

自動枝払い機による作業 (Ⅲ)

騒音とその必要消音特性

伏見 知道*・江崎 次夫**・渡部 桂***

Pruning Operation by Sachs Tree Pruning Machine (Ⅲ)

The characteristics required to silence the noise

Tomomichi FUSHIMI, Tugio EZAKI and Katsura WATANABE

Summary: This report dealt with the noise of the tree pruning machine (=T.P.M.) measured and analysed at bare field.

The overall level of the noise increased in proportion to the increase of engine speed, and the level was higher than the mean level of the chainsaw with similar displacement. On the frequency characteristics, there were the fundamental wave, the second and the third harmonic waves, the components around 800 Hz depended mainly on the combustion noise of the 2 cycle gasoline engine, and the higher frequency components that the composition of components were not influenced by the engine speed but their levels became high with the increase of engine speed.

The change of the overall level of the propagated noise by the increase of the distance conformed approximately to the inverse square rule on propagation of sound from a point source.

The muffler of the T.P.M. was the two steps expansion and friction type. The silencing effect was specially remarkable in the high frequency components on high speed of the engine. The ratio of the muffler's volume to the engine displacement was larger than that of the muffler of general chainsaw; nevertheless the silencing effect was hardly variable in comparison with the silencing range of the general chainsaw.

The NR numbers with respect to conservation of hearing were 95 or 100 at the 0.5 meter distance from the center of a tree attached with the t.p.m.. The operator's hearing will be conserved as a result of observance "shunt by 3 meters distance directly after the start of the t.p.m.". But the mental fatiguer of operator by the long time operation of the t.p.m. must became great.

The authors took the mark level for the silence of noise at the level accorded with the curve of NR 90 in 0.5 meter distance and NR 80 in 3 meters distance, and clarified the frequency characteristics of the silencing amounts required.

*森林工学講座 助教授 **演習林 助手 ***演習林 講師

要 旨 自動枝払い機の騒音を平坦裸地において測定分析した。騒音レベルは回転数にほぼ比例して増大し、周波数特性としては、基本波、2～3次高調波および回転数に関係しない高い周波数成分がかなり認められる。伝播騒音は、距離の増加に対する逆二乗則にほぼ従って減衰しているが、その周波数特性においては、315～1300Hz成分がやや趣を異にし、一定伝播距離ごとに回転数の変化に応じて独自の変化様相を示した。これら騒音の評価値は、聴力保護上および不快感に対してもNR=95～100に達する。そこで、長時間連続作業における作業環境の改善を目指し、消音目標レベルを0.5m点でNR=90、3m点でNR=80と仮りに定め、これらに対する総合的な消音必要周波数特性を検討した。

緒 言

前報¹⁾において、自動枝払い機作業中の騒音につき、聴力保護の立場から評価を試みた。その結果、「機械発進直後3m退避」という基準を守るならば、ISOその他の許容基準に照らして一応安全であることを確かめ、なお、これら許容基準設定の前提条件として容認されている永久的聴力損失量を一層小さくするために、耳栓を常用することの必要性を指摘した。

自動枝払い機作業が上記の作業基準に従って行われ、騒音に対して聴力保護の立場から一応安全であるといっても、この騒音はかなり大きく、作業者の聴力損失が全くないわけではなく精神的影響も見のがせない。そこで、本機の騒音をさらに分析し、現用消音器の消音効果を検討するとともに、作業者にとって労働衛生上望ましい消音特性について考察を試みた。

実 験 方 法

実験場所は、本学勝山苗畑の隣接地、丘陵上の平坦裸地である。

供試機は、前回同様、SACHS-KS 30自動枝払い機で、排気容量76cm³の1気筒、2サイクル空冷ガソリンエンジンにより駆動され、樹木を登ると同時にチェーンソーが回転し枝を払うものである。

供試機を実作業時取付高さ(地上1.3m)に一致するよう台上に静置した。測定位置は、マフラに正対した方向、取付中心から水平距離0.5m、3.0m、5.0m、7.5mおよび10.0mの各点において、直立作業者の耳の位置に相当する高さ(1.55m)とした。

測定時機関回転数は3000rpmから7500rpmとし、指示騒音計(SM-5844)で騒音レベル(dB-AおよびC)を読み取り、引き続き分析機(SA-56A)で騒音の周波数分析を行った。

実験結果および考察

本機の騒音は、使用2サイクルガソリンエンジンの排気音のほかに、エヤクリーナーによる吸気音、ギヤユニットから生ずる歯車騒音、チェーンソー部におけるチェーンの sprocket およびガイドバー上走行騒音、その他が重なりあったものであり、作業時には切枝騒音加わる。本機は2サイクルガソリンエンジン付チェーンソーの応用機種で、その空転時騒音は一般チェーンソー同様、エンジンの排気音が支配的成分と考えられる。本機における切枝騒音は、枝の直径が小さく、切断所要時間も大体瞬間的であり、また切削時はその負荷の増加により回転数が低下し騒音レベルも下がるから、切枝騒音による全騒音の強調は一応考えなくてよいであろう。そこで取付作業者の位置における空転時騒音レベルを比較測定するとともに測定距離の変化と騒音伝播特性との関係を観察し、排気消音器の効果を検討した。

1) 取付位置における騒音

(a) 騒音レベルの変化

取付時作業者の耳の位置において、測定した自動枝払い機の消音器装着時および取りはずし時の騒音レベルと機関回転数の関係を図-1に示す。消音器取りはずし時騒音レベルは 3000rpmの 98.5 dB-A (102.5 dB-C) から 6000rpmの113.7 dB-A (114.5 dB-C) と機関回転数の増加に比例して急増し、それ以上の機関回転数では増加が鈍るが7500rpmで116.7 dB-A (117.3 dB-C) に達している。これをチェーンソーの測定例²⁾と比べると、本測定位置が、チェーンソーの測定例より排気口に近く、レベルが高くなることを考慮しても、自動枝払い機の機関自体の排気騒音がチェーンソー類の中でも高い例にはいることが明らかである。

現用消音器装着時の騒音レベルは、3000rpmで 92 dB-A (97.7 dB-C)、4000rpmで 95.7 dB-A (102.0 dB-C)、6000rpmで 100.8 dB-A (105.2 dB-C) となり、7500rpmの 103.5 dB-A (108.0 dB-C) へ機関回転数に比例してほぼ直線的に増大している。これらの結果は、チェーンソー一般の騒音レベルの範囲に入るものである。

一般に、2サイクルガソリンエンジンの排気音は、4サイクルガソリンエンジンのそれより大きい、その理由として次の点が指摘されている。①2サイクル機関では4サイクル機関に比し、掃排気を短時間で完了する必要があるため、排気開口時期が一般に早く、排気開始直前のシリンダー内圧力も高い。②2サイクル機関では、単位時間あたりの掃排気量が、同一回転数の4サイクル機関に比べて大きいため気流音や渦流音の発生が大きいので、機関回転数を増加すると特有の高周波音が発生する。③掃気効果促進のため複雑な構造の排気消音器が不向きである。そこで、本機の騒音の主体と考えられる排気音に対する消音効果を検討するにあたり、管路を通して放射された騒音から消音器の原理³⁾をみてみる。騒音源の最大パワーを W_0 [watt]、管路出口から放射されるパワーを W_2 [watt] とすると、出口のパワー W_2 のパワーレベル (PWL) に対し、 r [m] の距離はなれた観測点での騒音レベル (SPL) は、

$$SPL = PWL + 10 \log \left(\frac{D}{4 \pi r^2} \right) - Lre \text{ [dB]}$$

となる。ただし、 Lre は実際の伝播において生ずる増強減衰を減衰 Lr [dB] で表わす。また、 D は指向性利得で、管路自身の出口は無指向性であっても、出口が広い地面や大きな建物の壁に近いときは $D = 2$ となる。上式で出口のパワーレベルは、

$$PWL = 10 \log W_2 + 120 \text{ [dB]}$$

であるから、任意の位置における音圧レベルは次のように書くことができる。

$$SPL = 10 \log W_0 + 10 \log \frac{W_2}{W_0} + 120 + 10 \log \left(\frac{D}{4 \pi r^2} \right) - Lre$$

すなわち、音圧レベルを下げるためには、①音源 W_0 を小さくする。(騒音源であるエンジン自身の改善を意味する) ② W_2/W_0 を小さくする。③ $10 \log \left(\frac{D}{4 \pi r^2} \right) - Lre$ を小さくする(出口を観測点から遠くへはなす。 D を小さく、すなわち観測点方向への指向性を小さくする。観測点方向への反射を防ぐ。吸音遮音を考える——チェーンソー類の作業での耳栓使用もこれに相当する)。②は管路自身の問題であり、 W_2/W_0 を小さくするために設ける装置が消音器である。 W_2/W_0 のうち W_2 は算出し得るが、 W_0 は一般に測定不可能であり、騒音源の数値は一定点の騒音レベル (SPL) か、 W_2 を示すパワーレベル (PWL) かで示される。観測点でSPLは直接測定可能であり、SPLの減少はPWLの減少で表わされる。すなわち、消音器取付による効果(L)は次のように示される。

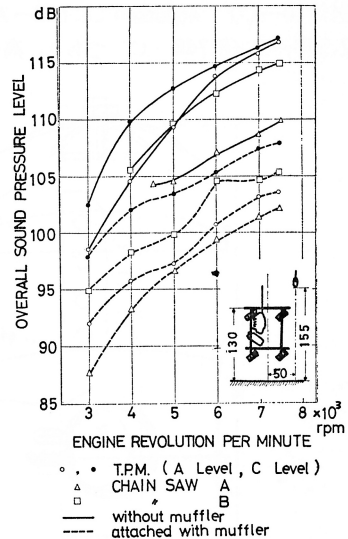


Fig. 1 The relation between the noise level of tree pruning machine and the change of engine revolution

$$L = SPL' - SPL = PWL' - PWL \text{ [dB]}$$

ただし、 SPL' および SPL は消音器取付け前後の音圧レベル、また PWL' および PWL は消音器取付け前後のパワーレベルである。現用消音器装着による騒音の消音効果（ L ）を図-1からよみ取ると、3000rpmで6.5dB—A（4.8dB—C）、4000rpmで8.7dB—A（7.8dB—C）、6000rpmで12.9dB—A（9.3dB—C）および7000rpmで12.5dB—A（8.7dB—C）であり、高い機関回転数において、 L の値が大きい。

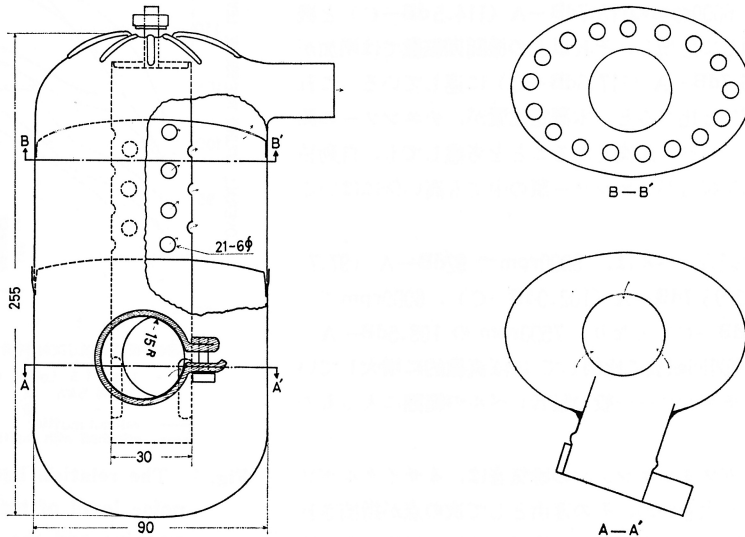


Fig. 2 The muffler of tree pruning machine

消音器の構造を図-2に示す。側面入出力形で楕円断面の空洞を中央で仕切っていて、管路内でのエネルギー吸収よりも、 W_0/W_2 を大きくし消音をはかることを先づ考えたリアクタンス形に属する。排気は第1空洞に入り、中央仕切り板を貫通した有孔小円筒を経て第2空洞に入り膨張した後、さらに円孔摩擦板を通して排出されるもので、一部エネルギーの内部吸収効果もねらっているが、2段膨張摩擦形消音器である。その重さ495g、入出力管を含めた容積 620cm^3 で、機関排気量に対する割合は、チェーンソー一般に装着された消音器より大きい。しかしその消音効果は、チェーンソーの例に比べ、特にすぐれているとはいえない。

(b) 騒音の周波数特性と騒音評価

取付位置における騒音の周波数分析結果を図-3に示す。消音器取りはずし時の結果（機関自体）をみると、機関回転数に対応した毎秒排気回数（ N_s ）に基づく基本周波数（ $f_0 = N_s \cdot Z$ 、ただし Z は気筒数）の成分とその数次の高調波成分がある。このほか各回転数に共通の成分として、500~800Hzの2サイクル機関特有の機関燃焼音で代表される成分と、機関回転数の増加とともに著しく強調されるものの1000Hz以上の高周波成分が認められる。回転数の違いによる全体的なレベルの変化をみると、6000rpmと7500rpmではかなり近似しているが、4000rpmでは全体にレベルがかなり低下し、特に500~800Hzを始め高い周波数成分が著しく低くなっている。

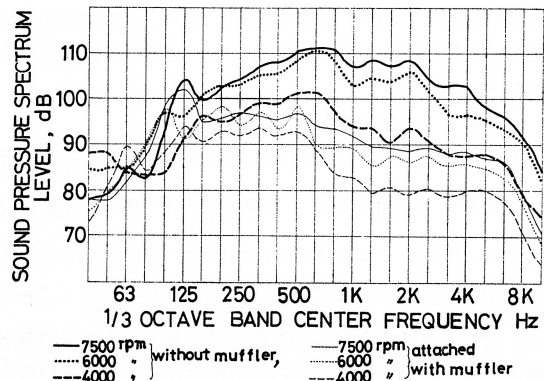


Fig. 3 The relation between the frequency characteristics of noise from tree pruning machine and the engine revolution

消音器装着時の分析結果をみると、基本周波数成分のほかに2次および3次の高調波が明らかに認められる。消音器装着により、基本周波数成分は必ずしも減衰しないが、他の周波数成分は著しく減衰している。現用消音器による騒音減衰量を各構成周波数ごとにみると図-4のとおりである。500~800 Hzの騒音支配成分およびこれに続く高い周波数成分が10~20dB減衰しており、現用消音器が特に6000rpmおよび7500rpmの高い回転数で高周波成分に対し、消音効果が大きいことがわかる。

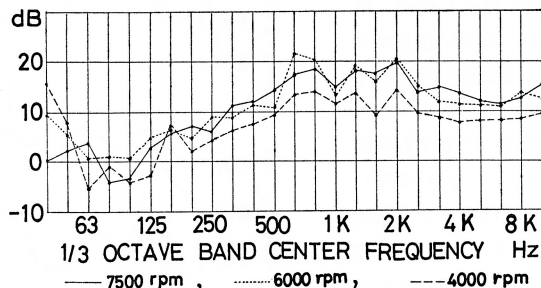


Fig. 4 The frequency characteristics of the amounts silenced by the current muffler of tree pruning machine

2) 伝播距離と騒音

前報りで、自動枝払い機騒音伝播に関して、点音源とみなした逆二乗減衰則がほぼあてはまること、地形・地物、特に林内では立木の反射の影響があらわれること等を明らかにした。本報では平坦開放裸地における地形・地物に影響されない状態での観測結果を述べる。

(a) 伝播距離と騒音レベルの変化

機関回転数別に、消音器に正対方向での伝播量の変化をAおよびCレベルで測定した結果を図-5に示す。4000rpmでは、0.5mの94.7dB—A (101.5dB—C) から、3mで82.0dB—A (86.7dB—C)、10mで68.8dB—A (76.3dB—C)へ、6000rpmでは、0.5mの101dB—A (104.9dB—C) から3mで80.3dB—A (93.1dB—C)、10mで74.0dB—A (82.2dB—C)へ、また7500rpmでは、0.5mの103.2dB—A (107.2dB—C) から3mで91.1dB—A (93.9dB—C)、10mで77.0dB—A (84.4dB—C)であった。

いま、伝播距離の増加に伴う騒音レベルの変化が、正しく逆二乗減衰則に従う場合は、測定点が0.5mから3.0mに離れると、15.5dB、3.0mから5.0mに移ると4.5dB、5.0mから7.5mに移ると1.6dBそれぞれ減衰するはずである。測定結果はどの回転数においても、0.5m点を始点と考えた逆二乗減衰則に従う値に比べると、3.0~5.0m付近でやや高い(消音器放出管の指向方向における地面反射の影響)が、全体としてはほぼ減衰法則に沿う伝播傾向を示している。前報り林内伝播の例と比べ、いずれもいく分低いレベルで推移し、かなり趣を異にしている。林内の例では取付位置(0.5m)では、取付木の反射の影響が大きい、3.0mでは反射の影響が薄れるため、全体として0.5m点を始点とする逆二乗減衰則の値より低い値で推移したのに対し、今回は取付木の影響がなかったために他ならない。

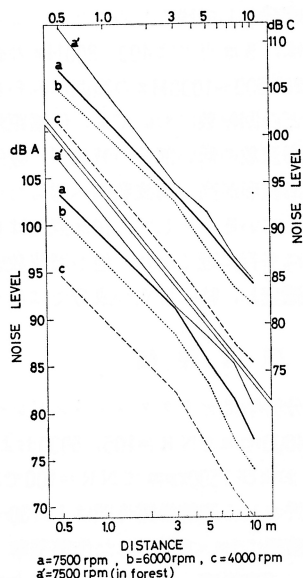


Fig. 5 The relation between the propagated distance and the noise level of tree pruning machine at bare field

(b) 伝播距離と構成周波数成分

回転数別に伝播距離と構成周波数成分の変化を図-6に示す。周波数構成は前述のとおりであるが、各成分の大きさは伝播距離の増加とともに減衰している。基本周波数成分および1600Hz以上の高周波成分は、総合値の変化に対応した逆二乗減衰則に近い変化の様相を示し、波形は0.5m点でのそれに似ている。しかし伝播距離の増加に伴う基本周波数成分の減衰割合に比べると、消音器狭窄部通過時に増強される気流音に由来する高周波成分の減衰割合はかなり大きい。これらに対し、250から1300Hzの間の成分の変化は必ずしも伝播距離の増加に対応していない。すなわち、4000rpmで3m点の第2および第3高調波のレベルが、5m点のそれより低く、また6000rpmおよび7500rpmでは3m点の第2高調波が5m点のそれより低くなっている。

3m点では各機関回転数に共通に315~800Hzの成分が大きくあらわれる。これは消音器取りはずし時の分析結果と対照すれば、機関燃焼音に支配される成分を主とすると考えられるが、0.5mから3mへ伝播する間に前後の周波数成分が大きく減衰したのに対し、この成分の減衰が少なく大きな波形成分として残るためである。この大きな波形成分は、5m点では400~800Hzの範囲に、7.5m点では500~1000Hzの範囲にみられる。この成分はどの回転数においても、伝播距離の増大とともに周波数の低い部分の減衰が比較的大きいため、突出波形が高い周波数側へ偏った小形のものへ変化している。そして、10m点では0.5m点での波形に平行に近くなり、他の周波数成分とはほぼ同様に減衰し、特に目立つ成分ではなくなる。

3) 騒音評価

前記諸分析結果をオクターブバンドレベル値に合成し、NR数による評価を試みた。消音器取りはずし時騒音については4000rpmでNR=105、6000および7500rpmでNR=115である。また現消音器装着時は4000rpmでNR=95、6000および7500rpmでNR=100である。いずれも、ISOの連続暴露許容値NR=85を越え、実作業時聴力保護のため許される連続暴露時間は1日30~40分位である。本機の作業はNR=85を基準とした間欠暴露の状態となるので、前報において提示した作業基準「機械発進直後3m退避」を守れば、聴力保護上一応心配ない。

つぎに、「不快感—うるささ—に対する評価」を試みる。周波数分析結果を騒音評価指数(NRN)の値にあてはめ最大のNR値をよみ、これを「不快感に対する騒音評価数」とする。その結果、平坦裸地の0.5m点で4000rpmのN=95、6000~7500rpmのN=100、3m点では4000rpmのN=85、6000~7500rpmのN=90である。林内では距離、地形・地物等の条件により多少増減するが、大体「聴力保護の立場からの評価数」に一致する。なお、不快感に関する評価の補正値は、持続時間に対し0.5m点で-12dB、3m点では0であり、さらに作業者に多少の慣れ

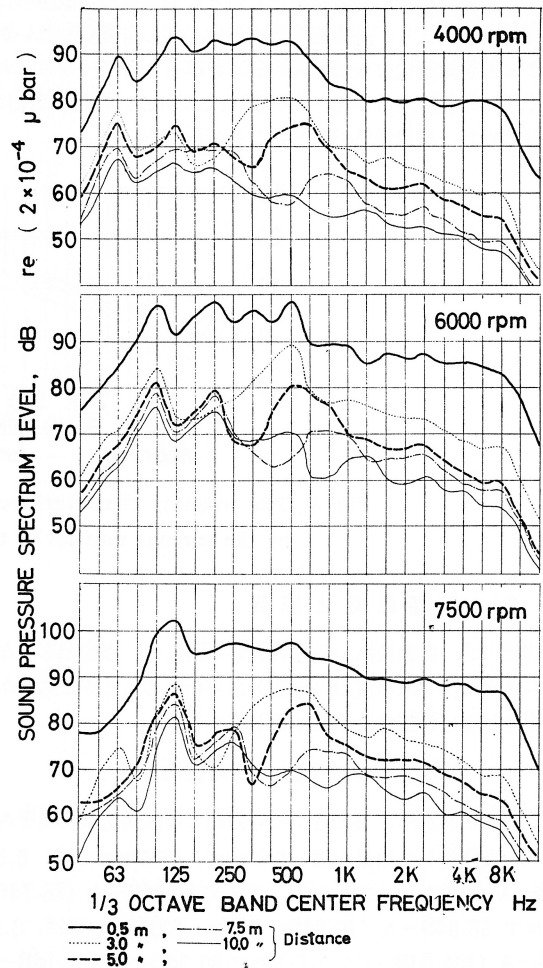


Fig. 6 The relation between the propagated distance and the frequency characteristics of the noise from tree pruning machine

があれば-5 dBとなるから、結局、0.5m点ではN=78~83、3m点ではN=80~85である。これは、もし住宅地帯あるいはその近傍では騒音に対する「強力な地区活動」を起こす範囲にあり、工場内の基準値N=60~70に比べてもかなり大きい。

4) 消音方針

自動枝払い機の騒音はかなり大きく、長時間連続作業における作業者の精神的疲労も多いことが考えられる。一方、現用消音器の消音効果も大きいですが、チェンソーの小型消音器と比較し、特にすぐれた消音効果を示すとはいいがたい。チェンソーほど消音器の大きさや重量に対する制約がないのであるから、消音器の性能を向上することによって、騒音レベルの一層の低下を図ることは作業環境改善上有意義と考える。

(a) 消音目標レベル

聴力保護および不快感に対する騒音評価数は、現用消音器の消音効果が大きいにもかかわらず、一層の消音が必要であることを示した。そこで、本機の作業環境を一般工場基準に近づけるため、消音目標レベルを設けた。

自動枝払い機作業では、間欠騒音暴露の形式となる。このような場合、ISOの聴力保護に関する許容値はNR=85を基準として上下にOn, Off-timeを決めている。また、チェンソー作業における騒音の制御目標値²⁾としてNR=90を提案した点および林内での反射強調を考慮して「0.5m点ではNR=90、3m点ではNR=80に相当する騒音レベル」を一応の目標レベルとした。

(b) 消音必要周波数特性の算定

平坦裸地での分析結果から、自動枝払い機の騒音を目標レベルに到達させるために、消音計画実行にあたり要求される消音必要周波数特性を調べてみる。

0.5m点の作業者位置で測定した消音器取りはずし時騒音レベルをSPL₁、この位置での消音目標レベルをSPL₂とすると、消音必要量Att₁(dB)は次のようである。

$$Att_1 = SPL_1 - SPL_2 \quad (dB)$$

一方、0.5m位置(音源から0.36m)で無指向性球面波を考える時、音源のパワーレベルPWL₁は次のようになる。

$$PWL_1 = SPL_1 + 10 \log 4\pi(0.36)^2 = SPL_1 + 2$$

さらに音源から3mの作業者の位置の騒音レベルがNR=80に一致するときの放射音のパワーレベルは無指向性半球面波として次のようになる。

$$PWL_2 = SPL_2 + 10 \log 2\pi(3)^2 = SPL_2 + 18$$

したがって、3m点でNR=80に相当するレベル以下にするための消音必要量Att₂(dB)は次のようになる。

$$Att_2 = PWL_1 - PWL_2 \quad (dB)$$

NR数に一致する放射音のパワーレベルPWL₂の算出結果は図-7のようになる。

図-7の値および図-6の分析結果から計算して、消音必要量Att₁およびAtt₂を3分の1オクターブバンドの各周波数域について求めた結果を図-8に示す。図から取付発進時の騒音レベルをNR=90以下におさえれば、3mはなれた点での騒音レベルがNR=80以内に入ることがわかる。したがって、図-8aの各消音必要周波数特性のうちで、各周波数バンドごとに最大値を取っていくと、各運転条件は独立的であるから、総合的な消音必要量が求められることになる。そこで、この総合的な消音必要量によって示される周波数特性の消音効果を実現すれば、先

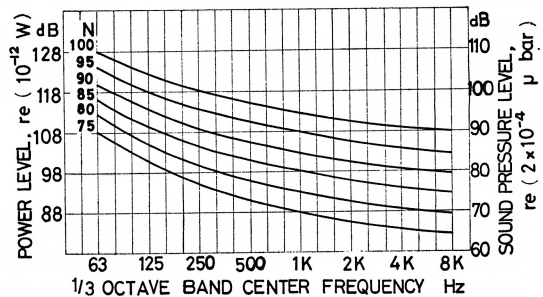


Fig. 7 The power level of radiated noise (nondirectivity semispherical wave) when the noise level at the site of 3 meters distance from the noise source is recorded with SPL of NR curves

に設けた目標レベルに達することができる。

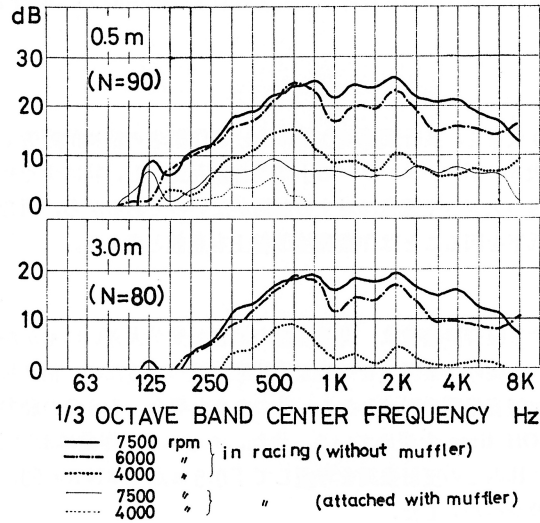


Fig. 8 The frequency characteristics of the silencing amounts required to the tree pruning machine

む す び

自動枝払い機の騒音を平坦裸地において測定分析した。

騒音レベルは機関回転数の増加にほぼ比例して増大し、同程度排気量のチェーンソーと比べると高い方である。騒音の周波数特性をみると、機関回転数に対応した基本周波数成分をはじめとする周波数構成は、チェーンソー一般の基本的構成と類似している。現用消音器は2段膨張摩擦型で、その消音効果もかなり大きく、騒音の減衰は基本波以外の成分、特に高い回転数の高周波域において大きい。しかし、排気量に対する消音器容積の割合がチェーンソー一般のそれより大きいことによる効果は認めにくい。伝播距離による総合値の変化は、本機を点音源とみなした逆二乗減衰法則にほぼ従う。伝播騒音の周波数特性としては、基本波および高周波成分が総合値に対応して変化するが、中間の周波数成分は伝播距離ごとに回転数に対応した独自の様相を示した。

このような騒音に対する聴力保護上の評価値は、機械の近傍で NR=95~100であり、「機械発進直後3 m退避」を守れば一応心配ない。しかし、騒音はかなり大きく、長時間連続作業における作業者の精神的疲労も大きく、消音対策の検討が望まれる。そこで消音目標レベルを0.5 m点 NR=90、3 m点 NR=80に相当する値とし、各目標値に対する消音必要周波数特性を算定し、それらの総合値から消音目標レベル実現のための限界値を明らかにした。

文 献

- 1) 伏見知道・渡部桂・江崎次夫：自動枝払い機による作業（Ⅱ）・愛媛大演報 9：17~28, 1972
- 2) 伏見知道：チェーンソーの騒音・愛媛大演報 8：17~31, 1971
- 3) 福田基一・奥田襄介：機械の騒音とその対策・156~164, 1971

(1972年11月10日受理)