

コンバイン騒音のアクティブノイズコントロールに関する基礎的研究

井上, 英二
九州大学農学部農業機械学講座

鹿島, 潤
九州大学農学部農業機械学講座

高橋, 仁康
九州大学農学部農業機械学講座

坂井, 純
九州大学農学部農業機械学講座

他

<https://doi.org/10.15017/23533>

出版情報 : 九州大学農学部学芸雑誌. 49 (1/2), pp.67-80, 1994-11. 九州大学農学部
バージョン :
権利関係 :

コンバイン騒音のアクティブノイズ コントロールに関する基礎的研究

井上英二・鹿島潤・高橋仁康
坂井純・金映根

九州大学農学部農業機械学講座
(1994年8月10日受理)

Basic Studies on Active Noise Control of a Japanese Head Feeding Combine

Eiji INOUE, Jun KASHIMA, Kimiyasu TAKAHASHI,
Jun SAKAI and Young Keum KIM

Laboratory of Agricultural Machinery, Faculty of Agriculture,
Kyushu University, Fukuoka 812

緒 言

戦後、日本の農作業の機械化は目覚ましい進展を遂げ、現在もなお、作業の機械化、効率化が進んでいる。現在、農作業従事者は作業機械からの騒音に被曝し、肉体的及び精神的苦痛を受けている。

一般に、騒音が人体に与える影響は直接的には聴力の低下で、ある程度大きな騒音を長期にわたって被曝しているうちに難聴（永久性聴力損失）になったり、ある時間騒音を聴くと、一時的に耳の聞こえが低下する（一時的難聴）ことがある。また大きな騒音は心理的、精神的に悪影響を及ぼすとともに、自律神経、下垂体-副腎系にも影響を及ぼすと言われている。これは作業中の会話や注意の集中を阻害し、作業能率を低下させるものでもあり、その方面の技術者は対策を講じる必要があるだろう。

そのため、作業機自体の騒音を抑えることが最も重要ではあるが、ここではそれで抑えきれない騒音を低減させることを念頭において、研究を進めている。

従来、騒音、振動には遮音、吸音、共鳴など受動的な制御方法を用いてきたわけであるが、近年、騒音に対して別の音波をあてることで音波を干渉させ、騒音を低減させるという能動的な手法が、様々な分野で実用化されはじめている（木下ら、1991）。

従来の受動的な騒音制御は、吸音材などを用いることで消音するものである。しかしながら、この従来の

手法では騒音が低減されるのは音波の高周波の範囲である。低周波を低減するためにはコストや重量の面で問題があるため、その結果、低周波域の音波、いわゆるこもり音はほとんど低減されない欠点があった。本研究で採用した能動的消音技術では低周波域を消音することができるため、これら二つを組み合わせることによって、より良い制御が出来るものと期待される。

本研究は、この能動的な技術であるアクティブノイズコントロールを用いて、コンバイン作業における騒音を抑制し、作業者の負担を低減することを目的としている。そこで、まず第1段階としてコンバインの騒音データを収録し、理論的にどれだけの消音が期待できるのかを算出し、今後のアクティブノイズコントロールによる騒音低減化のための方向付けについて考察を行う。

アクティブノイズコントロールのコンバインへの適用

1. アクティブノイズコントロール

アクティブノイズコントロールとは、1933年 P. Lueg が特許をとった技術で、その原理は音波の干渉である。図1のように騒音 $d(t)$ に対して、同振幅逆位相の音波（2次音） $y(t)$ を重ねあわせることにより1次音を打ち消す。 $e(t)$ は消音によって低減された音波で誤差信号と呼ばれるものである。

アクティブノイズコントロールは騒音の全てを消し

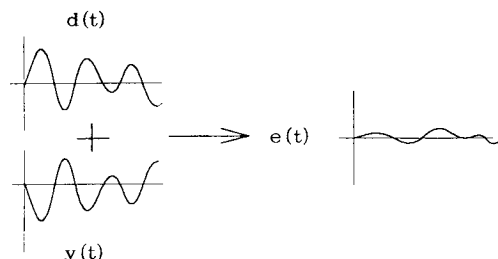


図1 アクティブノイズコントロール原理

てしまおうという技術ではない。前述のように高周波を消音することは難しい。つまり、高周波の領域では計算速度がリアルタイムに追従しないことと、高周波は周期が非常に短いため消音しようという音場が非常に狭い範囲に限定されてしまうからである。逆にいえば、低周波領域では大きな効果が期待できるものである。

アクティブノイズコントロールのシステムはマイクロホン、A/D、D/A変換器、コントローラ（適応フィルタ）、アンプ、アクチュエータ（ラウドスピーカ）などから構成されるが、使用される制御方式、コントローラのアルゴリズムによって、構成は大きく異なる。

2. アクティブノイズコントロールの制御方式

アクティブノイズコントロールでは、いかに精度の良い2次音を作りだすかが問題となり、目的に応じて主に以下に示す1)～3)などの制御方式がある（浜田, 1993）。また、それぞれに単チャンネル、マルチチャンネルの制御方式が存在する。

- 1) フィードフォワード制御方式
- 2) フィードバック制御方式
- 3) 適応予測制御方式

次にそれぞれの特徴を簡単に述べる。

1) フィードフォワード制御方式

フィードフォワード制御方式は、現在まで最も多用されている制御方式であり、消音の対象となる音場よりも騒音源に近いところから参照信号（リファレンス信号）をとり、それをコントローラで加工することで2次音を作り出し、騒音と干渉させる。いかに相関の高いリファレンス信号がとれるかによって、消音効果が左右される。

2) フィードバック制御方式

フィードバック制御方式は、小さなキャビン内のアクティブ制御、つまり、イヤードیفュンダーなど局所空間内での制御や、ダクト内の騒音制御などに利用されている。動作原理は、消音の対象となる音場に設

けたセンサー（マイクロホン）の信号をコントローラで加工して、2次音を作り出すもので、コントローラはセンサーからの入力値が最少となるように作用する。システムが比較的簡単で、安定した低周波に対しては非常に大きな効果がある。

3) 適応予測制御方式

適応予測制御方式は、比較的複雑な音場で適切なりファレンス信号が得られない場合などに用いられる。この制御方式は振動の周期性を利用したもので、過去の信号から予測される有効な2次音を作り出すものである。周期的な騒音を狭い音場において制御するならば有効である。

以上のような方式を用い、または組み合わせ、さらにニューラルネットワークなどの新しい理論を導入することによって、多種多様な制御が行われる。騒音源が複数の場所に存在していたり、広い範囲の音場に対して消音を行うなど、消音の条件によっては、先に述べたようにマルチチャンネルで制御することも行われている。入力センサー、アクチュエータを複数用いて、最大の消音量が得られるようコントローラを最適化し、また入力センサー、アクチュエータの個数および配置を考慮することが重要である。

3. コンバイン騒音の制御方式

コンバインの騒音低減化に関してどの方法が最適であるのかを注意深く考慮しなければならない。コンバインの騒音の特徴としては、騒音源がエンジン、動力伝達部、また刈取や脱穀、選別部などの作業機部分で考えられ、多数の騒音源が存在すること、そして、スピーカの適切配置が難しいことなどが挙げられる。実用的にもっとも望ましいと思われるのは、マルチチャンネルフィードフォワード制御である。参照信号として、各部の特徴をおさえた信号を得ることができれば、大きな消音効果が期待できよう。また、キャビンの様な室内空間を持つものであれば、フィードバック制御を用いることでキャビン内の騒音を大きく低減することができる。今回は、第1段階としてシングルチャンネルフィードフォワード制御を想定して実験、考察を行っている。

4. フィードフォワード制御の適用

今回は、前述のように数ある制御方式の中で、近年最も多く研究、実用化の進んでいるフィードフォワード制御を用いる。

作業者の耳元に騒音と同振幅逆位相の音波を直ちに作りだし、騒音と干渉させることは、現在の技術では処理速度の面からも非常に困難であると考えられるた

め、どれだけ完全に近い2次音を作りだすが大きな問題となる。

フィードフォワード制御では図2のように消音したい部分より騒音源に近い位置から作業員耳元騒音と似通った信号(1次音) $x(n)$ を取り込み、それを適応フィルタ $W(n)$ を用いて加工したものを2次音 $y(n)$ として目標部分につけることで消音を行う。参照信号は、騒音でも振動でもかまわない。消音後の信号 $e(n)$ は適応フィルタ $W(n)$ への入力として返される。適応フィルタを用いる上で、1次音 $x(n)$ が目標部分に伝達する間にその音場の特性 $h(n)$ によって $d(n)$ へと変化することを考慮してフィルタを設計することが大切である。前述のようにいかに精度の良い2次音を作りだすが問題であるから、この制御方式を用いる場合、もともになる1次音が騒音の性質をいかに良く表しているものであるかに注目して、最適な信号を1次音として選ぶべきである。つまり、騒音と良く似通っていて、しかも音場の安定した信号を見つけたことが必要となる。今回の研究では、以下のコヒーレンス関数を用いて、騒音と1次音の相関の高さを調べている。

平均化操作によって求められた2信号 x, y のパワースペクトルとクロススペクトルをそれぞれ $\langle G_{xx}(f) \rangle$, $\langle G_{xy}(f) \rangle$ の様に表すと、コヒーレンス関数 $\gamma^2(f)$ は、

$$\gamma^2(f) = \frac{|\langle G_{xy}(f) \rangle|^2}{\langle G_{xx}(f) \rangle \langle G_{yy}(f) \rangle}$$

で与えられる。伝達系が線形である場合、つまり2信号に一定の関係がある場合、コヒーレンス関数は常に1である。また、2信号の関係が全く無くランダムなものである場合、コヒーレンス関数は0である。この様にコヒーレンス関数は2信号間の因果関係を表すものであるが、系が非線形の場合や、外乱要素が加わる場合 $\gamma^2(f)$ は0から1の値をとる。つまり、それぞれの周波数帯において伝達系がどれだけ安定しているか、一貫性があるかという指標となるのがコヒーレンス関数である。平均化操作を伴わない場合は伝達系はただ1つであるから、コヒーレンス関数は1となってしまう。

図2を書き換えた、フィードフォワード制御システムのブロック線図を図3に示す。

図3で時系列信号 $x(n)$ のZ変換を $x(z)$ とし、コントローラ(適応フィルタ)の特性を $W(z)$ と表す。

$x(z)$ は騒音源付近からセンサによって取り込む信号で参照信号(リファレンス信号)、 $d(z)$ は作業員耳

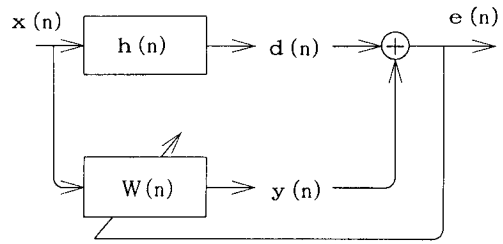


図2 フィードフォワード制御システムの基本ブロック線図

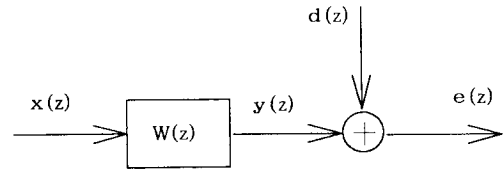


図3 Z変換後のフィードフォワード制御システムのブロック線図

元への騒音で目標信号、 $y(z)$ はシステムから出力される2次音で制御信号、 $e(z)$ は騒音と2次音の干渉したもので誤差信号と呼ばれるものである。

5. LMS アルゴリズムにおける消音量の予測

コントローラ(適応フィルタ)のアルゴリズムにLMS (Least Mean Square) アルゴリズムを用いた場合に予測される最大消音量は、以下のように導くことができる(吉田ら, 1992)。

システムの出力は、

$$y(z) = W(z)x(z)$$

誤差信号は、

$$e(z) = d(z) + y(z)$$

となる。

誤差信号の二乗平均をMSE (Mean Square Error) とすると、MSE は、

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

と書ける。ここで、 $S_{ee}(z)$ は $e(z)$ のパワースペクトル密度関数を表し、 $*$ は共役な複素数を表す。また、 $x(z)$ と $d(z)$ のクロススペクトル密度関数を $S_{xd}(z) = E[d^*(z)x(z)]$ で表す。

MSE は、

$$MSE = S_{ee}(z)$$

$$= S_{dd}(z) + S_{xd}^*(z)W(z) + W^*(z)S_{xd}(z) + W^*(z)S_{xx}(z)W(z)$$

と書ける。

一般に、パワースペクトル密度関数は実数値を取り、また、上式は $W(z)$ についての二次式であるから、MSE は唯一の最小値を取ることが分かる。MSE を最小にする W_{opt} を求めると、

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

となり、これはコントローラ（適応フィルタ）の特性を表す。また、その時の最小値は、

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

で与えられる。

誤差信号 $e(z)$ を最小にするコントローラの特性は、参照信号と目標信号のクロススペクトルを参照信号のパワースペクトルで除したものであることが分かる。

次に、目標信号に対する誤差信号の比として、消音量 ATT（単位 dB）を以下のように定義する。

$$ATT = -10 \log_{10} \left[\frac{S_{ee}(z)}{S_{dd}(z)} \right]$$

すると、最適システムにより得られる最大の消音量 ATT_{max} は、

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

で与えられ、前述の $x(z)$ と $d(z)$ のコヒーレンス関数を用いた式となる。今回の実験では、10回の平均化操作によって、コヒーレンスを求めている。

この関係をプロットしたものが図4である。

この関係から、フィードフォワード制御方式で消音を行った場合の最大の消音量を、算出することができる。

今回の実験では、まず目標信号である耳元騒音と同時に参照信号であるコンバイン各部の振動、または騒音を計測し、各部のコヒーレンス関数を求めた。これによって、どこから参照信号を求めれば、大きな消音効果を期待できるか知ることができ、アクティブノイ

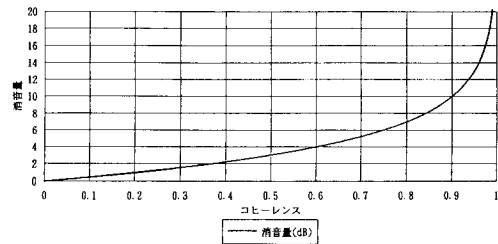


図4 コヒーレンスと消音量の関係

ズコントロールのシステムを組む場合の指標となるのである。

6. 適応フィルタ

アクティブノイズコントロールの為にコントローラは適応フィルタと呼ばれるものが使用される。理論的にはどんな騒音でも対象とする音場では無効にすることが可能である。しかし、音響系では温度などの環境変化、経時変化などで伝達系の特性が変化しやすいため、常に最適な制御を求めてコントローラはそれ自身を更新することが望ましい(浜田, 1993)。また、適応フィルタを導入することによって、綿密な伝達関数の計算をすることなく、アクティブノイズコントロールを実現することができる。

実験方法

1. 供試器材

1) 普通騒音計 (RION NA-20)

作業者耳元騒音の測定に用い、コンバインオペレータのおよそ耳の高さで測定マイクロホンに防風スクリーンを被せた状態でコンバイン進行方向に向け計測した。補正されないそのままの周波数を使用するため F 特性 (FLAT) を用いた。耳元騒音—各部騒音の比較ではもう一方の騒音計 (NA-24) が F 特性を持っていないため、C 特性を用いている。出力は BNC コネクタを介して 4ch データレコーダ (TEAC R-61) に、比較対象である各部の振動又は騒音と共に入力し、記録した。レンジの設定は測定レンジを越えない範囲でなるべく大きくとった方が精度が良く、測定に用いた音圧レベルのレンジは 70-100dB であった。アクティブノイズコントロールについては低周波に重点をおいているため、F 特性では 10Hz 以下、C 特性では 30Hz 以下では信頼性が低いことに注意する。

2) 普通騒音計 (RION NA-24)

作業者耳元騒音—各部騒音比較測定に用い、コンバインの騒音源であると思われる各箇所付近の騒音

(5ヶ所)を測定した。測定マイクロホンには防風スクリーンを被せ、方向は測定箇所から騒音源と思われる方向に向いている。周波数補正特性は入力をそのまま補正しないF特性が望ましいが、この測定装置はそれを持っていないためC特性を使用することとした。出力は交流出力端子を用い、作業者耳元騒音と共にデータレコーダに記録した。測定に用いた音圧レベルのレンジは90-130dBであった。NA-20と同様、30Hz以下の周波数帯では信頼性は低いと考えなければならない。

それぞれの騒音計の仕様を表1に示す。

3) 4ch カセットデータレコーダ (TEAC R-61)

前述のように本実験では低周波に重きをおいているため、記録方式はFMを使用した。実験で得たデータはデータレコーダに記録し、後にFFTアナライザーによって解析する。

4) FFTアナライザー(エーアンドディー社製 AD-3525)

計測された実験データはいわゆる時間波形といわれるもので、フーリエ変換によって周波数の異なる正弦波の合成として表すことができ、その波の周波数領域での性質をみることができる。ただし、フーリエ変換には莫大な計算量が必要となるため、計算には高速フーリエ変換のアルゴリズムが用いられる。これがFFT (Fast Fourier Transform) アルゴリズムであり、離散的 (デジタル的) に波形を扱うときのフーリエ級数 (離散的フーリエ変換: DFT) の係数を簡単

に求めることができる。FFTアナライザーにおいて、信号はアンチエイリアシングフィルタ (ローパスフィルタ) を通した後、A/D変換器を用いてデジタル化され、高速フーリエ変換される。

FFTアナライザーの設定は、本研究の目的より低周波に重点をおいて考えること、またデータレコーダの記録特性が625Hz迄であることを考慮した上、分析周波数レンジは500Hzとした。サンプリングポイントはそれによって決まるFRAME TIME、分析ライン数を考慮して1024点で十分であろうと判断した。平均化回数は主にコヒーレンス関数を算出するのにともなう平均化操作の回数であり、これは10回で十分である。後に示すスペクトルのグラフも、出来る限り一般的な波形を表すため平均化されたものである。

本実験のデータの解析で、FFTアナライザーによって算出するのはパワースペクトラム (パワースペクトル密度関数) およびコヒーレンス関数である。

FFTアナライザーの設定を表2に示す。

2. 騒音および振動の測定

コンバインの各部騒音測定は九州大学粕屋農場において、農場のほぼ中央部で実験とは無関係な騒音を出来る限り拾わないよう配慮して行った。当日の天候はくもり、風は微風で測定にほとんど影響を及ぼさないレベルであった。

供試機としてM社製自脱型2条刈コンバインを使用し、作業機動作の状態で運転し、作業者耳元の騒音と参照信号であるコンバイン各部の振動又は騒音を同時

表1 騒音計の仕様

	普通騒音計 (RION NA-20)	普通騒音計 (RION NA-24)
測定範囲	27 - 130dB (A 特性) 35 - 130dB (C 特性) 40 - 130dB (F 特性)	30 - 130dB (A, C 特性)
周波数特性	31.5 - 8,000Hz (A, C 特性) 10 - 20,000Hz (F 特性)	31.5 - 8,000Hz (A, C 特性)
校正	内臓発信器による電氣的校正 (1,000Hz, 正弦波)	内臓発信器による電氣的校正 (1,000Hz, 正弦波)
交流出力端子	出力電圧 (最大指示時) 1.0Vrms	出力電圧 (最大指示時) 1.0Vrms
直流出力端子		直流レベル化出力 出力電圧 (最大指示時) 2.0V
メータ	有効目盛 25dB 1dB ステップ等間隔目盛り	有効目盛 25dB 1dB ステップ等間隔目盛り
動特性	(FAST, SLOW) (INST, MAX)	(FAST, SLOW) (INST, MAX)

表2 FFT アナライザーの設定

入 力	Ach(耳元騒音) 0dB(±1.414V) FIX
	Bch(比較信号) 0dB(±1.414V) FIX
入力インピーダンス	1MΩ, 1000pF
A / D 変換機	14ビット
ダイナミックレンジ	80dB(TYP, 32ビットFFT演算時)
分析周波数レンジ	500Hz
サンプリング周波数	1280Hz
サンプリングポイント	1024
FRAME TIME	800msec
周波数分解能	1.25Hz
分析ライン数	400
アンチエイジングフィルタ	ON
平均化回数	10
時 間 窓	HANNING WINDOW

に記録した。振動は3軸の加速度計によって計測し、コンバインの前後、左右、上下それぞれの方向に対し測定を行っている。

測定箇所は、振動7ヶ所、騒音5ヶ所であり、以下に測定位置を記し、図5に図示する。

1) 耳元騒音—各部振動測定箇所

- ① エンジン下サブフレーム
- ② 吸気口上部
- ③ エアフィルタ横
- ④ エンジン下フレーム
- ⑤ 選別部横ボディ
- ⑥ 中心部メインフレーム
- ⑦ 座席下パネル

2) 耳元騒音—各部騒音測定箇所

- A 吸気口
- B 排気口
- C エンジン横
- D 選別部横
- E 刈取り部

耳元騒音—各部振動比較測定システムの図を図6に、

耳元騒音—各部騒音比較測定を図7に示す。

結果および考察

1. 理論上の最大消音量の算出

FFT アナライザーによって解析されたデータから

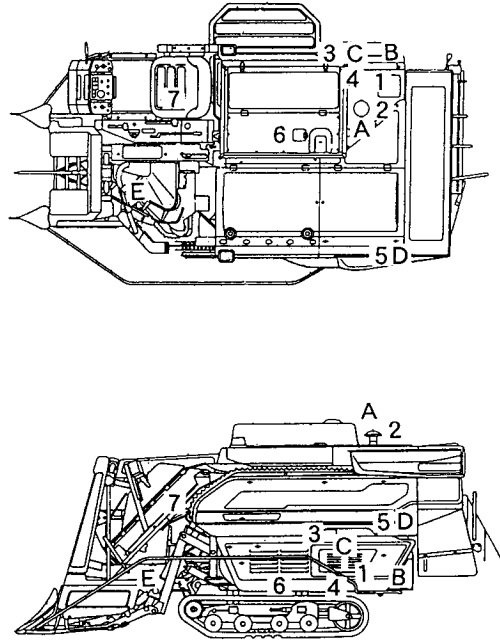


図5 コンバイン測定箇所

前述の計算式を用い最大消音量 ATT_{max} を求めた。各周波数において、それぞれ作業者の耳元騒音のスペクトルから減ずることにより、アクティブノイズコントロールを使用した後の作業者耳元の騒音のスペクトルを予測することが出来る。参照信号として優秀である、または有効な特徴を持つと思われるデータグラフをピックアップし、解析する。ピックアップするのは、エンジン下サブフレーム前後方向振動、エアフィルタ横左右方向振動、吸気口騒音、エンジン横騒音、刈取り部騒音の各耳元騒音比較データである。グラフにはそれぞれ参照信号としてのスペクトラム、作業者耳元騒音とのコヒーレンス、アクティブノイズコントロールを用いた時の最大消音結果の3つがある。消音結果のグラフは耳元騒音と重ねて表示しているので、どれだけの消音量になるかが理解できる。

2. 各参照信号による消音量

1) 作業者耳元騒音

まず作業者の耳元にはどのような騒音が存在するのかを分析する必要がある。図8に示すグラフより、90Hz付近に大きなピークが見られる。さらに、20, 82.5Hzにもピーク、150~180, 265, 310, 375, 400, 425Hzに小さなピークがある。20Hzの周波数は騒音計の精度より信頼性が低いと思われるため、今回はあまり考慮に入れないこととする。消音のターゲットとなる周波

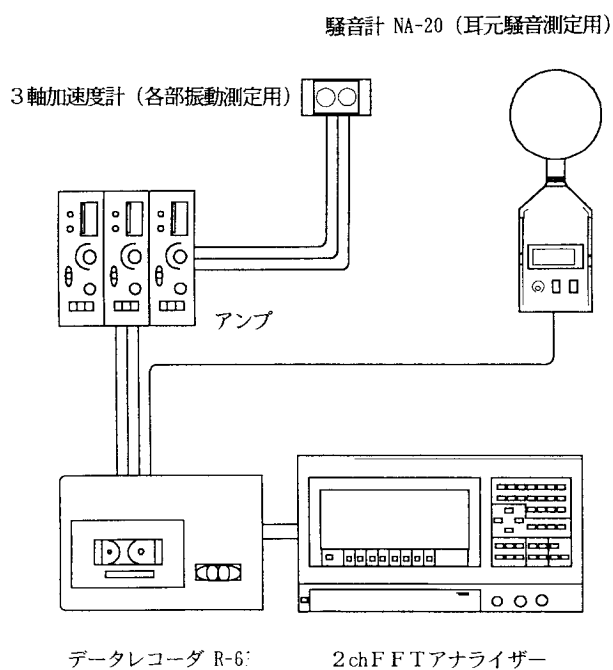


図6 実験装置図 (振動参照)

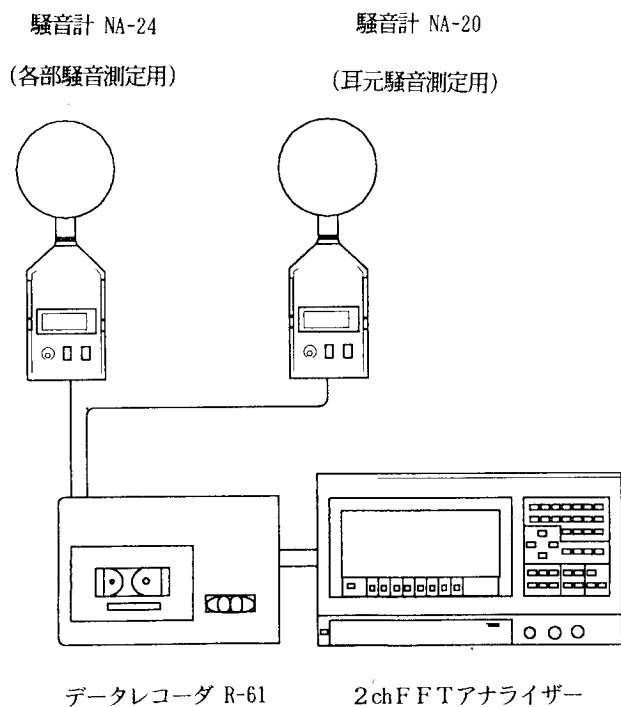


図7 実験装置図 (騒音参照)

数帯は、80, 90Hz 周辺のピークである。この周波数帯のコヒーレンスは高く消音量が期待できる。また、低周波域でのその他のピークに関しても充分な消音が期待できることが良い参照信号の条件であろう。

2) エンジン下サブフレーム前後方向の参照振動
図 9 に参照信号を示す。ここでの参照信号のスペクトラムは 45, 90Hz 帯でピークをもち、高調波的波形である。コヒーレンスは比較的高く、コヒーレンスのピークが耳元騒音のピークをほぼカバーし、効果的な消音

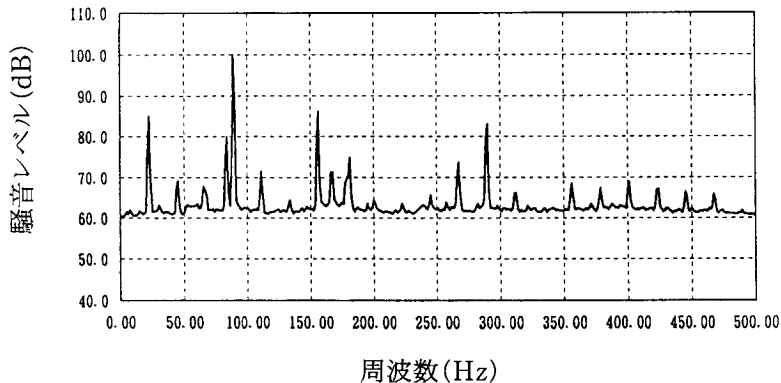


図 8 作業員耳元騒音スペクトル

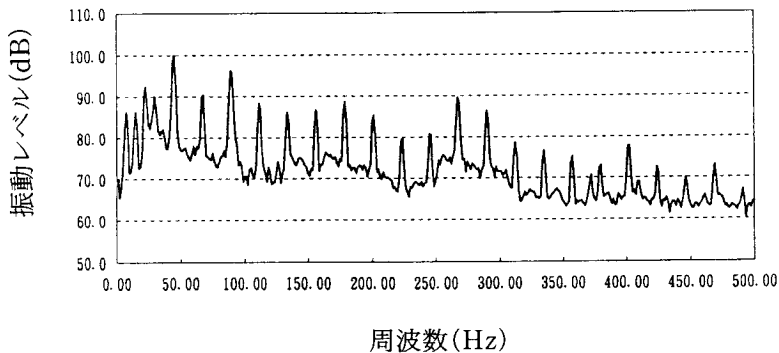


図 9-1 エンジン下サブフレーム前後方向振動スペクトル

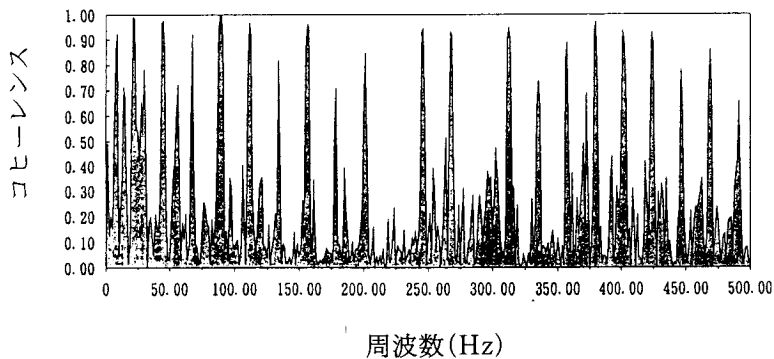


図 9-2 エンジン下サブフレーム前後方向振動参照コヒーレンス

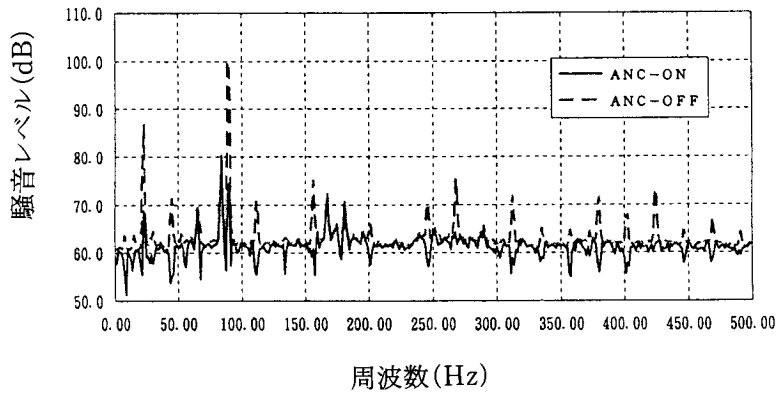


図9-3 エンジン下サブフレーム前後方向振動参照消音量

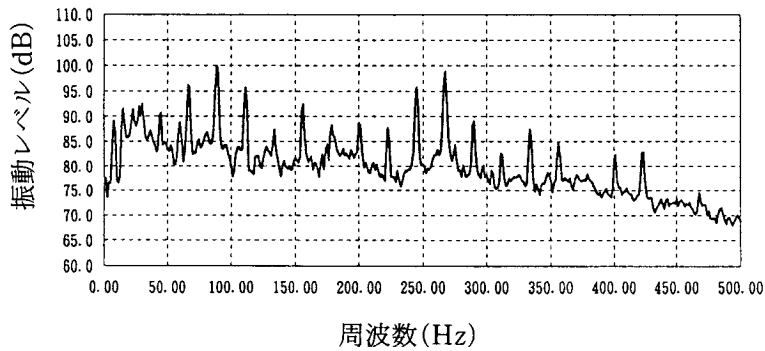


図10-1 エアフィルタ横左右方向振動スペクトル

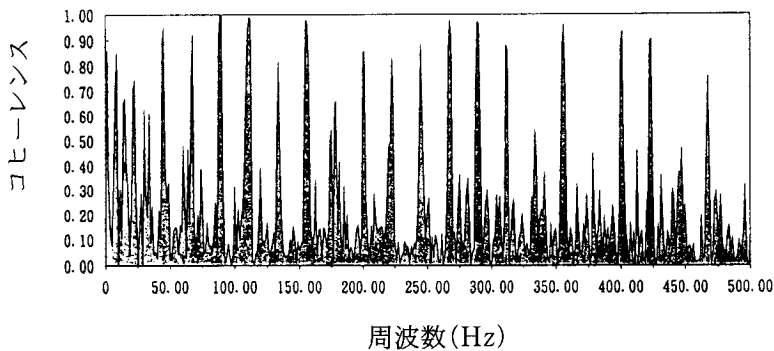


図10-2 エアフィルタ横左右方向振動参照コヒーレンス

を期待できるものである。消音結果から、騒音のピークがほぼ打ち消されていることから参照信号が非常に優秀であることが分かる。90Hzで約25dB低減し、80, 160Hz周辺のピークが残っている。

3) エアフィルタ横左右方向の参照振動

図10に参照信号を示す。90Hzにピークがあり、耳元騒音と似通ったスペクトルで、コヒーレンスは騒音のピークを十分にカバーしている。消音量の計算結果はエンジン下サブフレームでの参照信号ほどではないが、

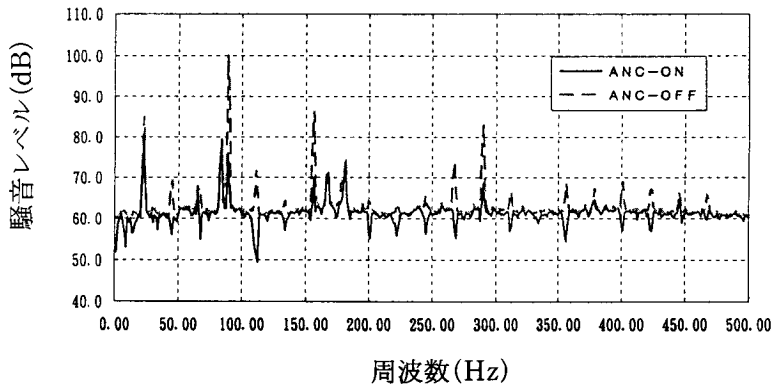


図10-3 エアフィルタ横左右方向振動参照消音量

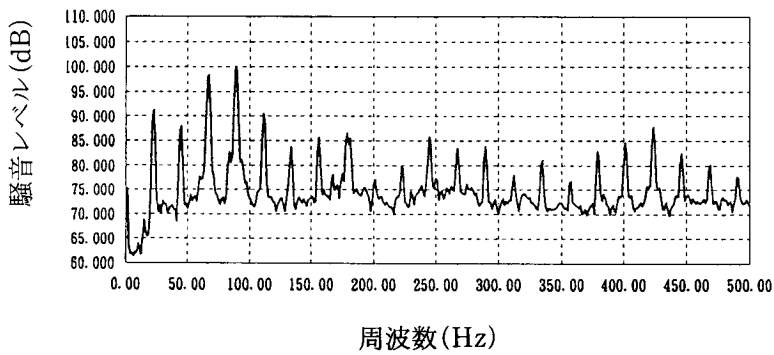


図11-1 吸気口騒音スペクトル

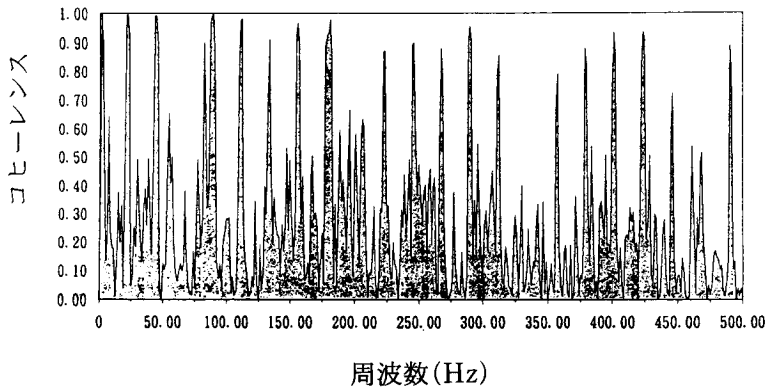


図11-2 吸気口騒音参照コヒーレンス

騒音のピークはほとんど低減されていることで、優秀な参照信号であることが分かる。90Hz で20dB 以上の低減化がみられるが、20, 80Hz 周辺のピークが残り、155~175Hz にもやや消音し切れなかったピークが

残っている。

4) 吸気口での参照騒音

図11に参照信号を示す。参照信号のスペクトラムは22.5, 45, 67.5, 90, 110Hz にピークを持ち、90Hz が

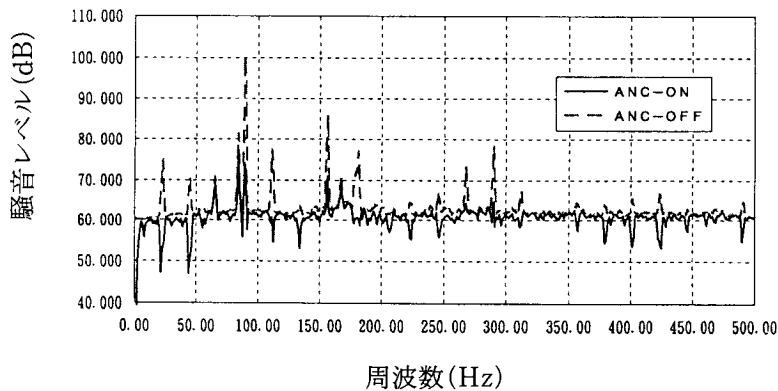


図11-3 吸気口騒音参照消音量

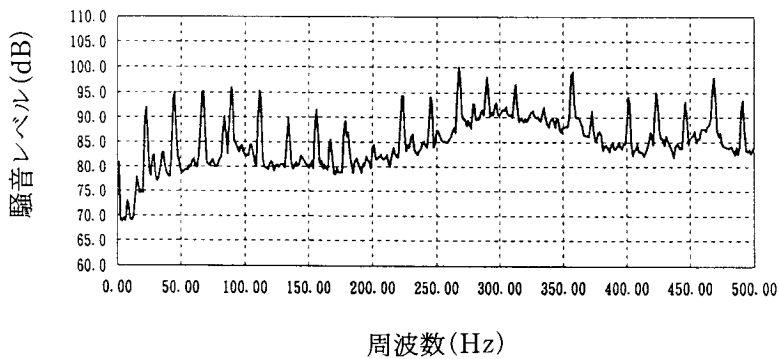


図12-1 エンジン横騒音スペクトル

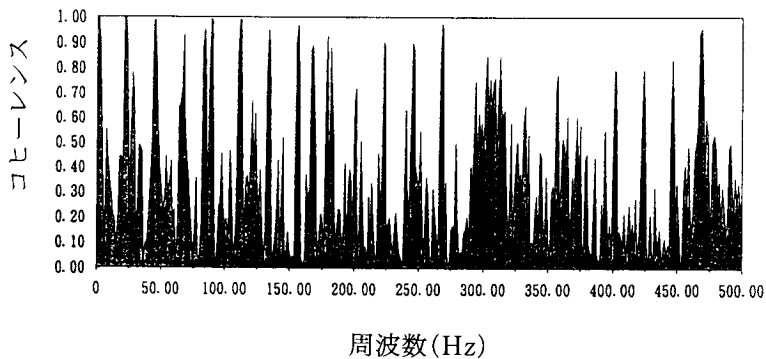


図12-2 エンジン横騒音参照コヒーレンス

最大のピークとなる非常に明確で高調波的な波形を持っている。コヒーレンスはかなり大きく、さらに騒音のピークをカバーしているため消音量は非常に大きい。消音結果は90Hz帯で約25dBを低減し、全体的にも大きく低減している。残るのは65, 80, 90Hzの小さ

な山だけで、今回の実験で最大の消音量となっている。

5) エンジン横の参照騒音

図12に参照信号を示す。スペクトルは吸気口騒音と似ているが、260～360Hz帯に大きな山があるのが特徴的である。コヒーレンスは比較的高く、310Hz周辺

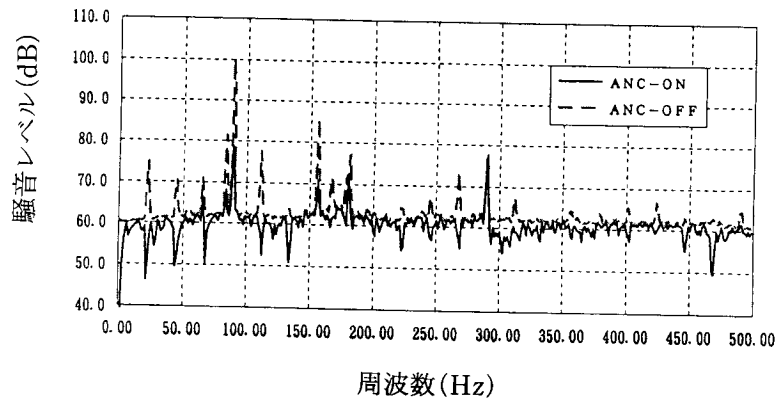


図12-3 エンジン横騒音参照消音量

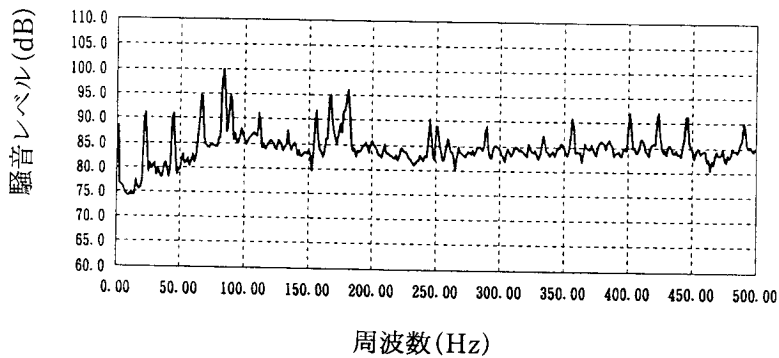


図13-1 刈取り部騒音スペクトル

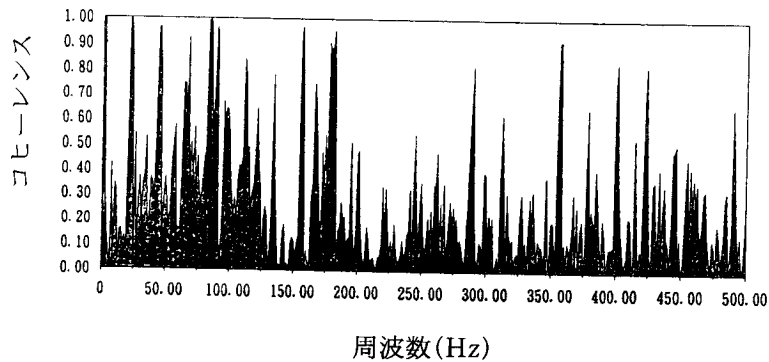


図13-2 刈取り部騒音参照コヒーレンス

では非常に高いコヒーレンスを持ち、この周波数帯がエンジンに特有のものであって、しかも安定した周期と振幅を持つものであると考えられる。消音結果は90Hzで約20dB低減と、ここは特筆すべきものではないが、やはり300Hz周辺での消音は他と較べて非常に

優れているもので、有効な参照信号ではある。

6) 刈取り部横の参照騒音

図13に参照信号を示す。スペクトラムは他の部分の参照信号とは異なり、82.5Hzにピークを持つ。コヒーレンスは200Hzまではやや高く80~90Hzでは非常

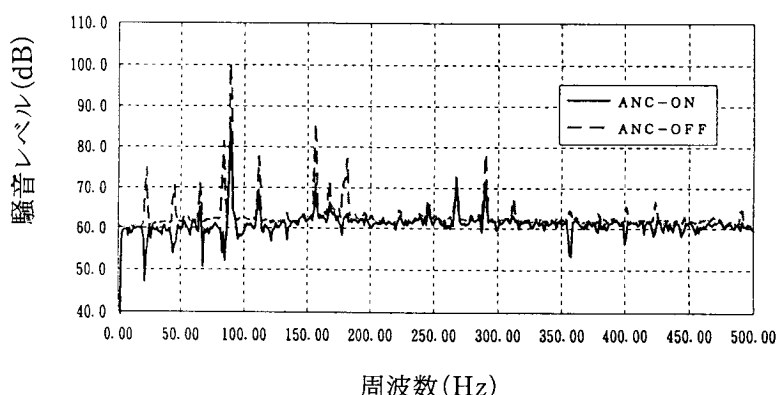


図13-3 刈取り部騒音参照消音量

に高いので、比較的低周波の騒音源となっている可能性が高いと考えられる。消音結果は90dBの騒音のピークを15dB程度しか低減できず良い結果とはいえないが、他の参照信号では充分に低減できなかった82.5Hzを中心とする周波数帯のピークを消しているのが分かる。

今回の実験はフィードフォワード制御の導入のため、作業者の耳元騒音とのより高いコヒーレンスを持つ参照信号を求めるために行ったものである。前述したように、コヒーレンスが高いほど大きな消音量が得られることになる。誤解のないように述べておくと、作業者耳元騒音のスペクトルにおいて雑音のレベルまで低い振動レベルしか持たない周波数帯に関しては、高いコヒーレンスを求めてはいない。重要なのは耳元騒音のピークを無くすことであって、まさにその周波数帯での高いコヒーレンスを持つ参照信号を求めているのである。その意味では、コヒーレンスのグラフを見るより、消音結果のグラフを見てもらう方が理解しやすいであろう。

結果より充分な消音を得ることができ、フィードフォワード制御の参照信号として使用でき得る参照部分は、5つ挙げられる。エンジン下サブフレーム前後方向振動、エアフィルタ横左右方向振動、吸気口騒音、エンジン横騒音、あと本文中には示していないが排気口騒音である。排気口騒音は吸気口騒音と比較して非常に似通っているが、消音量が吸気口の参照騒音の場合より小さいため述べる必要はないと考え、前述の結果には挙げていない。

消音結果全体を見渡すと、絶対的な消音量が大きく、しかもバランスよく全体的に周波数ピークを消音でき

るという点で、エンジン下サブフレーム前後方向の参照振動、吸気口の参照騒音の2つがもっとも優秀な結果を得た。他に優秀な特徴を持つものとしては、300Hz帯周辺の広い範囲を効果的に消音できるエンジン横の参照騒音と、82.5Hzの耳元騒音のピークを激的に消音できる刈取り部の参照騒音が挙げられる。特に刈取り部騒音については、82.5Hzのピークを消音できる参照信号はほとんど無く、前述の非常に優秀な参照信号でもピークをいくらか残す結果となっているため、非常に貴重な信号である。しかし、刈取り部騒音を参照した場合は、その他の部分の消音は思わしくないためシングルチャンネルでは参照信号として使用することはできない。

また、全体的には振動を参照するより比較的、騒音を参照した方がよい結果がでている。これはどちらも騒音であるから相関が高いのはもっともであるが、後にアクティブノイズコントロールのシステムを組む場合にマイクロホンその他の特性を考慮しなければならず、一概にはそれは言えない。現段階では、振動、騒音の両参照信号で、それぞれもっとも良いとしておくのが賢明であろう。

余談ではあるが、実験結果をもとにしてコンバインの振動特性について考察することができる。22.5Hzの振動はサブフレームやメインフレームなどの振動と相関が高い。エンジン振動とフレームに関する振動ではないかと思われる。82.5Hzの周波数の振動は前述の様に刈取り部騒音と相関が高いが、選別部横の騒音とも相関が高いという結果がでている。参照部分の図を見て分かるように両騒音ともコンバイン左側からの騒音であることから、コンバインの作業機部分からの騒音であることはほぼ間違いないが、もちろん刈取り部が

騒音源となっている可能性は非常に高いと言える。90Hzの周波数をもつ振動はほぼ全般に見られることから、これはエンジン機関回転部の振動と思われる。

要 約

アクティブノイズコントロール (ANC) は現代のデジタルプロセッサの高度な技術的進歩によって可能となった先進的な技術である。現在まで各分野において、非常に多くの手法がこの騒音制御に取り入れられてきた。そして、本研究ではこの技術を農業機械に応用するため、自脱型コンバインの騒音と振動の特性を調べた。さらに、ANCの手法の1つであるフィードフォワード制御方式を騒音制御システムに導入した。

本論文では作業員耳元の騒音とできるだけ似通った望ましい参照信号を得ることを研究の本题とした。その結果、騒音の低減効果が算定され、騒音を低減化する良い参照信号として、以下の様な結果が得られた、

- 1) エンジン下サブフレーム前後方向振動
- 2) 吸気口騒音

将来的に、複数のチャンネルで制御可能ならば、部分的に相関の高いスペクトルを持つその他多数の参照信号も、ANCシステムを構築する上で有用なものとなるであろう。

文 献

- 有本 卓 1980 信号・画像のディジタル処理。産業図書
- 浜田晴夫 1993 騒音及び音場のアクティブ制御・DSP 応用セミナー'93 Part 2 テキスト
- 金田 豊ら 1992 適応フィルタ。日本音響学会誌, 48(7): 489-524
- 木下明生 1993 自動車車室内の騒音制御技術。機械の研究, 47(7): 770-774
- 中路義晴・木下明生・早川良和 1991 車室内音場特性に着目したこもり音アクティブ制御技術の研究。日本機械学会 (No. 910-52) シンポジウム講演論文集: 151
- 野波健蔵・西村秀和・崔 衛民 1991 フィードフォワード制御による多自由度構造物の外乱相殺制御。振動制御コロキウム PART. B 講演論文集, 34: 265-272
- 吉田智一・石川文武 1992 作業員被曝騒音の低減 (第3報)。農機研究成績
- 吉田智一・石川文武 1993a 作業員被曝騒音のアクティブコントロール (第1報)。農業機械学会誌, 55(3): 81-88
- 吉田智一・石川文武 1993b 作業員被曝騒音のアクティブコントロール (第2報)。農業機械学会誌, 55(5): 67-74
- 吉田智一・石川文武 1994 作業員被曝騒音cのアクティブコントロール (第3報)。農業機械学会誌, 56(4): 83-91

Summary

The active noise control (A N C) is the technology developed with the digital signal processor. Up to the present, so much technique have been introduced into the noise control in the various fields. Therefore, in this study, in order to apply the A N C to the agricultural machineries, the noise and vibration characteristics of the Japanese head feeding combine were investigated. Moreover, feedforward control technique which is one of the methods of the A N C, was introduced into A N C system.

In this paper, desirable reference signals which are similar to noise around the ear of the operator, were investigated. As a result, reduction effect of the noise was calculated and consequently, the desirable reference signals diminishing the noise were obtained as follows;

- 1) Vibration acceleration signals of the sub-frame in the direction of the front and rear of the engine.
- 2) Noise signals around the air intake.

In the future, if the multi channel control can be performed, so much reference signals which have correlative spectrums partially, will be available for the system of the A N C.