

チェーンソーの振動低減に関する研究

I. 防振構造の共振について

後 藤 純 一*

(*農学部林業工学研究室)

Studies on the reducing vibration of chainsaw

I. On the resonance of anti-vibration system

Junichi GOTOU*

**Laboratory of Forest Engineering, Faculty of Agriculture*

Abstract: The vibration of chainsaw which has the anti-vibration system is less than one of non-isolated chainsaw at frequency higher than 100 Hz, but the former is no less than the latter at frequency lower than 100 Hz. The reason why vibration of chainsaw isn't reduced in all range of frequency is that it resonates with natural frequency of anti-vibration system in lower frequency. So this tendency prevents the isolating performance of vibration from improving.

This time, we measured the forced vibration by driven engine at top and back handle and the free vibration by hammering at handle. From them, we investigated the relation between the natural frequencies of anti-vibration system and the amplitudes of acceleration at handle of chainsaw. There were many natural frequencies between 30 Hz and 500 Hz. The natural frequencies are caused by the handle mass and the spring constant of isolators, the polar moment of inertia and that of isolators, the decline of isolating performance of isolators at 150 Hz and the elastical feature of handle. So the amplitudes of acceleration at handle showed the harmonic and subharmonic resonance at these natural frequencies.

By this study, we had a following guide to reduce vibration of chainsaw.

The natural frequencies caused by the system of spring and mass must be lower, and so the basic isolating performance of vibration should be improved much more.

The other natural frequencies must be denied by the design of anti-vibration system, for example, the improvement of isolator and the development of its location.

緒 言

伐木造材作業者の振動障害が問題にされて以来、エンジンの改良と防振機構の開発によって、チェーンソーの振動は低減されてきた。しかし、これら防振型チェーンソーが使用される今日においても、作業者に振動障害が発症している。チェーンソー振動はどこまで低減され得るのか、またどこまで低減する必要があるのか。これらの明確な解答は未だにない。

振動低減と一口に言っても、振動はいくつもの周波数成分によって構成されている。したがって、振動障害発現と関連性の深い周波数帯が存在するならば、その周波数成分の振動低減に主眼が置かれる。

チェーンソーの振動測定結果より、その防振構造の防振特性は防振ハンドルと防振材との固有振動数によってほぼ決定され、また、これ以外の固有振動数によってその特性は微妙に変化するものと判断されている⁽¹⁾。そこで今回、空ふかし時の振動測定結果、とりわけ振動加速度値と防振構造の固有振動数との対応を試みたので報告する。

本論は、チェーンソーの振動加速度値（各周波数成分）と固有振動数との関連性を探り、振動低減の問題点をより明らかにしようとするものである。

実 験 方 法

測定に供されたチェーンソーは国産K社2機種であった。その振動測定方法は、脚立より弾性係数既知のスプリングで懸垂されたチェーンソーをレーシング状態で一定回転に保ち、前後ハンドル把持部の振動を同時測定するものである。また、上下、前後、左右各測定方向とスプリングの鉛直のび方向が同一になるよう方向毎に懸垂を変えた⁽²⁾。回転数は2000 rpmより500 rpm毎に9500 rpmまでとした。ただし、1機種は7500 rpm, 8000 rpmでのレーシングが不安定なためその回転数は除外した。なお、測定装置は加速度受振器B & K社4344（重量2 g）増幅器B & K社2635、固定治具（前・後ハンドル用共に75 g）であった。測定値は、これらの信号をデータレコーダーTEAC社R-410に磁気記録した後、リアルタイム周波数分析器NSC社440 Aを用い、各回転数の機関回転周波数成分、及びその分数波高調波の加速度値として求めた。さらに、これら各成分波の加速度値に見られた共振現象と防振構造の固有振動数成分との関係を探るため、ハンマリング、テストによって各測定状態での固有振動数を求めた。なお、ハンマリング、テストとは、ハンドルにハンマー等で衝撃を与え、自由振動させ、その固有振動をとらえるもので、本研究ではこの自由振動を周波数分析する事で、固有振動数を求めた。なお、2機種のチェーンソーの諸元はTable 1. に示した通りである。また、それぞれの防振構造について、補足説明を加えると、

K-1；前後ハンドル分離型の防振構造を持つ。これは、前ハンドル（バー部）と後ハンドル（グリップ部）がエンジンを支持防振している連結部によって多重防振されている。一般的に前後ハンドル分離防振型の防振構造は各ハンドル部の質量が小さくなっている。そのため、防振材の特性が同じ場合、ハンドル部質量が大きい防振構造に比べ、スプリングーマス系の固有振動数は高くなり、その防振性能は高周波成分で低下し、全体的に振動加速度値が大きい。反面、ハンドル部に伝達される力は、小さい傾向にある。

K-2；オイル・ガソリタンクとハンドル部を一体にし、エンジン機関部本体と分離防振した防振構造を持つ。この種の防振構造はK-1のタイプと相反する特性を示す。ハンドル部を一体化する事で、その質量は大きくなり、スプリングーマス系の固有振動数は低くなる。そのため、振動加速度値も全体的に小さいが、ハンドル部に伝達される力は比較的大きい。

Table 1. Specification of chainsaw

name	type	exhaust volume (cm ³)	total weight (kg)	kinetic direction of piston
K-1	E-452 VLD	44.3	8.3	HORIZONTAL
K-2	E-501 EVL	49.9	7.3	HORIZONTAL

結 果 と 考 察

2機種のチェーンソーK-1, 2について、それぞれその前後方向の振動測定結果とハンマリング、テストの結果を吟味し、ハンドル把持部で測定された振動加速度値の増減と、防振構造の固有振動数との関連を考察する。

まず、K-1機関回転数9000 rpm時のチェーンソー振動を周波数分析しFig 1. に示した。この振動は、明らかに、機関回転周波数(f_0)成分、及び $1/4 f_0$, $1/2 f_0$, $2 f_0$, $5/2 f_0 \cdots n f_0$ 波といっ

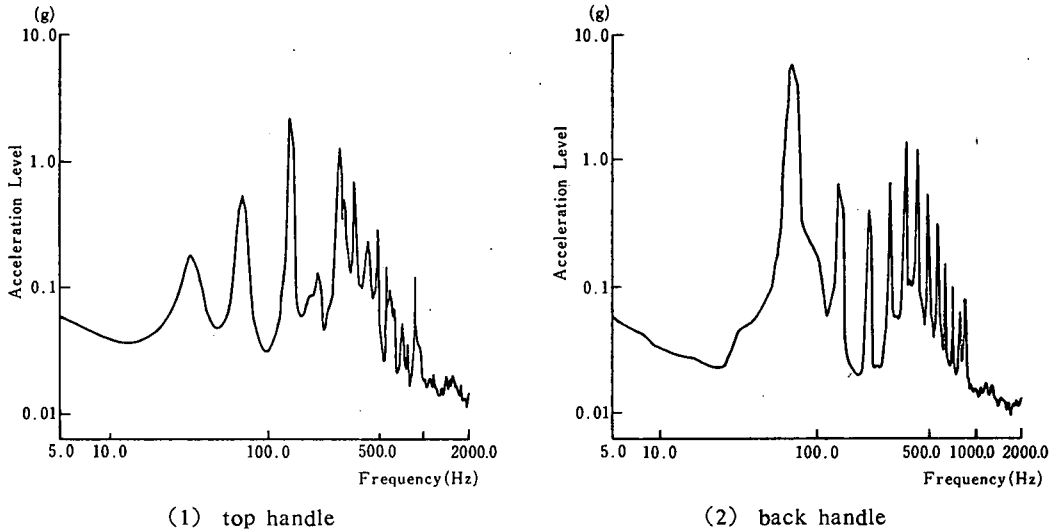


Fig. 1. The spectrum of acceleration at handle in case of K-1 (horizontal)
— engine revolution 9000 rpm —

た分数調波、高調波成分より構成されていると言える。そこで、K-1, 2, 2機種について各々の成分 ($2f_0$, $3f_0$ について本論では考察する) の振動加速度値と防振構造の特性とを分析した。

各回転数毎の機関回転周波数成分の前・後ハンドル加速度値を Fig. 2. に、 $2f_0$, $3f_0$ 成分の同加速度値を Fig. 3. に示した。さらに、これらより、各回転数毎に $2f_0$, $3f_0$ の加速度値と f_0 の加速度値との比を算出し、Fig. 4. に示した。また、各成分波の加速度値、比の極大値を求め、その値に対応する周波数を Table 2. に示した。両者より取り出された周波数はほぼ一致する。しかし、これらの周波数はある幅を持っており数値自体に明確な意味は少ない。

次に、ハンマリング・テストによって得られた固有振動スペクトル (Fig 5.) に各高調波の振動加速度値を増大させる周波数を(*)で、また、 f_0 成分の振動加速度値が極大値を持つ周波数 f_0 を(**)でプロットしてみた。防振構造の固有振動数とプロットされた周波数は一致する場合が多かった。しかし、後ハンドル (K-1) の固有振動スペクトルにプロットされた 82.5 Hz は対応する固有振動を持っていない。また、逆に前ハンドル (K-1) の固有振動数 33.75 Hz, 後ハンドル (K-1) の固有振動数 52.5 Hz には対応するプロットが見られない。このように両者の対応は

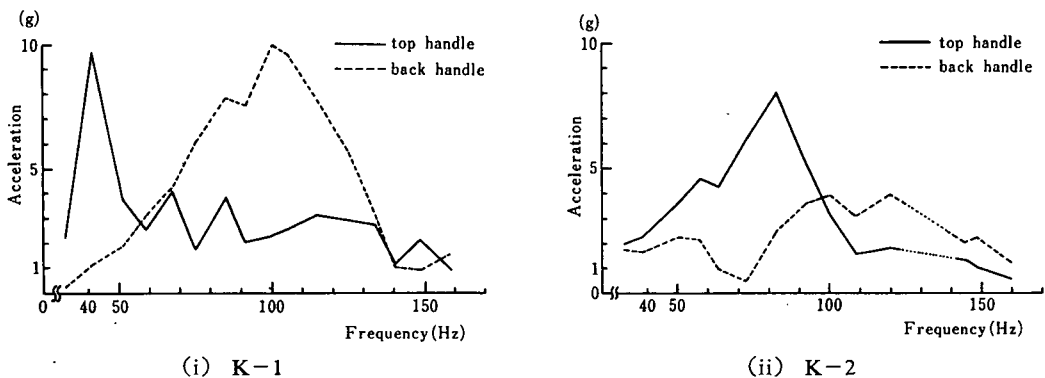


Fig. 2. The amplitudes of acceleration for fundamental frequency (f_0)
(horizontal)

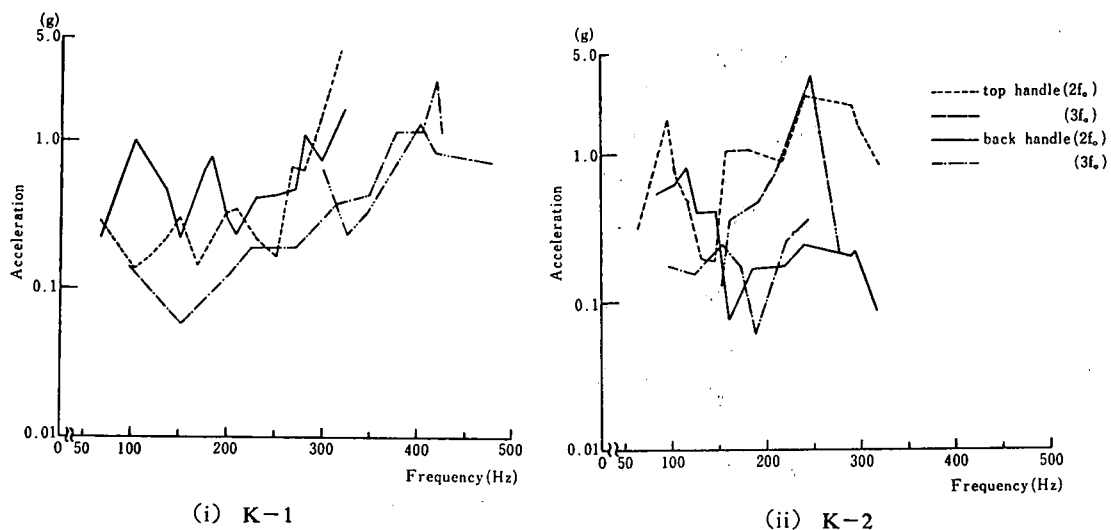
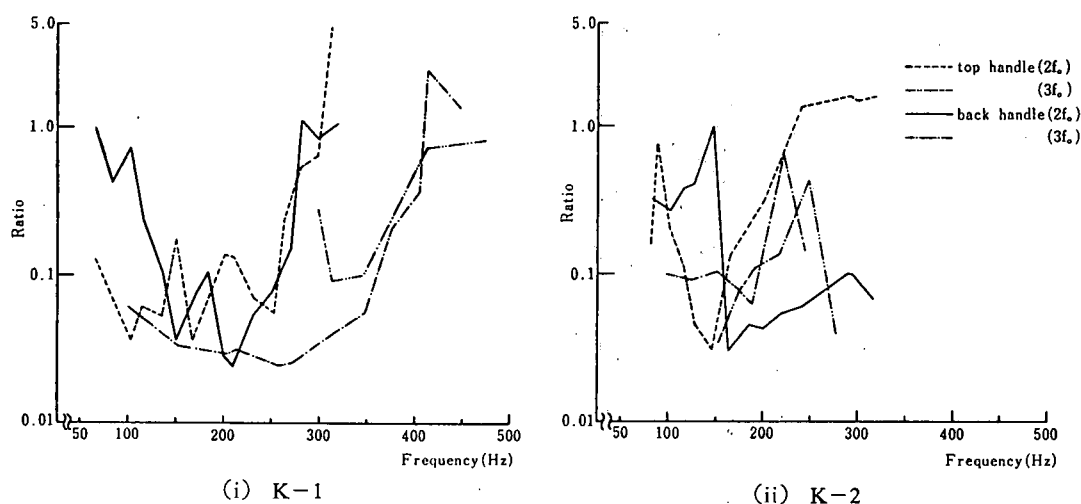
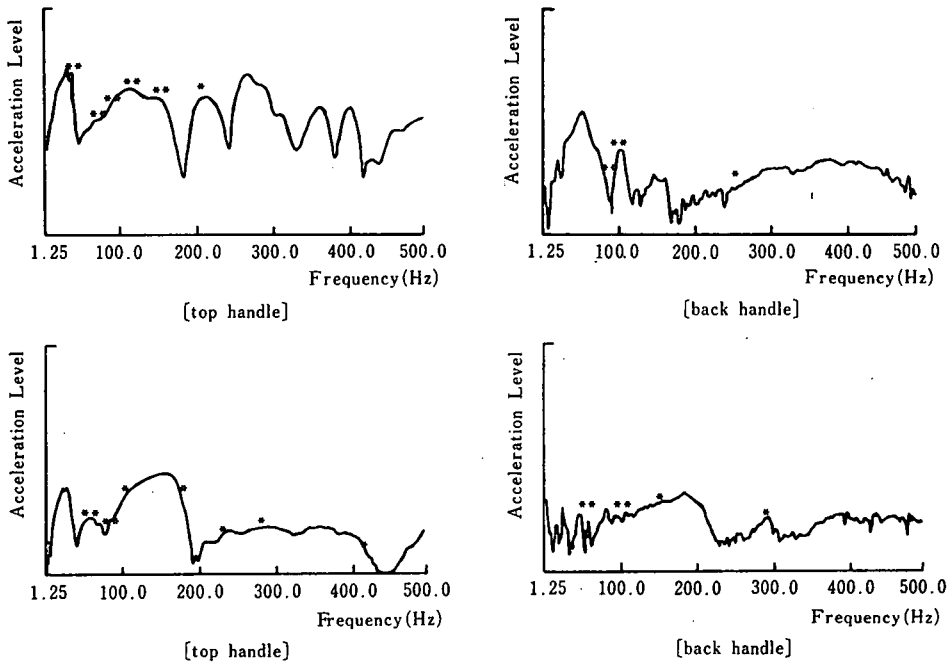
Fig. 3. The amplitudes of acceleration for harmonic ($2f_0$, $3f_0$)Fig. 4. The ratio of the amplitudes of acceleration for f_0 to $2f_0$ & $3f_0$

Table 2. The frequency increasing the amplitudes of acceleration

type	value	frequency (Hz)	
		top handle	back handle
K-1	A*	..., 150.0, ..., 210.0, 267.5, 401.25,	82.5, 185.0, 240.0, 247.5, ...,
	R*	116.25, 150.0, 200.0, ..., ..., ...,	82.5, ..., ..., 247.5, 290.0,
K-2	A	102.5, 182.5, 225.0, 278.75, 417.5,	116.25, 147.5, 152.5, ..., ..., 240.0, ..., 293.75,
	R	102.5, 182.5, 225.0, 278.75, 417.5,	..., 147.5, 152.5, 185.0, 221.25, ..., 288.75, ...,

(A; about acceleration R; about ratio)



(ii) K-2

Fig. 5. The spectrum of free vibration at hammering anti vibration handle of chainsaw

Table 3. The resonance frequency of chainaw (in case of K-1 & 2)

type	direction	frequency (Hz)	
		top handle	back handle
K-1	Vertical	50.0 133.75, 148.75 217.75, 300.0	41.25, 66.25, 100.0 150.0 216.25, 398.75
	Horizontal	41.25, 67.5, 85.0 115.0, 148.75	86.25, 100.0
	Axial	42.5, 76.25, 108.75 150.0 200.0	86.25, 116.25 148.75 401.25, 445.0
K-2	Vertical	51.25, 85.0 152.5 205.0, 430.0	51.25, 85.0 203.75, 303.75
	Horizontal	57.5, 82.5, 102.5 182.5 225.0, 278.75, 417.5	52.5, 100.0 147.5 288.75
	Axial	48.75 117.5 252.5	58.75, 83.75 137.5

完全ではないが、各成分波の振動加速度を増大させる周波数は防振構造の固有振動数に依るところが大きいと言えよう。

また、上下、左右の測定方向についても同様の結論が得られた。そこで、加速度値、比 両者よ

り共通して得られた周波数と f_0 成分の加速度値が極大値をとる周波数を各機種 3 方向毎に求め、Table 3. に整理した。この表より、これら防振構造の固有振動数の起源を大別してみる。まず、従来の防振構造解析モデルより考えられる共振の原因を挙げると、防振材の物性（粘弾性係数）とハンドル質量とによる防振構造の剛体的性質上のもの、すなわちスプリングマス系の基本固有振動数によるものであり、上下、前後方向では 30~60 Hz に、左右方向ではこれらより高い周波数域に存在する。さらに、防振材がゴム弾性域からガラス域へ転移する過程に起因すると考えられる 150 Hz 付近にも固有振動数が存在する。これら以外に固有振動数の起源を求めるとすれば、防振構造の弾性体的性質が考えられ、これは 100 Hz 付近に存在している。

各方向について、各回転数の f_0 成分の振動加速度値を最大にする主要な固有振動数を上記の起源より分類する。まず、防振構造の基本固有振動数によるものは K-1 前ハンドル上下方向 (50.0 Hz) 前後方向 (41.25 Hz) 左右方向 (76.25 Hz) K-2、前ハンドル左右方向 (48.75 Hz) 後ハンドル上下方向 (51.25 Hz) 左右方向 (58.75 Hz) である。次に防振構造の弾性特性によるものは、K-1 後ハンドル上下方向 (100.0 Hz) 前後方向 (100.0 Hz) 左右方向 (116.25 Hz)、K-2、前ハンドル前後方向 (82.5 Hz) 後ハンドル前後方向 (100.0 と 120.0 Hz) である。防振材の転移過程によると思われる 150 Hz 付近に主な固有振動数のあるものは、K-2 前ハンドル 上下方向 (157.5 Hz) であった。これら主要な固有振動数は 100 Hz 以下に存在する事が多い。この事実と、木材切削によりチェーンソー振動はその基本振動波 (f_0) および $2f_0$ 波また $\frac{1}{2}f_0$ 波を中心とした低周波数帯で著しく増大するという知見⁽³⁾を考え合わせると、100 Hz 以下の低周波域での振動低減は重要な課題と言えよう。

防振設計上留意すべき点は、まず、防振構造の基本固有振動数をより低くして高周波数域での防振性能を高める事。さらに、100 Hz 以下の低周波数域にも十分な配慮を払い固有振動による振動加速度値の増大が鋸断作業時に発生しないようにする事、以上 2 点である。

要 約

チェーンソー振動低減の指針を明らかにするために、振動加速度値の特性と防振構造の固有振動数との関係を探った。

・チェーンソー振動の各機関回転周波数 (f_0) 及びその高調波の振動加速度値が増減する根拠は防振構造の固有振動数にある。

・防振構造の固有振動数はスプリングマス系に見られる基本成分、慣性系に見られる成分、防振材の転移域にみられる成分、防振ハンドルの弾性体的特性による成分等が考えられる。また、これらの内で振動加速度を増大させる主要な固有振動数はその値が 100 Hz 以下の基本成分、弾性体特性成分であると判断された。

・チェーンソー振動低減の指針として、100 Hz 以下の周波数帯にある固有振動数に留意する重要性を示した。

引 用 文 献

- 1) 後藤純一・後 秀樹・前田修一・瀧本義彦, チェンソー振動の多自由度解析 (I), 京大演報, 51 (1979)
- 2) 後藤純一・後 秀樹・瀧本義彦, チェンソーの評価法 (II), 京大演報, 50 (1978)
- 3) 伏見知道, チェンソー作業における作業規制に関する研究, 愛媛大演報, 13 (1976)

(昭和54年9月29日受理)

(昭和55年2月21日発行)