

# ハンマ腰入れした丸鋸の振動特性

井田晃史・奥村正悟・野口昌巳

Vibration Characteristics of Circular Saws Tensioned by Hammering

Akifumi IDA, Shogo OKUMURA and Masami NOGUCHI

## 要 旨

丸鋸の振動特性に及ぼすハンマ腰入れの影響について検討するため、厚さと腰入れ量の異なる数種の円板の静止時および回転時の固有振動数を調べた。円板の固有振動数は節円数0で節直径数1以下の低次のモードでは腰入れ量とともに低下したが、節直径数2以上のモードでは高くなった。一方、節直径数が1のモードでは腰入れの影響は認められなかった。回転時の固有振動数は回転数とともに上昇したが、腰入れとの間に一定の関係を見いだすことはできなかった。加振せずに回転したときに励起される主要な振動の周波数は回転数とともに直線的に上昇し、空気力学的な振動励起が生じていることが確かめられた。また、円板の残留応力測定時の応力解放の手段としてレーザ切断を試みたが、切断時の熱影響層が比較的大きく、残留応力を評価するまでには至らなかった。

## 1. はじめに

丸鋸は薄肉円板状の回転切削工具であるため、安定した切削を行うためには、本体の鋸身を平面に仕上げるとともに、切削中でもできるだけ平面を維持できるようにする必要がある。そのため、丸鋸の製造過程では水平仕上げ（ひずみ取り）および腰入れと呼ばれる処理が施される。前者は製造過程で生じた不均一な内部応力による鋸の変形を矯正する工程であり、後者は挽き材時の鋸身の半径方向温度分布による熱応力を緩和するために前もって残留応力を付与する工程である。腰入れは、ハンマによる打撃で鋸身を延伸させる伝統的な方法やローラによる圧延によって行われるが、現在我が国で一般的に行われているのはハンマ腰入れであり、職人の経験をもとにした手作業である。

丸鋸の腰入れについては過去40年間にわたり理論的および実地的な研究が続けられているが、その多くは腰入れ条件の設定が容易なローラ腰入れに関するものであり、ハンマ腰入れに関する研究<sup>1-3)</sup>は少ない。しかし、腰入れ工程の実状を踏まえ、工程の自動化・省力化、合理的な腰入れの実施などのためには、挽き材時の鋸身の温度分布に関するデータの集積とともに、実際に行われているハンマ腰入れが丸鋸の剛性や振動特性に及ぼす効果を検討しておくことが必要と考えられる。そこで本研究では、空転時の金属音の発生、加工精度などに密接に関係する鋸の振動を取り上げ、ハンマ腰入れした数種の円板について静止時および回転時の固有振動数を測定し、腰入

れの振動挙動に及ぼす影響について検討した。さらに、円板の残留応力測定時の応力解放にレーザー切断を利用することも試みた。

## 2. 実 験

### 2.1 供試円板

実験には、直径305mmの鋼製円板 (SKS5) 18枚を用いた (Table 1)。これらはチップソー (超硬丸鋸) の鋸身として使われているものであり、いずれも通常の熱処理が施されている。円板の厚さと腰入れの程度はいずれも3段階とし、歯切りしたもの (歯数40。超硬チップは付けず) としないものの2種類を作製した。腰入れ程度は、鋸の外縁近くに軸方向の負荷を与えたときのたわみに基づいて決められた数値 (メーカーの公称値。以後腰入れ量と呼ぶ) で表し、0は水平仕上げの後で軽度のハンマ打ちを施された腰入れの弱い状態、20は通常程度、50はやや強度の腰入れ状態にある。どの円板についてもハンマ打ちは半径のほぼ1/2よりも内側で主に行われていた。また、腰入れ量50のものではわずかに皿状の変形が認められた。

Table 1 Circular discs used.<sup>a)</sup>

Diameter (mm)	305
Thickness (mm)	1.8, 2.2, 2.5
Degree of tensioning <sup>b)</sup>	0, 20, 50
Outline of rim	toothed <sup>c)</sup> , non-toothed

<sup>a)</sup> blades for carbide-tipped saws.

<sup>b)</sup> arbitrary unit based on the deflection of the saw blade under loading.

<sup>c)</sup> forty teeth are formed, but no carbide tip brazed.

### 2.2 固有振動数の測定

静止時の固有振動数は、円板をフランジ (直径80mm) で固定して水平にし、その外縁部を電磁石によって30~5000Hzの正弦波で加振したときの共振を利用して求めた。また、振動モードは円板上にまいた細砂の描くクラドニ図形から決定した。

回転時の固有振動数の測定では、昇降盤を改造した回転装置に円板を取り付け (フランジ径83mm)、0~4000rpmで回転させながら静止時と同様の方法で加振した (Fig. 1)。回転時の加振では、同一の振動モードに対していわゆる前進波および後退波の二つの振動数で共振が生じるが、共振状態は渦電流式変位変換器で検出した円板の変位振幅と共鳴音から判断し、振動モードは静止時の固有振動数をもとに決定した。なお、回転数は400rpmごとに設定した。また、歯切りした円板を電磁石で加振せずに回転させたときの変位を測定し、その周波数スペクトルから励起される振動モードについて検討した。

### 2.3 残留応力の測定

ひずみゲージを用いた残留応力の測定では、応力を解放するときの切断作業に困難を伴うことが多く、また切断に伴って新たに応力が付加されてしまうことがある。そこで、機械力を使わない切断方法として汎用のレーザー加工機 (CO<sub>2</sub>レーザー。出力1 kW) による切断を試み、残留応力を求めた。ひずみゲージ (ゲージ長5 mm) は、半径位置の異なる5点で半径および接線方向のひ

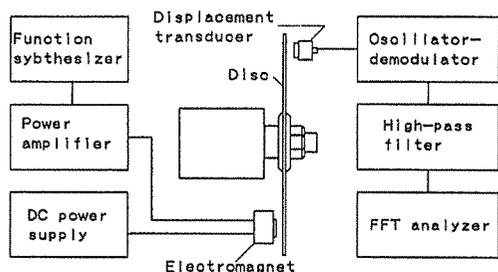


Fig. 1 Measurement system for resonant frequencies of a rotating disc.

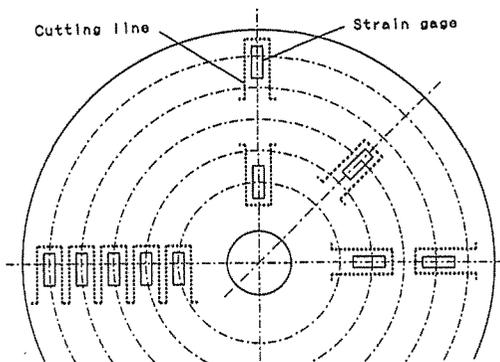


Fig. 2 Location of strain gages and cutting lines for measurement of residual stresses in a disc.

ずみが測定できるように円板の表裏に貼り付け、それぞれのゲージ対の回りの3辺をレーザで切断したときに生じるひずみを測定した (Fig. 2)。応力の計算では、円板の厚さ方向に応力分布はなく、同一円周上での応力分布は等しいと仮定した。

### 3. 結果と考察

#### 3.1 静止時の振動特性

円板の振動モードは節円数  $m$  と節直径数  $n$  の組み合わせ  $(m, n)$  で表されるが、本実験の加振条件で観察できたモードは  $(0, 1) \sim (0, 14)$ ,  $(1, 2) \sim (1, 9)$ ,  $(2, 3) \sim (2, 7)$  であった。このうち、すべての円板で安定したクラド二図形が得られた振動モードを選び、その固有振動数を歯切りした円板について Table 2 に示した。

適切な腰入れを行うと  $(0, 0)$  および  $(0, 1)$  のモードでは固有振動数が低くなり、 $(0, 2)$  以上の高次のモードでは高くなるのが既に明らかにされている<sup>3,4)</sup>。このことは Table 2 でも認められ、円板の厚さにかかわらず、 $(0, 1)$  では腰入れ量が大きくなるにつれて固有振動数が低下しているが、 $(0, 2) \sim (0, 12)$  では逆に腰入れ量に伴って高くなっている。この振動数の上昇は  $(0, 2)$  モードで最も著しく、腰入れ量50の固有振動数は腰入れ量0に比べて17~32%高い。それよりも高次のモードになると上昇割合は次第に小さくなり、 $(0, 12)$  では1~3%にすぎない。なお、節円数1のモードでは腰入れ量と固有振動数の間に一定の関係は認められず、どの腰入れ量でもほぼ同じ固有振動数であった。

歯切りしていない円板についても Table 2 と同様の結果が得られたが、固有振動数は節円数1のモードでは表の値よりも2.4~10%低く、節直径数とともにその割合は小さくなっていった。一方、節円数0のモードの固有振動数は節直径数6または7を境にしてそれよりも低次側では低く、高次側では高くなっており、Table 2 からの増加率は  $(0, 1)$  で-2.5~-14%、 $(0, 12)$  で4.5~6.2%であった。

Table 2 Natural frequencies of stationary toothed discs.

Vibration mode ( $m, n$ ) <sup>a)</sup>	$t = 1.8^b)$			$t = 2.2$			$t = 2.5$		
	0 <sup>c)</sup>	20 <sup>c)</sup>	50 <sup>c)</sup>	0	20	50	0	20	50
(0, 1)	103.1	98.4	87.8	118.4	116.5	102.2	131.7	123.1	120.4
(0, 2)	145.5	154.4	170.2	170.5	194.1	211.5	191.3	224.3	251.7
(0, 3)	265.7	280.1	307.6	319.2	352.5	382.3	361.6	411.3	456.0
(0, 4)	444.2	460.0	493.4	537.9	573.9	608.6	612.1	664.9	722.2
(0, 5)	665.9	683.2	717.8	809.2	845.8	882.3	922.1	976.1	1043.0
(0, 6)	926.5	944.8	980.0	1127.6	1164.1	1200.5	1286.8	1339.6	1413.1
(0, 7)	1224.4	1243.8	1277.6	1490.3	1525.9	1561.0	1698.6	1751.2	1831.5
(0, 8)	1557.1	1574.5	1611.1	1896.5	1930.2	1963.4	2159.1	2210.3	2293.3
(0, 9)	1923.0	1945.8	1973.1	2340.1	2373.2	2406.0	2664.8	2714.3	2801.0
(0,10)	2319.6	2343.1	2368.4	2822.3	2853.4	2882.0	3211.6	3259.0	3347.7
(0,11)	2743.5	2769.2	2790.4	3336.1	3365.6	3392.2	3795.5	3841.3	3931.8
(0,12)	3192.8	3224.0	3239.3	3881.9	3908.8	3929.1	4412.3	4454.9	4547.8
(1, 2)	895.5	882.2	857.0	1066.0	1077.5	1037.0	1187.5	1209.5	1193.0
(1, 3)	1139.9	1143.6	1115.5	1373.4	1384.3	1355.2	1552.0	1563.1	1552.2
(1, 4)	1492.3	1510.2	1485.3	1817.4	1820.0	1809.8	2056.7	2073.2	2056.7
(1, 5)	1928.9	1952.9	1934.4	2353.1	2358.5	2359.7	2666.4	2693.3	2679.5
(1, 6)	2424.1	2452.3	2438.0	2958.0	2965.5	2975.7	3360.1	3386.9	3383.2
(1, 7)	2967.4	3002.3	2987.4	3619.4	3628.7	3646.5	4110.2	4143.5	4156.0

(Hz)

- a)  $m$  and  $n$ , number of nodal circles and nodal diameters, respectively.  
b)  $t$ , disc thickness (mm).  
c) degree of tensioning (arbitrary unit).

### 3.2 回転時の振動特性

ある一つのモードで振動している円板を回転させると、空間に固定された座標系では回転と同方向に伝播する前進波と、逆方向に伝播する後退波が観察される。この二つの波の振動数は、円板に固定した座標系での振動数を  $f_0$ 、節直径数を  $n$ 、円板の回転数を  $f_{rot}$  とすると、それぞれ  $f_0 + nf_{rot}$  と  $f_0 - nf_{rot}$  で表される。すなわち、空間に固定された一点で回転円板を加振する場合、その周波数が前進波と後退波のどちらかの振動数に一致すれば同じ振動モードの共振状態になる。その様子を歯切りしていない円板について示したのが Fig. 3 である。実験では、(0,0)~(0,15)の振動モードについての共振曲線が得られたが、図には低次のもののみを示した。

(0,0) モードの振動は静止時には確認できなかったが、Fig. 3 に示すように、回転時の共振曲線には明確に現れ、その固有振動数は腰入れ量とともに顕著に低下していた。この (0,0) モードの共振曲線から明らかなように、円板のすべてのモードの固有振動数は、回転数が高くなるにつれて遠心力による円板の剛性の増加のために単調に増加していく。このときの増加傾向は (0,0) モードでは腰入れ量が多い場合にやや強い傾向はあるが、他のモードでは腰入れ量の異なる 3 本の共振曲線がほぼ平行になっており、腰入れ量は回転に伴う円板剛性の増加にほとんど影響していないことがわかる。歯切りした円板についても、固有振動数は若干異なるが、同様の結果が得られた。

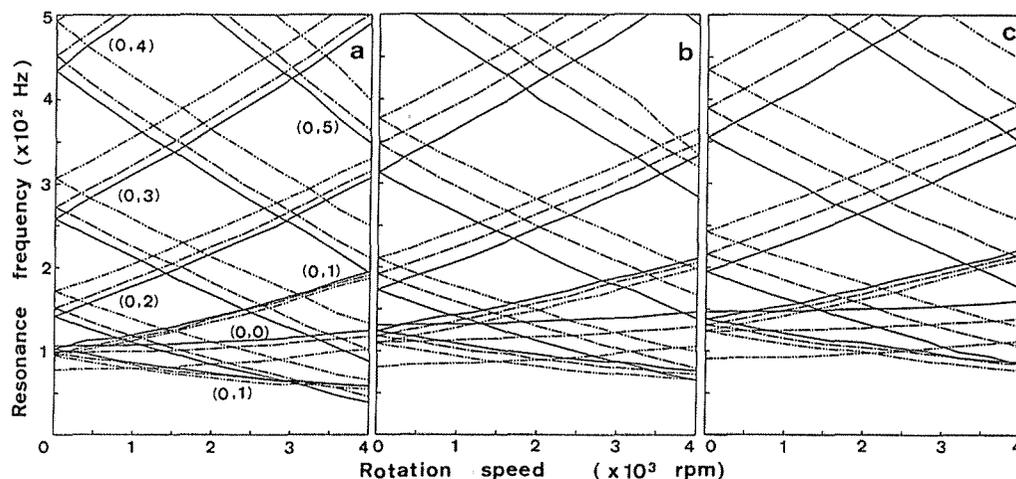


Fig. 3 Frequency-rotation speed diagrams for non-toothed discs of (a) 1.8, (b) 2.2 and (c) 2.5 mm thickness.  
 —, ---, - · - · -: degree of tensioning of 0, 20 and 50, respectively.

円板を回転させたときは、電磁石による加振などをしなくても、回転装置の振動、回転軸の振動などによって円板の振動が励起される。また、歯切りした円板では歯の周囲で発生するカルマン渦による、いわゆる空気力学的な加振が加わる。そこで、歯切りした円板について、電磁石による加振を行わずに回転させたときの変位の周波数スペクトルを測定し、励起されている振動モードについて検討した。Fig. 4は、厚さ2.2mmの歯切りした円板について、周波数スペクトルの回転数による変化を腰入れ量ごとに示したものである。なお、図ではそれぞれのスペクトルで振幅の小さい成分はカットしてある。また、低周波数側にある一団のピークは円板の静的な振れに基づくものである。

丸鋸を回転させたときの空気力学的な加振の周波数は回転数と直線的な関係をもち、この周波数にほぼ一致する固有振動数（空間固定座標における振動数）をもつ振動モードが励起されることが明らかにされている<sup>5,6)</sup>。本実験でも、Fig. 4に示したように、各回転数におけるスペクトルのピークは1～2本の直線上にほぼ並んでいた。したがって、各回転数で観察される円板の振動は、おもに空気力学的に励起されたものであることがわかる。なお、腰入れ量とスペクトルの間には一定の傾向は見いだせなかった。

### 3.3 円板の残留応力

残留応力の測定は歯切りした円板について試みたが、Fig. 5に厚さ2.5mmのものの結果を示す。Fig. 5から明らかなように、求めた残留応力は既往の結果<sup>1)</sup>と定性的に一致している場合もあるが、全体的に値のばらつきが大きく、また欠測値もあるため円板の残留応力を正確に表しているとは考えにくい。この原因には、半径と接線方向のひずみ測定位置が離れていたことやゲージ長が短すぎたことがあるが、レーザー切断が良好に行われなかったことも一つの原因と考えられる。すなわち、レーザー切断時には、ひずみゲージヤリード線による表面の盛り上がりやレーザー光の焦点位置をずらしたが、その結果切断線周辺に通常の切断時より大きい幅約1～2mmの熱影響層が生じ、そのため応力状態が変化した可能性がある。しかし、この点は容易に改善できるこ

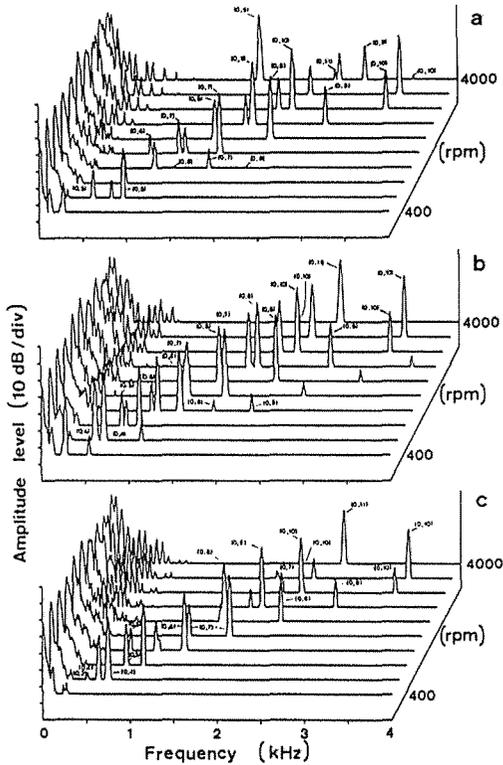


Fig. 4 Frequency spectra of vibration for rotating toothed discs of 2.2 mm thickness. Degree of tensioning: (a) 0, (b) 20 and (c) 50.

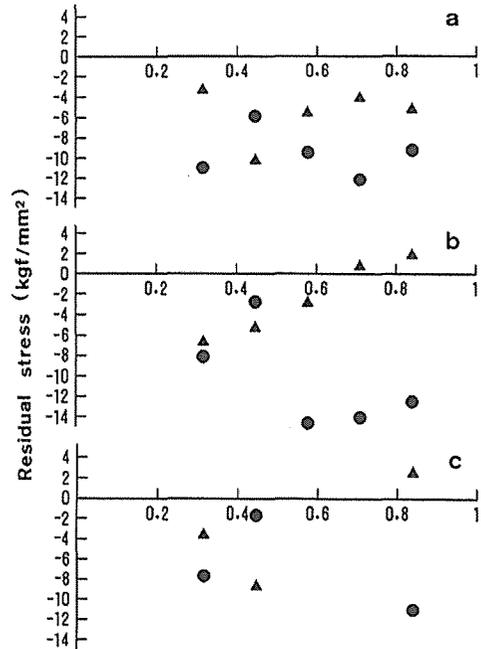


Fig. 5 Radial distributions of residual stresses in radial (●) and tangential (▲) directions for toothed discs of 2.5 mm thickness. Degree of tensioning: (a) 0, (b) 20 and (c) 50. Abscissa: relative radius of a disc.

とであり、加工条件をうまく設定さえすれば熱影響層は0.1mm未満と非常に小さくすることができるので、レーザーによる切断は破壊的な残留応力測定に十分応用可能であると考えられる。

#### 4. おわりに

丸鋸の腰入れについてはいくつかの新しい方法が古くから提案されているが、機械化や自動化はほとんど進まず、旧態以前の職人的作業が続けられている。これには種々の理由があるであろうが、そこでの個々の作業が科学的に解明されていないこともその一つと考えられる。すなわち、一般的な腰入れの意義や効果については十分解明されているが、現場での腰入れ作業は顧客からのクレーム処理を中心とした対症療法的な対策の積み重ねで行われており、そのためどうしても機械化や自動化が困難になっているものと考えられる。したがって、腰入れ工程の改善のためには、現場で行われている腰入れが鋸の剛性や振動特性にどのような影響を及ぼしているか、使用環境下における鋸身の温度分布や加振条件に基づいた合理的な腰入れに合致しているかどうかなどについて今後も検討していく必要がある。

最後に、円板の調整と腰入れ、レーザー切断でご高配を賜った株式会社谷テックの皆様へ深く感謝いたします。

## 引用文献

- 1) Dugdale, D. S.: Effect of internal stress on the flexural stiffness of discs. *Int. J. Engng. Sci.* **1**, 89-100, 1963
- 2) Dugdale, D. S.: Measurement of internal stress in discs. *Int. Engng. Sci.* **1**, 383-389, 1963
- 3) Dugdale, D. S.: Theory of circular saw tensioning. *Int. J. Prod. Res.* **4** (3), 237-248, 1966
- 4) Schajer, G. S. and Mote, C. D., Jr.: Analysis of optimal roll tensioning for circular saw stability. *Wood and Fiber Sci.* **16** (3), 323-338, 1984
- 5) Dugdale, D. S.: Discrete frequency noise from free running circular saws. *J. Sound Vib.* **10** (2), 296-304, 1969
- 6) Mote, C. D., Jr. and Leu, M. C.: Whistling instability in idling circular saws. *Trans. ASME, J. Dynamic Sys. Meas. Cont.* **102**, June, 114-122, 1980

## Résumé

This paper describes preliminary experiments to examine the vibration characteristics of saws tensioned by hammering. Several circular discs, which are to be used as blades for carbide-tipped saws, were differently tensioned by hammering (Table 1). Natural frequencies of stationary and rotating discs were determined, and the vibrations excited aerodynamically were also examined (Fig. 1).

Increasing the degree of tensioning decreased natural frequencies of modes  $(0,0)$  and  $(0,1)$ , where  $(m, n)$  means  $m$  nodal circles and  $n$  nodal diameters, and increased those of mode  $(0,2)$  and higher order modes (Table 2). Tensioning, however, little affected natural frequencies of one nodal circle modes. Natural frequencies of discs increased monotonically with rotation speed due to the effect of centrifugal forces, and three discs of different tensioning states showed a similar increase in frequency (Fig. 3). The frequencies of aerodynamically excited vibrations appeared to be proportional to rotation speed (Fig. 4). Residual stresses in discs measured using laser beam cutting were also discussed (Figs. 2 and 5).