

圃場機械の振動加速度値のウェーブレット解析

井上, 英二
九州大学大学院農学研究院

福島, 崇志
九州大学大学院生物資源環境科学府

平井, 康丸
九州大学大学院生物資源環境科学府

光岡, 宗司
九州大学大学院生物資源環境科学府

他

<https://doi.org/10.15017/4298>

出版情報：九州大学大学院農学研究院学芸雑誌. 57 (2), pp.169-176, 2003-02-01. 九州大学大学院農学研究院

バージョン：

権利関係：

圃場機械の振動加速度値のウェーブレット解析

井上 英二[†]・福島 崇志*・平井 康丸*
光岡 宗司*・丸谷 一郎*
森 健・陳山 鵬**

九州大学大学院農学研究院生産環境科学部門生産環境情報学講座生産環境情報学研究室
(2002年10月31日受付, 2002年11月7日受理)

Wavelet Analysis of the Vibration Acceleration for Field Machines

Eiji INOUE[†], Takashi FUKUSHIMA*, Yasumaru HIRAI*,
Muneshi MITSUOKA*, Ichiro MARUTANI*,
Ken MORI and Hou JINNYAMA**

Laboratory of Bioproduction and Environmental Information Sciences, Division of Bioproduction and
Environmental Information Sciences, Department of Bioproduction and Environmental Science,
Faculty of Agriculture, Kyushu University, Fukuoka 812-8581, Japan

緒 言

従前、周波数解析においては一般的にフーリエ解析が用いられてきた。フーリエ解析では信号を時間領域から周波数領域へ変換し、信号の周波数成分としてどのようなものが存在するかを表現する。そのために時間情報を扱うことができない。しかし、解析対象となる信号の大部分は非定常性を有しているため、時間情報が重要となる。これに対して、ウェーブレット解析では、信号を時間一周波数の両面からとらえることで局所的な周波数の時間変化を検出することができる。さらに、信号の質を低下することなく、信号を各周波数帯に分解・再構成することができる(榊原, 1995)。すなわち、問題となる周波数帯のみの波形を取り出すことができ、それらの周波数特性を把握することが可能となる。圃場機械に限らず、産業機械全般においては様々な機構が組み合わさっているため、振動波形もより複雑になっ

ている。よって、このウェーブレット解析を用いることでそれぞれの機構の特性を把握することができる。ウェーブレットを用いた研究の一例として、陳ら(1999)は機械設備の異常診断においてウェーブレットを用い異常識別のための最適周波数帯域の決定方法を提案した。また、片岡ら(1994)は振動解析においてウェーブレットの解析性について検討を行い、振動波形の分解能レベルの高さを確認した。本研究では、ウェーブレットの分解能に注目し、コンバインの代表的な振動源である刈取部と走行部の振動波形のウェーブレット解析を行い、各機構の有する特長な振動波形ならびに周波数特性を明らかにすることを目的とした。

解 析 方 法

1. ウェーブレット解析

はじめに、ウェーブレットとは平均値が0で、実際に有限の継続時間を持つ波形である。フーリエ解析の

* 九州大学大学院生物資源環境科学府生産環境科学専攻生産環境情報学講座生産環境情報学研究室

** 九州工業大学情報工学部機械システム工学科

* Laboratory of Bioproduction and Environmental Information Sciences, Division of Bioproduction and Environmental Information Sciences, Department of Bioproduction and Environmental Science, Graduate School of Bioresource and Bioenvironmental Sciences, Kyushu University

** Faculty of Computer Science and System Engineering, Kyushu Institute of Technology, Iizuka Fukuoka 820-8502

[†] Corresponding author (E-mail: inoeiji@brs.kyushu-u.ac.jp)

基礎になっている正弦波は、有限の継続時間でなく、負の無限大から正の無限大まで広がりを持っている。すなわち、正弦波は無限大の広がりを持ち、時間情報を扱うことができないが、ウェーブレットは時間情報を扱うことができる。ウェーブレット解析では、信号をウェーブレットの移動（X軸方向の移動：トランスレート）および、縮小・拡大（X軸方向の縮小・拡大：スケール）したもの（図1）に分解する。ウェーブレット変換の基礎式は次のように表される。

$$W_{\psi}(b,a) = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{|a|}} \cdot \Psi\left(\frac{x-b}{a}\right) \cdot f(x) dx$$

ウェーブレット解析では上式を用いて、 a によりスケールした波形を b によりトランスレートしていき、オリジナル信号との相関を求めていく。これにより、フーリエ解析では失われていた時間情報を扱うことができる。また、各周波数帯の成分を波形として取り出すことができる。

2. 解析ツール

本解析は、解析ソフト MATLAB Wavelet Toolbox により解析を行った。解析は、MATLAB Wavelet Toolbox に含まれる1次元離散ウェーブレット変換により行った。使用したウェーブレットは Daubechies 5 (db5, 図2.a) (刈取部の解析), Daubechies 10 (db10, 図2.b) (走行部の解析)である。なお、ウェーブレットの選択は、実測波形に類似したものを選択した。

3. 離散ウェーブレット変換 (DWT)

MATLAB Wavelet Toolbox では、オリジナル信号にフィルタをかけることで、低周波成分と高周波成分に分解する。ここで、信号の低周波成分（ウェーブレットの高スケールに相当）を Approximation

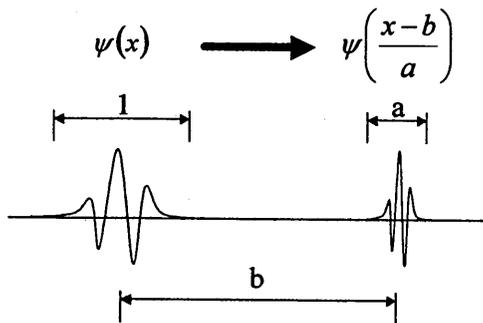


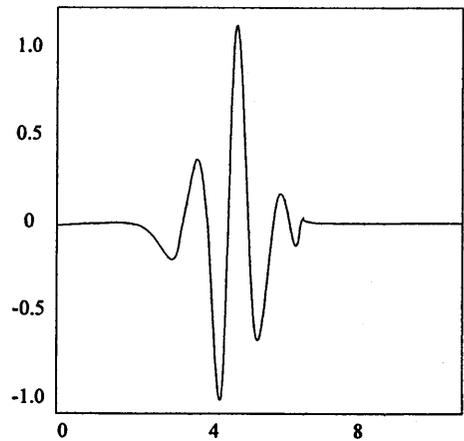
図1 ウェーブレットの特徴

(Ai), 高周波成分（ウェーブレットの低スケールに相当）を Detail (Di) とする。分解された信号の低周波成分をさらに繰り返して分解する。この作業を i 回繰り返して、各周波数帯をグラフに表示する（小国, 1997）。すなわち、細かく周波数帯を区切りそれぞれの成分を確認することができる。分解の過程を図3に示す。分解された信号の各周波数帯はオリジナル信号のサンプリング周波数の $1/2^i$ 倍ずつ減少していく。

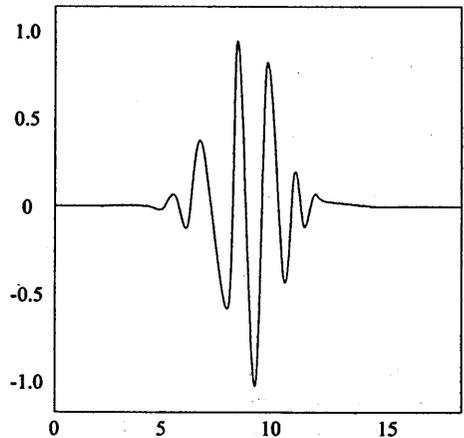
実験結果

1. 刈取部

クランク機構（図4）を採用した刈取部の横方向の振動加速度を測定した。実験装置は図5に示されるように他の振動源の影響を受けぬようコンバイン本体か



(a) Daubechies 5



(b) Daubechies 10

図2 使用したウェーブレット

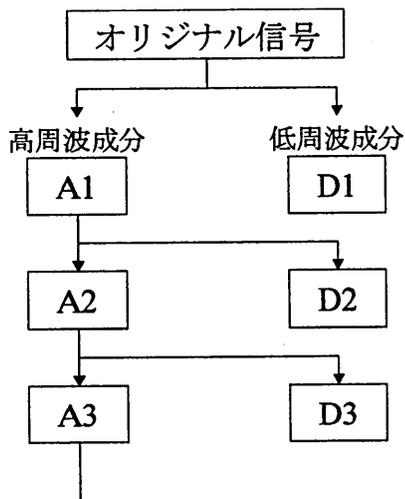


図3 ウェーブレットの分解

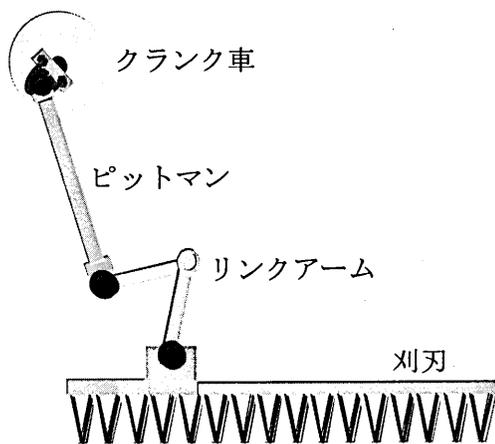


図4 クランク機構

ら刈取部を切り離し、地面に固定したものをを用いた。固定された刈取部の左右前方デバイダ横に加速度計を取付け、動歪計を介し、データレコーダにサンプリング周波数1kHzでデータを記録した。なお、モータの回転数は700rpm(11.7Hz)である。実験により得られた振動加速度値を図6に示す。刈取部の慣性力は単純な正弦波であると考えられたが、実測値では1つの波に3つの波が確認された。このことから、実際の現象では衝突振動の影響があると考えられる。

2. 走行部

剛性水平路面上を直進走行する履帯走行部の転輪軸にかかる動荷重を測定した。実験装置は他の振動源の影響を受けぬよう走行部以外を取り外し、モータにより駆動させた。また、測定は各転輪軸に歪ゲージを取り付け、その合計値を採用した。なお、履帯ラグピッチは84mm、リンク数は29、走行速度は0.12m/s、ラグピッチ周波数(履帯芯金通過周波数)は1.41Hzである。図7に実験装置、図8に実験結果を示す。実験結果において周期的に波形が大きくなるのが確認された。これは履帯のつなぎ目が他の部位に比べ剛性が高

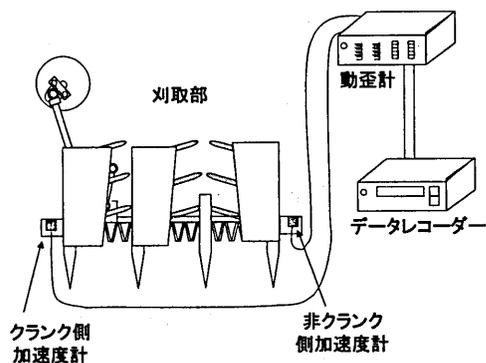


図5 刈取部実験装置

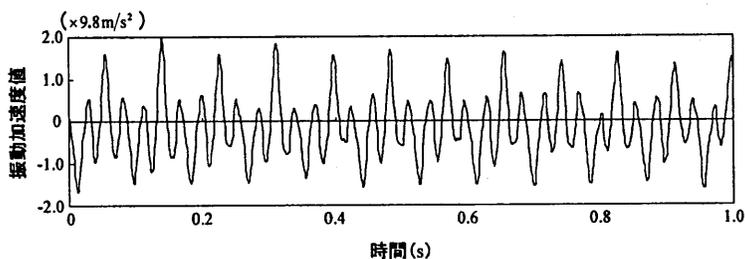


図6 刈取部実測波形

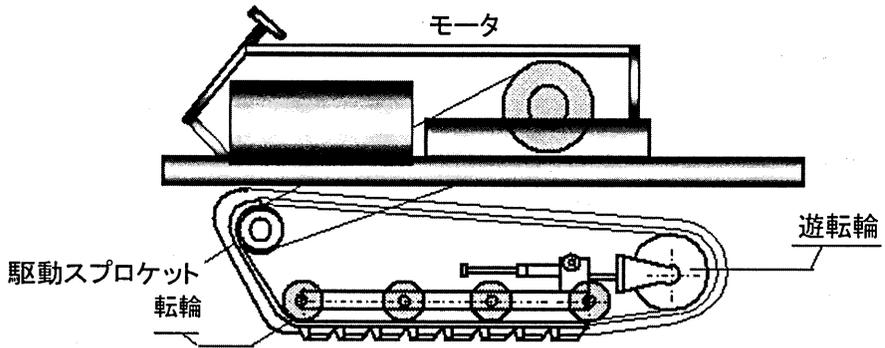


図7 走行部実験装置

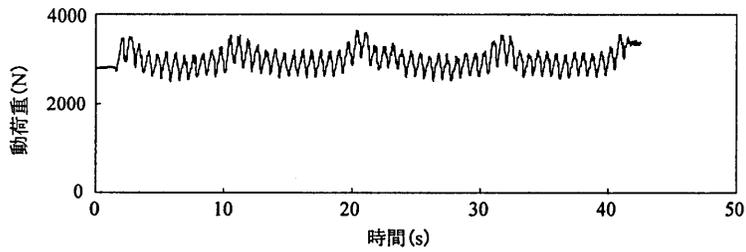


図8 走行部実測波形

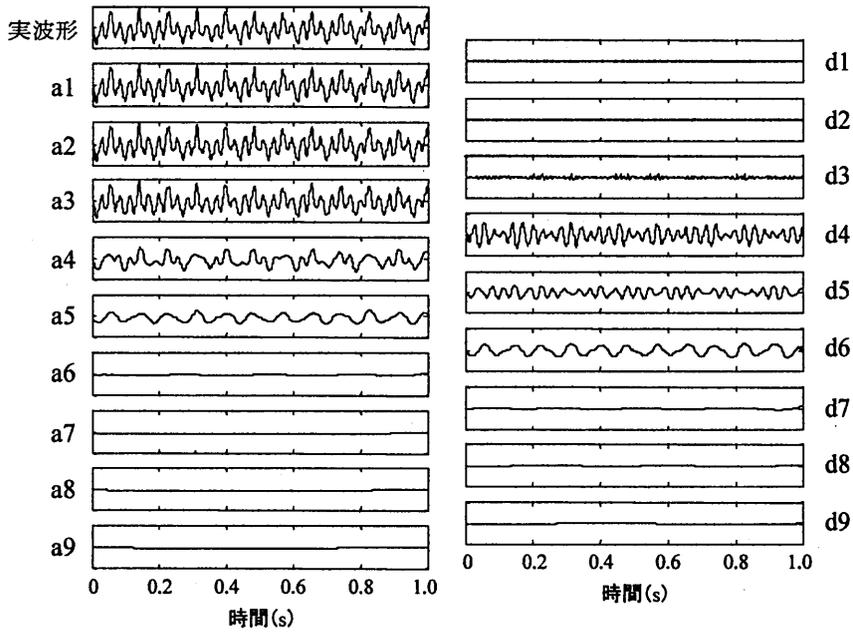


図9 刈取部解析結果

く、それが動荷重に影響したためであると考えられる。

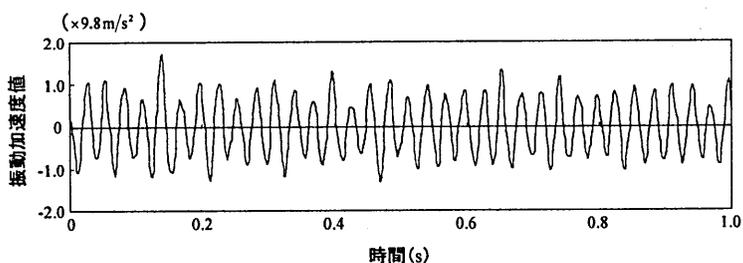
解析結果

1. 刈取部

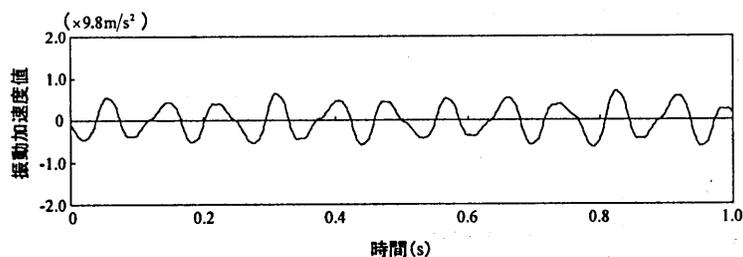
刈取部の振動加速度値を Daubechies 5 のウェーブレットを用いて離散ウェーブレット変換を行った。結果を図9に示す。また、それぞれのグラフに相当する周波数帯を表1に示す。グラフの縦軸はそれぞれ、振動加速度値 $-2\sim 2G$ ($9.8m/s^2$)である。図9より、a3のグラフにおいて実波形との類似が確認できる。また、d4, d5, d6の値が大きいことから、実波形を構成する周波数帯はこの範囲にあるものと判断される。a5において、正弦波と類似した波形が確認されたことと、実験に用いたモータの回転数(11.6Hz)からd6が刈取部の基本振動であることが分かる。よって、d4, d5が衝突振動の周波数帯であることが分かる。

表1 刈取部各周波数帯 (Hz)

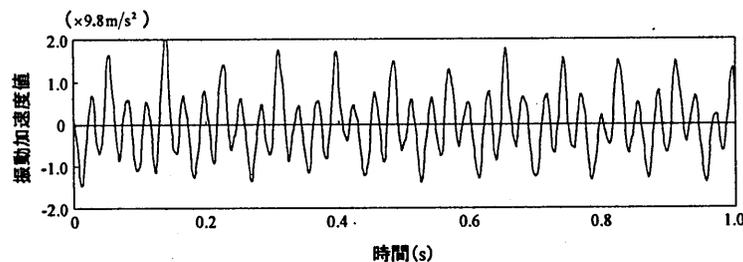
a1	0~250	d1	250~500
a2	0~125	d2	125~250
a3	0~62.5	d3	62.5~125
a4	0~31.25	d4	31.25~62.5
a5	0~15.62	d5	15.62~31.25
a6	0~7.81	d6	7.81~15.63
a7	0~3.9	d7	3.9~7.81
a8	0~1.95	d8	1.95~3.9
a9	0~0.98	d9	0.98~1.95



(a) d4+d5



(b) d6



(c) d4+d5+d6

図10 刈取部各周波数帯の波形

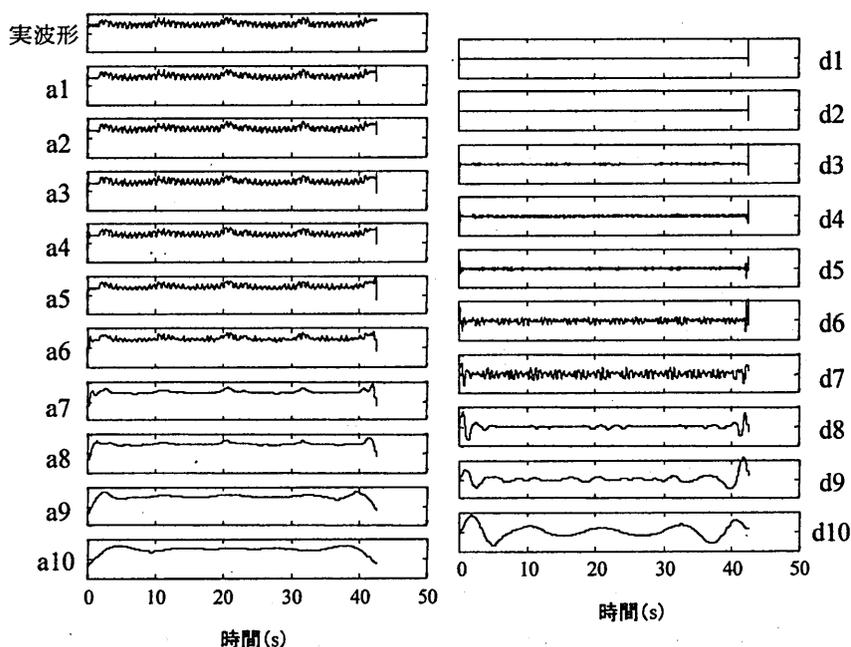


図11 走行部解析結果

そこで、図10.a, 10.bにd4+d5, d6のデータを取り出した。それらを再度合成したグラフを図10.cに示す。図10.cより、非常に実波形を良く再現できていることが確認できる。以上より、刈取部の基本振動および衝突振動を個別に抽出することが可能となった。

2. 走行部

走行部の動荷重値を Daubechies 10のウェーブレットを用いて離散ウェーブレット変換を行った。結果を図11に示す。また、それぞれのグラフに相当する周波数帯を表2に示す。なお、図11においてaのグラフの縦軸は動荷重値0~4000(N)、dのグラフの縦軸は動荷重値-1000~1000(N)である。図11より、ラグピッチの周波数帯に相当するd6, d7で値が大きくなっているのが確認できる。ここが剛性水平路面上を走行する際に励起される履帯の動荷重変動に相当するものと考えられる。履帯つなぎ目の影響は変動周波数帯がごく微小のため今回解析で検出することができなかった。しかし、履帯振動による動荷重値の変動周波数以下の低周波域の変動成分は他には考えられず、履帯つなぎ目の影響をa7で表現しうることが判断できる。そこで、図12.a, 12.bにd6+d7, a7のデータ

表2 走行部各周波数帯 (Hz)

a1	0~25	d1	25~50
a2	0~12.5	d2	12.5~25
a3	0~6.25	d3	6.25~12.5
a4	0~3.13	d4	3.13~6.25
a5	0~1.56	d5	1.56~3.13
a6	0~0.78	d6	0.78~1.56
a7	0~0.39	d7	0.39~0.78
a8	0~0.19	d8	0.19~0.39
a9	0~0.09	d9	0.09~0.19
a10	0~0.05	d10	0.05~0.09

を取り出した。それらを再度合成したグラフを図12.cに示す。図12.cより、非常に実波形を良く再現できていることが確認できる。よって、走行部の履帯振動による動荷重値の変動および履帯つなぎ目の影響による周波数帯を抽出することが可能となった。

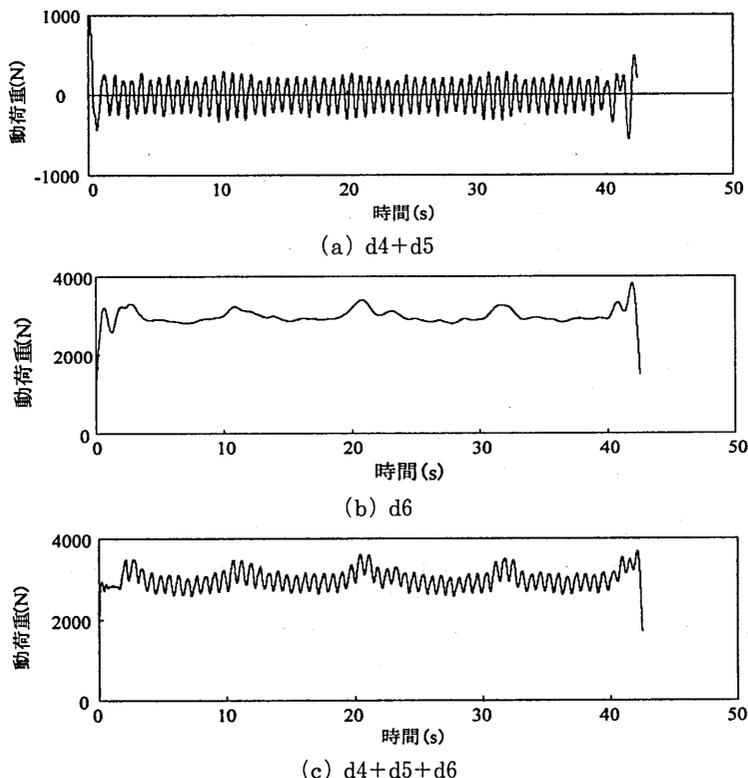


図12 走行部各周波数帯の波形

結 言

本研究では、ウェーブレット解析を用いて時間周波数解析を行った。その結果、刈取部において基本振動、衝突振動、それぞれの機構の振動を抽出することが可能となり、またそれらを再構成することで雑音のない振動波形を再現することができた。また、走行部においても履帯振動による動荷重値の変動および履帯つなぎ目の影響による周波数帯を抽出することが可能となり、刈取部同様に外乱となる信号を除去することで、滑らかな基本振動波形を再現することができた。以上より、振動解析において、ウェーブレット解析は、それぞれの機構の特徴的な振動波形を抽出し、解析対象を限定することが可能である。今後、機械の振動解析

においては、外乱を含んだ機体全体の振動波形から各機構の特徴有る振動特性を抽出することが可能であると考えられる。

文 献

- 小国 力 1997 MATLAB グラフィクス集. 朝倉書店, 東京
- 片岡 崇・渋沢 栄・広間達夫・太田義信 1994 ウェーブレットによる耕うんづめ振動解析. テラメカニクス, 14: 97-102
- 榎原進 1995 ウェーブレットビギナーズガイド. 東京電機大学出版局, 東京
- 陳 鵬・千場隆之・谷口雅俊・奈須政巳・豊田利夫 1999 可変運転条件における機械設備の異常診断. 日本機械学会論文集, 65: 202-207

Summary

Vibration characteristics of agricultural machinery are generally complicated owing to so many signals vibrated by driving units, external forces, and so on. In this study, the wavelet analysis was performed in order to extract the specific vibration (or fluctuation) wave-form among complicated vibration (or fluctuation) signals. First, the vibrated acceleration of cutting-section of the combine harvester and dynamic load fluctuation acting on the track rollers of the rubber crawler driving unit were measured. As a result, the former acceleration of cutting-section indicated complicated signals with a collision vibration of driving unit except for fundamental revolutionary vibration, and further, the latter dynamic load fluctuation indicated signals with periodical influence of rubber crawler joint except for dynamic load fluctuation. So, using the wavelet analysis, extraction of fundamental vibration and load fluctuation signals among all signals in the time domain was attempted. As a result, specific vibration(fluctuation) wave-form could be clearly extracted by resolving into every frequency band through the discrete wavelet transform. Finally, fundamental characteristics of cutting-section acceleration and rubber crawler's dynamic load were made clear by means of extracting from other noise signals. Further, wavelet analysis is convenient for analyzing complicated vibration characteristics involving so many noise signals.