

ISSN 1341-0148

農業機械化研究所研究報告

第29号

Technical Report
of the

Institute of Agricultural Machinery
(Nogyo Kikaika Kenkyusho)
Omiya, Saitama, Japan
No.29 August 1995

農機研報

Tech. Rep.
Inst. of Agric.
Aug.
29:1-59
1995

平成7年8月

生物系特定産業技術研究推進機構
農業機械化研究所
埼玉県大宮市日進町1丁目

生物系特定産業技術研究推進機構

農業機械化研究所

Institute of Agricultural Machinery

(Bio-oriented Technology Research Advancement Institution)

編集委員会

金丸直明(委員長)

鷹尾宏之進*

鈴木正肚

市川友彦

長木司

石東宣明

森芳明

北村誠

Editorial Committee

Naoaki KANAMARU (Chief)

Hironoshin TAKAO

Masato SUZUKI

Tomohiko ICHIKAWA

Tsukasa NAGAKI

Noriaki ISHIZUKA

Yoshiaki MORI

Makoto KITAMURA

* 現 農林水産省食品総合研究所 食品工学部長

目 次

吉田智一：能動制御による作業員耳元騒音の低減に関する研究

1	はじめに	1
1. 1	農業機械の騒音問題	1
1. 2	研究の背景	2
1. 2. 1	農業機械騒音に対する許容基準	2
1. 2. 2	各種農業機械の耳元騒音レベル	3
1. 2. 3	トラクタ騒音の変遷	3
1. 2. 4	騒音対策の分類と特徴	4
1. 2. 5	農業機械分野における騒音低減研究事例	4
1. 3	能動騒音制御	5
1. 3. 1	定義と原理	5
1. 3. 2	研究状況	6
1. 3. 3	基本構成と動作	6
1. 3. 4	最適システムの消音量	7
1. 4	研究の基本方向	9
2	供試トラクタの騒音分析	9
2. 1	供試トラクタ	9
2. 1. 1	トラクタAの騒音分析	10
2. 1. 2	トラクタBの耳元騒音	11
3	シミュレーションによる能動騒音制御の可能性検討	12
3. 1	シミュレータの作成	12
3. 1. 1	想定したANCシステム	12
3. 1. 2	シミュレータの仕様	12
3. 2	シミュレーション方法	13
3. 3	シミュレーション結果と考察	14
3. 3. 1	参照位置別シミュレーション結果	14
3. 3. 2	適応アルゴリズム別シミュレーション結果	15
3. 3. 3	消音量	17
3. 3. 4	適応アルゴリズムの収束速度	17
3. 3. 5	適応フィルタのタップ数	17
3. 4	要約と今後の問題点	18

4	適応システムによる消音量予測	18
4.1	適応システムの消音量	19
4.2	消音量予測システムの作成	19
4.3	消音量予測シミュレーションの方法	20
4.4	トラクタAの消音量予測結果	20
4.5	コヒーレンスと消音量	23
4.6	トラクタBの消音量予測結果	25
4.7	消音量予測システムの収束速度	27
4.8	要約と今後の問題点	27
5	ANC評価システムによる能動騒音制御	28
5.1	評価システムの作成	28
5.1.1	評価システムの概要	28
5.1.2	評価システムの消音動作	29
5.1.3	電気音響特性B, Cの同定	30
5.1.4	コントローラの構成	31
5.2	評価システムの動作確認	32
5.2.1	試験方法	32
5.2.2	評価システムの動作速度	33
5.2.3	特性B, Cの同定結果	33
5.2.4	消音結果	34
5.2.5	特性Wの適応状況	35
5.3	トラクタ機関騒音への適用	36
5.3.1	試験方法	36
5.3.2	試験結果	37
5.3.3	消音量分布	38
5.4	要約と今後の問題点	38
6	トラクタ搭載システムによる能動騒音制御	39
6.1	搭載システムの作成	39
6.1.1	システムの概要	39
6.1.2	タイプIIシステムの消音動作	40
6.1.3	搭載システムの機器構成	41
6.2	トラクタ機関騒音への適用	42
6.2.1	実験方法	42
6.2.2	実験結果	44
6.2.3	消音量分布	44
6.2.4	付加音源と誤差マイクの配置	47

6. 2. 5 付加音源と誤差マイクの個数	47
6. 3 搭載システムの動作速度と安全性	47
6. 4 要約と今後の問題点	48
7 終章	48
7. 1 総括	48
7. 2 今後の問題と展望	49
摘要	50
謝辞	52
参考文献	53
Summary	57

Technical Report of the
Institute of Agricultural Machinery
(Nogyo Kikaika Kenkyusho)

No. 29 August 1995

C O N T E N T S

Tomokazu YOSHIDA: Active Noise Control for the Operator of
Agricultural Machinery

1. Introduction	1
2. Measurements and Analyses of Tractors Noise	9
3. Feasibility Study of Applying ANC to Tractor by Computer Simulation	12
4. Prediction of Noise Reduction by Adaptive System	18
5. Performance of ANC to reduce the Noise by ANC Evaluation System	28
6. Development of ANC Target System for Tractors and its performance	39
7. Conclusion	49
Summary	50
Acknowledgement	52
References	53
Summary in English	57

吉田 智一*

1994-5-27受理

抄 録

本研究は、機械作業環境の改善研究の一環として、作業員が機械作業時に被曝する騒音を低減し、これに起因する健康障害や事故の発生を抑制することを目的としている。

また、騒音低減手法としては、従来から行われている遮音や吸音による手法に代わり、音波の干渉現象を利用して積極的に消音しようとする能動騒音制御手法の適用を試みている。

研究では、トラクタを題材とし、まずシミュレーション手法を用いて、能動騒音制御手法による騒音低減の可能性を評価した。次に、能動騒音制御システムの基本的な消音特性の検討を行い、最後に供試トラクタ上での作業員耳元騒音の低減を試みた。その結果、作業員耳元空間において4～7 dB（全帯域音圧レベル値で評価）の騒音低減を確認し、空間的にも、通常作業時に想定される頭部空間に対して十分な騒音低減空間を得ることができた。

1 はじめに

1.1 農業機械の騒音問題

昭和30年代からの主として稲作を対象とした農作業の機械化により、農作業従事者の労働負担が軽減され、また労働時間が短縮されてきたことは疑う余地のないところである。特に、稲作については機械化作業による一貫体系がほぼ確立され、近年は果樹や野菜に代表される畑作についても作目別に機械化が推し進められている。

これらの機械化の流れをみると、歩行型から乗用型へ、単一作業から同時・複合作業へ、手動から自動へ、といった具合にいくつかの流れに分けられるが、共通要素として高能率化・高機能化・大型化が進められてきたものと言えよう。

その一方で、中山間地域をはじめとする小区画圃場地域などでは、大型機械の導入が困難なことから、歩行型・可搬型農機が依然として活躍している。また、小区画圃場に限らず、病害虫防除や除草などの管理作業では、歩行型・可搬型農機も使用されている。これらの機械の場合は、機能や操作性の向上、労働負担軽減のために小型化や軽量化が進められてきた。

確かに、人の手や足に代わって農作業を行うという機

能的な面では、これら農業機械の果たした役割・効果は甚大であるが、それらを使用する作業員の立場からみた場合、以下のような問題がまだ残されているのではないかと考える。

すなわち、農業機械そのもの、または機械化作業が作業員に与える影響である。機械化により、高能率な作業が少ない労働負担で可能になった反面、作業員が機械を使用することにより生じる粉塵や騒音、振動などの問題が、未解決のまま残されているものと考えられる。

農業機械の場合、他産業分野と違い、使用台数が少ない、使用時間が少ない、使用が一時期に集中しているなどの理由から、農業機械に対する粉塵や騒音、振動に関する直接的な法的規制はあまり見受けられないが、たとえ短時間・短期間であれ、多量の粉塵や大きな騒音、激しい振動を作業員が浴びることはやはり望ましいことではなく、避けられるものならそれに越したことはない。

事実、昨今ではこれまでの高機能化・大型化一辺倒の機械化の流れを見直し、「人にやさしい農業機械」の合い言葉の下、シンプル農業機械のあり方や、機械の本来持つべき機能に加えて、その操作性や作業員の快適性に重点をおいた機械が注目されるようになってきた。

筆者の所属する生物系特定産業技術研究推進機構（生研機構）・基礎技術研究部・安全人間工学研究単位では、

*基礎技術研究部（現農林水産省中国農業試験場）

従来より人-機械系の諸問題について人間中心の立場から機械に対するアプローチを図ってきている。また、この観点に立って、研究課題としても、①危険防止、②健康障害防止、③取り扱い性向上、の3本柱を設定して研究活動を行ってきた。さらに最近では、前述した背景を踏まえ、「快適性の向上」も一つの柱となっている。

これらの観点から、既存の人-機械系を見直していくことにより、機械作業から危険要素や健康障害発生要素を取り払い、さらに作業者にとって、その作業がより快適で安全なものに改善していくことが、安全人間工学研究単位の使命である。

本報告では、このような人-機械系の諸問題の一つとして、農業機械作業者が被曝する騒音の問題を採り上げ、これを低減することを一つの目的としている。また、これにより、作業者の快適性が増し、同時に作業性も向上することから、ひいては作業の安全性向上、事故防止などをねらいとしているものである。

1. 2 研究の背景

前節では、筆者の所属する研究単位における本報告が取り扱う騒音低減研究の位置づけについて述べた。ここでは本報告が対象とする農業機械の騒音問題を取り巻く背景について簡単に触れる。

一般に、騒音や振動といった問題は、農業機械分野に限らずあらゆる方面で問題となってきた。特に、地域的な広がりを持った大規模な場合には、いわゆる「公害」として扱われてきた事例も数しれない。ここでそれらをいちいち列挙することは本報告の目的ではないので省略するが、このような問題があったため、騒音や振動に関しては、それらを少しでもなくしていく、あるいは抑えていく方向で、それぞれの分野に応じて法的な規制がなされており、問題解決のための弛まぬ研究活動も行われている。

そのような中で、本報告が扱う農業機械作業者が被曝する騒音問題について、関連する事項をいくつか述べ、本研究の意義を見い出してみたい。

1. 2. 1 農業機械騒音に対する許容基準

前述したように、騒音問題というのは農業機械分野に限らずあらゆる方面で問題となっている。例えば、航空

機騒音、鉄道騒音、道路騒音、工場騒音、機械騒音、生活騒音などである。このため、我が国では「騒音規制法」をはじめとして、各方面で騒音を一定レベル以下に抑えるべく「騒音基準」なるものを設けて様々な法的規制を実施している^{1) 2) 3)}。

このうち、農業機械作業を考えた場合には、「作業環境騒音」としての見方が必要になってくる。この他に、機械作業を行っている場合の周辺に対する見方、すなわち環境騒音として見方もあるが、本報告では農業機械作業者が被曝する騒音を対象としているので、ここでは作業環境騒音として見方に限定する。

作業環境騒音に関する法令は、労働基準法に始まって、労働安全衛生法、労働安全衛生規則、作業環境測定基準など、多岐にわたっており、これらはその主旨から、騒音作業場における①就業制限、②騒音防止対策、③健康管理、④測定法、に大別される²⁾。

また、これらの法令で規定される「有害な騒音」の目安としては、1992年10月に施行された労働安全衛生規則の一部改正⁴⁾に関連して改正された作業環境測定基準の中(「騒音障害防止のためのガイドライン」⁵⁾)で、作業環境の騒音が等価騒音レベルで85dB未満になることが目標として謳われている。

このガイドラインには、対象となる騒音作業場として「チェンソーや刈払い機による立木の伐採や、草木の刈払い作業」が挙げられており、この他にも農業機械作業に該当すると考えられる作業場がいくつか挙げられている。また、「これに該当しなくとも騒音レベルが高いと思われる作業場では、このガイドラインと同等の騒音防止対策を講ずることが望ましい」とされている⁵⁾。

なお、等価騒音レベルとしては、原則として10分間の測定を義務づけているので、これが85dBを上回るようであれば、何らかの対策を講じなければならないと考えるのが無難であろう。

ただし、この作業環境測定基準に基づく規制は、作業者個人の騒音曝露量を管理・規制するものではなく、むしろ、騒音作業場全体を対象として管理しようとする主旨のものである。このため、作業者個人の健康障害(騒音性難聴)防止の点では多少意味合いが異なってくるものと考えられる。

通常、騒音性難聴防止を目的とした場合は、1日の作

業時間を8時間に基準化して、その等価騒音レベルで評価することが行われている。

このような常習的な騒音曝露に対する許容基準としては日本産業衛生学会の勧告⁶⁾がある。この許容基準では、対象とする騒音が「この基準以下であれば、1日8時間以内の曝露が常習的に10年以上続いた場合にも、騒音性永久閾値移動を1kHz以下の周波数で10dB以下、2kHzで15dB以下、3kHz以上の周波数で20dB以下にとどめることが期待できる」⁶⁾としている。

また、同時に示されている簡易法によれば、騒音レベルが85dBであれば1日8時間まで許容され、88dBで4時間、91dBであれば2時間までとなる。85dB-8時間を基準として3dB大きく(倍に)なれば許容時間は半分となる。

通常の農業機械作業を考えた場合には、常習的に10年以上も続くという条件は現実的ではないが、たとえ年に10日間とかの作業であっても、これらの許容基準を満足する方がよく、また先のガイドラインとも併せて、1日8時間85dB(A)というのを一つの目安と考えることにする。

1. 2. 2 各種農業機械の耳元騒音レベル

ここでは、これまでに得られている代表的な農業機械作業時における作業員耳元騒音レベルを、前項の許容基準に照らし合わせてみる。

表1に示した各種農業機械の騒音レベルは、筆者の所属する生研機構において以前に報告された文献^{7) 8)}から引用したものである。データとしては若干古いものもあるが、傾向を確認するためには十分であると考え、引用したものである。

表1 農業機械作業の騒音レベル(単位dB(A))^{7) 8)}

トラクタ(乗用)	87 ~ 102 (93)*
トラクタ(歩行)	88 ~ 97 (92)
コンバイン	87 ~ 95 (92)
スピードスプレヤ	91 ~ 107 (99)
動力噴霧器	84 ~ 97 (89)
田植機	75 ~ 85 (79)
ポテトハーベスタ	80 ~ 96 (86)
ビートハーベスタ	85 ~ 100 (91)
ネギの皮むき機	89 ~ 104 (-)

*括弧内は耳元騒音レベルを示す

これらの値を先の許容基準の目安である85dB(A)という数字と比べてみると、耳元騒音がこの基準を下回っている農業機械は表1に示した中では田植機だけであり、他の機械はすべて先の基準を上回っている。

1日あたりの作業時間についても、兼業の進展による特定期間への作業の集中や、作業の受委託による特定作業員への作業の集中という背景から、作業員にとっては作業時間が長くなっていく傾向にあると考えられる。

これらの点を考慮すると、多くの農業機械の発生する騒音は依然として大きく、作業員への健康障害発生防止の観点からみても改善の余地がある。

1. 2. 3 トラクタ騒音の変遷

ここでは、代表的な農業機械である乗用型トラクタの騒音について検討した。具体的には、トラクタの機関出力と仕様(安全キャブの有無)、年式によって、作業員耳元の騒音レベルにどのような違いがあるかを検討した。

図1に、生研機構で行われている乗用型トラクタの型式検査データから無作為に抽出した、ここ10年間の作業員耳元における騒音レベルの変遷を示した。データにばらつきがあるのは、無作為に抽出したデータの個体差によるものである。このため、全体的な傾向を眺める程度とする。

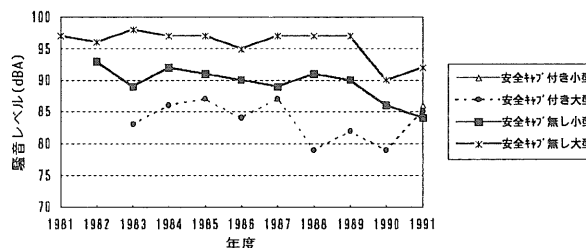


図1 型式検査にみるトラクタ騒音レベルの変遷

これを見ると、安全キャブ付き大型トラクタでは騒音レベルが80dB(A)程度である。また、最近登場した安全キャブ付き小型トラクタでは85dB(A)程度である。

これに対して、安全キャブ無し小型トラクタはここ2、3年で騒音レベルが急降下し85dB(A)を下回るようになってきている。中には80dB(A)を切る例も見受けられた。一方、安全キャブ無し大型トラクタでは依然として90dB(A)以上の騒音レベルがあり、騒音対策が必要と考えら

れる。

安全キャブ付き小型トラクタは、まだデータ数が少なく、全体的な傾向はつかみづらい状況にあるが、安全キャブ無し小型トラクタの騒音レベルがかなり下がってきていることを考えると、安全キャブによる増音（こもり音）を低減する必要があるものと考えられる。

この点については、本報告の目的とする能動騒音制御（詳細は後述）の適用が騒音低減のための一手法として大いに期待される。

1. 2. 4 騒音対策の分類と特徴

騒音対策と一口に言っても、様々な対策例がこれまでに進められてきているが、原理的には①音の発生源となる物体等の振動を低減すること、②音を吸収すること、すなわち音のエネルギーを熱に変えて消滅させることの2点に集約され¹⁾、図2に示した遮音、吸音、振動絶縁、振動減衰（ダンピング）やその組み合わせ技術として構成されている場合がほとんどである。

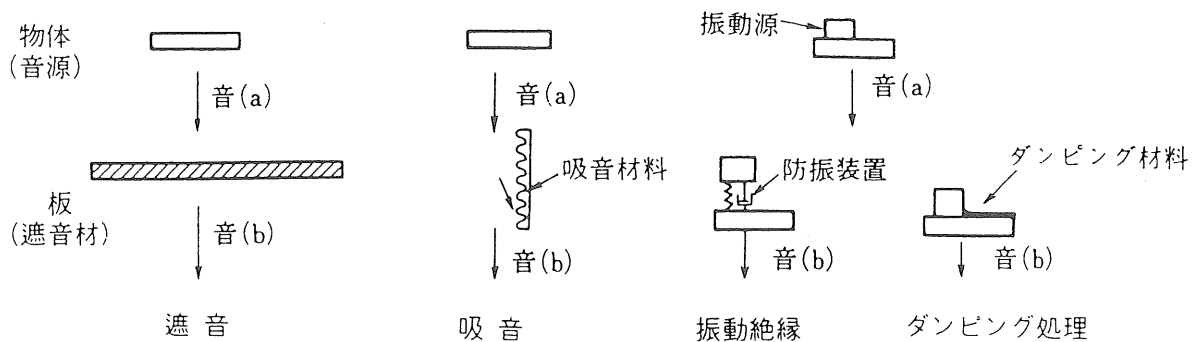


図2 騒音低減の基本原理¹⁾

すなわち、騒音低減は、元を断つか経路を断つかに帰着するわけである。そして従来は、このいずれの場合についても、防振材とか制振材、遮音材とか吸音材といった材料の付加を中心とした対策が行われてきた。

これを振動または音という物理現象から見た場合、これらの材料はすべて振動を受けて断つ、音を受けて断つために用いられている。

これに対して、波動現象である振動や音の性質を利用して、外部から別の振動や音を与えることにより、元の振動や音と干渉させて消滅または低減しようとする手法が考えられている。

前者が振動や音を受けとめて低減しようとするのに対し、後者は振動や音を別に与えて低減しようとすることから、前者はパッシブ（受け身）な低減手法、後者はアクティブな低減手法と呼ばれる。

本報告で採り上げている騒音低減手法は、騒音の伝播過程におけるアクティブな手法であり、これを一般に「能動騒音制御（アクティブ・ノイズ・コントロール、ANC:Active Noise Control）」という。また、以下では、この頭文字を採って、単にANCと記述する場合もある。なお、これは広義な解釈であるが、手法的には後述する電子技術に基づいた適応理論による手法が常用されており、一般的には、これをANCと呼んでいる。

この手法の特徴は、的確に干渉させることができれば、騒音（音）を完全に消すことができる点である。

従来のパッシブな手法では音を完全に消すことは非常に困難である。特に周波数の低い音をパッシブな手法で消すためには、その音の波長より十分大きくて、厚みのある遮音壁を設けたり、十分な厚みを持つ吸音材を敷設

する必要がある。このためには多くのコストがかかるが、その割には騒音が低減せず、効果的でない。

この点において、ANCはこれまでのパッシブな手法に対する優位性を持っている。

1. 2. 5 農業機械分野における騒音低減研究事例

ここでは、前項で述べた一般的な騒音対策手法を受けて、農業機械分野ではこれまでに進められてきた騒音低減研究の事例を挙げて、その特徴などを振り返ってみることにする。

八木らは乗用型トラクタの機関部を吸音材を貼付した

防音カバーで囲って低減する試みを行っている⁹⁾。これは、遮音や吸音を利用したものであり、まさにパッシブな手法の最たるものである。

一方、大黒らはスピードプレヤのファン騒音を低減するために、騒音源であるファンそのものの改造に取り組んでいる¹⁰⁾。彼らは、ファン（動翼と静翼）とベルマウスの形状、動翼と静翼の間隔などを最適化することで、騒音低減を試みている。これは音源そのものに対する対策の好例である。

笹尾らは、ネギの皮むき機作業研究の中で作業員の聴力障害を指摘し^{11) 12)}、その改善策として、耳栓の着用を推奨するとともに、皮むき機に防音カバーや拡張室型消音器を取り付けることにより騒音低減を行った^{13) 14)}。これは、遮音や吸音、さらにそれを応用した消音器を組み合わせた対策例である。また、皮むき機の騒音特性が高周波域で音圧レベルが高いこともあって、効果的な騒音低減を達成している。

永井らは、小型トラクタ安全キャブ内の騒音低減のために、その発生要因である空気伝播音を遮音・吸音したり、固体伝播音を防振により遮音することで、従来の安全キャブより中高周波域で約5 dB(A)の低減を達成している¹⁵⁾。この対策例の特徴は、手法として遮音吸音はもちろんであるが、安全キャブ自体が騒音源と一体になっている関係上、音源からの振動が伝わって、安全キャブ自体が騒音源となる可能性があるため、安全キャブの防振対策も併せて行っている点である。これらを総合して、5 dB(A)の低減を達成している。

これまでに挙げた例では、いずれの場合も中高周波域の騒音低減には成功しているが、低周波域に対してはほとんど効果がない。これは、従来の遮音や吸音といった手法、防振や制振といったパッシブな手法が、低周波域ではさほど有効でないことを示している。

これに対し、英国のNIAE(現 BBSRC Silsoe Institute)では、トラクタの安全キャブ内において、オープンバック型のヘッドフォンを用いたANCの試みを行っている¹⁶⁾。これは、農業機械分野における最初で唯一のANCの試みである。

この事例や、次節の能動騒音制御に関する記述からも明らかになるように、本報告で適用しようとしている能動騒音制御手法は、これまでの遮音や吸音というある意

味でパッシブな手法では不得意であった低周波域に特に有効な技術と考えられる。また、これまでの農業機械分野における研究事例を見ると、そのほとんどが中高周波域に対する騒音低減研究であったことから、今回、本研究において農業機械に対してANCを適用することは、これまでの研究で残されてきた低周波域の騒音低減をねらう研究として意義があるものとする。

1. 3 能動騒音制御

1. 3. 1 定義と原理

「能動騒音制御 (ANC)」は鈴木¹⁷⁾の言葉を借りれば「音波の干渉を利用するものであって、ある周期性音波に対して、別の音源から逆位相音波を付加して能動的に原音を減衰させる制御方法¹⁷⁾」ということである。

長友はさらに「そもそも制御という行為には何らかの形で働きかけがあるわけで、その意味でアクティブな行為を内包しているのだが、騒音を取り扱うときには、吸音や遮音などある意味では受け身の制御要素を含めて色々な手段をノイズコントロール(騒音制御)と総称しているので、前出の定義(鈴木による定義)に沿った手法をまとめて、かつ狭義にアクティブノイズコントロールと呼んだ¹⁸⁾として従来のパッシブな手法との違いを明確化している。

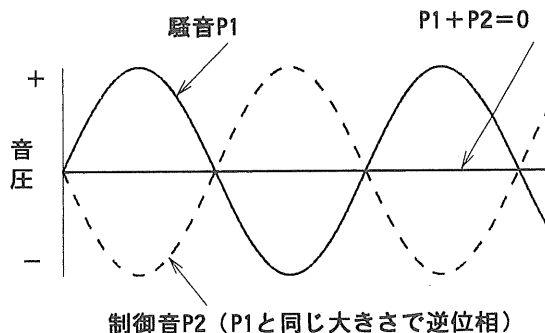


図3 ANCの基本原理

ANCは、原理的には非常に簡単で、図3に示したように、ある音波がそれと同じ波長で180°ずれた逆位相の音波と出会えば互いに打ち消し合い、さらにその時振幅が等しければそこで完全に相殺して双方の音波が消滅するというものである。この考え方を最初に示したのが、1936年のLuegによる米国における特許¹⁹⁾であると言わ

れている¹⁸⁾。

ここで ANCの要点をまとめておくと、

- ① 波長が同じである
- ② それが逆位相、すなわち180°ずれている
- ③ 振幅が同じである

となる。

このように原理的には非常に簡単であるにも関わらず、以前はそれを実現するための音響機器や制御系を構成することができなかつたため、なかなか実用化には至らなかつた。それが近年になって実現可能となった背景には、電子技術の進歩、とりわけデジタル信号処理技術の進歩がある。

浜田によれば、ある音波に対して干渉により20dBの減衰を得たいとすると、位相が完全に反転しているとしても干渉音波の振幅は0.9dB以内の誤差に収めなければならず、逆に振幅が完全に一致しているとしても位相の誤差は4.7°以内に抑えなければならない²⁰⁾ということである。

1. 3. 2 研究状況

ここでは、最近の ANC研究動向を簡単にまとめてみる。これには、長友¹⁸⁾や浜田ら²¹⁾の解説記事、日経メカニカルの記事²²⁾などが参考になる。

これらによると、まず ANCの実用化研究は、1次元の音波と見なすことのできるダクト内騒音への適用から始まっている²³⁾⁻²⁶⁾。これはダクト内部において、騒音の波長が管の断面寸法より十分大きい場合、1次元の平面進行波と見なすことができるために、波面の扱いが容易となり、理論的技術的に必要な制御精度を得やすいためである¹⁸⁾。また、ダクトの応用として、騒音の伝達経路形状を工夫し、1次元音波としての取扱いを可能にした上で ANCを適用し、市販に至った家電製品の例もある²⁷⁾⁻³¹⁾。

1次元音場への適用に成功すると、自然な流れとして次元拡張が行われ、現在では3次元空間における適用事例も数多く見られるようになってきている³²⁾⁻³⁶⁾。また、実用化に至った例としては、市販に至った自動車の例がある³⁷⁾⁻³⁹⁾。

一方、実用化研究であるかの是非はつけ難いが、農業機械分野においても、前述したトラクタキャブ内の作業

者に対する試みが報告されている¹⁶⁾。

次に、これらの ANCを支えている基礎研究に目を向けてみると、その中心はやはり適応アルゴリズムの研究である。

B. Widrowらが提案した最急降下法 (Steepest descent method) の一つであるLMS(Least Mean Square)法⁴⁰⁾⁻⁴⁴⁾は、現在の ANCアプリケーションで多用される最も基本的なアルゴリズムであり、前記した各種の応用研究、実用化研究でも使用されている。

現在は、この LMSアルゴリズムをベースとして、これが使用する収束係数を適切に決定するために、ファジィ制御⁴⁵⁾⁻⁴⁸⁾やニューラルネット⁴⁹⁾を用いたり、リアルタイムに収束係数を変化させるアルゴリズム⁵⁰⁾⁻⁵⁶⁾などが盛んに研究されている。

また、実用化に向けて複数チャンネルを制御する必要があることから、適応アルゴリズムもマルチチャンネルへの拡張⁵⁷⁾⁻⁵⁹⁾が図られ、同時に計算量を減らす工夫⁵⁹⁾⁻⁶¹⁾や制御機器の空間的配置問題⁶²⁾⁻⁶⁷⁾も研究されている。

これまでで紹介してきた研究事例はすべて LMSアルゴリズムをベースにそれを拡張してきたものであるが、これ以外の適用アルゴリズムとして、RLS(Recursive Least Square)法⁶⁸⁾⁻⁷⁰⁾やIIR (Infinite Impulse Response) フィルタのためのSHARF (Simple Hyperstable Adaptive Recursive Filter) 法など⁷¹⁾⁻⁷³⁾の研究も行われている。

このように ANCの研究は、①適応アルゴリズムを中心とした基礎的理論的研究から、②使用機器の空間的配置などの応用研究、そして③空調ダクトや家電製品、自動車の例に代表される実用化研究、の3つのフェイズ(研究段階)が、同時進行で盛んに取り組まれている状況にある。

1. 3. 3 基本構成と動作

本報告では、これまで述べた ANCの研究状況を踏まえて、本研究が目的とする作業者が被曝する騒音の低減のためにANC手法を適用している。

この手法は、適応デジタルフィルタ (ADF: Adaptive Digital Filter) を用いた電子消音技術であり、近年の急速な電子技術の進歩を受けて実現可能となったもので

ある。これまでの研究事例でも分かるように、主に DSP (Digital Signal Processor) などの信号処理用チップを有効に活用したアクティブ制御技術の一例である。

ここで、本研究で検討した ANCシステムの基本的な考え方を図4に示す。

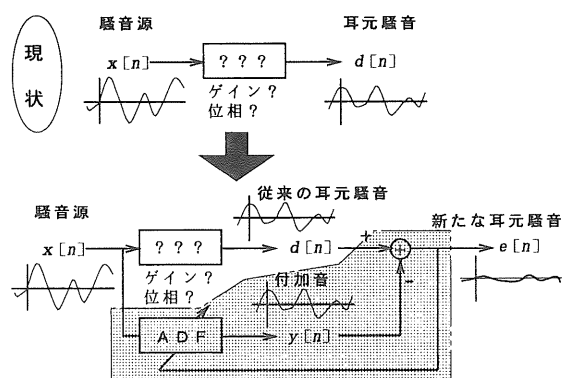


図4 適応フィルタを用いたANCシステムの考え方

これから分かるように、ANCは基本的に、音源の振動や放射された音波などを参照し、これを電気変換して電気領域で逆位相音波形を作り、最後にそれを音響変換して元の音波と干渉させ消しようとする技術である。予め参照する信号を入力して、それに基づいて制御を行うことから「フィードフォワード制御」の一種である。

この特徴は、何と言っても、音源や音響空間、制御機器などの特性が変化しても、それに追従(適応)可能な点である。もちろん、そのために適応アルゴリズムが用いられている点は見逃せない。

次に、動作概要を簡単に説明しておく。先の図において、騒音源からの騒音 $x[n]$ を基にして、従来の耳元騒音 $d[n]$ を打ち消すように付加音 $y[n]$ を出力することができれば、すなわち $y[n]$ を $d[n]$ に近づけることができれば、新たな耳元騒音 $e[n]$ を小さくすることができる。

これは、 $d[n]$ の逆位相波形をもとめていることに他ならない。また、別の見方をすれば $x[n]$ から $d[n]$ への伝達特性を求めていることと等しく、この様な系は「適応システム同定モデル」と呼ばれる。このことから分かるように、ここで採り上げているANCシステムは適応システムの具体的な応用例の一つである。

ここで用いている適応フィルタは、FIR(Finite Im-

pulse Response) 型のデジタルフィルタであり、トランスバーサルフィルタ(Transversal filter)と呼ばれることもある。

浜田の解説^{42) 43)}に基づくと、上記システムの動作は以下ようになる。

$$y[n] = \sum_{k=0}^L w[k]x[n-k] \quad (1)$$

$$e[n] = d[n] - y[n] \quad (2)$$

$$w_{n+1}[k] = w_n[k] + 2\mu e[n]x[n-k] \quad (3)$$

但し、 $w[k], k=0, 1, \dots, L$ (L : フィルタ次数)

n : 繰り返し数(時間)

μ : 収束係数 ($0 < \mu \leq 1$)

ここで、(3)式がフィルタ係数 $w[k]$ の更新方法を定義したもので、LMS(Least mean square)アルゴリズム^{40) 41)}と呼ばれ、リアルタイム処理に適した形式となっている。なお、(1)~(3)式のフィルタ係数 $w[k]$ の添え字 n は、離散化された時間の n 時点を示すものである。

1. 3. 4 最適システムの消音量

図4に示したANCシステムにより得られる消音量を求めるために、 z 変換^{74) 75)}を用いて、時系列信号 $x[n]$ を $x(z)$ 、ADFの特性を $W(z)$ などと表すと、図4のANCシステムは図5のように書き改められる^{76) 77)}。

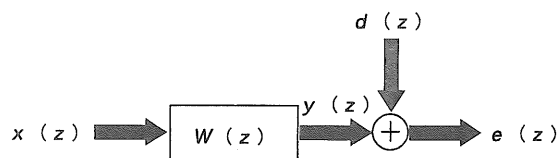


図5 ANCシステムのブロック構成

ここで、 $x(z)$ は参照信号(Reference signal)、 $d(z)$ は目標信号(Desired signal)、 $y(z)$ は制御信号(Control signal)、 $e(z)$ は誤差信号(Error signal)と呼ぶことにする。

今、注目しているのは耳元騒音に相当する誤差信号を最小にすることであるから、評価量として(4)式に示す誤差信号の二乗平均(MSE: Mean square error)を用いることにすると、MSEは、

$$\text{MSE} = E[e^*(z)e(z)] = S_{ee}(z) \quad (4)$$

と書け、これを最小にする最適システムの特性は、

$$W_{opt}(z) = - \frac{S_{xd}(z)}{S_{xx}(z)} \quad (5)$$

で与えられ、その時の最小値は、

$$S_{ee}(z)_{min} = S_{dd}(z) - \frac{|S_{xd}(z)|^2}{S_{xx}(z)} \quad (6)$$

となることが分かっている⁷⁾。なお、これらの式において、 $S_{ee}(z)$ 、 $S_{xx}(z)$ 、 $S_{dd}(z)$ はそれぞれ $e(z)$ 、 $x(z)$ 、 $d(z)$ のオートパワースペクトルを表し、 $S_{xd}(z)$ は $x(z)$ と $d(z)$ のクロススペクトルを表している(以下同様)。

(5)、(6)式より、誤差信号を最小にする、言い換えれば、最も大きな消音量を得ることのできる最適システムの特性は、参照信号と目標信号のクロススペクトルを参照信号のオートパワースペクトルで割ったものとして与えられることが分かる。また、その時の最小値も参照信号と目標信号のみに依存していることが分かる。

次に、消音量を評価するために、目標信号に対する誤差信号の比として、消音量ATT(単位dB)を、

$$\text{ATT} = -10 \log_{10} \left(\frac{S_{ee}(z)}{S_{dd}(z)} \right) \quad (7)$$

と定義すると、(5)式で与えられる最適システムにより得られる最大の消音量 ATT_{max} は、

$$\begin{aligned} \text{ATT}_{max} &= -10 \log_{10} \left(\frac{S_{ee}(z)_{min}}{S_{dd}(z)} \right) \quad (8) \\ &= -10 \log_{10} \left(1 - \frac{|S_{xd}(z)|^2}{S_{xx}(z) S_{dd}(z)} \right) \\ &= -10 \log_{10} [1 - r^2(z)] \end{aligned}$$

で与えられる⁷⁾。ここで、 $y(z)$ は $x(z)$ と $d(z)$ のコヒーレンス関数である。

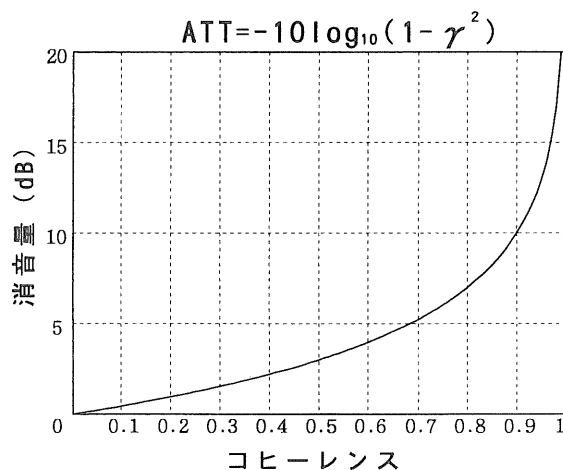


図6 コヒーレンスと消音量の関係

この関係を図6に示す。これを用いれば、ANCシステムを用いて消音を行う場合の最大消音量を求めることができる。すなわち、ANCシステムを適用しようとする系において、予め参照信号と目標信号を計測し、そのコヒーレンスを求めれば、(8)式の関係により、対象周波数毎の最大消音量を求めることができるわけである。

例えば、ある周波数において10dB以上の消音量を得るためには、必要条件として、その周波数における参照信号と目標信号のコヒーレンスが0.9以上でなければならないことが分かる。逆に言えば、目標信号(消したい騒音に相当)とのコヒーレンスが0.9以上となる参照信号を入力しなければ、理論的に10dB以上の消音は得られないということである。

このように、ANCシステムで得られる理論的な最大の消音量(最適システムによる消音量)は、参照信号と目標信号に依存しており、両者の相関が高ければ高いほど大きくなることが分かる。

このことは、騒音源からの参照信号により、耳元騒音である目標信号をどこまで説明できるか、または、騒音源から耳元までの伝達特性を線形システムでどの程度表現できるか、という命題と同じことを意味している。

ANCシステムが参照信号に基づいて動作している線形システムであることを考えれば、ごく自然な結果であると言えよう。

なお、実際のANCシステムでは、これに制御機器や制御空間の電気音響特性も考慮する必要があるので、最適システムの特性や最大消音量はもう少し複雑な形にな

る⁷⁾が、参照信号と目標信号に強く依存している性質は変わらない。

このため、図4に示したフィードフォワード制御型式のANCシステムにおいては、参照信号が非常に重要な役割を果たしていることが分かるであろう。

1. 4 研究の基本方向

これまでに述べてきた、農業機械作業員の置かれた騒音環境、これまで採られてきた騒音対策の限界と新しい騒音低減手法であるANCの特徴、その研究状況などを踏まえて、本研究では農業機械作業員が被曝する騒音を低減するためにANC手法を適用し、その可能性や実際の性能評価などを行っている。

この際、ANCは、これまでのパッシブな騒音低減手法が不得意とした、低周波の騒音に有効であるということ、永井らの報告¹⁵⁾に見られるように、騒音レベルを下げるために低周波域に音圧ピークをシフトする対策が採られており、音圧レベルとしては却って高くなっているケースもあること、騒音レベルでは低周波域は低く評価されるため、ANCの効果を物理的な意味で正しく評価できないなどの理由から、本報告では、ANCの評価は原則として低周波域を対象とし音圧レベルで行っている。

本報告は、平成2年度から5年度にかけて行ったANCの農業機械への適用研究をとりまとめたものであり、およそ年次ごとに課題分けされた研究内容を、次章以降に章立てして記述している。

その概要について以下簡単に触れておく。

2章では、本研究でANCを適用するために採り上げた乗用型トラクタの現状における騒音分析を行っている。

3章では、ANCシステムで用いられている適応システムの動作シミュレーションにより、ANCシステムの動作特性を把握している。また、供試トラクタの騒音データを用いてシミュレーションすることにより、ANCによる騒音低減の可能性についても検討している。

4章では、3章で行った適応動作シミュレーションをさらに進めて、実際のANCシステムで使用されるDSPシステムを用いたシミュレータを作成し、実時間でシミュレーションしている。これにより、実際的な消音量を予測するとともに、このシミュレーション手法が消音量を予測するための計測システムと考えられること、またANCシ

ステムを適用する場合の事前評価ないしはシステム最適化の目的に使用できることを示している。

5章では、それまでのシミュレーション検討から、実際のANCシステムに移行し、実際に消音を行いながら、その動作や基本性能の検討を行っている。ここでは、実際に消音するために必要な制御機器や制御空間の特性把握に重点を置き、その特性を現場で求める(同定する)目的に適応システムを用いている。

6章では、5章での基本的なANCの消音性能の検討結果を受け、実際のトラクタ上の作業員耳元位置で消音を行うANCの実機搭載システムを作成している。特にこの搭載システムでは、実際に消音するという目的から、消音に対する基本的な考え方(制御方法)の異なるいくつかの搭載システムを作成して、その特徴を記述するとともに、それぞれの消音性能について検討を行っている。

また、システムを構成する機器の制御空間内における物理的な配置や個数と、それらが消音効果に与える影響についても若干の検討を行っている。

最後に7章では本研究の到達点と残された問題について論じるとともに、ANCの適用研究を通じて得た知見に基づいて、ANCの農業機械分野における筆者なりの今後の展望を記載している。

2 供試トラクタの騒音分析

2. 1 供試トラクタ

本研究では、全体を通じて、能動騒音制御を適用する題材として22kW(30PS)クラスの乗用型トラクタ2機種を供試した。これは、乗用型トラクタが農業機械の代表的存在であり、農作業全般を通じて使用機会が多いこと、騒音制御に必要な機器類を搭載するためのスペースや電源の確保が容易なこと、筆者の所属する研究単位において本研究のために一定期間の占有や改造が可能であったことなどの理由による。

供試した乗用型トラクタ2機種の仕様および概観をそれぞれ表2、図7に示す。

図7から分かるように、今回は機関騒音のみを対象としたため、基本的に作業機はとりつけていない状態で供試した。

表2 供試乗用型トラクタの仕様

	トラクタ A	トラクタ B
製造年	昭和55年	平成2年
全長	3,100 mm	3,180 mm
全幅	1,480 mm	1,455 mm
全高	1,990 mm	1,475 mm
質量	1,180 kg	1,210 kg
形式	ディーゼル水冷3気筒4サイクル	
最大出力	23 kW / 2,600 rpm	24 kW / 2,800 rpm
排気量	1.498 L	1.499 L



上：トラクタ A 下：トラクタ B

図7 供試乗用型トラクタの概観

この2機種について、現状把握の目的で、運転席に着座した状態の作業員耳元位置での騒音分析を行った。

さらに、前述した ANCシステムを適用するためには、低減しようとする耳元騒音に対して、コヒーレントな騒音源からの騒音を検出する必要があるため、供試トラクタの空間的な騒音分析も行い、耳元騒音との関係を調査

した。

なお、「トラクタ A」と称する機種は、筆者の所属する安全人間工学研究単位で保有しているものであり、主たる供試機であるため、今回の騒音分析はこのトラクタ Aについて行っている。トラクタ Bについては、この調査時点(平成2年)では入手しておらず、後日、耳元騒音だけの分析を行った。

2. 1. 1 トラクタ Aの騒音分析

機関のシリンダ部を騒音源と仮定して基準に取り、車体に沿って3次元方向に40cmの間隔で計70点の測定点を設定し、各点に騒音計マイクロフォン(株)リオンNA-60およびNL-10)を設置して音圧レベル分布図を作成するとともに、作業員耳元位置における音圧レベルを測定した。トラクタの機関回転数は定格の2,250rpmとし、無負荷、停止(非走行)状態で測定を行った。

その結果として、まず作業員耳元における音圧の周波数分析結果を図8に示す。

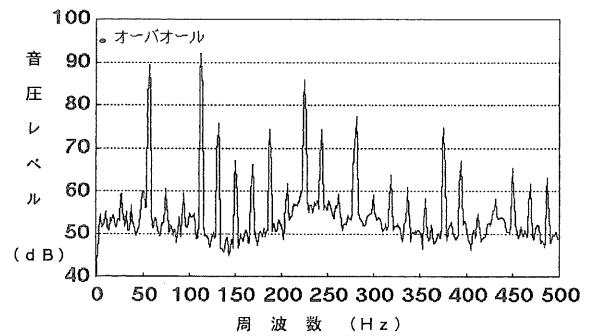


図8 2,250rpm時の耳元音圧スペクトル

これより、まず作業員耳元において500Hzオーバーオール値で95dB程度の音圧レベルがあることが分かる。騒音レベルでは86dB(A)程度であった。

周波数に着目すると、約55Hzの倍数系列の成分に大きな音圧ピークがあり、これらの成分が支配的な騒音であることが分かる。設定した機関回転数の2,250rpmから単純に考えると、37Hzの倍数系列にピークが出そうに思いがちであるが、4サイクル機関では2回転で1回の爆発燃焼があることを考えれば、燃焼騒音としての基本周期はこの半分の約18Hzとなる。このことは、図8において、大小を問わず音圧ピークの最小間隔が約18Hzであること

からも確認できるであろう。

さらに、機関気筒数が3であることを加味すれば、前述の55Hz成分は、この基本周期の3次成分であると考えられる。また、このことから3倍系列の音圧ピークは主として燃焼に伴う騒音と考えられる。ここで、トラクタAの構造上の特徴も考慮すると、この騒音は機関本体や特に消音器部から発生しているものと考えられる。

次に、各測定点の音圧レベルから作成した音圧分布を図9に示す。これを見ると、騒音が機関本体および消音器部を中心として広がっていることが分かる。このことから、ANCシステムにおける騒音の参照入力位置は機関本体または消音器部の近傍に採ることが望ましいと考えられた。

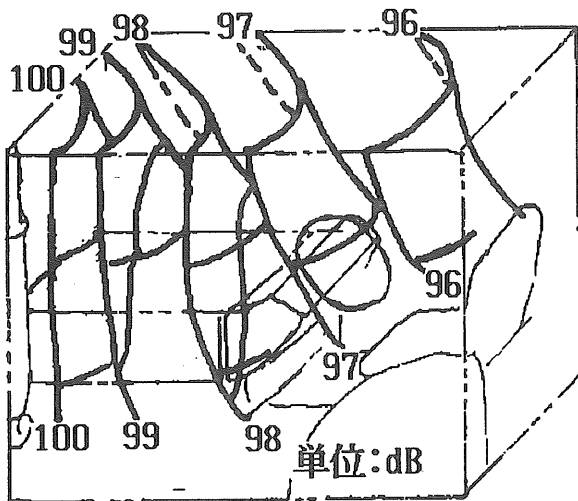


図9 2,250rpm時の音圧分布

2. 1. 2 トラクタBの耳元騒音

トラクタBについては、騒音の現状分析として、耳元騒音の分析のみを行った。

測定方法は、トラクタAの場合と同様で、機関回転数は定格の2,500rpm、無負荷、停止状態で行った。

測定結果については、トラクタAとの比較の意味も含めて図10に示す。

まず図10(a)より、トラクタBは500Hzオーバーオール値で約90dBの音圧レベルであることが分かる。これはトラクタAより5dB程度低い値である。騒音レベルでは82dB(A)程度であった。

周波数ごとの音圧ピークに関しても、トラクタAと同様、機関回転数より求められる基本周期21Hzの3倍であ

る60Hz辺りにトラクタAと同程度の大きな音圧ピークが見られた。しかし、その倍の周波数(6次成分)におけるピークはトラクタAと比べると20dB近くも低い。

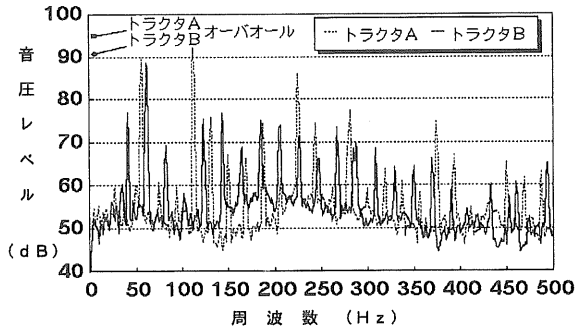


図10 (a) 耳元音圧スペクトルの比較 (500Hz帯域)

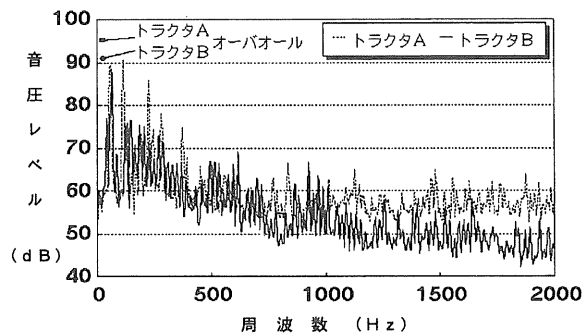


図10 (b) 耳元音圧スペクトルの比較 (2kHz帯域)

前述のオーバーオール5dBの差は、そのほとんどがこのピークの差に因るものである。また、この高次成分でもトラクタBのピークが抑えられているという傾向が認められるが、その他の成分では大きな差はない。

次に、分析する周波数帯域をもう少し広げてみたのが図10(b)である。これより、トラクタBは1kHz以上の帯域でトラクタAより8~10dB程度音圧レベルが低いことが分かる。

主観的な評価になるが、実際にこの2機種の機関騒音を聴き比べてみると、確かにトラクタBの方が静かで、音色的にも柔らかい(低いこもった)音に感じられた。これは、この1kHz以上の高周波成分がトラクタBでは抑えられていることによるものと考えられる。

トラクタBは、表2に示したように年式が新しく、作業者に対する騒音対策も念入りに施されていた。具体的には、消音器を機関部のカバーパネル内に収め、極力開口部のない構造にするとともに、カバーパネル自体の振動対策を含め、遮音、吸音処理を入念に行い、機関騒音を特に運転席側に漏らさない工夫が採られていた。

これに対し、トラクタAは、このような騒音対策は皆無と言ってよい状態にある。

このような騒音対策の差が、特に1kHz以上の周波数に出たと考えてよい。しかし、見方を変えると、トラクタBにおいて、それだけの対策を施しても、1kHz以下の低周波騒音に対してはあまり効果がないということも分かる。もちろん、前述の6次成分における約20dBの差は、機関そのものの改良や上記の対策によるものと考えが、それ以外の低周波域成分には大差はなく、大きな音圧ピークも依然として残ったままである。

ANCを適用する場合にはこのような音圧ピークの低減が目標となる。

3 シミュレーションによる能動騒音制御の可能性検討

これまでの議論で能動騒音制御を行うためには、制御しようとする騒音に対して、因果関係のある参照信号を獲得する必要があることが分かった。また、ANCシステムで用いられる適応アルゴリズムやその収束係数についても、いろいろな特性をもったアルゴリズムが研究開発されている最中であり、収束係数の決め方も試行錯誤的で決定論的方法がない状況にある^{20) 21)}。

このため、ここでは、①制御しようとする作業者耳元騒音に対する参照信号としての騒音入力、具体的には供試トラクタ上での参照入力位置と、②適応アルゴリズムの2点に焦点を絞って、ANCシステムの適応動作シミュレーションを行い、騒音低減の可能性を検討した。

3.1 シミュレータの作成

3.1.1 想定したANCシステム

本章で行う「適応動作シミュレーション」で想定したANCシステムの構成を図11に示す。これから分かるように、ここで想定しているANCシステムは、1章で述べた適応システム同定モデルに他ならない。

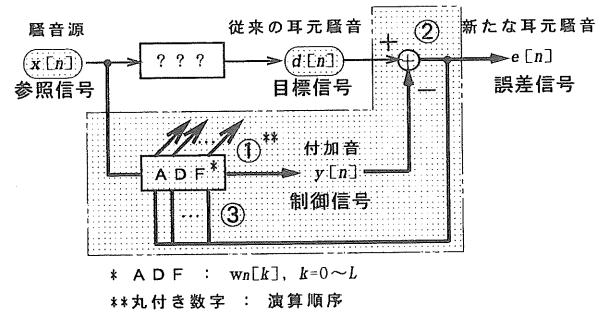


図11 シミュレートしたANCシステムの構成

本来ならば、ANCシステムのシミュレーションを行うに当たって、作業者耳元位置での干渉現象や、使用する制御機器の特性、制御空間の音響特性などもシミュレートしなければならないところであるが、今回は可能性評価が主目的であるので、実際の上記特性までを加味したシミュレーションは行わないこととした。図中においても、これらの特性は記述していない。

すなわち、このシミュレーションにおいては、使用する機器の特性や、耳元における従来の耳元騒音 $d[n]$ と付加音 $y[n]$ による干渉現象は理想的なものと仮定した。

これは、可能性評価として参照位置別による耳元騒音に対する適応状況を比較する場合には、システムに入力される過程よりも入力された結果に意味があり、また、この仮定によっても可能性評価の目的は満足されると判断したためである。

さらに、実際のANCシステムの動作(詳細は5章)を考えた場合、使用機器の特性や制御空間の音響特性を補償しながら、耳元騒音が小さくなるように適応動作が進む。このため、耳元について考えれば、理想的な状態に近い条件で干渉現象が起こるものと期待されたためである。

3.1.2 シミュレータの仕様

このような想定の下で表3に示した仕様のシミュレータをパソコン上に作成した。

このシミュレータの特徴は、①基礎的な特性把握のために、正弦波を内部生成し、同時に未知システム(図11の「??」の系)の特性を与えて、シミュレーションできること、②別途収集した騒音波形を外部ファイルとして供給することにより、実データに基づいたシミュレーションができること、③適応アルゴリズム(詳細は後

述)として、LMSをはじめとする線形アルゴリズムに加えて、BP (Back Propagation) による非線形アルゴリズムに対応していることから、非線形現象に対してのシミュレーションも可能なこと、④データの外部出力インターフェイスにより、シミュレーション結果を他のソフトウェアで利用可能なこと、などである (図12)。

表3 シミュレータの主な仕様

項目	仕様
対象機種	NEC製 PC-9800シリーズ
対象OS	NEC製 MS-DOS Ver. 3.1 以上
開発環境	MS C Ver. 6.0, およびMASM Ver. 6.0
演算形式	浮動小数点
適応アルゴリズム	5種類 (表4, およびBP*法)
フィルタ長	最大256
隠れ層ユニット数	最大16 (BP法)
入力データ	正弦波, 外部ファイル, 最大512点
出力データ	各信号の実効値, フィルタ係数
波形画面数	4 (時間波形, 学習曲線, 実効値曲線, フィルタ係数)
設定項目	シミュレーション回数上限, モニタ間隔, 実効値計算間隔

* Back propagation (バックプロパゲーション) の略

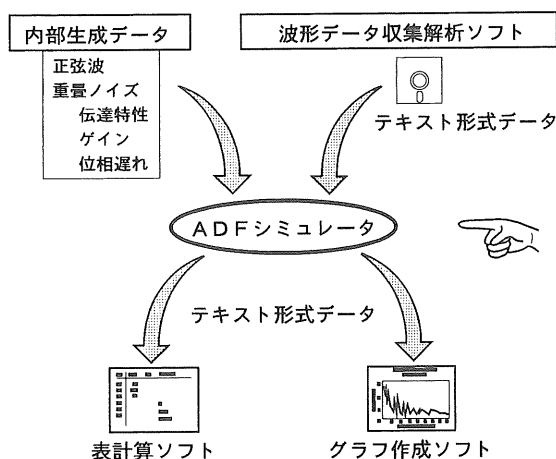


図12 シミュレータの利用形態

図14には、シミュレータにおける適応動作のフローチャートを示した。これから分かるように、シミュレータは離散化された時間を1つずつ刻みながら、各時間において、①参照信号に基づいて制御信号を生成し、②これと目標信号との差を取ることで誤差信号を求め、③これを用いて、指定された適応アルゴリズムによりフィ

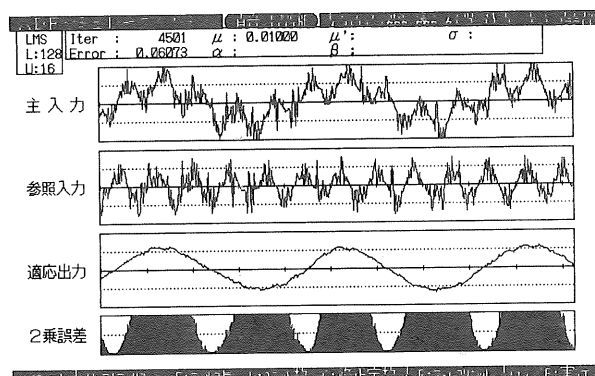


図13 シミュレータの画面例 (時間波形画面)

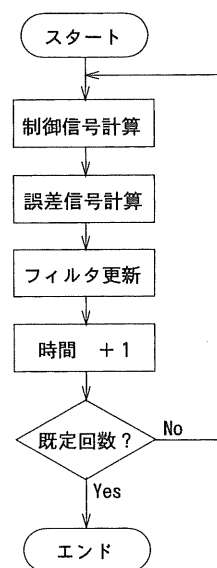


図14 適応動作フローチャート

ルタ係数の更新、すなわち適応を行っている。シミュレータの動作で実際のANCシステムと異なる点は、②の過程で干渉現象を理想化している点である。これは前述した理由による。

参考までに、図13にシミュレータの時間波形画面を示す。この例では、内部的に正弦波と重畳ノイズを発生させ、「ノイズキャンセラ⁴⁰⁾」としての適応動作をシミュレートしているところである。

3.2 シミュレーション方法

前章で記述した供試トラクタAの騒音分析結果を踏まえて、参照入力位置を4点 (図15)、適応アルゴリズム

を4とおりに(表4)に設定して、計16とおりの耳元騒音に対するANCシステムの適応動作シミュレーションを行った。

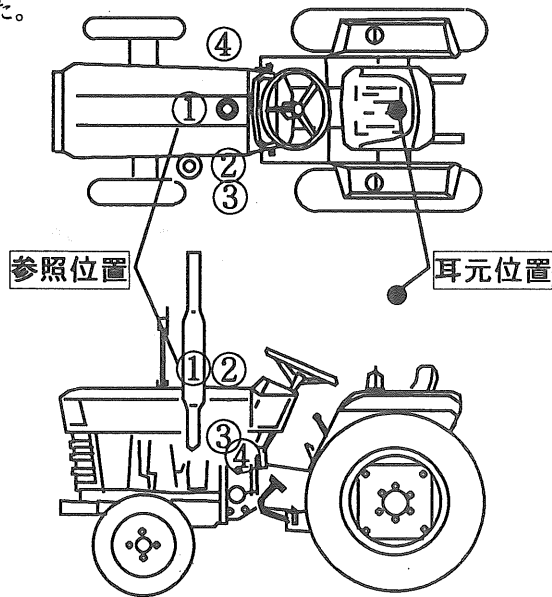


図15 評価した参照位置

表4 評価した適応アルゴリズム

LMS法 (LMS)	$W_{n+1} = W_n + 2\mu e_n X_n$ ⁴⁰⁾
修正LMS (mLMS)	$W_{n+1} = W_n + (2\mu e_n + 4\mu_3 e_n^3) X_n$ ⁴⁴⁾
学習同定法 (NLMS)	$W_{n+1} = W_n + \frac{\alpha}{\sigma_n^2} e_n X_n$, 但し, $\sigma_n^2 = X_n^2$ ⁴¹⁾
修正学習同定法 (mNLMS)	$W_{n+1} = W_n + \frac{\alpha}{\sigma_n^2} e_n X_n$ ⁴³⁾ 但し, $\sigma_n^2 = \beta X_n^2 + (1-\beta)\sigma_{n-1}^2$, $\sigma_0^2 = X_0^2$

注. W_n : フィルタ係数 ($w[0], w[1], \dots, w[L]$)
 X_n : フィルタ入力 ($x[n], x[n-1], \dots, x[n-L]$)
 e_n : 誤差 $e[n]$, σ_n^2 : フィルタ入力の平方和
 n : 繰り返し数(時間), $\mu, \mu_3, \alpha, \beta$: 収束係数
 L : フィルタ次数(フィルタ長は, $L+1$)

表5 シミュレーション条件

フィルタ長 $L+1$	64	
収束係数	μ	0.01
	μ_3	0.01
	α	0.8
	β	0.01
サンプリング周波数 (Hz)	500, 1k, 2k	
データ数 (個)	12800*	
サンプリング時間 (s)	25.6, 12.8, 6.4	

* シミュレーションではこの有限個のデータを再帰的に入力した。

なお、表4に示した各アルゴリズムで使用される収束係数や適応フィルタのフィルタ長など、その他のシミュレーション条件については表5に示した。

また、シミュレータに入力する騒音波形データは、機関定格回転時(2,250rpm、無負荷、静止状態)の各参照入力位置と耳元における音圧波形 ($x[n]$ と $d[n]$)を同時測定したものを、表5に示す条件でサンプリングしてシミュレータに与えた。

3. 3 シミュレーション結果と考察

3. 3. 1 参照位置別シミュレーション結果

表5に示した各アルゴリズムについて、図15に示した参照入力位置を変えながらシミュレーションした結果の内、500Hzでサンプリングしたデータを供試した場合の結果を図16(a)~(d)に示す。

図16において、横軸は適応開始からの経過秒数(シミュレーション繰り返し数とサンプリング周波数より換算)、縦軸はANCシステムにおける誤差信号 $e[n]$ のシミュレーション繰り返し100回ごとの実効値(RMS: Root Mean Square)を示している。従って、この例では1秒間に5個の実効値がプロットされていることになる。なお、縦軸の単位は、シミュレータ上の値ということで、電圧(V)となっているが、物理的意味としては消音後の音圧実効値に相当するものと考えて差し支えない。

これを見ると、参照入力位置については、適応アルゴリズムに因らず、①(ボンネット上の消音器側方)または②(ボンネット上の消音器後方)の参照位置が、③、④(共に機関本体の側方)の位置よりも誤差信号が小さく、消音後の耳元騒音が小さいことを意味している。

③と④の比較では消音器側の③の位置の方が優れており、消音器反対側の④の位置を参照した場合は最も耳元騒音が大きくなり、参照位置としては適さないことが分かる。一方、①と②については適応アルゴリズムによって優劣が異なってくるが、その差は他の位置との差と比べれば小さく、参照位置としての優劣の差はほとんどないと判断できる。

以上のことから、トラクタAの場合、運転席に着座している作業者の耳元騒音に対しては、消音器に起因する騒音成分の寄与が高く、従ってボンネット上方の消音器近傍が参照位置に適していると考えられる。

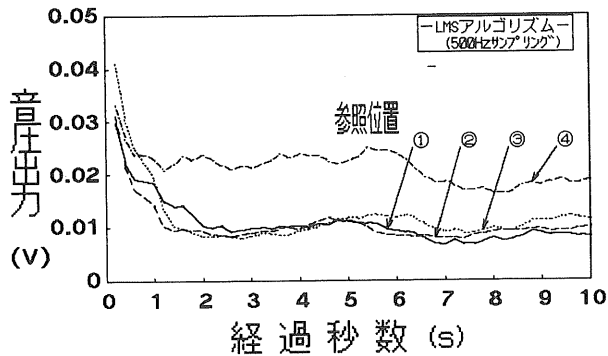


図16(a) 参照位置別シミュレーションの結果1
(LMSアルゴリズムの場合)

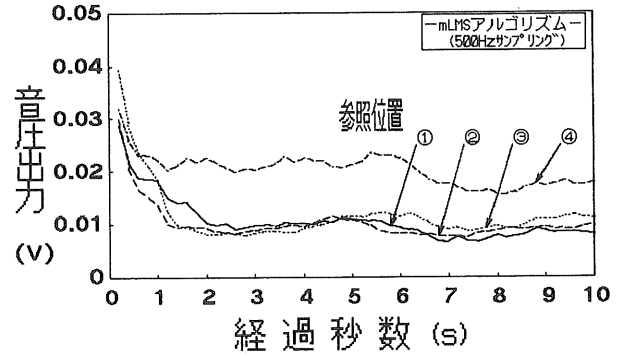


図16(c) 参照位置別シミュレーションの結果3
(NLMSアルゴリズムの場合)

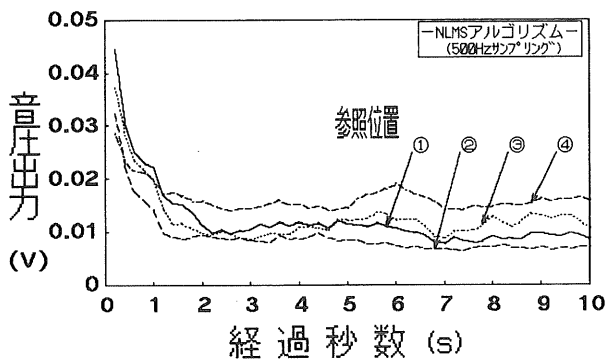


図16(b) 参照位置別シミュレーションの結果2
(mLMSアルゴリズムの場合)

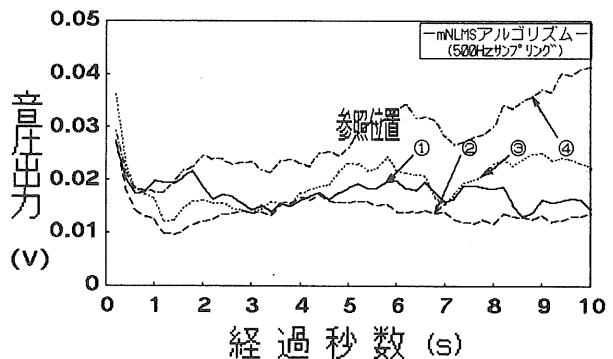


図16(d) 参照位置別シミュレーションの結果4
(mNLMSアルゴリズムの場合)

これは、トラクタAの消音器がボンネット上方に立ち上がっているという構造上の特徴を考えれば、耳元騒音に対して、消音器に起因した騒音を遮蔽する構造物がないのに対し、機関本体からの騒音はボンネットカバーにより遮蔽されていることから、このような結果になったものと考えられる。また、この結果は前章のトラクタAの騒音分析結果とも一致しているものと考えられる。

適応アルゴリズムについては、LMS系とNLMS系とで異なる挙動を示した。すなわち、LMS系のアルゴリズムでは、参照位置①②③の結果が接近して④だけが離れてい

るのに対し、NLMS系はそのような傾向は認められなかった。

これは、LMS系に対してNLMS系では参照信号の平方和を利用しているため、これに起因して各参照位置の差が生じたものと考えられる。

3.3.2 適応アルゴリズム別シミュレーション結果

次に、見方を変えて、参照位置を固定して適応アルゴリズムを変えた場合の結果を図17(a)~(d)に示す。なお、この場合も供試データは500Hzでサンプリングしたものである。

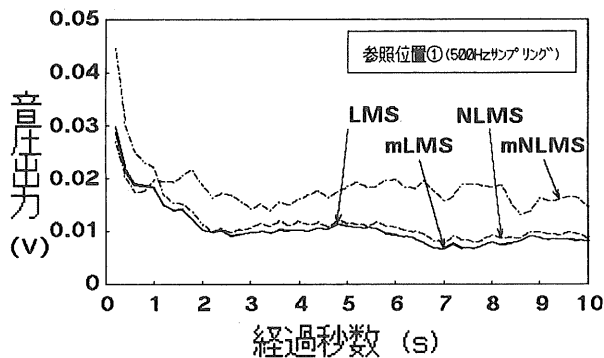


図17(a) アルゴリズム別シミュレーションの結果1
(参照位置①の場合)

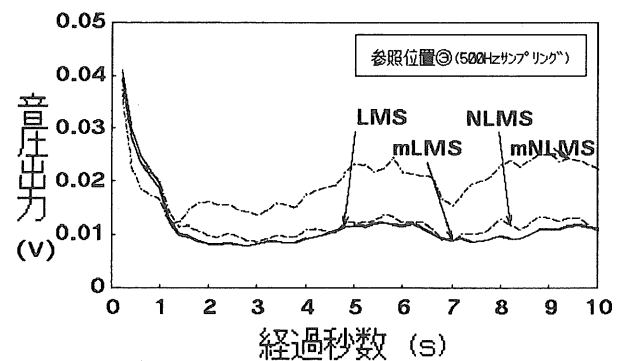


図17(c) アルゴリズム別シミュレーションの結果3
(参照位置③の場合)

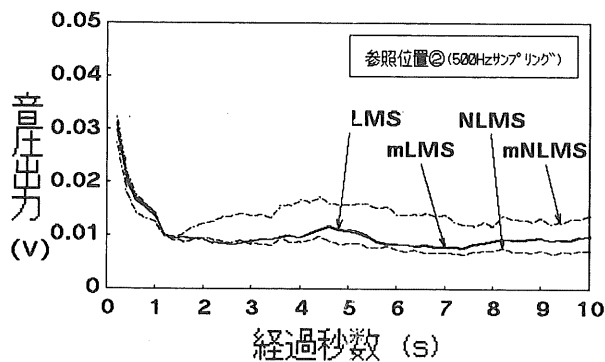


図17(b) アルゴリズム別シミュレーションの結果2
(参照位置②の場合)

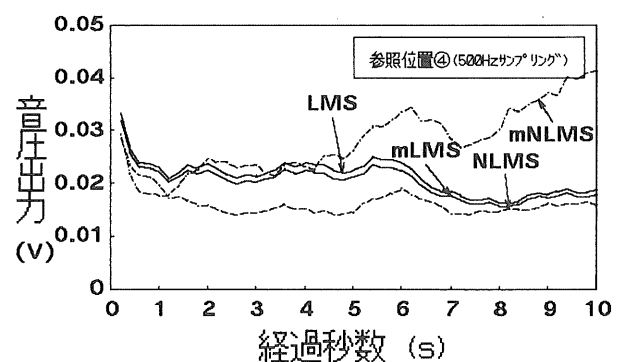


図17(d) アルゴリズム別シミュレーションの結果4
(参照位置④の場合)

これらの結果から、適応アルゴリズムについては、mNLMSを除いて、ほとんど差がないことが分かる。

LMS と mLMS については、値がほとんど重なっており、適応が進んだ状態では、両者に差がないことが分かる。これは、その定義式(表4)から分かるように、適応が進んだ状態では、mLMSにおける e_n^2 の項が無視できるほど小さくなるために、LMS と同様の適応状態になるものと考えられる。

mNLMS については、少なくとも NLMS と同様な動作が期待される場所であるが、この結果を見る限りにおいては、最も適応の悪い結果となっている。収束係数 α , β を変えたシミュレーションを行っていないので、この原因

については定かでないが、これらの収束係数が関与しているものと考えられる。

参照位置別の結果と、アルゴリズム別の結果を比較すると、mLMSを除いて、アルゴリズム別の適応状態の差は、参照位置別のそれほど、大きくないことが分かる。

従って、適切な参照位置を得ることが重要で、アルゴリズムについては別の要因を優先すべきと考える。具体的には、アルゴリズムの計算量に起因する処理速度の問題である。実際の ANC システムでは、1 サンプルの間に全ての処理を終了する必要があるので、サンプリング周波数によって自ら処理時間(計算量)を制限される。

このため、今回のシミュレーション結果のように同程

度の適応結果、すなわち消音が得られるのであれば、計算量が少ないLMSが速度の点から有利と考える。

3. 3. 3 消音量

図18に、実測した耳元騒音（目標信号）の実効値と、参照位置②においてLMSとNLMSを用いた場合の耳元騒音（誤差信号）の実効値を示した。これを見ると、能動騒音制御を行うことにより、音圧相当の実効値が制御なしの約60mVから約10mVに下がっていることが分かる。

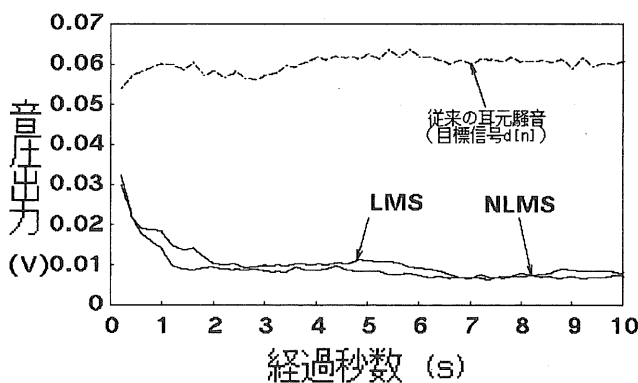


図18 制御による騒音低減効果

これは該当する音圧実効値の低減を意味しているものと考えられるので、前述したように、作業員耳元において理想的な干渉が起こるものとすれば、音圧は $1/6$ 程度に低減するものと予想される。これは音圧レベルで、約15dBの低減に相当する。

なお、実際のANCシステムでは、干渉の生じ方は必ずしも理想的ではなく、また、使用するシステムの演算精度も悪化すると考えられる^{78) 79)}ので、実際の騒音低減量（消音量）は、この値よりさらに小さくなるものと予想される。

3. 3. 4 適応アルゴリズムの収束速度

参照位置別、適応アルゴリズム別に収束速度を検討してみると、まず、各参照入力位置においてアルゴリズム別による差はほとんど見られなかった（図17）。しかし、参照入力位置別に見ると、参照位置②が他の位置よりも速く収束値に到達しており、収束速度の点で優れていた（図16）。この場合の収束に要した時間は1.3秒程度で、

実際のトラクタの負荷変動を想定した場合でも、実用上十分な速度であると考えられた。

3. 3. 5 適応フィルタのタップ数

ANCシステムで使用するFIR適応フィルタに必要なタップ数（フィルタ長）を確認するために、適応動作シミュレーションにおいて、十分に適応した状態のフィルタ係数 $w[k]$, $k=0 \sim L$ の係数値を調べた。その内、500Hz サンプリングデータに対してLMSとNLMSを適用した場合のフィルタ係数分布を図19に示す。なお、シミュレーションで設定したタップ数は64である（表5）。

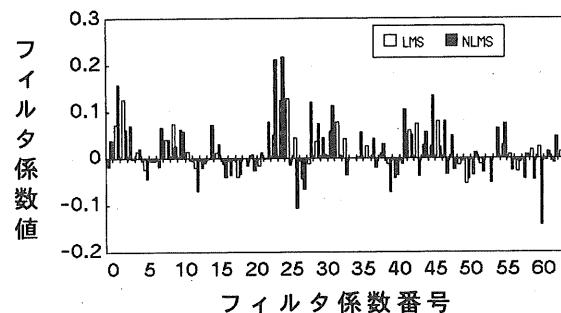


図19 適応時のフィルタ係数分布

これを見ると、参照信号 $x[n]$ と目標信号 $d[n]$ のANCのシステム（シミュレータ）上における位相差（遅延）に相当するタップ（フィルタ係数番号2、23、45辺り）の係数値が大きく、適応に対する寄与が大きいことが分かる。また、音圧波形と比較すると、この寄与が大きいフィルタ係数の間隔（約22）は、参照信号 $x[n]$ および目標信号 $d[n]$ の基本周期、すなわち騒音の基本周期と一致していることも分かる。

以上のことから、適応フィルタが参照信号 $x[n]$ と目標信号 $d[n]$ の因果関係（伝達特性）を同定している様子が分かる。すなわち、適応フィルタは、参照信号から目標信号への伝達特性の内、位相特性を主にフィルタ長で表現し、振幅特性を主にフィルタ係数値で表現していると考えられる。

なお、適応フィルタのこの基本的な特性は、正弦波を内部発生させて、単純遅延特性に対する適応シミュレーションを行った場合に、その遅延分に相当するタップ係数のみが値を持つように適応することからも確認できる。

従って、周期性を持った騒音に対して ANCシステムを適用する場合は、騒音低減をしたい周波数帯域について、厳密には参照信号と目標信号の位相差に相当するタップ数、実用上は参照信号の基本周期分、すなわち騒音の基本周期分に相当するタップ数以上のフィルタ長を確保しておかないと、十分な適応効果、言い換えれば消音効果が期待できないものと考えられる。

なお、同じ騒音に対してシステムのサンプリング速度(周波数)を上げれば、それだけ必要なタップ数が増えるので、計算量が増えることになる。このため、このジレンマに起因したサンプリング速度、すなわちシステムの動作速度に上限が存在することが分かる。

3. 4 要約と今後の問題点

能動騒音制御を乗用型トラクタの作業員耳元騒音の低減に適用する前段階として、シミュレーション手法を用いて ANCシステムの適応動作シミュレーションを行い、ANCによる騒音低減の可能性を検討した。

検討の要点は、①参照騒音の入力位置、②適応アルゴリズム、の2点である。

適応動作シミュレーションの結果、①参照位置については、耳元騒音との関係で、相関が高い位置を参照しなければ十分な消音を得られないことが定量的に分かった。今回、供試した乗用型トラクタの例では、適切に参照位置を設定することにより、音圧レベルにして15dB程度の消音が可能であることが分かった。これは音圧が1/6程度になることを意味している。

また、ANCシステムで使用する適応フィルタの仕様に関しては、特に、制御しようとする騒音の周波数帯域に依りて、一定のフィルタ長を用意しておかないと有効な消音を得られないことが予想された。具体的には参照位置から耳元位置までの騒音の遅延に相当するフィルタ長が最低限必要であると考えられた。さらに、実用上はこの遅延に加えて減衰なども表現する必要があるため、それ以上のフィルタ長が必要となるであろう。ただし、今回のように周期性騒音に対しては、適用しようとする騒音の基本周期分に相当するフィルタ長があれば、実用上問題ないと考えられた。

今回、シミュレーションで想定した ANCシステムは、参照信号として騒音(音)を入力しているが、実際の消

音システムでは制御のための付加音を放射するために、これが参照信号に入り込んでしまうという音響フィードバックが予想される。いわゆるハウリングである。このため、付加音を出力する制御用ラウドスピーカ(付加音源)から参照入力用マイクロフォンまでの伝達系を補償する必要がある(5章)。

その一方で、騒音源と考えられる機関部や消音器部の振動を ANCシステムの参照信号として利用すれば、上記のハウリング現象は避けられるので、騒音と因果関係のある振動波形を参照信号として使用する方法についても検討が必要であろう。

4 適応システムによる消音量予測

前章で行った適応動作シミュレーションは、パソコン上で浮動小数点演算により行われ、予めサンプリングした有限個数の騒音波形データを再帰的に利用したものであった。

一方、実際の ANCシステムではリアルタイム処理を行う必要があるため DSPの使用を予定している。特に、今回使用する予定の DSPは固定小数点方式による演算を行う。このため、前章の適応動作シミュレーションでは、演算精度やリアルタイム性については検討の余地が残されている。

また、1章で消音量とコヒーレンスの関係について触れたが、前章の適応動作シミュレーションにより、適応システムによっても消音量が予測可能であることを示した。

そこで、ここでは適応動作シミュレーションを1歩進めて、具体的には演算精度やリアルタイム性も評価できるようにするために、まず実際の ANCシステムで使用する DSP を用いた適応システム(システム同定モデル)としての「消音量予測システム」を作成する。次に、このシステムを用いて、供試データをリアルタイムかつ連続的に入力しながらシミュレーションを行い、より実際の消音量の予測を行うとともに、その結果に基づいて最適参照位置の検討を行う。

また、このシステムの見方を変えて、適応システムを消音量を予測するための一つの計測評価システムとして使用することの可能性についての検討も行う。

4. 1 適応システムの消音量

1章で述べた最適システムの特性は、最小二乗問題を解析的に解くことにより与えられたものであった⁷⁶⁾。

一方、システム同定モデルをはじめとする適応システムでは、この最適特性に近づくようにシステムを構成している適応フィルタの係数が、任意の適応アルゴリズムに従って逐次更新される^{40) - 44)}。

さて、これらの適応アルゴリズムでは、各サンプル時間において、繰り返し適応動作を行うことによって、期待値（平均化）処理を行っている。この時、たとえば前出のLMSアルゴリズムの場合、アルゴリズムで使用される収束係数 μ の値の取り方によってその挙動、すなわち適応状態が異なってくることに注意しなければならない。この点についてはS. Haykinの著書⁴¹⁾や浜田の解説⁴³⁾が参考になる。

それによると、最適システムにより得られるMSEの理論的な最小値に対する、適応システムの収束誤差の割合（誤調整 M と定義）は、

$$M \approx \frac{(\text{フィルタ長})}{(\text{MSEの収束時間})}, \mu \ll 1 \quad (9)$$

と近似できる。これより、 μ を大きくして収束速度を上げれば誤調整が大きく、逆に下げれば誤調整は小さくなることが分かる。実際の応用では、収束速度と収束誤差（誤調整）の兼ね合いで試行錯誤的に収束係数 μ を決定することになる。

なお、1章で述べたように、最近では適応状態に応じてこの μ を変変とするアルゴリズム⁵⁶⁾や、上位ルールによって μ を変更しようとする試み^{45) - 48)}が報告されている。基本的な考え方としては、適応の初期段階では μ を大きくして速度優先とし、適応がある程度進んできた段階では μ を小さくして誤差を抑えようとするものである。

いずれの場合にしても、適切な μ の値（一般的にはごく小さい値）を設定すれば、十分適応したシステムの特性は、最小システムのそれに近いものと考えられる⁴³⁾ので、適応により得られた誤差信号と目標信号を比較することで、消音量を推定することが可能であると考えられる。この考え方は、前章で行った適応動作シミュレーションにおける考え方を一歩進めたものである。

このことは、システム同定モデルとして適応システムを用いることにより、時間領域でリアルタイムに消音量を予測できることを意味している。この点は、所定のサンプル数や計算量を必要とする周波数領域のコヒーレンスを求めるよりはるかに有利である。

また、3章で述べたように、ANCシステムにおいては、適切な参照信号を得ることが重要であった。この点についても、複数の参照信号を目標信号に適応させることにより得られる制御記号や誤差信号を評価することで、参照信号の寄与の度合や最適な参照信号を選択・決定することも可能になってくる⁷⁸⁾。

この考え方を発展させていけば、ANCを適用する場合に必要な参照信号と目標信号の時間領域コヒーレンス計測システムとして、適応システムを応用する可能性も考えられるわけである。

4. 2 消音量予測システムの作成

以上の考え方に基づき、DSPを用いた消音量予測のためのリアルタイムシミュレーションシステムを作成した。以下では消音量予測システムと呼ぶことにする。

作成したシステムの基本的な考え方はこれまでと同様で、図11のANCシステムそのものであるが、実際のANCシステムと異なり、実音場の特性や使用する機器の特性などは考慮していない。この理由は前章の適応動作シミュレーションの場合と同一である。

適応動作シミュレーションと異なる点は、DSPを用いたことにより、実際の演算精度でリアルタイムにシミュレーションを行う点と、騒音波形データを連続的に供試できる点である。

図20にシミュレーションシステムの全体構成を、図21にシステムの中核部であるシミュレータ本体のブロック構成を示す。

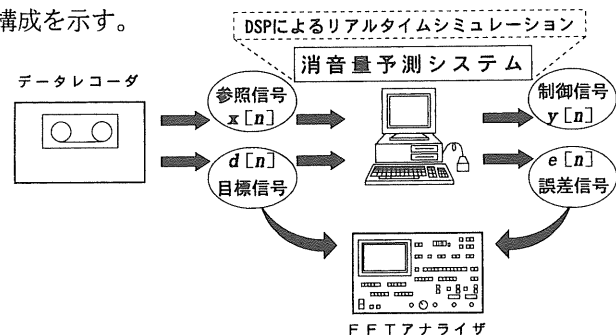


図20 消音量予測シミュレーション

シミュレータには、実際の ANCシステムでも使用する予定の、パソコンのドータボードシステムとして動作する DSPボード⁷⁾⁸⁾を使用した。この特徴は、図21からも分かるように、DSP側にローカルなA/D, D/A変換器を使用することにより、DSPの高速性を十二分に発揮できる点である。これにより高速な信号処理が可能になっている。

この DSPボードは、オーディオレベルのアナログ入出力を2チャンネルずつ備えており、それぞれの入出力チャンネルへの信号の割り当ては図21のとおりとした。

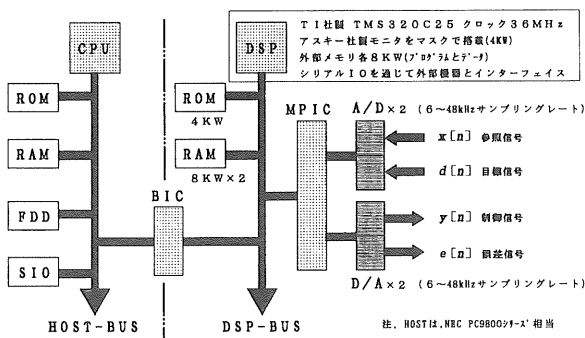


図 2 1 消音量予測システムのブロック構成

4. 3 消音量予測シミュレーションの方法

このシミュレーションには、トラクタA、Bの機関騒音を供試した。設定した参照入力位置を図22(a)、(b)に示す。

これから分かるように、トラクタA、Bとも、前章の適応動作シミュレーションで設定した4点の位置を参考にして、それらを含む5点とした。さらに、トラクタAについては、実際の ANCシステムにおけるハウリングの問題を考慮して、振動を参照入力とする設定として、新たに2点(振動方向を加味して計6点)を追加した。なお、振動方向については、以下、車体に沿って前後方向をX、左右方向をY、上下方向をZと呼ぶことにする。

一方、適応アルゴリズムについては、計算量が最も少なく、実装の容易な LMSのみとした。これは、前章の結果を踏まえ、実際のANCシステムにおいてもLMSアルゴリズムを使用する予定であったためである。

収束係数 μ は0.01、フィルタ長は128とした。

シミュレーションの入力には、トラクタA、Bについて、図22に示した各参照位置における音圧または振動波形(参照信号)と耳元における音圧波形(目標信号)を同時記録したものをを用いた。トラクタの機関回転数は従

前のとおり定格とし、無負荷、静止状態で記録を行っている。

この波形データをローパスフィルタを介して消音量予測システム(シミュレータ)に入力しながら、リアルタイムに適応処理を行い、その出力をFFTアナライザで観測するとともに、パソコンに収録した。

予測システムのサンプリング速度は、DSPボードの仕様上の制限により、入力6kHz、出力24kHzとしたが、計測に用いたFFTアナライザのサンプリング帯域は500Hzレンジ^{*1}とした。これは、実際の ANCシステムの動作速度が高々500Hz程度までと予想されたためである⁸⁾¹⁾。

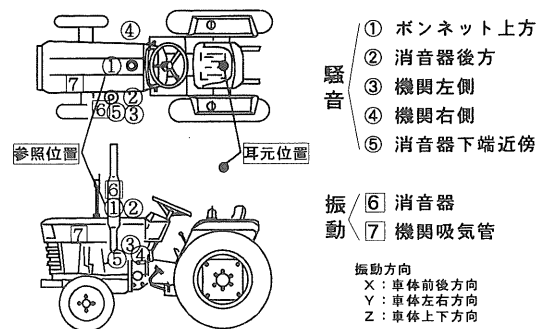


図 2 2 (a) 設定した参照入力位置(トラクタA)

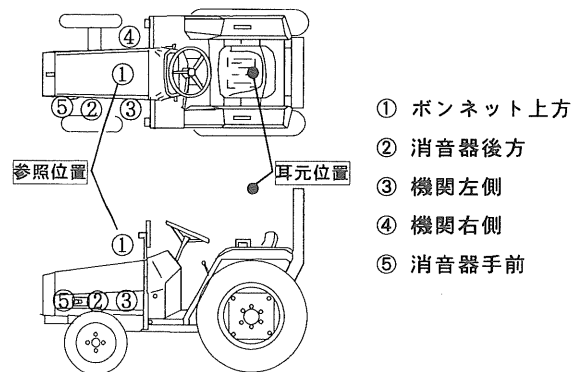
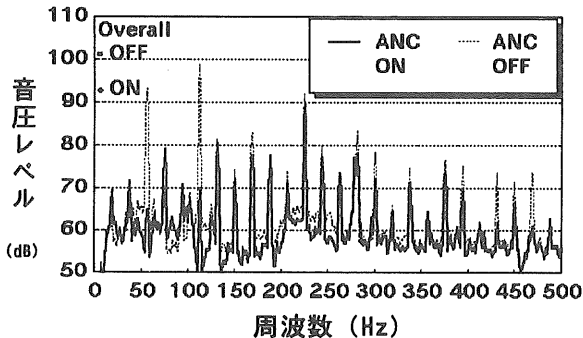


図 2 2 (b) 設定した参照入力位置(トラクタB)

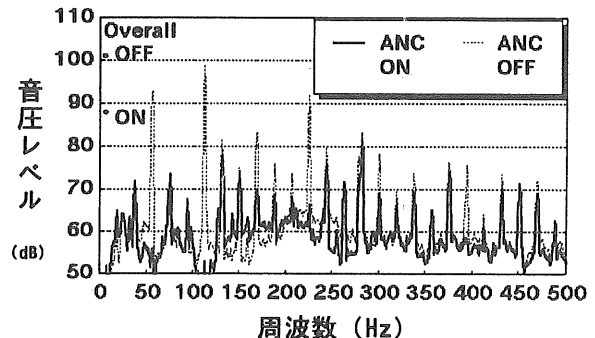
4. 4 トラクタAの消音量予測結果

トラクタAの消音量予測シミュレーション結果を図23に示す。これらの図では、DC~500 Hz帯域における、制御により予測される耳元騒音(誤差信号)のスペクトルを実線(ANC ON)で、対照となる現状の耳元騒音(目標信号)のスペクトルを点線で示している。また、この帯域におけるオーバーオール値を数値軸の内側にそれぞれプロットしている。

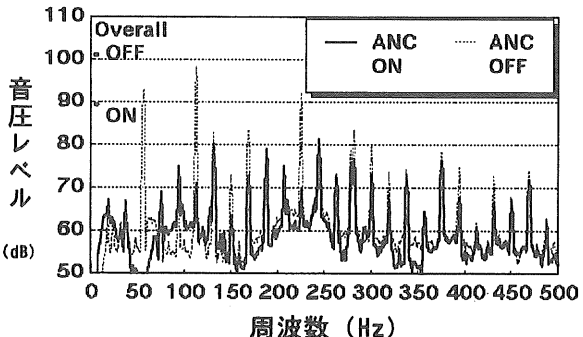
*1実際のサンプリング速度は設定レンジの2.56倍である。



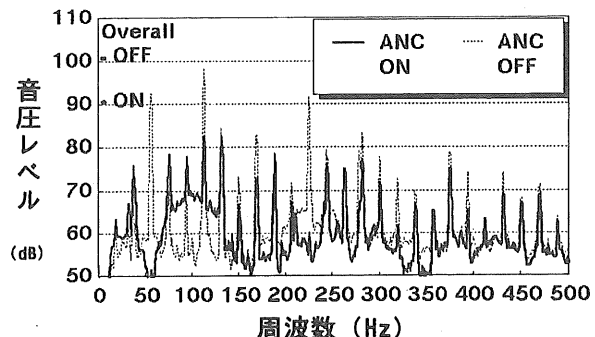
(a) 参照位置 ①



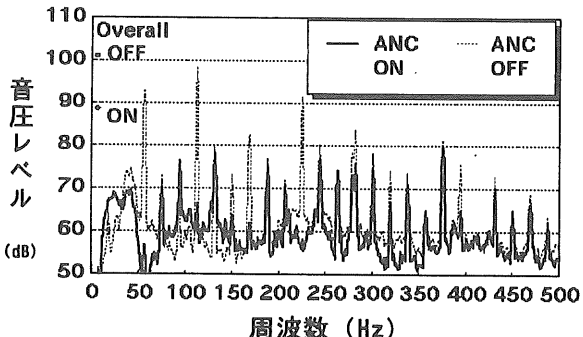
(b) 参照位置 ②



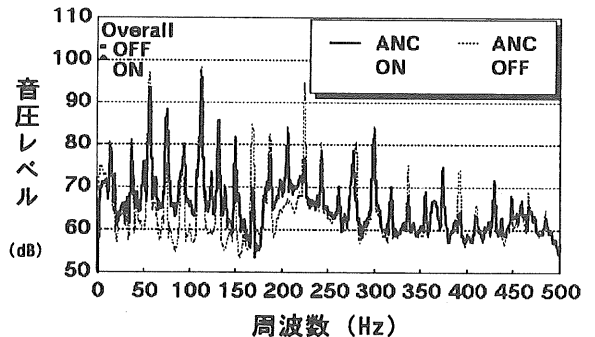
(c) 参照位置 ③



(d) 参照位置 ④



(e) 参照位置 ⑤



(f) 参照位置 ⑥ X

図23 トラクタAの予測結果 (その1)

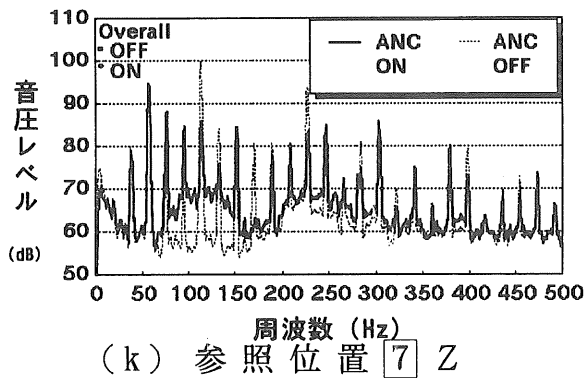
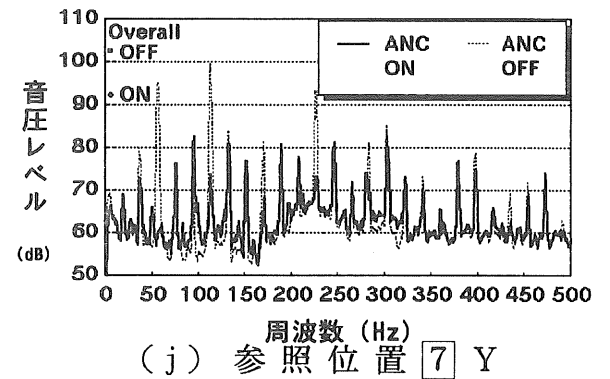
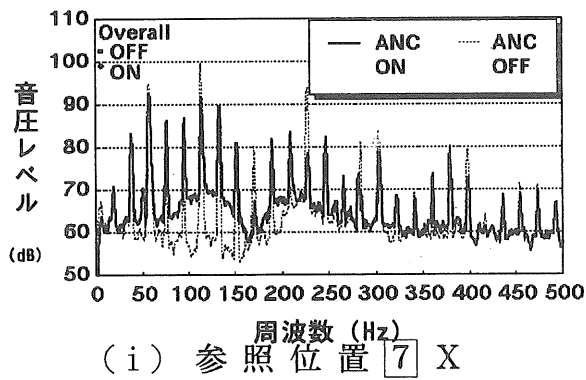
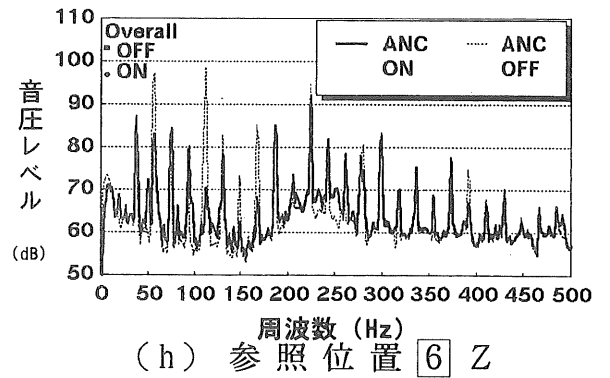
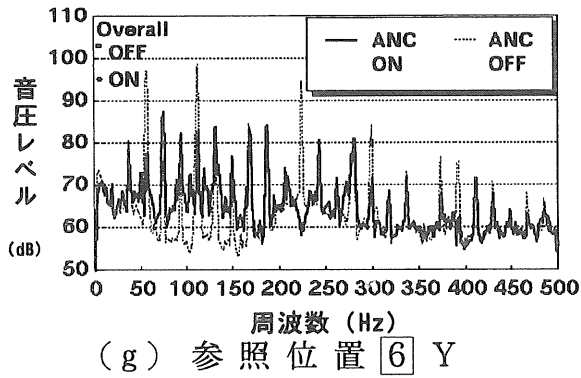


図23 トラクタAの予測結果(その2)

これらの結果を見ると、DC~500 Hz帯域において最大12dB程度の消音（音圧比 1/4 程度）が可能であると予測された。特に機関回転に伴う低次の騒音ピーク（55、110、165、220Hz）に対しては、X、Z方向の振動を参照した場合を除いて、20dB（音圧比1/10）程度かそれ以上の消音量が得られるものと予測された。

これを参照方法別にみると、騒音を参照した場合は位置②が、振動を参照した場合は位置⑦のY方向が最も大きな消音量になると予測され、耳元騒音との相関が高いものと考えられた（図24）。騒音を参照した場合は結果は前章で行った適応動作シミュレーションの結果とも一致しており、相互に妥当性を確認できるものである。

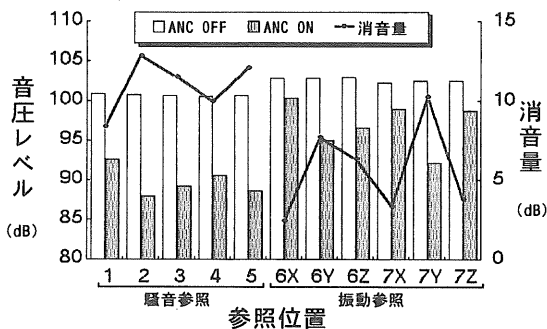


図24 参照位置別の消音量比較

(DC~500Hz帯域のオーバーオール値で比較)

振動を参照した場合は、振動の方向による消音量の差が大きく、Y方向で消音量が大きくなる傾向がみられた。参照した振動加速度レベルの絶対値の比較は行っていないが、機体の構造から考えると、機関部分においては左右方向の振動が大きいと考えられる。このことは、騒音に対する寄与も大きいことを意味しており、今回の結果につながっているものと考えられた。

騒音を参照した場合と振動を参照した場合の比較では、対照となった目標信号（非制御時）の音圧レベルに若干の差があるものの、総じて騒音を参照した場合の方が大きな消音量を得ることができた。このことは、耳元音に対して、機関近傍の騒音の方が相関が高いことを意味しており、機関振動については機関表面で振動が音に変わる段階や伝播の過程でボンネットなどの遮音により相関が多少失われているものと考えられる。

なお、今回設定した2点の振動参照位置では、上記のような結果となったが、他の点でどのような結果になる

かは不明であり、振動参照に関して、より最適な位置を求めるためには、さらにいくつかの点を参照して評価する必要がある。

ところで、ここまでの議論を逆に考えれば、耳元騒音に対する寄与が大きい、または相関が高いことから、トラクタAの場合、騒音については消音器後方を、振動については機関部左右方向振動を参照すれば良いであろうということが分かる。このことは、適応システムを応用した消音量予測システムにより消音量が予測可能であると同時に、最適な参照位置を探索する目的にも本システムが利用できることを示している。

4.5 コヒーレンスと消音量

シミュレーションに用いた参照信号と目標信号のコヒーレンスから、1章で示した(8)式の関係を用いて求めた消音量スペクトル（計算値）と、先の消音量予測シミュレーションにより得られた消音量スペクトル（実測値）を比較した例を図25に示す。

これを見ると、予測シミュレーションにより得られた消音量（点数）と、コヒーレンスより計算された消音量（実線）とにおいて、消音量が大きくなる周波数がよく一致していることが分かる。また、その時の消音量も概ね一致していると言えよう。このことから、(8)式の関係、すなわちコヒーレンスが高いほど消音量が大きくなるという関係を確認することができたものとする。

また、同時に、適応システムによって時間領域でリアルタイムに予測された消音量が、従来からのコヒーレンス予測による消音量とほぼ同等であることが分かった。このことは、適応システムによる消音量予測の考え方が妥当であることを証明しているものである。

さらに、シミュレーションによる消音量の予測値からは、前述の音圧ピークからはずれた周波数において、消音が期待できないばかりか、逆に増音する可能性があることも分かった。この点はコヒーレンスからは予測できない。時間領域の適応システムによる予測手法の長所の一つと言えよう。

今回予測システムとして用いている適応システムでは、評価量としてMSEを用いているため、音圧レベルの高い周波数から優先的に処理するものと考えられる。また、参照信号に基づいて制御信号を生成することから、制御

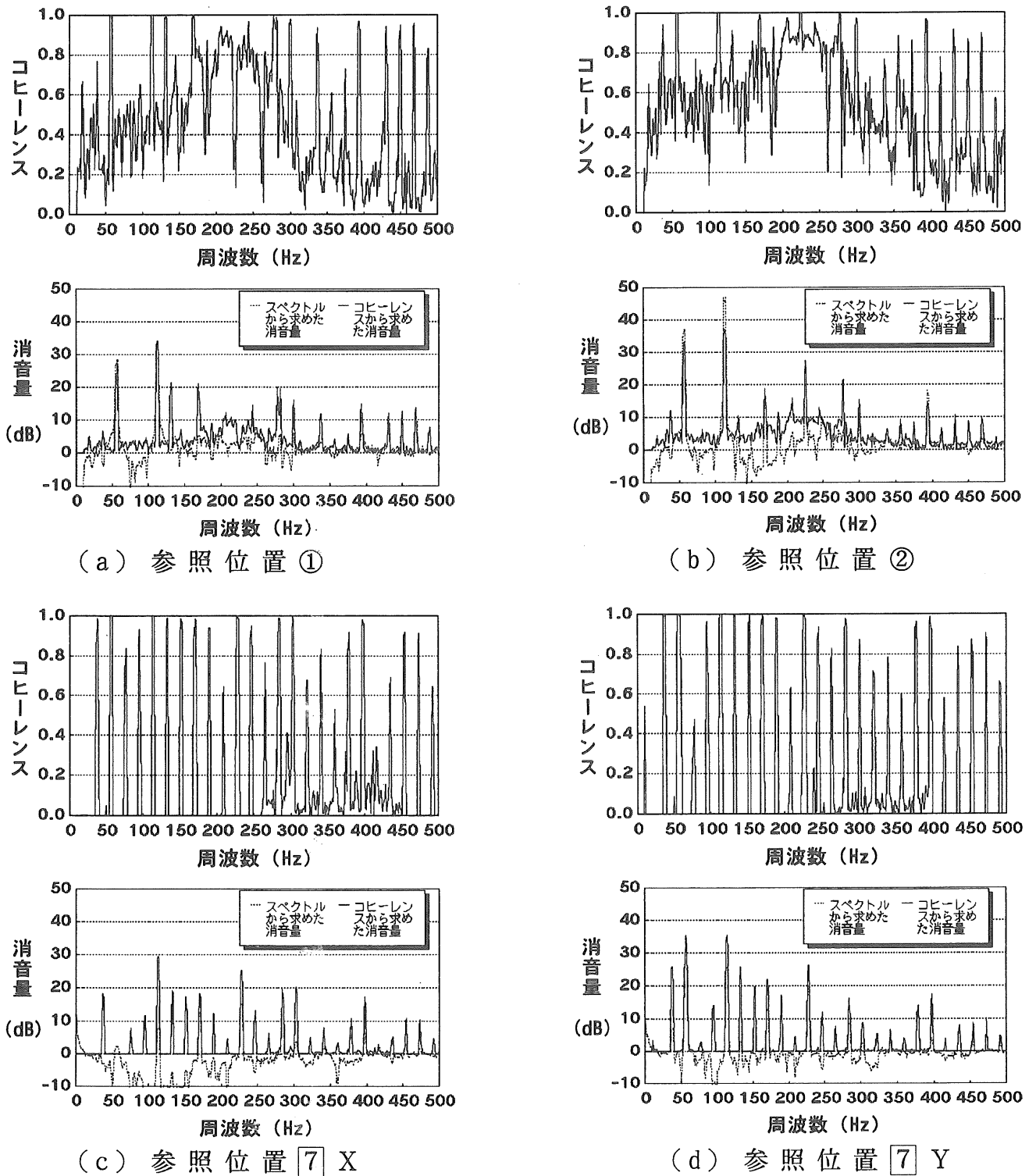


図25 コヒーレンスより求めた消音量と実測値の比較

(上 : 参照信号と目標信号のコヒーレンス)
 (下 : 消音量 (計算値と実測値) の比較)

信号においても参照信号の特性は継承される。すなわち、参照信号においてスペクトル値の大きな周波数は制御信号においてもスペクトル値は大きいと考えられる。これは、適応システムが基本的に線形システムであることを考えれば分かる。

一方で、現実問題として、制御に使用する音響機器、特にマイクロフォンアンプやスピーカアンプのゲインはこれらの音圧ピークに合わせて設定しなければならない。

これらの背景を踏まえて、コヒーレンスが低下する原因を考えてみると、一つは、この使用する機器のダイナミックレンジの問題が出てくる。すなわち、音圧のピークに合わせて、システムゲインを調節すると、ピークの谷間では、どうしても S/N が下がる。場合によっては、音は存在しているけれども、システムが認識する信号値としてはノイズレベルまで下がってしまい、存在しないと認識される場合も考えられる。この場合、コヒーレンスは無い。

もう一つの理由は、物理的な音場の特性に起因した波動の節（モード）現象によるものである。すなわち、ある特定の周波数において、たまたま耳元において節ができていたとすれば、参照信号には存在していても目標信号には存在しない音となる。もちろん、その逆の場合も考えられるが、そのような場合には、その周波数においてコヒーレンスは低下する。

以上のような、適応システムの特長、機器の特長、音場の特性を考え合わせると、参照信号に基づいて制御音を出力するものの、耳元では元々その音が存在していなかった場合、またはレベルが低かった場合、または参照信号に存在していない音だった場合に、線形性が失われ、全く消音しないか逆に増音する可能性があるものと考えられる。

この点は、実際の ANCシステムにおいて、システムの動作を不安定化させる要因になるため、システムの設置に当たっては十分注意する必要がある。

4. 6 トラクタ B の消音量予測結果

トラクタ A の場合と同様にして、トラクタ B の消音量予測シミュレーション結果を図26に示す。設定した参照位置は前掲の図22(b)のとおりであるが、トラクタ A と異

なり、振動の参照は行わず、騒音のみの参照とした。また、トラクタ B では、機体形状の特徴として、消音器がエンジンカバー内に納められているため、参照位置②と⑤の設定がトラクタ A の場合と大きく異なる。

予測結果についてみると、トラクタ A の場合と同様、機関回転に伴う低次の音圧ピークで大きな消音量が得られており、オーバオール値でも 7～9 dB（音圧比にして約 $1/2 \sim 1/3$ ）の消音量と予測された。ただし、参照位置別に見た場合、消音量の差は僅かで、トラクタ A の場合のような参照位置別による大きな差がないことが分かる。

これは、ANC OFF 時のスペクトルを見ると、トラクタ B の耳元における騒音特性として、約 65 Hz の音圧ピークが他のピークより突出して約 8 dB も大きく、この周波数成分だけが特に支配的な騒音であることが分かる。常温（20℃）では周波数 65 Hz の音波の波長は 5 m 程度にもなり、このため、どこで聞いても同じような騒音となり、同程度の消音量になったものと考えられる。

また、予測シミュレーションに用いた参照信号と目標信号のコヒーレンス、およびそれから求めた消音量とシミュレーションより得られた消音量の比較結果の一例として参照位置⑤における結果を図27に示す。

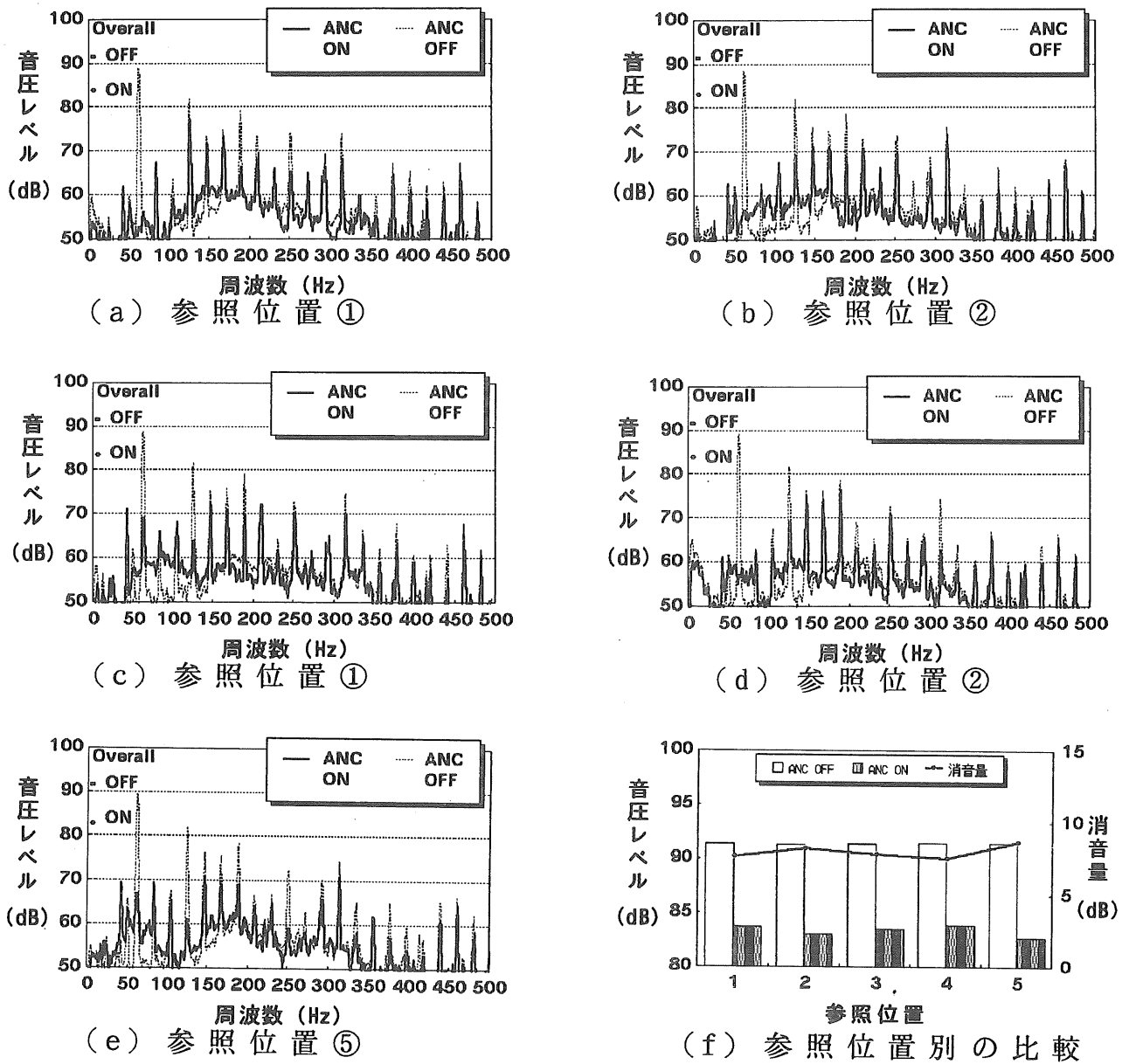


図26 トラクタBの予測結果

(参照位置別の比較はDC~500Hzオー
バオール値で行っている。)

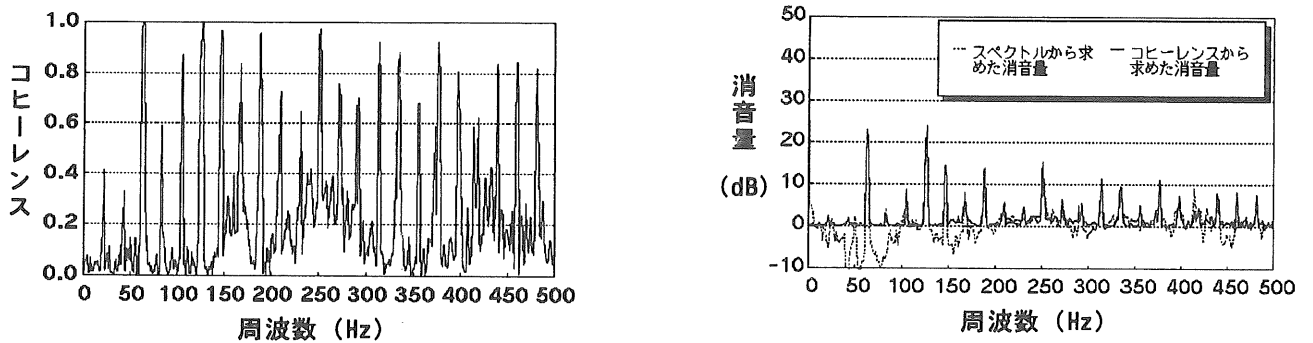


図27 コヒーレンスより求めた消音量と実測値の比較
(参照位置⑤)

(左: 参照信号と目標信号のコヒーレンス)
(右: 消音量 (計算値と実測値) の比較)

こちら、トラクタAの場合と同様の結果となっており、適応システムによる消音量予測の妥当性を示すものとする。

4. 7 消音量予測システムの収束速度

今回のリアルタイム予測シミュレーションでは、システムの収束に要した時間を計測してはいないが、FFT上でパワースペクトル波形の変化を目視で観察した限りでは、初期状態（フィルタ係数の値がすべて0の状態）から適応を開始して、安定した収束状態に移るまでの所要時間は1秒未満で、ほとんど一瞬の内に収束状態になった。このために、正確な計測は困難であったと言っても良い程である。

なお、シミュレーションで設定した収束係数 μ の値は0.01であったが、今回の結果を見る限り収束速度は十分と考えられた。しかし、この値を適応動作時に動的に変更（小さく）することで、収束後の誤調整 M を小さくする工夫も考えられる⁵⁶⁾。この場合の効果は、定性的には小さくなることは分かっている^{42) 43)}が、収束係数の変更によりどの程度消音量を増やすことができるか、という定量的な評価については今後検討する必要がある。

4. 8 要約と今後の問題点

消音を目的としたANCシステムを別の側面、すなわち、参照信号と目標信号の関連度（コヒーレンス）を時間領域で適応処理によりリアルタイムに求めるといふ、予測・評価を目的とした計測システムの側面から捉えた。

すなわち、前章からの適応システムとしての動作シミュレーションを一步進め、リアルタイム処理を可能とするとともに、予測システム、予測手法、さらには任意の信号間の関連度計測システムまたは計測手法としての可能性を示した。

最初に、適応システムの特性を吟味し、定性的に予測・計測システムとしての可能性を示し、次に、具体的な

データを用いてその妥当性を示した。特に、トラクタAについての予測結果は、前章の適応動作シミュレーションとも一致しており、その有効性を確認した。

同様の主旨の報告⁷⁷⁾も見られるが、本論文では実際のデータを用いて、その可能性を示したところに一つの意義がある。

しかし、今回の検討では、収束係数やフィルタ係数の数（タップ長）を変更したシミュレーションは行っていない。収束速度の点では十分な速度が得られたが、収束誤差（消音量）の点で、収束係数やタップ長を変えて評価を行い、最適な収束係数やタップ長を求める必要がある。

また、今回設定した参照位置は点数が限られているため、特に振動を参照する場合はより多くの点の評価を行う必要がある。

現在の予測システムは、参照信号と目標信号を予め記録してきて、実際の現象とは離れた状態（オフライン）で予測を行い、その結果も実際のシステムにはフィードバックできない。要するに、スタンドアロンシステムである。

ここでの予測システムの考え方は、元々、消音を目的としたANCシステムにおける参照信号と目標信号の関連度を評価・計測する目的からスタートしてきているため、実際のANCシステムのサブシステムとして組み込み、ANCシステムを最適化する目的で使用することが最後に必要と考える。具体的には、ANCシステムによる消音に先立って、複数の参照位置と耳元位置に対して、予測システムを動作させ、最適な参照位置を決定した後、その参照信号を用いて、消音を行う、という応用がその一例である。

このように、実際のANCシステムにおいて、最適な参照入力位置を決定する手法として今回の予測システムを導入し、実用場面に活用することも考慮しておかなければならない。

5 ANC評価システムによる能動騒音制御

これまでの適応動作シミュレーション(第3章)、および消音量予測シミュレーション(第4章)では、実際のANCシステムで使用するコントローラ自身の特性や制御に使用する空間の音響特性については、理想的なものと仮定して取り扱ってきた。これは、前述したように、参照信号と目標信号に重点があったためであるが、実際に消音するとなると、コントローラの特性や、制御空間の音響特性をもはや理想的なものとして扱うことはできない。これらにはすべて、遅延や減衰などの振幅・位相特性があり、これを適切に評価してからでないと、実際に消音することはできない。

そこで、これまで理想的なものとして扱ってきたこれらの特性を実際に補償する機能を持ったANCシステムのプロトタイプ(以下「評価システム」と呼ぶ)を作成し、この性能を調査することにより、ANCの基本的な評価を行うこととした。

5.1 評価システムの作成

5.1.1 評価システムの概要

作成した評価システムのハードウェア構成を図28に、ブロック構成および動作概要を図29に示す。

この評価システムは、図にもあるように、騒音源からの騒音(原音と呼ぶ)を参照マイクで入力し(参照信号 $x[n]$)、従来の耳元騒音(目標信号 $d[n]$)を打ち消すように付加音(制御信号 $y[n]$)を作成し付加音源から出力する。これと並行して、干渉後の騒音を誤差マイクで入力し(誤差信号 $e[n]$)、これが最小になるようシステムの特性格 W を調節している。

評価システムの作成に使用した機器は表6のとおりである。

コントローラには、前章の消音量予測システムで用いたのと同じDSPボードを用いた。コントローラの詳細については後述する。

マイクロフォンについては、将来のトラクタへの搭載も考慮して、小型・軽量のタイピンタイプのもので、20Hz~8kHzでフラットな振幅特性を持つものを選択した。ANCに用いる場合は通常位相特性が問題になるため、リニアな遅延特性が望まれる⁸⁾²⁾ところであるが、民生用のマイクロフォンで、位相特性まで公開している製品が

見当たらず、今回の選択となった。

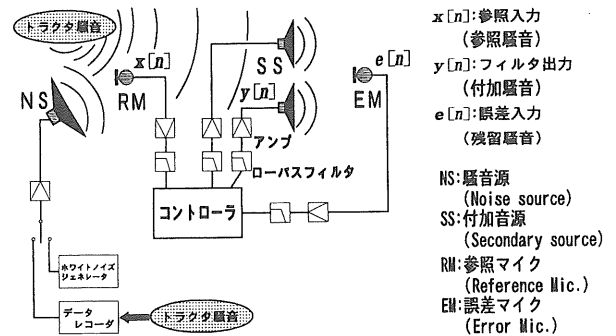


図28 ANC評価システムのハードウェア構成

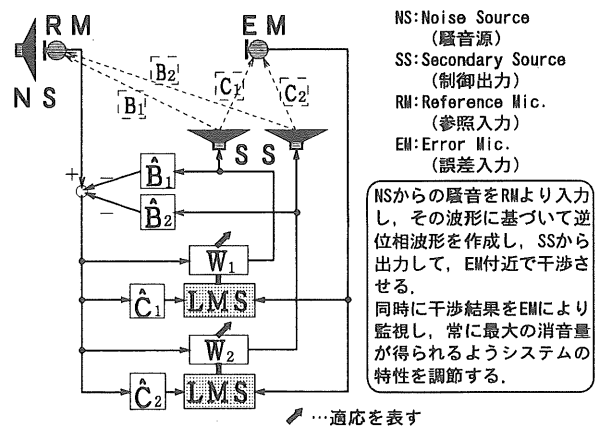


図29 評価システムのブロック構成および動作概要

表6 ANC評価システムの作成に使用した機器

機器	名称および仕様
コントローラ	アスキーDSPボード ADA-10 ^{7) 8)}
マイクロフォン	フォスター電機 M268E00A0000
マイクアンプ	ユニエル電子 EF-408 など
ラウドスピーカ	ソニー XS-652, ウーハ径16cm
スピーカアンプ	” XM-3520, 出力35W×2チャンネル
ローパスフィルタ	NF回路設計ブロック DT-6FL1

同様の理由で、マイクアンプについても、フラットな振幅特性を持つものを選択したが、トラクタ搭載時には多チャンネル必要になることが予想されていたため、複数のアンプ基板を用いて、多チャンネルのマイクアンプユニットを作成した。このマイクアンプユニットは、入力チャンネル数が5で、この他に2入力1出力のミキシング可能なシステムを1つ設けた。なお、各チャンネルにはボリュームを付加し、アンプゲインを任意に調整できるようにした。

ラウドスピーカおよびスピーカアンプについては市販の自動車用オーディオシステムの製品をそのまま用いた。アンプについては、12V DC電源で動作するため、将来のトラクタ搭載時にもそのまま使用できるからである。ラウドスピーカについては、ANCの制御域が低周波数帯であるため、限られたサイズの中で、できるだけ低音域の性能を重視した製品を選択した。

ローパスフィルタ (low-passing filter) は評価システムを安定に動作させるために、システムの動作速度に合わせて、それ以上の周波数の信号をカットする目的で使用した。すなわち、入力 (A/D) 用はエイリアシング (aliasing) 防止、出力 (D/A) 用はスムージング (smoothing) のためである。従って、原理上、評価システムはこのカットオフ周波数以上の音に対する制御能力はないことになる。

5. 1. 2 評価システムの消音動作

ここでは評価システムの動作を詳細に見ていくが、簡単のため、コントローラの入出力はすべて1チャンネルとして話を進めていく。その場合のシステムブロック構成は図30の様になる。

この図で、点線で囲まれた2つの特性B、Cは、それぞれ付加音源から参照マイク、誤差マイクまでの音響伝達特性と、マイク、スピーカ、コントローラ等の電気変換・伝達特性を一括して表している。

これに対応して、コントローラ内の特性 \hat{B} と \hat{C} は、上記の電気音響特性B、Cを補償するものである。すなわち、前者は、付加音源から参照マイクまでの特性を補償することにより音響フィードバック (ハウリング) を防止している。後者は、付加音源から誤差マイクまでの特性を補償することにより、付加音源からは空間的に離れ

た誤差マイク位置での騒音制御を可能にしている。

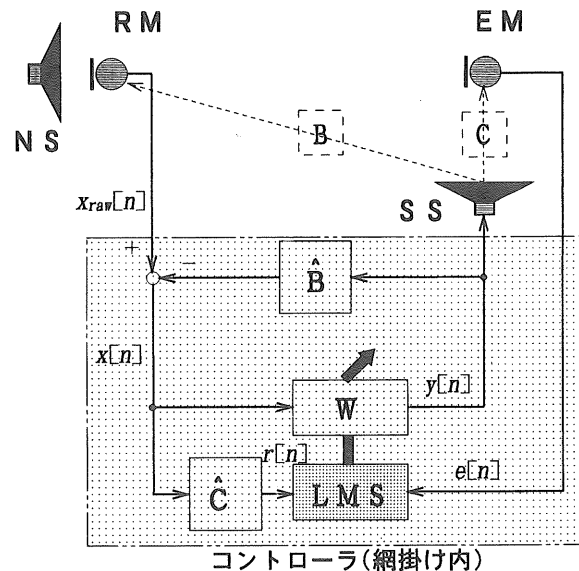


図30 ANC評価システムのブロック構成
(参照入力：1，制御出力：1，誤差入力：1)

これらの特性は、64~100 タップ程度のデジタルフィルタで実現しているが、そのフィルタ係数値 (すなわち、インパルス応答で表される特性そのもの) は、次項で述べる同定処理により、騒音制御に先立って求めている。

なお、以下の記述では、特に断りのない限り、コントローラ内の特性 \hat{B} と \hat{C} も単にB、Cと記載する。

次に、特性Wが実際に逆位相波形の成形を行う適応デジタルフィルタで、干渉結果に基づく誤差信号に従って、常に最大の消音量が得られるよう、フィルタ係数を調整しながら、言い換えれば、適応しながら制御信号を作成している。

以上のような構成の評価システムの適応動作には、B. Widrowらが提案したFiltered-X LMSアルゴリズム^{4) 5)}を用いることとした。これは、図30の構成からも分かるように特性Cの補償を含んだ上で、具体的には、Cフィルタを経由した参照信号に基づいて適応動作を行う必要があるためである。このCフィルタを経由した参照信号*を用いるというのがFiltered-Xのいわれでもある。

以下では、ハウリングキャンセルや適応動作も含め、

* この信号のことをFiltered referenceと呼ぶ。

今回作成した評価システムの動作を順に追ってみる。

最初に、記号の定義として、コントローラ内の3つの特性をデジタルフィルタの係数ベクトルとして以下のように表す。

$$B^T = (b_0, b_1, \dots, b_i, \dots, b_I) \quad (10)$$

$$C^T = (c_0, c_1, \dots, c_j, \dots, c_J) \quad (11)$$

$$W^T = (w_0, w_1, \dots, w_k, \dots, w_K) \quad (12)$$

ここで、添字の i, j, k はフィルタ係数 (タップ) 番号を、 I, J, K は各フィルタのフィルタ次数を表す。

次に、時系列信号である $x[n]$ を、 n 時点から k 時点まで過去の履歴も含めて、時系列信号ベクトルとして、

$$X_n^T = (x[n], x[n-1], \dots, x[n-k]) \quad (13)$$

と表すことにする。また、以下で登場する他の信号系列についても同様の定義とする。

なお、これらベクトルの初期値については、システムの初期状態 ($n=0$) において、全てのフィルタ係数ベクトルおよび時系列信号ベクトルは0であるものとする。

以上で、記号の定義ができたので、以下、評価システムの動作を記述する。

評価システムの1サイクルの動作は、まず特性Bによるハウリングキャンセルから始まる。なぜならば、参照マイクから入力した $x_{\text{ref}}[n]$ には、付加音源からの特性Bに基づく成分が含まれており、これをそのまま使用したのではハウリングが生じる可能性があるため、この成分を以下に従って取り除く。

$$\begin{aligned} x[n] &= x_{\text{ref}}[n] - \sum_{i=0}^I b_i y[n-1-i] \\ &= x_{\text{ref}}[n] - B^T Y_{n-1} \end{aligned} \quad (14)$$

次に、これにより得られた参照信号 $x[n]$ を用いて制御信号 $y[n]$ を計算し、付加音源から出力する。

$$y[n] = \sum_{k=0}^K w_k x[n-k] = W^T X_n \quad (15)$$

これと並行して、誤差信号に基づいて、Filtered-X LMS アルゴリズムによりフィルタWの係数更新 (適応) 処理を行う。

適応処理では、まず適応に使用する Filtered reference signal $r[n]$ を以下のように計算する。

$$r[n] = \sum_{j=0}^J c_j x[n-j] = C^T X_n \quad (16)$$

この時系列ベクトルと誤差信号 $e[n]$ を用いて、 n 時点におけるフィルタWの各係数 $w_k[n]$ を以下のように更新する。

$$w_k[n+1] = w_k[n] - \alpha e[n] r[n-k] \quad (17)$$

全てのフィルタ係数についてベクトル表記を用いれば、

$$W_{n+1} = W_n - \alpha e[n] R_n \quad (18)$$

と書ける。ここで、 α は収束係数で、LMSアルゴリズムの場合と同様に、システムの収束速度や安定性、収束誤差に影響を与える⁴⁾。

評価システムは、以上の処理で n 時点における1サイクルを終了し、次のサイクルに移る。このサイクルを繰り返しながら平均化 (期待値処理) を行い、誤差信号、すなわち誤差マイク地点における騒音 (音圧レベル) が最小になるように、自らの特性Wを調節するとともに、参照信号に基づいて制御信号を作成・出力している。

5. 1. 3 電気音響特性B、Cの同定

前項で述べたように、ここで検討している評価システムは、実音場を制御空間として使用するために、2つの電気音響特性B、Cを予め知っておかなければならない。

一般に、ANCシステムを適用しようとする音場の特性や、使用するマイクロフォン、ラウドスピーカ、コントローラなどの特性が自明で、かつ不変の場合は、予めシステム内にこれらの特性を埋め込んでおくことができる。しかし、現実には、少なからず特性の変化があり、これを避けることはなかなか困難である。そこで、実用上は制御動作に先立って、上記の特性を同定 (学習) するか、または消音制御と同時にバックグラウンドで同定する処理を設ける⁷⁾。

本評価システムにおいても、制御に先立って、以下のようにして上記特性B、Cを同定している。

まず、評価システムの特性B、Cを同定する際のブロック構成を図31に示す。この図で、各時系列信号の添え

字 b 、 c はそれぞれ特性 B 、 C を実現するデジタルフィルタに対する入出力信号であることを示している。

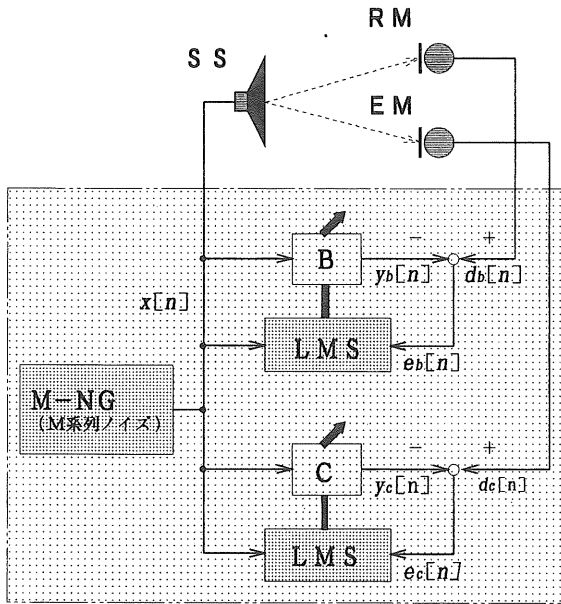


図 3 1 電気音響特性 B 、 C 同定時のブロック構成

特性 B 、 C の同定は、評価システム内で発生した M 系列ランダムノイズ^{83) 84)} を付加音源より出力し、それぞれの経路（実際の音響伝達経路）を通して参照マイクおよび誤差マイクから得られる波形に対して、デジタルフィルタを適応させることにより行われる（システム同定）。

この流れを参照マイク系について追ってみると以下のようになる。

まず、音源より出力される M 系列ランダムノイズの時系列信号 X_n によりシステム内で推定値 $y_b[n]$ を次式により計算する。

$$y_b[n] = B_n^T X_n \tag{19}$$

次に、実際に参照マイクから入力された信号 $d_b[n]$ を用いて推定誤差を以下のように求める。

$$e_b[n] = d_b[n] - y_b[n] \tag{20}$$

この誤差を用いて、通常の LMS アルゴリズムによりフィルタ係数を更新（適応）する。

$$B_{n+1} = B_n + 2 \mu_b e_b[n] X_n \tag{21}$$

ここで、 μ_b は適切な収束係数である。

誤差マイク系（特性 C ）についても同様で以下のようになる。

$$y_c[n] = C_n^T X_n \tag{22}$$

$$e_c[n] = d_c[n] - y_c[n] \tag{23}$$

$$C_{n+1} = C_n + 2 \mu_c e_c[n] X_n \tag{24}$$

参照マイクまたは誤差マイクが複数ある場合も同様にして、1つの付加音源からの特性を同時並行して同定することができる。また、付加音源が複数ある場合は、音源を1つずつ駆動して順次同定を行う。

5. 1. 4 コントローラの構成

前述したように、評価システムのコントローラには、消音量予測システムの作成に使用したパソコンのドータボードとして動作する DSP ボードを使用した。このボードについては前章を参照されたい。

評価システムは、この DSP ボード上に DSP のアセンブラ (TI 社製)^{85) 86)} を用いて作成した。プログラムの開発はホストであるパソコン上で行い（クロス開発）、専用のローダ⁸⁷⁾ を用いて DSP ボード上にダウンロードして使用した。

作成した評価システム (DSP 用コントローラプログラム) の仕様は表 7 のとおりである。

表 7 作成したコントローラプログラムの仕様一覧

システム名称	フィルタ長			入出力点数			動作周波数 (kHz)	備考
	B	C	W	RM	SS	EM		
ANC111	64	64	96	1	1	1	3	チップメモリ 高速
ANC121	64	64	128	1	2	1	1, 1.5, 2	
ANC121N	-	96	160	1	2	1	1, 1.5	ハウリング抑制なし

注. ローパスフィルタのカットオフ周波数はすべて 500Hz を標準とした。

これらのシステムは、付加音源の個数の効果や、所要フィルタ長と動作周波数の上限値を求めるために設定したもので、最終的には ANC121 の 2kHz システムを評価システムとして採用した。

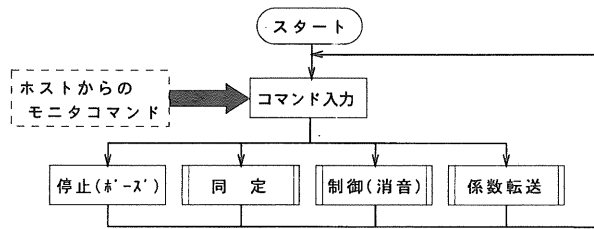


図32 コントローラプログラムの全体フローチャート

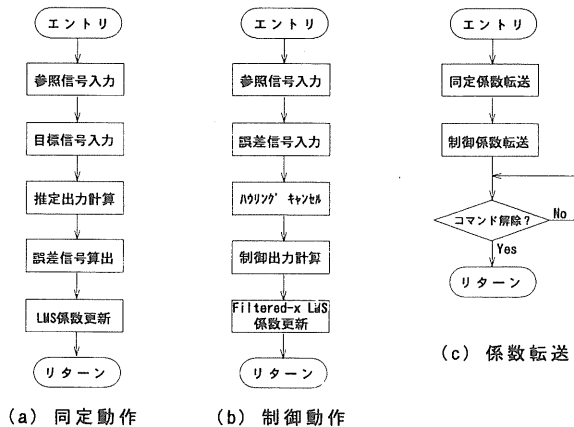


図33 主なサブルーチンフローチャート

このプログラムの全体のフローチャートを図32に、主なサブルーチンのフローチャートを図33に示す。これから分かるように、DSPボード上の評価システムは、ホストパソコンで動作するモニタプログラムからのコマンドに従って、大きく、

- ① 動作停止 …… 何もしない
- ② 同定動作 …… 電気音響特性B、Cの同定処理
- ③ 制御動作 …… 消音処理
- ④ 係数転送 …… ホストとフィルタ係数 (B、C、W) のデータ交換

の4つの動作を行う。

このうち、②の同定動作、③の制御動作の詳細については前述したので、そちらを参照されたい。①の動作停止では、信号の入力は行わず、付加音源へ信号0（無音）を出力している。

④のホストとのデータ交換では、各フィルタの係数値をホストに対してアップロードしたり、ホストからダウンロードして、コントローラの監視や制御を行っている。特に、B、Cフィルタの同定時には、ホスト上に転送さ

れたフィルタ係数、すなわち各フィルタのインパルス応答を監視することにより、収束状況の判断を行う。

また、この時、必要があれば各種ボリュームの調整を行い、最適なコントローラの設定を手動で行えるようになっている。

一方、ホストパソコン上のモニタプログラムは、C言語⁸⁾ およびアセンブラ言語⁹⁾ を用いて作成し、評価システムの制御や監視、フィルタ係数データの授受などを行った。モニタプログラムの画面例を図34に示す。

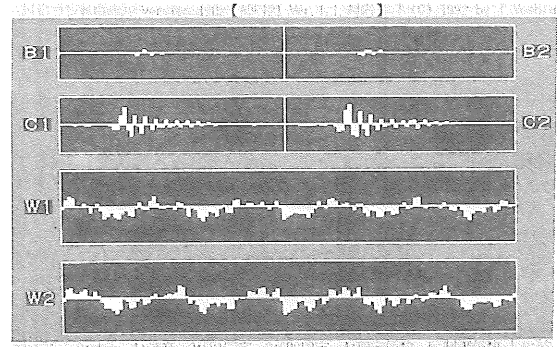


図34 評価システムモニタプログラムの画面例

この例は、ANC121用のモニタプログラムの画面で、画面最上段のウィンドウから同定用フィルタB（左B1、右B2）、2段目が同C（左C1、右C2）、3段目が制御用フィルタW1、4段目（最下段）が同W2のフィルタ係数をグラフィカルに表示している。これらはそれぞれの系のインパルス応答に他ならない。

5. 2 評価システムの動作確認

5. 2. 1 試験方法

作成した評価システムの消音動作を確認するために、図35に示した室内条件下で、

- ① ホワイトノイズ（ノイズ発生器：NF WG-721）
- ② テープに録音したトラクタAの機関騒音波形を音源（ウーハ径16cm）から出力した。トラクタAの機関騒音は、前章までの結果を踏まえて、参照位置②の位置に騒音計マイクロフォンを設置し、これまでと同様、機関定格回転（2,250rpm）、無負荷、静止状態で収録したものである。

動作確認に供試した評価システムは、ANC111とANC121の2つである。なお、ANC111の場合は、図35の配置で付加音源SS1のみを使用する設定で供試した。

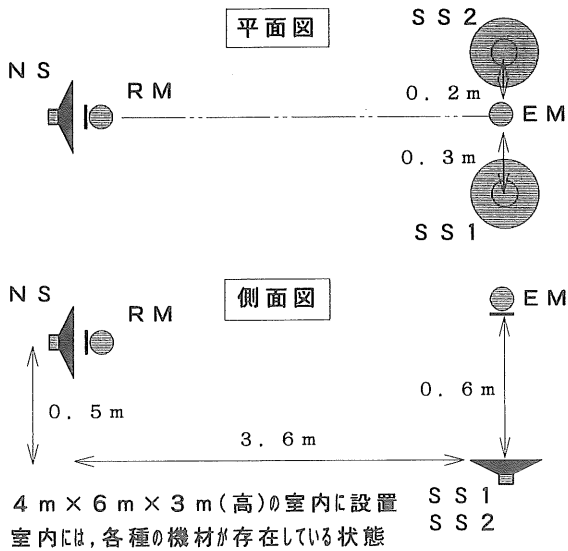


図35 室内動作確認試験の機器配置

消音動作の確認方法としては、ローパスフィルタを通過した誤差信号のパワースペクトルを計測し、システムを動作させた場合とさせない場合（対照）を比較した。

なお、ローパスフィルタのカットオフ周波数を 500Hz に設定したことから、パワースペクトルの計測は FFTアナライザの DC~500Hz(500Hzレンジ)で行った。

5. 2. 2 評価システムの動作速度

前述したように、最終的に評価システムとして採用した ANC121 システムの動作速度（サンプリング周波数）は 2kHz とした。これ以上の速度、例えば 2.5kHz など に設定すると、1 サイクルの処理がこの周期内に収まらなかったためである。

この時の、特性 B や C の同定に要する適応時間は 10 秒程度であった。これは、収束の判断をホストモニタプロ

グラム上に反映された該当フィルタの係数列（インパルス応答）の収束状況によって行っていたためである。すなわち、同定のための適応を開始してから、10 秒程度で同定フィルタの係数列に大きな変化が無くなり、収束したものと判断したことによる。

これに対し、消音に要する W フィルタの適応時間は、消音量が最大に収束するまでの時間として誤差マイク位置において観察したところ、2~5 秒であった。これも、誤差信号のスペクトル変化を FFT アナライザ上で目視で観察したために、ある程度幅のある結果となった。また、スペクトルが落ちついたとの判断にも幅があるためであるが、いずれにしても高々 5 秒程度であり、感覚的な表現になるが、「スー」といった感じで音は消えていった。

5. 2. 3 特性 B、C の同定結果

図35に示した配置で、評価システム(ANC121)により前述の特性Cを同定した結果図36に示す。この図は評価システムにおいて同定（適応）して求められたCフィルタの係数を示したものであり、すなわち特性Cのインパルス応答とみなすことができる。

これを見れば、特性Cのインパルス応答が正しく求められているのが分かるであろう。また、フィルタ係数の最初の立ち上がりまでが、系の遅延に相当するが、この例ではタップ番号20辺りまで遅延があることが分かる。その時の動作周波数2kHz(0.5ms周期)から計算すると、10ms程度の遅延に相当する。

次に、同定したフィルタ係数列（インパルス応答）をその時の動作周波数を用いて周波数応答に変換したものを図37に示した。この図において、太実線で示されているのが評価システムにより同定された特性Cの周波数応

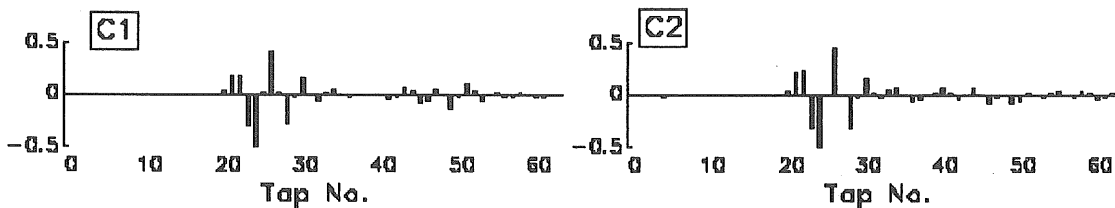


図36 フィルタ係数Cの適応状況

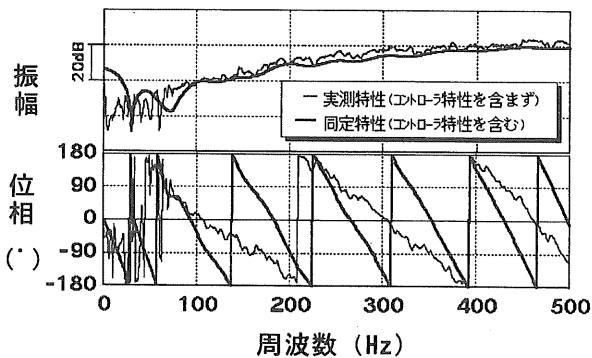


図37 特性Cの周波数応答の比較

太い実線：同定により得られた特性
 細い実線：実測により得られた特性

答であり、これにはコントローラ自身の特性なども含まれている。

一方、騒音計により実測した、付加音源近傍から誤差マイク近傍までの伝達特性（コントローラなどの特性は含まない、純粋な音場の特性のみ）を細実線で示した。

これらを比較すると、振幅特性については100Hz以下を除いてよく一致していることが分かる。ただし、振幅特性のレベルそのものについては、同定した特性のレベル校正を行えないため、値の絶対的な比較はできず、相対的な比較に止まらざるを得ない。しかし、その相対的な比較から、マイクロフォンやスピーカを含めたコントローラの振幅特性がほぼフラットであるということが判断できる。また、100Hz以下の特性の違いについては、マイクロフォンやスピーカの特性がフラットでなく、それらにより違いが出ているものと考えられる。

位相特性については両者ともほぼリニアな遅延特性が得られており、特性Cが正しく同定されているものと考えられる。従って、両者の位相差がコントローラなどによる位相遅れ（コントローラなどの位相特性）に相当するものと考えられた。なお、100Hz以下の乱れについては振幅特性の場合と同様の理由によるものとする。

ここには、特性Cについての比較結果を示したが、特性Bについても同様の結果となった。ただし、特性Bの

場合は、騒音源近傍に設置した参照マイクのアンプゲインを騒音源からの音圧レベルに合わせて調整するため、比較的離れた位置にある付加音源からの影響は相対的に小さくなる（全く無いわけではない）。従って、同定結果においても、各フィルタ係数の値が小さく、遅延が大きいという特徴が現れた。

5.2.4 消音結果

コントローラとしてANC111を用いて消音試験を行った場合の結果を図38に、ANC121の場合の結果を図39にそれぞれ示す。

これらの図では、制御を行った場合の誤差信号のパワースペクトルを実線（ANC ON）で、対照の制御を行っていない場合パワースペクトルを破線（ANC OFF）で示している。

これらの結果から、評価システムにより騒音制御を行うことにより、騒音源がホワイトノイズの場合もトラクタ騒音の場合も、誤差マイク位置において音圧レベルの低下が認められた。特に後者の場合は周期性を持った騒音であるため、機関回転に伴う音圧ピークの消音が著しかった。この結果は、これまで行ってきた適応動作シミュレーション、消音量予測シミュレーションの結果と同様である。

DC～500Hzオーバーオール値で見ると、ホワイトノイズの場合で4dB程度、トラクタ機関騒音の場合で8dB程度の消音量であった。また、後者についてはANC121システムによる消音量が若干ではあるが大きかった。

この動作確認試験では、誤差マイクでの音圧レベルしか評価していないが、誤差マイク周辺においても、別途騒音計により音圧レベルの低下を観測している。この結果、誤差マイク位置だけでなく、その周辺においても消音効果が及んでいることを確認できた。ただし、その効果の分布状況については、ここでは正確な値を計測していないので不明である。

しかし、以上の結果から評価システムの消音動作を確認することはできたと考える。

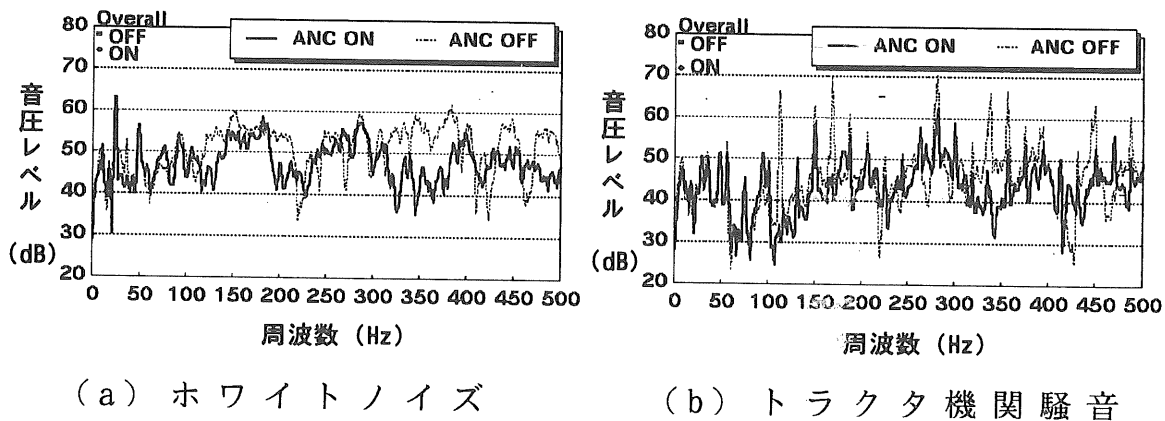


図38 ANC111の消音効果

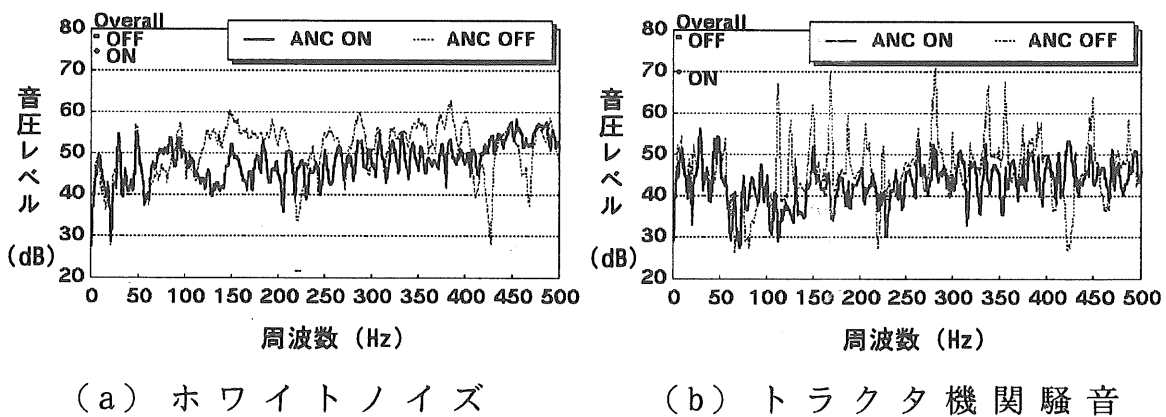


図39 ANC121の消音効果

5. 2. 5 特性Wの適応状況

1章において、現在検討しているANCシステムは、参照信号から目標信号までの伝達特性の同定を行うシステム同定モデルとして考えられることを述べた。

従って、特性BやCを同定した場合と同様に、特性Wについても同定システムとして見た場合に、適応後のフィルタ係数が参照マイクから誤差マイクまでのインパルス応答を示すものと考えられる。ただし、この特性Wには消音を行うために必要な特性Cの逆特性 C^{-1} も含まれている⁷⁾。

以上の点を踏まえて、Wフィルタ係数列の適応結果例を図40に、それを元に求めた特性Wの周波数応答を図41に示す。この例はANC121システムを用いて、ランダムノイズに対して消音動作を行った場合の結果である。後者の図には、特性Wから求めた周波数応答（太実線）の他

に、比較の意味で、その時の参照マイク近傍から誤差マイク近傍までの伝達特性を測定したものも重ねて示している。

まず、Wフィルタの係数列を見ると、騒音の周期性を反映した形でインパルス応答が求められていると考えられるが、20番までのフィルタ係数と100番以降のフィルタ係数が比較的大きな値を持っている。一般のインパルス応答の形と異なっているわけであるが、この理由としては、前述した特性Cの影響やWフィルタ長の過不足による係数値の集中や複数周期分の重畳が考えられる。

周波数応答を見ると、まず振幅特性について、いくつかのディップ（特性の急峻な落ち込み）があるのが分かる。これは特性の特異点を意味しているものであるが、物理的には音場とコントローラを総合した特性において、節が存在することを意味しているものとする。

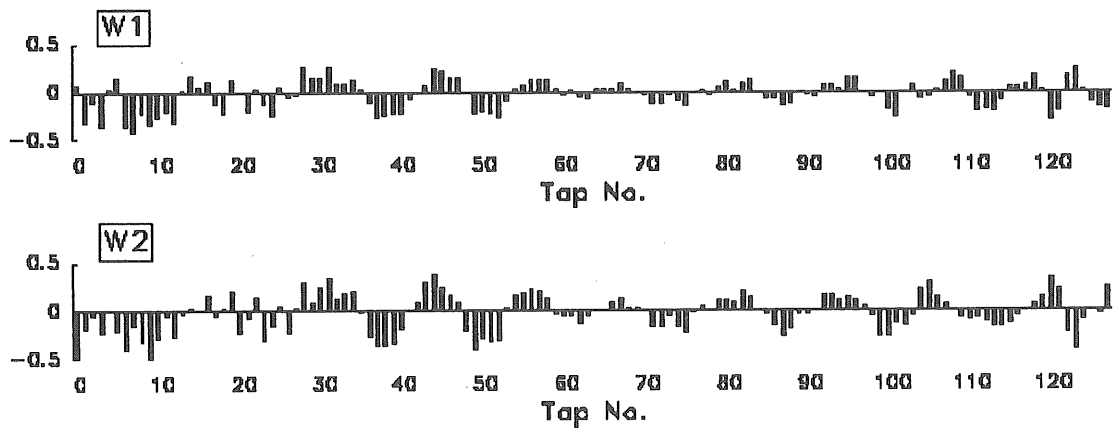


図40 Wフィルタの適応状況

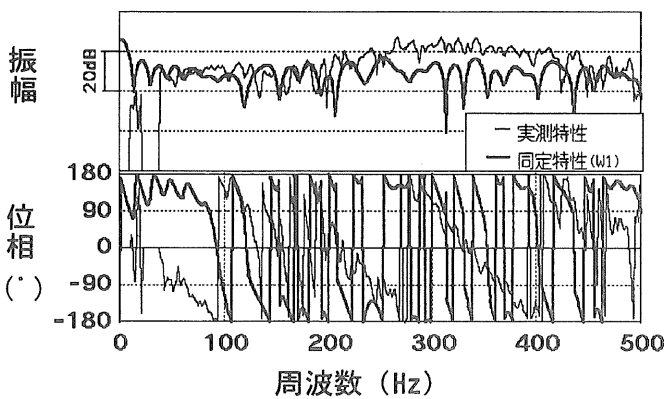


図41 特性Wの周波数応答の比較

太い実線：同定により得られた特性
 細い実線：実測により得られた特性

実測特性との比較については、一方（同定特性）がコントローラの特性を含み、他方（実測特性）は含んでいないという条件の違いがあるため、単純ではない。

位相特性についても、このディップの影響で同定特性はかなり乱れているが、100Hz程度までの遅延と考えられる部分については、その周波数範囲が一致しているものと見なすことができる。

このような結果になった原因の一つとして、アルゴリズムの性質や設定した収束係数 μ の影響が考えられる。

前章で述べたように、使用しているLMSアルゴリズムをはじめとする繰り返しアルゴリズムでは、その繰り返

しによって平均化の処理を行っている。また、設定している μ の値によって、理論的最小値への誤差の大きさが左右されるという性質がある。

この点を考慮すれば、上記の結果については、①フィルタWがまだ適応途中で、収束していない、②収束しているものの、 μ の値が大きいため収束誤差が大きい、ことなどが原因と考えることができる。

従って、適応がある程度進んだ段階でフィルタ係数の複数のサンプルを取って平均化すれば、さらに正確な結果が得られるものと考えられるが、今回はそこまでに至らなかった。なお、この時にはフィルタ係数の値が正負に振られて平均化が意味をなさないことも考えられる。

5. 3 トラクタ機関騒音への適用

5. 3. 1 試験方法

室内における動作確認試験に続いて、実際のトラクタ機関騒音に適用した場合の評価システムの性能を調べるために、従前のトラクタA、Bを、それぞれ機関定格回転数（A：2,250rpm、B：2,500rpm）、無負荷、静止状態で供試した。

用いた評価システムはANC121で、図42、43に示したように、トラクタ機関部の側方に設置した。

性能の評価方法は、前述の室内試験と同様で、ローパスフィルタを通過した後の誤差信号のパワースペクトルを計測し（DC～500Hz）、システムを動作させた場合とさせない場合を比較した。

また、この適用試験では、パワースペクトルの500Hzオーバーオール値を用いて、誤差マイクを含む水平面内の

音圧分布を作成し、消音領域の検討も行った。

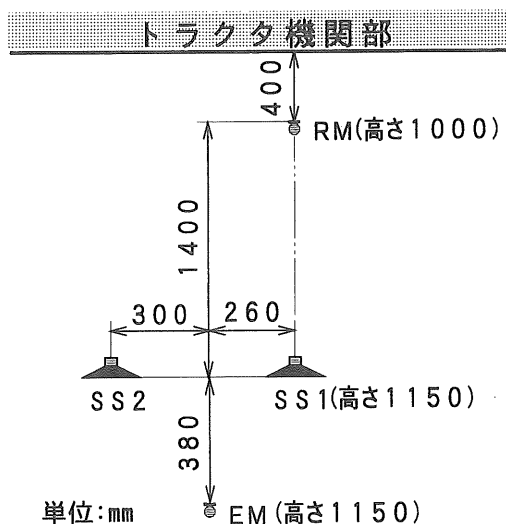
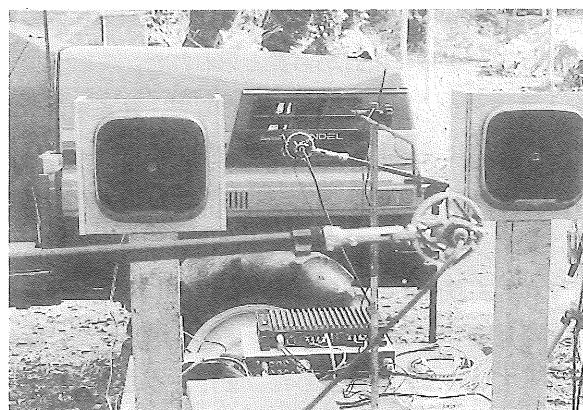


図 4 2 トラクタ機関騒音適用試験の機器配置

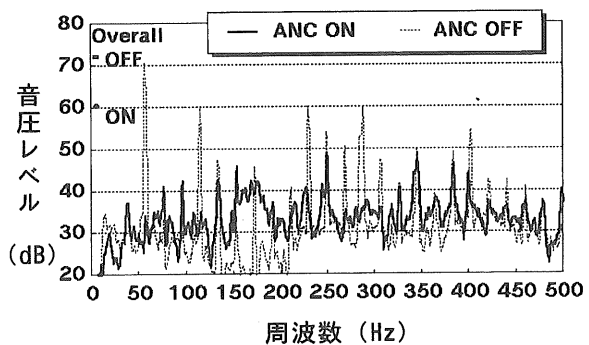


上：トラクタ A, 下：トラクタ B

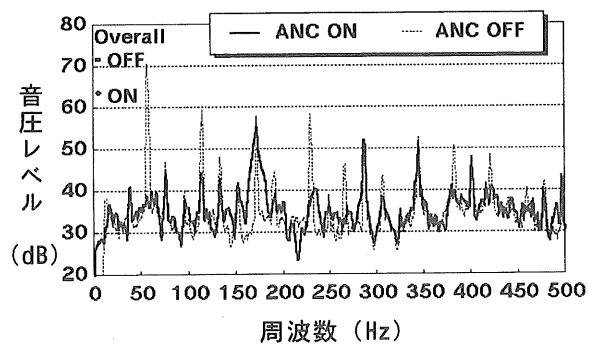
図 4 3 トラクタ機関騒音適用試験風景

5. 3. 2 試験結果

トラクタ A および B の機関騒音を供試した場合の結果例を図 44 に示す。



(a) トラクタ A



(b) トラクタ B

図 4 4 トラクタ機関騒音に対する消音効果

これより、トラクタ A、B ともに、500Hz オーバール値で誤差マイクの地点において、評価システムにより 10dB 程度の消音量が得られたことが分かる。また、先ほどの室内試験時と同様に、周期性騒音であることから、機関回転にともなう低次音圧ピークの消音量が大きかった。これは、前章でも述べたように、システムの評価量として誤差信号の MSE を用いていることから、スペクトル値の大きい周波数を優先的に処理するための結果と言えよう。

なお、トラクタ A、B ともに、150~200Hz の帯域で制御によりかえって増音している部分が見られる。これは、図 45 に示したように、この帯域において参照信号と目標信号の相関（コヒーレンス）が低くなっていることを考慮すれば、前章で述べた、システムが置かれている音場の特性（節などの影響）や機器の特性により、耳元に元々音がなかった周波数帯に対しても、他の帯域と同様に制御するために生じた現象と考えられる。

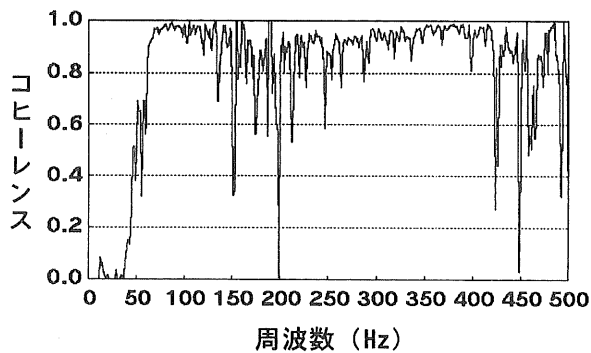


図45 トラクタ機関騒音試験時の参照信号と目標信号のコヒーレンス
(トラクタ機関位置にホワイトノイズ音源を設置して測定)

5. 3. 3 消音量分布

500 Hzオーバオール値を用いて、誤差マイクを含む水平面内の消音量分布を測定した結果を図46に示す。なお、測定は誤差マイクを基準として10cm間隔で行った。

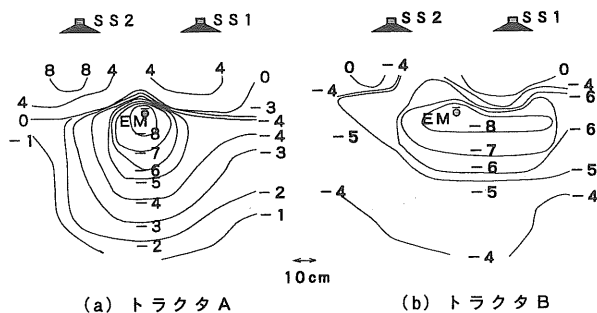


図46 消音量分布 (マイナス値が消音を示す)

これを見ると、誤差マイクを中心に消音領域(0 dB未満)が広がっている様子が分かる。特に、6 dB以上(音圧比で半分以下)に消音されている領域はトラクタAで25cm四方、トラクタBで25×50cm程度であった。

なお、トラクタBの方が消音領域が広いが、これは評価を500Hzオーバオール値で行っていることと、騒音源(機関騒音)の特性によるものと考えられる。

すなわち、1章でも述べたようにトラクタBでは、従来式の騒音対策(機関そのものの低騒音化対策や吸音材や遮音パネルによる騒音対策)が十分に施されているために、高周波騒音が比較的抑えられ、低周波騒音が支配的な騒音となっていることと、一般にANC手法は500Hz以下の帯域に対して有効である⁸⁾⁵⁾とされていることを考え合わせれば、説明がつく。

以上の結果より、実際のトラクタ機関騒音に対して、試作した評価システムによる騒音低減効果を確認すると

ともに、その性能を概ね把握することができたものと考えられる。

また、今回の結果より、誤差マイクの本数を増やせば、その位置を中心に同等の消音領域が形成されるものと期待された。ただし、その場合には、システムの演算量の増加に伴う動作速度や制御帯域の検討、マイクや付加音源の個数と配置についての検討も必要となる。

5. 4 要約と今後の問題点

実際に消音を行うことでANCの評価を行うことを目的として、ANC評価システムを作成した。

作成したシステムは、DSPと2チャンネルずつのアナログ入出力を持ち、参照入力:1、制御出力:2、誤差出力:1チャンネルの構成とした。

このシステムでは、実際に消音するために実音場を制御空間として使用する。そこで、付加音源(制御用スピーカ)から参照入力用、および誤差入力用マイクロフォンまでの音響特性を予め同定した上で、B. Widrowらが提案したFiltered-X LMSアルゴリズムを用いて騒音制御(消音)を行った。

これを、室内動作確認試験、およびトラクタ機関騒音試験に供試して、評価システムの消音動作を確認するとともに、その性能把握を行うことでANCの評価を行った。

動作確認試験では、システムの基本的な消音動作を確認するとともに、B、Cフィルタの同定結果やWフィルタの適応状態について考察した。特に、B、Cフィルタについては10秒程度の適応時間で、十分な精度の同定結果をえることができたが、Wフィルタについては、消音は可能となっているものの、収束状況や収束係数の設定に関して、さらに検討が必要と思われた。

トラクタA、Bの機関騒音に対して、評価システムを機関部側方に設置して供試した結果、誤差マイク位置において、10dB程度の消音量を得ることができた。これは音圧比にして1/3程度の騒音低減に相当する。

また、誤差マイクを含む水平面内について、消音量の分布を調査したところ、誤差マイクを中心に消音領域が広がっていることを確認した。また、この結果から、誤差マイクを追加することで、空間的に消音領域を拡大することが可能と考えられた。

これに対し、以下の点についてはさらに検討が必要と

思われた。

① 適応アルゴリズムで使用する収束係数の最適化

評価システムにおいては、動作確認試験、トラクタ機関騒音試験を通じて、収束係数を変えながらその効果を調査する試験を行っていないため、現在設定している収束係数が最適なものか否かは不明である。

② システムの高速化

現在の評価システムでは、参照信号として音源からの音圧波形を入力し、Filtered-X LMSアルゴリズムにより制御を行っている。この構成では、システム内における畳み込み演算等に多大の時間を要するため、この部分を何らかの手法で高速化する必要がある。

③ 消音領域の把握

今回の性能試験では、誤差マイクを含む水平面内の消音量分布しか計測しておらず、2次元的な把握のみである。この点について、今後、試験を行いデータを追加する必要がある。

6 トラクタ搭載システムによる能動騒音制御

前章では、ANCの基本的な動作や性能を把握することを目的として、実際に消音を行うANC評価システムを作成した。しかし、あくまでもANCの評価を目的としたため、最終目的である作業員耳元の消音、より具体的には、供試トラクタ上の作業員耳元位置において消音を行うまでには至らなかった。また、評価システムの検討結果より、誤差マイクを複数箇所に配置することで、より広い消音空間を得ることが可能と予想された。

そこで、本章では、これまで供試してきている2台の乗用型トラクタを対象とし、その実機上の作業員耳元位置に対して実際に消音を行うことを目的とした実機搭載型のANCシステム（以下搭載システムと呼ぶ）を作成し、主たる騒音である機関騒音を対象とした場合のシステム構成方法やその場合の消音効果についての検討を行う。

6.1 搭載システムの作成

6.1.1 システムの概要

作成した搭載システムの基本構成を図47に示す。

これから分かるように、今回作成した搭載システムはその制御方式から大きく3つに分けられる。以下では、これらをそれぞれ、タイプI、II、IIIと呼ぶことにする。

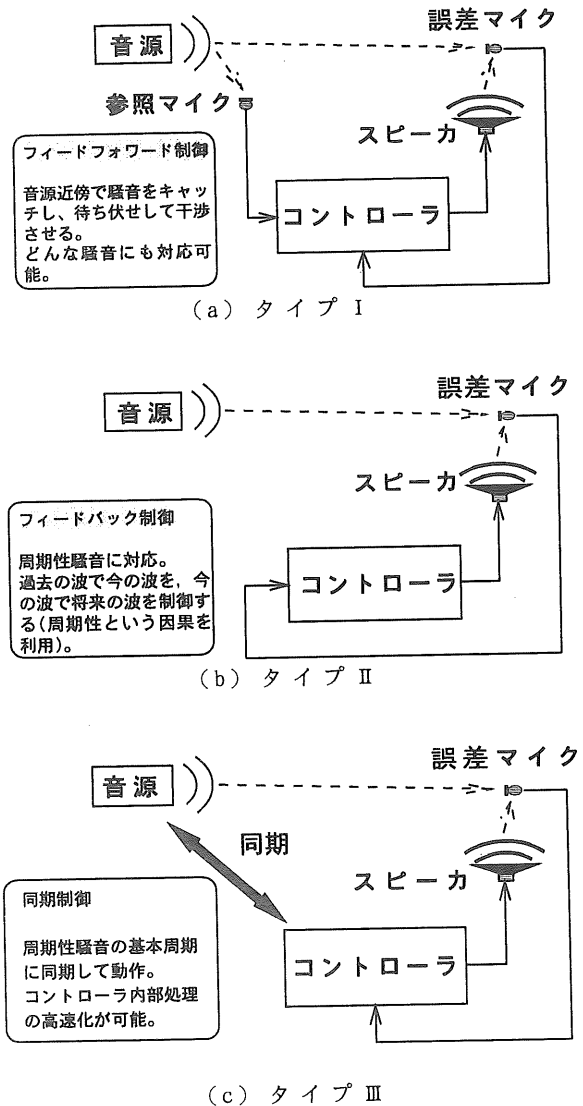


図47 搭載システムの基本構成

タイプIは前章までに述べてきた構成である。この構成は、騒音源から出た音を予め入力し、その音が制御しようとする空間、すなわち作業員の耳元までに伝わってくる間に逆位相音を生成して干渉させ消音しようとする方式である。予め得た騒音情報に基づいて制御を行うことからフィードフォワード制御方式と呼ぶ。

これまでに述べてきたように、この構成では、システムは騒音源（厳密には参照入力位置）から耳元（誤差入力位置すなわち騒音制御位置）までの音響伝達系を同定していると考えられることから（システム同定）、原理的には任意の騒音に対して対応が可能である。すなわち、発生した騒音の伝わり方（伝達特性）に着目して制御を

行っているわけで、このために、任意の騒音に対して制御が可能となる。

しかし、その一方で、これまでの検討から、効果的に消音を行うためには、耳元騒音に対して相関の高い、換言すればコヒーレンスの大きい参照騒音を得ることが非常に重要であることが分かっている。消したい音の情報を持っていなければ、音は消せないわけである。

また、騒音源と制御位置の間に十分な距離が取れない場合は、騒音の到達時間がそれだけ短くなるため、フィードフォワード制御が間に合わなくなり、消音できなくなるにも注意しなければならない。しかし、周期性をもった騒音を対象とした場合には、該当する周期には制御が間に合わなくても、次以降の周期に対して制御ができるので、消音が可能である。この場合、騒音源から耳元まで伝わってくるという時間経過の因果関係だけでなく、周期性に基づく因果関係も利用しているわけである。この点に着目して次のタイプIIを着想した。

すなわち、搭載システムとして新たに採用したタイプIIは、機関騒音に代表される音の周期性を利用したもので、周期性から得られる因果律に基づいて制御を行う。平たく言えば、過去の波で現在の波を、現在の波で将来の波を予測し制御する方式である。制御結果に基づいて、耳元へ到来した騒音を推定して制御を行うことからフィードバック制御方式と呼ぶ。

この方式の特徴は、①周期性騒音に適用が限られる反面、参照入力(参照マイク)が不要となり誤差入力(誤差マイク)だけで制御が可能となるため、システム構成を若干ではあるが簡素化できること、②適応システムとして考えた場合の参照信号と目標信号のコヒーレンスが常に1と仮定できることである⁹⁰⁾。

また、タイプIIIもタイプIIと同様に周期性騒音を前提としたフィードバック制御に含まれるが、騒音の周期に同期したパルス列を仮想参照入力とすることにより、適応システム内での畳み込み演算を省略できるという特徴を持っている^{94) 95)}。この特長により高速処理が可能となり、システムのマルチチャンネル化(消音空間の拡大)や対象周波数の広帯域化の可能性が高いと考えられる。

実際に作成した搭載システムは、表8に示したように、これらの基本構成をマルチチャンネル化した構成とした。従って、タイプI、IIで使用される適応アルゴリズムに

表8 作成した搭載システムの主な仕様

システム	形式 (タイプ)	入出力数			フィルタ長		フィルタ数		サブリック 周波数	カット 周波数
		参照	制御	誤差	同定	制御	同定	制御		
C122	I	1	2	2	64	128	6	2	1.5kHz	500Hz
C143	I	1	4	3	64	64	16	4	1	250
FB22	II	-	2	2	64	128	4	2	1.5	500
FB44	II	-	4	4	64	64	16	4	1	250
SFX11	III	(1)*	1	1	128	256	1	1	2, 3	500
SFX22	III	1	2	2	128	128	4	2	2	500
SFX44	III	1	4	4	128	128	16	4	2	500

* 同期パルスを参照するという意味で括弧付きとした。

ついては、これまでのFiltered-X LMS⁴⁰⁾ から、マルチチャンネルに拡張されたMEFX(Multiple Error Filtered-X LMS)⁵⁷⁾に変更した。また、マルチチャンネル化に伴う計算量の増大を少しでも減らすために、ES(Error Scanning) アルゴリズム⁵⁹⁾を適用した。

タイプIIIの適応アルゴリズムは、SFX(Synchronized Filtered-X LMS)^{60) 61)}である。

6. 1. 2 タイプIIシステムの消音動作

ここではフィードバック型の搭載システムであるタイプIIの動作を追ってみる。タイプIについては前章を、タイプIIIについてはその概要を図49に示すが、詳細については浜田らの文献^{60) 61)}が参考になる。

以下ではタイプIIについて、説明を簡単にするため、コントローラの入出力はすべて1チャンネルとする。その場合のタイプIIのシステム構成および動作概要は図48のようになる。

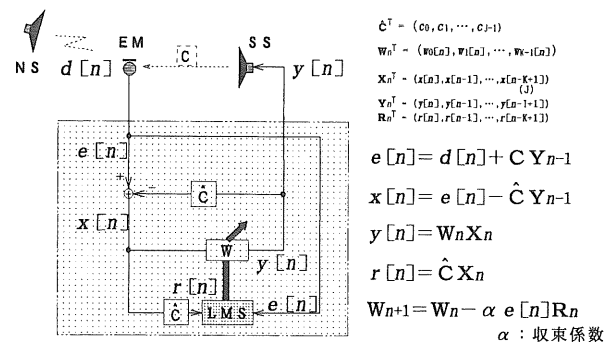


図48 タイプIIのブロック構成と動作概要

前章で記述したフィードフォワード型のタイプIの場合と同様に、この図中の点線で囲まれた特性Cが、付加音源(SS)から誤差マイク(EM)までの音響伝達特性と、マイク、付加音源、コントローラの電気音響変換・伝達

特性を一括して表したものである。

これに対応して、コントローラ（網掛け部分）内の特性 \hat{C} が上記の電気音響特性 C を補償するものである。タイプIIにおいては、この特性 \hat{C} が、付加音源から誤差マイクまでの特性を補償することにより、音響フィードバックを防止しながら、同時に誤差マイク位置での騒音制御を可能にしている。この2つの効果を併せ持っている点がタイプIと大きく異なる点の一つである。

なお、この特性 C の同定方法（特性 \hat{C} の求め方）はタイプIの場合と同様であり、前章で既に述べたのでここでは省略する。

次に、コントローラ内の特性 W は、逆位相波形の作成を行う適応デジタルフィルタで、干渉結果に基づく誤差信号 $e[n]$ に従って、到来騒音を推定しつつ、最大の消音量が得られるようにフィルタ係数を調整（適応）し制御信号 $y[n]$ を作成している。この到来騒音を「推定しつつ」の段階で、波形予測を行っているわけである。動作的には、タイプIと似ているが、 W フィルタの行っていること、また、その物理的意味は、タイプIが伝達特性の同定（適応システム同定）であるのに対し、タイプIIは波形予測（適応予測）を行っていると考えられる点が大きく異なる。

さて、図48の動作式において、 $C \approx \hat{C}$ とみなすことができる。これは特性 C の同定プロセスにより \hat{C} が求められていることと、適応フィルタを用いた同定システムの特性とを考え合わせれば明らかであろう。

このように考えると、参照信号 $x[n]$ と目標信号 $d[n]$ との間に $d[n] \approx x[n]$ の関係が得られ、前項で述べたように、両者間のコヒーレンスを常に1と見なすことができるわけである。この特長は重要である。なぜなら、繰り返しになるが、フィードフォワード型のタイプIでは、参照信号と目標信号のコヒーレンスが、システムの消音性能に強く影響したからである。このコヒーレンスが持つ意味を考えれば、タイプIIにおいて、これが常に1と見なせる性質が如何に重要であるか分かるであろう。

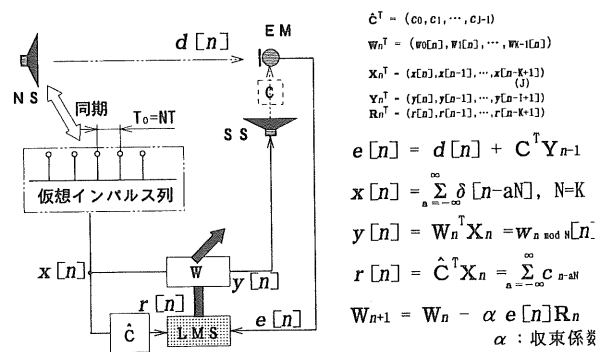


図49 タイプIIIのブロック構成と動作概要⁹⁾

6. 1. 3 搭載システムの機器構成

作成した搭載システムの機器構成を図50に示す。また、使用した機器の名称、仕様等を表9に示す。今回は、実際のトラクタに搭載するという事で、バッテリー（DC12V電源）で動作するように、システムを構成した。このため、前章までの評価システムとは、特にコントローラが異なる。具体的には、パソコンと同じバス規格を持つボードコンピュータとDSPボードシステムを採用し、専用ラックに装着して、コントローラとして使用した。

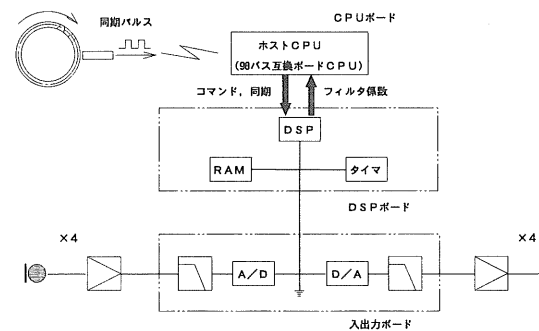


図50 搭載システムの機器構成

搭載システム用に採用した DSPシステム^{9) 1) 92)}は、2枚のボードから構成され、1枚が DSPボード、もう1枚が入出力ボードで、4チャンネルずつの A/D、D/A が載っている。また、それぞれの入出力チャンネルにローパスフィルタが用意されており、入力チャンネルではアンチエイリアシングフィルタとして、出力チャンネルではスムージングフィルタとして利用できたので、これまで使用していた外付けのローパスフィルタユニットは不要となった。

以上のように、この2枚の DSPボードシステムにより、ローパスフィルタを含む入力4チャンネル、出力4チャ

ネルの ANCコントローラを実現することができ、これまでの評価システムに比べると、非常にコンパクトなコントローラに仕上げることができた。

次に、マイクロフォンやラウドスピーカについては、チャンネル数の増加や実機への搭載ということで、4チャンネル仕様のスピーカアンプに変更し、ラウドスピーカも業務用で屋外使用も可能なものに変更した。しかし、マイクロフォンおよびマイクアンプについては、これまでのものをそのまま流用した。

また、タイプⅢでは、騒音に同期したパルス信号を入力する必要があるため、トラクタAに対して、その機関のクランク軸端に歯車(歯数64~128)と、磁気式の回転ピックアップ(表9)を取り付け、それから得られるパルスを同期信号としてコントローラに入力した。

表9 搭載システムの作成に使用した機器

機 器	名 称	および	主な仕様
コントローラ	AEC製DSPシステム, DS-C25-H01 / AIO-1000		
マイクロフォン	フォスター電機 M268E00A0000		
マイクアンプ	ユニエル電子 EF-408 他		
ラウドスピーカ	ソニー MU-S333, 出力40W		
スピーカアンプ	" XM-3520/2ch(35W), XM-3040/4ch(30W)		
回転ピックアップ	小野測器 磁気式回転ピックアップ MP-981		

この際、前述の DSPボードシステムには外部からの同期信号を直接入力する機能がないため、一旦ホスト CPUバス上のデジタル入力ボードでこれを受け、ソフト処理で DSPボードに通知する手順を採った。

このため、厳密に確認したわけではないが、同期のタイミングという意味では、遅延が大きいと予想され、問題となる可能性が残されている。しかし、これは供試した DSPボードシステムの仕様の問題であるため、致し方ないところである。

6. 2 トラクタ機関騒音への適用

6. 2. 1 実験方法

作成した搭載システムの消音性能を検討するために、図51、52に示した機器配置で搭載システムを動作させた。供試トラクタへの搭載状況を図53に示す。

供試トラクタはこれまでに供試してきた機種と同一で、それぞれトラクタA(出力23kW/2,600rpm)とトラクタB(出力24kW/2,800rpm)である。この2機種を、評価

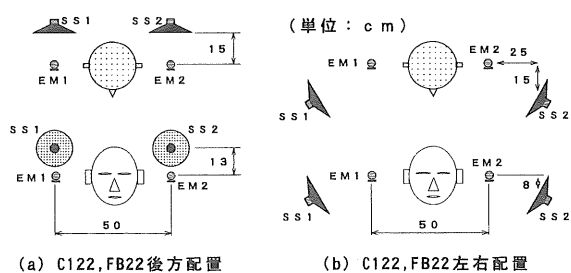


図5-1 搭載システムの機器配置(トラクタA)

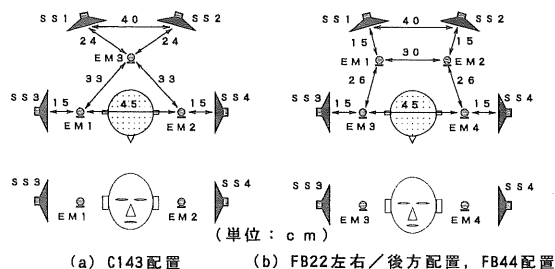
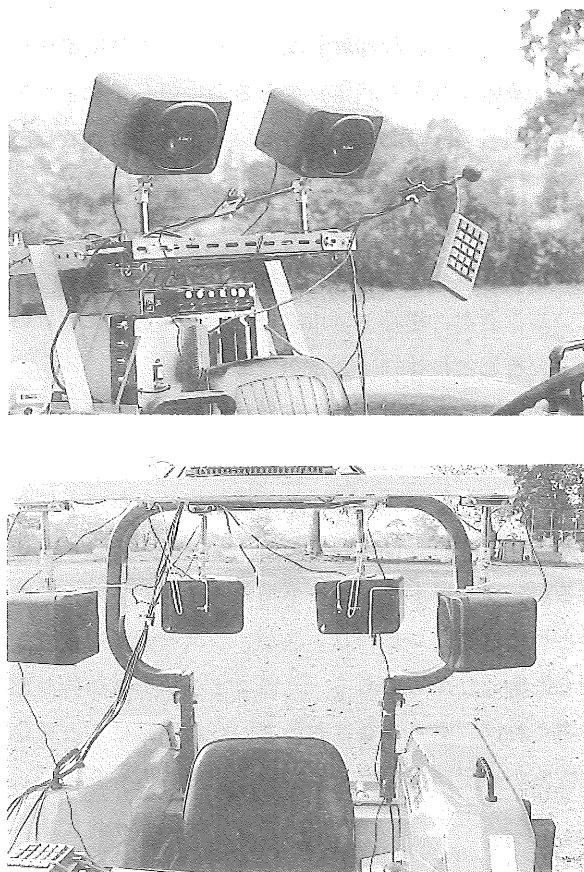


図5-2 搭載システムの機器配置(トラクタB)



上:トラクタA, 下:トラクタB
図5-3 供試トラクタへの搭載状況

システムの場合と同様に、それぞれの機関定格回転（A：2,250rpm、B：2,500rpm）、無負荷、静止状態で供試した。

表 1 0 搭載システムと供試トラクタの対応

システム	適用*		配置 (図 51, 52 参照)
	A	B	
C122	○		図 51(a)(b)
C143		○	図 52(a)
FB22	○	○	図 51(a)(b), 図 52(b)
FB44		○	図 52(b)
SFX11	△		図 51(a)の No. 1 の系統
SFX22	×		図 51(a)
SFX44	×		図 51(a)と(b)

* 適用したトラクタを○印で示す。△印は消音動作確認のみ、×印は消音動作未確認（作中）を示す。

供試した搭載システムとトラクタの対応は表10のとおりである。タイプⅢの同期システムについては現在のところ、システム作成中であり、性能評価までには至っていない。

搭載システムの消音性能評価方法としては、これまでと同様、誤差マイクから入力信号（誤差信号）のパワースペクトルを測定し、システムを動作させて制御を行った場合と制御していない場合（対照）を比較した。

なお、システムに組みこまれているローパスフィルタのカットオフ周波数を最大 500Hzに設定したため、パワースペクトルの測定も、これまでと同様、DC～ 500Hzの帯域で行った。

消音量分布については、誤差マイクを含む水平面内と垂直面内に15cm間隔で騒音計マイクロフォンを設置し、各測定位置での音圧を測定（帯域制限無し）することにより作成した。評価システムの場合と違って、帯域制限はしていない。

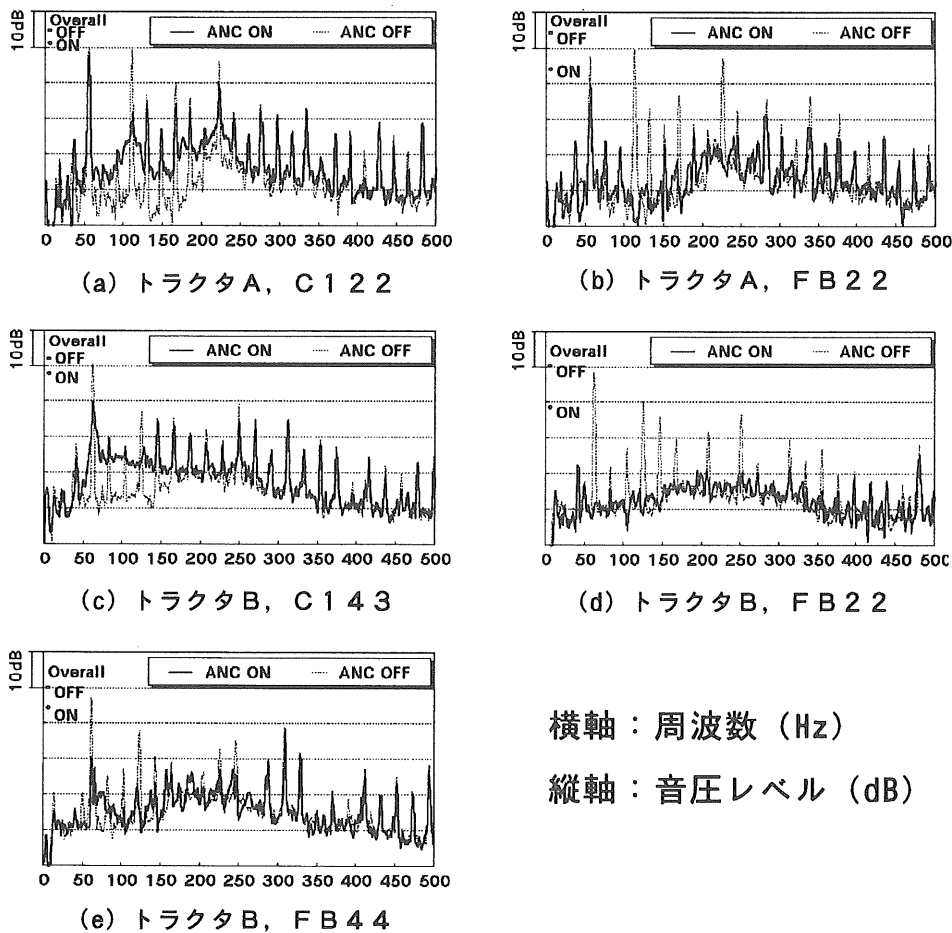


図 5 4 搭載システムによる消音効果の例

6. 2. 2 実験結果

タイプI、IIについて、誤差信号スペクトルの比較により得られた消音効果(消音量)の結果例を図54に示す。

この図では、システムを動作させて制御を行った場合の誤差信号パワースペクトルを実線(ANC ON)で、対照の制御を行っていない場合の誤差信号スペクトルを破線(ANC OFF)で示している。

これらの結果から、誤差マイク位置において音圧レベルの低下が認められ、その場合の消音量は、図に示していない例も含め、トラクタAで3~12dB、トラクタBで4~11dBであった(DC~500Hz帯域のオーバオール値で評価)。これらは主に機関回転に伴う音圧ピークの消音によるものであったことは言うまでもない。

また、トラクタBにおけるC143システムとFB44システムは、システム動作速度の関係からローパスフィルタのカットオフ周波数を250Hzに設定したが、その結果を見るとカットオフ周波数以上の帯域においては、制御の有無にかかわらず、スペクトルがほとんど一致しており、制御効果がないことを確認できる(図54(c)、(e))。

タイプIとIIの比較では、概して後者の方が大きな消音量を得ることができた。これは、タイプIにおいて参照信号と目標信号間のコヒーレンス劣化による消音量の低下や増音が影響しているためと考えられた(図54(a)、(c))。逆に、タイプIIでは前述したコヒーレンスが常に1となる性質により、比較的大きな消音量を得ることができたものと考えられる。

タイプIにおけるコヒーレンス劣化の原因は、これまで述べてきたように、システムのおかれた音場の特性や、搭載システムの特性(特にダイナミックレンジ)に因るものであると考えられた。後者については、機関回転に伴う音圧ピークに合わせてシステムゲインを調整するため、ピークの谷間となる周波数帯については、システムに入力された値が小さくなり、十分なS/Nが得られないために、コヒーレンスが劣化するものと考えられる。これを解消するには、システムのダイナミックレンジを拡げる必要がある。具体的には、システムで使用するA/Dコンバータの量子化ビット数を増やすことが必要であろう。

なお、タイプIIIについては表10に一部結果を示しているとおり、SFX11システムを除いて、同期動作は確認し

たものの、十分な消音効果が得られていない。その原因究明は今後の課題である。

6. 2. 3 消音量分布

誤差マイクを含む水平面内および垂直面内の消音量分布の測定結果例を図55、56に示す。

これらの結果を見ると、水平・垂直面とも、誤差マイクを中心として消音空間(各図のマイナス値の範囲)が広がっていることが分かる。また、これを前章の評価システムのそれと比較すると、同等以上の広さを持つ消音空間が得られている。

前述したように、評価システム消音量分布では、計測時の帯域をDC~500Hzに制限していたのに対し、今回は制限していないことも考え併せれば、より効果的に消音できたものと考えられる。

以上のことから、誤差マイクを複数にしたことの効果が分かるであろう。

特に、トラクタBでは高周波騒音が抑えられているという音源の特性も効果的に作用し、作業員耳元に十分な消音空間を得ることができた。これに対し、トラクタAでは、消音量の等高線が密であり、誤差マイクに対する作業員頭部の位置や向きによって耳元における消音量が大きく異なってくる事が分かる。このことは、実際、体感によっても確認された。

これは、2章で述べたように、トラクタAにおいて、200~500Hzという制御帯域の中の比較的高い周波数帯にも大きな音圧ピークが存在し、それに対する制御効果が全体の消音量に影響しているからである。これに対しトラクタBは、より低次の音圧ピークのみが支配的であったため、トラクタAより波長の長い音波のみを制御することで全体として大きな消音量を得ることができたためである。

以上の結果および考察から、騒音源の特性によって消音効果に違いが出てくることが分かる。特に対照となる波長(周波数)が空間的に重要な意味をもち、低周波、すなわち長波長になるほど、効果的に消音空間を生成できるものと考えられた。

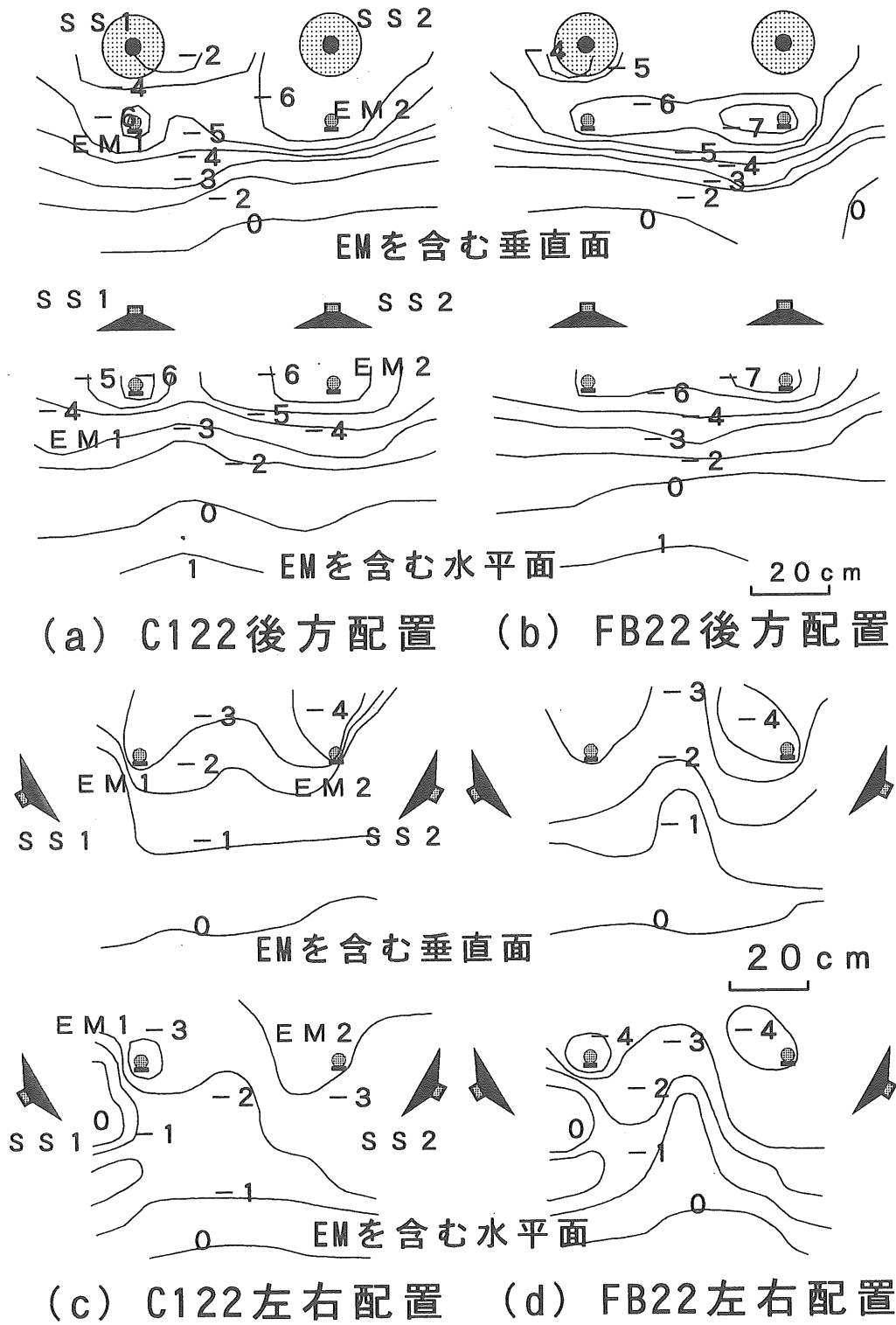


図5 5 搭載システムによる消音量分布 (トラクタA)

(マイナス値が消音を示す)

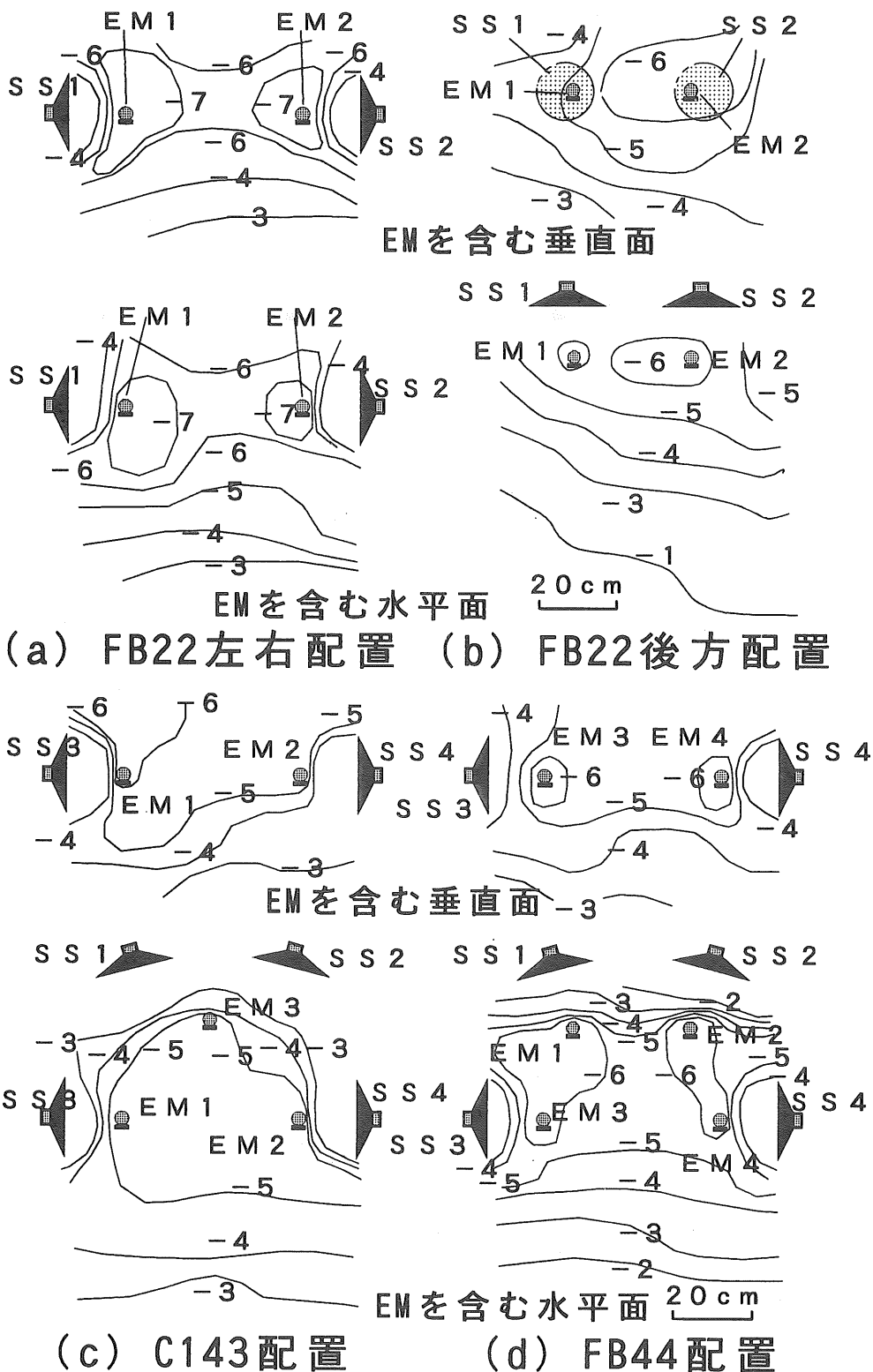


図56 搭載システムによる消音量分布 (トラクタB)
(マイナス値が消音を示す)

6. 2. 4 付加音源と誤差マイクの配置

消音空間の拡がり方については、作業員頭部位置を中心に左右対称に機器を配置した関係上、ほぼ対称になっていると考えられるが、厳密な意味では対称になっていない。この理由としては、そもそも制御対象である機関騒音自体が制御空間において左右対称に分布しているとは考えにくいこと、また、たとえ左右対称であったとしても、コントローラの特長（例えばシステムゲイン）がチャンネル毎に異なっていることや付加音源の特長などにより、消音量分布は左右対称の形から異なってくると考えるのが自然であろう。

また、付加音源の配置によって、消音空間の拡がり方にも一定の傾向が認められた。具体的には、付加音源の正面方向に消音量の大きな空間が生成される傾向にあった。これは、付加音源自体の指向性や、配置による付加音源同士の相互作用によるものと考えられる。

6. 2. 5 付加音源と誤差マイクの個数

一般に、付加音源や誤差マイクの個数を増やせば、消音空間が拡がることは容易に想像されるが、その場合に各誤差マイクにおける消音量の絶対値が低くなる可能性がある。

これは、シングルチャンネルの場合、制御の評価量として誤差信号の2乗値（MSE：Mean Square Error）を用いるのに対し、マルチチャンネル化して制御する場合は、各MSEの和が評価量となり、これが最小となるように適応が行われる。このことは、同じ条件で、シングルチャンネルで制御を行った場合の適応状態（フィルタ係数値）とその時の最小値が、マルチチャンネルで制御を行った場合のそれらと異なることを意味しており、最小値については前者の方が小さく、後者の方が大きくなるためである^{5) 7)}。

トラクタBにおけるFB22とFB44による、誤差信号スペクトル（図54(d)、(e)）および消音量分布（図56(a)、(b)、(d)）を比較すると、上記の現象が確認できる。具体的には、誤差マイク地点での消音量はFB44の方が小さく、またこの影響により、同一消音量におけるそれぞれの消音空間を比較すると、ほとんど変わらないことが分かるであろう。体感的にも両者の違いは分からなかった。

以上から、付加音源や誤差マイクの個数については、

騒音源の特長や機器の配置も関係するが、適用場面に応じて最適な個数が存在するものと考えられる。上記の例では、FB22の付加音源と誤差マイクのそれぞれ2個という数で十分な消音空間が得られたものと判断できる。

これに対し、トラクタAについては騒音源の特長から、消音空間が比較的狭く、現段階では最適個数は判断できない。今後、配置も含めて更なる検討が必要であろう。

6. 3 搭載システムの動作速度と安定性

作成した各搭載システムの動作速度は、使用する付加音源や誤差マイクの個数、フィルタ長などの要因により制限されるため、今回は表8に示した速度（サンプリング周波数）とし、その速度での消音動作および性能を確認した。

この時の搭載システムの収束速度（初期状態から適応が進んで消音動作が落ちつくまでの時間）は、厳密に測定してはいないが、2～4秒程度であり、この値が騒音の変動に対する搭載システムの大まかな時定数と考えられる。従って、この周期より短い変動騒音については十分な消音効果が期待できないが、実用上は問題ないと考えられる。

次に、制御動作の安定性については、現在のところ、搭載システムに安定性を確保するための処理を組み込んでいるわけではないので、問題となる場所である。そこで、性能試験とは別に2台のトラクタについて、走行状態で搭載システムを動作させたところ、システムはほぼ問題なく動作し、消音効果を観測することができた。

しかし、風の影響や、走行に伴う付加音源や誤差マイクの振動、風切り音などの影響により、システムの動作が途中から不安定化し、制御音が増大して、かえって増音する場合も観測された。この現象は、特にトラクタBで多く観測され、トラクタAではほとんど観測されなかった。この点については、トラクタBはAに比べて、誤差マイクの取り付け方法が簡便であったため、マイク自体の振動による影響が大きいものと考えられた。このことから、制御動作の安定性については、付加音源や誤差マイクの取り付け方法がかなり影響しているものと考えられた。

制御動作の不安定化により増音した場合は、現状では、手で制御用フィルタ係数をリセットすることにより、

この状態から回復できるようになっている。しかし、この点の安定化対策は、今後ハードウェア、ソフトウェアの両面から必要である。

6. 4 要約と今後の問題点

前章までの検討を踏まえて、実機上の作業員耳元に対して消音を行うための、搭載型 ANCシステムを3種類作成した。タイプⅠはこれまでの検討で用いてきたフィードフォワードタイプの制御を行う形式であり、理論上任意の騒音に適用できる反面、参照信号とのコヒーレンスや騒音の到達時間に注意する必要がある。これに対し、タイプⅡは適用が周期性騒音に限定される反面、タイプⅠにおける参照信号を不要とし、かつコヒーレンス問題をクリアできる特徴を持っている。また、タイプⅢは、これも周期性騒音に適用が限定されるが、騒音の周期に同期したパルス信号を参照することにより、ハウリングの問題を避けると同時に、制御音生成時などに必要な畳み込み演算を省略できるという高速処理に有効な特徴を持つ形式である。

これら3種類の搭載システムを作成し、供試乗用型トラクタ2機種種の機関騒音に対して、動作確認および性能評価を行った。

タイプⅠ、タイプⅡについては、消音動作を確認するとともに、性能評価を行った結果、500Hzまでの帯域において、最大10dB程度の消音量を得ることができた。特に、誤差マイクだけを利用して、フィードバック制御方式で消音を行うタイプⅡでも、周期性騒音に対しては三次元局所空間の消音が可能であることを確認できたことは意義があると考えられる。

また、付加音源と誤差マイクの個数や配置については、制御しようとする騒音の特性やシステムの置かれる音場空間の特性に応じて適切な個数やその配置があることを確認した。今回の例でいえば、トラクタBの場合は2個ずつの誤差マイクと付加音源で十分な消音空間を得ることができた。しかし、トラクタAについては今少し、配置や個数の最適化が必要と思われた。

このことに関して、特に、制御対象となる騒音の周波数が低い場合は、それだけ波長が長くなるため、誤差マイク数が少なくても一定の消音空間を得ることができ、空間的には有利であった。

一方、同期信号を用いたタイプⅢについては、その特徴を活かして、高い周波数で動作させて、制御帯域を拡げたいところであったが、現段階では、最も基本的なシステムである SFX11システムの消音動作確認を行ったのみの段階である。他のシステムについては、動作はしているものの十分な消音効果が得られるに至っておらず、今後の課題として残されている。

7 終章

7. 1 総括

本研究では、農業機械作業員の作業環境改善の一環として、作業員が被曝する騒音の低減を第一の目的とした。そして、この目的達成のために、最近の電子技術の進歩を受けて実現が可能になってきた、音の干渉現象を積極的に利用して騒音低減を行うアクティブノイズコントロール(ANC)技術を、農業機械の場面に適用した。

具体的には、一題材として乗用型トラクタに ANCシステムを搭載して、実際にその消音効果(最大10dB程度)を確認することができた。また、ANCシステムで使用する制御方式やシステムの構成方法、機器の配置方法などについてもいくつかの検討を行い、多くの知見を得ることができたと考える。

ところでこれまでの、1章で述べたように、ANCシステムの性能評価に重点をおいていたため、消音効果などの評価はすべて物理的な音の大きさを表す音圧レベルを指標として行ってきた。従って、上記の消音効果10dBという数字も音圧レベルでの話である。確かに物理的にはこれだけの消音効果を得ることができたのだが、これを1章で述べた、人の聴覚特性に補正した騒音レベルで評価してみると、トラクタAの場合、結果の一例として耳元音圧レベル(全帯域で評価)で96dBがANCにより90dBに下がった場合、騒音レベルでは、87dB(A)が85~86dB(A)にといった具合で、1~2dB(A)の低減にしかならない。

これは、ANCの得意とする消音帯域が、高々500Hz程度までであり、この範囲では人の耳の感度が低く、騒音レベルでは小さく評価されるためである。もちろん、先の評価は帯域制限をしないで、全帯域において騒音レベルで評価を行った場合の話であって、500Hzまでの帯域を騒音レベルで評価をすれば、やはり4dB(A)程度の低減

は達成されている。

騒音レベルで全帯域を評価した場合には、前述したように低周波数帯は低く評価されるため、500Hzを越える帯域の騒音レベルが支配的になり、かつ、この帯域にはANCの効果が及ばないために、結果として騒音レベルで評価した場合にはほとんど変化がない結果となる。

これは、現状のANCの特性であり、限界でもある。もちろん、一般に500Hzを越えるような騒音に対しては従来のパッシブな騒音低減方法が効果的なことも考え併せなければいけない。現状のANCは従来のパッシブな手法では困難だった低域に非常に有効な技術である点を忘れてはならない。

また、1章でも述べたように、パッシブな手法で低周波数帯の騒音低減を行う場合には、装置や施設が大きく重ならざるを得ず、その分コストも高くなる。この意味でのANCの優位性は揺るぎないものである。

7. 2 今後の問題と展望

前節で述べたように、これまでANCを農業機械の場面に適用し、一定の成果や知見を得たわけであるが、その一方で、現在残されている問題もいくつかある。

まず、トラクタ用に作成した搭載システムにおける制御動作の安定性の問題がある。これには、マイクロフォンの保護や機器のマウント方法を改善するハード的な対策と、制御アルゴリズムの改良によるロバスト性の付加というソフト的な対応があり、これらについては現在対応中である^{98) 102)}。

また、現在の搭載システムでは、使用アルゴリズムやその実装方法の関係で、制御可能な周波数帯域が500Hzまでとなっている。適用場面として三次元空間を対象と

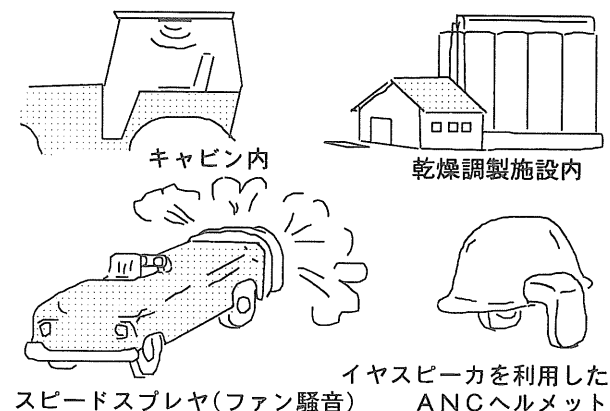


図57 ANCの適用場面例(想定図)

しているため、制御の広帯域化(高速化)はかなり困難であると予想されるが、一つの試みとして、6章で触れた、周期性騒音を対象とした同期式の適応アルゴリズムについて検討を始めている。このアルゴリズムは、現状で最も処理時間を要する畳み込み演算を省略できるという特長があり、現在、これを採用したタイプⅢを開発し、一部のシステムについて動作確認を行った段階である。

今後、たとえばこのタイプⅢにより、またはより高速なハードウェアやアルゴリズムの登場により、ある程度の高速化、広帯域化が図られることを期待するが、すべての周波数帯をANCで対応するのは実用上非常に困難であると考えられる。

なぜなら、周波数が高くなってくると、それだけ波長が短くなっていくため、三次元空間内に一定の消音空間を作るためには、それだけ多くの誤差マイクが必要となると予想される。これは、システムの演算量を増大させる要因になる。また、高速に動作させた場合には、低速で動作させていた時と同一の遅延や低域の特性を表現するために、より多くのフィルタ長が必要となり、これらの要因はすべて高速化・広帯域化を阻む要因である。

従って、この高速化・広帯域化には自ら限界があり、実用的には、高周波帯域において効果的に作用する遮音や吸音を利用した従来のパッシブな騒音低減手法と、このANCを組み合わせしていく技術が重要になってくる。すなわち、周波数の高いところはパッシブで、残った低いところをアクティブで、という考え方である。

次に、ANCの農業機械分野における適用場面について展望してみよう。

本研究では、これまで乗用型トラクタ(安全キャブ無し)を対象として研究を行ってきたが、この他の応用例として、図57のような適用場面が考えられる。

最初の例としては、最近、作業安全や快適性の向上をねらって、安全キャブ付きのトラクタやコンバインが登場してきており、今後一層普及していくものと考えられる。この安全キャブ内においては、今回検討した安全キャブ無しとは音響条件がかなり異なってくる。具体的には、これまでの三次元開空間の取り扱いに対して、三次元閉空間としての取り扱いが必要になってくる。キャブ内の反射の影響などによるモードに対する注意が必要になる。別の見方をすると、これまでの半自由音場に対

して拡散音場としての見方である。

次の例としては、スピードスプレヤなどのファン騒音が挙げられる。一般にファン騒音は特定の周波数に大きな音圧ピークが限定されるので、ANCを適用した場合にはかなりの効果が期待される。また、薬剤の付着防止などの意味でも期待される安全キャブの装着と併せれば、さらに効果的であろう。

次に、乾燥調製施設内などでは、多数の回転機械が存在し、それらを発生源とする騒音の複雑な周波数分布に悩まされるであろうが、高い音圧ピークを優先的に低減するANCの特性を活かしつつ、従来技術と組み合わせていくことで、局所的であっても効果的な騒音低減が可能と期待される。

最後の例は、筆者がANCヘルメットと呼んでいるものであるが、特に歩行型・可搬型の農業機械の場面も想定して構想したものである。この実現には、コントローラの更なる小型化やイヤスピーカ、電源などの付帯機器の問題が山積みであるが、その一方で夢も多い。おそらく、適用場面は農業機械だけにとどまらないであろう。

これの特徴の一つは、図に示したように、耳元を開放型とすることで、従来のイヤマフのような装着時の圧迫感を回避することができる点である。このため、発汗時の衛生上の問題もクリアできると考えている。また、本当の意味で耳元小空間を制御すればよいのでエネルギー的にも効率的と考える。高周波帯に有効な耳栓と併用すれば、より効果的なものになると考えている。

いずれの場合にしても、ANCは特に周波数騒音に対して非常に有効な騒音低減技術であるため、今後、高周波帯の得意な従来技術と組み合わせた基礎研究や応用、実用化研究が大いに期待されるであろう。

摘要

昭和30年代からの主として稲作を対象とした農作業の機械化により、農作業従事者の労働負担軽減、労働時間短縮が達成されてきた。稲作については機械化作業により一貫体系がほぼ確立され、近年は果樹・野菜作についても盛んに機械化が推し進められている。

このように、人に代わって農作業を行うという機能的な面で、農業機械の果たした役割・効果は甚大であるが、

それらを使用する作業者の立場からみた場合には、農業機械、または機械化作業が作業者に与える粉塵や騒音、振動といった作業環境の問題が、まだ十分には解決されないまま残されていると考える。

特に最近では、これまでの高機能化・大型化一辺倒の機械化の流れを見直し、「人にやさしい農業機械」の合い言葉の下、シンプル農機のあり方や、機械の本来持つべき機能に加えて、その操作性や作業者の快適性に重点をおいた機械のあり方が注目されるようになってきた。

そのような中、筆者の所属する生物系特定産業技術研究推進機構・基礎技術研究部・安全人間工学研究単位では、従来より人-機械系の諸問題について人間中心の観点から機械に対する研究アプローチを行っている。

この観点から、既存の人-機械系を見直していくことにより、機械作業から危険要素や健康障害発生要素を取り除くとともに、作業者にとってより快適で安全なものに改善していくことが、本研究の背景にある大きな目標である。

本論文では、このような人-機械系の諸問題の一つとして、農業機械作業者が被曝する騒音の問題を採り上げ、これを低減することを目的として研究を行った。

騒音低減手法としては、これまでの遮音や吸音といったある意味でパッシブな手法ではなく、近年の電子技術の進歩を受けて実現可能となった「音を以て音を制す」式のアクティブな手法（能動騒音制御、アクティブノイズコントロール、ANC：Active Noise Control）を採用して、これを作業者耳元空間に適用しているところに大きな特徴がある。

1章では、以上のような背景を説明するとともに、作業環境騒音に関する法的規制を概説し、それと農業機械騒音との関係について議論した。具体的には、いくつかの法的規制を勘案して、農業機械における騒音低減の目安として騒音レベル85dBを設定するとともに、この基準を満足している農業機械がわずかであり、改善の余地があることを示した。

続いて、本論文で採用した新しい騒音低減手法であるANCについて、その原理や研究状況を概説するとともに、適応デジタルフィルタ（ADF：Adaptive Digital Filter）を用いたANCシステムの基礎理論について簡単

にまとめた。

2章では、本研究で供試した2機種トラクタについて、作業員耳元騒音に着目した機関騒音の分析を行った。供試した2台のトラクタはともに安全キャブなしであり、音場条件としては半自由音場に該当する。また、2台の年式が離れていることから、騒音特性について、特に高周波域で音圧レベルに大きな違いが見られたものの、低周波域においては両者とも大きな音圧ピークが存在していることを示し、それがANCのターゲットになることを示した。

3章では、能動騒音制御を乗用型トラクタの作業員耳元騒音の低減に適用するための前段階として、ANCシステムの適応動作シミュレーションを行い、騒音低減の可能性を検討した。

検討の要点は、ANCシステムで用いられる、①参照騒音の入力位置、②適応アルゴリズム、の2点である。

この2点に着目して行った適応動作シミュレーションの結果、①参照位置については、耳元騒音との関係において相関が高い位置を参照しなければ、十分な消音（騒音低減）が得られないことを定量的に示した。すなわち、今回供試した乗用型トラクタの例では、適切に参照位置を設定することにより、音圧レベルにして15dB程度、音圧比にして1/6程度の消音が可能であることを示した。

また、ANCシステムで使用する適応フィルタの仕様に関しては、特に、制御しようとする騒音の周波数帯域に応じて、一定のフィルタ長を用意しておかないと有効な消音を得られないことが予想された。具体的には参照位置から耳元位置までの騒音の遅延に相当するフィルタ長が最低限必要であると考えられた。ただし、今回のように周期性騒音に対しては、適用しようとする騒音の基本周期分に相当するフィルタ長があれば、実用上問題ないことを示した。

4章では、消音を目的としたANCシステムを別の側面、すなわち、3章で議論となった参照信号と目標信号の関連度（コヒーレンス）を時間領域で適応処理によりリアルタイムに求めるといふ、予測・評価を目的とした計測システムの側面から捉えた。

具体的には、3章で行った適応システムの動作シミュレーションを一步進め、DSP(Digital Signal Processor)を用いることでリアルタイム処理を可能とするとともに、予測システム、予測手法、さらには任意の信号間の関連度計測システムまたは計測手法としての可能性を示した。

まず、適応システムの特性を吟味し、定性的に予測・計測システムとしての可能性を示した上で、具体的なデータを用いてこの考え方の妥当性を示した。

特に、トラクタAについての予測結果は、3章の適応動作シミュレーションの結果と一致し、その場合の消音量は約10dB、音圧比にして約1/3であることを示した。

その一方で、収束係数やフィルタ係数の数（タップ数）を変更したシミュレーションは行っていないことから、これらの点でさらに検討が必要なこと、また、最適な参照位置を得るためにはさらに多くの参照位置を設定してシミュレーションを行う必要があることなどを今後の問題点として示した。

5章では、これまでのシミュレーション手法による検討結果を踏まえて、実際に消音を行い、ANCの性能評価を行った。なお、この目的のために実際に消音を行う評価システムを作成した。

作成した評価システムは、DSPと2チャンネルずつのオーディオレベル・アナログ入出力を持ち、参照入力：1、制御出力：2、誤差入力：1チャンネルの構成とした。また、実際に消音するためには実音場を制御空間として使用するため、付加音源（制御用スピーカ）から参照入力用および誤差入力用のマイクロフォンまでの音響特性を予め同定した上で、B. Widrowらの提案したFiltered-X LMSアルゴリズムを用いて消音を行っていることを示した。

この評価システムを、室内動作確認試験およびトラクタ機関騒音試験に供試して、消音動作を確認するとともに、性能把握を行った。

動作確認試験では、ANCシステムの基本的な消音動作を確認するとともに、付加音源から参照マイク、誤差マイクまでの音響特性の同定結果や制御（消音）用フィルタの適応状態について考察した。その結果、同定用フィルタについては10秒程度の適応時間で、十分な精度の同定結果が得られたが、Wフィルタについては、消音は可

能となっているものの、収束状況や収束係数の設定に関してさらに検討が必要なことを示した。

次に、トラクタA、Bの機関騒音に対して、評価システムを機関部側方に設置して供試した結果、誤差マイク位置において、最大10dB程度の消音量が得られた。また、誤差マイクを含む水平面内について、消音量分布を調査し、誤差マイクを中心に消音空間が広がっていることを確認した。

6章では、5章までの検討結果を踏まえて、実機上の作業員耳元に対して消音を行うための、搭載型ANCシステムを3種類作成し、その特徴をまとめた。

具体的には、タイプIは5章までの検討で用いてきたフィードフォワードタイプの制御を行う形式であり、理論上任意の騒音に適用できる反面、参照信号とのコヒーレンスや騒音の到達時間を考慮しなければならない。

これに対し、タイプIIは適用が周期性騒音に限定される反面、タイプIにおける参照信号を不要とし、かつコヒーレンス問題をクリアできる特徴を持っている。

また、タイプIIIは、これも周期性騒音に適用が限定されるが、騒音の周期に同期したパルス信号を参照することにより、ハウリングの問題を避けると同時に、制御音生成時などに必要な畳み込み演算を省略できるという高速処理に適した形式であることを示した。

これら3種類の搭載システムを作成し、供試乗用型トラクタ2機種の機関騒音に対して、動作確認および性能評価を行った。

その結果、タイプI、IIについては、消音動作を確認するとともに、500Hzまでの帯域において最大10dB程度の消音量を得ることができた。また、作業員耳元位置でも全帯域で4~7dBの消音量が得られたことを示した。

特に、誤差マイクだけを利用して、フィードバック制御方式で消音を行うタイプIIでも、周期性騒音に対しては三次元局所空間の消音が可能であることを示したことは意義があると考えられる。

付加音源と誤差マイクの個数や配置については、制御しようとする騒音の特性やシステムの置かれる音場空間の特性に応じて適切な個数やその配置があることを示した。具体的には、トラクタBの場合、2個ずつの誤差マイクと付加音源で十分な消音空間を得ることができたが、

トラクタAについては、さらに検討が必要であった。

また、このことに関係して、制御対象となる騒音の周波数が低い場合は、それだけ波長が長くなるため、誤差マイク数が少なくても一定の消音空間を得ることができ、空間的には有利であることを強調した。

一方、同期信号を用いたタイプIIIについては、その特徴を活かして、高い周波数で動作させて、制御帯域を拡げたいところであったが、現段階では、最も基本的なシステムであるSFX11システムの消音動作確認を行ったのみであり、今後の課題として残されている。

謝辞

本研究は、筆者が所属した生物系特定産業技術研究推進機構・基礎技術研究部・安全人間工学研究単位における、人間中心という観点からの農業機械研究アプローチの一環として、農業機械作業員の作業環境向上を目的として行われたものである。本研究に関して、研究着手当初から現在に至るまで、いろいろな場で貴重なご助言・ご助力をいただいた生研機構の各位に感謝する。

特に、貴重な励ましのことをいただいた芦澤利彰前理事、菅原敏夫前理事、有益なご助言・ご指導をいただいた三浦恭志郎、諏澤健三歴代基礎技術研究部長、鈴木正肚基礎技術研究部長、石川文武前安全人間工学研究主任研究員、澤村篤同主任研究員の各氏には深く感謝する。

とりわけ、現在蚕糸・昆虫農業技術研究所・機能開発部・生体機能模倣研究室の室長である石川文武氏には、当研究課題を与えていただくとともに、振動・騒音の基礎および計測評価の考え方を懇切丁寧にご教示、ご指導いただいた。さらに、本研究の推進に当たって非常に貴重であった東京電機大学への内地留学に当たって大いにご助力いただいた。心から感謝する次第である。

また、この東京電機大学への内地留学時には、信号処理に関して全く素人であった筆者を快く受け入れていただき、さらにANCに関して第一線の研究者との交流の場を与えていただいた東京電機大学工学部電気通信工学科音響情報研究室の三浦敏敏前教授、浜田晴夫助教授をはじめ、研究室の各位に御礼の意を述べたい。

最後に、本研究を論文として取りまとめるに当たり、格別のご配慮を賜るとともに、懇切丁寧なご指導をいただいた東京大学農学部の本谷収前教授に心から感謝する

次第である。

参考文献

- 1) 中野有朋：入門騒音工学、技術書院、1984
- 2) 大熊恒靖：作業環境騒音、リオン(株)技術資料No.500、1993
- 3) 子安 勝：騒音・振動計測方法の最近の動き、日本音響学会誌、46(5)、427-432、1990
- 4) ——：労働安全衛生規則等の一部を改正する省令(労働24)、官報号外129号、1992. 8. 24
- 5) ——：騒音障害防止のためのガイドライン、1992. 10. 1
- 6) 日本産業衛生学会：許容濃度等の勧告(1993)、産業医学、35、323-345、1993
- 7) 石川文武、小林 恭：騒音の評価・測定と農業機械作業騒音、農業機械の安全性に関する研究(第7報)、農機研研究成績58-2、21-32、1984. 3
- 8) 石川文武、小林 恭：騒音の測定・評価と農業機械作業騒音、農機誌、46(4)、558-562、1984
- 9) 八木 茂、瀬山健次：トラクタの騒音低減に関する研究、農業機械の安全性に関する研究(中間報告)、農機研研究成績53-1、1978. 7
- 10) 大黒正道、石川文武、他：防除機用送風機の騒音低減(終報)、農業機械の安全性に関する研究(第10報)、農機研研究成績61-1、1987. 3
- 11) 吉田政雄、米村純一、他：ネギ皮むき機作業の研究(第1報)、農作業研究、24(3)、266-275、1989
- 12) 吉田政雄、米村純一、他：ネギ皮むき機作業の研究(第2報)、農作業研究、24(3)、276-281、1989
- 13) 笹尾 彰、米村純一 他：ネギ皮むき機作業の研究(第3報)、農作業研究、25(3)、222-227、1990
- 14) 笹尾 彰、米村純一 他：ネギ皮むき機作業の研究(第4報)、農作業研究、25(3)、228-235、1990
- 15) 永井宏紀、近藤健二、他：小型トラクタキャビンの騒音低減、クボタ技報、26、69-76、1993
- 16) J. D. C. Talamo, R. O. Peachey : Active noise control for tractor cabs?, Joint CIGR/AAMRH/IUFRO ergonomics conference, 1985. 9
- 17) 鈴木昭次：アクティブ制御、音響・振動の先端技術に関する調査研究報告書、(社)日本産業機械工業会、1985. 4
- 18) 長友宗重：音響におけるアクティブ制御、日本音響学会誌、42(11)、894-899、1986
- 19) P. Lueg : U. S. Patent No.2043416、1936
- 20) 浜田晴夫：騒音・音場制御の現状と制御理論、計測と制御、32(4)、318-325、1993
- 21) 浜田晴夫、今井章久：音と振動に関するアクティブ制御技術の最近の動向、日本音響学会誌、47(9)、685-693、1991
- 22) 平沢真一：音を音で消すアクティブ消音/自動車、家電製品への適用始まる、日経メカニカル、36-42、1992. 2. 3
- 23) 奥田襄介、宇佐川毅、他：ダクト内騒音の能動制御の原理と分類、音講論集、405、1985. 3
- 24) ——：配管ダクト用の電子消音器、逆位相の音で騒音を打ち消す、日経メカニカル、1986. 6. 2
- 25) ——：材料、加工、信号処理技術を動員、逆位相の音で騒音消すシステムも、日経メカニカル、1988. 2. 2
- 26) 高橋 稔：空調ダクト騒音の能動的防止技術、機械設計、34(6)、61-68、1990
- 27) 林 卓郎、鈴木成一郎、他：能動制御による消音(第1報)、日機論C編、57(534)、84-88、1991
- 28) 鈴木成一郎、林 卓郎、他：能動制御による消音(第2報)、日機論C編、57(534)、89-94、1991
- 29) ——：冷蔵庫の騒音を音で打ち消す—コンプレッサの振動から波形予測、日経メカニカル、1990. 11. 12
- 30) ——：能動騒音制御を利用した冷蔵庫の開発、音響学会講習会「最近のANC技術とその応用」資料、1991
- 31) 関口康幸：冷蔵庫の能動制御、メカライフ、25、40-41、1991. 9
- 32) P. A. Nelson, A. R. D. Curtis, et al. : The Active Minimization of Harmonic Enclosed Sound Fields, Journal of Sound and Vibration, 117-1、1987. 1
- 33) 西村正治、新井隆範：ダクト出口放射音のアクティブコントロール、日本音響学会誌、45(9)、672-680、1989
- 34) 本多善久、松久 寛、他：室内での周期的低周波騒

- 音の適応形能動消音、日機論C編、57(534)、539-545、1991
- 35) 三好正人、金田 豊：音場の逆フィルタ処理に基づく能動騒音制御、日本音響学会誌、46(1)、3-10、1990
- 36) 吉村康史、松本健太郎、他：作業環境に対するアクティブノイズコントロールの適用検討(第2報)、音講論集2-1-16、645-646、1991.10
- 37) 田端俊幸、長谷川聡、他：自動車用ANC(アクティブ・ノイズ・コントロール)システムの開発、自動車技術、45(12)、70-74、1991
- 38) 木下明生：車室内音場のアクティブ制御、騒音制御、16(1)、12-15、1992
- 39) 加藤雅浩：車内のエンジン騒音を打ち消す/アクティブ騒音制御装置を市販車に搭載、日経エレクトロニクス、No.537、72-73、1991.9.30
- 40) B. Widrow, S. D. Stearns: Adaptive signal processing, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N. J., 1985
- 41) S. Haykin: Introduction to adaptive filters, Macmillan, 1984 (武部 幹訳: 適応フィルタ入門、現代工学社、1987)
- 42) 浜田晴夫：アダプティブフィルタの基礎(その1)、日本音響学会誌、45(8)、1989
- 43) 浜田晴夫：アダプティブフィルタの基礎(その2)、日本音響学会誌、45(9)、1989
- 44) 谷萩隆嗣：デジタル信号処理の理論3、コロナ社、1986
- 45) 武藤憲司、柴山秀雄：ファジィ制御を用いた遅延修正に関する研究、音講論集3-8-9、561-562、1991.10
- 46) 武藤憲司、柴山秀雄：ファジィ制御を用いた予測処理、音講論集2-4-13、535-536、1992.10
- 47) 武藤憲司、林 秀樹、他：ファジィ制御を用いたLMS アルゴリズムの減衰係数 μ の修正、音講論集1-9-11、389-390、1993.3
- 48) 宮坂いち子、伊藤和男、他：SFX アクティブコントロールシステムの自動運転、音講論集2-4-9、527-528、1992.10
- 49) 二村和明、宇都精吾、他：ニューラル・ネットワークを用いた適応予測型アクティブノイズコントロール、音講論集2-4-10、529-530、1992.10
- 50) 柴山秀雄、尾高幸秀：LMS 制御における最急降下法の係数の影響について、音講論集3-5-12、513-514、1992.3
- 51) 宇佐川毅、松尾秀之、他：有色雑音駆動時の収束特性を重視した適応アルゴリズム、音講論集1-8-11、495-496、1991.10
- 52) 宇佐川毅、松藤克明、他：可変タップ長アルゴリズムの収束特性について、音講論集3-5-14、517-518、1992.3
- 53) 岡崎 崇、武藤憲司、他：二乗誤差値を用いたLMS アルゴリズムの減衰係数 μ の修正、音講論集1-9-11、387-388、1993.3
- 54) 藤井健作、大賀寿郎、他：Filtered-Xアルゴリズムを安定化するステップゲインの範囲、音講論集1-9-13、391-392、1993.3
- 55) 城戸健一、小野隆彦：アクティブ制御のためのフィルタ係数の適応制御の一方法、日機講論集69-C-1508、203-205、1992
- 56) 松浦哲哉、樋江井武彦：アクティブ消音システムの開発、日本機械学会機械力学・計測制御講演論文集No.930-42、B編、144-151、1993
- 57) S. J. Elliot, I. M. Stothers, P. A. Nelson: A Multiple Error LMS Algorithm and Its Application to the Active Control of Sound and Vibration, IEEE trans. on acoustics, speech and signal processing, ASSP-35, No.10, 1423-1434, 1987
- 58) 橋本裕之、鈴木知和、他：マルチチャネルアクティブノイズキャンセラ、音講論集1-8-10、493-494、1991.10
- 59) 浜田晴夫、兵頭英樹、他：アクティブ・ノイズコントロール・チェアの実現、信学技報EA90-2、136-143、1990
- 60) 浜田晴夫、伊藤和男、他：同期式適応フィルタとそのアクティブ騒音・振動制御への応用、音講論集3-5-13、515-516、1992.3
- 61) 伊藤和男、宮坂いち子、他：Synchronized Filtered-x (SFX) Algorithmの実現、音講論集2-4-8、525-526、1992.10
- 62) 陳 国躍、曾根敏夫、他：多点騒音能動制御における2次音源から制御点までの伝達関数の影響、音講論集1-9-27、419-420、1993.3

- 63) 飯田敏之、今井章久、他：アクティブノイズコントロールにおける2次音源の配置について、音講論集3-5-1、491-492、1992.3
- 64) 阿部一任、浅野 太、他：音場の多点制御における制御用スピーカ配置の影響、音講論集3-6-16、489-490、1993.3
- 65) 田村忠司、橋本裕之、他：3次元小空間におけるアクティブ騒音制御でのエラーマイクの配置と消音エリアの関係、音講論集2-4-1、511-512、1992.10
- 66) 増田達哉、岡田俊哉、他：付加音源が騒音源を囲む場合の騒音の能動制御、音講論集3-5-4、497-498、1992.3
- 67) 白石吾朗、前田秀邦、他：騒音源を付加音源で囲んだ能動制御、音講論集2-4-5、519-520、1992.10
- 68) 酒井英昭：最近の適応アルゴリズムの動向、日音誌、48(7)、493-500、1992
- 69) 牧野昭二、金田 豊：室内音場のインパルス応答変動特性を取り入れた RLSアルゴリズム、音講論集2-4-19、547-548、1992.10
- 70) 二村和明、宇都精吾、他：RLSアルゴリズムを用いた適応予測型アクティブノイズコントロール、音講論集1-9-25、415-416、1993.3
- 71) L. J. Eriksson: Development of the filtered-U algorithm for active noise control, Journal of Acoustical Society of America, 89(1)、257-265、1991
- 72) 三坂 智、宇都精吾、他：SHARF Algorithm によるシステム同定とその応用、音講論集2-4-7、523-524、1992.10
- 73) 三坂 智、宇都精吾、他：超安定性を近似するIIR型適応フィルタによる音場のモデル化、音講論集1-9-15、395-396、1993.3
- 74) 谷萩隆嗣：デジタル信号処理の理論1、コロナ社、1986
- 75) 武部 幹：デジタルフィルタの設計、東海大学出版会、1986
- 76) H. Hamada: Signal Processing for Active Control, Proceeding of International Symposium on Active Control of Sound and Vibration, 33-44、1991
- 77) 阿部 大、浜田晴夫、他：多チャンネル適応フィルタを用いたアクティブコントロールのための評価システム、信学技報EA91-41、1991
- 78) 水野恵一郎、村田和朋、他：騒音源の時間領域寄与と車への応用、自動車技術、45(12)、110-114、1991
- 79) ———— : ADA-10ハードウェアマニュアル、(株)アスキー、1990
- 80) ———— : ADSPインターフェース解説書、(株)アスキー、1990
- 81) 浜田晴夫：アクティブ消音の基礎技術、電気学会論文誌、111-D(10)、814-818、1991
- 82) 中路義晴：ランダム・ノイズのアクティブ制御に関する研究、東京電機大音研第12回研究談話会資料、8.1-4、1992
- 83) Douglas D. Rife: Maximum-length sequences optimize PC-based linear system analysis, Personal Engineering & Instrumentation News, 35-43、1987.5
- 84) 三上直樹：DSP プログラミング入門13-波形発生、トラ技コンピュータ、3(12)、113-122、1991.12
- 85) ———— : TMS320 Fixed-Point DSP Assembly Language Tools User's Guide, TI, 1991
- 86) ———— : TMS320C25 ユーザーズマニュアル、日本TI(株)、1989
- 87) ———— : DBUG ADSP デバッガリファレンスマニュアル、(株)アスキー、1990
- 88) ———— : マイクロソフト C プロフェッショナルディベロップメントシステム バージョン6 プログラミングガイド、マイクロソフト(株)、1990
- 89) ———— : マイクロソフト マクロアセンブラ プロフェッショナルディベロップメントシステム バージョン6 プログラミングガイド、マイクロソフト(株)、1991
- 90) 西村正治、新井隆範：フィードバックコントロールによる音場の適応制御、音講論集 3-5-5、499-500、1992.3
- 91) ———— : DS-C25-H02 DSPボードユーザーズマニュアル、(株)A E コーポレーション、1992
- 92) ———— : AI0-1000 波形処理用 DSP周辺ボードユーザーズマニュアル、(株)A E コーポレーション、1991
- 93) 吉田智一：音をもって音を制す、技術と普及、p 77、

- 1992.3
- 94) 吉田智一、石川文武：作業者被曝騒音の低減（第1報）、農業機械の安全性に関する研究（第14報）、農機研研究成績 2-2、11-25、1991.3
- 95) 吉田智一、石川文武：作業者被曝騒音の低減（第3報）、農業機械の安全性に関する研究（第15報）、農機研研究成績 3-1、21-35、1992.3
- 96) 吉田智一、石川文武：作業者被曝騒音の低減（第4報）、農業機械の安全性に関する研究（第15報）、農機研研究成績 3-1、37-53、1992.3
- 97) 吉田智一、石川文武：作業者被曝騒音の低減（第6報）、農業機械の安全性に関する研究（第16報）、農機研研究成績 4-1、27-40、1993.3
- 98) 吉田智一、石川文武：作業者被曝騒音の低減（第8報）、農業機械の安全性に関する研究（第17報）、農機研研究成績 5-2、11-24、1994.3
- 99) 吉田智一、石川文武：作業者被曝騒音の低減（第1報）、第50回農機学会講演要旨、247-248、1991.4
- 100) 吉田智一、石川文武：作業者被曝騒音の低減（第2報）、第51回農機学会講演要旨、379-380、1992.4
- 101) 吉田智一、石川文武：作業者被曝騒音の低減（第3報）、第52回農機学会講演要旨、69-70、1993.4
- 102) 吉田智一、石川文武：作業者被曝騒音の低減（第4報）、第53回農機学会講演要旨、259-260、1994.4
- 103) 吉田智一、石川文武：デジタル信号処理を用いた騒音制御、第27回農機学会関東支部講演要旨、16-17、1991.8
- 104) 吉田智一、石川文武：作業者被曝騒音のアクティブコントロール（第1報）、農機誌、55(3)、81-88、1993
- 105) 吉田智一、石川文武：作業者被曝騒音のアクティブコントロール（第2報）、農機誌、55(5)、67-74、1993
- 106) 吉田智一、石川文武：作業者被曝騒音のアクティブコントロール（第3報）、農機誌、56(4)、83-90、1994
- 107) 吉田智一、石川文武：作業者耳元騒音のアクティブコントロール、生研機構平成4年度研究報告会資料、17-38、1993.3

S u m m a r y

Active Noise Control

for the Operator of Agricultural Machinery

Tomokazu YOSHIDA

Mechanization of rice farming in Japan since 1960s brought a remarkable reduction of farmer's working load and time. It also built up a consistent mechanized rice farming system, and now the efforts are concentrated on the mechanization of fruit and vegetable cultivation.

The role of farm mechanization is very important in the function that it substitutes farmer's labor. From the viewpoint of occupational health and safety, however, some problems on the working environment, such as dusts, noises, and vibrations caused by agricultural machinery and mechanized farmwork, still remain with little solutions.

Therefore, a catchword " soft agricultural machinery " is proposed recently in Japan instead of " machinery with higher performance and capacity ", and agricultural machinery with better operationability and comfortability has gathered a lot of attentions.

In these circumstances, Ergonomics Laboratory of I.A.M. (BRAIN)* , to which the author belongs, is engaged in various studies on the viewpoint of human's safety, health and comfortability.

On this point of view, it is the ultimate destination of this study to improve safety and comfortability of farmwork when using agricultural machinery and to prevent accidents and physical troubles caused by the use of agricultural machinery.

In this paper, the reduction of noise transferred from agricultural machinery to the operator is discussed, as the noise is one of the important problems in the man-machine system of agricultural machinery. As the method to reduce the noise, ANC(Active Noise Control)method is discussed instead of the conventional passive methods of sound absorption or insulation.

In chapter 1, several backgrounds of this study are discussed in the beginning. Then, some standards on noise enacted in Japan are surveyed, and a criterion of noise reduction for agricultural machinery is set to be 85dB in A-weighted SPL(sound pressure level).

Referring to this criterion, the noise level around the operator of agricultural machinery is considered to be still high and must be reduced.

The ANC, one of active control methods to reduce noise using interference of sound, is planned to suppress the noise around the operator. Concept and principle of ANC are explained, and several studies on ANC are surveyed. Then, a fundamental theory on adaptive system with ADF(adaptive digital filter)used in ANC is briefly described.

In chapter 2, characteristics of noise produced from tractors tested in this study(tractor A and B)are examined. These two tractors have no safety cab, so the condition of sound field is considered to be

" half-free " . Characteristics of noise are different between tractor A and B, because A is manufactured about 10 years ago without enough consideration for noise reduction, while B is manufactured recently with enough consideration. However, there are high peaks of almost the same value of SPL in low frequency range in the noise from tractor A and B, and these peaks are considered as the targets to be reduced by ANC in this study.

In chapter 3, a feasibility study of ANC is made by simulating the action of adaptive system with ADF by a personal computer, before applying ANC directly for the suppression of the noise around the tractor operator.

Primary discussion is made on the following two subjects:

1. Place to set the sensor for the reference signal used in ANC system.
2. Adaptive algorithm.

As the result of adaptive system simulations, the possibility of noise reduction by ANC is confirmed. The amount of noise reduction by ANC will be about 15dB in SPL. It means that only a sixth of primary sound pressure can exist under the control of ANC, if the adequate place is referred which has a good coherence with the noise around the operator.

About the specifications of ADF in ANC system, results of simulations show that a certain filter length(i.e. tap length, or number of taps), selected according to the frequency range which ANC is applied, is necessary to obtain enough noise reduction. It is considered that ADF must have enough length equivalent to the length of delays from a reference point to a ear point(control point). Additional taps are also necessary to express damping characteristics. However, filter length is sufficient if it is equal to or more than the length of the fundamental frequency of noise to be controlled, when ANC is applied to the periodic noise from a rotational machine.

In chapter 4, an adaptive system with ADF used in ANC is considered as a measurement system to get the coherence function between reference signal and desired one, discussed in the previous chapter, instantaneously in time domain. By using the advanced simulations of adaptive system with DSP(digital signal processor), which enable real-time simulation, the ability of the adaptive system is confirmed to measure the coherence function in time domain and to predict the amount of noise reduction as a measurement system or a prediction system.

The characteristics of the adaptive system are examined first, and get a qualitative conclusion for its ability as a measurement or a prediction system. The ability is then confirmed by some real-time simulations of adaptive system with tractor noise data. Results of these simulations with noise data of tractor A agreed with those discussed in the previous chapter. The predicted amount of noise reduction is approximately 10dB, a third of primary noise. This ability is useful and available to optimize the configuration of ANC system.

Some problems are left for further study, such as the problems on the value of convergence coefficient μ and on the filter length of ADF.

In chapter 5, experiments on the reduction of noise and the evaluation of ANC are carried out, based on the results from the simulations in the previous chapters, and a practical evaluation system of ANC is

developed.

This evaluation system has one DSP for real-time operation and two analog inputs and two analog outputs for one reference input, two control outputs, and one error input. "Filtered-X LMS(least mean square)" algorithm, introduced by B. Widrow, is applied to this system to carry out noise reduction after the identification of *feedback path*(from secondary source to reference microphone)and *error path* (from secondary source to error microphone).

Action and performance of the evaluation system to reduce noise are confirmed by the experiments with two tractors, and some considerations are made on the results of identification and convergence of ADF in the evaluation system. Adaptation time, that is necessary to converge for identification filters(C-filter), is approximately 10 seconds, and this time is usually enough to get adequate accuracy of identification. The noise reduction is accomplished in the case of controlling filter(W-filter), but more examinations to determine some conditions of convergence are considered to be necessary.

In the field test with two tractors, amount of noise reduction by the evaluation system is about 10dB at the control point(i.e. at the error microphone). The area of more than 6dB reduction is as large as 25×25 cm or larger in the surface containing error microphone and secondary source.

In chapter 6, three target systems are developed which reduce the noise around the operator on tractor.

The first one (Type I) has the same method of feedforward control as the evaluation system used in the previous chapter. It can be applied to any noise, but high coherence and enough distance are necessary between the reference and the error microphone.

The second one (Type II) has a method of feedback control different from Type I. Application of Type II is limited to periodic noise. But it works with error input and without reference input. This means that it has an advantage of less amount of calculation executed by DSP. It also has an advantage that the coherence function is always assumed to be 1.

The last one (Type III) also has a method of feedback control, but it refers to an imaginary pulse train as a reference input, and this feature has an advantage that the convolution operations executed by DSP can be omitted. These characteristics enable a high speed operation and an extension of the frequency range to control.

These three target systems were tested on the field test with two tractors to reduce their noise, and their performance was confirmed.

The maximum amount of noise reduction by Type I and II is 10dB(DC-500Hz) at the control point and about 4-7dB(full range) at the operator's ear in SPL, and is about 1-2dB(A) in A-weighted SPL because of the effective frequency range of ANC that is less than 500Hz. It is considered to be significant that the noise reduction by Type II with only error input are confirmed for periodic noise.

There are most suitable numbers and arrangements of error microphones and secondary sources according to the characteristics of noise to which ANC is applied. In the case of tractor B, two error microphones and two secondary sources are enough to make a silent zone around the operator's head.

Concerned with this result, it is emphasized that the fundamental wave length of noise is a very important notation in the application of ANC, because it is easier to obtain a certain silent zone under the noise with longer wave length(lower frequency).

The performance of Type III is not confirmed yet, and additional examinations on the action of high frequency are desirable to be held as soon as possible.

農業機械化研究所研究報告 第29号

平成7年8月 印刷・発行

Technical Report of the Institute of
Agricultural Machinery No.29

1150
頒価 950円

〒331 埼玉県大宮市日進町1丁目

生物系特定産業技術研究推進機構

Nisshin, Omiya, Saitama, Japan
Tel. 048-663-3901

農業機械化研究所

Institute of Agricultural Machinery

Bio-oriented Technology Research Advancement Institution

印刷・製本 / 株式会社 三元社