課
那 須 潔
Kiyoshi Nasu

アクティブノイズコントロールは近年盛んに研究が行われているが、本格的な実用化となるには、改善すべき点もまだまだ多い。本報ではアクティブノイズコントロールの冷却塔への適用について概説する。本報で提案するシステムは、冷却塔のファン上部に分割ダクトを設置し、本文で詳しく述べる省演算 MEFX LMS 法を使用し、離散周波数騒音の低減を図ることで全体的な騒音の低減を行うものである。

Recently, Active Noise Control have been studied for various noise problems it has many points that have to be improved before its practical application. So the main purpose of this paper is realizing Active Noise Control, as an example, we consider the application to cooling tower. The system suggested in this paper is as follows. Mounted separated ducts above the fan, then adopt omitted calculation MEFX LMS method, and reduce noise by reducing discrete frequency noise.

Key Words

アクティブノイズコントロール	Active noise control
分 割 ダ ク ト	Separated ducts
省演算 MEFX LMS	Simplified MEFX LMS
離散周波数騒音	Discrete frequency noise

まえがき

騒音低減手法の一つに、アクティブノイズコントロールがあり、近年、研究が盛んに行われている。アクティブノイズコントロールとは、対象となる騒音に対し同振幅逆位相の制御音を重ね合わせ相殺する手法で、特に低周波騒音の低減に有効である。ま

た、騒音源に対して大きな変更を加える必要がなく、システムも比較的小型に出来ることから、従来の受動的消音方法の問題点を解決する新たな方法として今後の展開が期待されている。しかし、現状ではダクト内伝播騒音のごとき消音空間や局所消音部分を作り出すのが限界であり¹⁾、完全な実用化には更な

る改善を必要とする。

本報では、アクティブノイズコントロールの実用化に向け、冷却塔騒音への適用例を紹介する。

1. アクティブノイズコントロール理論

1.1 Filtered-X LMS法

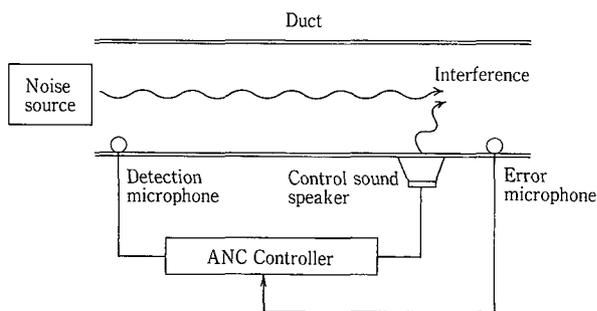
音とは空気の密度変化が伝播する一種の波動現象である。ある音波（1次音）に同振幅で逆位相の別の音波（2次音）を干渉させれば音を相殺できるといのがアクティブノイズコントロールの基本的な考え方である。

ここでは、一次元音場におけるアクティブノイズコントロールシステムを説明する。ダクト内伝播音のアクティブノイズコントロールシステムの基本構成を第1図に示す。音源（1次音源）から放射された音は検知マイクロホンで検出され、信号処理回路を通して制御スピーカ（2次音源）から制御音が放出される。

時刻 n における誤差マイクへの入力信号を $e(n)$ 、制御対象音源からの誤差マイクにおける音信号を $d(n)$ 、制御スピーカからの誤差マイクにおける音信号を $y(n)$ とおき誤差信号 $e(n)$ を求めると次式になる。

$$e(n) = d(n) + y(n) \quad (1)$$

となる。また、第2図に示す様に制御対象音源からの誤差マイクまでの伝達関数をタップ数 I の FIR（有限インパルス応答）フィルタ $(h_0, h_1, h_2, \dots, h_{M-1})$ とし、コントローラ内で設計された制御系の伝達関数をタップ数 $N(N < M)$ の FIR（有限インパルス応答）フィルタ $(w_0, w_1, w_2, \dots, w_{N-1})$ として式(1)を書き換えると、



第1図 ダクト系アクティブノイズコントロールシステムの概略図

Fig. 1 Schematic diagram of active noise control system

$$e(n) = \sum_{j=0}^{I-1} h_j x(n-j) + \sum_{i=0}^{N-1} w_i x(n-i)$$

$$= \sum_{i=0}^{N-1} (h_j + w_i) x(n-i) + \sum_{j=N}^{I-1} h_j x(n-j) \quad (2)$$

式(2)より $\{e(n)\}^2$ を最小にするためには、 $w_k = -h_k$ となるように制御系を設計すればよい。本研究においては LMS (Least Mean Square) 法を用いて、入力信号 $x(n)$ 、誤差信号 $e(n)$ を基に伝達関数の係数 w_k を適応的に $-h_k$ に漸近させる。その時の係数更新式は次式になる。

$$w_i(n+1) = w_i(n) - 2\mu e(n)x(n-i) \quad (3)$$

ここで μ はステップサイズパラメータと呼ばれる正の定数で係数の更新量を決定し、この値が大きい程更新量は大きくなる。

しかし、実際の系においては制御スピーカから誤差マイクまでに伝達経路 $c(c_0, c_1, c_2, \dots, c_{J-1})$ が存在しそれを考慮すると係数更新式は次式になる。

$$w_i(n+1) = w_i(n) - 2\mu e(n)r(n-i) \quad (4)$$

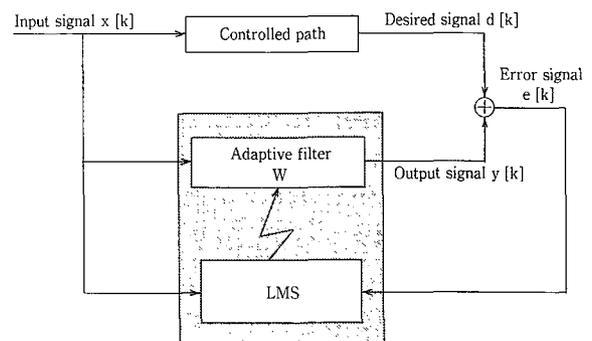
ただし、 $r(n)$ を次式で定義する。

$$r(n) = \sum_{j=0}^{J-1} c_j x(n-j) \quad (5)$$

これを Filtered-X LMS 法という。

1.2 Multiple Error Filtered-X LMS法

空間的に消音を行う際、複数の制御スピーカやマイク、適応フィルタを必要とする。そこで Filtered-X LMS アルゴリズム⁴⁾を多チャンネルに拡張した



第2図 アクティブノイズコントロールシステムのブロック線図

Fig. 2 Block Diagram of active noise control system

Multiple Error Filtered-X LMS (以下 MEFX LMS と略記²⁾³⁾) 法を紹介する。

まず、多チャンネル ANC システムの一般的な構成を第 3 図に示す。第 3 図はシステム入力総数 L 、2 次音源総数 K 、誤差マイクロホン総数 M の構成である。

時刻 n における第 k チャンネルの I タップ適応型 FIR デジタルフィルタの出力信号 $y_k(n)$ は次式で表される。

$$y_k(n) = \sum_{l=1}^L \sum_{i=0}^{I-1} w_{kli}(n) x_l(n-i) \quad (6)$$

但し $x_l(n)$ は l 番目のフィルタ入力信号、 w_{kli} は第 k チャンネル、 l 番目入力信号に対する第 i タップのフィルタ係数を表す。

従って m 番目の誤差マイクロホン出力信号は次式となる。

$$\begin{aligned} e_m(n) &= d_m(n) + \sum_{k=1}^K \sum_{j=0}^{J-1} c_{kmj} y_k(n-j) \\ &= d_m(n) + \sum_{k=1}^K \sum_{i=0}^{I-1} \sum_{l=1}^L \sum_{j=0}^{J-1} c_{kmj} w_{kli}(n) x_l(n-i-j) \\ &= d_m(n) + \sum_{k=1}^K \sum_{i=0}^{I-1} \sum_{l=1}^L r_{kmi}(n-i) w_{kli}(n) \end{aligned} \quad (7)$$

$$r_{kmi}(n) = \sum_{j=0}^{J-1} c_{kmj} x_l(n-i-j) \quad (8)$$

ここで c_{kmj} は第 k チャンネルのフィルタ出力が 2 次音源を経由して m 番目の誤差マイクロホンで検出される過程のインパルス応答を表す。

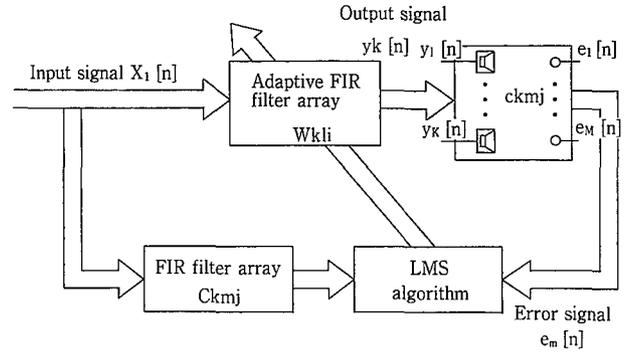
これに LMS アルゴリズムを適用すると係数更新式は次式となる。

$$w_{kli}(n+1) = w_{kli}(n) - \mu \sum_{m=1}^M r_{kmi}(n-i) e_m(n) \quad (9)$$

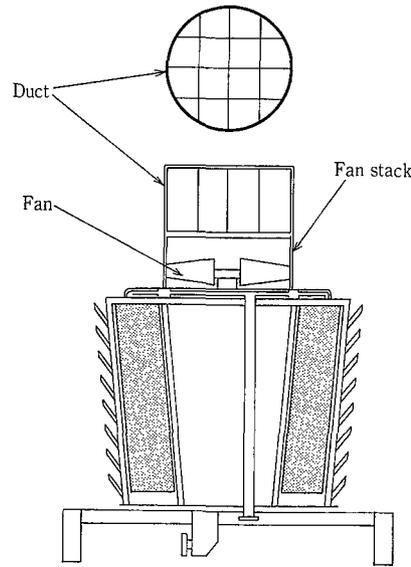
2. アクティブノイズコントロールの実用化

2.1 冷却塔への適用例

冷却塔騒音はファンの通過に伴う離散周波数音と非周期的な気圧の変化に伴う広帯域ランダム騒音に分類される。また騒音レベルはファン上部で最も大きい。そこで、第 4 図に示すようにファンスタック上部にダクトを取り付けこのダクト通過音を対象にしてアクティブノイズコントロールを適用することを考える。しかし、ファン直径が大きいためダクト径が大きくなり、ダクト内部では三次元音場を形成しダクト系でのアクティブノイズコントロールシ



第 3 図 多チャンネル ANC システムのブロック線図
Fig. 3 Block Diagram of multi-channel ANC system



第 4 図 ANC の冷却塔への適用例
Fig. 4 The application of ANC to cooling tower

テムの実現が困難となる。そこで取り付けられたダクトをいくつかに分割することにより一次元音場とし、その分割した小ダクトそれぞれについて制御を行う。

ここで、正方形ダクト内の音波が平面波となるためのダクト径の条件式は次式になる。但し、 b はダクト径、 v は音速、 f は周波数である。

$$b < 0.586 \frac{v}{f} \quad (10)$$

式(10)よりダクト径を小さくすればより高い周波数の音を平面波にすることができ制御対象となる周波数帯域を広げることができるが、分割数が増えるため実現が困難になる。逆にダクト径を大きくすると平面波となる周波数帯域が狭くなり騒音低減に不利となる。そこで冷却塔騒音の音源調査の結果と現実的

なダクトの分割数を考え合わせ、制御対象とする周波数帯域を500 [Hz] 以下とし、音速を340 [m/s], とすると式(10)よりダクト径は350 [mm] となり、実験でもこの径のダクトを使用した。

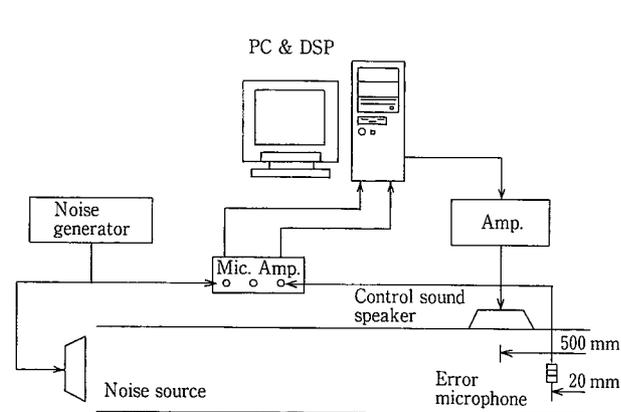
2. 2 ダクトによる消音実験

実験システムを第5図に示す。使用したダクトは厚さ8 [mm] の木製ダクトで、断面は一辺350 [mm] の正方形、長さは2 500 [mm] となっている。各マイクロホン、スピーカの配置は図に示すとおりである。実験装置としては、DSP ボード DSP6031 (DSP:TMS320C31, 40MHz, 以下 DSP と略記) 及びそのコントローラとして PC/AT 互換機 (CPU: i486DX2, 66MHz, 以下 PC と略記) を用いている。

又マイクロホンは SONY のエレクトレット型を使用している。

ここで、第1図で示した ANC の概略図とは異なり、検知マイクを用いずノイズジェネレータからの信号を直接 DSP に入力しているのは、制御スピーカからの音が検知マイクで検出、制御系が不安定になるのを防止するためである。

ここでは入力信号としてデジタルテープレコーダに録音した冷却塔騒音を用いて消音実験を行った。この時の誤差マイクロホン出力信号を第6図に示す。離散周波数騒音、広帯域ランダム音共に十分に低減できていることが分かる。特に離散周波数騒音はそのパワー密度が大きいために適応制御の効果が著しく、収束も速かった。又オーバーオールで12.2 [dB] 低減できており、適応アルゴリズムの冷却塔騒音に対する有効性が確認できた。



第5図 実験装置の概略図
Fig. 5 Schematic diagram of the experimental setup

2. 3 並列ダクトにおける消音実験

ここでは複数ダクトのアクティブノイズコントロールの実現に向け、その第一段階として二本の並列ダクトによるアクティブノイズコントロールシステムの実現を目的とする。実験装置を第7図に示す。

2. 3. 1 Filtered-X LMS 法による消音実験

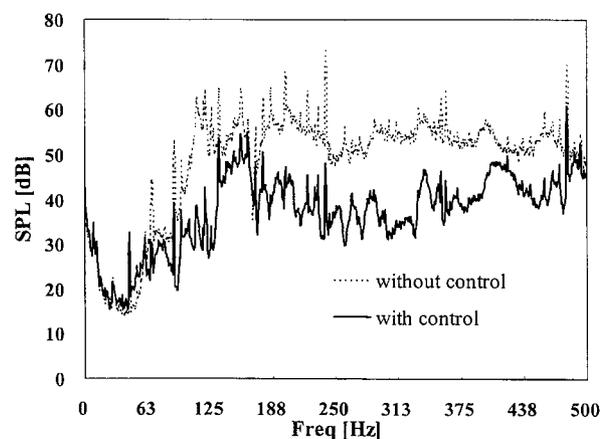
ここでは2本のダクト間の干渉は考慮せずにそれぞれのダクトに対して独立に Filtered-X LMS 法を使用して制御を行った。この時の係数更新式は次のようになる。

チャンネル 1

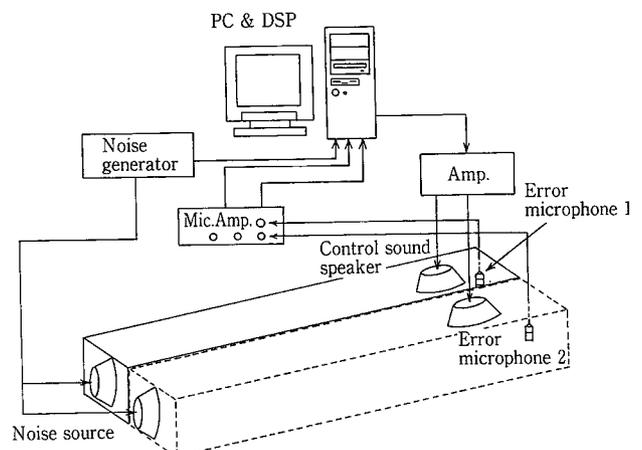
$$w_{1i}(n+1) = w_{1i}(n) - \mu e_1(n) r_{11}(n-i) \quad (11)$$

チャンネル 2

$$w_{2i}(n+1) = w_{2i}(n) - \mu e_2(n) r_{22}(n-i) \quad (12)$$



第6図 ファン騒音の低減効果
Fig. 6 Noise reduction effect of fan



第7図 実験装置の概略図
Fig. 7 Schematic diagram of the experimental setup

誤差マイクロホン1の出力信号を第8図に、誤差マイクロホン2の出力信号を第9図に示す。

これより消音点1では約100 [Hz] から300 [Hz]の間で非常に良い低減効果が得られているが、翼通過周波数騒音である480 [Hz]の成分の低減効果がほとんどないことが分かる。又、消音点2では、オーバーオールで1.3 [dB]しか低減できておらずほとんど効果がなく、480 [Hz]付近では、制御前よりもエネルギーが増大している。又、異なる2点で同時に測定した騒音を2つの音源スピーカそれぞれに入力して消音実験を行ったが、この場合も同様に周波数によっては制御前よりもエネルギーが増大し、システムが不安定となった。これはダクト間の相互の干渉により一方の騒音源が他方の制御系に悪影響を及ぼす為であると考えられる。

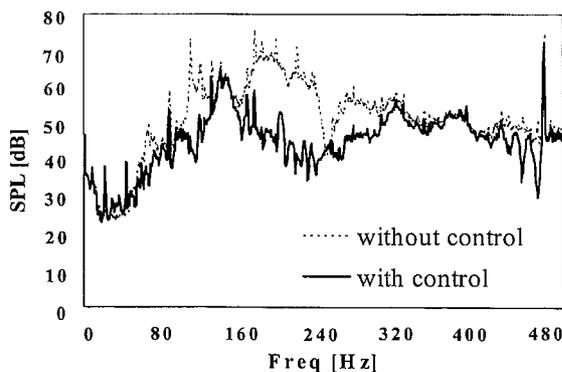
2. 3. 2 省演算 MEFX LMS法の提案

MEFX LMS アルゴリズムによって適応型 FIR フィルタを構成する場合、式(9)における畳み込み演算が $K \times M$ 回、適応フィルタにおける畳み込み演算が $K \times L$ 回 (K, L, M は前節と同じものを表す)と非常に多くなり、フィルタのタップ数が大きい時やサンプリング周波数が大きい時はその実時間処理が非常に困難となる。そこで本研究では、次に示す演算量削減手法を提案する。

ここでシステム入力数 $L = 2$ 、2次音源総数 $K = 2$ 、誤差マイクロホン総数 $M = 2$ の ANC システムに適用する。式(9)より各フィルタ係数の更新式は次式のようになる。

チャンネル1

$$w_{11i}(n+1) = w_{11i}(n) - \mu \{e_1(n)r_{11i}(n-i) + e_2(n)r_{121}(n)\} \quad (13)$$



第8図 Filtered-X LMS法を用いたファン騒音の低減効果 (mic.1)

Fig. 8 Noise reduction effect of fan with Filtered-X LMS method (mic.1)

$$w_{12i}(n+1) = w_{12i}(n) - \mu \{e_1(n)r_{112}(n-i) + e_2(n)r_{122}(n)\} \quad (14)$$

チャンネル2

$$w_{21i}(n+1) = w_{21i}(n) - \mu \{e_1(n)r_{211}(n-i) + e_2(n)r_{221}(n)\} \quad (15)$$

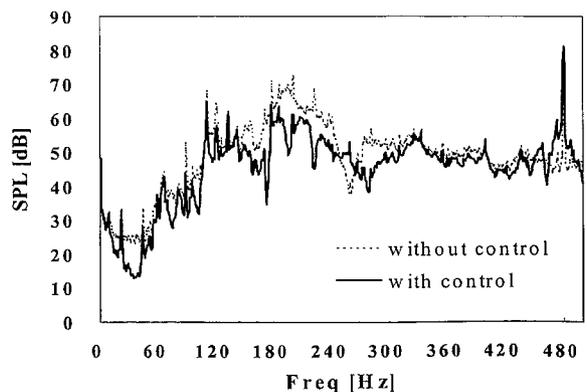
$$w_{22i}(n+1) = w_{22i}(n) - \mu \{e_1(n)r_{212}(n-i) + e_2(n)r_{222}(n)\} \quad (16)$$

従って、この構成では MEFX-LMS アルゴリズムを用いると各チャンネルではそれぞれ2つの入力信号が必要になる。

通常、3次元音場では複数の制御スピーカを用いることにより消音が可能となるが、本研究におけるダクトを用いた消音実験では、その伝播音は平面波となっているため、各ダクト内の伝播音はそれぞれ1つのスピーカで消音可能であると考えられる。従って、各チャンネルへの入力信号はそれぞれのダクトの音源に対する入力信号のみでよいことになる。従ってこの構成における適応フィルタの係数更新式は式(13)と式(15)だけになり、各チャンネルにおける適応フィルタの畳み込み演算は1サンプリングに1回となる。

更に本研究ではこれにエラースキニング法³⁾を適用し、各時間 n において扱う誤差信号を1つとして、サンプリングごとに扱う誤差信号を変更することにより各チャンネルにおける参照信号の生成に伴う畳み込み演算も1サンプリングに1回とできる構成にした。

上記のような手法により、結局適応フィルタの係数更新式は次のようになる。



第9図 Filtered-X LMS法を用いたファン騒音の低減効果 (mic.2)

Fig. 9 Noise reduction effect of fan with Filtered-X LMS method (mic.2)

チャンネル 1

$$w_{11i}(n+1) = w_{11i}(n) - \mu e_1(n) r_{111}(n-i) \quad (17)$$

or

$$w_{11i}(n+1) = w_{11i}(n) - \mu e_2(n) r_{121}(n-i) \quad (18)$$

チャンネル 2

$$w_{22i}(n+1) = w_{22i}(n) - \mu e_1(n) r_{212}(n-i) \quad (19)$$

or

$$w_{22i}(n+1) = w_{22i}(n) - \mu e_2(n) r_{222}(n-i) \quad (20)$$

これを一般化すると 1 サンプリング間の畳み込み演算回数は、適応フィルタにおいて k 回、式(3)において K 回となり、大幅に演算量が削減できる。本報ではこの方法を省演算 MEFX 法と呼ぶ。

2. 3. 3 省演算 MEFX LMS 法による消音実験

省演算 MEFX LMS 法を用いて 2 本のダクト間の干渉を考慮した消音実験を行った。ここでの係数更新式は式(17)と式(19)及び式(18)と式(20)の組み合わせをサンプリングごとに変更して使用する。

誤差マイクロホン 1 の出力信号を第10図に、誤差マイクロホン 2 の出力信号を第11図に示す。

これより消音点 1, 2 共に約 80 [Hz] から 320 [Hz] の間で非常に良い低減効果が得られていることが分かる。又翼通過周波数騒音である 480 [Hz] の成分も約 10 [dB] 低減されている。オーバーオールでは消音点 1 で 7.9 [dB], 消音点 2 で 8.6 [dB] の低減効果が得られた。

前述の結果から、省演算 MEFX LMS 法の冷却塔騒音に対する有効性が確認できた。

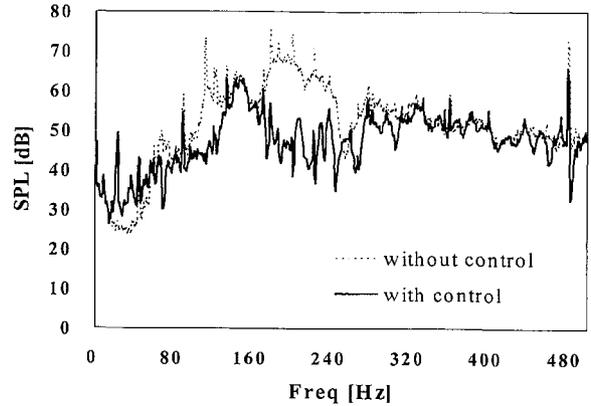
2. 4 ファン騒音への適用

ここでは実際のファン騒音への適用を考える。使用したファンの概形を第12図に示す。モータはインダクションモータ (ファンの回転はインバータにより制御する), 使用電圧 200 [V], 出力 2.2 [kW], 翼の枚数は 8 である。

2. 4. 1 離散周波数騒音

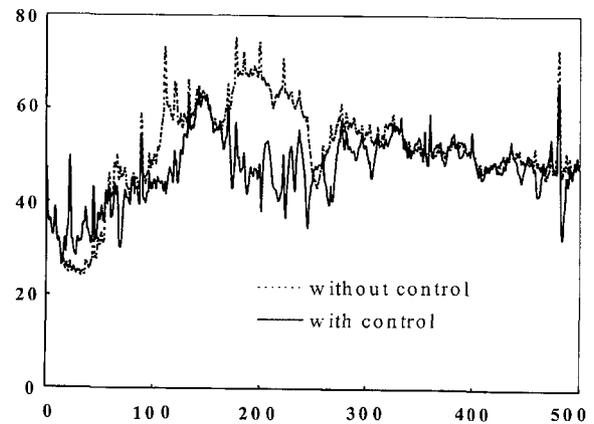
実際のファンに消音システムを取り付ける場合、先の実験例のように音源信号をテープに録音しておいて、そこから信号を取り出すといったことは出来ない。そこで別の方法で音源信号を検出する方法を考える。

ファン騒音は離散周波数騒音と広帯域ランダム騒音に分類できるのは前述の通りである。離散周波数騒音は、翼の回転面の空気が動翼の通過のたびに圧力のパルスを受け、この圧力パルスによって発生するもので、翼枚数と回転数の積を基本周波数とする



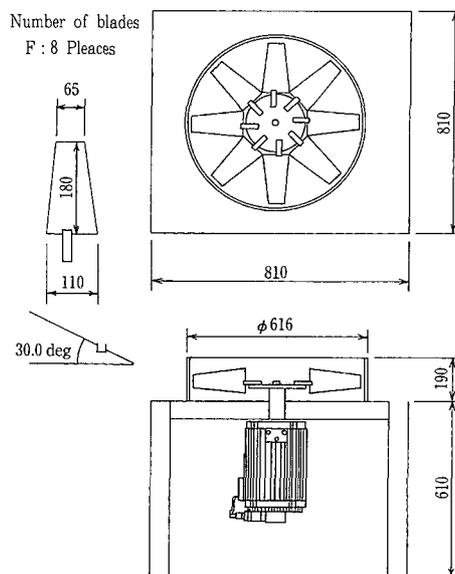
第10図 省演算 MEFX LMS 法を用いたファン騒音の低減効果 (mic.1)

Fig.10 Noise reduction effect of fan with omitted-calculation MEFX LMS method (mic.1)



第11図 省演算 MEFX LMS 法を用いたファン騒音の低減効果 (mic.2)

Fig.11 Noise reduction effect of fan with omitted-calculation MEFX LMS method (mic.2)



第12図 ファンの概形

Fig.12 Specification of axial fan

高調波騒音である。すなわち離散周波数騒音は翼の通過に同期して発生することになる。ファン騒音の大部分はこの離散周波数騒音によって占められ、その結果、離散周波数騒音を低減することは騒音全体を低減させることに繋がる。

翼通過周波数 (Blade Passing Frequency) を f_{BPF} [Hz] とおくと次式が成り立つ。

$$f_{BPF} = \frac{BN}{60} \quad (21)$$

ここで、 B は翼の数、 N [r.p.m.] はファンの回転数である。よって離散周波数騒音の m 次の周波数を f_m [Hz] とおくと次式となる。

$$f_m = m \times f_{BPF} \quad (22)$$

従って離散周波数騒音は翼の通過に伴うパルス信号

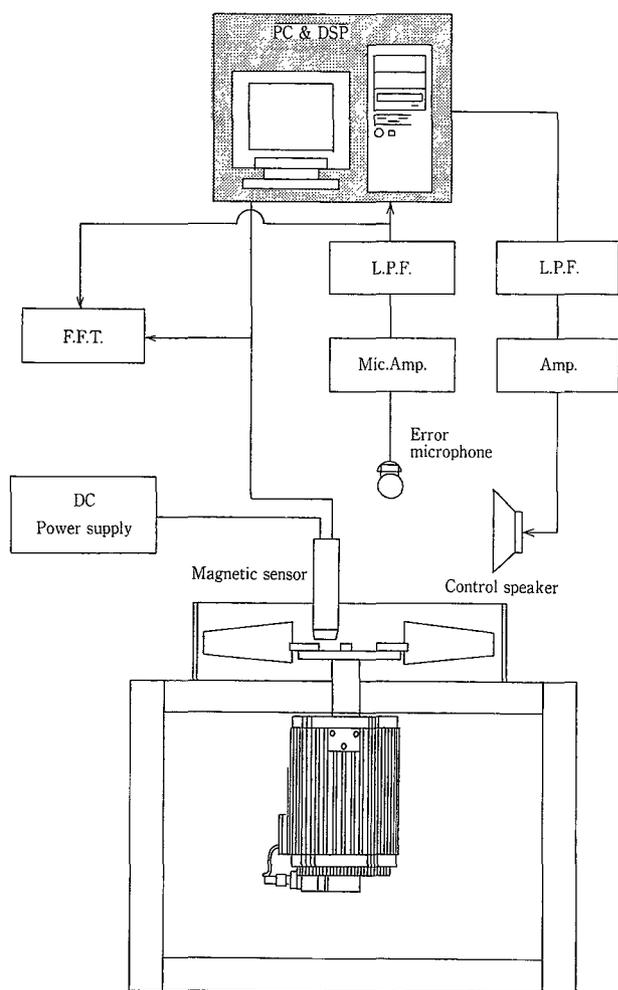
から検出することが出来る⁶⁾。

2. 4. 2 離散周波数騒音の低減実験

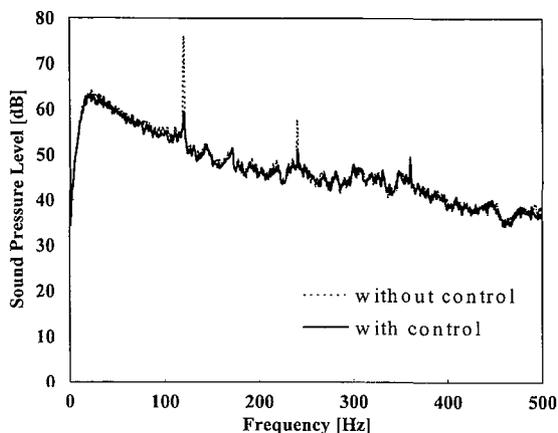
この実験では最も騒音の音圧レベルの高い部分を制御点とし、その一点での騒音低減を目的とする。実験システムを第13図に示す。

マイクロホン、スピーカ、ローパスフィルタ (NF回路設計ブロック株式会社製 E3201B 以下 L.P.F. と略記)、FFT. アナライザ (小野測器製 CF-5220)、磁気センサ (マコメ研究所製 SW 270-12)、各アンプの配置は第13図に示すとおりである。処理装置としては、前出のものと同様である。磁気センサは、翼が取り付けられている円盤に8個の磁石を等間隔に配置し、その磁石の上部にくるように設置する。

入力信号は磁気センサからの出力信号を用い、ファンの回転数は900 [r.p.m.] として、Filtered-X LMS アルゴリズムを使用し制御実験を行った。その時の制御前と制御後の音圧レベルを第14図に示す。



第13図 冷却塔モデルの概略図
Fig.13 Schematic diagram of the cooling tower model.



第14図 離散周波数騒音の低減効果
Fig.14 Noise reduction effect of discrete frequency noise

第14図より，一次の離散周波数騒音に対しては約16.5 [dB]，二次の離散周波数騒音に対しては約6.4 [dB]，オーバーオールについては約5.1 [dB] の低減を行うことが出来たことが分かる。これは，オーバーオールの主成分が離散周波数騒音であることから，離散周波数騒音の低減によりオーバーオール値の低減が成されたと考えられる。この結果より，回転翼騒音の離散周波数騒音に絞り制御を行うことがオーバーオールの低減には多大な効果をもたらすこ

とが分かる。

この結果より翼通過パルスを入力信号としたアクティブノイズコントロールが，離散周波数騒音の低減に対し有効であったと結論づけられる。

む す び

アクティブノイズコントロール技術の冷却塔への適用に関しては，解決すべき問題はあるものの，冷却塔の低騒音化の方法として適用可能との結論を得た。

[参考文献]

- 1) 西村，自動車技術（特集），50-10，1996，pp.22-28.
- 2) S. J. ELLIOTT・ほか2名，Multiple Error LMS Algorithm and Its Application to the Active Control of Sound and Vibration, IEEE TRANSACTIONS, ASSP-35, NO.10, 1987, pp.1423-1434.
- 3) S. J. ELLIOTT・ほか1名，Active Noise Control, IEEE SIGNAL PROCESSING MAGAZINE, 1993, pp.12-34.
- 4) 大賀・ほか1名，音響システムとデジタル処理，電子情報通信学会，1995，pp.136-157, 226.
- 5) 江口・ほか2名，演算効率を高めた多チャンネル能動騒音制御法，日本機械学会講演論文集，Vol. B, 1993, pp.157-161.
- 6) T Okada & R Ugo, Basic Study for A Low-Noise Fan Using Active Noise Cancellation, 1996, pp.1133-1136.

連絡先

那 須 潔 気熱装置事業部
生産部 技術課
課長
TEL 078 - 232 - 8135
FAX 078 - 232 - 8066
E-mail k.nasu@ pantec. co.jp