

切削型剥皮機ハンドル防振の一考案

戸田 治 信 佐藤 真

1. はじめに

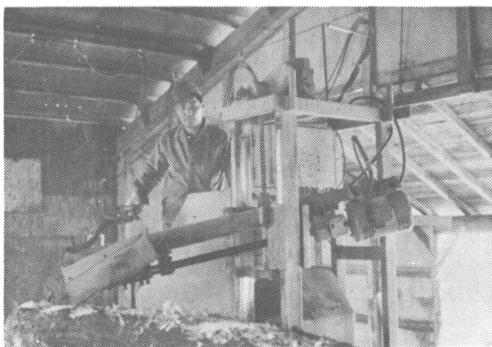
機械器具の振動が作業者に及ぼす障害の一つにレイノー現象があり、林業関係ではチェーンソー等による白ろう病として広く知られ、大きな社会問題となっている。

製材工場においても原木の剥皮が一般化するにつれて切削型の強力な剥皮機が使用されるようになったため、振動障害の発生が危ぐされるようになり、とくに携帯用の剥皮機は労働安全衛生法に基づき障害予防対策を要する機種として指定されている。

当場では昭和45年に製材原木用の剥皮機を設置し使用しているが、構造的に作業者の手にかなりの振動を与えている。調査の結果1日いっぱい剥皮作業を行うと腕から肩にかけて一過性のしびれを感じる場合があることが判明したため、防振対策を施したところ、効果が認められたので概要をとりまとめ報告する。

2. 剥皮機の概要

当場で使用している剥皮機は、社製の回転切削型で、第1図に示すとおり、回転するカッターと電動機を長い軸で連結して梁で支え、その重心位置をピンで架台にとりつけ、ピンを中心に回転できるようにしてある。架台はレール上を走行する操作車にのせてあ



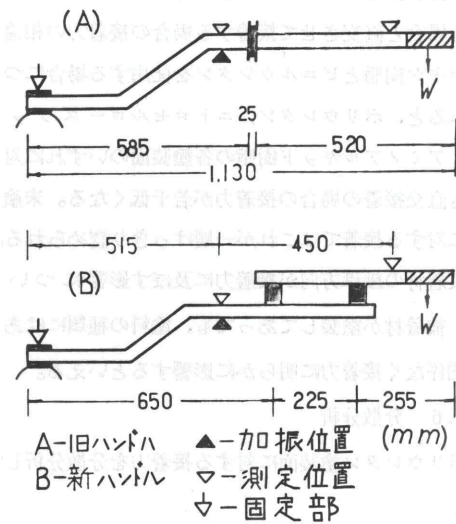
第1図 剥皮機

り、作業者は車上でピンの位置を上下してカッターを原木の径に合わせたのち、操作車を前後に走行させて剥皮する。剥皮中のカッターの高さの小さな調節は、カッター部にとりつけたハンドルを車上で操作し、架台にとりつけたピンを中心に回転させることによりカッターを上下させて行う。

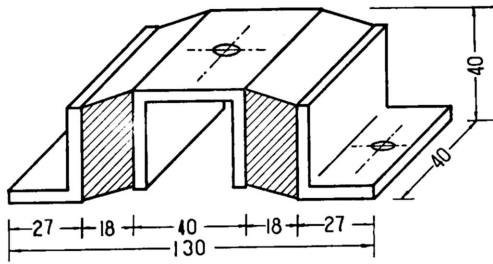
3. 改造前の問題点

このように切削による衝撃が直接加わるカッター部にハンドルが取り付けられており、また切削による上向きの反力に対して、剥皮中はハンドルの握りを10～18kgの力で押えつけていなければならないため、ハンドルを介してかなりの振動が作業者に伝わり、肉体的影響を及ぼすものである。

既設のハンドルは長さ約1mで、中央部にゴムを用いた防振装置を入れてあるが(第2図A)ゴムに変形がみられ、ゴムに対する荷重が大きすぎるように思われたので、握り部に18kgの荷重を加えた時に、ゴムに加わる荷重を概算してみると、もっとも力の加わる



第2図 新旧ハンドル

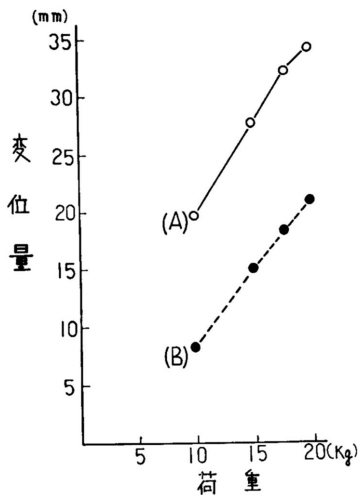


第3図 くら型防振ゴム

部分では約 $27\text{kg}/\text{cm}^2$ となり、一般に使用されている防振ゴムの圧縮許容限度である $10\text{kg}/\text{cm}^2$ を大きく上回っており防振性能を低下させていることが推定された。また防振部より握り側の部分が首振り運動をおこし、振幅を大きくしている疑いがあった。

4. ハンドルの改造

既設の旧ハンドルが力のモーメントによる防振ゴムへの過負荷により防振性能を低下させていることが推定されたので、モーメントを減少させるためハンドルの取り付け側と握り側を平行に延長し、充分に間隔をとった2箇の防振ゴムで接合した改良ハンドルを製作した(第2図B)。改良ハンドルに使用した防振ゴムはB社のくら型防振ゴム(第3図)で、上下方向の許容荷重 35kg 、バネ定数 $100\text{kg}/\text{cm}$ である。



第4図 静荷重 - 変位量

5. ハンドルの剛性

作業者がハンドルを操作する時の感覚にもっとも関係が大きいと考えられる握り部の変位量を測定した。

第4図に示すとおり最大荷重 18kg における旧ハンドルの 32mm に対し、新ハンドルは 19mm で多少かたくなっている。当初同じにする予定であったが、防振ゴムの性能による制限から剛性を大きくした。

6. 振動試験

改良した新ハンドルを剥皮機に取り付け、約1ヵ月使用したのち作業者に意見を聞いたところ、防振性能が向上したように思うとのことであった。これを確認するため新旧両ハンドルに簡易な方法で衝撃振動を加え、加振部及び握り部の振動を測定し、両ハンドルの防振性能を比較した。

1) 試験方法

ハンドルは剥皮機に取り付ける場合と同じ方法で固定し、握り部を針金で引張り使用時に下に押しつけるのと同様に荷重をかけた。荷重量は針金の間にバネ秤を入れて調節した。加振は直径 101mm のプーリーに高さ 1mm の突起を6箇所つけ、 0.75kw のモーターの出力軸にとりつけて回転させ、突起をハンドルに当てて振動を加えた。加振位置は防振部分より取り付け側寄りであり、新旧両ハンドルとも同じ条件で加振できるよう取り付け側先端より 515mm の位置とした。

加振による変位量の測定は、非接触型変位検出用ピックアップで検出し、アンプを通してブラウン管オシログラフにより波型を観察のち電磁オシログラフにより記録した。変位量の測定位置は、加振位置及び握り部の直前(取付側先端より 965mm)であり、測定のため小さな鉄板を仮づけした(第2図)

2) 試験条件

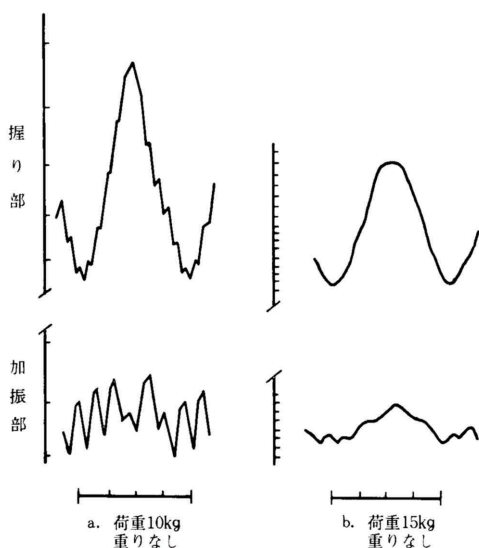
加振プーリーの突起の高さは 1mm で、突起によるハンドルの押し上げ量が静止時に一定になるよう隙間ゲージで調整した。モーターの回転数は 25 回/秒で、加振振動数は 150Hz となるが突起の加工ムラのためプーリー1回転の6回を周期とする不規則振動となった。

振動の測定は、新旧両ハンドルについて、握り部への荷重10kg及び15kgの2条件と固有振動数を変化させ、共振の影響を調べるため握り部に320gの重りの付加の有無の2条件を組み合わせ、各4条件、計8条件について行った。(第5図、第6図)

3) 試験結果

A 旧ハンドル

- a. 全体として加振部の振動が握り部で大きく増幅される傾向を示した。
- b. 握り部への荷重が大きいかほど変位(振れ幅)が増



第5図 旧ハンドル振動波形 (たて線1目盛0.1mm刻み、よこ線1目盛0.01秒刻み)

大した。

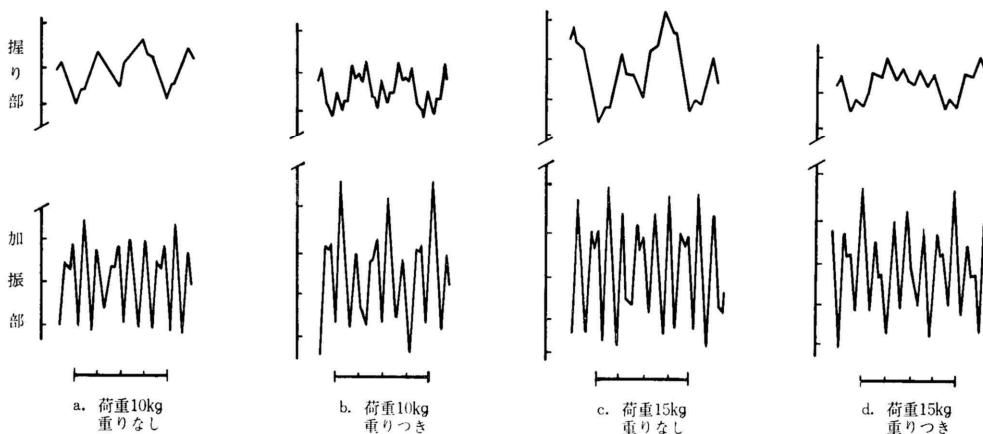
- c. 重りをつけた場合、荷重10kgでは固定部と握り部を支点とし、中央の防振部を大きく屈曲させる異常な共振を示し、荷重15kgでは握り側の変位が時間とともに増大して、計測器の測定範囲(約5mm)をこえたため、ともに計測できなかった。
- d. 記録できた重りなしの場合(第5図)、荷重10kgでは握り側で25Hz、変位0.2mmとなり、変位は加振側の2.5倍に達した。荷重15kgでは計測範囲をこえないよう加振プーリーの押上げ量を小さくしたが、それでも23Hz、変位は0.75mmで、荷重10kgの3.5倍に達した。

B 新ハンドル

- a. 4条件とも大きな差はみられず、握り部の変位は加振部より減少した。
- b. 握り部への荷重が大きいかほど変位は増加した。
- c. 重りを付加することにより、変位は重りなしの場合より30~40%減少した。
- d. 振動による変位の極大値を加振部と握り部と比較すると、重りなしの場合、握り部は加振部の約60%重りつきで約40%に減少した。

振動波形は、重りなしでは50Hzに変位の小さな150Hzの加わった形となり、重りつきでは荷重10kgの時は50Hz、150Hzと300Hzの高周波を含み、荷重15kgでは25Hzに150Hzを含んだ形となった。

4) 考 察



第6図 新ハンドル振動波形 (たて線1目盛0.05mm刻み、よこ線1目盛0.01秒刻み)

振動波形は各条件とも異った形を示すが、これらは握り部への荷重量と重りの有無のほか、ハンドルの取り付け固定状態、ハンドルの固有振動数、握り部へ荷重するため使用したバネ秤及び針金の振動特性等の複合したものであるから完全な解析は困難であるが、新旧ハンドルの比較を目的とする簡単な考察を試みた。

a. 設定した加振振動数150Hzに加え、25Hzの影響が意外に大きく、とくに新ハンドルでは150Hzの6波を1周期とする殆んど安定した振動を示した。

この25Hzは加振プーリーの回転数に相当するもので、加振プーリーにつけた突起の高さ及び間隔の僅かなムラから生じたものであるが、当場の剥皮機のような回転切削型のものでは、刃先の仕上げムラ及び摩擦等によって同様の問題が考えられるので、類似の試験を行う場合は予じめ考慮しておく必要がある。

b. 握り部への荷重を大きくすると、加振突起による押し上げ量を一定にしても、荷重と比例して仕事量が大きくなるため加振エネルギーが増加し、変位（振幅）の増大がみられた。

c. 重りは固有振動数を変化させるために付加したものであるが、同時に変位を減少させることが示された。

固有振動数の変化は、旧ハンドルの場合重りなしで19Hzに対し、重りつきでは16Hzに減少した。新ハンドルの固有振動数は測定しなかったが、計算では数%小さい程度で大差ないものと考えられる。

この固有振動数と加振振動による共振の可能性についてみると、150Hzについては差が大きいので問題は少ないが、25Hzは固有振動数の16Hzに対して1.31倍、19Hzに対して1.56倍であり、加振により振動が中断して見かけの固有振動数が増加することを考えると、共振をおこしやすいと言われる「固有振動数の1.4倍以内」に入るか、又は近い値であった。

重りによる変位の減少は質量の増加によるものであるが、反面、振動エネルギーが大きくなるため、全体の振動系の減衰力より相対的に変位を増大させる力が上回る可能生があり、旧ハンドルに重りをつけた場合に時間とともに変位が増大して計測器の測定限界を

え測定できなかったのは、この原因によるものと推定される。これとは逆に重りなしの場合、旧ハンドルでは定常的な変位を示し、新ハンドルでは50Hzを主とする振動を示したのは、振動系の減衰力が作用する範囲にあったためと考えられる。

d. 旧ハンドルの加振部及び握り部の変位を比較すると、固定部からの距離を考慮した値より握り側の方が大きい。これは防振部を支点として握り側が首振り運動をして変位を増加させているものと考えられる。

また握り側の変位が大きいため、加振側にも首振り運動に追随する変位がみられた。

e. 新旧両ハンドルの比較を定量的に行うことは困難であったが、記録された振動波形から主要と考えられる振動の振動数と概略の振幅を読みとり、(1)式及び(2)式により、振動エネルギーに関係が深いと考えられる振動速度の2乗値を求めて比較した。

$$v = |r \sin(\omega t)| \dots \dots \dots (1)$$

$$E = \frac{1}{2} m v^2 \dots \dots \dots (2)$$

v : 振動速度 (cm/sec)

r : 振幅 (cm)

ω : 角速度 = 振動数 × 2π

t : 時間 (sec)

E : 振動エネルギー (kg · cm)

m : 質量 (kg · sec²/cm)

なお、2波及び3波の合成されたエネルギーを比較するため、25、50、150、300 (Hz) の各波については1/3000秒から120/3000秒まで1/3000秒刻みの平均値を、22.94Hzについては1/250秒から1秒まで1/250秒刻みの平均値を計算により求めた。2波以上の合成された振動速度は(3)式により求めた。

$$v = |r_1 \sin(\omega_1 t) + r_2 \sin(\omega_2 t) + r_3 \sin(\omega_3 t)| \dots \dots \dots (3)$$

なお(1)式により求めた各波の平均振動速度は、振幅の極大値を用いて(4)式で計算した値の63%、2乗値で40%であった。

$$V_{max} = r \dots \dots \dots (4)$$

計算結果は第1表のとおり、合成された振動速度の

第1表 防振ハンドル振動加速度

新旧別	荷重 kg	重りの有無	測定位置	振幅 μ	振動数 Hz	平均振動速度 cm/sec	合成平均振動速度 cm/sec	合成平均振動速度 2乗値 cm^2/sec^2
旧	10	無	加振側	21 38	25 150	0.210 2.261	2.282	5,201
			握り側	197 15	25 300	1.970 1.740		
旧	15	無	握り側	750	22.94	6.901	6.901	47,625
新	10	無	加振側	52	150	3.094	3.094	9,575
			握り側	33 11	50 150	0.659 0.655	0.878	0,770
新	10	有	加振側	62	150	3.689		
			握り側	24.2 12.4	50 150	0.484 0.738		
				2.0	300	0.232	0.863	0,745
新	15	無	加振側	69	150	4.106	4.106	16,858
			握り側	38 9.7	50 150	0.759 0.577	0.952	0,906
新	15	有	加振側	63	150	3.749		
			握り側	24 12	25 150	0.240 0.714	0.738	0,545

2乗値で比較すると、旧ハンドルでは加振側に対する握り側の振動加速度の減少がみられないのに対し、新ハンドルでは2乗値で1/12~1/26に減少している。また旧ハンドルにおける振動速度2乗値の減少（増大）率を考慮すると1/14~1/29になるなど、新ハンドルの防振性能がすぐれていることが示された。

旧ハンドルの加振側振動加速度が小さいのは、握り側の低周波で振幅の大きな振動に加振側が追従したため、加振プーリーとの接触時間が短くなり、エネルギーの伝達量が減少したためと考えられる。

このほか重りの負荷により握り側の振動速度が減少し、また荷重が大きいほど相対的に握り側のエネルギー減少率が大きいことが本表でも示されている。

作業者に与える振動の影響は、振動数が20Hzをこえると振動数に比例して減少するとされているので、この点においても新ハンドルは有利と言える。

振動エネルギーの要素である質量については、同一ハンドルの加振側と握り側の比を求めて比較する場合、近似的に無視できると考えた。なおハンドルの重量は旧ハンドルで4.12kg、新ハンドルで5.65kgである。

7. ま と め

製材原木を剥皮する切削型剥皮機の操作ハンドルに強い振動が伝わるので、防振性を向上したハンドルを試作し、同一の条件で150Hzの衝撃振動を与えて振動波形を測定し、防振性能を比較した。

旧ハンドルは加振によりハンドル中央の防振部を支点とする首振り運動をおこすため握り側の変位が大きく、重りの付加によって異常な共振及び計測範囲をこえる変位の増加を示したが、新ハンドルでは各条件において握り側の変位は加振側より小さく、握り側における振動速度2乗値は旧ハンドルの15%以下となり、また加振側と握り側の振動速度2乗値の比はさらに小さくなるなど改良による防振性能の向上を確認した。

8. 付 記

本試験は当場における日常業務改善の一環として行ない、かつ未経験の分野のため、試験方法、条件の設定及び結果の解析等意に満たぬ点も多かったが、最少限の目的であるハンドル改良の効果は確認できたものとする。

改良されたハンドルは剛性が大きくなっているが、2箇の防振ゴムの握り側が圧縮された反力で、取り付け側が伸長し、握り側の把手が天秤のような動きをするので、見かけの歪みよりは防振性能が大きかったことも性能向上の一因と考えられる。また剛性の増加によりハンドル操作に対するカッターの動きが鋭敏になり、作業性が向上している。

当場で使用されているタイプの剥皮機種は、その後防振性を向上した改良型が製作されているが、現在も当場と同じ機種を使用している工場においては、費用も少なく容易にハンドルを交換できるので、本試験の結果を振動障害の予防に役立てることができよう。

終りに振動計測に協力された当場製材試験科加藤研究員に謝意を表する次第である。

- 試験部 林産機械科 -
(原稿受理 昭52.4.9)