

複走帯ノコの剛性および走行 安定性について

青 山 経 雄⁽¹⁾

山 口 喜 弥 太⁽²⁾

1. ま え が き

近年製材工場において作業の合理化、生産の能率化が問題となっており、製材機械についても機械化の傾向は著しいものがある。しかしながら、その多くは作業の機械化を中心としたもので、ノコ機械そのものの構造や機構は本質的に永い間変化していないといえる。

最近わが国の帯ノコメーカー（舟久保製鋸株式会社）が“Twin saw”の名称のもとに新しい機構の帯ノコを考案した。これは、2体の帯ノコ盤が並びノコ車の外周面が向かい合っている従来の Twin band saw とは構造、使用法等が全く異なる。

したがって1967年春、日本木材加工技術協会製材木工部会の主催でこれに関する研究会がもたれたときから、従来の Twin band saw との混同をさける意味で複走帯ノコの名称が使用されている。

このノコは、ノコ身が前後の2部に分かれ、前側の歯がある狭いノコ身は切削を担当し、後方の歯のない広いノコ身はそれを支持する役目を担当している。

したがって、帯ノコ盤も下部ノコ車は単体であるが、上部ノコ車は2つに分かれ、前後のノコ身を別個に緊張させるようになっている。特徴としては、前側の切削を担当するノコ身が幅狭のため、歯先の硬化処理がしやすいこと、腰入れなどノコ身仕上げの不要なこと、硬化歯先の消耗時点で使い捨てにすることなどがあげられ、その斬新さは諸外国でも注目されている。

この複走帯ノコの性能について北海道立林産試験場と共同研究することになり、当场においては主として基礎的な項目を中心として試験を分担することになった。試験内容は複走帯ノコのねじれ剛性、走行安定性、ノコ身の温度分布、および総合的な実用性能を判断する意味でのひき材能率試験で、ノコ歯の耐久性については北海道立林産試験場が主として分担した。なお、この試験は中間的なもので複走帯ノコ自体も改良の段階にあるから、この報告は試験に提供された複走帯ノコについての資料として見るべきものである。

本試験の実施にあたっては、上村 武木材部長、鈴木 寧加工科長に種々のご援助を仰ぎ、また、舟久保製鋸株式会社社長舟久保敏栄氏、同社白石昌夫氏に関係者の方々のご協力をいただいた。これらの方々に対して厚く謝意を表したい。

1969年3月12日受理

(1) 元木材部加工科製材研究室・現東京教育大学農学部

(2) 木材部加工科製材研究室・主任研究官

2. 複走帯ノコ

2.1 複走帯ノコの形態と特徴

複走帯ノコは Photo. 1 に示すように歯のついているノコ身とその後方にあつて、歯のないノコ身とから成る。以下の説明では前者を Tooth blade, 後者を Back blade と仮称することにする。Tooth blade は木材を切削し, Back blade は Tooth blade が切削のさいの送り力によって後退するのを軽減する働きをもっている。この機構のねらいは次のような点にある。

(1) Tooth blade は幅が狭いので、これに焼入れやクロムメッキなどの歯先硬化処理を施しやすく、耐久性が大となり、またかたい材をひくのに適当している。

(2) Tooth blade, Back blade とともに腰入れを省略することができる。

(3) 数回の再研削で硬化処理の歯先が消耗した時点で、Tooth blade のみを交換してひき材できる。

以上は長所というべき点であるが、Tooth blade が小幅であるため剛性、走行安定性が低下することが予想され、これを補

なうために緊張力を増したり、ローラーセリを用いるなどの方法がとられている。

この試験に使用した複走帯ノコは Tooth blade で幅 25 mm, Back blade で幅 50 mm, 厚さは共に 0.90 mm であった。材料は炭素鋼で、接合部の引張強さは 85 kg/mm^2 程度、普通の帯ノコに使用される鋼より引張強さ、カタサは低い。Tooth blade の歯先には焼入れ処理を行なっている。

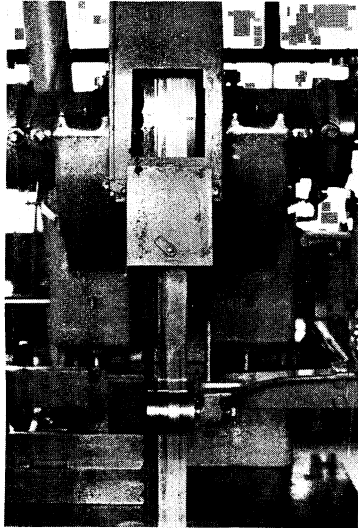


Photo. 1 複走帯ノコ
Double blade band saw.

2.2 複走帯ノコ盤

複走帯ノコは前述のように、従来の帯ノコとは異なった形態を持っているので、複走帯ノコ盤もそれに応じて上部ノコ車を前後の 2 体に分割し、それぞれ別個に緊張、前傾させるようになっている。

Photo. 2 に今回の実験のために試作されたテーブル式の複走帯ノコ盤を示す。本機のノコ車径は 800 mm, 上下ノコ車の最大軸間距離は 1,200 mm, 最大ひき幅は 420 mm, 緊張装置はスプリング式である。上部前方ノコ車の外周面は円筒面であるが、上部後方ノコ車の外周面には走行安定を増すための盛りがつけてある。

下部ノコ車は 1 体で外周面は円筒面である。また上部の前後ノコ車は上方から見てわずかに角度を持たせ、非切削側でその間隔を 1mm 程度大にした。これは両ノコ身を切削側だけで接触させ非切削側では離して摩擦させないように考慮したためであ

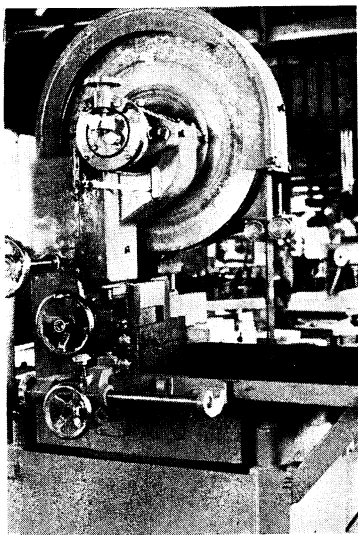


Photo. 2 複走帯ノコ盤
Double blade band saw machine.

る。この機械はコンクリート床面上にボルトによって固定するだけで、特別の基礎工事は行なわなかった。本機回転用の電動機は15HPで、回転数はプーリーを取り変えることにより、850, 1,050, 1,160, 1,250 r.p.m. の4段階とした。これらはノコ車の周速度にして、それぞれ 35.6, 43.9, 48.5, 52.3 m/sec にあたる。

3. 試験方法

3.1 試験項目

複走帯ノコによるひき材能率に関して、最も問題になると予想されるノコ身の強さを主として検討することとし、座屈に対する強さを示すものとしてねじれ剛性、ノコ身の送り力に対する安定度を示す走行安定性、また切削中にこれらの性質に影響する温度分布を、歯底部の加熱による方法で測定することにした。

また、これらの性質が総合的に影響するひき材能率についても試験を実施し、在来の帯ノコとの比較を行なった。

3.2 ねじれ剛性試験

複走帯ノコの1つの弱点はノコ幅の狭いことによる剛性の低下³⁾⁴⁾で、このためにノコ身が座屈してひき曲りしやすいことが想像される。このために簡単な方法でねじれ剛性を試験してみた。

Photo. 3 のようにノコ身の歯底部をスプリングバランスによってノコ身に直角に引張り、その変位量をダイヤルインジケーターにより測定した。引張りの荷重は 2, 4, 6, 8 kg の4種、Tooth blade は幅 25 mm, 歯高 7 mm, したがって歯底からノコの背までは 18 mm であった。Back blade は直接切削抵抗は受けないが、Tooth blade が後退によって接触すると送り方向の荷重を受け、剛性が弱いとねじれ座屈して両 blade の重なりなどの原因となる。Back blade はノコ幅 50 mm, ノコ厚は両 blade とも 0.90 mm であった。セリを付けた場合と付けない場合の両方を試験した。下方のセリは普通の木製でテーブル上面より約 50 mm 下、上方のセリは直径 70 mm のローラーセリで、テーブル上面との距離は 200 mm であった。

荷重点はセリの有無にかかわらずテーブル上 100 mm にした。ノコ掛けの位置は Tooth blade では前方ノコ車前縁から歯底線を 5 mm 出した場合と、切削時にノコが後退することを予想して歯底線と前縁が一致する場合の2種とした。また Back blade はその前縁が後方ノコ車前縁より 7 mm 出るようにした。緊張力（片側の意味、以下同じ）は 300, 400, 500, 600 kg とした。

これらの緊張応力は Tooth blade で 18.5, 24.7, 30.9, 37 kg/mm², Back blade では 6.7, 8.9, 11.1, 13.3 kg/mm² にあたる。計算にあたっては Tooth blade の歯高を除いている。

比較のため同様な測定をノコ車径 900 mm の普通帯ノコについても実施した。帯ノコは歯を抜いていないもので幅 25, 50, 75 mm, および歯のある常用の普通帯ノコ幅 100 mm のもので、緊張応力は 6~8 kg/mm²

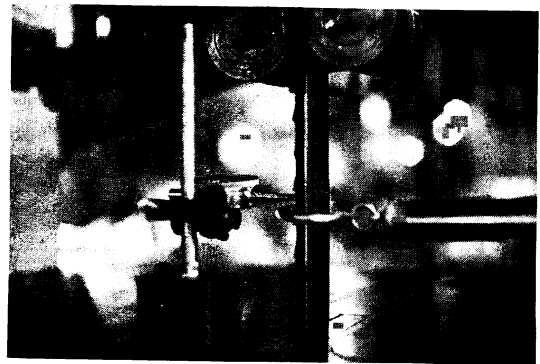


Photo. 3 ねじれ剛性試験方法
Testing method of blade stiffness.

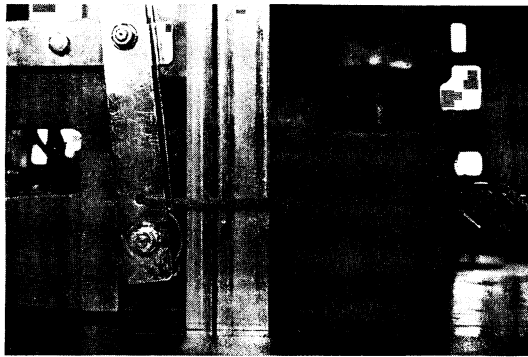


Photo. 4 走行安定性試験方法
Testing method of running stability of blade.

blade の後退を支持する走行安定作用をもつと考えられるので、この効果についても試験した。

試験方法は Photo. 4 に見られるとおりで、ノコ歯を抜いていないノコ身をノコ車にかけて、前方からローラーによって荷重し、ポケットコンパスによってノコ身の側面においたスケールから後退量を読み取った。ノコ身には剛性試験のときと同様の緊張力を加え、850 r. p. m. で回転させた。荷重位置はテーブル上 100 mm のところで、セリが有る場合と無い場合について実験を行なった。Tooth blade と Back blade を同時に試験するときには両方の緊張力 T を同じにした。

普通帯ノコについても同様の試験を行なったが、その条件は剛性試験の場合と同様である。回転数は 960 r. p. m. であった。

3. 4 ノコ身内の温度分布

Table 1. Tooth blade の形態
Characteristics of tooth blade

項 目 Item	数 値 Value
ノ コ 厚 Thickness of blade	0.90 mm
ノ コ 幅 Width of blade	25 mm
歯 喉 角 Hook angle	12°
歯 端 角 Tooth angle	48°
歯 背 角 Clearance angle	30°
歯 高 Depth of gullet	7 mm
ピ ッ チ Pitch	25 mm
アサリの種類 Type of set	振分けアサリ Spring set
アサリの歯 Amount of set	0.5 mm
ノ コ 身 Blade	焼 入 れ Hardened

になるようにした。

この緊張応力は常用のもので、幅をかえたのは幅の影響を見るためである。普通帯ノコの場合もセリのある場合とない場合を試験した。下部セリは木製でテーブルより約 80 mm 下、上部セリはローラーでテーブル面上 200 mm である。

3. 3 走行安定性

帯ノコによるひき材にあたってはノコ身の走行が安定していることが望ましいが、複走帯ノコの場合には、Back blade は Tooth

帯ノコ切削において、切削熱の発生によるノコ身の温度分布状態は、ノコ身の熱膨張を通じて剛性、走行安定性にも影響する。それで複走帯ノコと普通帯ノコにおける温度分布状況の相違を検討した。

Tooth blade と Back blade を接触状態にして静止させ、歯底部にハンダコテの先端を接触させて加熱し、温度分布が定常状態に達したのち、ノコ身の前後方向の温度分布を熱電対によって測定した。測定位置は加熱点と同一高さで、ノコ身の両縁から 1 mm のところとノコ身中央とであった。普通帯ノコについても同様に試験した。これらの実験における温度上昇は気温からの差によって示す。

3. 5 ひき材試験

以上の試験は木材を切削せずに条件を単純にして各種因子の影響を見たものであるが、実用上の判断には実際にひき材して結果を見ることが直接的な方法である。ここでは以上の結果を総合して実際ひき材試験を行ない、

ひき材能率について普通帯ノコとの比較を行なった。複走帯ノコ盤における送材は、2本の直線レールを案内とする移動テーブルの手送りによって行なった。ひき材試験片は長さ 500 mm の板目板で、ひき幅は 100, 150, 200 mm にかえた。切削方向は木表から木裏に向かう方向で、ひきたてられた板の厚さは 5 mm である。ひき材回数は1条件について3~5回である。送り速度は切削時間と材長から計算した。また、同時にノコ身の後退量も測定した。

供試した Tooth blade の歯型条件は Table 1 のようである。アサリは振分けアサリであるが、3枚目ごとにアサリの無い直歯をおいた組みアサリである。アサリの精度は普通帯ノコのパチアサリよりはやや劣るようであった。

4. 試験結果

4.1 剛性試験

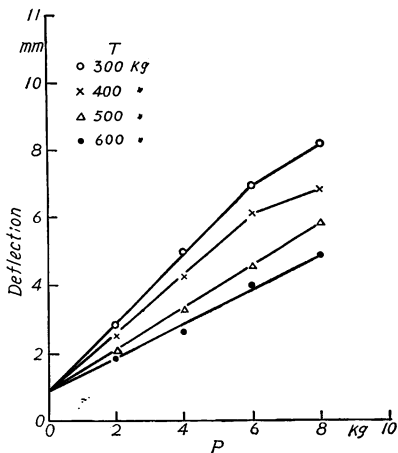


Fig. 1 ねじれ荷重と変位量の関係例
Tooth blade, セリなし (歯底 5mm 出す)
Relation between lateral deflection and lateral load P . Tooth blade without saw guide.

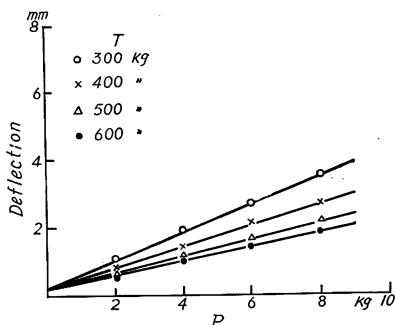


Fig. 2 ねじれ荷重と変位量との関係
Back blade, セリあり
Relation between lateral deflection and lateral load P . Back blade with saw guide.

剛性試験によって得られたねじれ荷重と歯底部の変位量との関係を例示すると Fig. 1, 2 のようである。このように変位量は荷重に対して直線的に増加する。あまり変位量が大きくなると、ノコ身がテーブルのノコ道側面に接触して Fig. 1 のように直線からはずれる。

セリを使用した場合はセリのない場合に比較してはるかに変位量は小になる。

すなわち、セリの使用によって剛性は非常に向上する。

また変位量 δ mm と荷重 P kg との関係は、

$$\delta = aP + b \quad \dots\dots\dots (1)$$

なる式で示される。この定数 a の値を Tooth blade, Back blade, 普通帯ノコについて求めた結果をノコ身の緊張応力

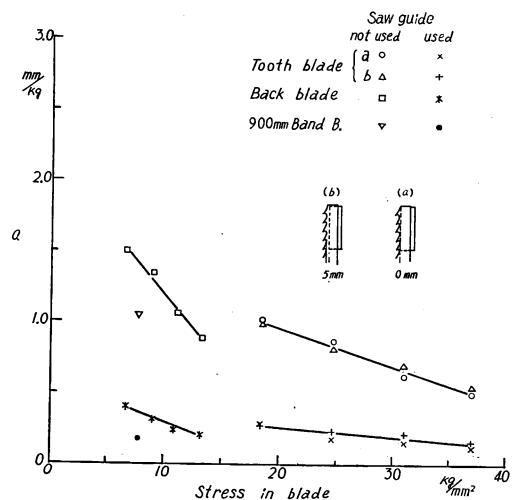


Fig. 3 定数 a と緊張応力との関係
Relation between a and stress in blade.

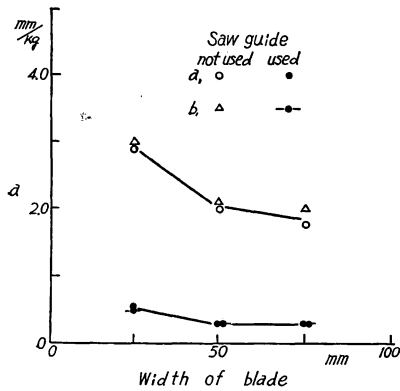


Fig. 4 定数 a とノコ幅との関係
Relation between a and width of blade.

であった。

ノコ幅 25 mm では剛性が非常に弱い², 50 mm になると強くなり, 75 mm になるとさらに強くなる³, 50 mm と 75 mm とでは差は少なかった。

このことは Tooth blade のノコ幅 25 mm 程度では, ノコ幅の影響が相当大きいことを示すもので, ノコ幅はできるだけ広い方が望ましいといえる。

4. 2 走行安定性試験

走行安定試験において Tooth blade のセリのない場合と, セリのある場合の後退量と荷重との関係を Fig. 5, 6 に示す。

Tooth blade は最初わずかに荷重をかけただけで大きく後退し, その後は荷重の増加に対してゆるやかに直線的に後退する。

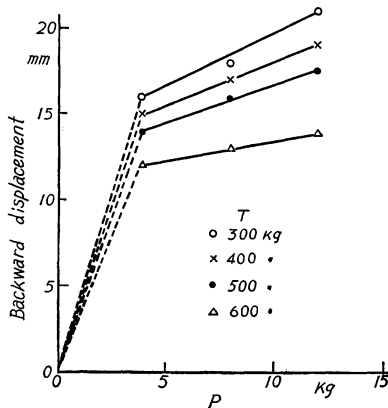


Fig. 5 後退量と送り方向荷重との関係
Tooth blade, セリなし
Relation between backward displacement and load P . Tooth blade without saw guide.

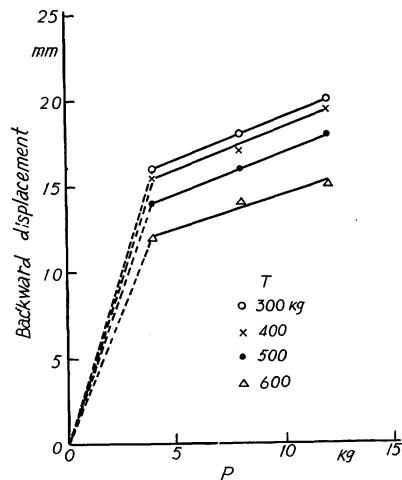


Fig. 6 後退量と送り方向荷重との関係
Tooth blade, セリあり
Relation between backward displacement and load P . Tooth blade with saw guide.

との関係で示すと Fig. 3 のようになる。緊張応力が高くなれば a は小となり, 変位量は小さくなる。セリのある場合はセリのない場合に比べてはるかに小さくなる。これはノコ身の実質的なスパンが短くなるためである³⁾。Tooth blade ならびに普通帯ノコでは, ノコ車前縁からの歯先の出が少ない方が若干小さくなった。Back blade は Tooth blade に比して張緊応力は低い, 変位に対して強いのはノコ幅が広いことによる。Tooth blade の緊張応力を 25 kg/mm² 以上にすれば, 変位量はほぼ緊張応力 8 kg/mm² の普通帯ノコに匹敵するような結果を得た。

ねじれ剛性に対するノコ幅の影響を見るため普通帯ノコについて, ノコ幅を変えて試験した結果は Fig. 4 のよう

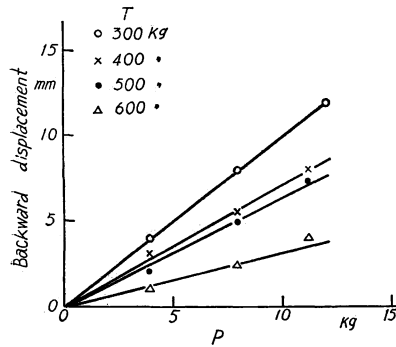


Fig. 7 後退量と送り方向荷重との関係
Back blade, セリなし
Relation between backward displacement
and load P . Back blade without saw guide.

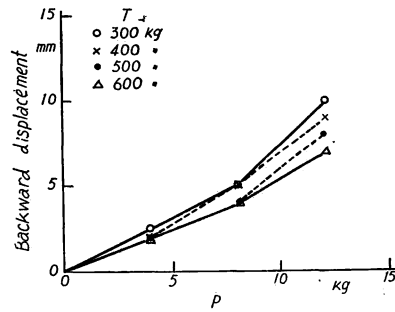


Fig. 8 後退量と送り方向荷重との関係
Back blade, セリあり
Relation between backward displacement
and load P . Back blade with saw guide.

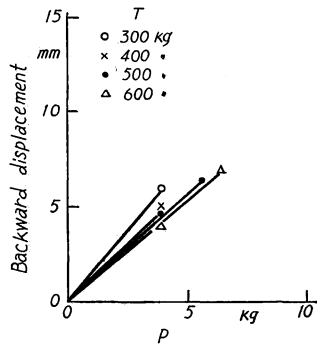


Fig. 9 後退量と送り方向荷重との関係
Tooth and back blade, セリなし
Relation between backward displacement
and load P . Tooth and back blades
without saw guide.

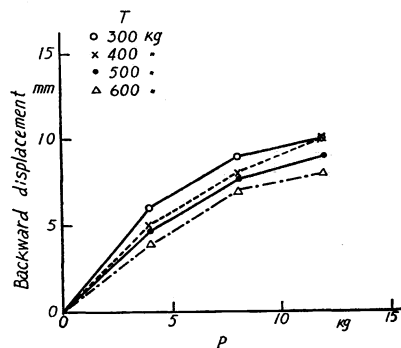


Fig. 10 後退量と送り方向荷重との関係
Tooth and back blade, セリあり
Relation between backward displacement
and load P . Tooth and back blades
with saw guide.

後退量は緊張力が大になるほど少なくなり、セリの有無はあまり関係しないようである。セリは構造上ノコ身の横変位には抵抗作用があっても、後退には抵抗しないから剛性には強い効果を示すが、走行安定性にはあまり効果が期待できないのであろう。

一般に送り方向荷重と後退量は比例関係にあるとされているが²⁾、Tooth blade は初期の荷重で急激に後退し、のち直線的になる現象は、普通帯ノコや Back blade の状態とは異なっていた。後退が大きすぎれば、後方ノコ車に Tooth blade が接触したり、ノコ歯のアサリがノコ車前縁にあたったりするので後退量には許容限界がある。

Back blade についての試験結果は Fig. 7, 8 に示すようであった。この場合にはセリの有無による差が見られた。セリのない場合には Fig. 7 のように後退量と荷重との関係はほぼ比例している。しかし、荷重が大になると座屈を起こす傾向があり、緊張力 400, 500, 600 kg では荷重を大きくできなかった。

後退量は緊張力が大になるほど減少した。セリを用いた場合は Fig. 8 のように荷重が小さい場合は比例的であるが、荷重が大になると後退量は直線からずれて大になる傾向があった。緊張力が大になるほど後退量は減るが、セリのない場合ほど差は著しくなかった。

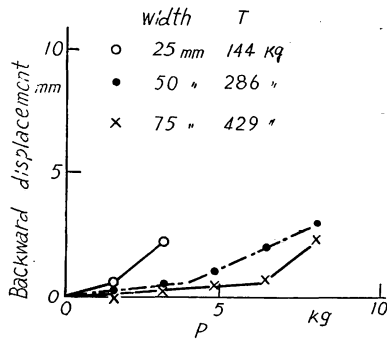


Fig. 11 後退量と送り方向荷重との関係
普通ノコ, セリあり

Relation between backward displacement and load P . Ordinary band saw with saw guide.

から, Tooth blade と Back blade の間隔が 4~5 mm の場合には, 初期の荷重で Tooth blade は Back blade と接触するまで後退し, その後は両 blade の合成した抵抗作用を生ずる。その状態ではそれぞれ単独の場合と異なった関係を示す。

緊張力の強い方が後退量は小さくなっている。セリの有無の影響はあまり認められなかった。実際には Tooth blade が後方ノコ車に接触したり, アサリがノコ車前縁にあたったりするので後退量の限界は 10~12 mm 程度と考えられ, 送り荷重としては 10~15 kg 程度が限界と思われる。この試験で Back blade が座屈を示したのは, 同じ緊張力でもノコ幅が広いため緊張応力が低くなっているためのもので, Back blade の緊張力をさらに高くする方がよいと考えられる。そのためには緊張装置, フレームの強度などを考慮しなければならない。

つぎに比較のため普通帯ノコについて同様の測定を行なった。Fig. 11 にその結果を示す。この場合はセリを使用し, 緊張応力は約 7 kg/mm^2 でノコ身は腰入れしていない。

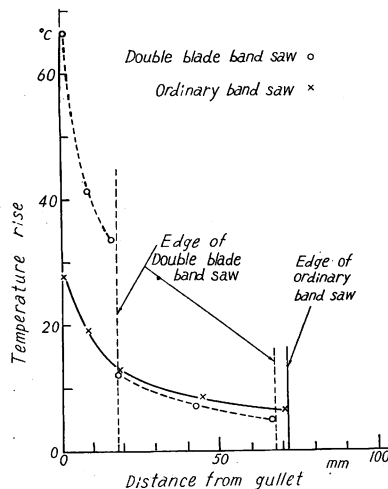


Fig. 12 ノコ身内の温度分布
Temperature distribution in blade.

セリの有無による差はノコ身が多少横変位してセリに接触するためではないかと考えられる。

Tooth blade と Back blade を同時にかけた場合の後退量と荷重の関係を Fig. 9, 10 に示す。

セリのない場合には Back blade が座屈を起こすので荷重を大きくできなかった。このわずかな範囲では後退量と荷重は比例的であって, Tooth blade のみの場合より後退量ははるかに小さかった。セリのある場合は, 荷重が増すにつれて後退量の増加度が減少する傾向を示した。後退量は Tooth blade のみの場合より著しく小さく, Back blade によって走行安定性が向上することは明らかであった。前に述べたように, Tooth blade はわずかな荷重でも大きく後退するから

最初の荷重では後退量はきわめて小さく, ついでやや増加するような 2 つの直線部分を示した。ノコ幅が増すにつれて走行安定性は良くなる。複走帯ノコに比較して, 普通帯ノコは後退量が小さい結果になった。

4.3 ノコ身内の温度分布

歯底部加熱にともなう複走帯ノコと普通帯ノコの温度上昇の状態は Fig. 12 に示すようであった。Tooth blade は普通帯ノコに比して温度上昇が大きかった。一方, Back blade の温度上昇は普通帯ノコよりやや小さい。Tooth blade と Back blade の温度分布の不連続は, 両者をできるだけ接触させても完全に密着していないためであろう。同じ加熱条件に対しては Tooth blade は普通帯ノコより熱容量も放熱面積も小さいので, 温度上昇は大になる。しかしながら, ノコ身のような温度上昇による伸びは緊張装置によって吸収され

るから、むしろノコ身内温度差による膨張の不均一の方が問題である。

温度の不均一に対する指標として、ノコ身幅両縁の温度差を見ると、Tooth blade では 30°C 程度、普通帯ノコでは相当幅に対して 15°C、全幅について 20°C 程度である。

4. 4 ひき材試験

4. 4. 1 樹種別送り速度

本邦産のおもな樹種について複走帯ノコによるひき材送り速度を求めた。送り速度はノコがひき曲りしない範囲内の最大値によって示した。特にノコが材にくいこむときにひき曲り（はなまがり）を生じやすいようなので、これが生じない最大の速度とした。

Table 2. 供 試 材 料

Materials for sawing test

樹 種 Species	学 名 Botanical name	気乾容積重 Apparent specific gravity in air dry	平均年輪幅 Average width of annual ring	含 水 率 Moisture content
スギ Sugi	<i>Cryptomeria japonica</i>	0.33	5.7 mm	13.2%
トドマツ Todomatsu	<i>Abies sachalinensis</i>	0.35	6.4	12.9
モミ Momi	<i>Abies firma</i>	0.41	1.6	15.1
アカマツ Akamatsu	<i>Pinus densiflora</i>	0.57	4.3	16.2
シナナ Shinanoki	<i>Tilia japonica</i>	0.43	1.5	12.3
カツラ Katsura	<i>Cercidiphyllum Japonicum</i>	0.46	3.4	13.0
ブナ Buna	<i>Fagus crenata</i>	0.56	2.6	14.9
ミズナラ Mizunara	<i>Quercus crispula</i>	0.67	2.0	12.9

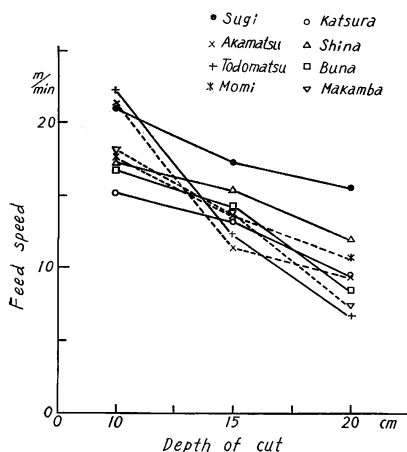


Fig. 13 本邦産樹種の複走帯ノコによるひき材速度
Feed speed of various species on double blade band saw.

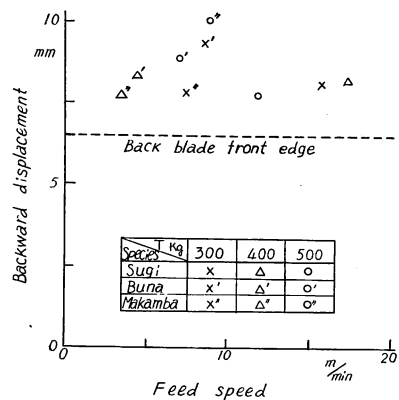


Fig. 14 ひき材時のノコ身後退量
Backward displacement on sawing by double blade band saw.

供試材料の樹種、容積重、年輪幅、含水率は Table 2 のようである。なお、Tooth blade の歯底線は前方ノコ車前縁より約 5 mm 出し、Back blade は後方ノコ車前縁より約 7 mm 出した。緊張力はそれぞれ 300 kg、ノコ速度は 43.9 m/sec である。この試験結果は Fig. 13 に示す。

ひき幅が広くなるほど送り速度は落ちる。樹種による差はあまり明らかでないが、ひき幅 20 cm ではマカンバ、ブナは低く、シナ、スギなどのやわらかい材の方が高かった。トドマツは送り速度が遅いが、これは小さな節が相当多かったためと思われる。

ひき材にあたって、Tooth blade は最初後退して Back blade に接触した。この場合の後退量の例は Fig. 14 のようで、Back blade に接触したのち、さらに 2~3 mm 後退して安定する場合が多かった。これはひき材条件にかかわらず大体一定送り力のもとにひき材されることを示すもので、走行安定試験結

果から推定して大体 7~10 kg 程度と想像される。

同じ条件では送り速度が速いほど後退量は大であった。また、ひき初めに Tooth blade が後退して Back blade に接触するまでに Tooth blade の剛性が不足してはな曲りする場合もあるようで、両 blade の間隔をせまくするのも一法と考えられる。

Tooth blade 緊張力をあまり強くすると Tooth blade の後退に対する復元性が減ずるようで、ひき材後の Tooth blade の戻りが遅くなった。特にアカマツの場合には樹脂成分のためかこの現象が著しかった。

4. 4. 2 ノコ速度の影響

複走帯ノコについて送り速度とノコ速度との関係を試験した。供試材料はスギとブナで、緊張力は 400 kg である。Fig. 15 にこの結果を示す。一般にノコ速度を増すと送り速度は大になるが、この場合もノコ速度が増加すると送り速度は速くなった。しかし、ノコ速度が高く

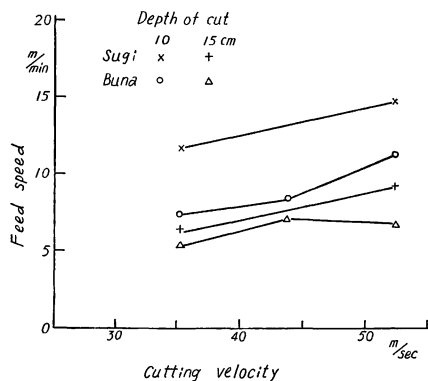


Fig. 15 送り速度に対するノコ速度の影響
Relation between feed speed and cutting velocity in double blade band saw.

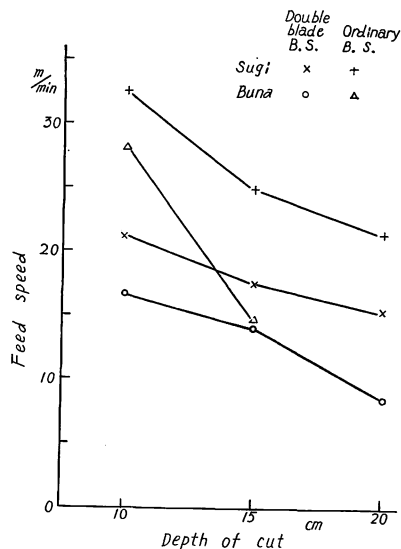


Fig. 16 普通帯ノコと複走帯ノコとの送り速度の比較
Feed speeds of duple blade band saw and ordinary band saw.

Table 3. 比較用普通帯ノコの諸元
Characteristics of ordinary band saw blade

項 目 Item	数 値 Value
ノコ厚 Thickness of blade	0.90 mm
ノコ幅 Width of blade	75 mm
歯喉角 Hook angle	20°
歯端角 Tooth angle	47°
歯背角 Clearance angle	23°
歯 高 Depth of gullet	19 mm
ピッチ Pitch	28 mm
アサリの種類 Type of set	パチアサリ Swage set
アサリ幅 Width of kerf	1.95 mm

なると所要動力が増加し、回転数の増加による振動なども問題となる。

4. 4. 3 普通帯ノコとの比較試験

複走帯ノコによるひき材作業を、従来の帯ノコのどの機種と比較するかは問題であるが、ここではその作業内容を考えてノコ車径 900 mm のテーブル式帯ノコ盤を比較対象にえらんだ。この帯ノコについては常用条件でひき材作業を行なったときの送り速度を測定した。

緊張応力は 7.7 kg/mm^2 、ノコ速度 45.2 m/sec 、ノコ条件などは Table 3 のようである。供試材料はスギとブナ、材長は 200 cm、ひき幅は 10, 15, 20 cm である。ただし、ブナ材については材料不足のためひき幅 20 cm での試験を省略した。これらの結果は Fig. 16 のようである。複走帯ノコについては緊張応力 18.5 kg/mm^2 (Tooth blade)、ノコ速度 43.9 m/sec の場合の結果を示している。

この結果では複走帯ノコは、普通帯ノコに比べて送り速度がやや低いようであった。複走帯ノコのほうが送り速度の低い原因としては、つぎの諸点が考えられる。

- 1) 複走帯ノコの歯型には金属切削用のものを準用している ので、木材切削には必ずしも適当ではなく、特に歯喉角、ピッチが問題となる。
- 2) 試験時のひき材長を複走帯ノコの場合には 50 cm にしたのに対して、普通帯ノコの場合には作業の必要上 200 cm にしたが、ひき初めは多少送りが遅くなるので、全長では材長の長いほうが送り速度は高くなる。
- 3) ノコ速度は複走帯ノコの方が遅いので送り速度は小になる。

以上のような諸因子の影響があるものと想像されるが、特に歯型については検討する必要がある。

5. む す び

本試験においては複走帯ノコの性能、特に剛性、走行安定性、温度分布などを検討し、あわせてひき材能率試験を実施した。

ねじれ剛性については Tooth blade の幅が狭いことによる剛性の低下を補うため、緊張力を通常の帯ノコより高くしている。しかし、あまり高くし過ぎるとノコ身の安全性に影響する。

ノコ身にかかる力を遠心力を無視して、緊張応力の $\sigma_T \text{ kg/mm}^2$ と曲げ応力 $\sigma_B \text{ kg/mm}^2$ について計算すると次のようになる。

$$\sigma_T = \frac{T}{b_t} \dots \dots \dots (2)$$

$$\sigma_B = \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \frac{t}{D} \dots \dots \dots (3)$$

T : 緊張力 kg, b : ノコ幅 (歯高を除く) mm, t : ノコ厚 mm, D : ノコ車径 mm, E : ヤング係数 kg/mm^2 , μ : ポアソン比, 上式に $E=2.24 \times 10^4$, $\mu=0.3$ をあてはめて計算すると、曲げ応力は 27.7 kg/mm^2 に達し、全応力は緊張力 400 kg で 52.4 kg/mm^2 , 500 kg で 58.5 kg/mm^2 に達し相当の応力を生ずるわけで、このノコに対する限界応力を明らかにして最大緊張力を決定することが望ましい。なお、Back blade における全応力を計算すると、緊張力 600 kg で 40 kg/mm^2 程度であった。

後退量に対しては Back blade の支持作用が強く現われた。後退量は普通帯ノコより大であるが、そのわりには座屈は少ないようであった。ノコ幅の影響は剛性についても走行安定性についても著しいようで、Tooth blade はできるだけ幅を広くすることが望ましい。ノコ幅の増加は温度分布の点でも、熱容量や放

熱面積の増加として好影響を与えられ考える。

ひき材能率は普通帯ノコの場合よりは低かったが、これは歯型などの条件を改善することによって若干高められるであろう。

以上の結果は、あくまでも本試験に提供された複走帯ノコおよび複走帯ノコ盤についてのものである。複走帯ノコは現在も改善の段階にあるから、これらの結果をもって将来を判断することはできない。しかし、現在の状態でも使用目的によっては実用にたえるものと考えられる。

6. 要 約

本試験においては、切削作用を受持つ歯のついている Tooth blade と、その支持作用を行なう歯のない Back blade との2本のノコ身から成る複走帯ノコについて、その性能を検討した。複走帯ノコの特徴としては、Tooth blade は幅が狭いので、これに歯先硬化を目的とする焼入れ、クロムメッキなどの処理を施しやすいこと、両 blade とも腰入れを省略しうることなどがあげられる。しかし、ノコ幅が狭いため剛性、走行安定性が低下することが予想される。本試験では、人工的な負荷によってノコ身の剛性と走行安定性を検討するとともに、歯底を加熱する方法によって切削熱にともなうノコ身の温度分布を推測した。また、総合的なひき材能率を調べるため、実際にひき材して送り速度を求めた。

この試験の結果を要約すると、次のようである：

- (1) Tooth blade のねじれ剛性は緊張力を増すことによって向上する。
- (2) 送り荷重を加えた際の Tooth blade の後退量は Back blade の支持によって相当減少する。
- (3) 歯底部を加熱した場合、Tooth blade の温度上昇は普通帯ノコに比して大きい。Tooth blade から Back blade への熱の伝達は少ない。
- (4) 実際のひき材試験の結果では、送り速度はノコ速度とともに高くなるが、普通帯ノコに比べるとやや低い。これはノコ条件の改善によって若干高められると考えられる。
- (5) 複走帯ノコは現在も改善の段階にあるが上記の状態でも使用条件によっては十分実用にたえると考えられる。すなわち、硬質木材（乾燥広葉樹材、南洋材、特殊処理材）の小割り作業や目立室をもたない木工加工場での作業等に使用すれば、複走帯ノコの特徴は活かされるものと思われる。また、一方目立技能者が得られない後進地域にとって、高度のノコ仕上げ技術を要しない点で便利な製材機と思われる。

文 献

- 1) 青山経雄：帯鋸挽材作業における鋸速度の変速について、林試研報，163，pp. 35～46，(1964)
- 2) 土肥 修・杉原彦一・菊川 茂・斉藤 勇・谷尻正三：両歯帯鋸による製材に関する研究(第4報)，両歯帯鋸の走行挫屈と走行安定限界，木材学会誌，3，5，p. 182，(1957)
- 3) 斉藤美鶯・森 稔：帯鋸の挫屈について(第1報)，木材工業，8，7，p. 309，(1953)
- 4) 斉藤美鶯・森 稔：帯鋸の挫屈について(第2報)，木材工業，8，8，p. 355，(1953)
- 5) 斉藤美鶯・森 稔：帯鋸の緊張力について，木材工業，10，4，p. 166，(1955)

Some Experiments on Stiffness and Running Stability of Double Blade Band Saw

Tsuneo AOYAMA⁽¹⁾ and Kiyata YAMAGUCHI⁽²⁾

(Résumé)

The double blade band saw is a recently developed type of band saw, which is commercially called "Twin saw". This band saw consists of tooth blade and back blade (Photos. 1 and 2). The tooth blade has saw teeth and cuts wood directly; the back blade has no teeth and supports tooth blade at its front edge in order to prevent backward displacement of tooth blade. Both blades are not tensioned at all. The advantages of double blade band saw are partly longer life of saw teeth resulting from hardening or chrome coating, and partly saving of the tensioning operation in the saw filing. On the contrary, the disadvantage of this saw is presumed to be its weak stiffness and running stability because of the narrowness of blades. To compensate this disadvantage, the stress of blade due to straining was much higher than that of the usual band saw.

This report dealt with some experiments carried out for investigating stiffness and running stability of double blade band saw. Temperature distributions in blades and sawing efficiencies were also tested. The test on life was carried out in Hokkaidô Forest Products Research Institute.

Double blade band saw machine had wheels of 800 mm diameter in this test, and the two upper wheels supported separately were arranged in parallel. The lower wheel was a usual one-piece structure. The tooth blade was 25 mm wide and back blade 50 mm wide. Both blades were 0.9 mm thick. The machine was driven by a 15 h.p. motor.

The stiffness was expressed by lateral displacement of saw blade under the lateral load at base of saw tooth (Photo. 3). The relation between lateral deflection δ and load P showed almost linear as Figs. 1 and 2, and were indicated in formula $\delta = aP + b$. The coefficient a , varied with stress of blade (Fig. 3). The stiffness of tooth blade was similar to the ordinary band saw of 100 mm width and 0.90 mm thickness when the stress of double blade band saw is very high.

The influence of blade width was rather considerable, especially on the narrower blade (Fig. 4).

The running stability was measured by backward displacement of blade when load was put on front edge of tooth-less blade (Photo. 4). The backward displacement was observed by telescope. The results are shown in Figs. 5~11. The tooth blade was weak in backward displacement, but the stability was considerably strengthened by using back blade. The displacement became smaller as stress increased in every blade.

In the test of temperature distribution, a gullet of saw tooth was heated by soldering iron, and temperature of blade was measured by thermocouple. The temperature of tooth

Received March 12, 1969.

(1) Formerly: Sawmilling Unit, Wood Processing Section, Wood Technology Division.
Presently: Faculty of Agriculture, Tokyo University of Education.

(2) Sawmilling Unit, Wood Processing Section, Wood Technology Division.

blade rose higher than that of ordinary band saw, and that of back blade was lower. However, it is not the rise of temperature, but the unequal distribution of temperature that influences sawing effect (Fig. 12).

For sawing test, a feed equipment unit, was attached to double blade band saw machine, which contained feed table and two rails. The wood specimens were fixed on the feed table and moved by hand as fast as possible without crooked sawing. The species and their properties are shown in Table 2. Length of specimen was 50 cm for double blade band saw and 200 cm for 900 mm ordinary band saw.

The feed speed applied to various domestic woods are shown in Fig. 13. Fig. 14 illustrates the backward displacement at various feed speeds.

The feed speed increased with cutting velocity (Fig. 15). Feed speed of double blade band saw was somewhat lower than that of ordinary band saw as shown in Fig. 16. This lower efficiency could no doubt be attributed partly to improper tooth shape. The conditions of saw tooth on both blades are shown in Tables 1 and 3.

From the results of these experiments, the double blade band saw can be considered satisfactory under limited sawing conditions and seems useful for sawing of abrasive wood and for eliminating of tensioning operation.

As the double blade band saw is now in course of improvement, these results should not be regarded as the final evaluation of the double blade band saw.