

# 2サイクル・ガソリン機関をもつ林業機械の振動

—動力鋸・刈払機について—

桜井敏夫<sup>\*</sup>・田中千秋<sup>\*</sup>

Toshio SAKURAI, Chiaki TANAKA

On the Vibration of Forestry Machine  
with 2 Cycle Gasolin Engine

—Cases of Chain-Saw & Bush-Cutter—

## 1 緒 言

1945年米軍によって、動力鋸が伐木造材作業に用いられて以来、林業機械化の波に乗ってこの種作業用機械類が全国に普及した。我国が輸入し、または製造販売する会社は15余以上もあり、機械鋸・刈払機の使用台数はいずれも11万台以上と報じられている。

衆知のようにこの種の作業機械は、他のびょう打機、さく岩機などと同様に強度の機械的振動に原因する局部的失患を取扱者に発生させる。その発現率は動力鋸の場合60%、刈払機では15%に達した時期もあったようである。この%はびょう打機・さく岩機よりもむしろ高率であって世の注目をあびた。以上の事実から取扱作業時間の強い規制処置と振動を防ぎ、かつ低下させる方策、すなわち振動源たる Engine を、完全にハンドル部分から浮かせた機構の機械も出現してきた。さく岩機などが旧態依然の機構を保持しつつある今日、動力鋸の防振成績の如何は今後とも興味ある問題と言わねばならない。

## 2 振動源としての内燃機関

機械に生ずる振動を、その原因が機械それ自体の内部にあるものと、外部にあるものとの二つに大別できるとすれば、往復内燃機関を動力源とする動力鋸・刈払機などは前者に属する。

この種の機械は、ピストン・コンロッドよりなるピストン・クランク機構を含み、高速回転時に発する周期的運動による不平衡力と、気筒内の燃焼ガス圧による周期的変化が組み重なって、機関自身はもちろん、フレームおよび前後のハンドルの振動源となる。

例えば、ピストン・クランク機構のピストン加速度は次式で示される。

ピストン加速度： $\alpha$ 、クランクの半径： $r$

クランク回転角： $\theta$ （時間を  $t$  とすれば  $\theta = Wt$ ）

コンロッドの長さ： $l$  とすれば

$$\alpha \approx rW^2(\cos \theta + \lambda \cos 2\theta)$$

但し  $\lambda \approx r/l$

上式はロッドが非常に長いとき すなわち  $\lambda$  がごく小さいならば

$$\alpha \approx -rW^2 \cos \theta$$

となって正弦的に変化する加速度を示す。

しかるに林業（農業）用機械の多くは、移動性と軽量・高出力を必要条件とするためと、高速回転＝高エネルギーという安易な考え方も加わり、ロッドはますます短くなり、上式のかっこ内第2項はますます強力に系に作用することになった。したがって、この種内燃機関を駆動源とする機械類の振動は周期的であっても正弦振動はしない。このような合成複合周期振動を振源として持つ振動は、その系のすべてのモードに作用して共振的な加振力を誘発し、振動加速度波形を複雑なものにする可能性を内蔵する。

このような望ましくない共振的・高調的振動を除去するために取るべき具体的対策は、まずその原因を明らかにすることから始めなければならない。そのためには発生している振動の性質・特徴を知る必要が大切であると同時に、その振動を具体的に測定し記録し、確認することこそ必要であると考え、本実験を行なった。

## 3 測定方法

移動する作業用の機械類は、外から振動計器を直接機

\* 木材加工学研究室

械に当てて、これを計測することは信頼性の点からも利用できない。このような機械に対しては機械自体と共に動きながら、その振動をとらえる加速度計測法が一般にとられる。

本実験に用いられた計測器類は大略次の仕様のとおり。

(1) 振動検出部

容量±20gの加速度変換器3ケ(3方向X・Y・Z用)。補正することによって、1000%まで計測可能、1gについての歪量は $170 \times 10^{-6}$ 程度で各個によって多少の相異がある。

(2) 増巾部

検出されたわずかな電流変化を、増巾拡大する部で一般に動歪計と称される。使用部の応答周波数は0~30%、0~1K%、各3個のチャンネルから組立てられている。製作会社は共和電業KKの動歪計DPM-6ATである。

(3) 記録部

振動のような早い現象は肉眼では認識できないから、電磁オシログラフによって記録紙上に焼付ける必要がある。本実験に用いたのは、前記KKのラピコーダーを用いた。使用した検流計は、いずれも応答周波数1Kのもの3本を用いた。

(4) 解析部

ガソリン・エンジンのような内燃機関の振動は、周期的ではあっても単純な正弦振動はしない。したがって、変位振巾を知るためには、その合成波を解析し成分波の周期を求めなければならない。

フーリエ級数を用いて数的に分析する方法もあるが、最近では現象を磁気テープ(データー・レコーダー)に収録し、周波数分析器に掛けて分析処理する方法が普通である。得られる結果は周期振動の場合は線スペクトルに、非周期的ランダム振動は帯スペクトルとなる。実験に用いたデーター・レコーダーは、J E I C製のDRP-11と周波数濾波数を具備する分析器UF-8Cである。

4 供試機械・測定結果

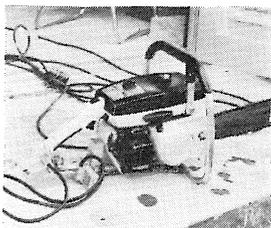


Photo 1 後ハンドルへの変換器の取付

A 供試機械について

動力鋸は8機、刈払機は5機、Table 1にその仕様を上げる。

振動測定用検出器、すなわち、加速度変換器取付部位は次のとお

Table 1 供試機械の仕様

	機種略号	重量 kg	排気量 cc	回転数 rpm	騒音 A dB	防振
動力	E-60	8.3	60	$11. \times 10^3$	110	無
	H-51	11.5	77	$9. \times 10^3$	105	無
	N-AV	6.0	61	$9. \times 10^3$	108	有
	E-80	12.5	75	$9.8 \times 10^3$	106	有
	M-CP	6.1	70	$10. \times 10^3$	100	有
鋸	H-XL	7.0	38	$8.5 \times 10^3$	95	有
	P-17	8.5	65	$10. \times 10^3$	110	有
刈	M-70	8.5	70	$8. \times 10^3$	90	有
	R-01	11.0	32	$8. \times 10^3$	99	無
払	S-5A	6.5	25	$8. \times 10^3$	98	無
	P-K2	6.0	32	$8. \times 10^3$	96	無
機	S-01	7.5	30	$8. \times 10^3$	102	無
	N-BB	7.4	33	$8. \times 10^3$	97	無

り。

動力鋸……前ハンドルと後ハンドルのはあく部。

後者は正確な方向付け(X・Y・Z方向)が困難。

Photo 1. 参照のこと。

刈払機……機全体の重心点(駆動軸上)。

および、ハンドルはあく部。

B 結果について

(1) 空転時

ピーク値から求めた振動加速度をTable 2に、加速度波形例をFig. 1(左側)、刈払機はFig. 2に、

得られた結果から動力鋸の後ハンドルは前に比べ、平均30%程度振動が強い。刈払機は駆動軸へのハンドル取付け位置により振動伝達率が相当異なるように考えられた。

(2) 切断時

振動に及ぼす因子として整備の良否、目立の良否が大きく影響すると言われているが、ナラ、シデの丸太を換材し切断中の変化を検討した。Photo 2. 参照のこと。

Fig. 1(右側)に加速度波形を、Table 3に結果を示す。

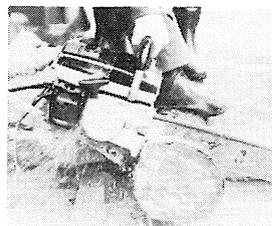


Photo 2 シデ丸太の鋸断

結論的に言えることは、加速度はほとんど変化しない。

しかし、回転数と密接な関係があることから、回転数の低下にとまらぬ振動加速度減は

Table 2 空転時の振動加速度 (g)  
(A) 動力鋸

機種		E-60*	N-AV	E-80	M-CP	H-XL
前ハンドル	X	12.9	13.8	6.5	5.3	3.9
	Y	23.8	12.5	8.8	6.1	3.9
	Z	19.4	12.8	9.7	5.8	2.0
	Vec	33.2	22.6	14.6	9.9	5.8
後ハンドル	X	18.3	12.9	18.2	7.8	7.0
	Y	22.9	18.3	10.4	6.6	4.0
	Z	13.1	16.8	17.1	10.3	3.7
	Vec	31.1	28.0	27.1	14.5	8.8

\* 無防振チェーン・ソー

(B) 刈払機

機種		R-01	S-5A	P-K2	S-01	NBB
重心部	X	4.4	1.7	4.2	3.5	2.8
	Y	9.6	4.1	5.4	5.7	2.5
	Z	25.8	11.6	7.3	3.8	2.7
	Vec	27.9	12.4	9.9	7.7	4.6
ハンドル部	X	2.6		4.5		8.2
	Y	13.6		3.5		2.9
	Z	7.8		7.7		6.5
	Vec	15.9		9.6		10.8

Table 3 鋸断時の振動加速度

動力鋸

機種		H-51*	E-80	N-AV	M-70	P-17	H-XL
空転	X	23.4g	6.9	5.9	6.6	5.7	4.3
	Y	12.9	9.2	5.1	3.9	3.9	3.9
	rpm	9.000	7.500	8.000	8.000	10.000	7.500
ナラ挽材	X	—	4.7	5.1	6.2	5.9	5.2
	Y	—	5.7	3.5	5.3	6.9	4.5
	rpm	—	5.000	7.000	6.500	9.000	6.400
シデ挽材	X	—	47	25	20	37	33
	秒	—					
	X	34.0	5.6	7.6	6.5	5.1	4.4
Y	12.8	9.1	4.0	6.8	5.9	4.1	
rpm	6.600	6.000	6.000	7.000	7.500	6.350	
秒	29	26	19	19	27	28	

秒：切断に要した時間

\* 無防振チェーン・ソー

当然おこる。なお明細な変化は周波数分析の結果いかんによって考察する。

(3) 防振機について

従来機に比べ $\frac{1}{3}$ ~ $\frac{1}{4}$ 程度の振動の軽減が認められるものもある。しかし防振がPRのみで実質に変化のないものもある。(Table 2)

5 周波数分析

周波数分析器によって、現象は50, 100, 200%……の各オクターブ間を、さらに3分割した帯域ごとにその量(レベル)が計られる。したがって、Fig. 3~5に示されるようなスペクトラムで示される。

A 動力鋸

Fig. 3に無防振機E-60と防振機H-XLのスペクトラムを上げる。H-XLの前ハンドルは、基本周波数(エンジンの回転数)である1Fのみ。後ハンドルは1Fとその3倍の3Fの存在が認められるが、E-60機は前ハンドルは1F, 2F, 3Fが、後ハンドルは1Fと3Fで2Fは存在しない。他の機械の結果を総合し後ハンドルの防振はむずかしく、周波数スペクトラムは、線、より帯に近い非周期性を示すものが多い。また、鋸断中の変化については次のとおりである。

Fig. 4にH-51, M-70の分析結果を上げる。斜線部分は鋸断によって増大した周波数帯域。点線の部分は逆に減少した帯域を示す。

鋸断前と後の間のピーク値は大きな差異を示さない

が、スペクトラム全体は鋸断抵抗によって低周波領域に移行する傾向を明らかに示す。このことは高調的周波数が減少し、低周波成分の増大ひいては変位振巾の増大に連なるとも考えられる。

**B 刈払機**

Fig. 5 に3機のスペクトラムを示す。R-01は上下(Z)方向が最強ではあるが、3方向間に何らの連絡性がなく、別々に振動しているように思われる。しかし、UP-K2, S-01は3方向いずれも同傾向で振動し、振動加速度も比較的小さく前者より優秀な機械であることを示す。

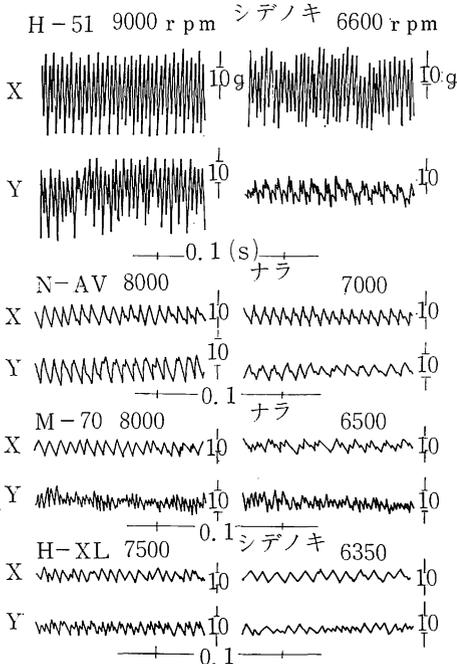


Fig. 1 動力鋸の振動加速度波形 (左:空転 右:鋸断)

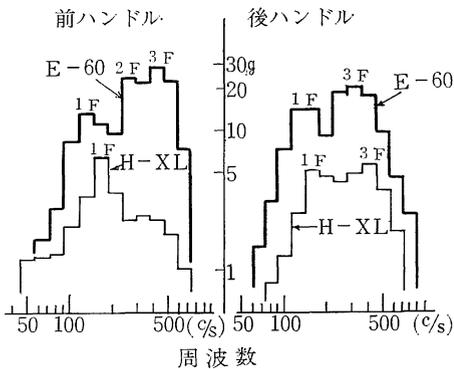


Fig. 3 動力鋸(ハンドル)の周波数スペクトラム (空転時の3方向を1つのベクトルで表わす)

**6 変位振巾**

周波数分析による現象波形の各周波数  $f$  に対する振動加速度  $\alpha$  がわかれば、変位振巾  $a$  は次式から計算して求められる。

$$a = 4\pi^2 af^2$$

この式を図表化したものが「振動諸元換算図」、「振動チャート」などと称されるもので、 $\alpha, a, f$  の相互関係が図表から簡易に求められる。

Fig. 6 は、この図表を利用して画いたもので空転と鋸断中の変化、すなわち増大部分は斜線で、減少した領域は点部分で示す。この結果から木材鋸断中の変位振巾は増大することがわかる。

また、Fig. 7 は、防振ゴムの効果を検した結果である(3方向の各加速度を一つにまとめるために、各周波数ごとのスペクトル値を求めて振動加速度とした)。E-N-BB 60は従来からの古い機械で大きな振動を、H-XLは防振機で小さい振動加速度を示したが、他の防振3機はいずれもその間に位置していて、防振効果の順位傾向を示している。

Fig. 2 刈払機の振動加速度波形 (空転) 変位振巾は最大 200

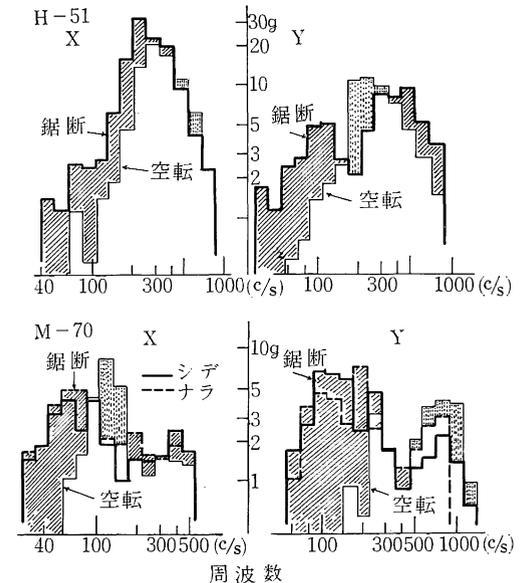


Fig. 4 動力鋸の周波数スペクトラム (空転時と鋸断時の相異)

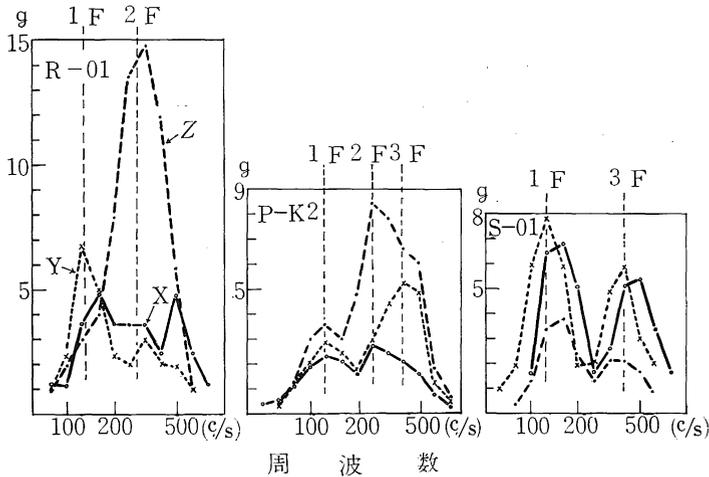


Fig. 5 刈払機（駆動軸）の周波数スペクトラム

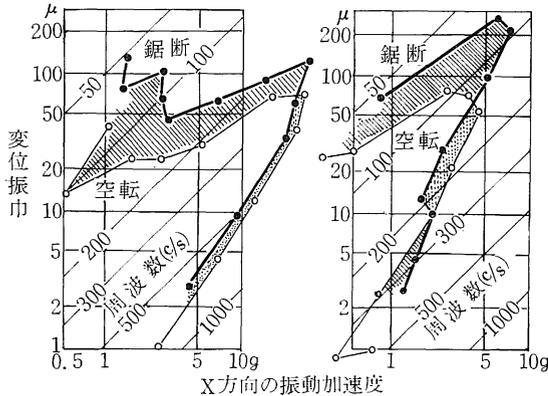


Fig. 6 動力鋸の空転・鋸断時の加速度・周波数・変位振巾の変化

$\mu$ , 最小  $50\mu$  程度であって  $100\mu$  が振動の大小を決める一つの目安となる。このことは振動振巾(変位)を  $100\mu$  以下におさえる防振法を考究すればよいことを意味する。

次に本図中にゴールドン曲線として示した太い破線は手持振動工具の障害性を振動の周波数と加速度の観点から研究された曲線であって、手持工具選定の基準ともなるものである。したがって、本実験に供試されたもの1~2機を除きほとんどの動力鋸はいずれも防振未だしの感がある。

### 7 おわりに

同型式のガソリン・エンジンを利用する動力鋸と刈払機についての、振動実態を調べた知見を得た。

- 1) 刈払機の振動は、動力鋸の $\frac{1}{2}$ 程度の振動加速度(いずれもハンドル部分)を示す。
- 2) 防振動力鋸は、無防振の旧式機の $\frac{1}{8}$ ~ $\frac{1}{4}$ 程度の振

動加速度を示すが、防振効果をPRする機械のうち実質的に無防振と大差のないものもある。

3) 木材切断の振動加速度への影響力は大きくはない。

しかし、周波数分析結果から切断時にはスペクトラムが、一般に低周波域に移行する。したがって、変位振巾は増大する傾向を示す。

4) 動力鋸の変位振巾は  $0.05 \sim 0.20\text{mm}$  程度であって、 $0.1\text{mm}$  が防振の優劣を示す境になる。

5) 防振機の内1~2機は生理障害に対して安全と認められるが、そのほとんどは防振いまだしの感が深い。

以上 (1972.8)

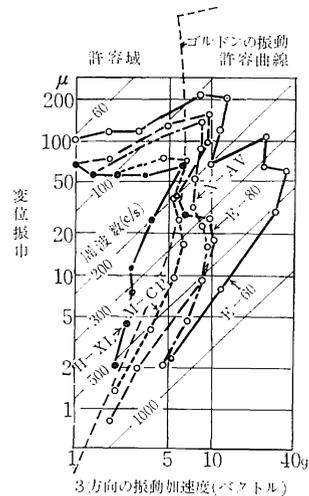


Fig. 7 各種動力鋸の空転時の加速度・周波数・変位振巾とその許容領域

### 参 考 文 献

1. 桜井敏夫・高橋 徹・藤田晋輔：島根大農研報 2 : 76-80, 1968.
2. 桜井敏夫・高橋 徹・藤田晋輔：島根大農研報 3 : 40-45, 1969.

### Summary

This paper deals with the vibration behaviour of chain-saws and bush-cutters generated by two-cycle engines. The measurement instruments were three accelerometers, three amplifiers and an electromagnetic oscillograph. Vibration was measured at the handle of the chain-saw and the bush-cutter.

Conclusions are summarized as follows :

- 1) Vibratory-acceleration level generated by bush-cutter is about half as much as that generated by chain-saw.
- 2) Vibratory-acceleration level generated by a chain-saw with vibration isolator was reduced to about 25 percent level.
- 3) Vibratory-acceleration level generated by sawing is approximately equal to that generated by no-load running, and displacement amplitude of chain-saw was evaluated at about 0.05~0.2 mm.