

丸鋸への噴流吹きつけによる騒音低減

喜多山 繁・杉原 彦一

Noise Reduction of Circular Saw by Air Jet against the Disk Surface

Shigeru KITAYAMA and Hikoichi SUGIHARA

要 旨

丸鋸は高次の固有振動数の1つと共鳴していわゆる金属音を発するが、共鳴振動時の鋸身半径方向の振動は鋸外周部へ向うほど強くなり、歯底線から2～3cmの幅で特に強く振動する。このような金属音を除くため回転丸鋸の側面に空気噴流を吹きつけると、丸鋸の工作性能を損うことなく金属音を抑制することができる。もっとも適当な条件の場合、音圧レベルで10dB以上、ピーク周波数の成分音を15dB以上減衰させることが可能である。

1. は じ め に

丸鋸は木材加工におけるもっとも汎用的な工具である。大は直径1m以上の丸鋸を用いる製材用丸鋸盤から、リッパー、エッジャー、トリミングソーやクロスカットソー、小は直径10cm程度のもを使用する細工用の丸鋸盤にいたるまで、丸鋸盤または丸鋸を用いる機械は種類も多く、木材加工工場のいたるところに配置されている。その他最近では建築現場等でよく用いられる可搬式の丸鋸盤も増加している。

わが国で使用される丸鋸は直径200～400mm、厚さ1～2mmのものが多く、このような薄い円盤に多くの鋸歯がつけられて高速回転する丸鋸は高次の共鳴振動によって強い不快感を生ぜしめる単一高周波の純音的騒音を発する場合があり、また他方、高速回転する鋸歯と空気との相互作用による空気力学的騒音も顕著なものとなってくる。

このうち前者はわが国では金属音と呼ばれ、外国では discrete frequency noise, whistling, screaming, Pfeifen, Hiebtöneなどと呼ばれているが、丸鋸騒音の不快性をもっとも特徴的にしめるものであり、その発生原因の究明と抑制方法について多くの研究がなされてきた。高次の共鳴振動が生ずるのは外部から回転中の鋸身に与えられるエネルギーによって鋸身が励起されるためである。何によって、すなわちどのようなエネルギーによって自励振動が起るかは議論の分かれるところであるが、機械等の振動、鋸歯後方でのカルマン渦の発生、鋸歯近傍の乱流などがそのエネルギー源として考えられている。このような金属音を避ける方法は、歯型に工夫を加える¹⁾、鋸身にスリットを入れる²⁾、防振塗料を塗布して減衰特性を高める³⁾、締付けフランジの径を出るだけ大きくする⁴⁾、減衰性の高い工具材料(サイレントロイなど)を使用する⁵⁾、鋸身に直接制振子をあてる⁶⁾、ことなどが提案されてきているが、いずれも一長一短あり、実用に供されているものは少ない。丸鋸の加工性能を落さずに金属音を除くには丸鋸に直接手を加えない非接触の方法がよい。

この方法の1つに歯先近傍の空気の流れによる鋸身へのエネルギーの供給を、歯先へ空気を吹きつけることによって乱し、金属音を消す試みがある³⁾。しかしこの方法は送風方向や風の強さに微妙なコントロールが必要と思われる。そこで空気噴流を鋸身の横方向から吹きつけ、鋸身を制振して金属音を除く方法を検討した。この方法は Mckenzie も言及しているが⁷⁾、詳しい報告はまだされていない。

2. 丸鋸の共鳴振動

中央部分を締付フランジでクランプされた丸鋸は次式による横振動の基本振動数をもつ。

$$f = \lambda^2 \frac{h}{2\pi a^2} \sqrt{\frac{Eg}{3(1-\sigma^2)r}}$$

f : 横振動の基本振動数 $2h$: 丸鋸の厚さ a : 丸鋸の半径

E : 縦弾性係数 g : 重力加速度 σ : ポアソン比 r : 単位体積重さ

ここで λ は境界条件や振動形によって定まる無次元の係数で、例えば、Table 1 にしめす供試丸鋸のうち、No.2のものが、85mm径のフランジで鋸軸につけられたとき、基本振動数は145Hzとなる。しかし丸鋸はきわめて高次の固有振動数で共鳴して金属音を発する。このためいかなる高次の固有振動数を有するかを丸鋸を回転させず、外部から強制振動を与えて測定した。丸鋸を振動試験器の加振子に水平にとりつけ、鋸表面に標準砂をまき、RC 発振器で50~5000Hz の正弦波を連続的に発振し、鋸身を振動させた。軸径は25.4mm、フランジ径は85mmである。このようにして軸振動を与え、ある周波数で共振状態になると振動の腹の部分の砂がとばされて、節の部分に集まり、幾何学的模様を形成する。これをクラウドニの図形というが、これによって固有振動数、節円数、節直径数を知ることが出来る。

Table 1 Specification of saw blades

No.	sort*	diameter (mm)	thickness (mm)	tooth						
				width (mm)	height (mm)	number	pitch (mm)	angle (degree)		
								clearance a.	wedge a.	hook a.
1	cm	254	1.6-1.3	1.6 (6.0)**	18.0 (120)	40 (120)	20.0 (6.7)	46 (47)	26 (50)	18 (-7)
2	r	305	1.5	2.7	7.3	80	12.0	35	32	23
3	cc	305	1.2	1.4	8.5	100	9.6	53	37	0
4	r	305	1.2	2.0	6.3	100	9.6	33	40	17

* cm ; mitre saw with combined teeth, r ; rip saw, cc ; cross cut saw.

** () the value of element tooth.

例えば鋸No.2のものについて示せば Fig.1の如くである。基本振動数やその2次3次の振動数から共振を始めるが、1000Hz 付近までは鋸全体が激しく振動し、クラウドニの図形を描かず1180Hz から4820Hz にかけて11個の図形を得た。

丸鋸の回転数を連続的に変えて回転させてもそれがもつ高次の固有振動数のすべてと共鳴するわけではなく又全くしない場合もある。鋸No.2は1800rpmと5000rpmとで強く共鳴するが1800rpmで共鳴したときの音響スペクトルと振動スペクトルをFig.2にしめす。いずれも1%バンド幅で分析したが、マイクロホンの位置は鋸軸方向で鋸中心から1m、高さは鋸軸高さと同じ90cmとした。振動の測定は静電容量型の微小変位計を用い、測定位置は歯底線下0.5cmとした。信号電圧

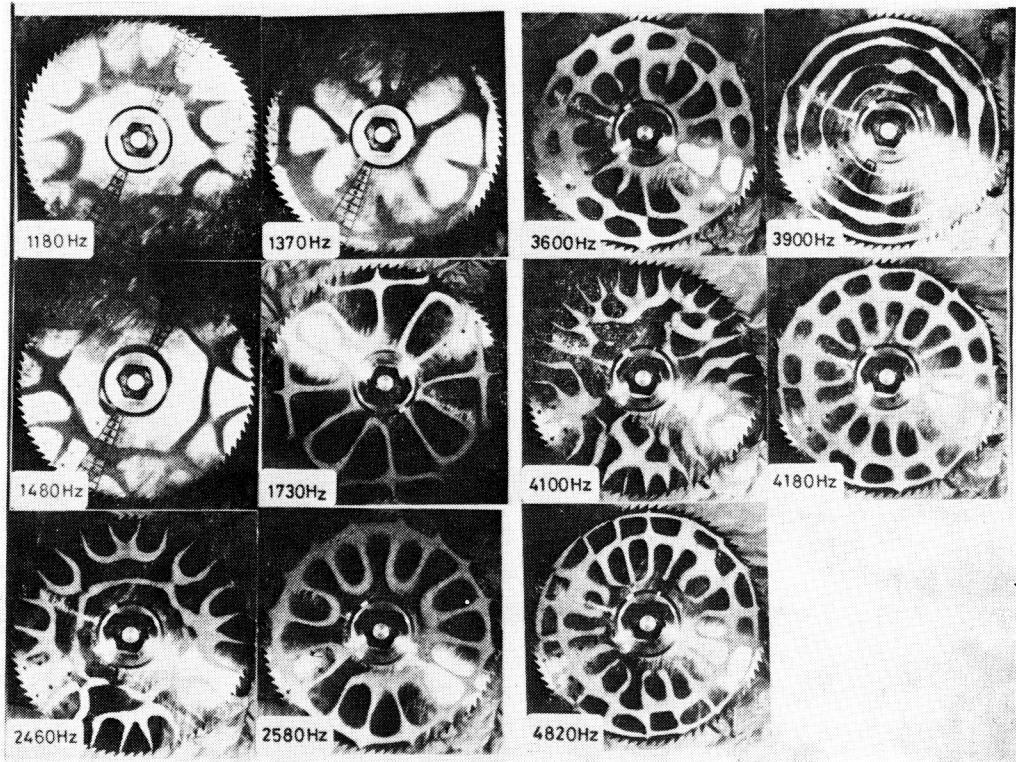


Fig. 1 Resonant modes of vibration (Saw No.2) .

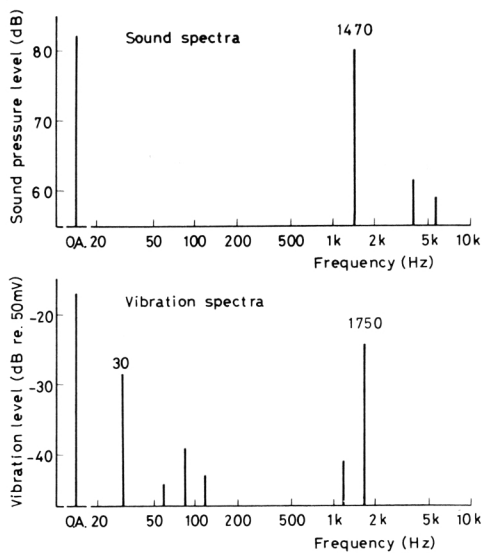


Fig. 2 A comparison of sound and vibration spectra.
(Saw No.2, resonant rotational speed : 1800rpm)

50mvを基準として0 dBとした。

1800rpm で回転する鋸No.2 の丸鋸は共鳴振動し、1470Hz が主成分の騒音を発する。これは10Hz のちがいはあるもののこの丸鋸がもつ1480Hz の固有振動数によるものであると思われる。すなわちこの時振動スペクトルは軸回転数による30Hz のピークと1750Hz のピークが主たるものとなる。ここで検出している振動は丸鋸の振動系から独立してその系の外から測定している。つまり丸鋸とともに回転して同一点の振動を検出しているのではなく、同一円周上の連続点の振動を検出している。このため節直径が存在するときは次式で示される見かけの振動数 f を測定していることになる⁸⁾。

$$f = F \pm nR$$

f : 系外から観察した見かけの振動数

F : 固有振動数

n : 節直径の数 R : 回転速度 rps

上の例でいえば f : 1750Hz F : 1480Hz
 R : 30rps であるから n は 9 となり, 1480 Hz の強制振動で観察した節直径数と一致する。しかし $F - nR$ の成分は検出されなかった。このように回転丸鋸の共鳴はその丸鋸のもつ固有振動数の 1 つと合致しているということが出来る。

このときの鋸表面の振動分布を Fig. 3 に示す。強制振動させた場合は鋸外周部から鋸軸方向にかけて振動レベルにあまり差はないが、歯底線から 4 cm 入ったあたりで振動の節を有する節円の存在が明らかでクラードニの図形と対応する。回転時の振動分布はこれと少し異なって節円の位置が少し外周部にずれ、かつ鋸軸方向に向うほど振動は小さくなっていく。このことはピーク周波数の成分で特に著しく、鋸外周部から 2 ~ 3 cm のところで特に強く振動している。

回転丸鋸が共鳴した場合とそうでない場合の騒音の 1/3 オクターブバンド幅での周波数分析結果による比較を Fig. 4 にしめす。鋸 No. 2 は 5000rpm で共鳴振動し、騒音の殆ど成分がピーク周波数のところに集中し、きわめて不快な騒音を発する。鋸 No. 2 と同直径で同じ縦挽鋸であるが鋸厚の少し異なる鋸 No. 4 は 5000rpm で共鳴せず、ピークは比較的平たんで、O. A. (over all) も鋸 No. 2 にくらべれば大変低く、不快感をほとんど感じさせない。このように丸鋸騒音は共鳴の有無によってその騒音が大きく異なるのである。

Fig. 4 には暗騒音と円板（無歯）の周波数分析の結果も同時に示している。円板の騒音はきわめて低く、暗騒音の影響を受けているといえるほどである。このように丸鋸騒音にとって鋸歯の存在は決定的なものであり、空気力学的騒音の成分もまた大きいことを示している。

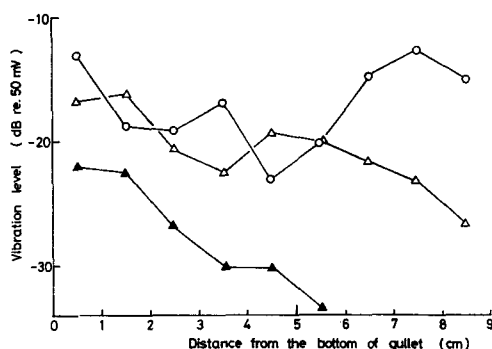


Fig. 3 Vibration distribution toward radial direction (Saw No. 2).

○ forced vibration (1480Hz)
 △ O.A. value of vibration level in rotative speed 1800rpm
 ▲ component of peak frequency (1750Hz) in rotative speed 1800rpm

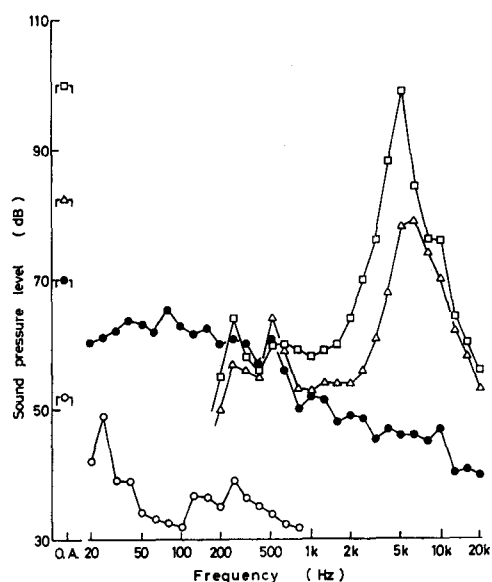


Fig. 4 A comparison of sound spectra in resonant and non-resonant condition.

rotative speed : 5000rpm

□ saw No. 2
 △ saw No. 4
 ● circular disk without teeth (diameter : 305mm, thickness : 1mm)
 ○ ground noise

3. 実験の概要

空気噴流の発生は0.75kwのエアコンプレッサーを用いて空気タンク内圧力を常に9.5~10 kg/cm²に保つようにし、直径5mmのノズルから鋸側面へ向けて吐出した。エアーコンプレッサーの騒音の影響をさけるためコンプレッサー作動時は測定を行なわなかった。2個のエアーコックによって流量調節をしたが、コックを全開したときはノズルから30mm離れたところで300m/sec近い風速となった。このとき流量は約6 l/secとなった。さらに200m/secの時は約4 l/sec, 100 m/secの時約2 l/secとなった。風速の測定はピトー静圧管を用い、低風速域では熱線風速計と併用して補正し、噴流の強さを流量で概略的にあらわした。

空気噴流を吹きつけた時、鋸にいかなる力が加わるかを調べるため鋸にストレインゲージを貼り、静止状態で鋸に噴流を吹きつけ、応力の分布を測定した。Fig.5 にゲージの貼布位置と応力とを示す。同図は6 l/secのもので最大1.7kg/cm²の力がかかっており、比較的小面積で引張部と圧縮部に分かれる。流量4 l/secの時は応力は全体に1オーダー低くなり、流量2 l/sec以下の

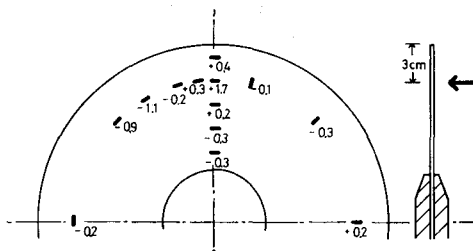


Fig. 5 Stress distribution of saw blade under air jet. (kg/cm²)
Saw No.2, flux of air jet : 6 l/sec

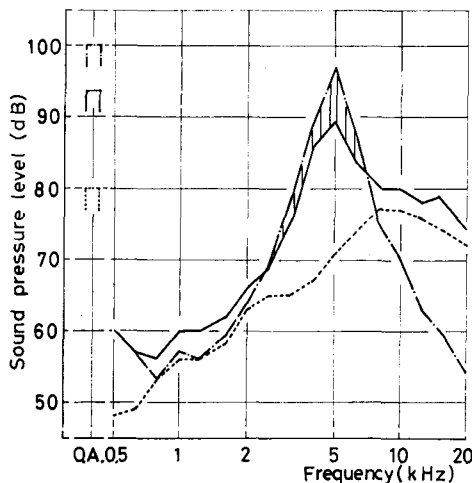


Fig. 7. An example of noise reduction.
- - - circular saw noise (Saw No.1, 5000 rpm)
..... air jet noise against the non-rotative saw blade (flux of air jet : 4 l/sec)
— air jet against the rotative saw blade (damped position : 30mm)

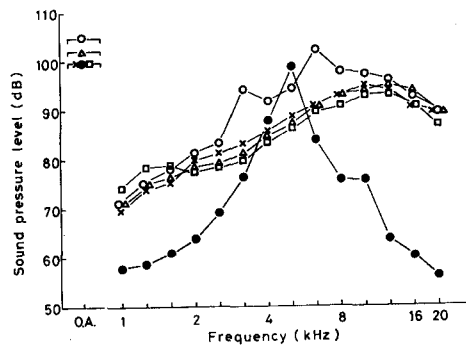


Fig. 6. Disappearance of high discrete frequency noise.

- circular saw noise (Saw No.2, 5000 rpm)
- air jet noise against the non-rotative saw blade (flux of air jet : 6 l/sec)
- air jet against the rotative sawblade : damped position, 0mm (at saw teeth)
- × air jet against the rotative sawblade ; damped position, 40mm (from the bottom of gullet)
- △ air jet against the rotative sawblade ; damped position, 80mm (from the bottom of gullet)

時は検出出来なくなる。鋸のたわみは流量6 l/sec のとき約250 μ m, 4 l/sec で約80 μ mである。鋸No.2を5000rpmで回転させて金属音を発生させ、流量6 l/secの噴流を吹きつけたときの1/3オクターブバンドレベルによる周波数分析結果をFig.6に示す。空転丸鋸の騒音は5000Hzに鋭いピークをもつが、これに強い噴流をあてると丸鋸騒音は静止丸鋸に噴流を吹きつけて測定した噴流音とほぼ同じ音になってしまう。噴流音のO.A.は100dB程度あるから丸鋸騒音のO.A.と殆んど変わらないが、ピーク周波数の成分は完全に抑圧されて金属音は消える。ただ鋸歯にあてた場合（吹きつけ位置、歯底線から0cm）O.A.も上昇しより強烈な音となる。これは鋸速度より大きい速度の空気流が新たな空気力学的騒音を鋸歯近傍で形成した結果であり、鋸歯に噴流があたることはさけねばならない。流量4 l/secの時の1例をFig.7に示す。静止丸鋸にあてた噴流騒音は80dB程度になる。この図は鋸No.1（組歯マイターソー）のものであるが丸鋸の騒音はO.A.で7dB減少し、ピーク周波数の1/3オクターブバンドレベルは10dB近く減少し、きわめてよい効果を示す。これだけ落ちるとピーク周波数の音が残っていても聴覚的には金属音として感じなくなる。ところが鋸によっては噴流を吹きつけているうちにだんだん音が大きくなり、2～3秒後にO.A.が数dB上昇するという振動加速現象がみられる場合もあった。

4. 低減効果の吹きつけ条件による比較

このような噴流吹きつけによる騒音の低減効果をいくつかの要因について検討するため、Table 2に示す因子と水準をL₈直交表にわりつけ、様々な要因の組み合わせの下で実験を行った。そして回転丸鋸に空気噴流をあてたときの音圧レベル（O.A.）の減少レベルとピーク周波数の1/3オクターブバンドパスレベルの減少レベルとに対する各種因子の寄与を分散分析してたしかめた。鋸回転数は3枚の鋸とも共鳴振動する5000rpmとした。その結果、O.A.に関してもピークレベルに関しても噴流の強さ、丸鋸の種類、およびそれらの交互作用がいずれも高度に有意であった。回転円板の近傍の空気は遠心力によって中心部から外周部へ向って流れ出るが、これに対する影響をみた鋸面に対する吐出角度や噴流の集中度をみたノズル鋸身間距離はこの実験範囲の程度なら有意の差はないといえる。また吹きつけ位置も有意でなかったが、高次の共鳴振動は鋸外周近くで起っているから吹きつけ位置は外周部に近い方がよいと考えられるが、その場合噴流と鋸歯との影響も逆効果の方にあらわれ、結局それらが相殺されて吹きつけ位置の影響もまた出てこなかったものと思われる。

鋸のちがいや噴流の強さと騒音低減効果との関係をFig.8に示す。低減効果のあるものを+、逆効果のものを-としているが、鋸別にみれば鋸No.1がもっとも効果があり、鋸No.2は噴流が強いとき、O.A.で逆効果となる。O.A.の減少は2 l/secの場合に一般に期待出来るが、金属音を消す意味では噴流はより強くなければならない。

Table 2 Experimental factors and their levels

Factors	Levels
A. Flux of air jet	A ₁ . 2 l/sec, A ₂ . 4 l/sec, A ₃ . 6 l/sec
B. Saw blade	B ₁ . No.1, B ₂ . No.2, B ₃ . No.3
C. The angle to the disk of air jet*	C ₁ . 45°, C ₂ . 90°
D. Distance between the nozzle and the disk	D ₁ . 10mm, D ₂ . 30mm, D ₃ . 50mm
E. Damped position (distance from the bottom of the gullet)	E ₁ . 10mm, E ₂ . 30mm

* Nozzle was held on horizontally,

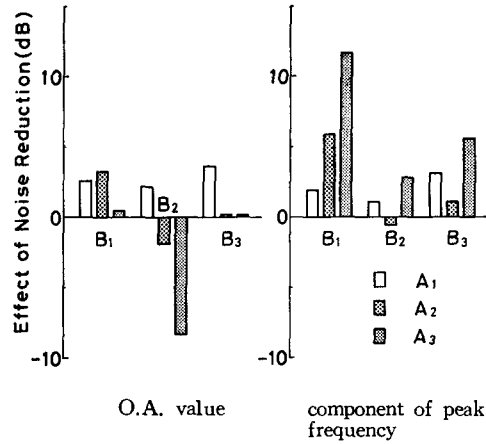


Fig. 8 Effect of noise reduction.

5. 吹きつけ場所による比較

丸鋸盤の定盤の下側で噴流を吹きつけ、噴流音の遮閉効果をはかることによって上と同じ条件で測定を行なうと、O.A. はさらに減少し、逆効果のものもかなり改善された。鋸 No. 1 について定盤の上側で吹きつけたときと下側のときとを比較すると、2 l/sec の場合は噴流音の影響があまりないため両者にそれほど差はないが、噴流が強くなると O.A. の減少もきわめて大きくなり、定盤の下側で吹きつけることにより、さらに著しい低減効果が得られた (Fig. 9)。

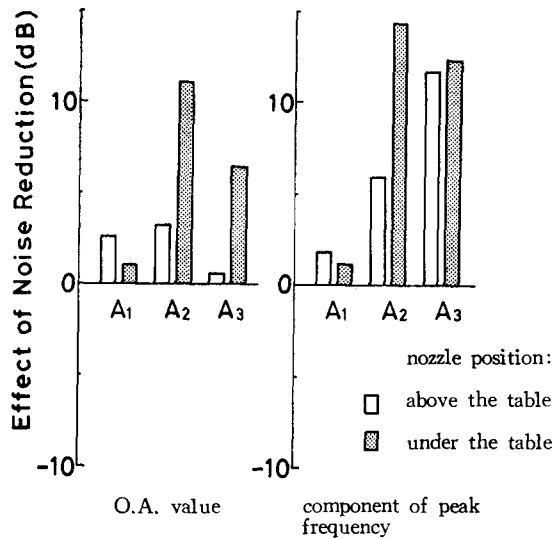


Fig. 9 Increase of noise reduction by placing nozzle under the table (Saw No. 1).

このように丸鋸の側面に対して空気噴流を吹きつけると金属音の抑制に効果を上げることが出来る。空気噴流で鋸身を空冷することが挽材性能にどんな影響をもたらすかなど加工性能についても今後検討しなければならないが、噴流音を出来るだけ少なくするノズルの構造の検討、ある

いは噴流吐出部を出来るだけ丸鋸盤の内側へ遮閉してしまうことなど種々の工夫によってさらに効果は上るものと思われる。

引用文献

- 1) 木村志郎, 福井尚: 丸のこの騒音 (第3報), 木材学会誌, Vol. **22**, 146 (1976)
- 2) 坂尾富士彦: 丸のこの騒音・振動と対策, 騒音制御, Vol. **3**, 25 (1979)
- 3) 桜井久夫, 藤本茂夫: 木工丸鋸盤の騒音, 機械技研所報, Vol. **27**, 6 (1973)
- 4) Pahlitzsch, G. und W. Meins: Geräuschuntersuchungen an Kreissägemaschinen, Werkstattstechnik, **51** Jg., 250 (1961)
- 5) 渡辺敏夫ら: 丸のこの騒音制御 (第1報) 騒音制御工学会論文集, **9** (1978)
- 6) 成田寿一郎ら: 丸のこの空転時の金属音とその消滅効果, 木材学会誌, Vol. **23**, 540 (1977)
- 7) McKenzie, W. M.: Whistling of Circular Saws, Australian Timber Jour., Vol. **36**, 55 (1970)
- 8) Dugdale, D. S.: Discrete Frequency Noise from Free Running Circular Saws, J. Sound Vib., Vol. **10**, 296 (1969)

Résumé

Circular saw in idling emits sometimes a discrete high frequency noise which is called screaming or whistling, when the saw blade vibrates resonantly in one of its natural modes as a disk. In a rotating saw blade in resonance, the part of 2-3cm width range from the bottom of gullet vibrates especially strong. To reduce such a screaming noise, air jet against the disk surface was attempted. It damped on the saw blade by frictionless force, by which the cutting performance might be expected to be not influenced. With this method, the sound pressure level and the level of peak frequency component was reduced by about 10dB and 15dB or more, respectively, under proper conditions.