

林業機械の振動  
騒音の防止に関する研究  
—機械の改良—

林業機械の振動・騒音防止——機械の改良

ページ	行	誤	正
45	上 2	山岳林には	山岳林では
45	" 1	小型可搬式機械が	小型可搬式機械の
48	下 1	付近では	付近で
49	下 9	騒音レベルは	騒音レベルを
53	下 2	鋸断時の最大	鋸断時の
62	上 6	燃料時間	燃焼時間
74	上 16	図-30	図-31
75	下 6	図-29	図-30
79	上 3	図-30	図-31
"	" 4	図-31	図-33
"	" 6	図-30	図-31
"	" 12	図-33	図-34
"	" 14	図-34	図-35
"	下 14	図-35	図-36
"	" 11	図-36	図-37
"	" 7	図-37	図-38
85	上 1	図-38	図-39
"	" 2	図-39	図-40
"	" 5	図-40、41	図-41、42
86	" 2	図-42	図-43
87	" 7	図-43	図-44
"	" 12	図-48	図-49
"	" 14	図-47	図-48
"	下 8	図-45	図-46
"	" 5	図-46	図-47
91	上 1	図-47	図-48
"	" 2	図-46	図-47
"	" 5	図-48	図-49
"	" 10	図-44	図-45
"	" 11	図-49	図-50
"	" 13	図-50	図-51
"	" 14	図-49	図-50
"	" 16	図-51	図-52
"	下 13	図-48	図-49
"	" 12	静バネ定数	硬さ
"	" 12	図-51	図-52
"	" 11	図-52	図-53
"	" 10	静バネ定数	ゴムの硬さ
"	" 9	図-53	図-54
95	上 7	Kojro	Kojiro
"	" 7	PRotary	Rotary

広葉樹用材林の育成技術

ページ	行	誤	正
99	上 10	試験担当者の項 林業試験場東北支 場 経営第1研究 室のあとに	造林第2研究室 桜井 尚武 大住 克博 を挿入

蓄積経理システムの開発

ページ	行	誤	正
153	上 1	地位級Ⅲ等地0,60 以上であった。	この前に「間伐施業後 の材積生長を考慮した 間伐残存林の適正収量 比数は地位級Ⅰ、Ⅱ等 地0,50以上」を挿入

簡易な小型電算機による林道設計システムの開発(Ⅱ)

ページ	行	誤	正
157	上 12	簡単	簡単
164	" 9	水平行	水平高
166	" 4	Ccostruct	Construct

# 林業機械の振動・騒音の防止に関する研究 —機械の改良—

## I 試験担当者

機械化部機械第2研究室	平 松 修
"	鈴 木 昭 史
"	佐々木 尚 三
"	三 村 和 男
前機械化部長	山 勝 三 平

## II 試験目的

戦後、林業労働の軽減と、労働生産性の向上を目的として機械化が推進されてきた。なかでも、わが国のような急峻な山岳林には、チェーンソー、刈払機、植穴堀機など、林業用小形可搬式機械がかなりの導入普及をみた。現在特にチェーンソー、刈払機はわが国の林業にとって不可欠な機械となっている。

しかし、一方では昭和29年頃に導入が始ったチェーンソーの使用によって、昭和38年頃より特に伐木造材作業に携わる林業労働者の間に振動障害の発生がみられ、これに対する対策が求められた。

本研究は、このような背景のもとに国有林野事業の要請により、チェーンソーを中心とした林業機械の振動騒音の防止を目的として、機械の改良を進めるための基礎的研究とともに、新たな低振動チェーンソーの開発を行ったものである。

## III 試験の経過と得られた成果

### 1. ロータリーチェーンソーの振動・騒音及び作業性能

#### 1) 第2次試作機の振動・騒音

2サイクル空冷単気筒レシプロエンジンを原動機とするチェーンソーの防振防音対策と並行して、小形ロータリエンジンを原動機に採用したロータリーチェーンソーの試作を行い、この種のチェーンソーの防振防音効果及びその作業性能について実用化に必要な知見を得た。

#### (1) 試作機の仕様概要

第1次として試作した排気量90ccの汎用ロータリエンジンを採用したロータリーチェーンソー（装備重量26kg）（図-1）の振動周波数分析結果からロータリーチェーンソーは防振上かなり効果のあることが確かめられたので、第2次として、チェーンソー専用のロータリエンジンを

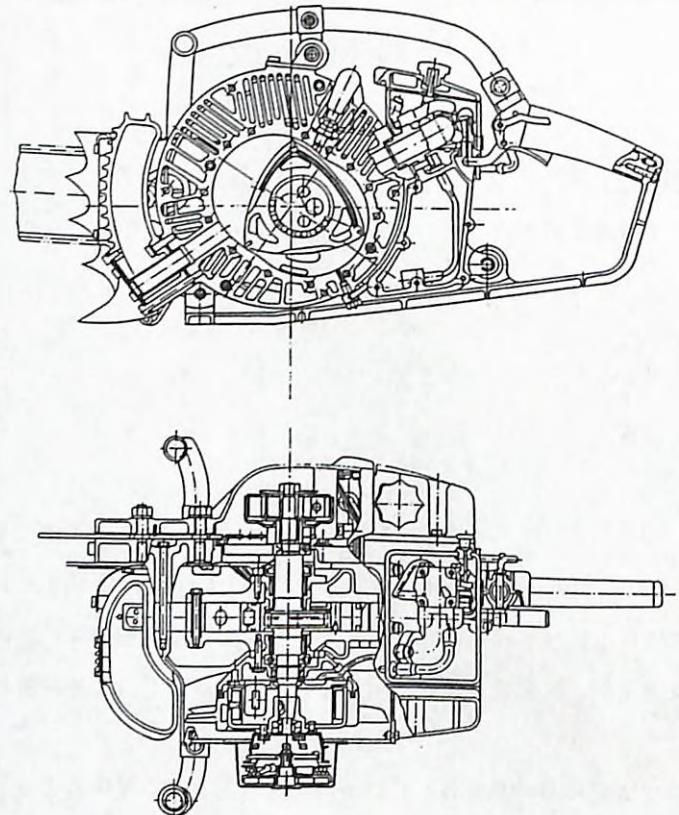


図-1 第1次試作機

搭載した。ワンマンロータリーチェンソー(砂形鋸物)(図-2)の試作を行った。第2次試作機の諸元を表-1に示した。

#### (2) 試作機の振動

前・後ハンドル把持部にB社製3方向加速度ピックアップを小鋼片を介して一定圧でクランプし、1/3オクターブバンド周波数分析を行った結果の概要はつぎのとおりである。

無負荷時の各回転数別の振動周波数分析結果(図-3,4)は、前・後ハンドルともに上下、左右、前後の三方向成分のそれぞれの最大値は3Gをこえることはなく、大半は2G以下、とくに後ハンドルでは周波数500Hz以下の範囲で1G以下となっている。

ブナ気幹材(含水率13~14%，断面20cm×20cm角材)を常用回転速度で鋸断中の前・後ハンドル把持部I, II, III 3ヶ所の振動加速度は図-5のとおりである。この場合、上下、左右、前後いずれの方向でも最大値3Gを越えることはないが、大半は周波数500Hz以下の

表-1

表-1 第2次試作機仕様諸元

名 称	単 位	
エンジン形式		空冷ワンケルロータリエンジン
エンジン行程容積	cc	57cc
出 力	ps/rpm	3/7000
ロータ数		1
ロータ巾	mm	38
トロコイド・長径/短径	mm	101/75
創成半径	mm	4.2
偏心量	mm	6.5
乾燥重量	kg	
全装備重量	kg	11.2
外形寸法	mm	418L×305W×248H
回転方向		右
点火方式		フライホイールマグネット
始動方式		リコイルスタータ
防振方式		防振ゴム4点支持
ソーチェーン潤滑方式		プランジャー式自動給油
燃料タンク	l	0.7
潤滑油タンク	l	0.3
燃料・オイル混合比		20:1
クラッチ		遠心クラッチ
スプロケット		リム式7枚歯
ソーチェーンピッチ		3/8 in
マフラー容積	cc	112

範囲で1~2G以下となっている。

このロータリーチェーンソーは、丸形防振ゴム(硬度50°)4個を装着しているが、上述の実験結果から、これはレシプロチェーンソーで防振ゴムを10数個装着させた場合(例えばK営林局改造グリップカット形-排気量70cc)とは同程度の振動となった。ロータリエンジンの採用

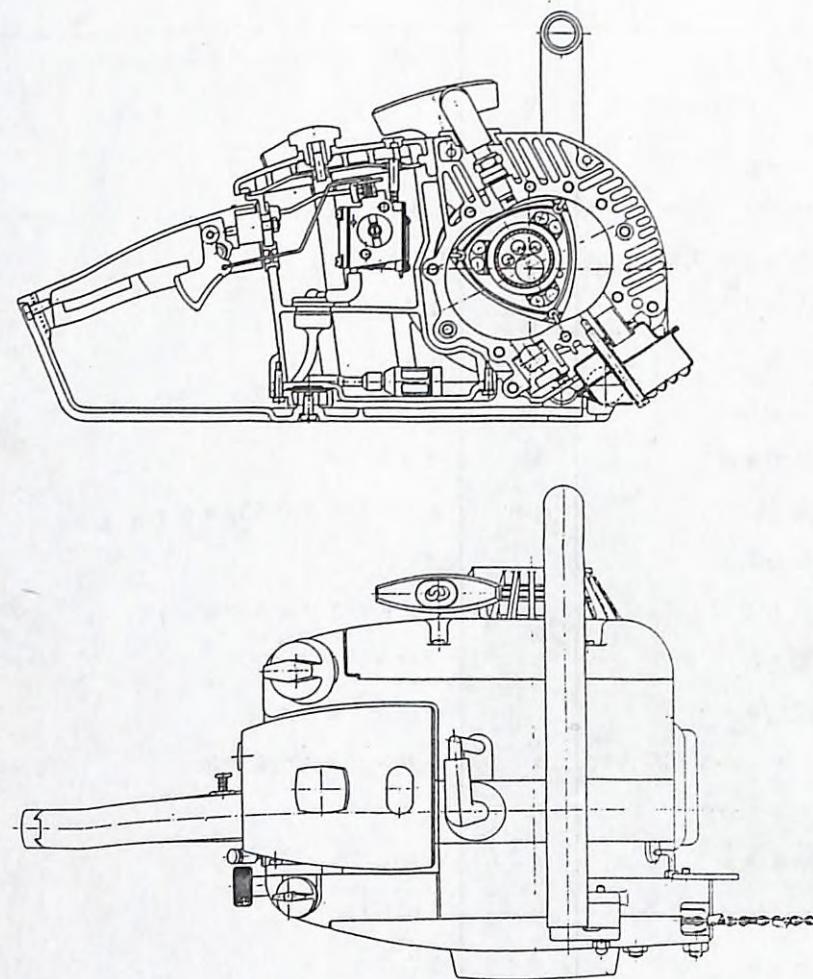


図-2 第2次試作機(56.5cc)

によって、相当程度振動の低下に寄与することが判った。

### (3) 試作機の騒音

オペレータの右耳元付近のヘルメットのリムに斜め下向きてとりつけたコンデンサマイクロホンによって、玉切姿勢で保持したロータリーチェーンソーの騒音を無負荷空転時の各回転数及び常用回転速度で木材鋸断中の周波数分析を行なった結果は図-6のとおりである。8000 rpm以上の高速回転時に周波数8 k~10 k Hz付近では100 dB以上の騒音レベルを発生

する傾向がみられるが、可聴音域の5 kHz以下では、高速回転時でも95 dB以下、回転数7000 rpm以下では90dB以下の騒音レベルにとどまっている。この騒音の著しい低下の原因を正確に指摘することはできないが、この試作機のマフラ容積は小さくロータリエンジンの燃焼、排気機構などのメカニズムに排気騒音低減の要因がありそうである。

この第2次試作機(砂形鋸造機)の振動騒音についてまとめるところ、次のとおりである。

(1) ロータリエンジンの採用はシプロエンジンに比べて、相当程度の振動低下が期待できる。しかし、この実用機としては、ハンドル部をエンジン部から防振ゴムで振動絶縁する設計も必要で、これによって大巾な防振効果が期待できる。

(2) このような考え方で試作したロータリーチェーンソー・ハンドル部の振動レベルは、高速回転時の最大値は3 G以下、大半は1~2 G以下の振動加速度の伝播にとどめることができた。

(3) 騒音レベルは、可聴音のうち5 kHz以下の帯域についてみると、回転数70000 rpm以下の低速域では90dB以下、それ以上の高速回転時でも95dB以下と相当低い値を示しており、ロータリエンジン特有の特性が表れている。

### 2) 第3次試作機の実用試験

第2次試作機をベースにさらに実用機としての改良を行い、図-7に示した第3次試作機(実用機)を製作した。本機の振動・騒音の特性はほぼ第2次試作機と同様であるが、砂形鋸物からダイカスト鋸物としたため、全体重量も軽量化された。表-2に本機の仕様諸元を示した。

第3次試作機は実用機として設計製作され、本機の実際性能の把握と、ロータリエンジン特有の問題点が作業性に及ぼす影響などの検討を行い、改良に資する目的から実際の伐木造材現場での

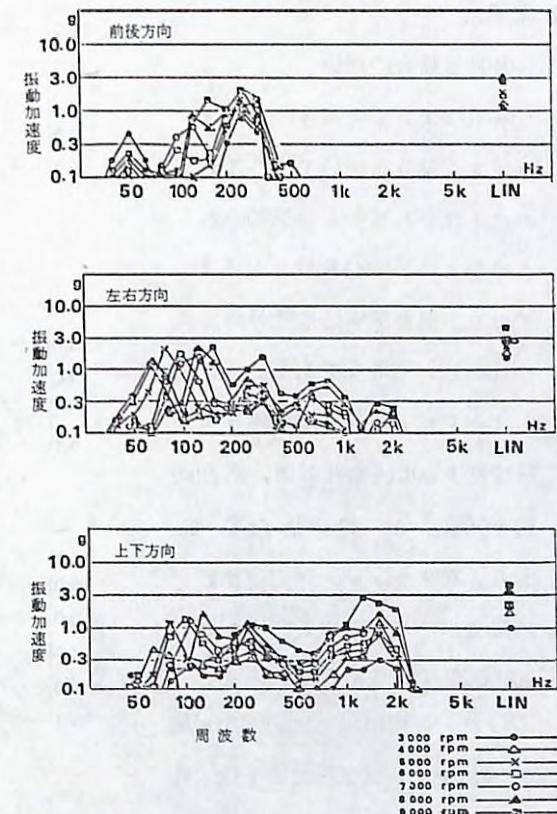


図-3 前ハンドルの振動レベル(無負荷時)

使用試験を行った。その結果を下記に記す。

#### (1) 振動と騒音の評価

本機はエンジン本体のロータハウジング部分を除いてすべてダイカスト化されている。振動の大きさは最大値が1.5G程度におさまっており、振動障害の危険が非常に少ないといえそうである。

オペレータの耳元騒音無負荷空転時約100dB(A)前後の値、鋸断時約108dB(A)前後となつており、在来チェーンソーの比較的騒音の小さいものより10~15dB(A)低く、実際のロータリーチェーンソー使用現場では50~70m離れるとチェーンソーによる伐木作業が行われているかどうかわからぬ程度低騒音であることが今回の現地試験でわかった。

#### (2) 伐木造材作業試験

本機による現地試験を昭和50年2月12日~15日(奥多摩)及び昭和50年3月23日~26日(沼田)の2ヶ所で行った。この現地試験は伐採現場において本機を使った場合①機械のトラブルをできるだけ見い出して長期使用に十分耐えうる構造に改良するための資料をうる、②作業に携わる者から作業性の良否について意見を聞く。③在来チェーンソーと比較して伐木造材の作業性能に問題がないことを確かめることに目的があった。この現地試験結果を表-3に示す。

ただし試験日数が少く、現地の地形、採材方法、作業手順などには差があるので、単純に作業性能を比較することは妥当でない。また、この現地試験では作業員にロータリーチェーンソーということを明示せず使用してもらい感想を聞いた。その主なものは①重量が重い、②振動が小さい、③騒音が小さく静かである。④アイドリング時にチェーンソーを傾けるとエンストしやすい、⑤在来のチェーンソーに比べエンジンにネカリがない等が挙げられた。

以上の現地試験の結果から、本機は実際の伐木造材作業に供しうるものであるが、必ずしも

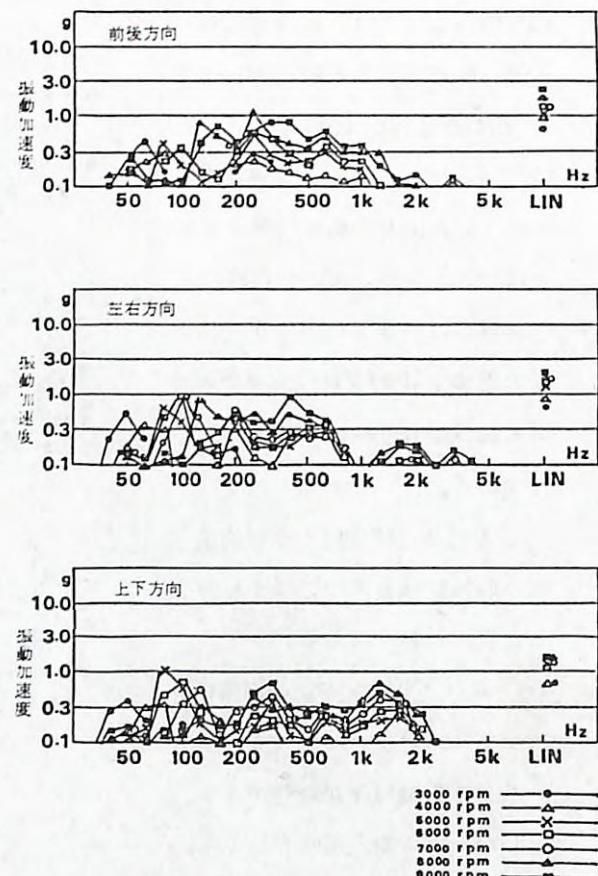


図-4 後ハンドルの振動レベル(無負荷時)

性能が十分でない点も指摘されており、より一層性能向上のための研究が必要であることが判った。

#### 3) 第4次試作機の実用試験

さきに試作実用化した排気量57ccのロータリーチェーンソーも度び重なる改良手直しを加えて、完成をみたものである。この標準サイズに加えて、軽量小形で、間伐、枝払い、シイタケ樹材処理などを考えたミニロータリーチェーンソーの試作も行った。本機の場合57ccの設計製作上のノウハウやロータリーチェーンソー独特の問題などを考慮して設計を行っており、軽量化には特に配慮した。図-8に本機の三面図を、表-4に仕様諸元を示す。

本機にはチェーンブレーキ、及びクラッチ作動時チェンオイル補給方式などの機構を取り入れた。このほか防振ゴムの耐久性の向上をはかる材質改変も行った。

#### (1) 動力性能

動力鋸試験装置によりブナ角材(20×20cm)の玉切り鋸断試験を行い、エンジントルク、ならびにエンジン回転数を測定し本機の動力性能を求めた(図-9)比較のため同一排気量(33cc)のレシプロチェーンソーについても同様のテストを行った。その結果本機では最大トルク約0.14kg m/8000 rpm、最大出力約1.6ps/9000 rpmを得た、一方レシプロチェーンソーでは最大トルク0.14kg m/8000 rpm、最大出力約1.6 ps/8500 rpmが得られ、本機はレシプロチェーンソーと同等の性能を有することがわかった。なお本機メーカー側のテスト結果を図-10に示す。

#### (2) 振動特性

本機は第3次試作機と同様防振ゴム4個でエンジン部分を懸架する、いわゆるフローティン

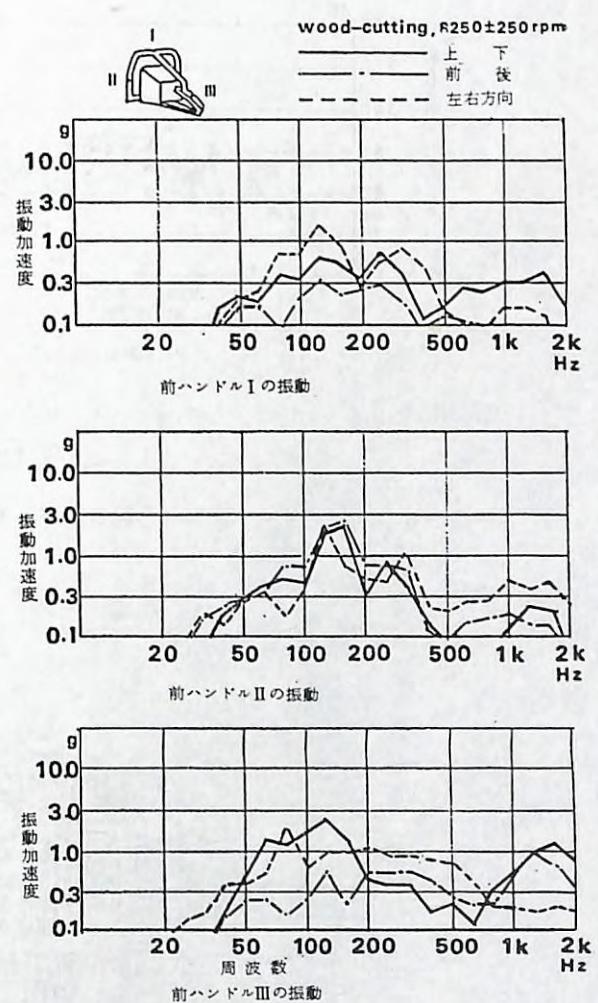


図-5 前・後ハンドルの振動レベル(木材鋸断時)

表-2 第3次試作機諸元

名 称	単位	
エンジン形式		空冷ワンケルロータリエンジン
エンジン行程容積	cc	56.5
ロータ数		1
ロータ巾	mm	38.0
トロコイド長経／短経		101mm / 75mm
創成半経	mm	42.0
偏心量	mm	6.5
乾燥重量	kg	8.7
全装備重量	kg	10.7
外形寸法	mm	440L × 288W × 253.5H
回転方向		右(クラッチ側より見て)
点火方式		C.D.I方式
始動方式		リコイルスタータ
防振装置		4点防振ゴム支持
ソーチェーン潤滑方式		自動給油
燃料タンク容量	ℓ	0.7
チェーンオイルタンク容量	ℓ	0.3
燃料・オイル混合比		40:1
クラッチ		遠心クラッチ
ソーチェーンピッチ	in	3/8
ガイドバー長さ	in	16" または 20"

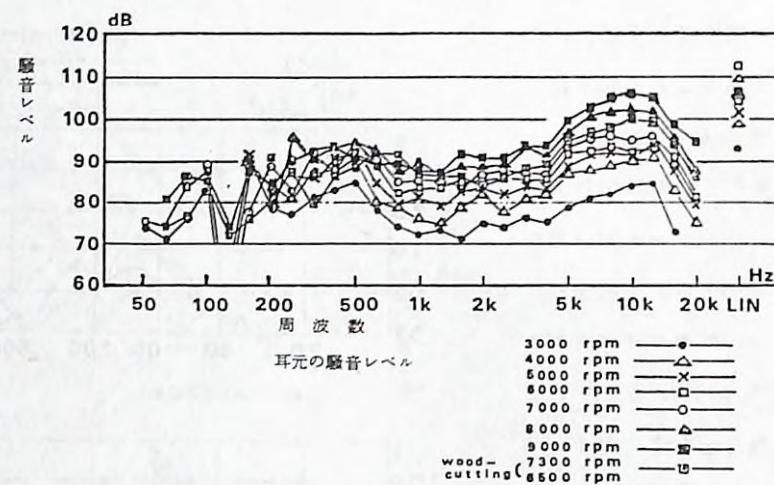


図-6 ロータリチェンソーの騒音レベル(無負荷時および木材鋸断時)

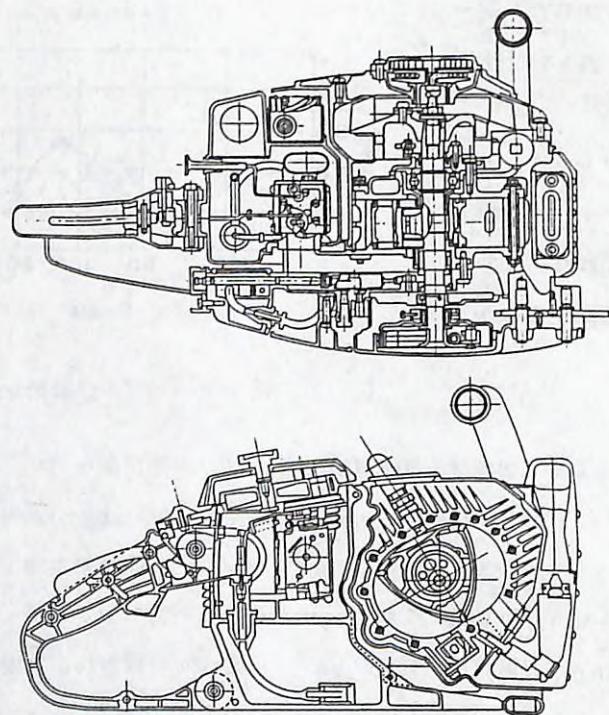


図-7 第3次試作機(実用機)

グ方式である。本機の無負荷空転時の振動測定試験を1/3オクターブ周波数分析器によって行った結果を図-11, 12に示す。これによると、最大振動レベルは前ハンドル、後ハンドルともに前後方向で2G/100Hz/6000rpmを示し3Gをこえることなく大半は2G以下に、とくに後ハンドルでは1G以下におさまって低い振動値を得ている。また鋸断時の最大振動加速度レベルは後ハンドル上下方向で1.6G/50Hz/8000rpmを示し2G以下におさまっている。

表-3 ロータリーチェーンソー第3次試作機による伐木作業事例

試験箇所	奥多摩	奥多摩	沼田
試験年月日		S 5 0.2 12~15	S 5 0.3 23~26
樹種	スギ	モミ, ツガ	広葉樹
林人工林	人 工 林	天 然 林	天 然 林 (二次材)
林令	50	70~200	60
斜面勾配	30~40°	35~45°	10~20°
胸高直径	18~40cm	50~90cm	5~40cm
作業手順	全幹材 伐採→枝払 →玉切	伐採→枝払 →玉切	伐採→枝払 →玉切
切程 $m^3$ /人日	30.1	11.6	
燃料 $\ell$ /日	4.9 / 4.1hr	3.5 / 3.9hr	
消費量 $\ell/m^3$	0.16	0.3	
チェーンオイル $\ell$ /日	2.1	1.5	
消費量 $\ell/m^3$	0.033	0.13	

### (3) 驚音特性

騒音を無負荷空転時の各回転数および常用回転数で木材鋸断時について1/3オクターブ周波数分析した結果を図-13に示す。この図から本機は500Hz~1KHzの音域にピーク値が集中し、その値は100dBを下回っている。またオーバオール値は102dB(A)を示している。

### (4) 作業性能

第3次試作機同様奥多摩(東京)の民有林において試作機の現地試験を行った。現地試験は本機使用時の作動状況、操作上の問題点、不具合箇所などを見出すとともに、オペレータによる使用感触、改良要望などの聞きとり調査及び作業時間分析、燃料消費量、チェーンオイル消費量、出来高量の調査を行った。テスト現場の林況、作業実績等を表-5に示す。現場は斜面勾配が平均40度と急峻で、足場が悪く、雨天などは滑落の危険がある。林相は60年生、スギ、ヒノキの人工林である。伐倒木の胸高直径は5~36cm、平均15.2cmであった。試験は実質4日間と短期間であったが、通常の作業手順で作業を行ってもらい、作業のありのままを調査した。結果は表-5の通りである。ここでの作業手順は伐倒(一度に約10本程度伐倒)→枝払い→玉切り→木寄せの順で行われ、伐木造材は枝払いを含めて全てチェーンソー作業である。平均作業功程は伐木造材量で約10 $m^3$ /人日、伐倒本数で約76本/人日、である。なおこの伐木作業に要した燃料は3.1 $\ell$ /日、チェーンオイル消費量は0.86 $\ell$ /日であった。この試験結果か

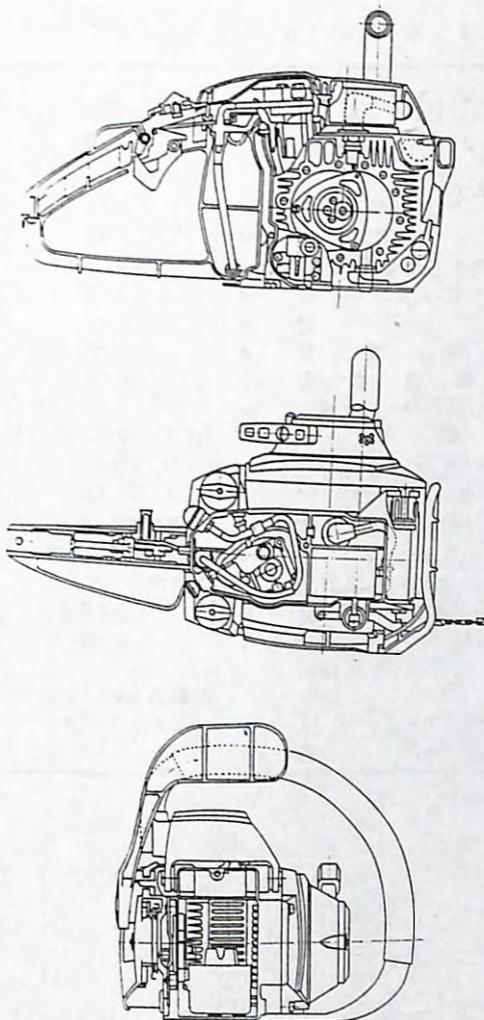


図-8 第4次試作機(ミニロータリーチェーンソー)

ら本機は第3次試作機とほぼ同程度の能力が期待できそうである。

なお本機を使用したオペレータの使用所見は①振動と騒音が小さく疲れない、②重量が軽く扱いやすい、③スタータが軽くエンジンがかかりやすい。④チェーンスピードが速く切れ味がスムーズである。⑤燃料タンク容量が小さく燃料補給頻度が多い(燃料タンク容量が小さく、同時に燃料消費量が多いことに起因している。)⑥チェーンブレーキの調整と改良が必要、⑦ときおりマフラーから小さな着火カーボンが出て気になる、⑧手動のチェーンオイル給油機構、⑨クラッチ係合回転数が高く、低速回転域でクラッチが滑り、在来機に馴れているオペレータにはパワー不足に感じられた。⑩排気ガスの匂いがきつく臭い。等々が挙げられた。

表-4 第4次試作機（ミニロータリーチェーンソー）諸元表

名 称 単 位	
エンジン形式	空冷ワンケルロータリエンジン
エンジン行程容積 cc	32.7
気化器	ティロットソン
ロータ数	1
ロータ幅 mm	30
トロコイド長径／短径 mm/mm	86.2/63.8
創成半径 mm	35.5
偏心量 mm	5.6
乾燥重量 kg	5.8
全装備重量 kg	6.5
外形寸法(長×巾×高) mm	352×250×230
回転方向	右(クラッチ側より見て)
点火方式	C.D.I方式
点火ブランク	NGK C-6H
始動方式	リコイルスター
防振装置	4点防振ゴム支持
チェーンオイル給油方式	自動給油
燃料タンク容量 ℥	0.28
オイルタンク容量 ℥	0.15
燃料・オイル混合比	40:1
クラッチ	自動遠心式
ソーチェーン in	ピッチ: 1/4
案内板 in	14

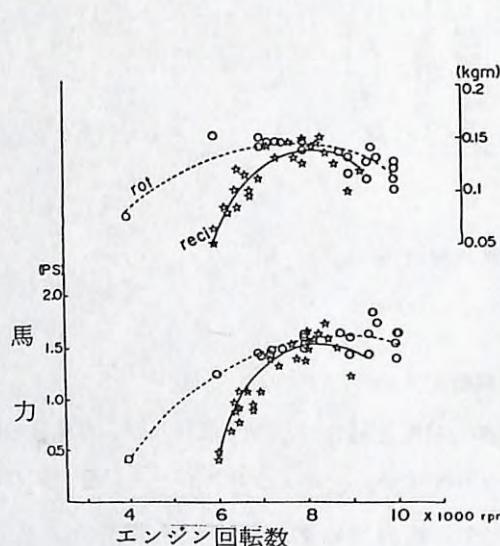


図-9 ミニロータリーチェーンソーおよび  
ピレシプロチエーンソーの鋸断動力

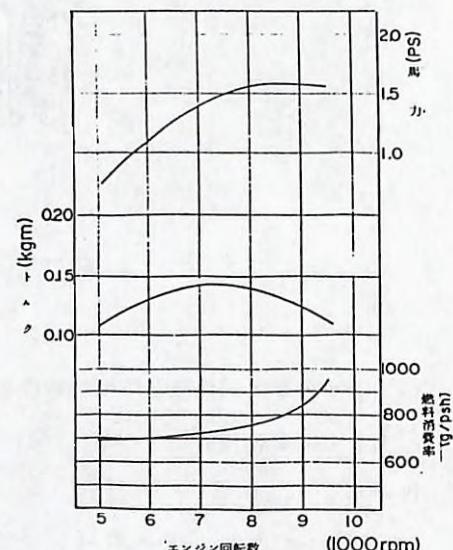


図-10 ミニロータリーチェーンソー  
エンジンの性能曲線

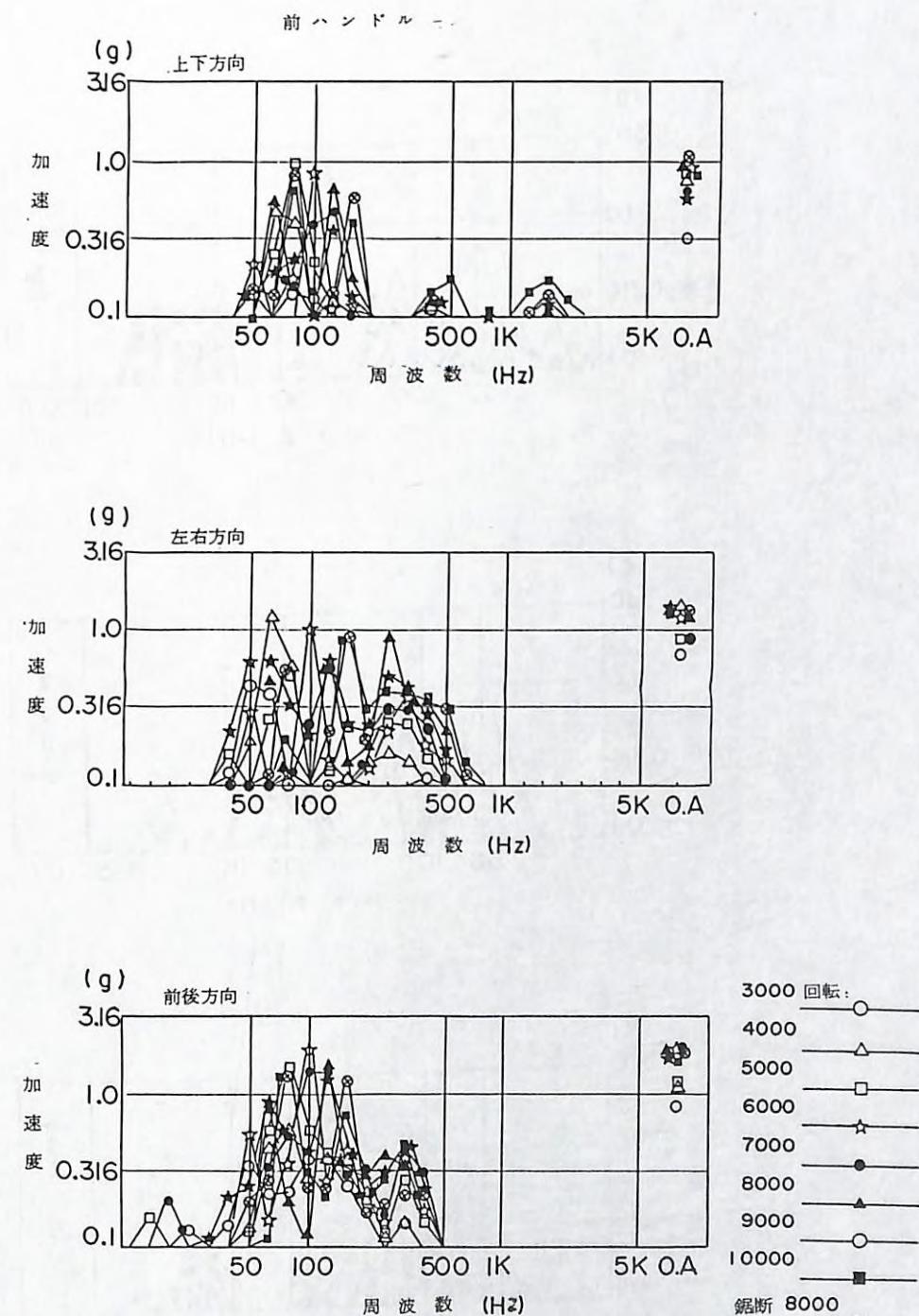


図-11 前ハンドルの振動加速度(実効値)

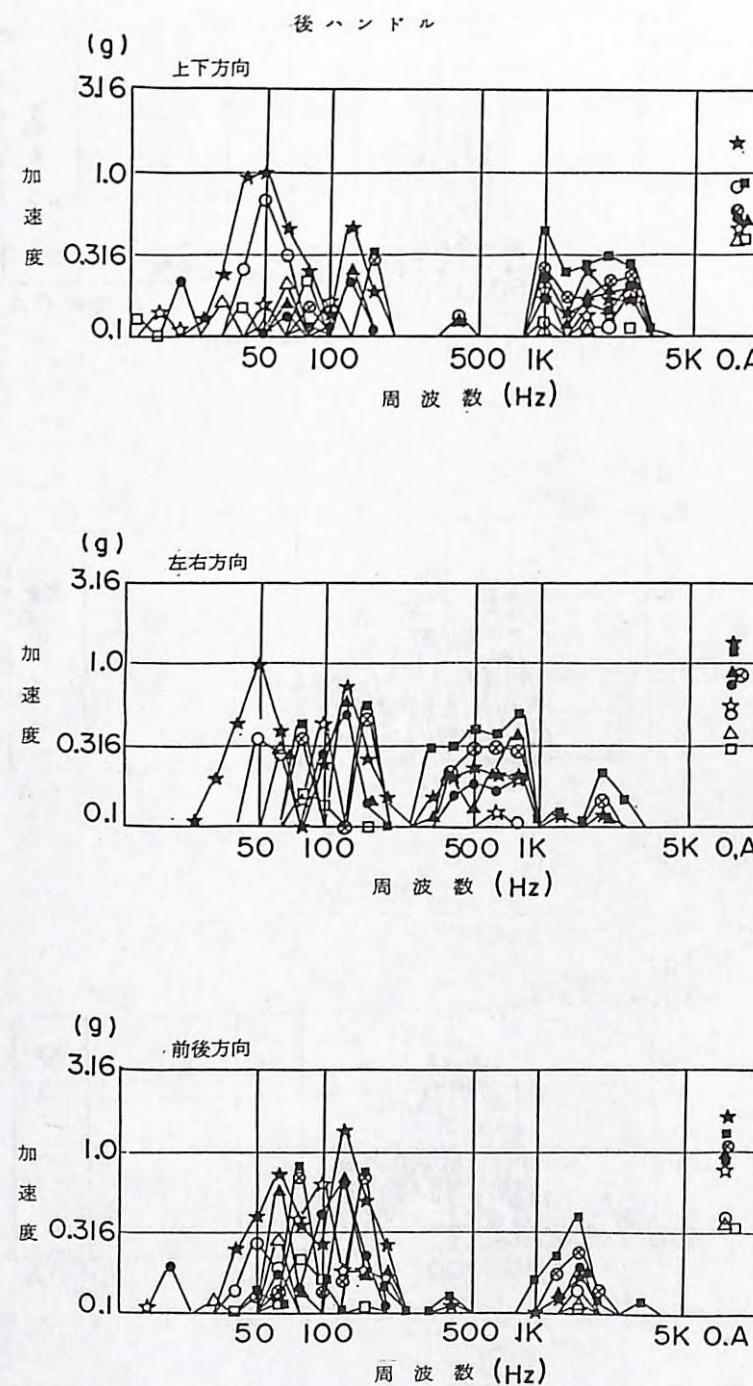


図-12 後ハンドルの振動加速度(実効値)

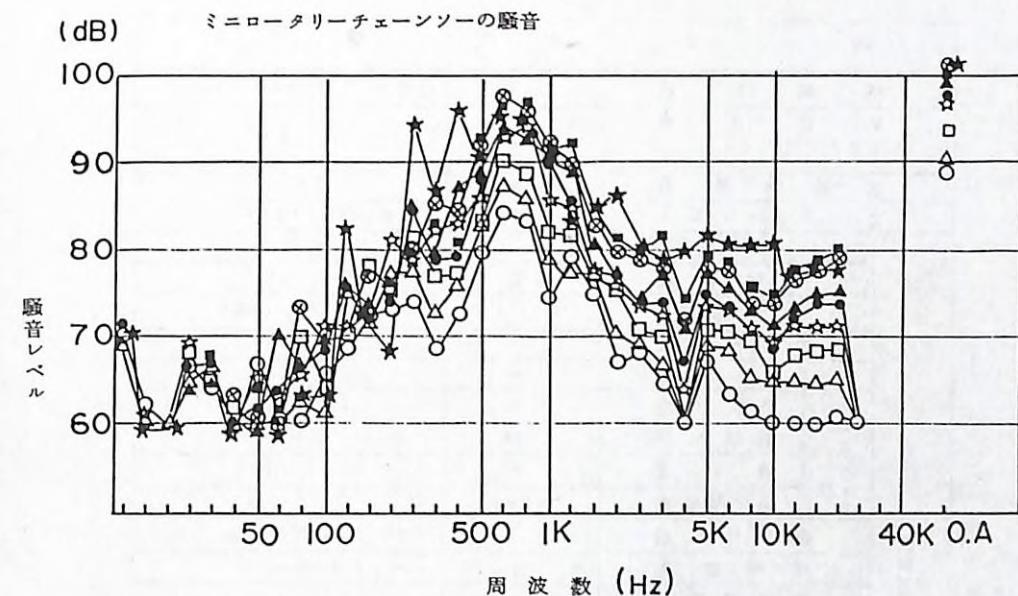


表-5 第4次試作機(ミニロータリーチェーンソー)による作業性能

	第1日	第2日	第3日	第4日
樹 林	スギ,ヒノキ 人工林	同	同	同
林 齡(年生)	60	60	60	60
斜面勾配(度)	35-45	35-45	35-45	35-45
胸高直徑(cm)	22.1 6-27.8	18.9 7.5-28	20.6 6-28	19.5 5-30
作業性能(m <sup>3</sup> /台/人日)	10.233	8.853	9.798	12.808
燃料消費量(l/台日)	3.36	3.08	2.80	3.36
オイル消費量(l/台日)	0.9	0.9	0.75	0.9
正味作業時間(h:m:s')	5h34'	4h27'	5h06'	5h02'
(正味チェーンソー運転時間) (正味チェーンソー運転時間)	4h09'	3h28'	3h59'	4h24'
労働時間	0.519	0.433	0.498	0.550
作業手順	伐枝 ↓ 玉木 ↓ 倒木 ↓ 払切 ↓ 寄	同	同	同

表-6 第5次試作機(大形ロータリーチェーンソー)仕様諸元表

項目	単位	要目
機関形式		空冷 NSU-ワンケルロータリエンジン
乾燥重量 (ガイドバー、 チーン除く)	Kg	約 8.4
全装備重量	Kg	約 11.0
寸法(長×幅×高)	mm	421×287×259
機関		
ロータ数		1
行程容積	cc	77.7
最大出力/ 回転速度	ps/rpm	42/7500
圧縮比		8.0
ロータ巾	mm	46
寸法	長径/短径	105.3/76.7
コイド法	創成半径	43.5
偏心量	mm	7.15
最大振動角	deg	29°33'
燃料系統		
気化器		ダイヤフラム式(浮子無し)
使用燃料		レギュラガソリン
使用混合比		40:1
燃料タンク容量	l	約0.7
給油系統		
給油方式		プランジャー自動式
潤滑油タンク容量	l	約0.3
使用潤滑油		ソーチェーン専用オイル
点火方式		C. D. I
点火プラグ		NGKC-6H
始動方式		リコイルスタート
クラッチ		遠心クラッチ
スプロケット形式(歯数)		リム形(7枚)
標準ガイドバー長さ	cm(in)	63(25)
ソーチェーンピッチ	in	3/8
防振装置		防振ゴム付き(4箇)

以上第4次試作機ミニロータリーチェーンソーの各種性能の概要を述べた。また改良すべき点もみられるが、一応実用に十分供しうる見通しが得られた。特に①急斜面での使用には手頃な重さである。②振動が小さく手指にシビレが残らない、③動力性能、作業性能共に他の同等機種と差は認められない、④燃費性能向上の検討が必要であり、同時に燃料タンク容量の増加改良が必要である。等の諸点が明らかになった。

#### 4) 第5次試作機の実用試験

排気量57cc, 33cc, のロータリーチェーンソーに加えて天然林の大径木の伐木造材、輸入外材の荷役土場、製材工場での造材作業用として大形防振ロータリーチェーンソー(排気量78cc)の試作をすすめてきた。本試作機の性能試験結果を報告する。

##### (1) 構造の特徴

本機は既報告の2機種に加えてロータリーチェーンソーのシリーズ化を図ったもので、試作2機

種の性能実績とともに設計を行ったものである。仕様諸元を表-6に示す。本機の構造上の特徴は排気量を78ccにアップしているが、チェーン一本体サイズは57ccのロータリーチェーンソーと全く同一寸法に抑えていることである。特にエンジンを覆うエンジンケーシングは排気量57ccのケーシングと共に共通とし、部品の互換性を図り、部品点数を減らしコストの低減化を図った点が特徴である。しかし排気量の増量でロータ及びロータハウジングの寸法増による重量増加が約0.3kgとなっている。(注57cc: 10.7kg 78cc: 11.0kg である。)また、エンジンケーシングを共通化したため、燃料タンク、オイルタンク容量も57ccのものと全く同じで、エンジン排気量に比べて相対的に小さく運転継続時間が制約されることになった。同様に防振機構も57cc機と全く同じで防振ゴムをせん断方向で使用し、エンジンの前方下部に左右1個、後方上部に左右各2個の4点懸架のフローティング方式を採用している。

##### (2) 動力、振動騒音等の性能

第5次試作機のエンジンの動力性能を図-14に示す。図で見る通り最大出力は4.5ps/8000 rpm最大トルク0.46kgm/6000 rpmで十分な性能を有している。さきの試作2機種と同じく本機も遠心クラッチ係合回転数がほぼ5000 rpm程度に設計されているため、在来機のクラッチ係合回転数が3500~4000 rpmと比べると高回転数域にあり、6000 rpm位からクラッチのスリップが大きく、エンジンにねばりがないという印象を与える要因になっている。図-14のトルク曲線でもみると6000 rpm域がトルク最大域であるにもかかわらず、遠心クラッチのスリップで動力が十分伝えられていないという点は検討が必要と思われる。

次に本機の振動レベルを検討する。図-15, 16に無負荷空転時の前・後ハンドルの振動測定結果を図示した。前ハンドルでは上下、前後方向で約3G/160Hz/10000 rpm後ハンドルでは左右方向で3.2G/160Hz/10000 rpmが最大で、防振が良くない。一方鋸断時の最大値は1.3G 125Hz/8000 rpm(前ハンドル上下方向)となっている。本機は前、後ハンドル共に9000~10,000 rpmで振動加速度が増加する傾向がある。防振機構の再チェックが必要である。

次に騒音についてみると図-17に示したように、無負荷空転時、鋸断時ともに400Hz~1kHzの音域にピーク値が集中しており、特に7000~10,000 rpmではピーク値が100dBを僅かに越えており、オーバオール(A)値は無負荷時106dB/9000 rpm、鋸断時103dB/8000 rpmとなっている。これは排気量の増量による排出ガスの排気エネルギーの増加が要因ではないかと考えられるが、今後改良すべき点である。

ロータリーチェーンソー(57cc, 78cc)の排気ガス成分を2サイクルレシプロチェーンソーと対比して表-7に示した。ロータリーチェーンソーは2サイクルレシプロチェーンソーに比べ低速回転域(3000 rpm)ではNO, HC, CO, CO<sub>2</sub>成分ともに1/2, 高速回転数域(8000 rpm)

ではHC成分が極度に減って1/8程度、他の成分についても30~50%減となっているのが特徴である。つまり在来の2サイクルレシプロエンジンでは機構上、掃気を行う時の生ガス流出、燃料時間が短かいということから、燃焼温度も低くなる。つまり混合気が十分燃焼し切らないうちに排出されるためHC成分が多くなる。一方、ロータリエンジンでは機構上ロータは軸回転数の1/3の回転速度で回っており、燃焼室内での燃焼時間は2サイクルエンジンに比べ長く、良く燃焼して排出されるということから排気温度も高く、排気ガス成分も異ってくるものと考えられる。

### (3) 作業性能

第5次試作機の現地試験を笠間官林署筑波国有林18班に小班の立木販売個所(現林試笠間実験林)で行った。ロータリチェーンソーによる伐採作業は伐木に長い経験をもった伐採手によって行った。

この作業現場の地形は皺曲が多く、平均斜面勾配は10~25度程度であった。作業手順は伐倒→枝払い→玉切→木寄せ、枝條整理と伐倒木毎に処理してゆく方式であった。

この結果を表-8に示す。これによると1人1日当たりの出来高はほぼ10m<sup>3</sup>/人日、伐倒本数は平均30本/人日であった。この伐木造材に要した燃費4.4ℓ/日、チェーンオイル消費量は1.7ℓ/日であった。作業能率は在来のチェーンソーと全くかわらない。むしろ試験現場の材がチェーンソーの能力に比べ小径で、大径材用としての性能をもちながら十分な性能を発揮しえなかつともいえる。

この作業に従事した伐採手の使用所見は①振動がほとんど感じられないで楽である。②騒音の音色がやわらかで耳障りにならない、③重量が大きく、長時間の継続使用は困難、④燃料切れが早く、ほぼ30分の継続作業しかできない、など既開発の2機種のテストの場合と同様の問題点が挙げられた。

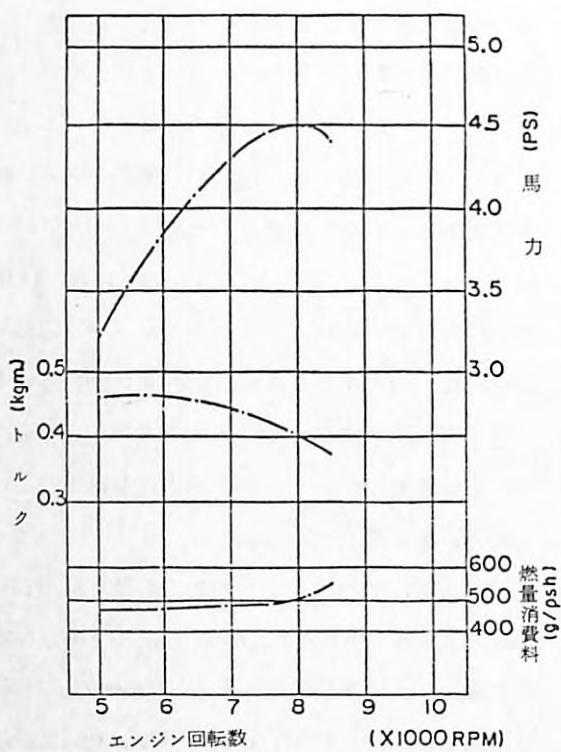


図-14 動力性能

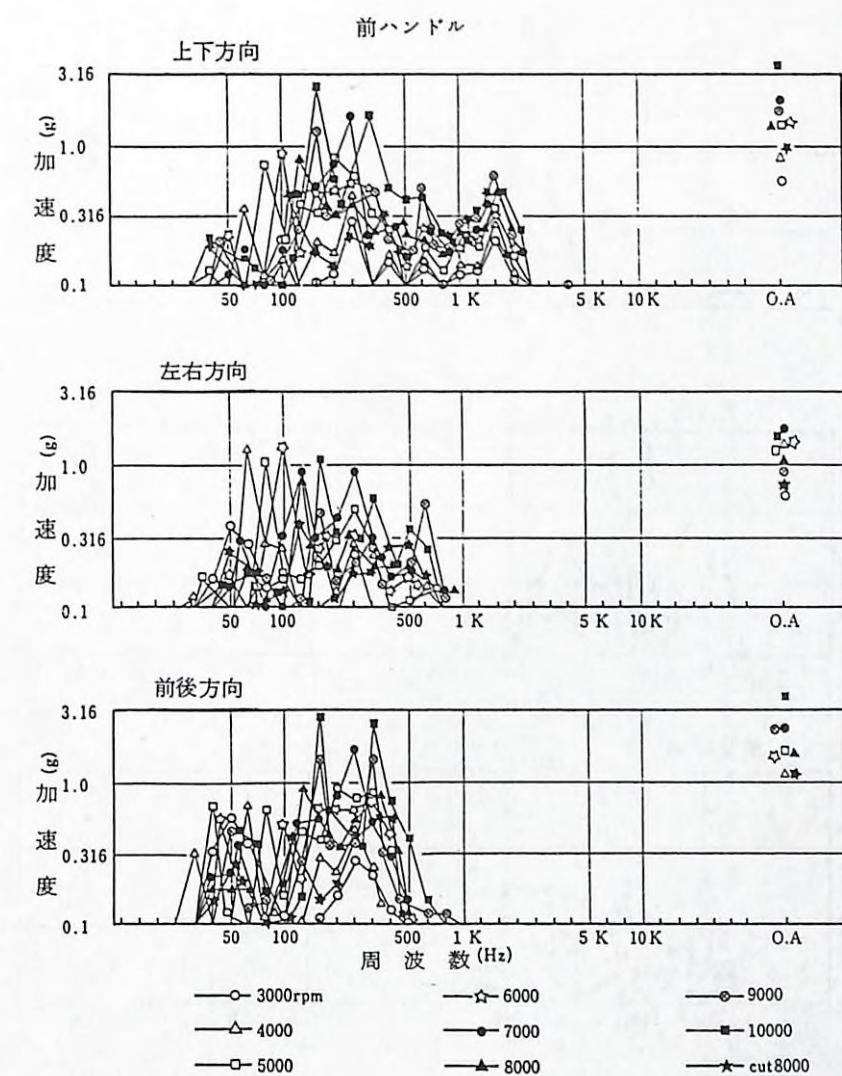


図-15 前ハンドルの振動加速度

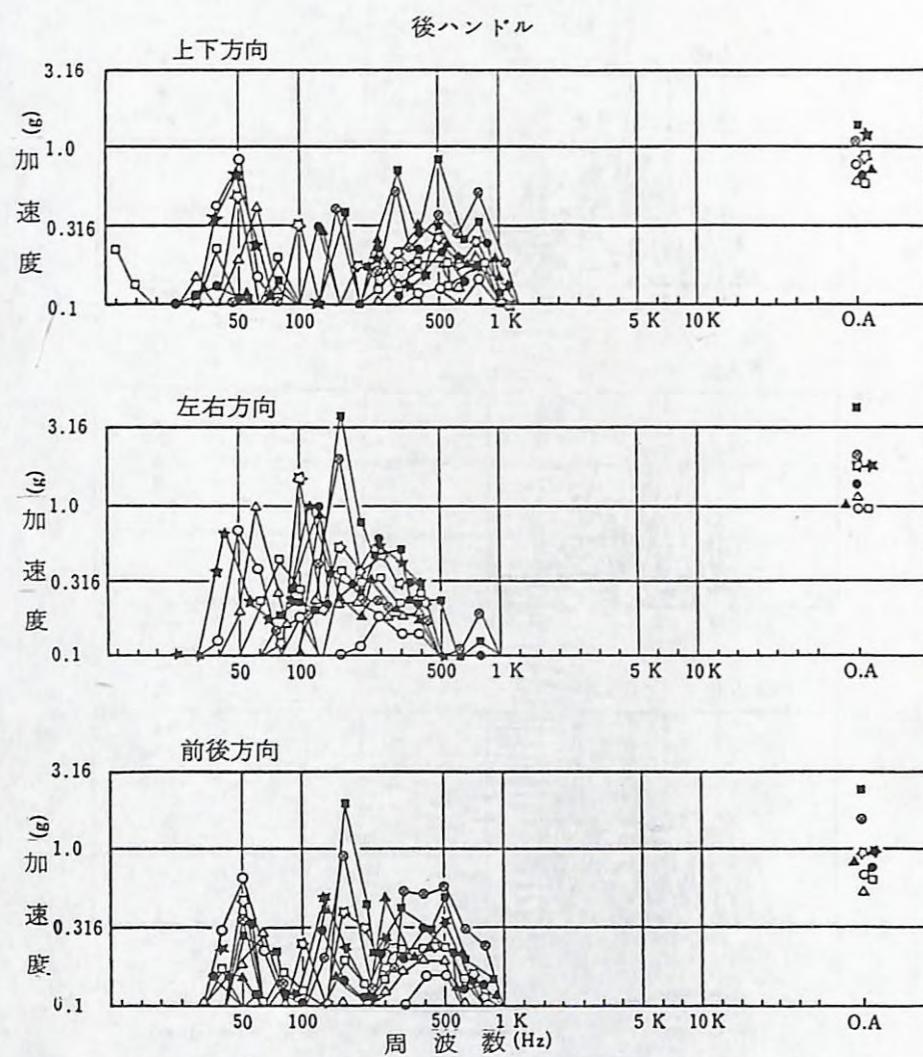


図-16 後ハンドルの振動加速度

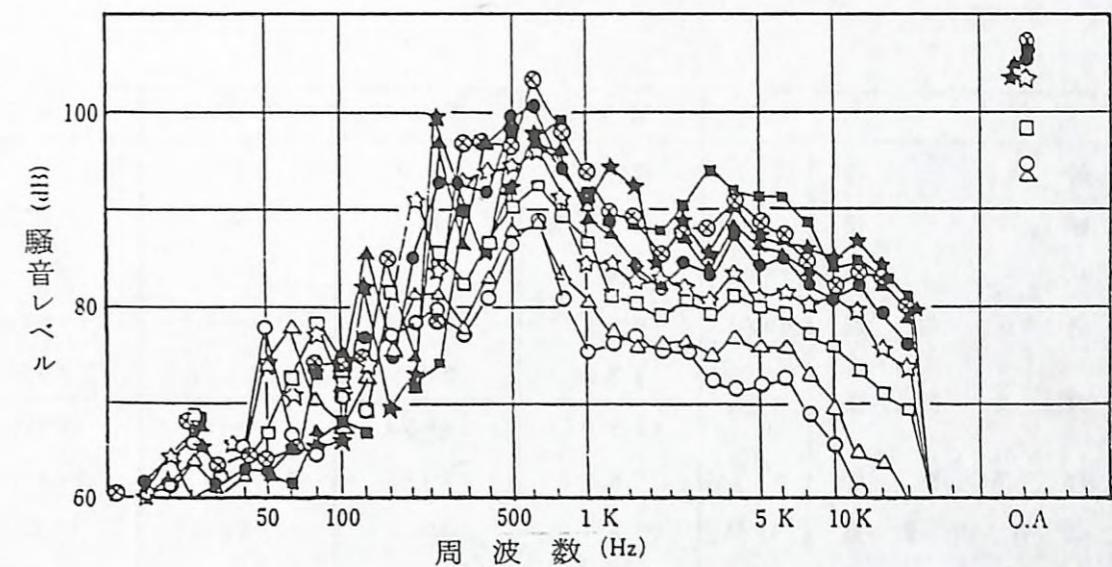


図-17 大形防振ロータリチェーンソーの騒音

表-7 チェーンソーの排ガス成分

	低速回転 300 rpm		高速回転 8000 rpm	
	往復動式	ロータリ式	往復動式	ロータリ式
No (ppm)	30~60	24~27	50~70	40~50
HC (ppm)	3000~4000	2000	4000 over	400~750
CO <sub>2</sub> (%)	2~3	1~1.5	2.5~7	4~5
CO (%)	2~4	1.3~1.5	3.5~6	1~2

表-8 大形防振ロータリーチェーンソーの作業性能

			第 1 日	第 2 日	第 3 日	第 4 日
樹 林	種 相		スギ、ヒノキ 人 工 林	同	同	同
林 令	year		6 0	6 0	6 0	6 0
斜 面 勾 配	deg		1 0 ~ 2 5 2 0 . 3	1 0 ~ 2 5 2 2 . 7	1 0 ~ 2 5 2 2 . 7	1 0 ~ 2 5 2 5 . 2
胸 高 直 径	cm		1 2 ~ 3 1	1 6 ~ 3 3	1 4 ~ 3 6	1 5 ~ 3 2
作 業 性 能	m <sup>3</sup> /人日		7.8 1 8	7.1 8 8	9.5 8 8	1.4 5 4 5
燃 料 消 費 量	l/日		3.9	3.0	5.0	5.7
チ ェ ン オ イ ル 消 費 量	l/日		1.7	1.3	1.9	2.2
正 味 作 業 時 間	hour		4 <sup>h</sup> 1 3 ' 1 5 "	4 <sup>h</sup> 1 4 ' 4 0 "	4 <sup>h</sup> 5 2 ' 1 5 "	6 <sup>h</sup> 2 5 ' 5 2 "
正味チ ェ ン ソ ー 運 転 時 間	hour		3 <sup>h</sup> 0 0 ' 0 1 "	2 <sup>h</sup> 5 9 ' 2 8 "	2 <sup>h</sup> 4 8 ' 0 9 "	3 <sup>h</sup> 5 2 ' 1 1 "

今後の改良の方向としては重量の軽減及びクラッチ係合回転数の検討などのはか、高温排気ガスの処理の問題が挙げられる。

## 2. 林業用手持機械のハンドルに伝播する振動の分析値に関する一考察

国立林試では15年間に亘って、チェーンソー、刈払機など林業用手持機械の振動・騒音の測定を継続しており、これらの測定値を、林業機械メーカーには機械の改良のため、同ユーザには機種選択のためのデータとして提供するべく、主として $1/3$ オクターブバンド周波数分析を行なってきた。今回はチェーンソーハンドルの振動の $1/3$ オクターブ周波数分析結果から、その内容を一つの代表値で示す防振性能の表し方について考察を試みた。

### 1) 総合評価値の合成方法

一台のチェーンソーの振動測定で得られるデータ数は前・後両ハンドルにつき上下・左右、前後方向の3成分、計6成分(1)、無負荷空転時の3000～10,000 rpm の8段階と鋸断切削時を加えて9段階であり、これらのそれぞれについて1／3オクターブ分析した周波数成分のうち12.5～500 Hz の17データを採用すると、全部で918データとなる。この918データを順次合成処理して最終的に一つの数値、総合振動評価値を求めた。合成計算処理方法は以下のとおりである。

相互に関連性の高いデータ	周波数分析結果	2乗法則,	$O A \text{ 値} = \left( \frac{\sum_{125}^{500}}{} (af)^2 \right)^{\frac{1}{2}}$	(1)
	振動方向別データ	3軸合成,	$\alpha, \beta = (x^2 + y^2 + z^2)^{\frac{1}{2}}$	(2)
	ハンドル別データ	ベクトル和	$T = (M_\alpha^2 + M_\beta^2)^{\frac{1}{2}}$	(3)
相互に関連性の低いデータ	エンジン回転数別データ	相加平均,	$S_\alpha = \frac{1}{8} \sum_{\frac{10}{3}} d_r$	(4)
	空転時・鋸断時別データ	相加平均,	$M_\alpha = \frac{1}{2} (S_\alpha + C_\alpha)$	(5)

## 2) 計算結果

図-18～21に合成計算の手順に従って得た結果を示した。表-9, 10, 11, 12の最下欄は式(1), (2), (4), および(5), (3)によるものである。また図-18, 19, 20には振動方向別のエンジン回転数とオーバオールの値の関係およびエンジン回転数と3軸合成値の関係を示す。図-21に現用チェーンソー-25機種について求めた総合評価値をエンジン排気量を横軸にとって示した。比較のため空転時(多くは10,000rpm時, まれに3,000rpm時)における最大値, および常用回転錨断時における最大値を併記して示す。

### 3) 考察

図-21から、エンジン排気量と評価値の関係は空転時および鋸断時の最大値のそれと傾向が類似しており、特に鋸断時の最大値について一層明らかである。このことから林野庁及び労働省において採用されている鋸断時の最大値も、防振性能を表す一つの代表値として大筋で妥当な値であるといえよう。

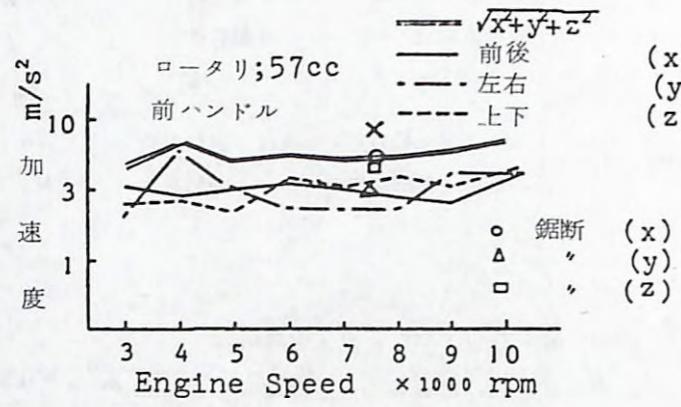


図-18

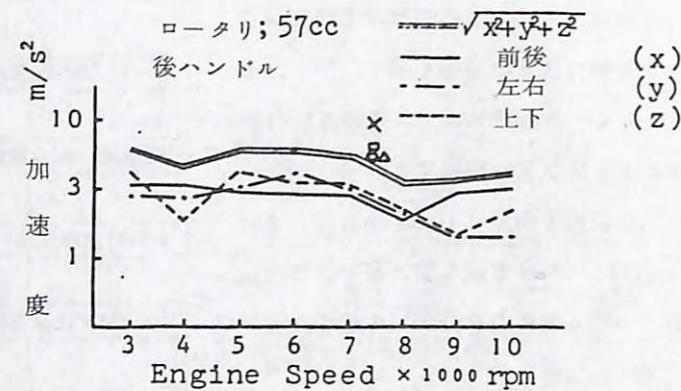


図-19

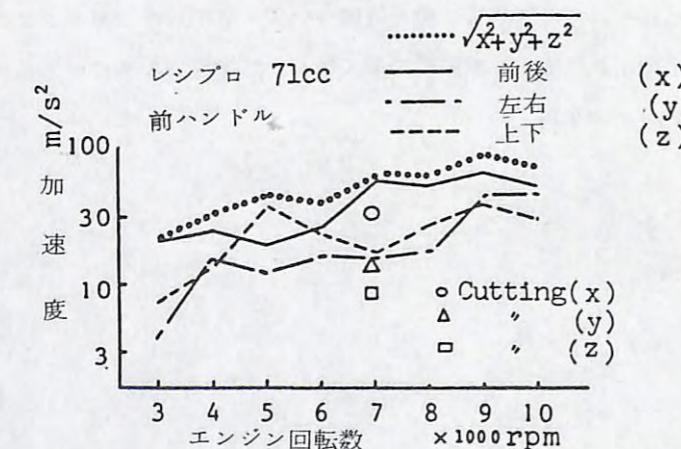


図-20 方向別エンジン回転数とオーバオール値

表-9 振動加速度周波数分析例  
(1/3オクターブバンド)

周波数 Hz	加速度 $m/s^2 rms$								
	エンジン回転数 $\times 1000 \text{ rpm}$								
	無負荷空転								鋸断
20									
25									
32		1.3							0.3
40	0.8	0.3	1.8						0.4
50	0.9		0.3	1.4	0.7				0.6
63	1.4	5.6		0.5	1.5	1.3	0.4	0.4	1.4
80	0.5	1.4	2.5	0.5	0.4	0.6	0.6	0.9	1.1
100	0.4	0.4	0.4	1.5	0.5	0.3	0.4	0.4	1.1
125		0.3	0.5		0.9	0.5	0.6	0.4	1.3
160	0.4		0.7		0.3	0.3	2.4	3.5	0.5
200				0.6	0.4	0.4		0.6	0.7
250				0.5	0.8	1.6	0.5	0.5	1.4
315	0.4	0.3	0.4	0.4	0.6	0.6	1.5	1.2	0.4
400				0.4	0.3	0.4	0.3	0.5	0.6
500				0.3	0.3	0.4	0.6	0.4	0.7
O.A.	2.1	6.0	3.3	2.4	2.4	2.5	4.1	4.1	3.3

表-10 振動加速度125～500HzのO. A. 値

表-11 ハンドル別三軸合成値

合成加速度			
$\times 1000 \text{ rpm}$	前ハンドル	後ハンドル	
無負荷空転	3	4.6	6.1
	4	7.1	4.8
	5	5.1	6.2
	6	5.8	6.3
	7	5.2	5.7
	8	5.4	3.6
	9	5.9	3.7
	10	7.2	4.2
	S	5.8	5.1
	M	7.9	9.5
鋸断	7	6.9	7.3

表-12 総合振動評価値

エンジン 回転数	12.5～500Hzのオーバーオール値 $m/s^2$								
	前ハンドル			後ハンドル					
	X	Y	Z	$\alpha$	X	Y	Z	$\beta$	
無負荷空転	3	3.3	2.1	2.5	4.6	3.4	2.9	4.1	6.1
	4	2.8	6.0	2.6	7.1	3.4	2.8	1.9	4.8
	5	3.2	3.3	2.2	5.1	3.1	3.3	4.2	6.2
	6	3.6	2.4	3.8	5.8	2.9	4.3	3.6	6.3
	7	3.2	2.4	3.3	5.2	2.9	3.3	3.7	5.7
	8	2.8	2.5	3.9	5.4	1.9	2.2	2.2	3.6
	9	2.6	4.1	3.3	5.9	3.0	1.5	1.5	3.7
	10	4.2	4.1	4.2	7.2	3.2	1.5	2.2	4.2
	鋸断	7	5.4	3.3	4.8	7.9	5.2	5.2	9.5

総合評価値		
前ハンドル	後ハンドル	全体
6.9	7.3	10.0

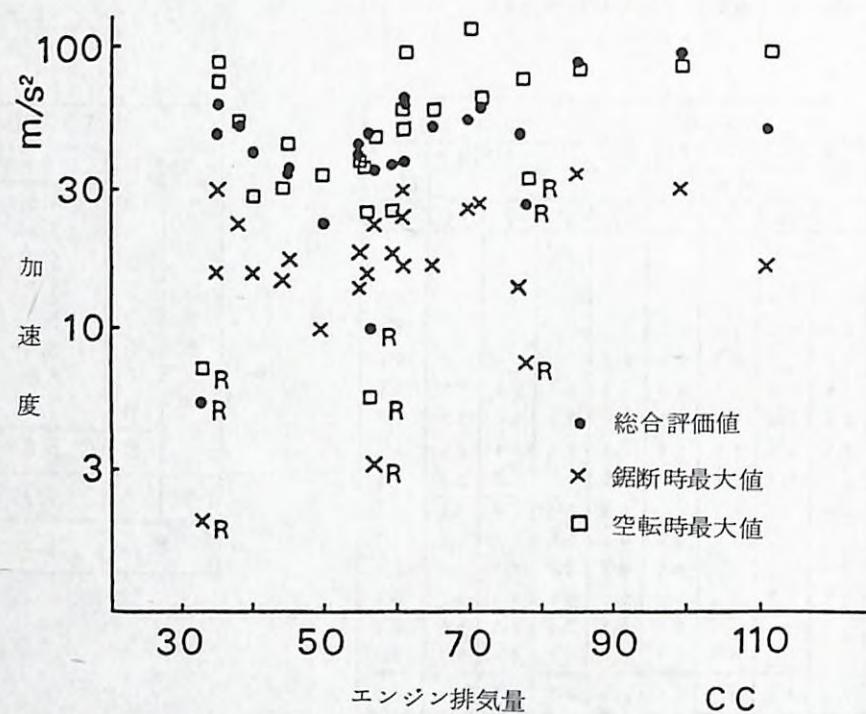


図 21 排気量別総合評価値と空転時および鋸断時最大値

### 3. 対向ピストンエンジンチェーンソーの振動騒音

対向ピストンエンジンチェーンソーは在来チェーンソーの低振動、低騒音化を目標として開発されたものである。本機の振動・騒音についての試験結果を報告する。

#### 1) 構造と特徴

- (1) 本機はシリンダを対向配置した2サイクルエンジンをベースに構成され、対向ピストンの往復運動で生ずる方向反対の慣性力を干渉させることにより、エンジン自体の起振力を減少させ、さらに前・後ハンドル、および燃料タンクなどを一体に構組みとし、把持部との間に防振ゴムを挿入した防振内蔵形、つまりフローティング方式の防振構造となっている。
- (2) エンジンの吸気系は、空気取り入れ部の配置およびリードバルブ方式の採用などにより、吸入音と機械音の放射を防ぐ構造となっている。
- (3) エンジンの排気系統は、エンジン本体の底部に大容積(約350 cc)のマフラを設置して、対向するシリンダから排出される排ガス流を上記マフラ内で干渉させ、ガス排出音の消音を行う機構となっている。
- (4) また、上記防振内蔵形の採用に伴い、燃料タンクなどを一体化してエンジン部の密閉化をはかり、機械音の吸収、遮断をはかる構造となっている。

(5) エンジンの点火方式は電子点火装置の採用で、対向シリンダ双方で正確な同時着火を行い、起振力の減少と、トルクの増加を図っている。表-13に仕様諸元を、図-22に本機の側面図を示す。

本機の設計では上記の特徴を生かすため、2つのクランク間隔をできるだけ詰めて、つまりシリンダ中心線間隔を近づけて、対向するピストンの運動方向の慣性力を相殺させることをねらっている。しかしそれでもなお2個のピストンの中心線に僅かにずれがあるためチェーンソーの上面からみて、このピストンの慣性力によってクランク軸上の2つのクランクの中点を軸にしてピストン作動時にモーメントが生ずる。つまり見掛け上左右振動が表れるという特性がある。

表-13 対向ピストンエンジンチェーンソー仕様諸元

全長	400 mm
全高	270 mm
全幅	255 mm
本体乾燥重量	7.8 kg
形式	空冷二サイクル2シリンダ
排気量	55.0 cc
内径	36 mm
行程	27 mm
シリンダ数	2
最大出力	3PS/7500 rpm
燃料消費率	420g/psh
圧縮比	6.8
使用燃料	調滑油混合ガソリン(混合比50:1)
点火装置	C D I マグネット同時点火
燃料タンク容量	0.5 l
チューンオイル	0.25 l
始動方式	リコイル式
案内板長	40~50 cm
チヌー	3/8 ピッチ 0.050 ゲージ

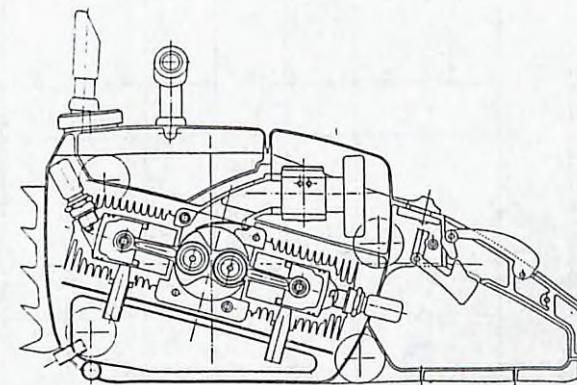


図-22 対向2ピストンエンジンチェーンソー本体側面図

#### 2) 試験結果と考察

本機の試験結果を図-23に示す。この図でみると、防振内蔵形の振動絶縁効果と、対向ピスト

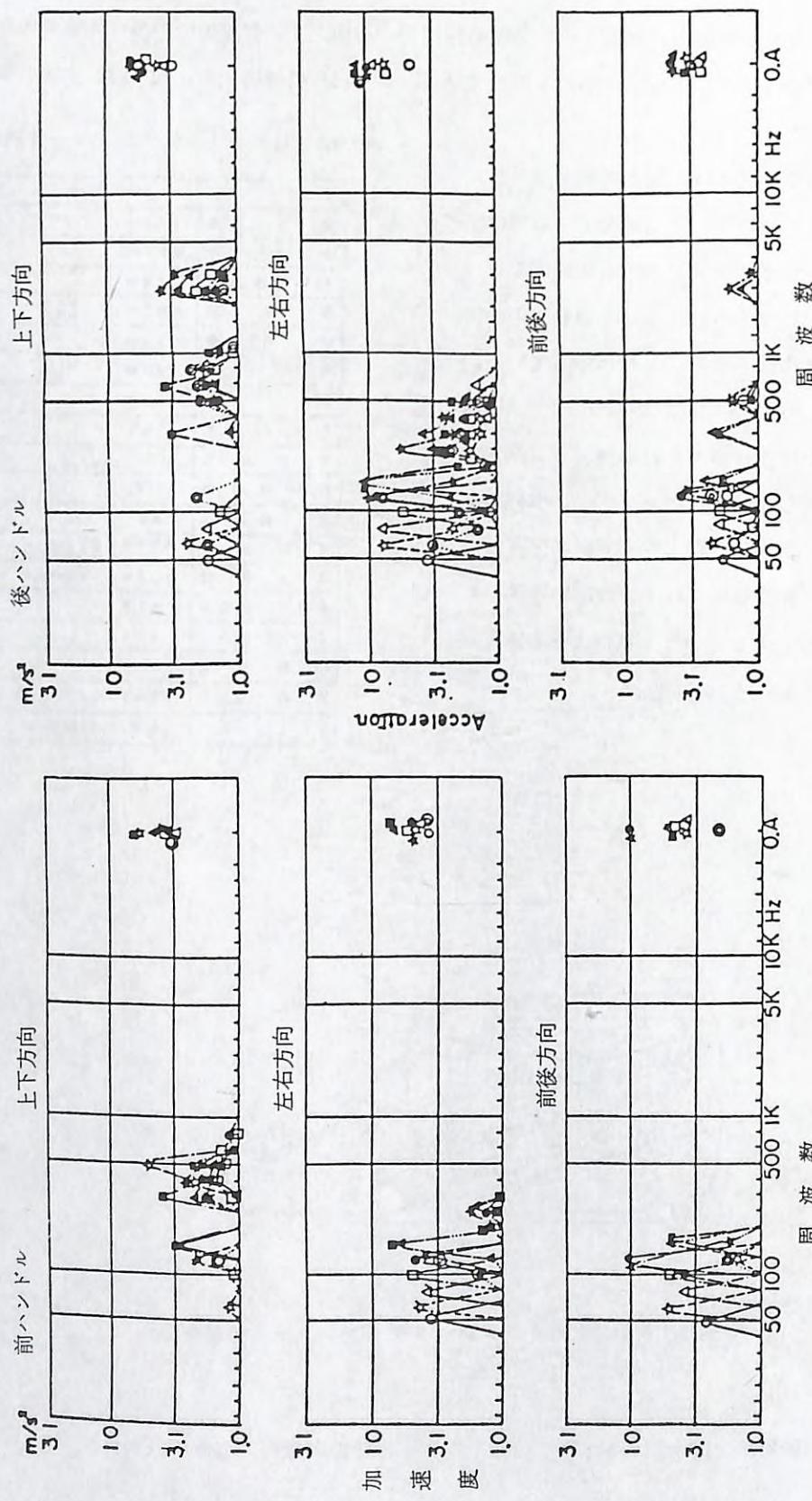


図-23 対向ピストンチェーンソーの振動

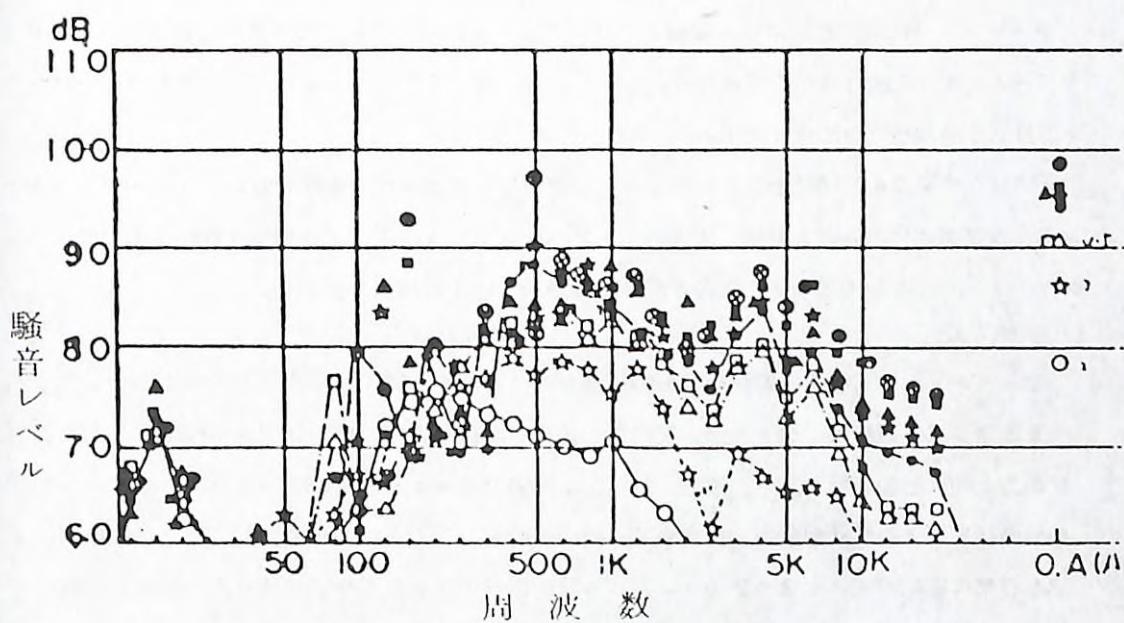


図-24 対向ピストンチェーンソーの騒音

ン機構によるエンジンの起振力の低減が相まって最大値で1G程度に抑えられ、良い防振効果がえられているとみてよい。ただ、特徴的なことは構造上から前ハンドル前後方向、後ハンドル左右方向が相対的に大きくなっている。これはピストンの往復運動による前後方向の慣性力が対向ピストンで相殺されるとはいえ完全に消滅するものではなく、とくに回転数が高く7000rpm以上になると、慣性力のアンバランス分だけ振動加速度を生じているものと考える。

また、後ハンドルでは上述のように、対向するピストン運動によりモーメントが生じ、後ハンドルが片持ハリとして励振され左右振動が生ずるものと思われる。しかし、全体としては低い振動レベルにおさまっている。

図-24は対向ピストンチェーンソーの騒音の周波数分析結果を示したものである。本機の排気マフラーはシリンダ容積に比べ大きく、さらにシリンダから排出される排気ガスの流れを干渉させエネルギーの減少による騒音の低減化をはかっている。図から判るように高域(1K~3KHZ)の周波数成分が低く、耳障りのない和らいだ音色として感じられる。オーバオール値も略90~100dB(A)におさまっている。

このほか、メーカーの出力テストでは最大トルクを回転数6000rpm付近にもうけ、ネバリのある出力特性をもたせている。

#### 4. ソーチェーンの目立ての違いがチェーンソーハンドルの振動に及ぼす影響

チェーンソーは適正なエンジン整備と、ソーチェーンの丹念な目立て調整が確保されることによってスムーズな鋸断作業が可能になる。しかし、やゝもするとエンジンのパワーに頼りソーチェーンの目立てがおろそかになりやすい。

今回目立てを違えた10種類のソーチェーンを使用してブナ角材の鋸断を行い、チェーンソー前ハンドル及び案内板の振動を計測しソーチェーンの目立ての違い、つまり切削性能の良否でチェーンソーハンドルの振動にどのような影響があるのかについて、検討を加えた。

##### 1) 試験方法

チェーンソーによる木材鋸断時の振動把握を行うため図-25に示したように市販のチェーンソーを改造して、鋸断時の軸トルク、案内板の前後方向振動変位、前ハンドルに作用する前後方向振動力、同振動加速度（上下、左右、前後）を測定できるようにした。つまりソーチェーンの切削鋸断時にひき起す切削反力をとして前後方向の振動をとらえることが有効と考え、計測要素は上述6要素に回転パルスを含め7チャンネルの計測信号データをデータレコーダに記録、記録信号の波形解析と1/3オクターブ周波数分析を行った。

供試チェーンソーはエンジンの起振力が小さい排気量33ccのロータリエンジンチェーンソーに長さ350mmの案内板及び図-30に示した10種類の目立てを違えたピッチ1/4インチのマイクロチゼル形とロープロファイル形ソーチェーンを装着し、エンジン回転数を8000rpmで保ち、平行玉切試験を行なった。なお、鋸断材は含水率13~15%，断面寸法20×15cmのブナ角材を使用した。玉切鋸断は力を入れることなくチェーンソーの自重で切り下げる方法をとった。

計測センサの変位ピックアップ、振動力ピックアップ、及び振動加速度ピックアップは圧電式を用いた。また駆動軸端にストレーンゲージを貼付した延長軸をとりつけ、スリップリングを通してトルク歪も測定した。また、回転数の測定には非接触形の回転ピックアップを使用した。

データ解析のやり方として1)特徴ある3種類の刃形をもつソーチェーンを装着した時のチェーンソーハンドル上の振動加速度レベルの現れ方を調べた。2)ソーチェーンの切削性能に影響する因子としてデブスゲージクリアランスと上刃切削角を指標として振動レベルとの関係を解析した。

##### 2) 試験結果

###### (1) 周波数分析データに現れる切削性能の差

上記第1の解析方法による切削性能の異なるソーチェーンを装着した場合、チェーンソーハンドルに表れる振動測定データにどのような差を生ずるかを検討した。

図-26に示したA) カッター長さを非常に短くした使い込んだ刃と同等のもの、B) 標準的に目立てしたもの、C) フック状に目立てしたもの、の3種類を装着しそれぞれ木材鋸断時の

前ハンドル前後方向の振動加速度の周波数分析を行った。その結果を図-27に示した。切削性能の劣るカッターの短くなったAタイプのソーチェーンでは10~50Hz間でおよそ $0.1\text{m}/\text{s}^2$ の振動加速度であるのに対して、B, Cタイプの良く切れるソーチェーンでは $0.3\sim1.0\text{m}/\text{s}^2$ と振動加速度レベルが大きい。同様に駆動トルク、案内板振動変位、前ハンドル振動力について周波数分析を行った結果を図-28に示す。これらも上記振動加速度の周波数分析データと同様、ほぼ10~50Hzの周波数帯域で切削性能の良いソーチェーンにレベルが高く表れている。なかでも案内板の前後方向振動変位に差が大きく表われている。このことは図-29に示す案内板前後方向振動変位のパワースペクトルにも表れている。この案内板前後方向振動変位の大小はソーチェーンの切削反力の差と解してもよいと考える。つまり案内板前後方向振動変位が前ハンドルの振動にかなり影響をもっており、とくに10~50Hzの低周波数の振動は変位量も大きくあまり減衰することなくハンドルに伝達しているものと考えられる。図-29は切削性能が極端に劣る使用限度にきたAタイプのソーチェーンと、カッターのくい込みの大きいC切削性能の優れたCタイプのソーチェーンを装着したときの振動加速度と振動変位の周波数分析データを重ねて示したものである。これによると10~50Hz域で切削性能の違いが振動変位量に大きな差となって表れていることが見られる。このことはくい込み量の大きいソーチェーンを使用した時のハンドルから受ける手応えと、切削性能の良くないソーチェーンを使用した

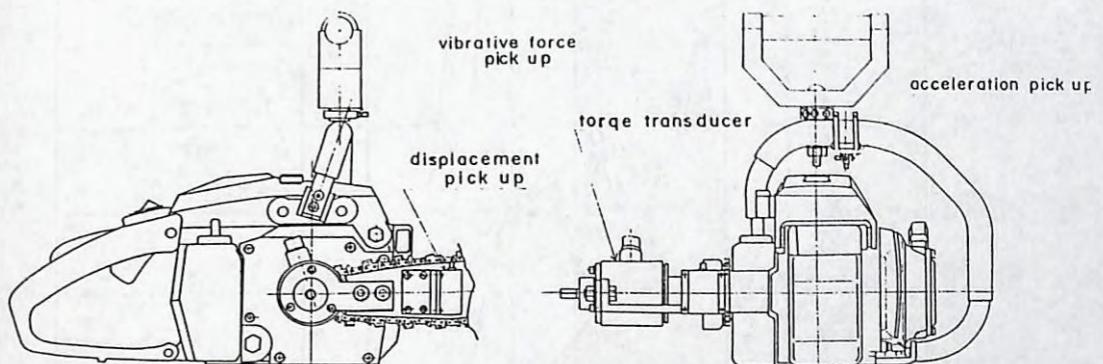


図-25 実験装置

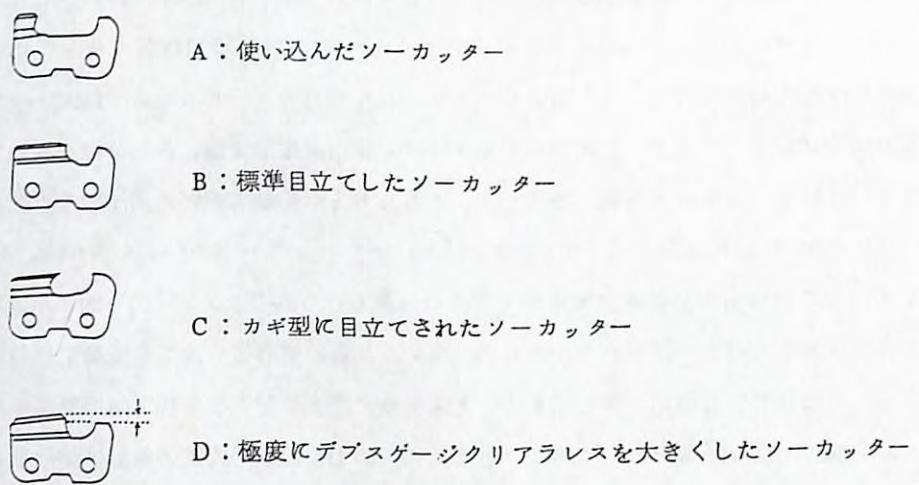


図-26 供試ソーチェーン

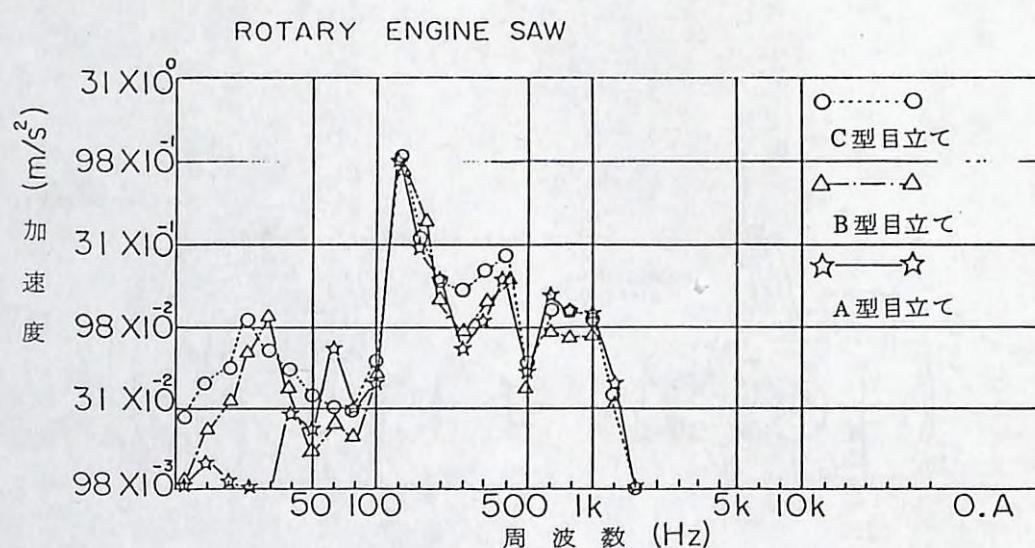


図-27 目立の違いと振動加速度

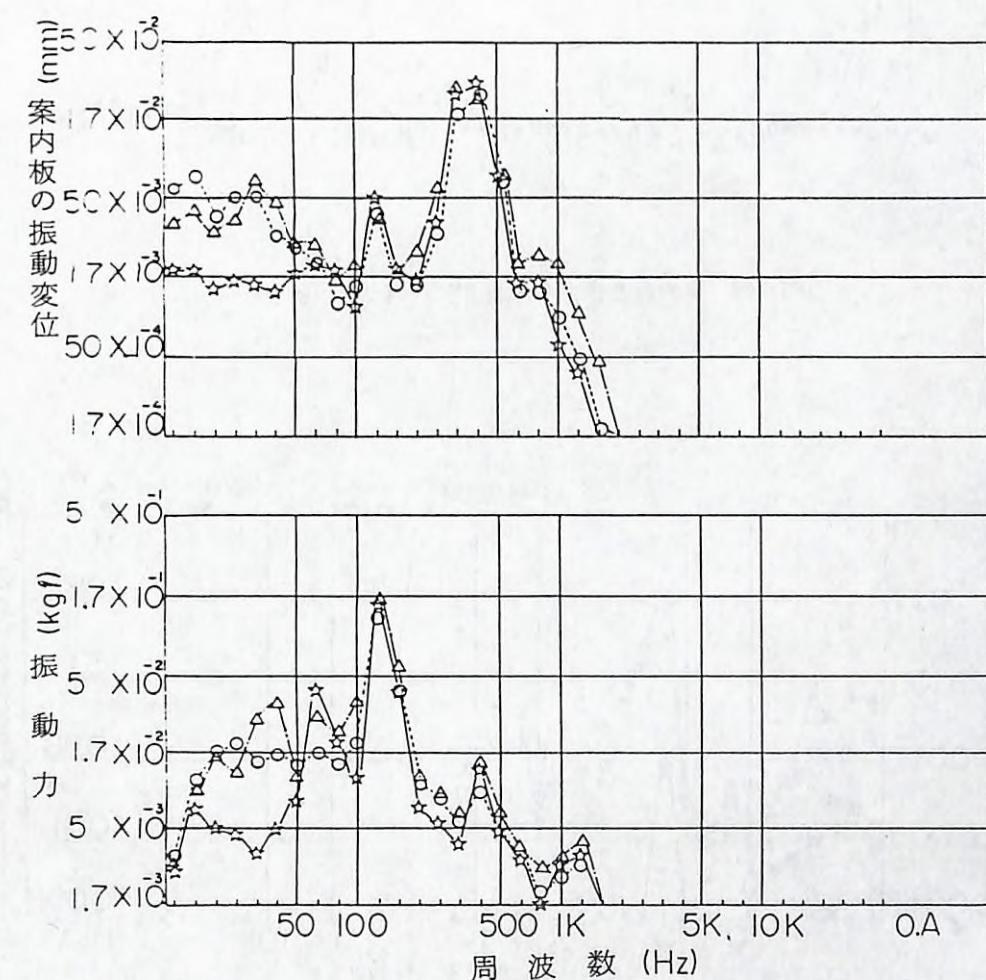
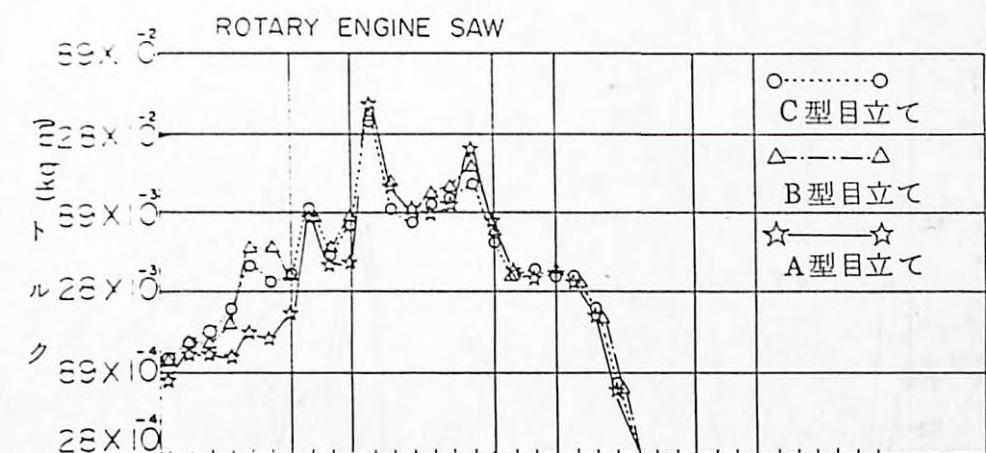


図-28 駆動トルク, 案内板前後方向振動変位, 前ハンドル前後方向振動力の周波数分析結果

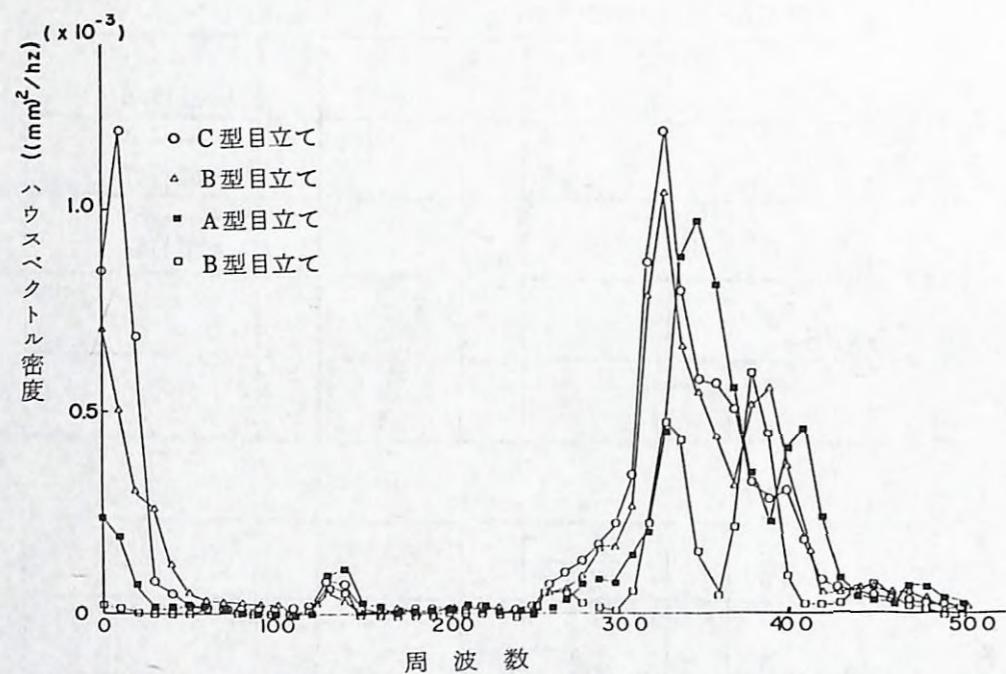


図-29 案内板前後方向振動変位のパワースペクトル

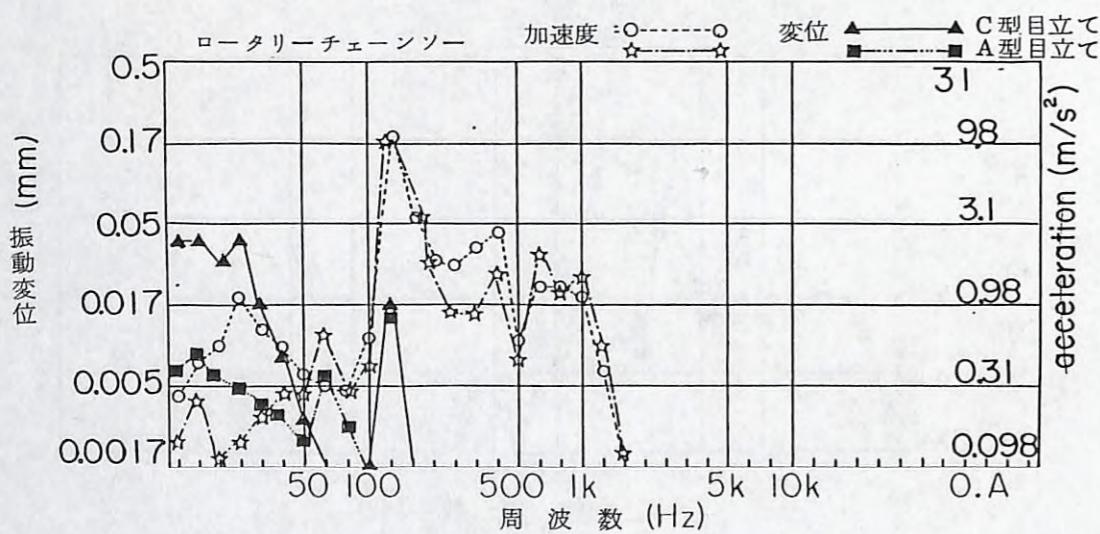


図-30 目立ての違いと鋸断時の前ハンドル前後方向振動変位

時ソーチェーンが鋸断材を上すべりして切削の手応えのない場合の実感と良く一致する。

#### (2) ソーチェーンカッタの目立ての違いと鋸断性能

図-30に示す目立てを変えたソーチェーンを装着した時の切削性能を調べた。この供試ソーチェーンの刃角、デブスゲージクリアランス等の実測値の平均を図-31に示す。この供試ソーチェーン毎の鋸断速度を遅いものから速いものへと順次並べて示したのが図-32で、これは図-30にみるJで示したデブスゲージクリアランスが50/1000in のソーチェーンと上刃切削角の鋭いEで示すソーチェーンが最も鋸断速度が早く良好な切削を行っていること及び、Aで示す使用限度に来たソーチェーンが最も切削速度が遅く、切れないと示している。このようにソカッタの目立ての違いによって鋸断性能に優劣差が認められた。

一方ソーチェーンカッタの目立て形状と切削性能の関係を検討したところ、ソーカッタのデブスゲージクリアランスと上刃切削角の二つの刃形因子が切削性能に大きな影響をもっているようである。図-33にデブスゲージクリアランスと平均鋸断速度との関係を示す。デブスゲージクリアランスを大きくとった場合、ソーカッタの木材へのくい込み量が増えて、鋸断性能が良くなるものと思われる。同様に上刃切削角と平均鋸断速度の関係は図-34に示すように鋸断性能は上刃切削角が小さく鋭利なほど木材への喰い込みが大きく、鋸断性能が良いことを示している。

#### (3) 切削性能と振動

切削性能の良好なソーチェーンを装着した時にはチェーンソーハンドルの振動変位が大きく手に伝わる手応えも大きく感じられる。図-35は平均鋸断速度（図-32に示した目立ての違い別の鋸断速度の平均値）と案内板の前後方向の振動変位の最大値の関係を示した。かなりバラツキはあるが、平均鋸断速度に比例して案内板の前後方向振動変位も増加する傾向がみられる。図-36は同じく平均鋸断速度とチェーンソー前ハンドル前後方向の振動変位（周波数分析した加速度レベルから求めた値）の関係を示したもので、鋸断性能に比例して増加する傾向がある。

#### (4) 案内板の振動と前ハンドルの振動の関係

上記のように案内板と前ハンドルの双方の振動（変位量）は鋸断性能に比例して増加する傾向があり、当然両者間には相関が認められる。（図-37）。ソーチェーンのタイプでいくらか異った傾向があるようである。案内板の振動変位量に比例して前ハンドルの振動変位の振れも大きくなることを示している。したがってソーチェーンの良く切れるものほど、案内板の低い周波数帯域の振動の振巾が大きく、あまり減衰することなくハンドルに伝達していると考えられる。

#### (5) ソーチェーンの目立ての違いがチェンソーハンドルの振動に及ぼす影響

目立ての違いを表す因子の一つとして、デブスゲージクリアランスと上刃切削角をとり上げ

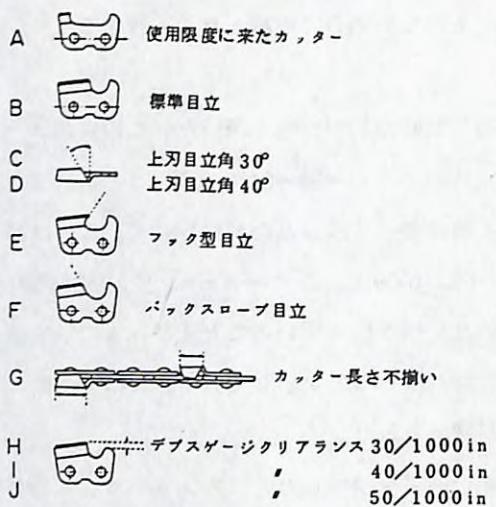


図-31 供試ソーチェーンの特徴

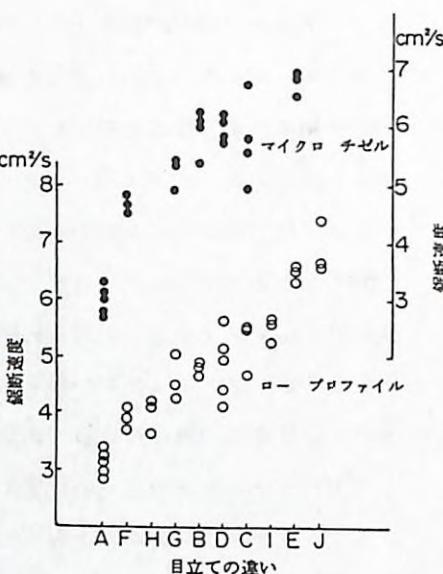


図-32 供試ソーチェーンの鋸断性能

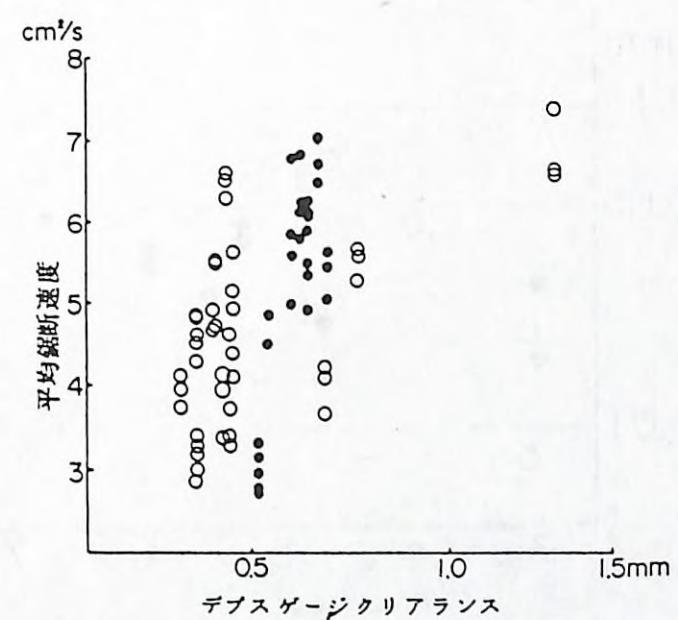


図-34 デブスゲージクリアランスと鋸断性能

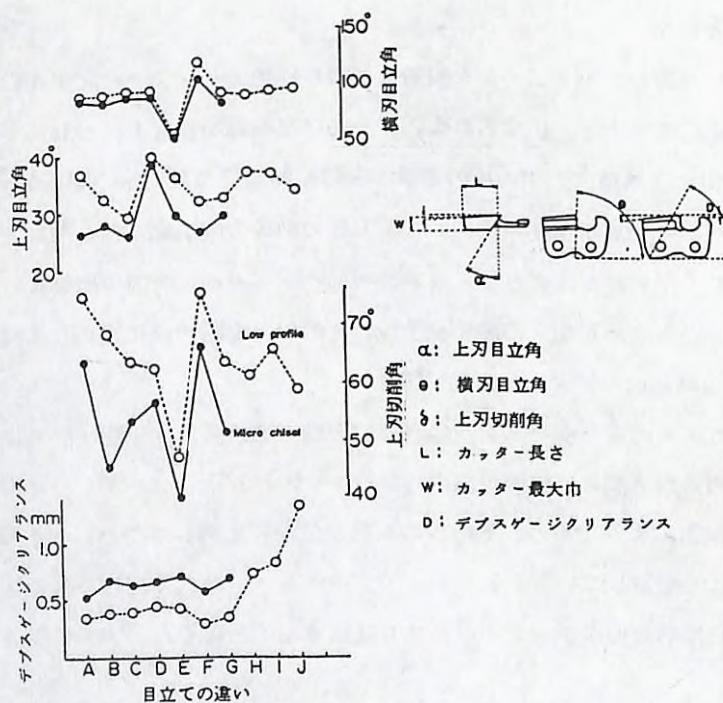


図-33 供試ソーチェーンの刃形諸元

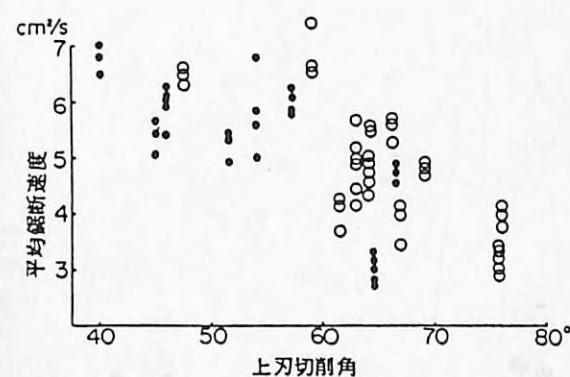


図-35 上刃切削角と鋸断性能

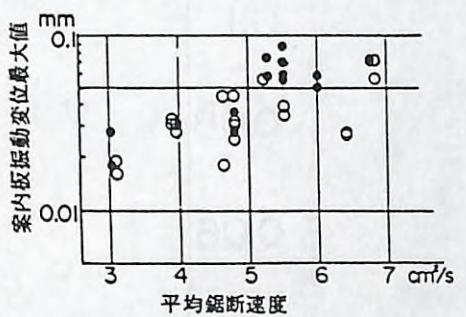


図-36 鋸断性能と案内板振動変位(最大値)

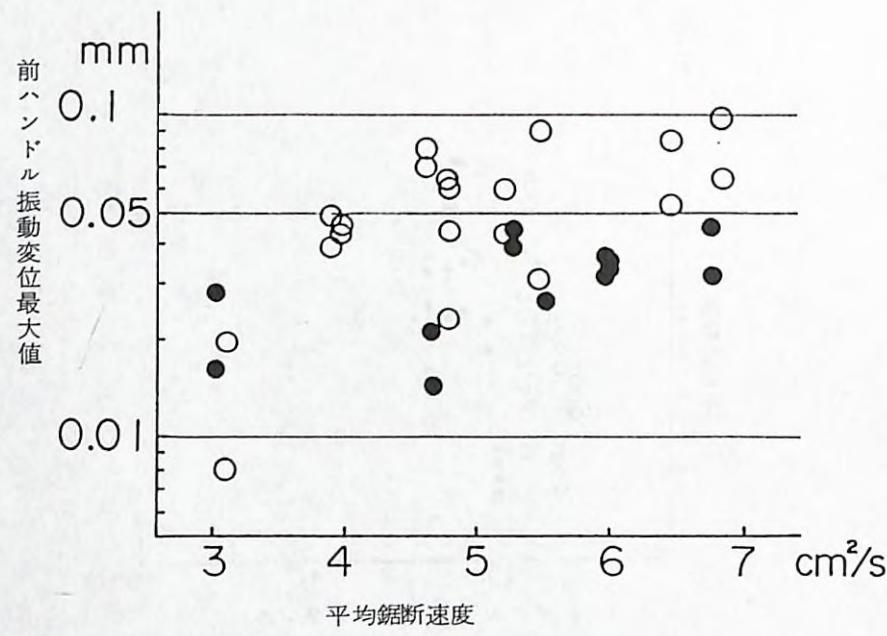


図-37 鋸断性能と前ハンドル振動変位

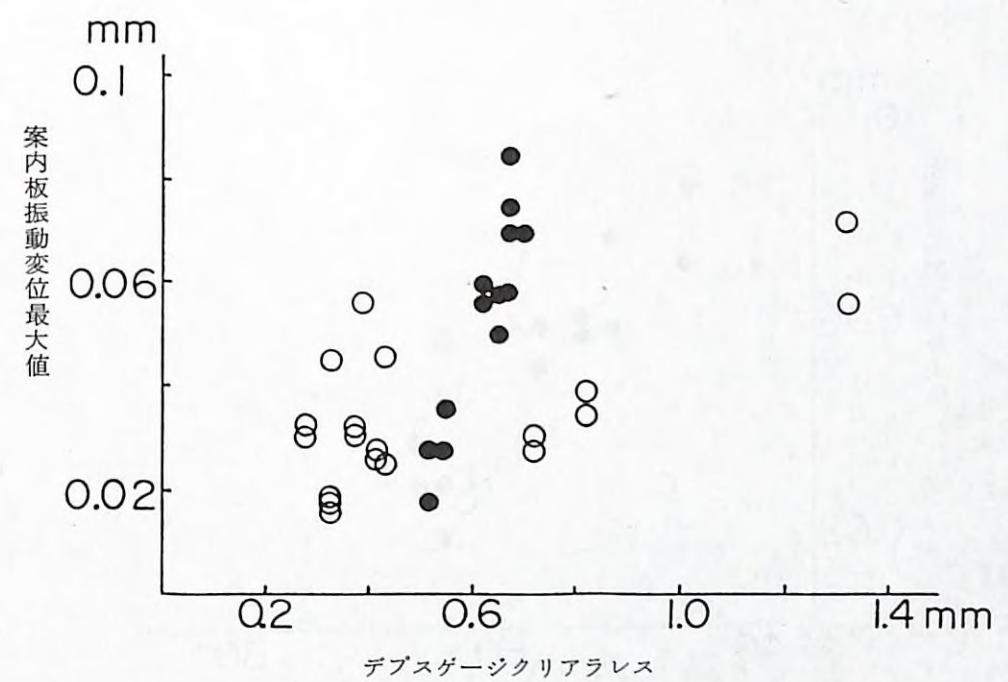


図-39 デプスゲージクリアランスと案内板振動変位（最大値）

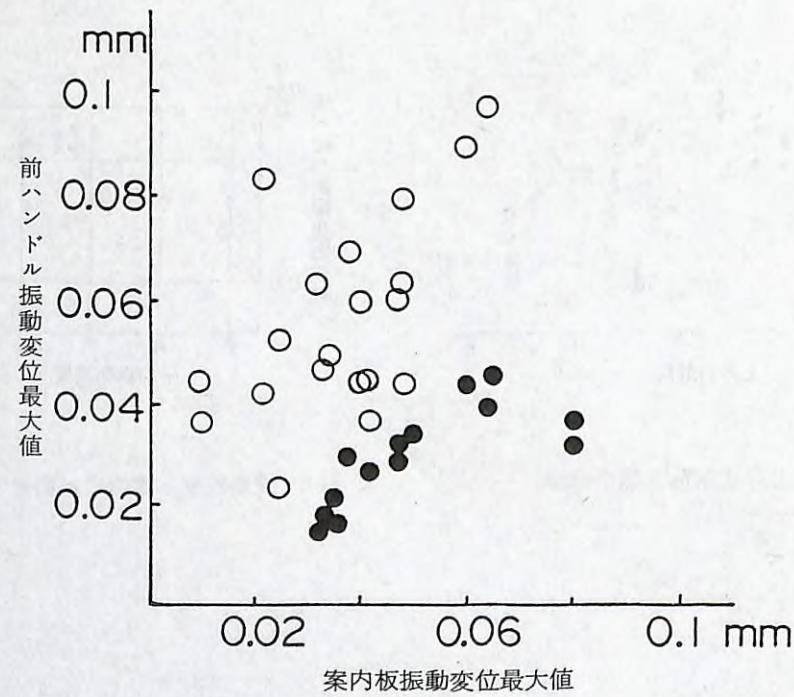


図-38 案内板の振動変位と前ハンドル振動変位の相関

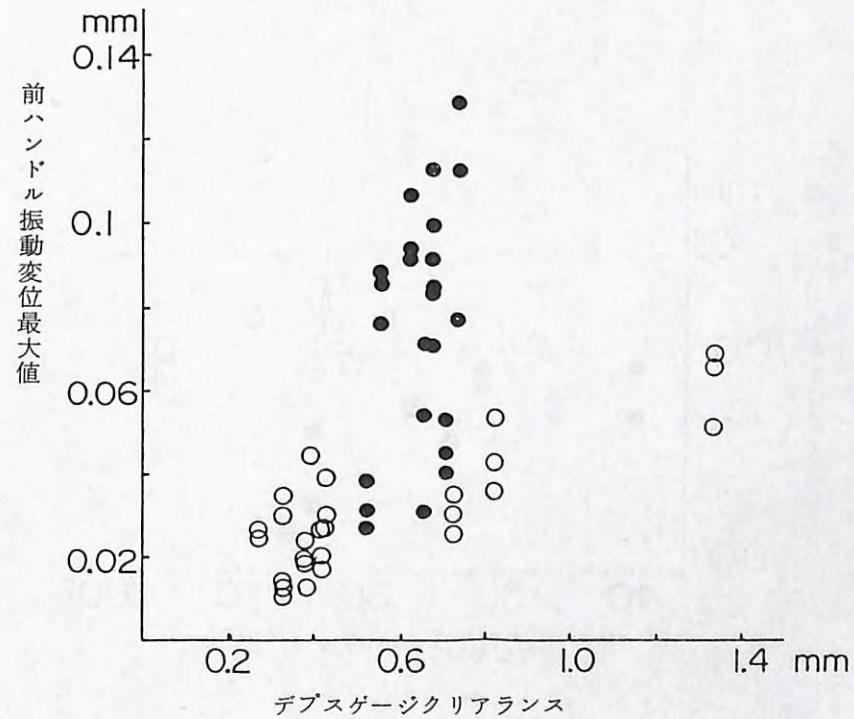


図-40 デプスゲージクリアランスと前ハンドル振動変位（最大値）

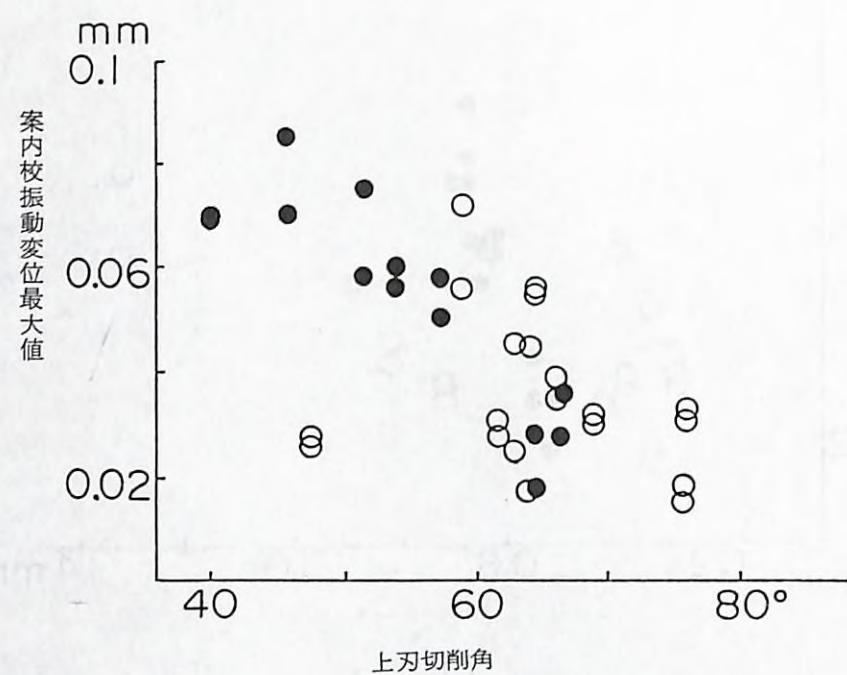


図-41 上刃切削角と案内板振動変位（最大値）

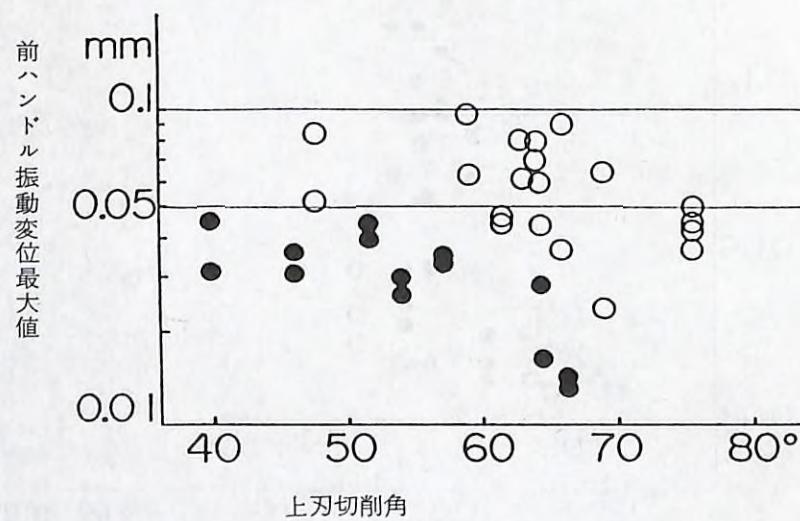


図-42 上刃切削角と前ハンドル振動変位（最大値）

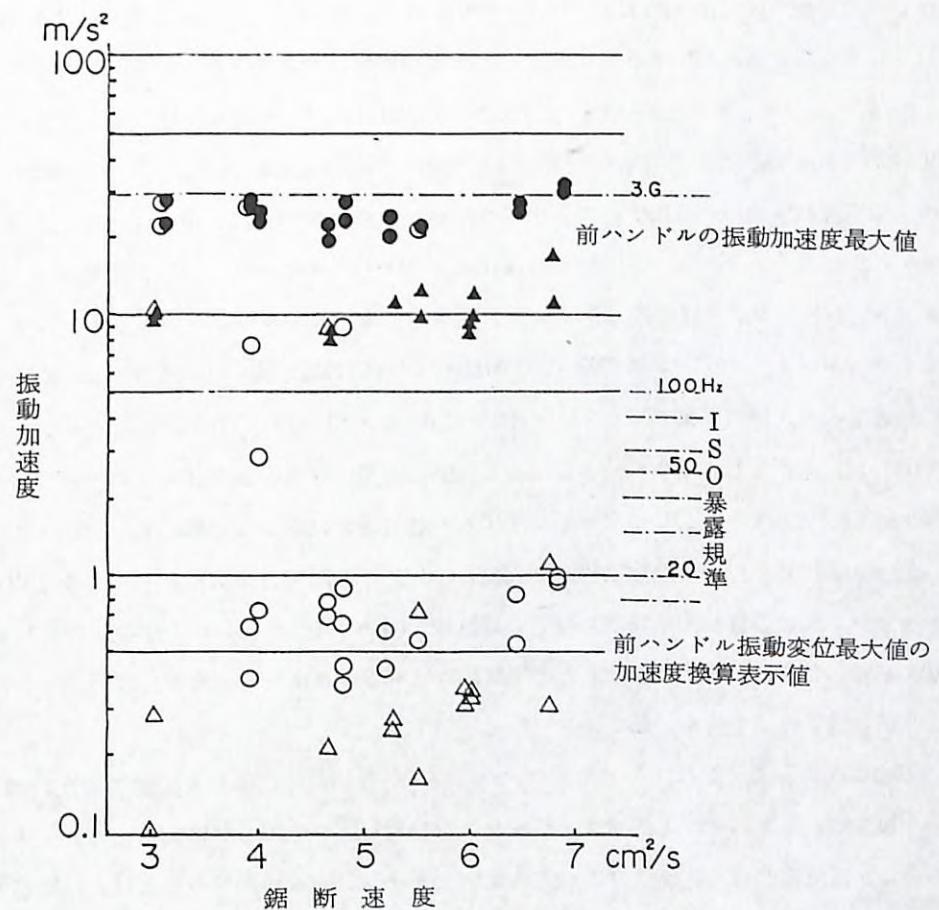


図-43 平均鋸断速度と前ハンドル振動加速度（前後方向）の最大値及び前ハンドル振動変位最大値と当価な振動加速度

た。デプゲージクリアランスの大きさと案内板振動変位（前後方向）の関係を図-38に、またデブスゲージクリアランスと前ハンドル振動変位（前後方向）の関係を図-39に示す。この両図からデブスゲージクリアランスを大きくするほど、ハンドルに伝わる振動変位も大きくなることがわかる。次に上刃切削角と案内板の振動変位、及び前ハンドルの振動変位（前後方向）の関係を図-40, 41に示す。この双方の図に見られるように、案内板の振動変位、前ハンドルの振動変位（前後方向）ともに上刃切削角が鈍角になる程振動変位が減少することがわかる。つまり上刃切削角が小さく鋭利なほど木材へのくい込みが大きく、その反力が振動となってハンドルに伝達され振動変位も大きくなることを示している。

#### (6) 木材鋸断による振動とエンジン等駆動源からの振動の比較

チェーンソー作業時のハンドルに伝わる振動を周波数分析で調べると、エンジンやモータなど動力源の回転で生ずる慣性力のアンバランスによって生ずる振動のピーク値と、鋸断によって表

れる低周波数帯域(10~80 Hz)のピークがある。この二つのピーク値を加速度の大きさで対比してみると図-42のようになる。この図は横軸に平均鋸断速度、縦軸に加速度レベルをとって、前ハンドルの振動加速度(前後方向)について100 Hz以上の周波数域の最大値と、100 Hz以下の周波数域の最大値について平均鋸断速度との関係で図示したものである。この図では、100 Hz以上の周波数域で現れる動力源から生ずる振動加速度の最大値は、電動チェーンソーで $20 \sim 30 m/S^2$ 、ロータリチェーンソーでは $10 m/S^2$ に分布する一方、(○印:電動チェーンソー、 $3/8"$ ロープロファイル形ソーチェーン装着時、△印:ロータリエンジンチェーンソー、 $1/4"$ セミチゼル形ソーチェーン装着時)、100 Hz以下の周波数域で現れている切削によって生ずる振動の加速度の最大値は電動チェーンソーで $0.5 \sim 1.0 m/S^2$ (○印)、ロータリチェーンソーで $0.2 \sim 1.0 m/S^2$ (△印)に分布している。駆動源で生ずる振動加速度と切削鋸断で生ずる振動加速度を対比してみると、切削鋸断で生ずる振動加速度は駆動源の値の約 $1/20 \sim 1/50$ と低い。この鋸断で生ずる低周波数域の振動加速度の最大値(振動変位最大値に担当)をISOのガイドライン(振動曝露基準は16 Hz以下の周波数で $0.8 m/S^2$ 、16 Hzより高い周波数域は $A = 0.05 F m/S^2$ (F=周波数)の割合で周波数に比例して基準レベルも変化する)と比較してもより低い値となっている。

このようにみると、ソーチェーンの目立てが悪いため、著しく振動加速度が増大するという現象は、通常の鋸断方法でチェーンソーを使用している限りでは起りえないと考えられる。しかし、目立てが悪く、切削性能の良くないソーチェーンを使用することは、鋸断能率の低下のために運転時間を長びかせ、ひいてはチェーンソーの振動の主たる要因であるエンジン等動力源から生ずる大きな振動レベル( $10 \sim 30 m/S^2$ 程度)にさらされる時間が長くなり、同時に燃料経済の点からも好ましくないと云える。要するに良く切れるソーチェーンを使用して能率よく作業を推めることが肝要である。

## 5. 防振チェーンソーの振動低減に及ぼす防振ゴム硬度の影響

防振チェーンソーが普及定着してきているが、防振チェーンソーは一般にエンジンとハンドル間に防振ゴムを装着して振動絶縁をはかっているものである。防振ゴムの選定に当ってはエンジン等振動源の重量、作業時に作用する力などを考慮して防振ゴムの配置、個数が、取付けスペースなどから防振ゴムの寸法が決められ、さらに過去の実績データを参考に静バネ定数が決定される。しかし、実際には異ったバネ定数をもつ防振ゴム数種類を実機にとりつけてテストを行い最適な防振ゴムを選定するやり方がとられているようである。一方、生産される防振ゴムは生産ロット毎に防振ゴムの特性が異り、全く同一の特性をもつ防振ゴムの生産は難しいともいわれ、チェーンソーの防振性能もその影響をうける。防振ゴムの性能は使われるゴムの弾性率によって影響をうけ、さらにつこの弾性率はゴムの硬度と相関関係をもつ。これらのことから、ゴム硬度は防振性能の指標とし

てとらえることが有効ではないかと考え、検討を試みたものである。

### 1) 試験方法

供試チェーンソーは排気量61 cc、装備量8.4 kg、案内板長17 in、ソーチェンピッチ $3/8$  inの防振チェーンソーである。防振方式はエンジン、鋸部等の振動源部と、燃料タンク、オイルタンクおよび後ハンドルが一体铸造された一つのブロックに前ハンドルが装着されたハンドル部分に分割され、間に防振ゴムを装着し防振を行っている; いわゆるフローティング形である。使用されている防振ゴムの形状は"つまみ形"(図-43)で、エンジンのファンホイール側に前後2ヶ所、クラッチ側に前後3ヶ所に配置されている。また防振ゴムの取付けは防振ゴムの軸心をエンジンのクラランク軸と平行におき、振動源の上下、前後方向の振動には防振ゴムのせん断ばね力が左右方向には圧縮・引張ばね力が作用するよう取り付けられている。本供試機に3種類のゴム硬度の異なる防振ゴムを取り付けて振動計測を行うとともに、防振チェーンソーのエンジン部分を加振器によって周波数10~500 Hzについて一定振動加速度(0.5 G)で加振(図-48参照)し、その時のチェーンソーハンドル上での応答加速度を計測した。さらに、エンジン等振動源部分を取り除いたハンドル部分の防振ゴム装着点を上記同様加振し(図-47参照)、防振ゴム除去時及び防振ゴム装着時(3種類の防振ゴムを変えて)の振動特性を計測、防振ゴムの違いによる影響を調べた。なお、この加振試験の加振方向はエンジンが立て形であることから、上下方向の加振を行った。

### 2) 試験結果と考察

- (1) 供試した3種類の防振ゴムの硬度をスプリング式かたさ試験器(JIS6301)によって計測を行った。その結果を図-43に示す。ゴムのかたさは手の感触でも判別できた。かたさの平均値は、軟:50.3°、中:59.5°、硬:69.6°であった。
- (2) 静バネ定数は一定荷重負荷時の変位量を計測し求めた。その結果を図-44に示す。防振ゴムのかたさに比例して静バネ定数(せん断、圧縮方向とも)が大きくなることを示している。また、供試防振ゴムの寸法と硬度から静バネ定数を計算から求め実測値と対比して示す(図-45)。これは比較的良く適合していたが、かたさ70°程度では計算値が大きな値となった。
- (3) ハンドル部分の振動特性、つまり共振点の検索を行うため、ハンドル部分の防振ゴム装着点(防振ゴムを除去して)を周波数10~500 Hz 振動加速度0.5 G一定で加振した時のハンドル上下方向の応答加速度を計測した結果が図-46である。この図では加振点を変えると応答加速度レベル及び共振周波数が変化している。これは加振点の取り付け及びハンドル支持を同一状態に保てなかつたためと思われる。しかし本図は80~100 Hz及び200 Hz付近が共振域で振動しやすいことを表わしている。
- (4) 防振ゴム装着点に3種類の防振ゴムを取付けた上記ハンドル部分を、同様に加振器による加

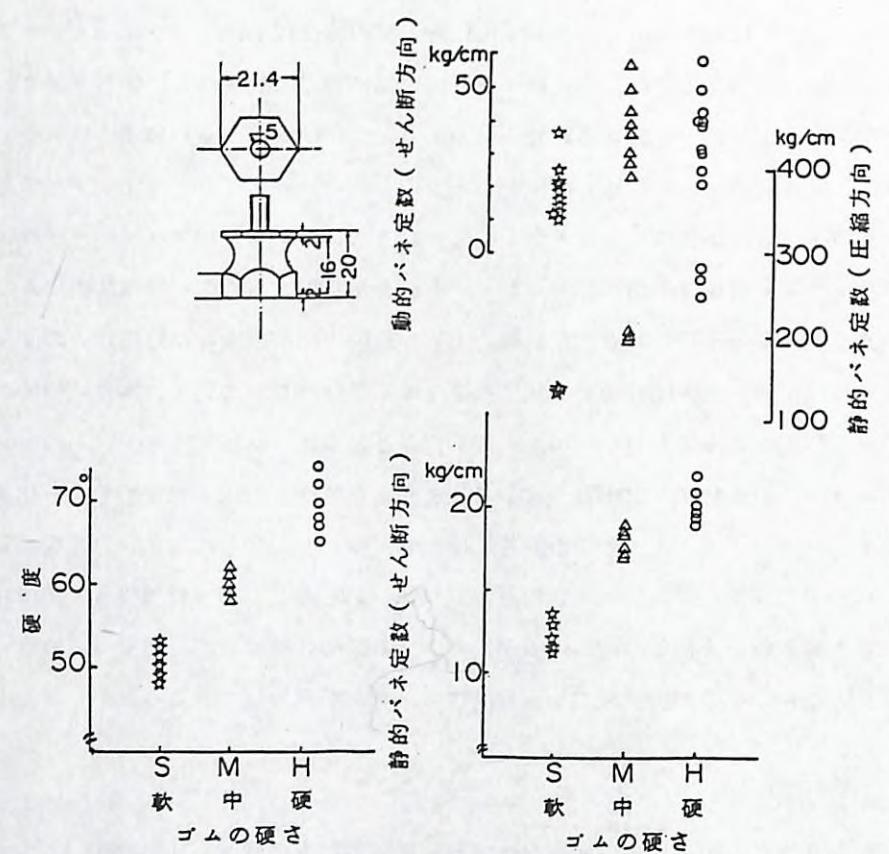


図-44 供試防振ゴムのゴム硬度

図-45 供試防振ゴムのバネ定数(1)

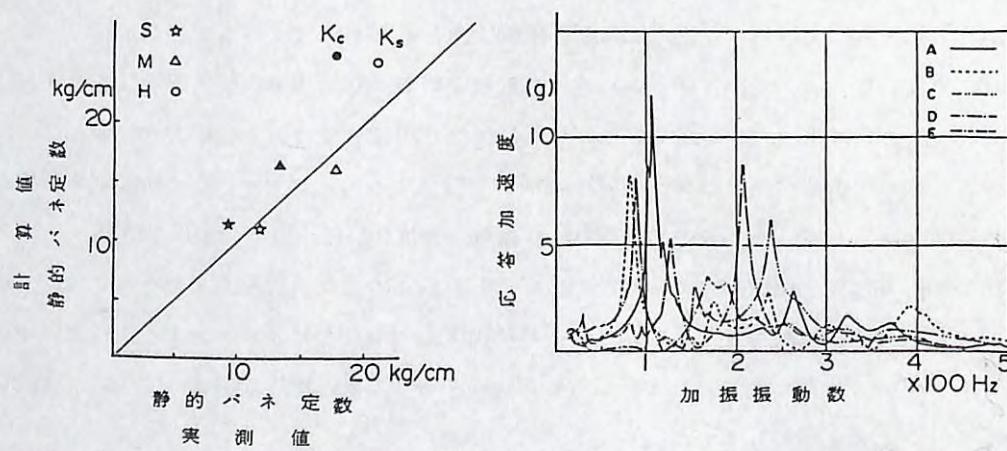


図-46 供試防振ゴムのバネ定数(2)

図-47 ハンドル部分の振動特性 (防振ゴム除去)

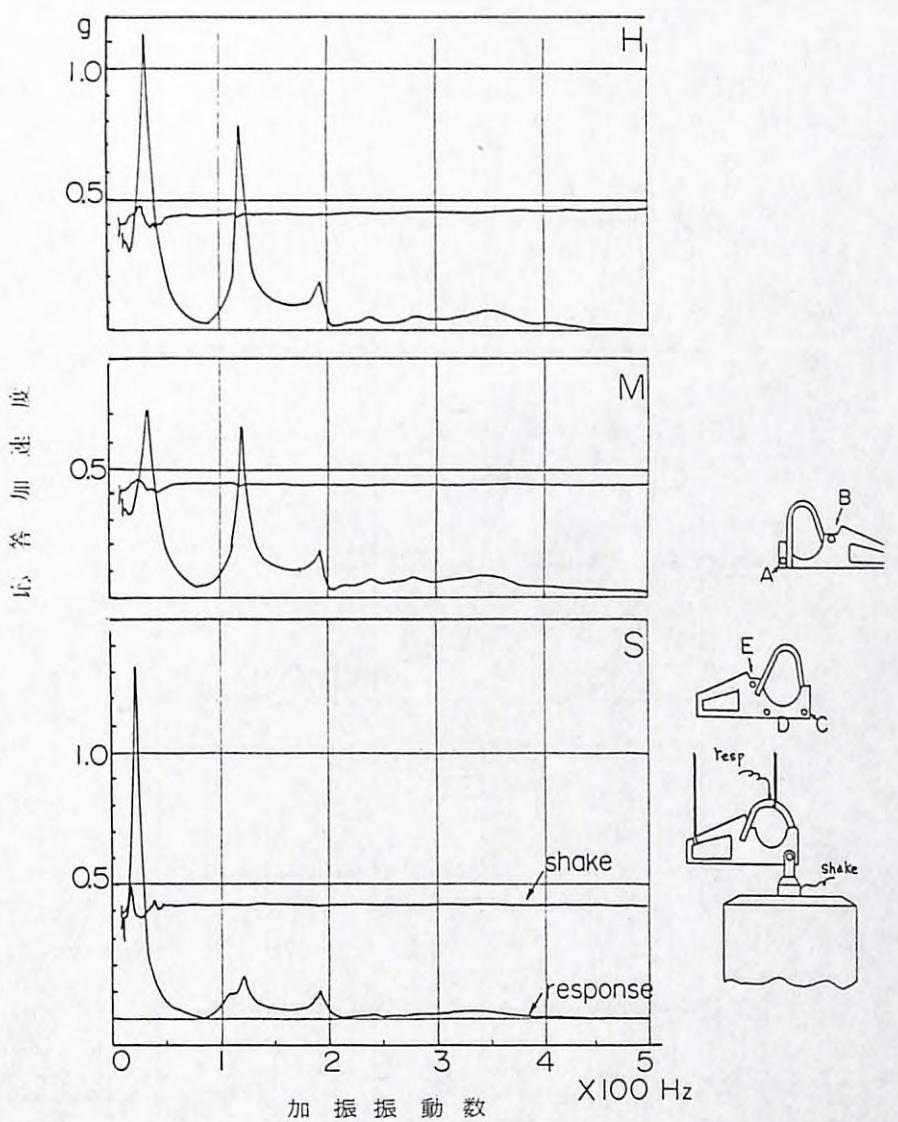


図-48 防振ゴム装着時のハンドル部分の振動特性

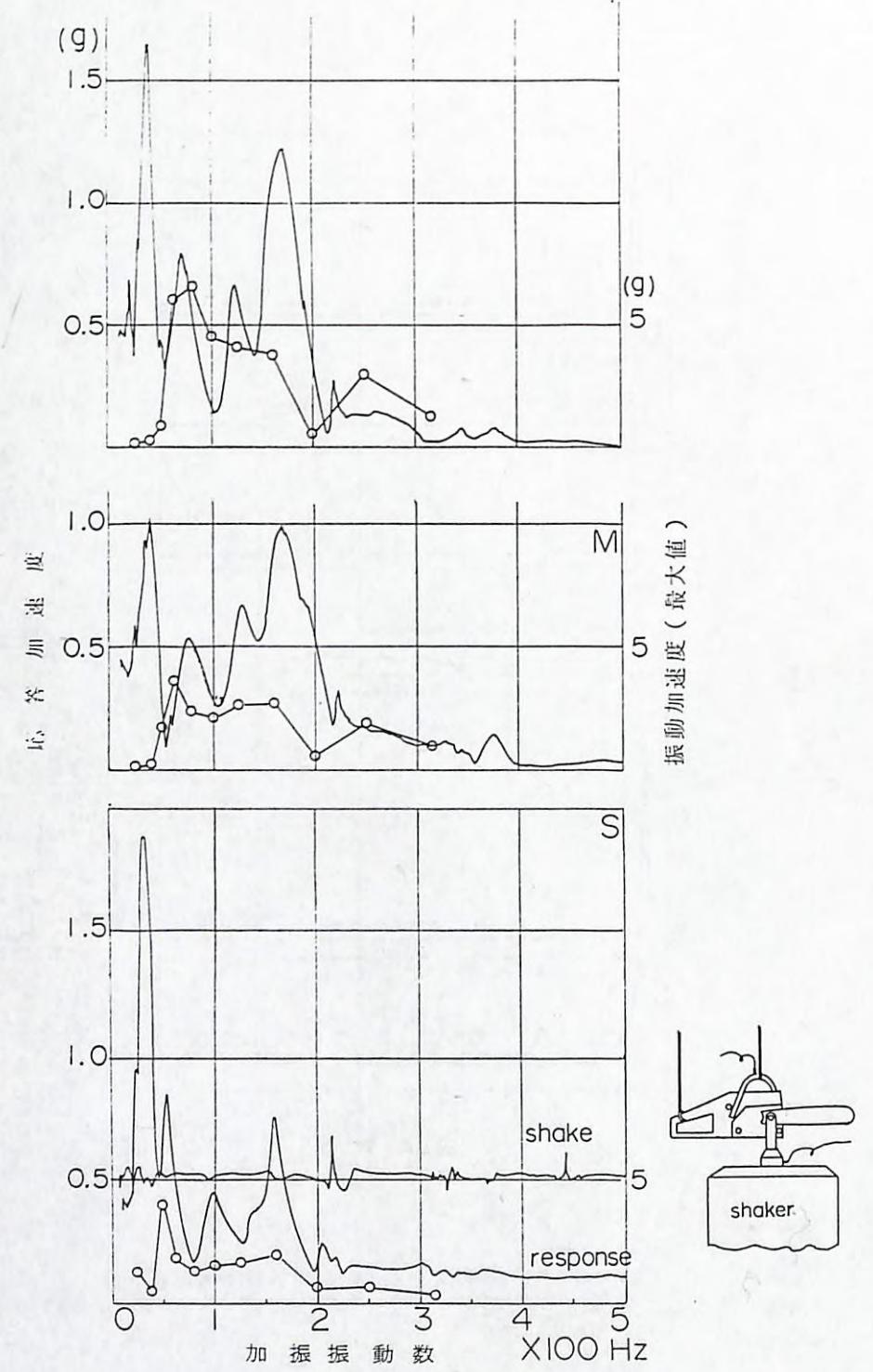


図-49 防振ゴム装着エンジン部分加振時のハンドルの振動特性

振試験を行って前ハンドル上下方向の応答の加速度を計測した結果の一例が図-47である。図-46と共振域が異って、30~50 Hz 及び 120 Hz にピークが生じている。これは防振ゴムの装着により加振点のバネ定数が変ってきていているためと思われる。

- (5) 3種類の防振ゴムをとりかえ装着したチェーンソーのエンジン部分(案内板取付ボルト)を加振し、上記同様前ハンドル上下方向の応答加速度を計測した例を図-48に示す。これは防振ゴムを装着しないで加振したハンドル部分の振動特性(図-46)と、防振ゴム装着時の振動特性に相似しており、とくに防振ゴムのかたさが硬くなるほど、ハンドル部分の共振域の振動数に近い周波数成分で応答振動加速度レベルが高くなっている。
- (6) 上記の4), 5), の加振試験で得られた応答曲線の一次の共振域のデータから防振ゴムの動バネ定数、減衰比、及び共振倍率を求めた。動バネ定数は図-44に静バネ定数とともに並記し、防振ゴムのかたさ“中”，“硬”が同程度の値であった。減衰比は図-49に示すように防振ゴムのかたさ“軟”，“硬”が同程度で、“中”的減衰比が大きく、これは防振ゴムの材質が異なるためと思われる。また、応答曲線(一次のピーク値)から得た共振倍率(図-50)を防振ゴムのかたさで比較すると、図-49の減衰比と逆の傾向を示し、減衰比の大きい“中”的防振ゴムでは共振倍率が低く、減衰効果があることを示していると思われる。
- (7) かたさの異なる種類の防振ゴムを取替えて振動試験を行った結果を図-51に示す。これは3,000~10,000 rpm の無負荷空転時及び7,000 rpm 鋸断時の振動測定を行い、前ハンドル、後ハンドル双方の振動加速度最大値を示したもので、防振ゴムのかたさに比例して振動レベルも増えていることを示している。なお、前ハンドル上下方向の無負荷空転時のデータを、前述のチェーンソーエンジン部分を加振して得られた応答曲線に重ねて描くと相似した(特に低周波数域で)カーブが得られる(図-48)。
- (8) 横軸に防振ゴムの静バネ定数(平均値)、縦軸に振動加速度レベルをとり、上記図-51で示した無負荷空転時の前ハンドル上下方向の振動加速度の最大値をプロットすると、図-52のように静バネ定数の増加に伴い振動値が増加することが認められる。同様に横軸に減衰比(平均値)をとって振動加速度との関係をみると、図-53に示すように減衰比の小さい防振ゴム装着時にはチェーンソーハンドルの振動が大きくなっている。
- (9) 形状と寸法が同一で、ゴムのかたさの異なる防振ゴムを装着した時の防振性能への影響について振動試験及び加振試験を行って検討した。その結果、防振ゴムのかたさが硬くなるとゴムの弾性率が増し、従ってバネ定数も高くなっている。一方防振ゴムの振動の減衰率はゴムのかたさとの関係は認められず、ゴムの材質によって影響をうけるようで、外見からは判別がつけられない、減衰率の実測によって確認することが適当と思われる。上記のことから簡易に防振チェーンソー用の防振ゴムの品質を判別する一つの指標として、防振ゴムの硬度を測定することが有効と思われる。また、防振チェーンソーの防振性能を良好に保つため防振ゴムの品質、特性

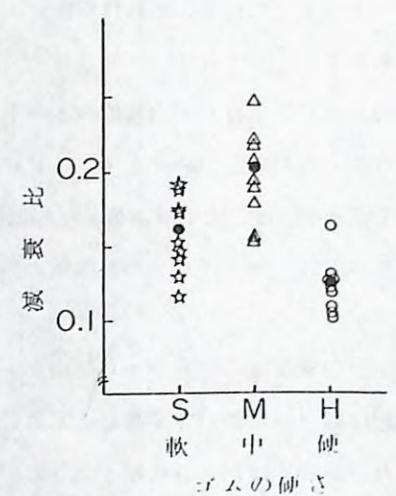


図-50 防振ゴムのかたさと減衰比

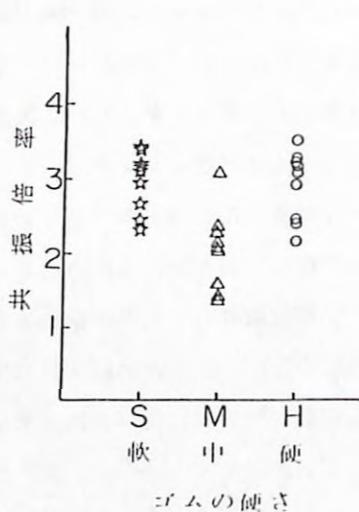


図-51 防振ゴムのかたさと共振倍率

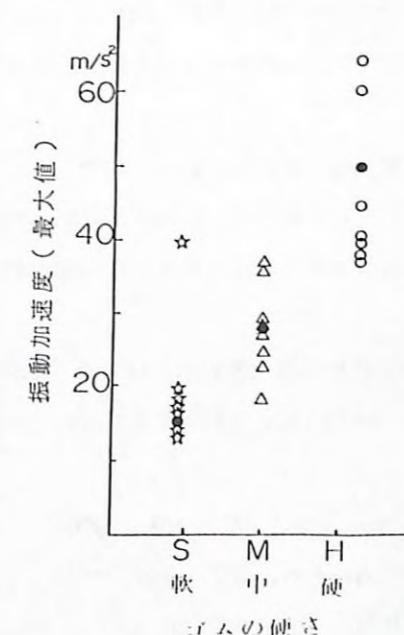


図-53 静バネ定数と振動加速度（最大値）

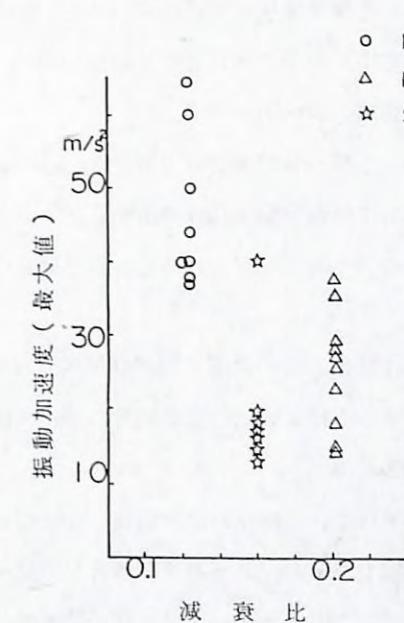


図-54 防振ゴムの減衰比と振動加速度（最大値）

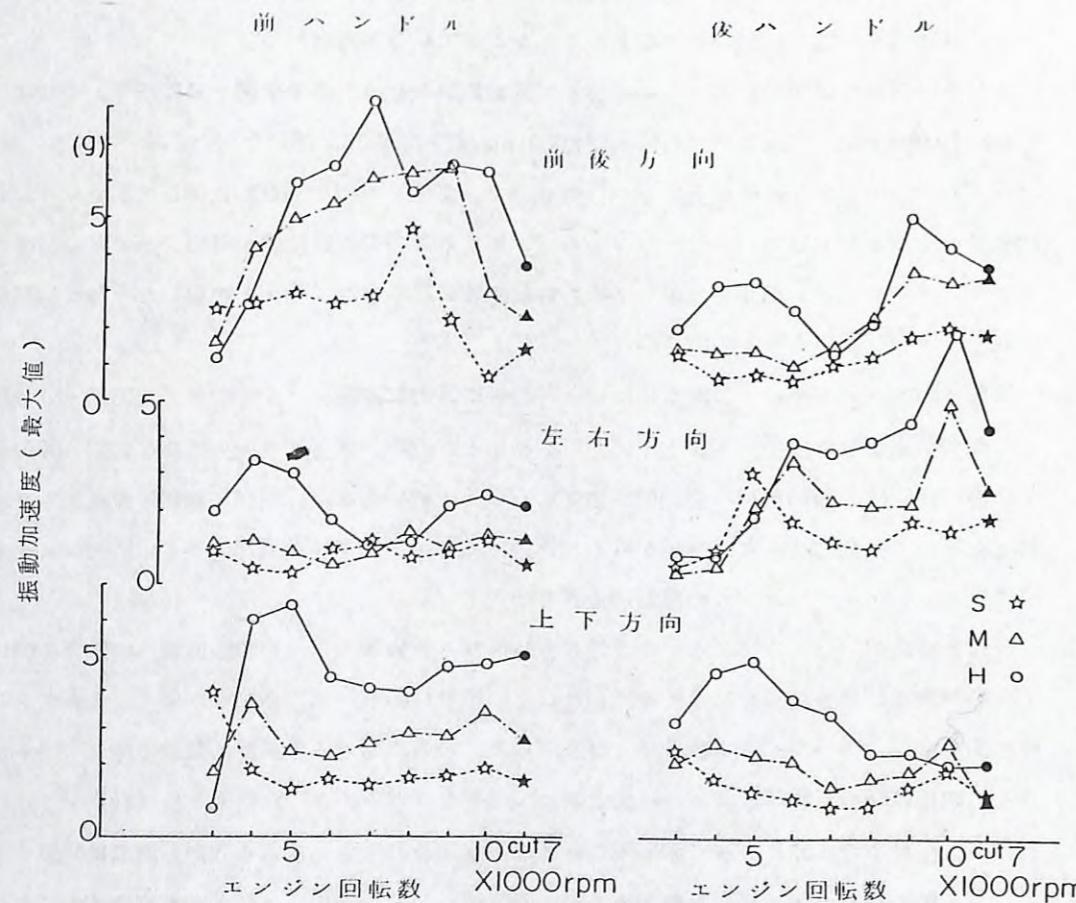


図-52 かたさの異なる防振ゴム装着時の振動加速度（最大値）

の管理という面からも防振ゴム硬度のチェックが望まれるところである。

#### 参考文献

- 1) 平松修ら：ロータリーチェーンソーの実用試験，49年度林試機化業報集，21～22，1975，5
- 2) 平松修ら：チェーンソー，刈払機の振動騒音試験結果，50年度林試機化業報集，23～24，1976，5
- 3) 平松修ら：ミニロータリーチェーンソーの動力性能および作業性能，51年度林試機化業報集，23～26，1977，5
- 4) 鈴木皓史ら：チェーンソーハンドルの振動力測定，51年度林試機化業報集，27～28，1977，5
- 5) 平松修ら：大形防振ロータリーチェーンソーの性能，52年度林試機化業報集，17～25，1978，6
- 6) 平松修ら：対向ピストンチェーンソーの振動騒音およびロータリーチェーンソーの振動騒音の経時変化，53年度林試機化業報集，34～42，1979，6
- 7) 鈴木皓史：チェーンソーの振動分析値に関する一考察，53年度林試機化業報集，43～47，1979，6

- 8) 平松修ら：林業機械の振動騒音の防止(機械の改良), 54年度林試機化業報集, 19~21, 1980, 6
- 9) 平松修ら：ソーチェーン目立ての違いがチェーンソーハンドルの振動に及ぼす影響, 55年度林試機化業報集, 24~30, 1981, 5
- 10) 平松修ら：盤台移動玉切機リモコンチェンソー, 56年度林試機化業報集, 19~21, 1982
- 11) 平松修ら：盤台移動玉切機の振動, チェーンソーの防振性能の経時変化に関する試験, 異経丸鋸装着時の刈払機ハンドルの振動, 振動騒音の測定法, 57年度林試機化業報集, 29~35, 1983, 6
- 12) 平松修：防振ゴムの硬度が防振性能に及ぼす影響, 58年度林試機化業報集, 44~55, 1984, 6
- 13) 山脇三平ら：林業機械の振動騒音の防止に関する研究, 昭和43年度特別研究成果の概要, 88~92, 1969, 8
- 14) 山脇三平ら：林業機械の振動騒音(機械の改良), 44年度林試年報, 107~108, 1970,
- 15) 鈴木皓史：チェーンソーの波音器とその効果(II), 82回目林講, 287~289, 1971
- 16) 山脇三平ら：防振チェーンソー類の防振性能, 82回目林講, 283~287, 1971
- 17) 山脇三平ら：林業機械の振動騒音の防止に関する研究—機械の改良一, 45年度林試年報, 92~95, 1971
- 18) 平松修ら：チェーンソーの振動機構, 83回目林講, 387~394, 1972
- 19) 平松修ら：林業機械の振動騒音の防止に関する研究—機械の改良一, 46年度林試年報, 36~38, 1972
- 20) 鈴木皓史ら：チェーンソーの振動, 騒音の相関, 85回目林講, 320~324, 1974
- 21) 平松修ら：チェーンソーの振動機構(II), 85回目林講, 324~329, 1974
- 22) 山脇三平ら：ロータリチェーンソーの振動と騒音, 85回目林講, 329~331, 1974
- 23) 機械科：林業機械の振動騒音の防止(機械の改良), 48年度林試年報, 52~54, 1973
- 24) 平松修ら：ロータリチェーンソーの作業性能, 27回目林関東支講, 59~60, 1975, 10
- 25) 機械科：林業機械の振動騒音の防止(機械の改良), 49年度林試年報, 34~36, 1975
- 26) 平松修ら：最近のチェーンソー, 刈払機の振動, 騒音, 87回目林論, 415~418, 1976
- 27) 平松修ら：ミニロータリチェーンソーの動力性能および作業性能, 88回目林論, 441~443, 1977
- 28) 鈴木皓史ら：林業用手持機械のハンドルに伝播する振動の分析値に関する一考察, 90回目林論, 487~488, 1979
- 29) 機械第2研究室：林業機械の振動騒音の防止(機械の改良), 52年度林試年報, 28~32, 1978
- 30) 平松修ら：ソーチェーンの目立ての違いによるチェーンソーハンドルの振動に及ぼす影響, 91回目林論, 477~478, 1980
- 31) 平松修ら：ソーチェーンの目立ての違いがチェーンソーハンドルの振動に及ぼす影響(II), 92回目林論, 455~458, 1981
- 32) 平松修：防振チェーンソーの防振性能に及ぼす防振ゴム硬度の影響, 95回目林論, 639~642, 1984
- 33) 山脇三平：林業機械の振動障害をめぐって, 情報ひろば4-3, 1~15, 1980, 5
- 34) 北川健一ら：ロータリ機関と農林業への応用, 農機学会誌3-2, 590~592, 1978, 3
- 35) Kojro YAMAOKA, et al: Yanmar diesel's PRotary engine chain saw, SAE paper 760642, 1~13, 1976