

# 木材加工用薄丸のこの振動制御に関する研究

名古屋大学大学院生命農学研究科

生物圏資源学専攻

生物材料科学講座

生物システム工学研究分野

兼房株式会社

竹山 顕

2021年7月7日

(本論文の要約)

## 目次

<b>第1章 序論</b> .....	4
1. 1  研究の背景 .....	4
1. 2  本論文の目的と構成 .....	4
<b>第2章 歯部振動に関する研究</b> .....	6
2. 1  緒言 .....	6
2. 2  丸のこ切削中の歯部振動の発生条件 .....	6
2. 2. 1  FEM モード解析—円板モデルと丸のこモデルの比較 .....	6
2. 2. 2  歯部振動モード .....	8
2. 3  実験方法 .....	9
2. 3. 1  供試丸のこ .....	9
2. 3. 2  実験装置および切削条件 .....	9
2. 4  結果および考察 .....	10
2. 4. 1  切削振動周波数 .....	10
2. 4. 2  切断面 .....	11
2. 5  まとめ .....	12
<b>第3章 歯部振動の抑制に関する研究</b> .....	14
3. 1  緒言 .....	14
3. 2  仕上げ用薄丸のこの課題 .....	14
3. 3  実験 .....	14
3. 3. 1  供試丸のこ（実験1） .....	14
3. 3. 2  供試丸のこ（実験2） .....	15
3. 3. 3  実験装置及び切削条件 .....	16
3. 4  結果および考察 .....	16
3. 4. 1  歯室深さによる歯部振動の影響（実験1） .....	16
3. 4. 2  ランダムピッチによる歯部振動抑制（実験2） .....	19
3. 5  まとめ .....	19
<b>第4章 新規薄丸のこの設計と性能評価</b> .....	20
4. 1  緒言 .....	20
4. 2  実験 .....	20
4. 2. 1  供試丸のこ .....	20
4. 2. 2  実験装置および切削条件 .....	20
4. 3  結果および考察 .....	21
4. 3. 1  歯部振動 .....	21
4. 4  まとめ .....	25
<b>第5章 丸のこのカバー内共鳴に関する研究</b> .....	26
5. 1  緒言 .....	26
5. 2  実験 .....	26

5. 2. 1	有限要素法解析 .....	26
5. 2. 2	空転実験の供試丸のこ .....	27
5. 2. 3	空転実験 .....	27
5. 3	結果と考察 .....	27
5. 3. 1	有限要素法によるモード解析結果 .....	27
5. 3. 2	異なる条件下における空転実験結果 .....	28
5. 4	まとめ .....	30
<b>第 6 章</b>	<b>実績</b> .....	<b>31</b>
6. 1	投稿論文 .....	31
6. 2	学会発表 .....	31
6. 3	特許 .....	31
6. 4	受賞 .....	31

## 第1章 序論

### 1. 1 研究の背景

丸のこは木材の製材から二次加工、木質ボード切断など木材加工の分野で広く用いられている。丸のこによる木材または木質材料の切断において、歩留まり向上や切り屑の削減を目的に、刃厚の薄い丸のこが強く要求されている。しかし、円盤状の薄い形状である丸のこは、その面外方向に変形しやすく、振動しやすいという性質を持っている。また、木材または木質材料の切断における丸のこは、周速が 3000~5000 m/min の高速回転で使用されることが多い。そのため、丸のこは空転時には騒音レベル 100 dBA 以上の金属音が発生したり、切削時には振動が発生して加工精度の悪化や歩留まりの低下を引き起こしたりする場合がある。これらの問題は、作業環境を著しく悪化させ、また、森林資源の有効利用に反している。

木材作業現場において、丸のこの騒音や振動問題は重要課題として取り扱われており、これまでも次節に述べる多くの研究がなされてきており、騒音・振動の抑制技術も実用化されている。しかしながら、切削振動抑制が施された丸のこであっても、厚さが薄く歯数が少ない丸のこは、ある回転数域で切削振動が発生しており、現象の解明ができていないかった。また、同様に空転時騒音の対策が施された丸のこであっても、共鳴音が発生してしまうことがあり、問題が未解決のまま残されていた。

### 1. 2 本論文の目的と構成

これまでに行われてきた丸のこ振動に関する研究によって丸のこの基本的な特性が明らかになり、近年では種々の対策が実用化され、丸のこの切削性能は格段に向上している。しかしながら、丸のこを使用する木工作业現場においては、それらの対策が施された丸のこであっても、微小な切削振動が発生して切削時の騒音、切削面の悪化、歩留まりの低下などの問題が発生することがあり、また、空転時のホイッスリングノイズが問題となることもある。つまり、ある特定の条件下においては、これまでに検討されてこなかった現象が発生しており課題が未解決のまま残っている。本論文では、今まで議論されていない高次振動モードによる切削振動について、有限要素解析によって固有振動モードを把握するとともに回転数を広い範囲で変えて実験的に調べ高次振動モードの挙動とその対策を明らかにする。また加えて、丸のこカバーの空気が発する共鳴音についてもその現象を把握した。

以下に本論文の構成を各章について述べる。

第1章「序論」では本研究の背景および目的を記し、本論文の構成について述べた。本論文では丸のこの高周波領域での切削振動と丸のこのカバーのある場合の空転騒音を対象とした。

第2章「歯部振動に関する研究」では、従来検討されていなかった高周波領域の丸のこの切削振動について検討するために、有限要素法を用いてその発生領域とトゥースマークパターンを予測した。

第3章「歯部振動の抑制に関する研究」では、第2章において検討した歯部振動について歯室をランダムにすることによる改善について述べた。

第4章「新規薄丸のこの設計と性能評価」では、第2章、第3章で検討した歯部振動を抑制するための設計方法を確立し、新設計方法により創成した薄丸のこの切削性能について述べた。

第5章「丸のこのカバー内共鳴に関する研究」では、これまで検討されていなかった丸のこのカバー内の空気の共鳴現象について述べた。

第6章「総括」では以上の内容を総括し、今後の課題について述べた。

## 第2章 歯部振動に関する研究

### 2. 1 緒言

木材加工で用いられている丸のこは横方向（面外方向）に振動しやすく、振動が発生すると切断面品質を損なうのみにとどまらず、切り口が広がり材料の損失や騒音が増加するという問題も同時に発生する。しかしながら、特に木材の歩留まり向上やのこ屑削減を目的に丸のこの歯厚を薄くすることが市場では強く要求されている。丸のこの歯厚および台厚を薄くした場合、切削振動を抑制するために内部スリットに樹脂を充填した丸のこであっても、実用回転数域において振動が発生してしまい、切断面が悪化してしまうという問題があった。

本研究では、有限要素法を用いて高次の固有振動モードと固有振動周波数を調べ、歯部振動モードの発生条件を導いた。また、台金の減衰性能が高い超硬合金付歯丸のこを用いて、回転数を因子において切削実験を行い、歯部振動が発生する回転数領域とその周波数を調べ、歯部振動の理論的考察を実証した。

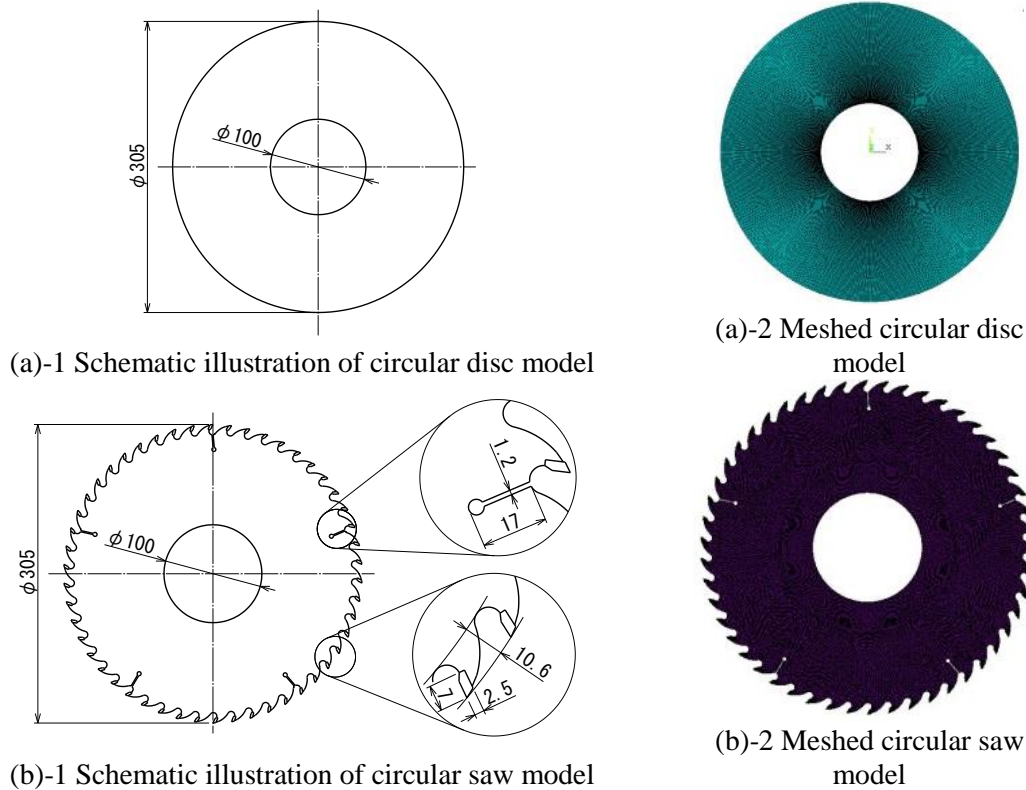
### 2. 2 丸のこ切削中の歯部振動の発生条件

#### 2. 2. 1 FEM モード解析—円板モデルと丸のこモデルの比較

これまで行われてきた研究は臨界回転数を調べるのが目的、もしくは、臨界回転数付近における丸のこ挙動を調査することが目的であることが多く、節直径数2または3が主に対象となる振動モードであった。切削振動を扱った研究においても節直径数15程度までのモードにとどまり、それ以上の高次のモードの研究はなされてきていない。ここでは高次のモードを把握するために、有限要素法によって円板モデルと丸のこモデルの固有振動モードおよび固有振動周波数の計算を行った。モード解析に使用した円板モデルと丸のこモデルの詳細仕様および解析の諸条件を **Table 2-1** に示し、各モデルの略図を **Figure 2-1** に示す。

**Table 2-1** The dimension and the mechanical property of circular disc or circular saw model used for the modal analysis.

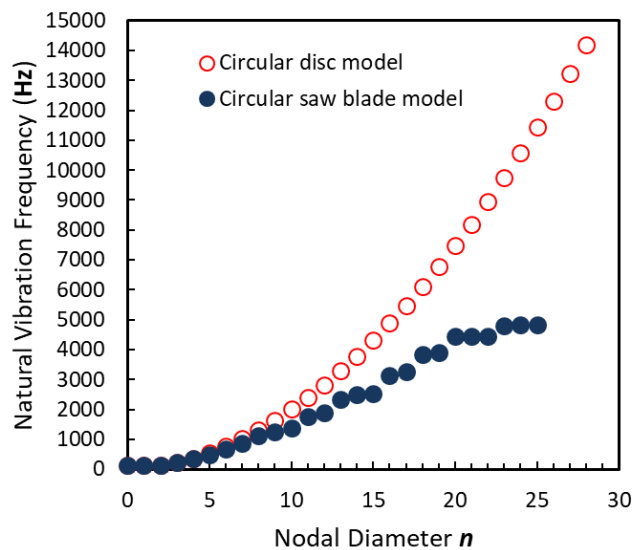
	Circular disc model	Circular saw model	
Outer diameter	305 mm	305 mm	
Thickness	1.5 mm	1.5 mm	
Number of teeth	---	50	
Slot	---	Length 17 mm, 5 pieces	
Flange diameter	$\phi$ 100 mm	$\phi$ 100 mm	
		(Saw body)	(Saw tip)
Elements	Shell elements	Shell elements	Shell elements
Mesh size	1 mm	1 mm	0.7 mm
Young's modulus	210 GPa	210 GPa	580 GPa
Poisson's ratio	0.3	0.3	0.23
Mass density	$7.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$	$7.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$	$1.5 \times 10^4 \text{ kg/m}^3$



**Figure 2-1** Schematic view of models for modal analysis.

(a) Circular disc model, (b) Circular saw model.

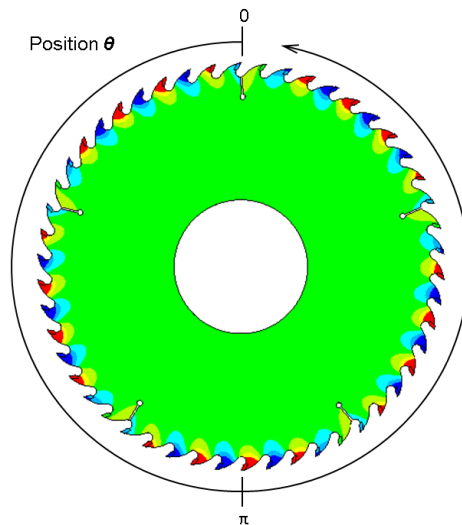
有限要素法による丸のこモデルのモード解析の結果、節円のない固有振動モードについて、円板モデルおよび丸のこモデルの節直径数  $n$  と固有振動周波数の関係を **Figure 2-2** に示す。円板モデルは節直径数の増加に伴ってその固有振動周波数は増加した。丸のこモデルにおいても節直径数の増加に伴ってその固有振動周波数は増加したが、その増加は円板モデルと比較すると緩やかで、節直径数 13 以上で円板の固有振動周波数との差が 1000 Hz 以上になった。



**Figure 2-2** Relationships between nodal diameters and natural vibration frequencies of disc model and circular saw model.

2. 2. 2 歯部振動モード

節直径数  $n = 25$  のモード (Figure 2-3) は歯が交互に動く振動モードである。これを歯部振動モードと呼ぶ。FEM 解析の結果から歯部振動モードは台金内部の変位が小さく、外周の歯部のみが変位を持つことから、内部スリットに樹脂を注入して減衰性能を持たせた丸のこであっても振動を抑制することができないことが推測された。また、節直径数  $n = 25$  の振動モードは外周の歯が交互に変位していることに加えてスリット部前後の振幅が小さい。



**Figure 2-3** Alternate teeth vibration mode (0, 25).

2.1 トゥースマークパターン予測

FEM 解析の結果を考慮し、歯部振動モードによって切断面にどのようなパターンを形成するかを検討した。位置角度  $\theta$ 、丸のこ半径  $r$  での振幅  $d$ 、刃数  $Z$ 、時間  $t$ 、外部スリット本数  $s$ 、節直径数  $n (= Z/2)$ 、節直径数  $n$  の固有振動周波数  $f_n$  として、丸のこ外周の振動波における変位  $D(\theta, t)$  は次のように表すことができる。

$$D(\theta, t) = d \left| \sin \frac{s}{2} \left( \theta + \frac{\pi}{Z} \right) \right| \cos n\theta \cos 2\pi f_n t \quad \text{----- (1)}$$

ここで、右辺の  $\left| \sin \frac{s}{2} \left( \theta + \frac{\pi}{Z} \right) \right|$  はスリットモード関数であり、スリット部前後の変位が小さくなっていることを表している。 $\cos n\theta$  は丸のこ振動モード関数、 $\cos 2\pi f_n t$  は時間関数を示す。

丸のこ歯先位置  $\theta_T$  ( $0 \leq \theta_T \leq 2\pi$ ) を、

$$\theta_T = \frac{2\pi}{Z} (T - 1) \quad (T = 1, 2, 3, \dots, Z)$$

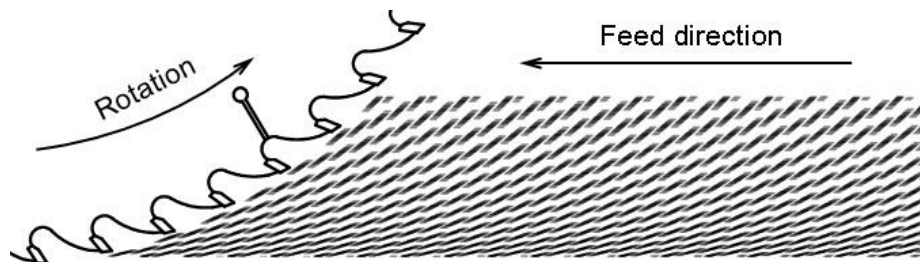
とする。外部スリット位置  $\theta_i$  ( $0 \leq \theta_i \leq 2\pi$ ) は、丸のこ歯先位置の間、かつ、丸のこ外周に等間隔に位置するものとし、

$$\theta_i = \frac{2i}{s} \pi - \frac{\pi}{Z} \quad (i = 1, 2, 3, \dots, s)$$



と表すことができる。

2.2 項で解析を行った、外径  $\phi 305$  mm の丸のこモデルにおける歯部振動モードは  $n = 25$ 、スリット本数は  $s = 5$  であり、式 (1) を用いて求められる各歯の変位から、丸のこの回転数  $R = 70$  rps (4200 rpm)、1 刃当りの送り量  $S_z = 0.06$  mm、被削材厚さ 45 mm、のこの突出し量 2 mm の条件で切断面に現れるトゥースマークパターンは Fig. 2-4 のようになることが予想された。



**Figure 2-4** Estimated tooth mark pattern on sawn surface by using equation (1).  
 $R: 70$  rps,  $f_n: 4980$  Hz,  $n: 25$ ,  $Z: 50$ ,  $s: 5$

### 2. 3 実験方法

歯部振動の発生範囲および切断面形状を確認するとともに、上述の理論の妥当性を検討する目的のために木材切削試験を行なった。

#### 2. 3. 1 供試丸のこ

供試丸のこには、外径  $\phi 305$  mm、歯厚 2 mm、台厚 1.5 mm、歯数 50 の丸のこを使用した、外部スリットを 5 か所備え、内部スリット 5 か所に弾性樹脂を充填した。広く使用されている木材縦挽き切削用丸のこは、外径が  $\phi 305$  mm の場合には歯厚が約 3 mm、台厚が約 2 mm のものが一般的であることから、本供試丸のこは比較的薄いものである。

供試丸のこの仕様を Table 2-2 に示す。

**Table 2-2** Dimension and specification of circular saw blade used for experiment.  
 Circular saw blade

Outer diameter	305	mm
Kerf	2	mm
Body thickness	1.5	mm
Number of teeth	50	
Angles	Hook:	25 deg.
	Clearance:	8 deg.
	Face bevel:	0 deg.
	Top bevel:	0 deg.
	Tangential clearance:	3 deg.
	Radial clearance:	0.5 deg.
Outer Slot	Length	17 mm
	Number of slots	5 pieces
Inner Slot	5	pieces

#### 2. 3. 2 実験装置および切削条件

丸のこを、外径  $\phi 100$  mm のフランジで固定し、厚さ 45 mm のツガ気乾材をアップカット

で縦挽きした。1 歯当りの送り量  $S_z$  0.06 mm 一定で丸のこの回転数 40 rps~90 rps (2040 rpm ~6000 rpm) (2 rps 毎 (120 rpm 毎)) の範囲で、切削位置付近に設置した渦電流型非接触変位センサ (SENTEC LS-700) を用いて丸のこ台金の横方向変位を測定し、データロガー (KEYENCE NR-500) にてデータ収集を行った (Figure 2-5)。また切断面の観察を行った。

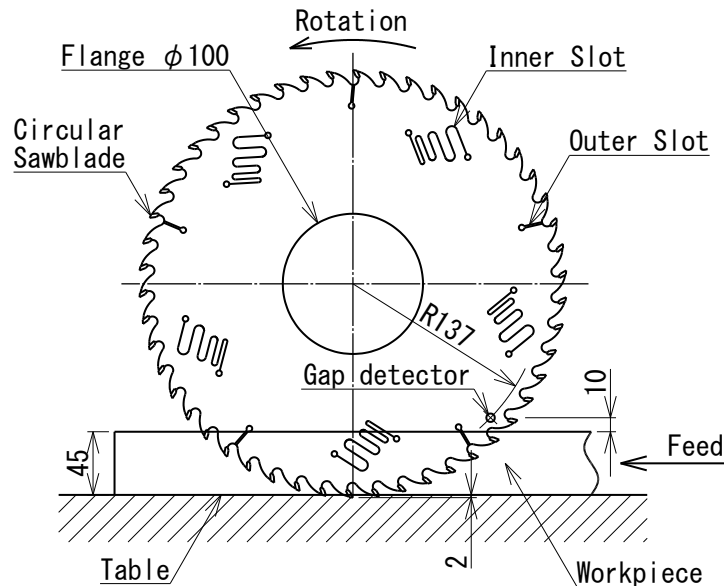


Figure 2-5 Schematic of the experimental setup.

## 2. 4 結果および考察

### 2. 4. 1 切削振動周波数

周波数分析結果を Figure 2-6 に示す。○印の大きさは振幅の大きさを示す。2本の直線はこの歯の通過周波数とその2倍の周波数  $CRZ$ 、 $C=1, 2$ 。  $R$  : 回転数 (rps)、 $Z$  : 歯数 (=50) を示す。赤線は歯部振動モードの丸のこ固定座標固有振動数  $f_{25}$  の前進波振動数  $f_{25f}$  および後進波振動数  $f_{25b}$  を示す。

後進波  $f_{25b}$  がこの歯通過周波数の2倍  $2RZ$  と交差する付近の回転数 42 rps、44 rps、および、前進波  $f_{25f}$  がこの通過周波数の2倍  $2RZ$  と交差する付近の回転数 70 rps、72 rps で振幅が大きく切削振動が発生した。

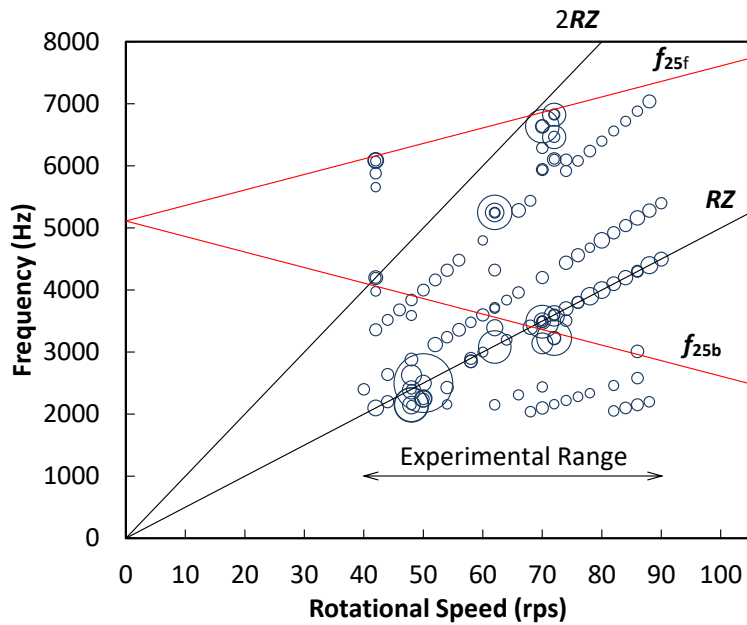
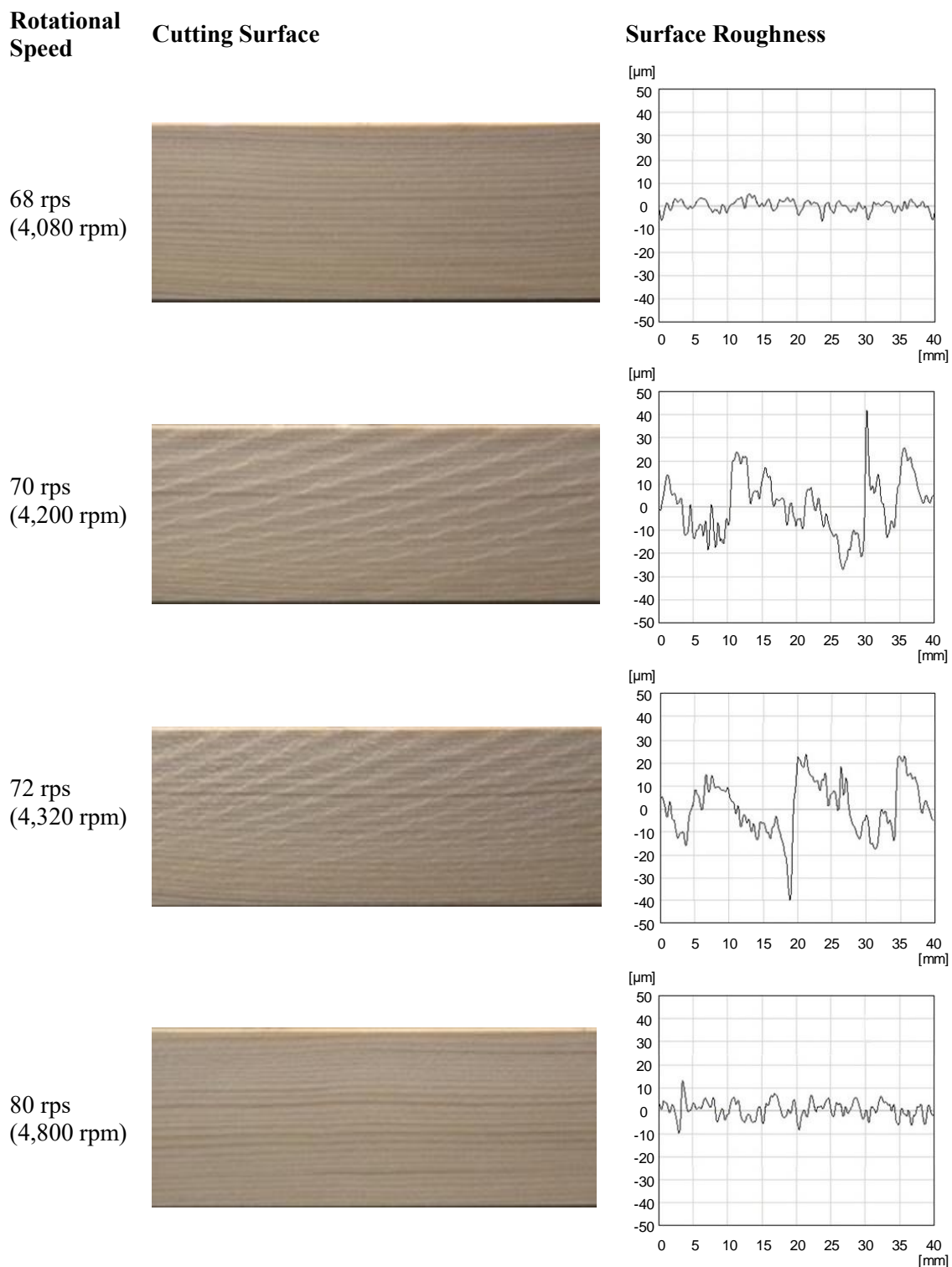


Figure 2-6 Relationship between rotational speed and frequency of vibration.

#### 2. 4. 2 切断面

歯部振動が発生した場合と発生しなかった場合の切断面写真と切断面材厚中央付近の粗さを表面粗さ計（Mitsutoyo SURFTEST SV-3100）によって計測した結果を Fig. 2-8 に示す。

歯部振動が発生しなかった場合（回転速度 68 および 80 rps（4080 および 4800 rpm））では、表面粗さの最大高さは 10~23 $\mu\text{m}$  であった。一方、歯部振動が発生した場合（回転数 70 および 72 rps（4200 および 4320 rpm））では、表面粗さの最大高さは 40~60 $\mu\text{m}$  であった。歯部振動を発生させない条件での切断面と比較すると、仕上げのためにより大きい取り代が必要となりロスとなる。また、歯部振動発生時の切断面のトゥースマークパターンは、Fig. 2-4 で予測した切断面と一致した。したがって発生した振動波 FEM モーダル解析で求めた節直径数  $n = 25$ （歯数の半分）の歯部振動であることが確認された。



**Figure 2-7** Sawn surface when self-excited alternate-tooth vibration is generated (70 and 72 rps) or not generated (68 and 80 rps)

## 2. 5 まとめ

歯厚が薄く、かつ、内部スリットに減衰樹脂を充填した丸のこが切削中に生じる振動の回転速度を理論的に導き、それらを実験により実証した。

- (1) 台金の薄い丸のこでは、高次のモードであっても歯室数および歯室形状によって低い周波数に収束する。
- (2) 歯部振動は歯数の2分の1の節直径数を持つ振動モードである。歯部のみが動く振動モードであるため、内部スリットを持つ丸のこでも振動が抑制されない。
- (3) 歯部振動は、のこ歯通過周波数の2倍と振動モードが一致する付近の回転速度から発生する自励振動である。

### 第3章 歯部振動の抑制に関する研究

#### 3. 1 緒言

歯が薄く、歯数の少ない丸のこに発生しやすい歯部振動の発生メカニズムは第2章で明確になった。そこで本章では仕上げ用丸のこを用いて、歯部振動の抑制方法について検討した。はじめに歯室深さが歯部振動に及ぼす影響を確認し、次に歯のピッチを変えた丸のこによる歯部振動の抑制を確認した。

#### 3. 2 仕上げ用薄丸のこの課題

木材縦挽き用仕上げ丸のこは振動を抑制するために、粘弾性樹脂を注入したレーザスリットを台金に設けて減衰性能を高く持たせ、また、平滑な切断面をえるために側面向心角を例えば $0.5^\circ$ のように小さく設定することが一般的である。さらに平滑な切断面をえるために、凸形状となる側面すなわち正のあさり角と負のあさり角を持つ歯形とすることでトゥースマークの非常に浅い、平滑な切断面をえることができる。しかし、特定の回転数域において歯部振動が発生し、切断面に深いトゥースマークが発生するという逆説的な問題を抱えており、限られた条件の下でしかその性能を発揮することができなかった。

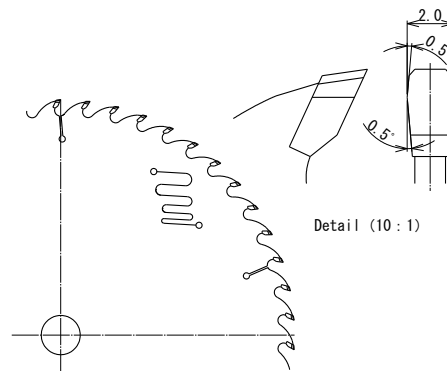


Figure 3-1 Schematic of sawblade for finish cutting

#### 3. 3 実験

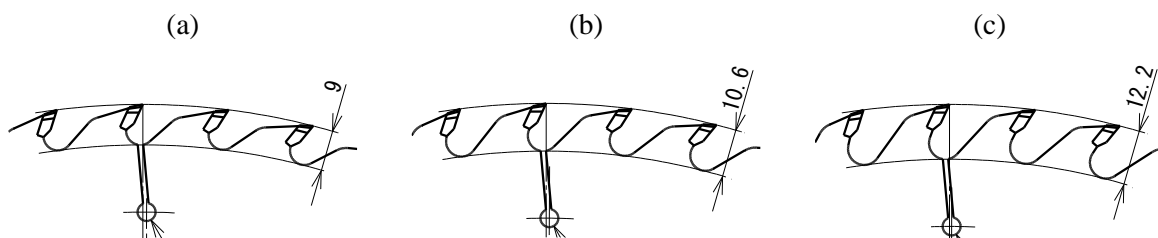
##### 3. 3. 1 供試丸のこ (実験1)

供試丸のこには、外径 $\phi 305$  mm、歯厚2 mm、台厚1.5 mm、歯数50の歯室深さの異なる3種類の超硬付歯丸のこを使用した。外部スリットを備え、内部スリットに弾性樹脂を充填した。広く使用されている木材縦挽き用丸のこは外径 $\phi 305$  mmに対して、歯厚が約3 mm、台厚が2 mmのものが一般的であり、本供試丸のこは薄い丸のこといえる。供試丸のこの仕様をTable 3-1に示し、それらの模式図をFig. 3-2に示す。

Table 3-1 Dimension and specification of circular saw blade used for experiment 1.  
Circular saw blade

	(a)	(b)	(c)
Outer diameter		305 mm	
Kerf		2 mm	

Body thickness	1.5 mm		
Number of teeth	50		
Depth of gullet	9 mm	10.6 mm	12.2 mm
Angles	Hook:	25	deg.
	Clearance:	8	deg.
	Face bevel:	0	deg.
	Top bevel	0	deg.
	Tangential clearance:	3	deg.
	Radial clearance:	0.5	deg.
Outer Slot	Length	17	mm
	Number of slots	5	pieces
Inner Slot		5	pieces



**Figure 3-2** Schematic of circular saw blade for experiment 1

### 3. 3. 2 供試丸のこ（実験 2）

次に、外径 $\phi$ 305 mm、歯厚 2 mm、台厚 1.5 mm、歯数 54 のランダムピッチ超硬付歯丸のこを 4 種類準備した。ランダムピッチは 1 つの大きなピッチと 2 つの小さいピッチの 3 歯 1 組のランダムピッチとした。実験 1 と同様に外部スリットを備え、内部スリットに弾性樹脂を充填した。供試丸のこの仕様を **Table 3-2** に示し、それらの模式図を **Fig. 3-2** に示す。

**Table 3-2** Dimension and specification of circular saw blade used for experiment.

		Circular saw blade			
		(d)	(e)	(f)	(g)
Outer diameter		305 mm			
Kerf		2 mm			
Body thickness		1.5 mm			
Number of teeth		54			
Pitch of gullet (Wide / Narrow)		7.2° /6.4°	7.6° /6.2°	8° /6°	8.5° /5.75°
Angles	Hook:	25 deg.			
	Clearance:	8 deg.			
	Face bevel:	0 deg.			
	Top bevel	0 deg.			
	Tangential clearance:	3 deg.			
	Radial clearance:	0.5 deg.			
Outer Slot	Length	17 mm			
	Number of slots	6 pieces			
Inner Slot		6 pieces			

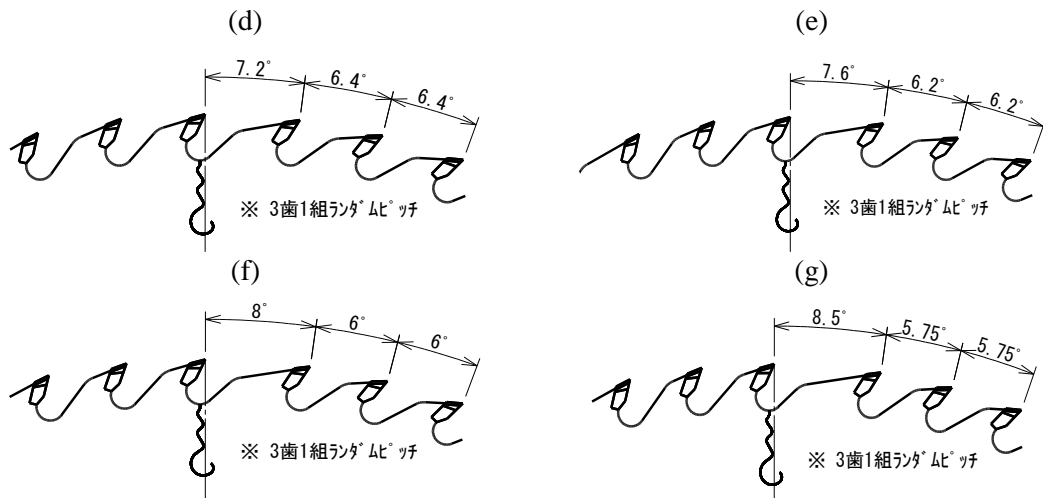


Figure 3-3 Schematic of circular saw blade for experiment 2

### 3. 3. 3 実験装置及び切削条件

丸のこにを、外径 $\phi 100$  mmのフランジで肯定し、厚さ45 mmのツガ気乾材をアップカットで縦挽きした。一歯当たりの送り量 $S_z 0.06$  mm一定で丸のこの回転数は3000~6000 rpm (200 rpm 毎)の範囲で、切削位置付近に設置した精密騒音計 (RION NL-16) を用いて切削時の騒音を測定し、FFT アナライザ (小野測器 DS-2000) により周波数解析を行った (Fig. 3-4)。

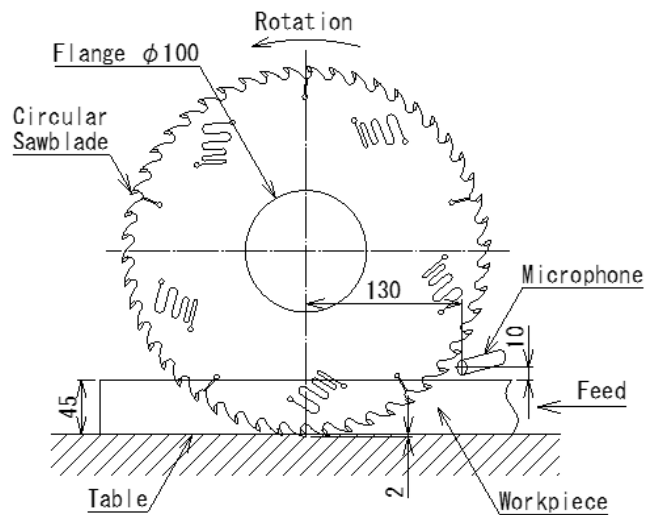


Figure 3-4 Schematic of the experimental setup

## 3. 4 結果および考察

### 3. 4. 1 歯室深さによる歯部振動の影響 (実験 1)

測定した切削時の騒音を周波数分析し、その大きさを周波数-丸のこ回転数平面にプロットしたものを Fig. 3-5 (丸のこ(a))、Fig 3-6 (丸のこ(b))、Fig 3-7 (丸のこ(c)) に示す。図中に周波数分析の結果えられた周波数の位置に、音圧レベルの大きさに対応する○印の大きさで



記入した。切断面の評価は目視で行い、凹凸のない平滑な切削状態を○、切削振動によって仕上げ面が不良となった状態を×としてグラフの下方に記した。

歯室深さを大きくすることで、発生する歯部振動の周波数が低くなることがわかった。これは、歯室深さを深くすることで、歯部振動モードである節直径数  $n=25$  の振動周波数が低くなることを示しており、歯室深さを変更することで、振動発生領域をコントロールできる可能性がえられた。

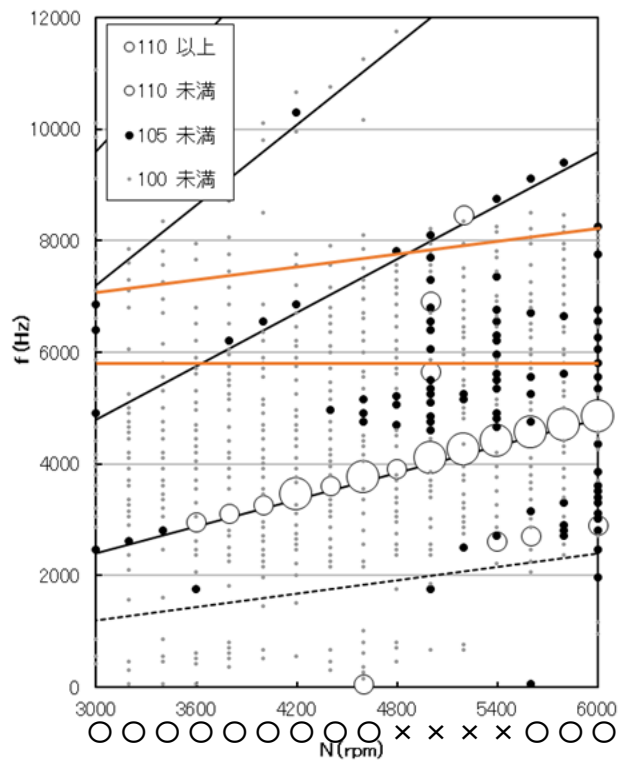
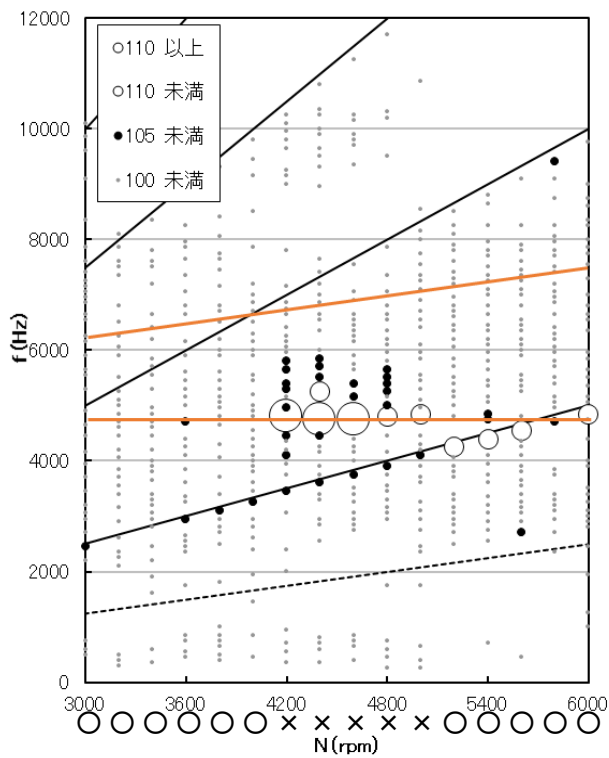
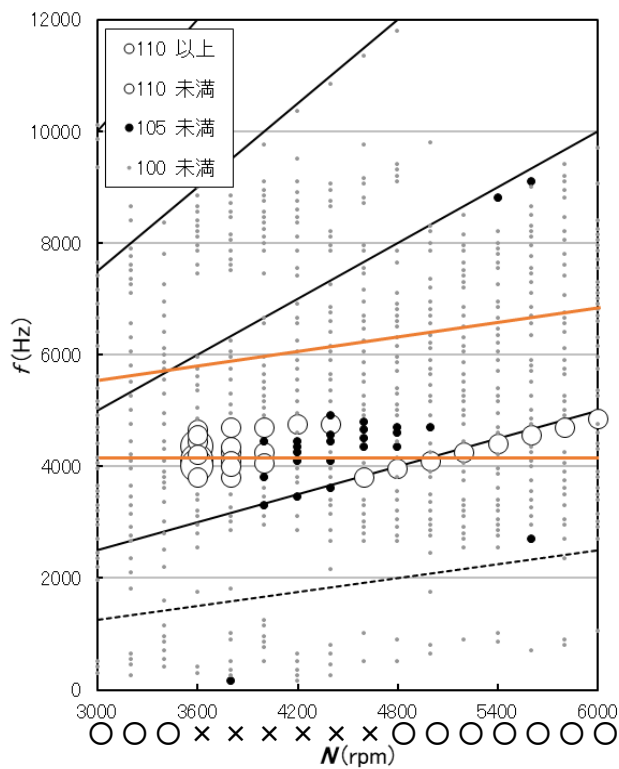


Figure 3-5 Relationship between rotational speed and frequency of cutting noise  
Circular saw (a)



**Figure 3-6** Relationship between rotational speed and frequency of cutting noise  
Circular saw (b)



**Figure 3-7** Relationship between rotational speed and frequency of cutting noise  
Circular saw (c)

### 3. 4. 2 ランダムピッチによる歯部振動抑制（実験2）

実験1と同様に回転数範囲を3000～6000rpmの範囲で切削実験を行い、切断面の評価を黙視にて行った。結果をTable 3-3に示す。

歯のピッチをランダムにすることで歯部振動の発生範囲が狭くなり、丸のこ(f)、丸のこ(g)では発生が抑制され、平滑な切断面がえられた。この結果から、ランダムピッチの大きさがある程度大きくすることで歯部振動が抑制できることが明らかになった。ランダムピッチにすることで規則的に歯が交互に振動することを制限し、歯部振動が抑制できる。

Table 3-3 Quality of sawn surface by random pitch

回転数 (RPM)	3000	3200	3400	3600	3800	4000	4200	4400	4600	4800	5000	5200	5400	5600	5800	6000
従来ピッチ (等ピッチ)	○	○	○	○	○	○	×	×	×	×	×	×	×	○	○	○
丸のこ(d)	○	○	○	○	○	○	○	×	×	×	×	○	○	○	○	○
丸のこ(e)	○	○	○	○	○	○	○	○	×	×	×	○	○	○	○	○
丸のこ(f)	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
丸のこ(g)	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○

### 3. 5 まとめ

歯部振動が顕著に発生する仕上げ用薄丸のこにおいて、歯室形状の変更による歯部振動の発生傾向を切削実験によって把握した。

- (1) 歯室深さを深くすることで歯部振動の振動周波数は低くなった。これにより歯室深さを変えることによって歯部振動の発生領域を変化させることができると言える。
- (2) ランダムピッチにすることで歯部振動の発生領域は狭くなり、さらに歯のピッチの差を大きくしていくと歯部振動を抑制することができた。歯部振動は歯のピッチをランダムにすることで歯が交互に規則的に変位することが困難になって振動を継続できなくなる。

## 第4章 新規薄丸のこの設計と性能評価

### 4. 1 緒言

第2章で歯部振動の発生メカニズムを明確にし、第3章で歯部振動抑制の可能性を見出した。本章では、木材縦挽き仕上げ用丸のこを薄くした場合に発生する歯部振動の抑制のための丸のこ設計方法の確立と創成した丸のこの切削性能の評価をおこなった。

歯部振動抑制のための設計指針として、再生びり型自励振動の発生領域を用いた。自励振動発生領域内に歯が配置されないよう、歯室深さと歯のピッチを変化させて歯部振動の抑制を実現し、広い範囲で振動の発生しない丸のこを創成する。

### 4. 2 実験

#### 4. 2. 1 供試丸のこ

Figure 4-1 に使用した丸のこの模式図を示す。外径 305 mm、歯厚 2 mm、台厚 1.5 mm、外径 100 mm のフランジで取り付けられた。歯の角度は、すくい角  $25^\circ$ 、外径逃げ角  $8^\circ$ 、横すくい角  $0^\circ$ 、横逃げ角  $3^\circ$  である。側面向心角は Figure 4-1 のように外周側の角度は  $-0.5^\circ$ 、中心側角度は  $+0.5^\circ$  である仕上げ用薄丸のこを準備した。

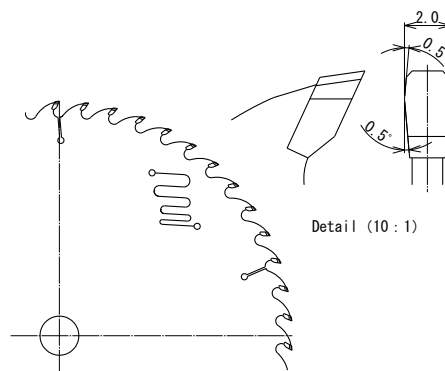


Figure 4-1 Sawblade specifications

#### 4. 2. 2 実験装置および切削条件

実験装置模式図を Figure 4-2 に示す。被削材は厚さ 45mm、含水率約 12% のベイツガを使用した。丸のこの突出量は 2 mm で、アップカットで切断した。切断時の回転数は 2900~5900 rpm の間で 200 rpm 毎に変化させた。送り速度は 12 m/min で一定とした。

歯部振動の測定は、切削点から 10mm 離れた場所に設置した精密騒音計(小野測器 LA-3560)を用いて切削時の音を測定した。

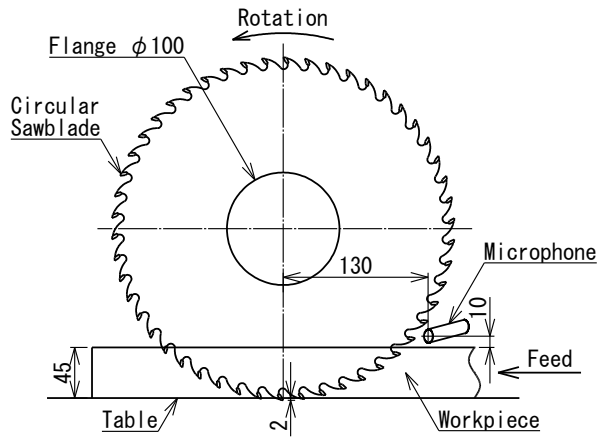


Figure 4-2 Schematic of the experimental setup.

4. 3 結果および考察  
 4. 3. 1 歯部振動

Figure 4-3 に丸のこ回転数と切削音周波数の関係を示す。グラフ中の○の大きさは、音圧レベルの大きさを表している。黒の直線は歯の通過周波数  $NZ/60$  とその整数倍を表し、 $N$  は回転数(rpm)、 $Z$  は歯数(50)である。また、切断面品質を○△×印で表し、グラフの下方に示した(○:良好、△:やや悪い、×:悪い)。回転数 4100 rpm~5500 rpm の範囲で歯部振動が発生し切断面が悪化した。歯部振動モードである節直径数  $n = 25$  の周波数  $f_{25}$  の前進波  $f_{25f}$  が励起された。ここで、

$$f_{25f} = f_{25} + 25 \cdot (N/60)$$

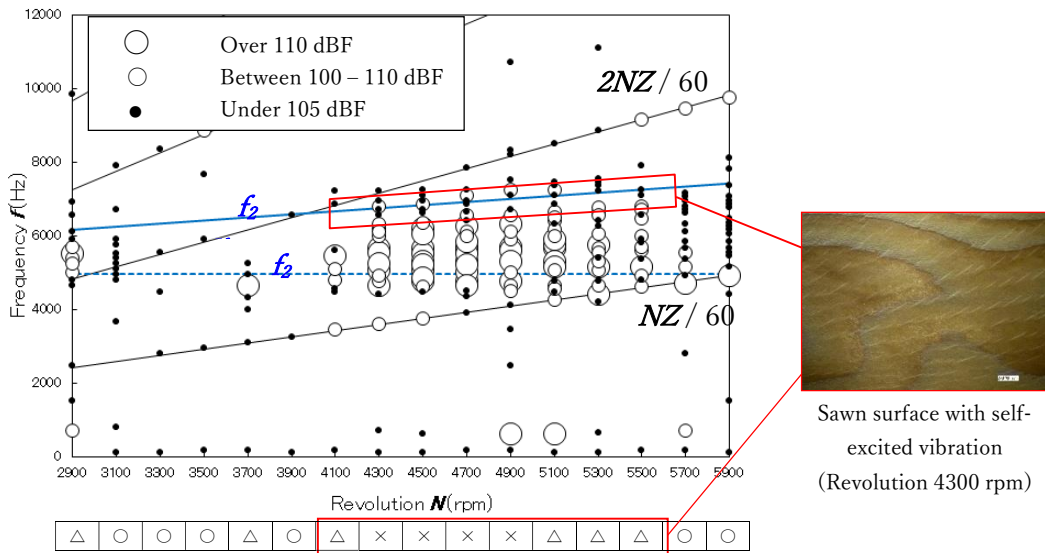


Figure 4-3 Frequency analysis on sawing noise and sawn surface evaluation

再生びり型自励振動は、次式 (1) で端数  $j$  が 0.5~1.0 の場合に発生する。;

$$\frac{f_{nf}}{(NZ/60)} = i + j \quad (1)$$

ここで、 $f_{nf}$  は節直径数  $n (= Z/2)$  の前進波周波数、 $i$  は整数、 $j$  は端数。

Figure 4-3 の再生びびり型自励振動の加振範囲と振動発生範囲が一致していることから、発生する歯部振動は振動周波数が歯肩の固有振動数である再生びびり型と判断した。

Figure 4-4 に有限要素法によるモード解析の結果を示す。歯が交互に振動しており、その節直径数は  $n = 25 = Z/2$  である。

全ての歯の固有振動数が(1)式の  $j = 0.5 \sim 1.0$  の範囲内にあることで歯部振動が発生すると考える。そこで、平均歯ピッチ、平均歯室深さで  $j = 0.75$  となる回転数において、Fig. 4-5 に示す3つの歯のうち、少なくとも1つの歯の固有振動数が  $j = 0 \sim 0.5$  の範囲になるように、歯のピッチと歯室深さを選択することで、歯部振動を回避することが期待できる。

Figure 4-6 に、新しいパターンの歯の通過周波数と歯の固有振動数の計算結果を示す。計算に使用した仕様は、外径 305 mm、歯厚 2 mm、台厚 1.5 mm、歯数は 48 とした。グラフに示すように、歯①の固有振動数を振動の加振範囲外である  $j = 0 \sim 0.5$  の範囲に設定することで、再生びびり型の自励振動を防止することができる。

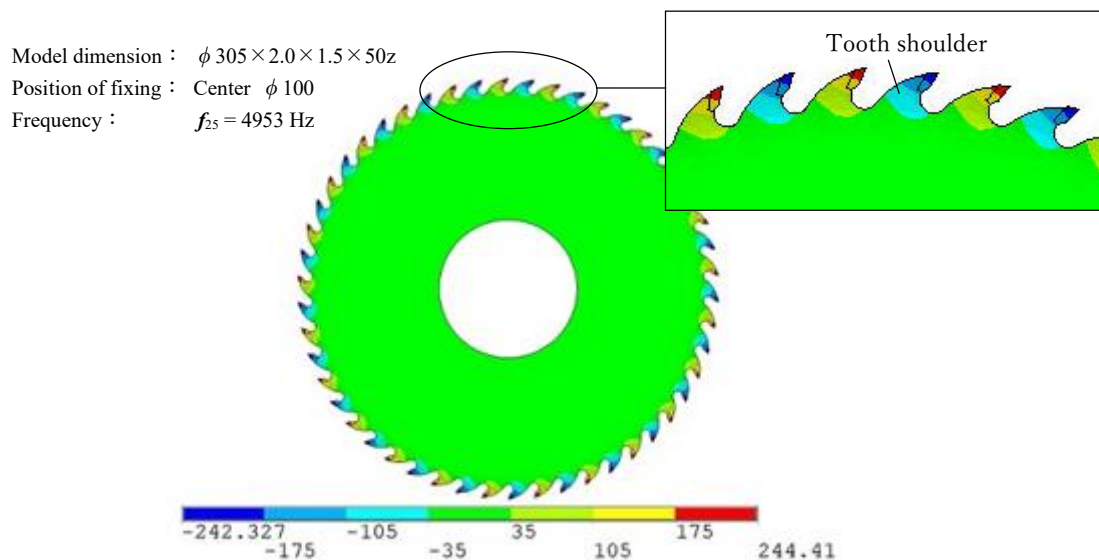
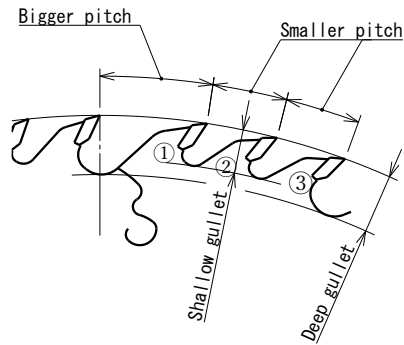
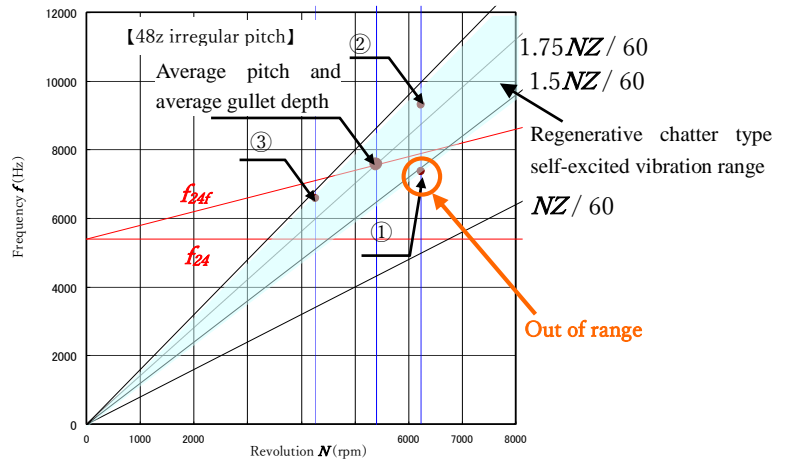


Figure 4-4 Modal analysis by finite element method



**Figure 4-5** Schematic drawings of irregular tooth pitch and irregular gullet depth



**Figure 4-6** Regenerative chatter type self-excited vibration range

歯のピッチの不規則性を数値で表すために、以下の式を適用した。

$$R_p = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{P_{\text{ave}}} \quad (2)$$

ここで、 $P_{\max}$  は最大ピッチ角、 $P_{\min}$  は最小ピッチ角、 $P_{\text{ave}}$  は全ピッチ角の平均値 (deg) である。

また、歯室深さの不規則性を数値化するために、以下の式を用いた。

$$R_l = \frac{l_{\max} - l_{\min}}{l_{\text{ave}}} \quad (3)$$

ここで、 $l_{\max}$  は隣り合う歯室深さの最大平均深さ、 $l_{\min}$  は隣り合う歯室深さの最小平均深さ、 $l_{\text{ave}}$  は全ての歯室深さの平均深さ (mm) である。

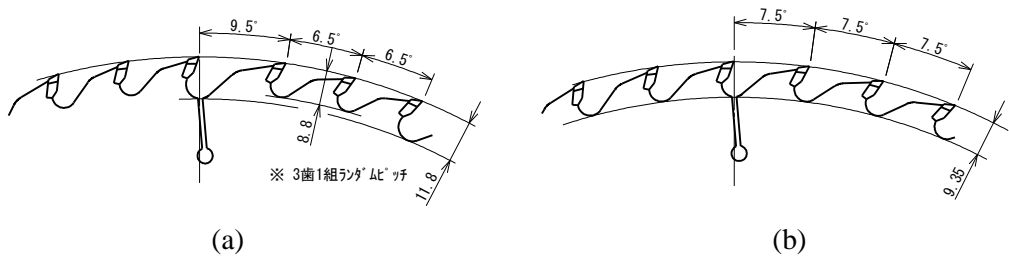
**Figure 4-6** より、以下の3つの不規則性によって歯部振動は制限され、回避することができる。

1.  $R_p \geq 40\%$
2.  $R_l \geq 20\%$
3.  $R_p \geq 20\%$  かつ  $R_l \geq 10\%$

本設計方法によって創成された丸のこと従来丸のこの比較試験を行った。**Fig. 4-7** に丸のこの模式図を示す。丸のこのサイズは、外径 305 mm、歯厚 2 mm、台厚 1.5 mm、歯数 48。

$$R_p = \frac{9.5 - 6.5}{(9.5 + 6.5 + 6.5)/3} \times 100 = 40 \quad (\%)$$

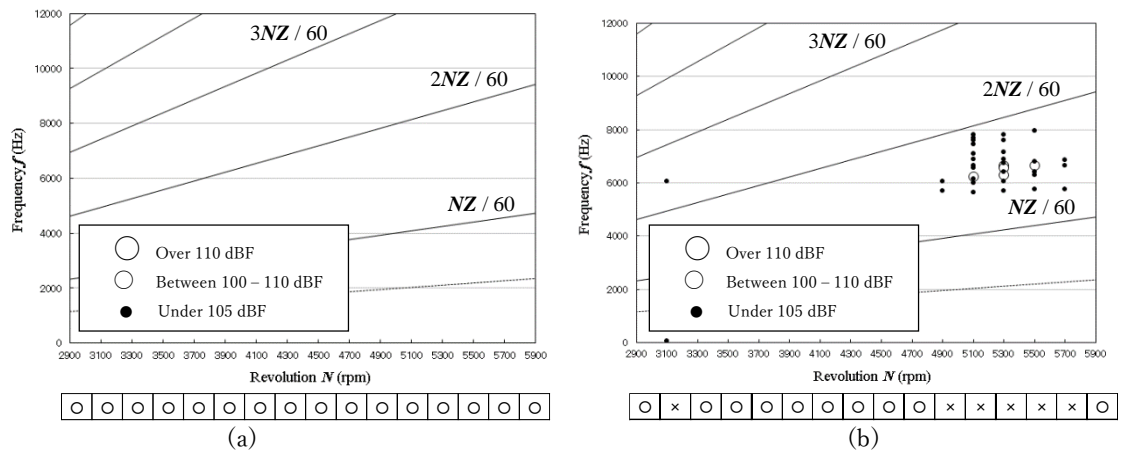
$$R_l = \frac{(11.8 + 8.8)/2 - 8.8}{(11.8 + 8.8 + 8.8)/3} \times 100 = 15 \quad (\%)$$



**Figure 4-7** Schematic drawings of  
 (a) New circular saw (Irregular pitch and irregular gullet depth) and  
 (b) Normal circular saw (Regular pitch and regular gullet depth)

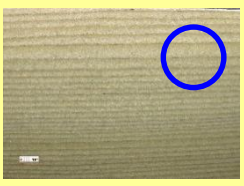
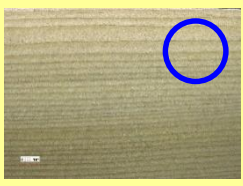
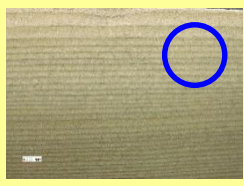

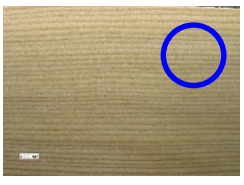

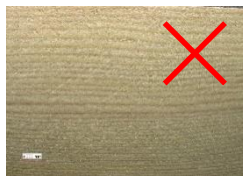
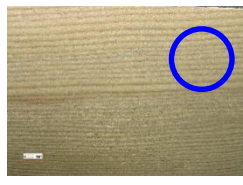
**Figure 4-8** に創成丸のここと従来丸のこの比較試験の結果えられた、回転数と切削音周波数の関係を示す。グラフ下方に切断面品質を示す (○：良好、×：不良)。グラフ中の円の大きさは音圧レベルに対応している。また、グラフ中の黒い直線は、 $N$  を回転数(rpm)、 $Z$  を歯数(48)としたときの加振周波数である歯の通過周波数  $NZ / 60$  とその整数倍を示す。

従来丸のこは回転数 4900 rpm～5700 rpm で歯部振動が発生し、**Fig. 4-9** に示すように加工面が悪くなった。一方、創成した丸のこでは、すべての回転数で自励振動が抑制され、良好な切断面が得られた。以上のことから、不規則なピッチと不規則な歯室深さは、歯の固有振動数と歯の通過振動数に十分な不規則性を与えることができ、その結果、自励振動を防止することができた。



**Figure 4-8** Frequency analysis on sawing noise and sawn surface evaluation of  
 (a) New circular saw (Irregular pitch and irregular gullet depth) and  
 (b) Normal circular saw (Regular pitch and regular gullet depth).



$N$ (rpm)	4700	5100	5500	5900
創成丸のこ				
従来丸のこ				

○ : Good, × : Bad

Fig. 4-9 Photographs of sawn surface

#### 4. 4 まとめ

縦挽き仕上げ用丸のこを用いて、歯部振動の現象を実験的・理論的に考察し、新たな薄丸のこを創成した。

- (1) 節直径数がのこ歯数の半分である歯部振動モード前進波振動が励起され、このモード周波数は、常に丸のこの歯の通過周波数よりも小さい。
- (2) 進行波周波数を歯の通過周波数で割った端数値が 0.5~1.0 以内であれば、歯の側縁からの力によって再生びり型の自励振動である歯部振動が発生する。
- (3) この歯部振動をすべての回転数で抑制するためには、端数値として選択される歯室深さおよび歯のピッチがすべて 0.5~1.0 の範囲に入ることを避け、0~0.5 の範囲のものを含むことが望ましい。そこで、歯のピッチの不規則性  $R_p$  が 40%以上、歯室深さの不規則性  $R_l$  が 20%以上、あるいは  $R_p$  が 20%以上かつ  $R_l$  が 10%以上となるように設計されることで歯部振動の抑制が可能となる。。

## 第5章 丸のこのカバー内共鳴に関する研究

### 5. 1 緒言

木作業現場における丸のこの空転による騒音は、場合によっては 100 dB(A)を超えることがある。これは騒音源の近くで長時間過ごす作業者にとって深刻な問題であり、その結果、肉体的・精神的な健康に悪影響を及ぼすことになる。騒音問題の深刻さから、長年にわたってさまざまな研究が行われ、丸のこの騒音レベルは低下してきている。最も広く採用されている解決策の1つとして、振動を低減するために弾性樹脂などの制振材を充填したスロットが実用化されており (Fig. 5-1)、最大で 10dB(A)の騒音低減が達成されている。

しかし、丸のこに十分な内部減衰があったとしても、丸のこカバーの中の空気の共鳴によって大騒音を発生させる可能性がある。本研究では丸のこカバーによる共鳴音発生メカニズムを解明することを目的とした。そこで、有限要素法を用いてカバー内部の空気の定常波形と固有振動数を解析し共鳴音を予測した。そして、空転実験により丸のこの回転速度と共鳴音周波数との関係を調べた。

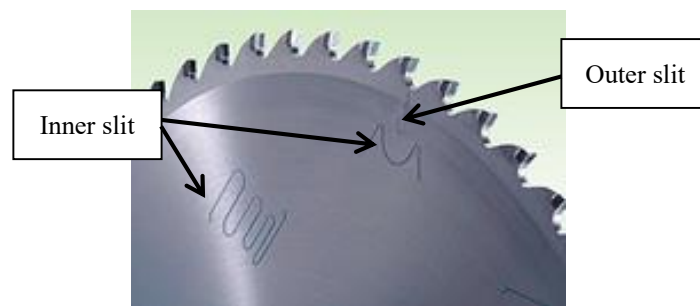


Figure 5-1 Example: Circular saw blade with outer and inner slits filled with damping material

### 5. 2 実験

#### 5. 2. 1 有限要素法解析

Figure 5-2に、有限要素法による解析に用いたモデル形状を示す。定在波の形状と周波数は、音響解析 (ソフトウェア: ANSYS) を用いて解析した。解析に使用した物性値には、音速344 m/s、空気密度1.204 kg/m<sup>3</sup>を用いた。なお、底面の音圧 (Fig. 5-2 A) はゼロとした。

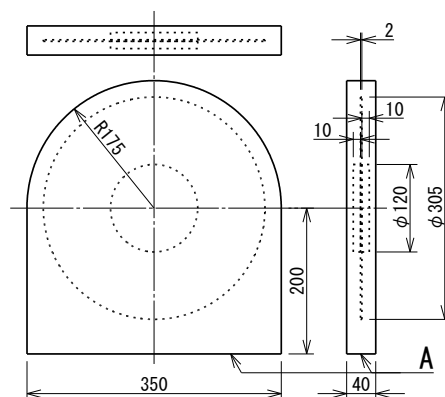



Figure 5-2 Analysis model for the finite element method

### 5. 2. 2 空転実験の供試丸のこ

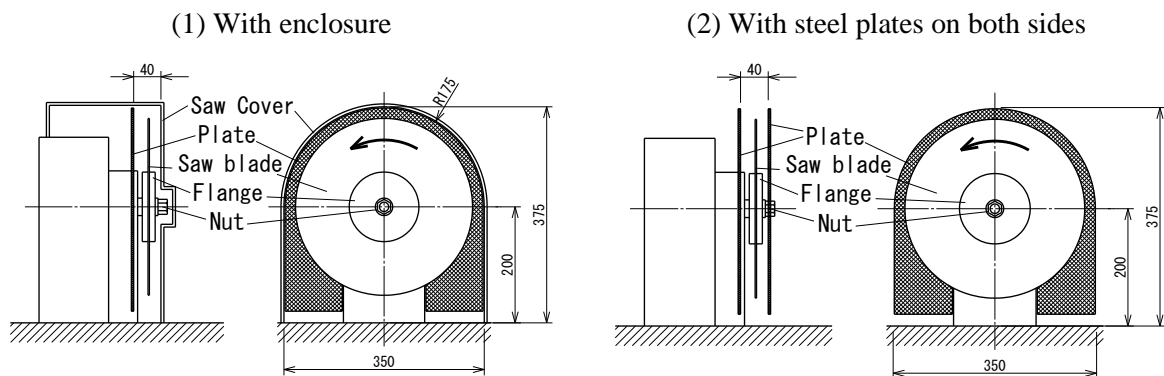
空転実験では、歯の付いていない丸のこ（台金）を用いた。それぞれの丸のこ台金には6つの外周スリットと6つの内周スリットを設け、すべてに弾性樹脂を充填した。**Fig. 5-3**に、これらの丸のこのデータを示す。アクリルのこ(b)は、丸のこ台金(a)と同じサイズと形状であるが、外側と内側のスリットは設けていない。

No.	(a)	(b)
Diameter (mm)	305	305
Thickness (mm)	2	2
Number of teeth	72	72
Material	Steel	Acrylic
Gullet shape		

**Figure 5-3** Dimensions of the Circular Saw blades and the geometry of the gullet shape

### 5. 2. 3 空転実験

**Figure 5-4 (1)**に丸のこカバーの実験装置を示す。スピンドル回転速度を10 Hzから100 Hzまで1 Hzステップで変化させた。精密騒音計(RION, NL-16)を丸のこの刃の中心から同じ高さ、1 mの距離に設置した。FFTアナライザ (ONOSSOKKI, DS-2000) を用いて周波数スペクトルを求めた。鋼板を用いた試験では、丸のこ台金(a)のみを用いて、丸のこカバーなしで試験を実施した (**Fig. 5-4 (2)**)

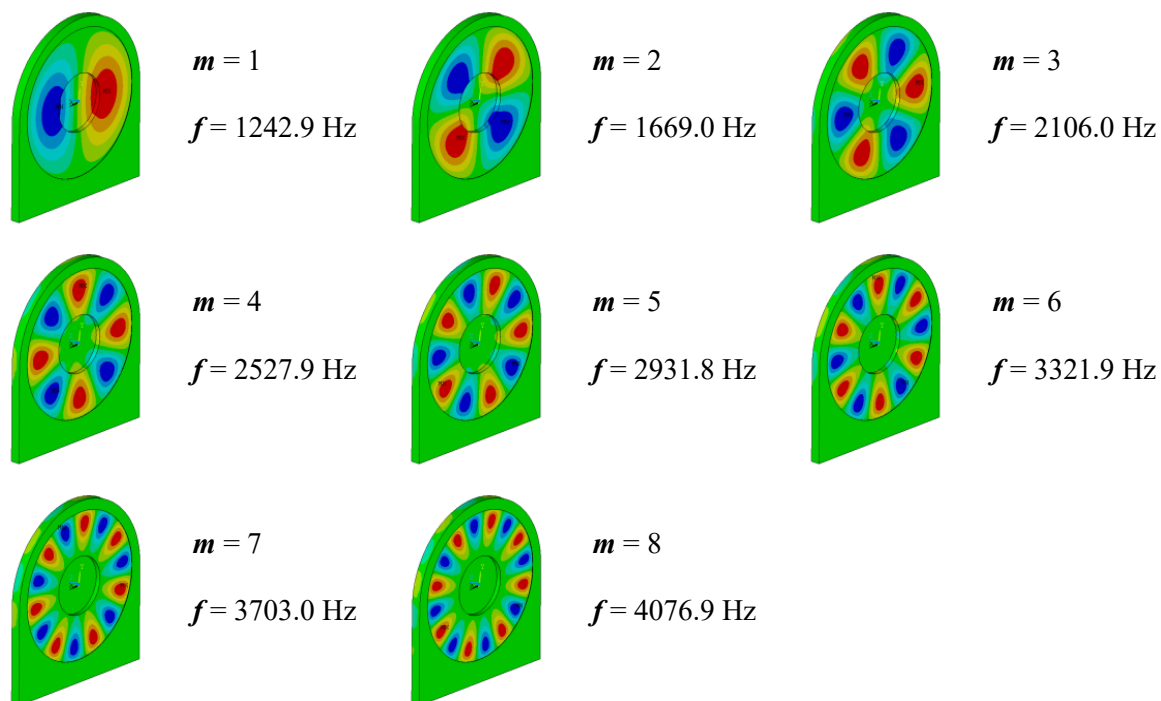


**Figure 5-4** Experimental apparatus

## 5. 3 結果と考察

### 5. 3. 1 有限要素法によるモード解析結果

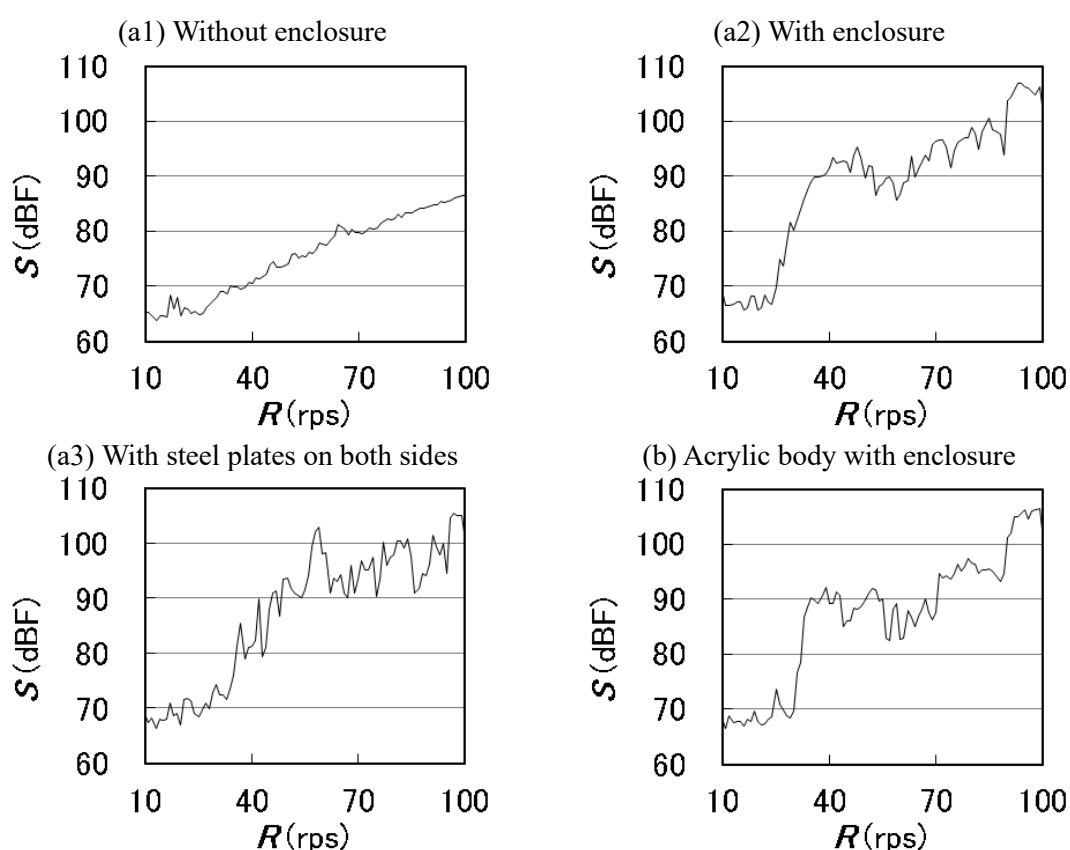
モード解析によって、いくつかのカバーの固有振動モードが算出された。**Fig. 5-5**は、これらのモードと、円周方向に移動する音圧モード ( $m=1\sim 8$ ) のモード形状、モード番号、周波数を示したものである。



**Figure 5-5** Mode Shapes of FEM analysis ( $m = 1$  to 8)  
 $m$ : Mode number.  $f$ : Mode frequency.

### 5. 3. 2 異なる条件下における空転実験結果

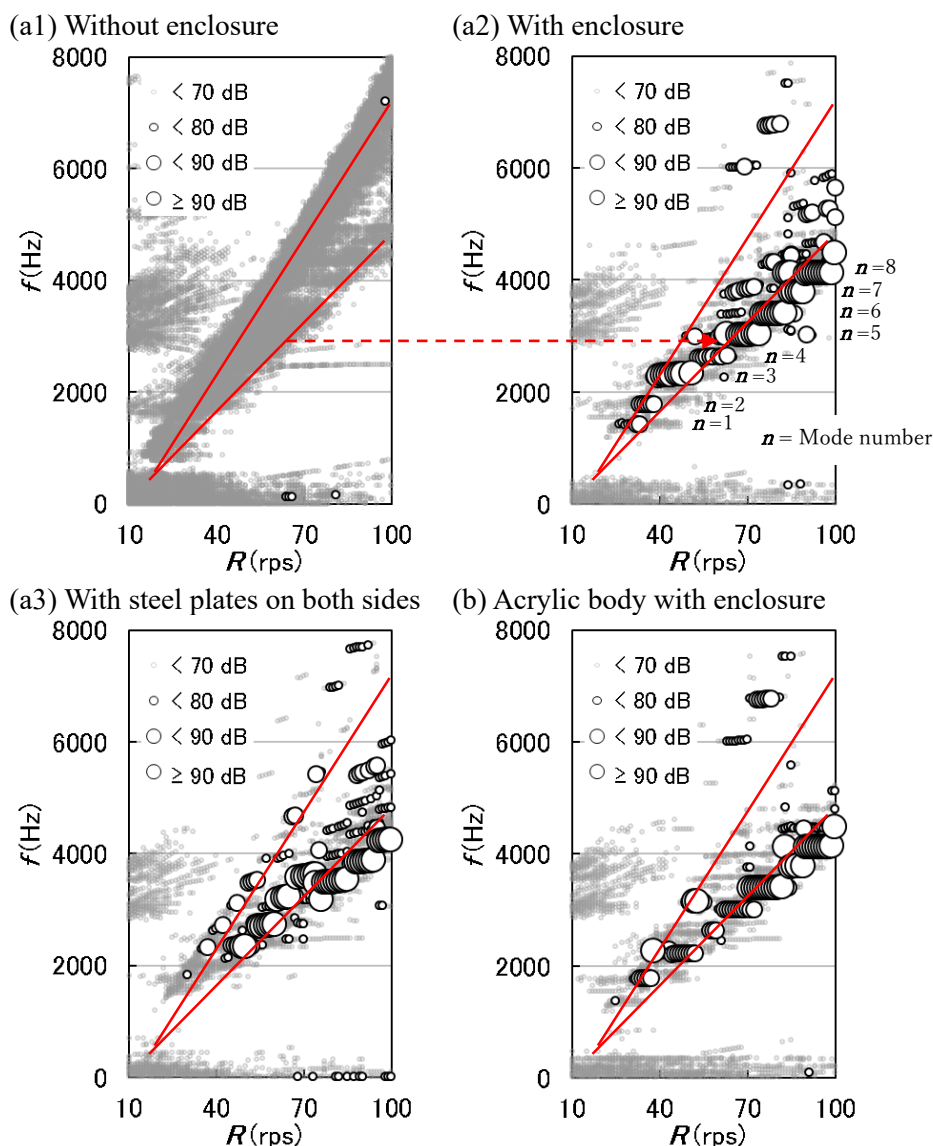
**Figure 5-6**に回転速度と音圧レベルの関係を示す。カバーのない丸のこ台金(a)の場合 (**Fig. 5-6 a1**)、音圧レベルは回転速度に対してほぼ直線的に増加している。丸のこ台金(a)でカバーあり (**Fig. 5-6 a2**)、丸のこ台金(a)で両側に鉄板を追加したもの (**Fig. 5-6 a3**) および、アクリルのこ(b)でカバーあり (**Fig. 5-6 b**) では、回転速度35~40 Hzの範囲で音圧レベルが急激に上昇し、その後、大きな音圧レベルが数回発生した。このことから、丸のこ形状の円板では、カバーを使用した場合に特定の共鳴音が発生することが示された。



**Figure 5-6** Relationship between sound pressure level  $S$  and rotational speed  $R$   
 (a1): Steel body circular saw blade without enclosure.  
 (a2): Steel body circular saw blade with enclosure.  
 (a2): Steel body circular saw blade with steel plates on both sides.  
 (b): Acrylic body circular saw blade with enclosure.

**Figure 5.7**に回転数と共鳴音周波数の関係を示す。描いた円の大きさは、音圧レベルの大きさを示す。カバーのない場合 (**Fig. 5-7 a1**) では、共鳴音は発生していないが、「風切り音」と呼ばれる空力音が発生している。カバーがある場合 (**Fig. 5-7 a2**)、両側に鉄板がある場合 (**Fig. 5-7 a3**) および、アクリルのこ (b) にカバーがある場合 (**Fig. 5-7 b**) では、共鳴音が発生し、そのピーク周波数は階段状になった。これらのピーク周波数の開始点が赤線とほぼ一致していることから、空気の渦の周波数が共鳴音の加振周波数であると推定された。

カバー付きアクリル製丸のこで発生した共鳴音の周波数 (**Fig. 5-7 b**) は、カバー付き鋼製丸のこで発生した共鳴音の周波数 (**Fig. 5-7 a2**) と一致し、共鳴音は材質の影響を受けなかった。加えて共鳴音の周波数は、**Fig. 5-5**に示した丸のこカバーの間隙間で周方向に分布する音圧モード周波数とほぼ一致した。また、**Fig. 7 a2**に示すように、有限要素法によって計算された定常波モードは、実験で測定されたピーク共鳴周波数に対応している。カバーの中の丸のこの歯で発生した空気力学的な音は、カバーと丸のこの間の発生した定在波モードと共鳴し、大騒音が発生した。



**Figure 5-7** Relationship between rotational speed  $R$  and resonant frequency  $f$   
 (a1): Steel body circular saw blade without enclosure.  
 (a2): Steel body circular saw blade with enclosure.  
 (a2): Steel body circular saw blade with steel plates on both sides.  
 (b): Acrylic body circular saw blade with enclosure.

#### 5. 4 まとめ

本研究では、丸のこの合金に十分な内部減衰があっても、丸のこ空転時にカバー内の空気の固有振動数の共鳴音が発生することを明らかにした。

- (1) 丸のこのカバーによって空転時に共鳴音が発生する。丸のこを囲わずに鉄板の間を空転させても共鳴音は発生した。
- (2) アクリル製丸のこの共鳴音周波数は、鉄製丸のこと同じであった。したがって、発生した共鳴音は丸のこの材質ではなく、丸のこ形状に起因するものである。
- (3) カバー内共鳴音の周波数は、カバーのない場合の風切り音のピーク周波数に一致した。空気の渦の周波数がカバー内共鳴音の加振周波数であることがわかった。

## 第6章 実績

### 6. 1 投稿論文

1. Takeyama, K., Yokochi, H., Nishio, S., and Tsuchikawa, S. (2021). "**Characteristics of self-excited alternate-tooth vibration of circular saw blade,**" *BioResources* 16(2), 3840-3850.
2. Takeyama, K., Yokochi, H., Nishio, S., and Tsuchikawa, S. "**Resonance sound in a saw blade enclosure,**" *BioResources* (投稿中)

### 6. 2 学会発表

1. 竹山 顕、横地秀行、土川 覚、西尾 悟 (2016).“丸のこの精密切削に関する研究 – 歯部振動の発生メカニズム–” 第 66 回 日本木材学会
2. Takeyama, K., Nishio, S. (2017). “**SF-sawblade HV-Type for Super Finish Cutting,**” *23th International Wood Machining Seminar*
3. Takeyama, K., Nishio, S. (2017). “**Resonance sound in a saw blade enclosure,**” *23th International Wood Machining Seminar*
4. 竹山 顕、南 徹 (2020). “アルミニウム切削時の丸のこの振動に関する研究,” 2020 年度精密工学会春季大会

### 6. 3 特許

特許第 6472875. (2019) “**丸鋸**”, 発明者 西尾 悟、竹山 顕

### 6. 4 受賞

“**SF Saw HV タイプ**” 日本木工機械展/ウッドエコテック 2015