

中小径材用のご歯形に関する研究 (第1報)

窪田 純一 金内 忠彦*

The Bandsaw Tooth Suitable for
Sawing Small Logs ()

Junichi KUBOTA

Tadahiko KANAUCHI

Studies were made to clarify the relationship between lateral deviation in sawing with a bandsaw and the buckling strength of a bandsaw blade. Studies were also made on improving a tooth style so that small logs could be sawed efficiently and accurately. The results are summarized as follows:

- (1) When lateral deviation occurred in sawing, the force of the feed direction acting on the bandsaw was approximately equal to the theoretical buckling strength of the bandsaw blade.
- (2) The buckling strength of a bandsaw tooth was 10 to 20 times as strong as that of a bandsaw blade.
- (3) It is assumed that a small tooth pitch and a small ratio of tooth height to the pitch are recommendable as a bandsaw tooth style for sawing small logs.

帯のご切削におけるひき曲がりと帯のこの座屈強度の関係を明らかにし、中小径材を能率良く、しかも精度良く製材するためのこの歯形の改良について検討を行った。

- (1) ひき曲がりを起こしたときのこの歯に働く送材方向の力とこの身のねじれによる座屈強度の計算値はほぼ一致し、ひき曲がりの多くがこの身のねじれ座屈に起因することが確かめられた。
- (2) この歯単体の座屈強度は、この身のねじれ座屈強度と比較して10~20倍の余裕がある。
- (3) 中小径材のこの歯形として、従来歯形よりも小ピッチでピッチ/歯高比の小さい歯形が有効と思われる。

1. はじめに

帯のごによる製材は、作業者が材料(原木)の状態を的確に把握し、送材速度を調整しながらひき材を行う。この操作が適切でない場合や作業者の技術が未熟な場合には、ひき材中に帯のごが送材方向と直角の方向に移動する現象、すなわち、ひき曲がりの状態を起

こす。この原因としては、あてや節などの材質的なものもあるが、この歯の歯室の大きさによってのごくず収容能力に限界があり、これを超えると切削抵抗が急増することが主な原因であるとされている。

そこで、本報告では、帯のこの座屈強度とひき曲がりとの関係を明らかにし、現在、増加しつつある中小

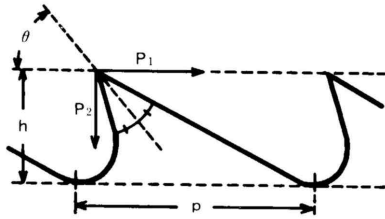
径材をより能率的に製材するためのこの歯形の改良について考察を行った。

なお、本研究の概要は第20回日本木材学会北海道支部研究発表会(昭和62年10月、帯広市)で報告した。

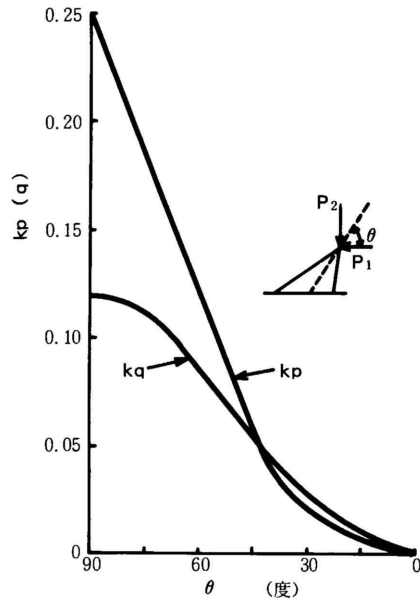
2. 帯のこの座屈強度の計算値

2.1 この歯単体の座屈強度

第1図のようにこの歯が歯底線以下のこの身で固定



第1図 この歯に働く力



第2図 とkp・kqの関係

されていると考えると、切削によってこの歯が受ける切削力 P_1 および送り力 P_2 に対するこの歯の座屈強度は、次式で表される¹⁾。

$$P_1 c r i = k_p E p b^3 / h^2 \quad (1)$$

$$P_2 c r i = k_q E p b^3 / h^2 \quad (2)$$

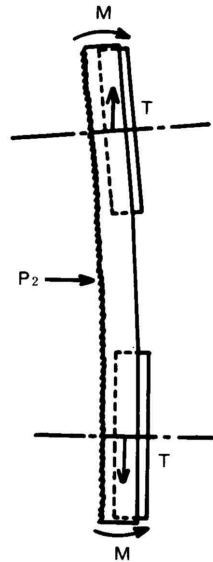
$P_1 c r i$, $P_2 c r i$ は、 P_1 , P_2 に対する座屈強度、 k_p , k_q は、歯端角の二等分線と歯端線のなす角によって決定される係数(第2図)、 E はヤング率(kgf/mm^2)、 p はピッチ(mm)、 b はこの厚(mm)、 h は歯高(mm)を表し、この式からのこの歯の座屈強度は、歯高の2乗に反比例し、ピッチおよびこの厚の3乗に比例することがわかる。

2.2 この身のねじれ座屈強度

帯のこの自由部分では、両端に緊張力 T と背盛によって面に曲げモーメント M が作用し、切削時には横方向に送り力 P_2 が働く(第3図)。

一般に帯のこの緊張力による平均引張応力は $10\text{kgf}/\text{mm}^2$ 以上に達するので、実用的には曲げ強さを無視し、ねじり強さのみを考慮するのが、緊張および腰入のため、ねじり強さ C' は次式で表される²⁾。

$$C' = b^3 h G / 3 + T h^2 / 12 + E b h^3 / 45 \quad (3)$$



第3図 帯のこの働く力

b : 帯のこの厚さ(mm)、 h : この歯の部分を除いた帯のこの幅(mm)、 E : ヤング率(kgf/mm^2)、 G : 横弾性係数(kgf/mm^2)、 T : 帯のこの幅中央の腰入による長さ方向のひずみ

曲げモーメント M は、半径 R (m)の背盛量の帯

のこを真っすぐにするだけの曲げモーメントと考えると(4)式で表される。

$$M = Ebh^3/12R \quad (4)$$

両端支持の場合、座屈の条件として(5)式³⁾が求められており、座屈荷重Pを計算することができる。ただし、Pは帯のこ自由部分の長さlの中央に働くものとする。

$$\frac{\sqrt{G'T}}{hT/2 = M + Pl/4} \equiv \tanh^{-1} \frac{M}{\sqrt{G'T}} = \tanh^{-1} \frac{M - Pl/4}{\sqrt{G'T}} \quad (5)$$

計算例として、 $M=0$, $\varepsilon=0$, $R=\infty$, $h=127\text{mm}$, $E=2.05 \times 10^4 \text{kgf/mm}^2$, $G=8.0 \times 10^3 \text{kgf/mm}^2$, $l=1880\text{mm}$ とし、のこ厚 $b=0.7, 0.9, 1.2\text{mm}$ 、緊張力 $T=400, 600, 800, 1000, 1200, 1400\text{kgf}$ における座屈荷重を計算し、縦軸に座屈荷重P、横軸に帯のこの厚さ b をとり、各緊張力ごとの座屈荷重を示した(第4図)。

3. 試験方法

3.1 静的座屈試験 (実験1)

1050mmテーブル帯のこ盤を使用し、第5図に示した実験装置により、帯のこ幅方向への荷重を加えたときの座屈荷重を求めた。

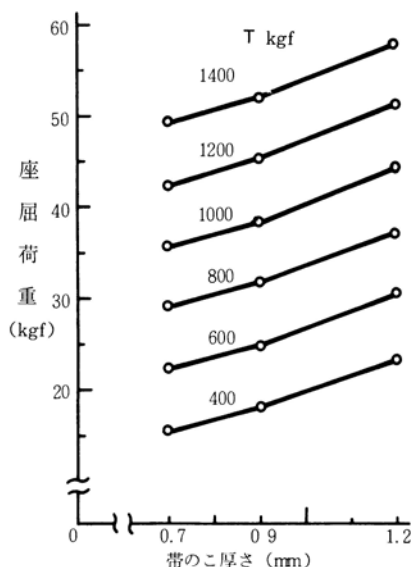
加圧装置(a)は、帯のこ盤のテーブルに固定されたスライドベース(b)上を移動できるようになっており、荷重は滑車を介して錘によって与えた。また、加圧装置の先端部の寸法は、縦10mm×横5mmであり、のこ歯を有する場合はのこ歯1枚の先端で荷重をかけるようにした。

3.2 ひき材試験 (実験2)

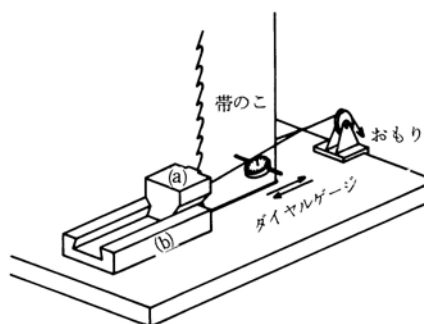
実験1と同じ帯のこ盤でエゾマツ材を切削し、第6図に示した実験装置で切削力および送り力を測定した。

測定方法は、被削材の下に、ひずみゲージを接着した荷重測定片を置き、これによって切削方向の力を測定した。また、送り方向の力は、ひずみゲージを貼った測定リングを介して同様に測定した。

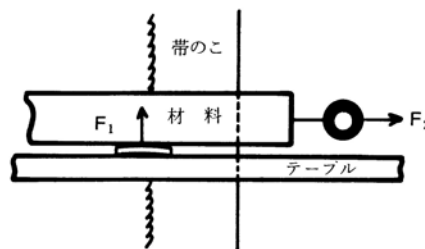
これらの装置で切削方向および送り方向に測定される力を F_1, F_2 、実際の切削抵抗の切削方向及び送り



第4図 帯のこ厚さと座屈荷重の関係



第5図 静的座屈試験装置



第6図 切削力の測定

方向の分力を P_1, P_2 、のこの厚さ方向の力を P_3 、のこ身と木材の摩擦係数を切削方向と送り方向各々 μ_1, μ_2 、荷重測定片と木材との摩擦係数を μ_3 、木材の自重を W とすると、(6)、(7)式の関係が得られる。

$$F_1 = P_1 + \mu_1 P_3 + W \quad (6)$$

$$F_2 = P_2 + \mu_2 P_3 + \mu_3 F_1 \quad (7)$$

ここで、切削時と同じ速度で、一度切削したひき溝にのこを通した場合の切削方向および送り方向に測定される力を F_1' 、 F_2' とすると、(8)、(9)式の関係が得られる。

$$F_1' = \mu_1 P_3 + W \quad (8)$$

$$F_2' = \mu_2 P_3 + \mu_3 F_1' \quad (9)$$

(6)、(7)式より、切削力 P_1 及び送り力 P_2 は、次式から求められる。

$$P_1 = F_1 - F_1' \quad (10)$$

$$P_2 = F_2 - F_2' - \mu_3 (F_1 - F_1') \quad (11)$$

3.3 供試帯のこ

本実験で使用した帯のこの諸元は第1表のとおりである。

4. 試験結果

静的座屈試験およびひき材試験の結果を第7図に示した。なお、図中の計算値は、(3)式より求めたものである。

静的座屈試験は、無歯の帯のこ S_1 と有歯の帯のこ S_2 を使用した。なお、帯のこ S_2 については、のこ身の座屈を△印、のこ歯の座屈を▲印で示したが、緊張力の低い範囲ではのこ身のねじれ座屈が明らかである。緊張力の高い範囲ではのこ歯の座屈も生じるが、のこ身のねじれが主である。

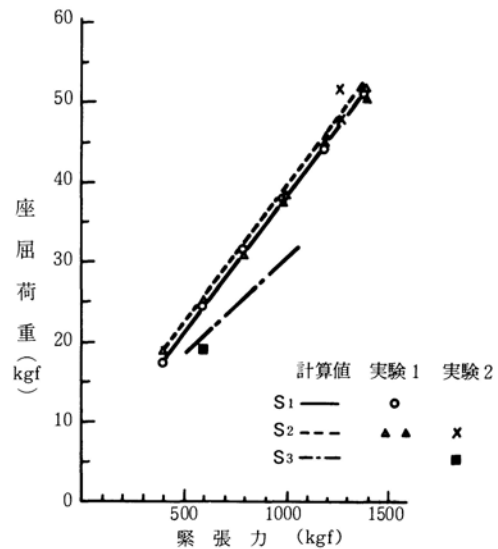
ひき材試験については、ひき高さ150mmの場合のひき曲がりが生じた送り力を帯のこ S_2 では×印、帯のこ S_3 では■印で示したが、この値を厳密に求めることは難しく、ひき曲がりの生じない送り力と生じる送り力の中間の値をとった。 S_2 では45kgfと50kgfの場合と50kgfと54kgfの場合、 S_3 では18kgfと20kgfの場合である。

なお、帯のこ S_2 では、ひき高さ300mmの場合についても実験を行ったが、この時の座屈荷重は約54kgfであった。

以上の結果を第2表にまとめた。 P_{icri} は(1)、(2)式から求めたのこ歯単体の座屈強度であり、のこ身のねじれ座屈強度は、(3)式より求めたものである。また、

第1表 供試帯のこの主要諸元

諸元	記号	S_1	S_2	S_3
b (mm)		0.90	0.92	0.85
h (mm)		127	116	78
l (mm)		1880	1700	1700
R (m)			140	600
$\epsilon_{\infty}^{\circ}$ ($\times 10^{-3}$)			0.49	0.56
歯高 (mm)			11	11
ピッチ (mm)			37	35
アサリ幅 (mm)			1.90 2.27	1.80
歯喉角 (度)			33	35
歯端角 (度)			41	35
歯背角 (度)			16	20
緊張力 (kgf)		400,600 800,1000 1200,1400	同左 (切削時 1280)	600
E, G (kgf/mm ²)		2.05 $\times 10^4$, 8.0 $\times 10^3$		
γ (kgf/cm ³)		7.85 $\times 10^{-3}$		
ν , 材質		0.28, SKS5		



第7図 座屈荷重の計算値と実測値

実測値の送り力/歯に範囲があるのは、切削にかかわる歯数が、ピッチとひき高さの関係で4枚ないし5枚の場合と8枚ないし9枚の場合があり、特定できないためである。

一歯当たりの送り力は、 S_2 では6~13kgf、 S_3 ではその半分程度であり、これらのをこの歯の座屈強度と

第2表 試験結果の要約

使用のこ	のこ歯の座屈強度の計算値 P _{12cr1} (kgf)	ひき高さ (mm)	実測値 (kgf)		のこ身のねじれ座屈強度の計算値 (kgf)
			送り力	送り力/歯	
S ₂	143	150	47.5	9.5~11.9	47.5
"	"	"	52.0	10.4~13.0	"
"	"	300	54.0	6.0~6.8	"
S ₃	107	150	19.0	3.8~4.8	20.0

比べると10~20倍以上のこ歯の座屈強度が高いことがわかる。

一方、のこ身のねじれによる座屈強度の計算値と実際にひき曲がりを起こしたときの送り力は、S₂、S₃共に近い値を示している。

したがって、帯のこのひき曲がり、のこ身のねじれ座屈に起因して生じる場合の多いことが推測される。

5. 中小径材用のこ歯形の改良について

帯のこのひき材限界がのこ身のねじれ座屈によるものであることは、今回の試験でほぼ明らかになった。

したがって、ひき材限界を高めるためには、のこ身のねじれ座屈強度を高めることが必要となる。その方法としては、厚のこを使用するか緊張力を高くすることが考えられるが、歩留まりの低下と接合強度の面で危険性が增大することが予想される。

そこで、現時点ではねじれ座屈強度は、現状のまま一定であると考え、中小径材用のこ歯形の改良について考えてみた。

従来のこのこ歯形で、仮に従来以上の送材速度が上げられるとしたならば、一歯当たりの切込み量が増加するため、当然ひき肌は悪化する。

したがって、このこ歯形の改良の方向として、従来よりもピッチを小さくすることが考えられる。

これによって、一歯当たりの切削力は軽減されるため、従来以上に送材速度を向上させることも可能と思われる。また、ひき肌についても、ピッチの減少によって一歯当たりの切り込み量が減少するため、従来以上

に劣化することはないと考えられる。

歯室形状については、今回の試験結果からもわかるように、このこ歯の強度にはかなりの余裕があることから、このこずの切削量にあわせて、ある程度自由に選択が可能と思われる。

極端な例ではあるが、仮にひき高さが従来の1/2になった場合、ピッチを1/2にしてもねじれによる座屈強度はあまり変わらない。また、このこ歯の座屈強度はほぼ1/2になるが、前述のように十分余裕があると考えられる。この場合、送材速度の向上が2割程度と考えると、一歯当たりの切削量は従来の3割となり、歯高についても従来の6割程度に小さくすることが可能であり、このこ歯の強度低下もわずかである。

したがって、歯先の強度に関しては、ひき曲がりに対する影響はあまりないものと推測される。

ただし、送材速度を増加していった場合、切削力がどの程度上昇するかについては、今後のひき材試験の結果を待たなければならない。

文 献

- 1) 斉藤美鶯, 森 稔: 木材工業, 8, 309-319 (1953)
- 2) 金内忠彦: 北大工学部研究報告, 40, 35-65 (1966)
- 3) 久野陸夫: 日本機械学会誌, 62, No.488, 1264-1271 (1959)

- 技術部 製材科 -

- * 北海道大学工学部教授 -

(原稿受理 昭63.6.15)