



Title	フライホイール型飼料截断機の刃型に関する実験的研究
Author(s)	岡村, 俊民; OKAMURA, Toshitami
Citation	北海道大学農学部附属農場報告, 14, 46-139
Issue Date	1966-01-20
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/13293
Type	departmental bulletin paper
File Information	14_p46-139.pdf



フライホイール型飼料截断機の 刃型に関する実験的研究

岡村俊民

目次

第1編 概論	48
第1章 緒論	48
第2章 フライホイール型飼料截断機の刃型の分類とその特徴	49
第1節 刃型の分類	49
第2節 直線刃の特徴	49
第3節 彎曲刃の特徴	51
第3章 フライホイール型飼料截断機の各部所要動力の分析	52
第4章 刃型に関する研究の目的	54
第1節 序論	54
第2節 研究目的	55
第2編 凸刃と凹刃との比較に関する実験(第1次実験)	56
第5章 実験の目的及び方法	56
第1節 実験の目的	56
第2節 実験装置の概要	56
第3節 供試材料及び材料供給法	60
第4節 測定法及び測定事項	61
第6章 刃型と切断所要動力との関係について	62
第1節 序論	62
第2節 稻わらでの刃型と切断所要力との関係	64
第3節 オーチャードでの刃型と切断所要力との関係	67
第4節 デントコーンでの刃型と切断所要力との関係	67
第5節 大豆がらでの刃型と切断所要力との関係	68
第6節 総括	68
第7章 回転速度と切断動力との関係	69
第1節 序論	69
第2節 稻わらにおける回転速度の影響	70
第3節 オーチャードにおける回転速度の影響	71
第4節 デントコーンにおける回転速度の影響	71
第5節 総括	72
第8章 刃の鋭利度の切断動力に及ぼす影響	72
第1節 実験目的及び方法	72
第2節 デントコーンにおける実験結果	73
第3節 大豆がらにおける実験結果	75
第4節 総括	76

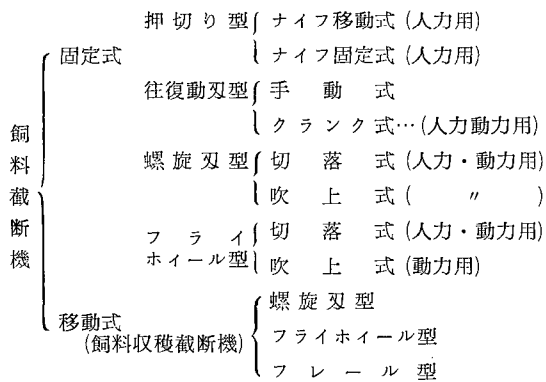
第 9 章	ナイフの楔角と切断動力との関係	77
第 1 節	序論	77
第 2 節	実験結果	77
第 3 節	総括	79
第 10 章	切断部の条件と切断長との関係	79
第 1 節	序論	79
第 2 節	稲わらについての諸結果	80
第 3 節	オーチャードについての諸結果	82
第 4 節	デントコーンについての諸結果	83
第 5 節	大豆がらについて諸結果	85
第 6 節	総括	88
第 11 章	ナイフの条件とデントコーンの破砕との関係	88
第 1 節	序論	88
第 2 節	切断条件と破砕比との関係	89
第 3 節	総括	90
第 12 章	第 2 編実験結果の総括	90
第 3 編	凸刃についての傾斜角と鋏角とに關しての実験及び総括 (第 2 次実験)	92
第 13 章	実験目的及び方法	92
第 1 節	実験目的	92
第 2 節	実験方法	92
第 3 節	測定法及び測定事項	96
第 14 章	切断所要動力に關する実験結果	97
第 1 節	序論	97
第 2 節	鋏角と切断動力との関係	98
第 3 節	傾斜角の切断動力に及ぼす影響	103
第 4 節	総括	104
第 15 章	刃型と切断長との関係	105
第 1 節	供給量と切断長との関係	105
第 2 節	受刃の位置及び鋏角と切断長との関係	106
第 3 節	総括	111
第 16 章	刃型とナイフ磨耗との関係	111
第 1 節	定傾斜角型ナイフでの一例	111
第 2 節	実用カーターでの一例	112
第 17 章	各種基本曲線及び市販カッターの刃型に対する検討	114
第 1 節	刃型決定上の基礎事項	114
第 2 節	各種基本曲線に關する検討	115
第 3 節	切断トルク分布曲線	122
第 4 節	現用刃型の検討	123
第 5 節	凸刃の刃型設計の一例	125
第 6 節	総括	127
第 18 章	総括	127
参考文献		133
Synopsis		135

第1編 概 論

第1章 緒 論

農業経営の合理化安定化は経営に関する諸分野の技術的発達と、その総合化を如何するかが重要であるが、一般的に畜産を加味した農業経営の合理性については早くより強調されているところである。有畜経営は農業の多角化経営を招き、労力の年間を通じての均一化、収益の年間の平均化と地力の維持増進を招来し、労力及び土地の生産力の増大と収益を高めることができる。更には国民の食生活の改善にまで影響し、国民の健康、保健上に及ぼす効果も高く、酪農経営性については、言をまたないところである。

有畜経営に関連した多くの農機具中の一として飼料截断機をあげることができるが、飼料截断機の中には極めて簡単な押切りの類から、移動式の大形機としての近代的飼料収穫截断機 (Forage harvester) までであるが、飼料截断機を截断部の型式を中心に分類すれば次のようになる。



我国では従来から使用されているものは固定式のもので、押切り型、往復動刃型及びフライホイール型である。フライホイール型で吹上装置のついたものが(フライホイール型)吹上カッターと称し、サイレージ用として北海道で広く普及を見ている。近時人力用飼料截断機は漸次動力用に代りつつある。即ち通産省生産動態統計によれば、28年度の人力わら切機の生産台数は 86,122 台にして、31年度は 51,548 台と減少しているのに対して動力用わら切機は 7,690 台より 12,681 台に増し、

動力カッターは 42,886 台より 43,333 台に増加しており時代の趨勢が示されている。飼料截断機も一般農機具と同様に人力用は動力用に、しかも動力用は次第に高性能で利用度の高い型式のものに急速に変わって来ている。この意味においても酪農経営の発達に対応して、動力カッターの普及は今後増々その歩調を速めるものと考えられる。特に、飼料截断機の利用について注目すべき問題は堆肥用原料の截断への拡張的利用法の出現したことである。従来堆肥材料は長いまま堆積されたり、有機質肥料原として圃場に撒布されていたが、取扱いの容易性を高め腐熟をある程度促進せしめると云う効果が高く評価された外、耕耘機類の普及発達上の隘路の一となっていた耕耘軸系への絡み付き、或いは土中埋没の困難性等の点をも解決することができることが明らかにされた。この方面への利用拡張は我国における動力用飼料截断機の普及を一層促進すると同時に農業経営の発達に寄与することは言をまたないところである。吹上カッターはサイロと一体不離なものとして考えられて来たが、今後一般畑作地帯は勿論のこと水田地帯においても、一般家畜家禽の飼料截断用とか、堆肥原料の截断用として欠くことのできない農機具の一となることが明らかである。

併し動力用飼料截断機に関するこれらの趨勢を助長させる為には解決しなければならない多くの技術的問題が残されている。第1に堆肥用材料の切断には 10 cm 以上の長切りが要求されるが、この為には切断材料の送出部分、ナイフの傾斜の問題等研究を要する面が出てくる。第2には小型化及び軽量化に関する問題である。カッターの利用度が高まれば当然移動の容易なことが要求され、又老人婦人等によっても、容易に使用されるものでなくてはならない。この為には、小型で軽量な取扱いの容易な機械が喜ばれることは当然のことであり、これは同時に価格の低廉化にも関係してくる。第3の問題は価格の問題である。農業経営の零細な農家にも容易に入手できる安価な機械への要望は従来以上に高まることは明らかである。第4の点は切断対象物の多様性という問題である。即ち飼料として使用されている、あらゆる材

料が切断されなければならないことである。切断対象物として重要なものは、稲わら豆がらで青草、牧草、紫雲英、甘藷蔓等多様である。特に稲わらは麦類の空稈に比較して、強靱で切断が困難なるのみならずナイフの磨耗も甚しく、常に良好なる切味が要求され、切味の低下は極端な切断不良を招くものであり、切断部に対する研究の重要性が出てくる理由の一である。又豆がらは稲わらと対称的性質を持ち、木質化した茎は剛直でしかも材料の挿入は困難で取扱い難い材料である。

以上の如き飼料截断機の使用目的の拡大と困難性はその使用目的に適合した型式、大きさ、及び構造上の種々の解決すべき問題を生じてくる。ここにその一端として飼料截断機の中で特に普及しているフライホイール型飼料截断機(カッター)のナイフに関する研究を取上げた。

第2章 フライホイール型飼料截断機の刃型の分類とその特徴

第1節 刃型の分類

フライホイール型飼料截断機のナイフは形態上からは、(1) 直線刃、(2) 弯曲刃とに大別できるが、何れにしてもその刃縁の形態の変化によって生ずる基本的な相異は次の3点に帰する。

(1) 傾斜角の相異……刃縁上のある点における接線と、その点と回転中心とを結ぶ半径とのなす角を傾斜角と名付ければ、この角が刃型曲線の変化に従って変化してくる。従ってこの相異によりナイフの運動方向は理論的には刃縁に垂直な方向から、全く平行な方向まで変化し得る。この角度の大きさが切断上重要な要素の一となる。

(2) 鋏角の相異……刃縁と受刃との交わる点における刃縁への接線と受刃とのなす角を鋏角と称すれば、この鋏角が傾斜角と同様に各様に変化するのが通常である。即ち受刃と回転中心とがその高さを同じくする時には二つの角度は一致するが大部分の場合、回転中心と受刃とは偏心しているから一致しない場合が多い。この鋏角の大小は次に述べる方向と共に切断に関する重要要素の一である。

(3) ナイフの切進む方向の相異……ナイフで材

料を内側に向って切り進む時と外側に向って切り進む時とでは鋏角は正負の関係にある。この切り進む方向が内側にむく場合を抱込みとすれば、逆の関係にある押出しの場合とでは理論的には相異はないが、実際には切断性能に影響を及ぼす面が多い。しかもこの方向は一つの刃型でも、位置によっては正負両者を生ずる場合がある。

以上の3点の相異が刃型の相異によって無限に生ずると云ってもよく、これらの組合せ如何がその刃型曲線の良否、利害得失を決定するものである。この点に関する実験研究が本研究の目的であるが、形態上の相異により附随的にも種々の特徴を持っているから形態上の分類を主体とし、その特徴を後節で述べる。

なお弯曲刃についてのみに行ない得る分類としては次の二つの方法がある。

(1) ナイフの形態的特徴より

(a) 凸刃 (b) 凹刃

(2) 刃型曲線の理論的観点より

(a) 定モーメント型 (b) 定速度型

ナイフで一断面を切断する際に常に一定の回転モーメントを生ずるような曲線を持つものを定モーメント型刃型と称し、常に一定切断速度を持つものを定速度型と称する。

(3) 刃型曲線の数学的表現による方法

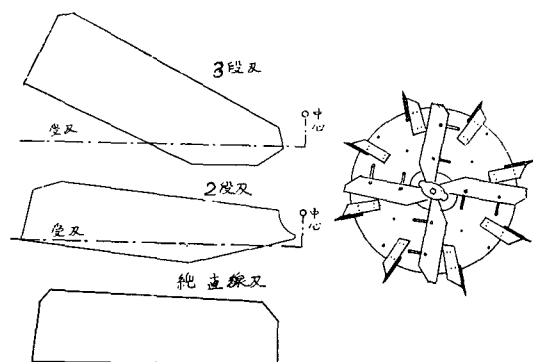
17-1表に示すように刃型曲線そのものの数学的表現法により、対数曲線とか指数曲線型とか表現することも出来る場合があるが、実用のもものは複雑なものが多く、かかる表現を用いることは困難な場合が多い。

第2節 直線刃の特徴

直線刃は古い文献によると欧州では殆んど見られないところより、米国においてデントコーンのサイロへの吹上を主体としたカッターに取付けられて発達したことが推定される。米国においては1913年には既に直線刃が存在しており、刃縁線が折曲している2段型のもが見られる¹⁶⁾。米国での文献は殆んど直線刃が主体となっている点より、米国型ナイフとも称することができる。北海道におけるカッターは米国製品を原型として発達したという歴史的事実より、早くからこの型のも

のが製作されていた。即ち1932(昭和7年)の報告²⁵⁾には既に興農ホイールカッター、スター式カッター等はこの直線刃を使用していたが、その後姿を消した。1949(昭和24年)に再び鉋刃と称して特にデントコーン用として製作販売され始めた¹⁹⁾。

直線刃は弯曲刃に比較して材料は厚く、4.5~6mmの厚さになっている。その刃縁の形態は、(1)純直線型、(2)内側部に近いところで屈曲している2段型、(3)ニカ所で屈曲している3段型に分類できる。2-1図はこれ等の形態を示すものである。



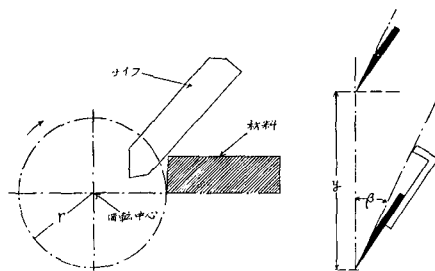
2-1図 直線刃の数例

直線刃の特徴を示すと次の点を挙げるができる。

(1) 直線刃は刃の厚さが厚く(4.5~6mm程度)で丈夫で、楔角も20°内外となっている為に、デントコーン等のような硬い材料の切断に際しても刃縁部の損障を受けることが少ない。

(2) 切断に際しては茎をある程度破碎するからサイレージとした際に醸酵を早める利点があるとも称されている。直線刃でもカッターの受刃とナイフの回転中心との関係位置によっては、切断所要回転角に差を生ずるが、概して弯曲刃より切断回転角が少なく、刃縁と被切断物とのなす角が大きく、「たたき切る」傾向が大なること及び楔角の大きいことに原因して破碎率が高まる傾向がある。

(3) 直線刃は受刃とナイフとの間隙の調節が容易な点は特記すべき特徴の一である。元来ナイフのフライホイールへの装着はある程度の傾斜即ち



2-2図 ナイフの逃げ角説明図

「逃げ」を与えなければならないことは一般刃物と同様である。特にフライホイール型カッターでは材料が連続的に押出されて来ているから、逃げを与えてないとナイフの側面にさまたげられて材料の送出しが困難になり、所定切断長を取り得ないことになるし、材料とナイフとの摩擦抵抗の増加を来すことにもなる。従ってナイフの取付傾斜角は刃の数と切長さによって決定される。この問題につき Orrin I Berge 氏²⁸⁾は2-2図で1式が成立すると述べている。

$$2\pi r = N_y = N \frac{L}{\tan \beta} \tag{1}$$

但し r …受刃内側でのフライホイール回転半径

N …ナイフの数

y …半径 r の時のナイフの間での円周

β …ナイフ逃げ角

L …理論的切断長

現在我国で普及している8寸カッターでの基準的と思われる各々の数字を(1)式に与えて計算すると、切断長と傾斜角との関係は2-1表のようになる。この表で示されるように3分切りの時に約3°、1寸切りで11°、2寸切りでは21°もの傾斜を与えないと理論的に所定切断長の送りが出来ない

2-1表 切断長と逃げ角との関係

切断長 (L)	理論逃げ角 (β)	備考
9 mm (3分)	3°20'	$r=50$ mm
15 mm (5分)	5°30'	$N=2$
30 mm (10分)	11°	と仮定した時
60 mm (20分)	21°	

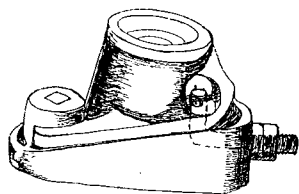
ことになる。併し実際にこの式で規定されるのはデントコーンの場合で、その他の柔軟な材料の場合には2倍、場合によっては3~4倍の長さまで送り出されるといわれている。何れにしても、切断長が長くなる程この傾斜角を強くしなければならぬことは明らかで、特にカッターを利用して堆肥材料を切断する場合には切断長は3寸程度まで要求されている。又ウイコンシン大学における研究によると²⁹⁾、牛に0.25吋から1.8吋までの各種切断長の乾草を混じて与えた結果は長いものの方を食したとの報告があるように長切りの飼料が要求される場合もあり、長切りのできるカッターの必要性が最近特に要求されて来た。直線刃の場合はナイフをいかに傾斜させても受刃との間隙は一樣に保ち得るが、彎曲刃の場合はこの点極めて困難になる。

(4) 直線刃はナイフの研磨が彎曲刃に比較して容易であることは言を要しないところである。カッターでのナイフの磨耗は相当に激しいもので、理想的には稲わらの場合等は20~30分に一度デントコーンでも2時間に一度研磨しなければならぬが、回転砥石を使用していない農家の多い我国は、この点も作業能率切味維持の点等の見地より等簡視できない点である。

(5) 製作・工作が容易であることも、カッター製作者にとっては有利な点と考えてよい。

直線刃は以上述べたような多くの利点を持っているが切味、その他性能に関する点において彎曲刃との比較が問題になり、これらの点についての詳細は本論で結論付けるが劣る場合が多い。

なお直線刃の場合は特殊のナイフ取付金具を介して装着する場合が多いが、2-3図にその例を示す。この金具は製作所において夫々特徴を有するが、何れも確實堅牢でナイフと受刃との間隙の調

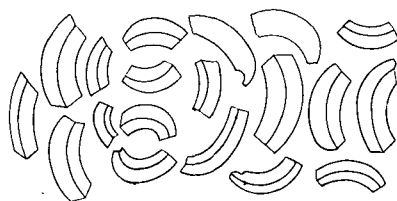


2-3 図 ナイフ取付金具の一例

節が容易なことを生命とする。フライホイールへのこの間接的装着法を採用する場合はやや取付法が複雑になるが、フライホイールとナイフとの間に間隙ができ、被切断材料がナイフとフライホイールとの間に充填したり妨げられることがないという利点である。

第3節 彎曲刃の特徴

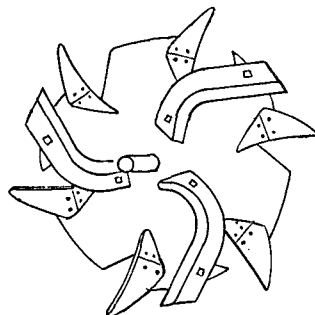
彎曲刃は欧州において古くより発達しており、欧州型と称することができる。従って歴史も古く、飼料切断機の出現と共に生まれたものと考えてよい。彎曲刃はその彎曲の方向によって(1)凸刃と(2)凹刃とに分けることができ、その何れも古くより存在するが、主体をなしていたものは凸刃である。2-4図は1927年頃のナイフ専門会社



2-4 図 彎曲刃の種類

のナイフの例を示すものであるが、その彎曲度の千差万別のある好例である。又2-5図に示すような特殊な形態のものもあり、これを彎曲刃の変形として直線彎曲併用型とも名付けることができる。

我国における彎曲刃は昭和7年には既に凹凸両者が現われていた。併しその後スター式が凹刃を採用するに至り、これが主体をなして来たが、現在の我国のもの数例は17-22, 25等に示してある。直線を鉋刃と称するのに対して彎曲刃は凹刃



2-5 図 彎曲刃の特例

の場合に鎌刃とも称されている。種々の弯曲度を有するが、カッターの回転中心及び受刃との関係位置を明らかにしないと、曲線の性質を知ることにはできないが、これらの関係は第17章の各種刃型曲線の検討の際に述べることにする。今弯曲刃の特徴を挙げると次の諸点である。

(1) 弯曲刃は直線に比較して薄い材料を使用しており、極端な例では1.5 mm程度のもも見られるが3 mm程度のものが多い。楔角も直線刃に比較してやや小さく切味が直線刃より勝っている。これは切断対称をわら類に置く為に特に切味に重点を置く結果にもとづくものである。

(2) 弯曲刃は逃げ角を与える場合には凸刃では両端が、凹刃の場合は中央部が他の部分の受刃との間隙より広くなることは取扱上不便な点である。これを避ける為に普通はフライホイールへのナイフの装着に際して、3本のナイフ押しボルトを加減してナイフを弯曲させて強制的に間隙が一樣になるように調節できる構造となっているフライホイールへの直接装着法が採用されている。従ってナイフの厚さは押ボルトで弯曲させることができるように薄い材料でなくてはならない。併し最近の外国製品の中には、ナイフの取付を逆にして楔角の傾斜面(表側)を受刃側にしたものがあるが、この場合にはこのナイフの逃げの問題は解消するのみならず、ナイフの磨耗上よりの見地からも注目に値する。この直接法を採用する場合にはフライホイールとナイフとの間に押ボルトにより僅かな間隙ができるから構造が悪いとこの間に材料が充填し、切断に際して悪影響を及ぼすから注意を要す。

(3) 弯曲刃は直線刃に比較して切断を徐々に行なうことができる。即ち弯曲度及びフライホイールの装置関係位置を適当に選ぶことにより、材料を少量宛々切断し、直線刃に比較して長い時間で切れるようにすることができ易いから、切断時の衝撃力を低下させることができることは有利な点である。

(4) 刃型曲線の選び方によっては切断中の切断トルクを一樣に保つことも切断速度を一定に保つこともできる。即ち切断機構成は、切断条件の研

究等によりナイフの具備すべき諸種の角度(後述)が明らかにされた場合は、それに対応した条件を与えるには、必然的に弯曲刃とならざるを得ない。

凸刃と凹刃とでは、材料を切断するに際しての大きな差異は次の点である。即ち凸刃は大体において切断材料を外側に押出すように働き、被切断物はカッターのケーシング内で外側に押出され易いが、凹刃は材料を内側に抱き込む傾向がある。この為に特に切断不良になった場合等に、長いわら等が主軸に巻付く恐れが多く、この巻付防止に特別の考慮を払わなくてはならない。その外この押し型の切断と抱込み型の切断とにより利害得失が出るが、これらの点については後述する。

第3章 フライホイール型飼料截断機の各部所要動力の分析

フライホイール型飼料截断機の代表的なものとして吹上式についてみるならば、全所要馬力は次の各部に分析できる。

(1) 動力伝達部及び供給部での機械的損失……ベルト損失、歯車、軸承、及び供給ロールの上下移動に要する側板との摩擦損失、供給チェーンにおける損失等がこのうちに含まれる。

(2) 送風所要力

(3) 材料供給所要力……供給ロール、切断前の材料との摩擦、材料の移動摩擦等がこの中に含まれる。

(4) 切断所要力……材料の切断に要する動力の外、厳密にはナイフ側面と材料との摩擦、切断物とナイフあるいは測定不能である切断物とフライホイール及びその附属物との接触摩擦抵抗もこの中に含まれているが、殆んどは純切断所要力でナイフの取付角が不適当な場合には、ナイフ側面と林料との摩擦抵抗はある程度増加してくるものと考えられる。従ってこの場合は除いて上記の消費動力を含めて切断所要力としてよい。

(5) 摩擦所要力……切断されれ材料がケーシングの内部で移動中にケーシングその他の部分と摩擦することによって生ずる損失であるが、この所要力は相当に高いものである。

(6) はね上げ所要力……切断された材料を加速

するに要する動力。

此等の動力に関する現論的計算及び測定については既に F. Z. Blevins 及び H. J. Hansen 氏⁹⁾により紹介されている。例えば摩擦所要力には次の式を使用している。

$$P_f = Q\alpha\mu V^2 (0.261 \times 10^{-9}) \quad (3-1)$$

P_f : 摩擦所要力 (H.P.)

Q : 毎分切断量 (lbs/min)

α : ケーシング内壁と材料との接触角 (ラジアン)

μ : 材料と銑との摩擦係数

V : フライホイール周速度 (ft/min)

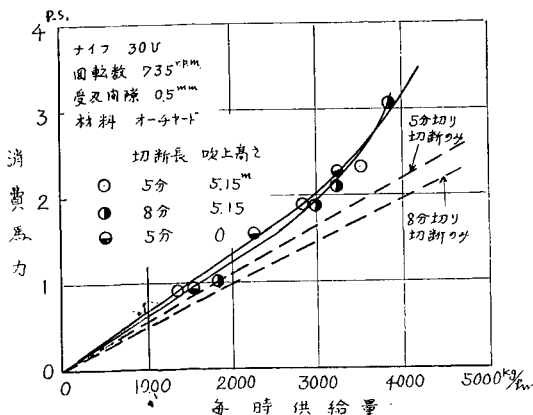
上式において、アルファルファでは $\mu: 0.6$, $\mu\alpha = 0.732 \sim 0.942$ なる例を示している。

又はね上所要力には

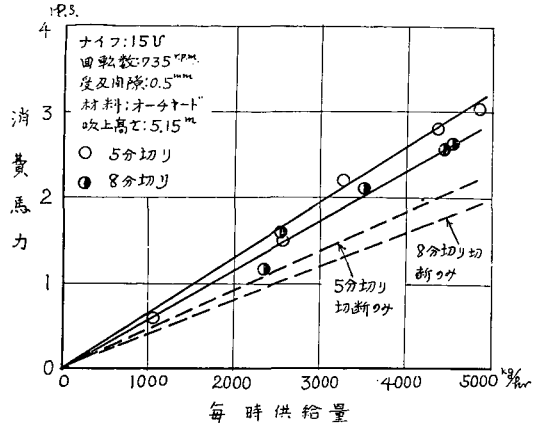
$$P_{ke} = QV^2 (0.1306 \times 10^{-9}) \quad (3-2)$$

P_{ke} : はね上所要馬力

なる計算式が示されている。今仮りに 3-1, 3-2 式より $\mu\alpha$ を 0.8 とし、8 吋カッターでのフライホイール直径 (羽根中心まで) を 650 ϕ 、回転数 750 r.p.m. とした場合の毎時供給量と所要力との関係を出すと P_f は 1.88×10^{-4} kg/hr, P_{ke} は 1.175×10^{-4} kg/hr となり、毎時 6 ton のアルファルファを切断した場合のケーシング内での摩擦、及び吹上所要力の合計は、1.82 HP を要することになる。3-1 図は 70.7% の含水率のオーチャードを切断した場合の実験例であるが、5.15 m の吹上円筒を有する場合の負荷馬力 (無負荷所要馬力を除く) と、



3-1 A 図 吹上時所要動力



3-1 B 図 吹上時所要動力

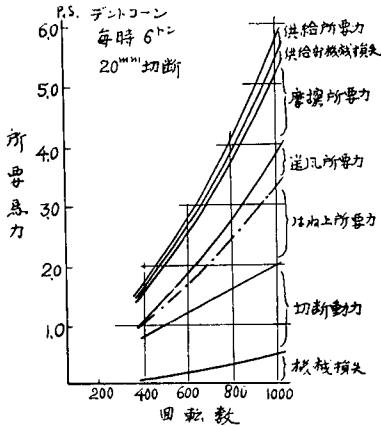
切断所要馬力との差が前記の P_f と P_{ke} との和と考えられる。従ってこの差を取ると、5 分切り 8 分切り何れの場合も 1 HP で Hansen 氏の式より求めた 1.82 P.S. よりも、相当小さく現われている。併し Hansen 氏の式は、切断材料全部がフライホイールの周速度 (V) と同一の速度を得るとの仮定によったものであり、この場合の所要馬力は V^2 に比例するから、もし V の 75% 程度の速度を切断物が与えられるとすれば、この値は Hansen 氏の計算式に大体一致することになる。

3-1 図の値に送所要動力を示す 6-2 図の値及び 3-1 表の全装備時の無負荷所要動力を加えたものが、5.15 m 吹上時の全所要馬力になる。

なお 3-1 B 図での吹上高さは 5.51 m の場合であるが、円筒のない場合においてもオーチャードの場合吹上時の所要馬力には殆んど差がなく、寧ろ減少の傾向を示した。即ちこれは一度加速された材料はその初速と風力とによって吹上げられるもので、加速動力は吹上高さの高低には無関係であることによるもので、寧ろ円筒の短い場合には送風抵抗が増すことに原因するもので、当然の結果である。

3-1 表 無負荷時所要動力

回転数 (r.p.m.)	切断長 (分)	下ケース及び羽根除去時所要馬力 (P.S.)	全装備時所要馬力 (P.S.)	起風馬力 (P.S.)
735	5	0.32	0.61	0.29
735	8	0.36	0.64	0.28



3-2図 所要動力分析図

併し内筒を長くしたとき吹上能力が及ばぬ場合は、ケーシング内に材料が充満し摩擦動力は急増するに至る。3-1A 図の時 3 ton 以上の切断量附近の場合はこの現象を生じた例である。なお3-1B 図の実験例ではオーチャードの場合 5 ton 以上の切断量においても、吹上時の馬力の急増を見なかったが、3-1A 図の例ではややクロバリの混入度が大きなる為 (50% 程度) 摩擦抵抗が増大してかかる相異を来たしたものと考えられる。特にケーシングあるいは円筒内への材料の充満は風速減少の原因となり、吹上能力は低下し悪循環を繰返し、遂には吹上は完全に不能になる。水分多量の材料等の切断に際して往々に起る現象である。この点は吹上カッターの吹上部の設計上及び使用上、留意しなければならない点である。

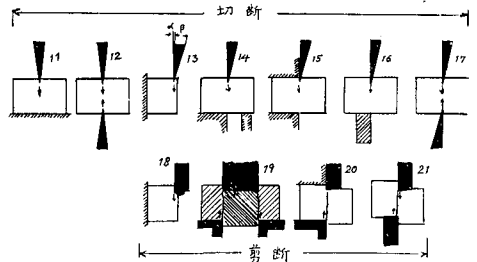
江崎氏等³⁾によれば、フライホイール型飼料切断機の所要動力は3-2 図の如き結果となっているが、これによると切断所要動力 800 r.p.m. の場合では全動力の約 32% になっている。我々の実験では正常条件の下における切断所要動力は 735 r.p.m. で5分切りの場合には、デントコーンでは全所要動力の約 48%、オーチャードでは 56% に及び、オーチャードの8分切りでは 52% を要している。稲わらではこの比率は更に高くなる。かくの如く切断動力は全動力の約 2分1を要し、しかも切断の良否は切断製品の良否の勿論、吹上能力をも作用するものである。

第4章 刃型に関する研究の目的

第1節 序 論

切断の一般的定義及びその内容については Th. Stroppe³⁵⁾ が詳細な論文を出しているが、氏によると切断とは切断用具をもって物体を機械的に分離することを云い、その切断用具の楔状の刃物は切断圧により切断角に沿った強い特殊の垂直な推力の結果、分離すべき物体を解きゆるめ、連続的に一定な方向に這入って行く。従って一般的に二つの切断面を生ずると称している。更に氏は切断を二大別しているが、その一は Messerschmitt でこれは所謂“切断”であり、他は Scherschmitt 即ち“剪断”である。前者は刃物の侵入により変形部を生ずるが、直線的分離部が切断方向に進む場合である。これに対して剪断は切断物の変形力が昂じて一時的に生ずる切断面に分離される場合である。しかし兩者間では判然たる限界がない場合もあると称している。

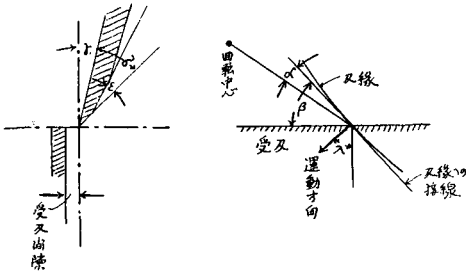
更に氏は切断と剪断との内容を説明して4-1 図の如き図を示している。その詳細は別にしてカッ



4-1図 切断機構図

ターにおける切断は4-1 図の 16 に相当する場合と云うことができる。即ち 14~16 は、受刃を有する場合の切断であって、18 以下の剪断とは判然と区別することができる。従って鋏等に於ける剪断とは異なった切断機構によるものであると云うことは、基本的に重要な事項であり、ナイフの刃縁角が小さい程よいと云うことも自ら導かれるところであり、鋏の刃縁角等の如く 60° 前後の角度とは本質的に異なる所以である。

次に刃物に関係した各種の角度に対する名称を述べることにする。4-2 図で次のように名付ける



1. γ : 間隙角 (逃げ角), 2. δ : 楔角, 3. ϵ : 2番角
4. $\gamma + \delta = \eta$: 切断角, 5. α : 傾斜角, 6. β : 鋸角

4—2 図 主要角の名称

ことにする。又受刃とナイフとの間隙を受刃間隙と名付ける。カッターでの切断の良否はこれら各種の角度と受刃の間隙の適、不適によって左右されることは勿論のこと、切断速度及び材料の保持状態等の外、被切断物の条件によって決定されるもので、これら主要要素を例記すると次のようになる。

- (1) 切断速度
- (2) ナイフの諸条件
 - イ. ナイフの各種角度の関係
 - ロ. ナイフの材質
 - ハ. 鋭利度…広義には(イ)の項目の一部となる問題であるが、特に実用的には楔角先端部の鋭利度として取出した方が便利である。
- (3) 受刃の諸条件
 - イ. ナイフと受刃との間隙
 - ロ. 受刃の刃縁の鋭利性
- (4) 被切断材料の諸条件
 - イ. 材料の相異
 - ロ. 熟 度
 - ハ. 水分含量
 - ニ. 各種の物理的性質
- (5) (5)材料の供給方法
 - イ. 供給量の多少
 - ロ. 供給量の均一性
- (6) (6)送り込みロールの保持強さ

これらの諸条件中特にナイフの刃型に関係した角度、即ち傾斜角、鋸角及び鋸角の正負の問題を中心にして、切断条件中特に重要なものに研究を限定した。

第2節 研究目的

本研究はカッターにおけるこれらの切断の本質を明らかにするにあるのではなく、カッターの設計上あるいは使用上必要な具体的条件の中特に傾斜角 α あるいは鋸角 β を明らかにすることを主目的とし、更にはこれらの問題を究明する上に必要な諸要素をも同時に知ることを目的としている。上述の傾斜角及び鋸角の問題は所謂「刃型の問題」の一言につきる。従って本研究はカッターとして具備すべき刃型条件を明らかにすることにあるとゆうことができる。

カッターの刃型に関する研究の多くは基礎的研究にして、カッターを低速回転で回転させた際の動力測定を行ない、傾斜角と切味との関係、刃型と一切断中における動力分布との関係等に関する基礎研究である。これらの問題を整理し、実用カッターでの刃型の研究上好都合な刃型曲線の表現及び、曲線の性質あるは切断仕事量に関する研究実験をされたものが京都大学農学部教授田村農博士³²⁾である。カッターの切断仕事量は刃型のいかにかわらず切味係数が一定な場合は一定で、カッターの如く回転中心と受刃との位置が偏心している場合は、偏心値と回転角との函数で刃型曲線を決定した方が便利であるとして、所謂田村座標を用いて刃型曲線を解析し実用的な基本曲線を示した。

併し田村博士の報告には、実際のカッターを実用速度で回転した場合の、切断性能即ち最終目的である被切断物の良否、あるいは設計上実用上の問題をも含めての合理的刃型に関する結論にまで及んでいない。従って本実験においては田村博士等の貴重な研究成果を更に実用的見地より再検討するを第1の目的としている。

特に第2章に述べたように欧州では凸刃が主体をなしているにもかかわらず我国における吹上カッターの刃型は、現在凹刃を主体とし、デントコーン用として直線刃を採用している会社があるが、凸刃に対する検討が不足している。この差異のよって来たった所以を明らかにするのが第2の目的である。

第3の目的は被切断対象物の種類と最良刃型と

の関係を見出すにある。即ち北海道における吹上カッターの使用目的は単にデントコーンを対象としているのみでなく、稲わら、大豆がら等の切断に使用される場合が多々ある。更に我国においても最近サンマーサイレージ用としての牧草の利用が取上げられ、その価値が高く評価されてきているが、この為に生草の切断をも必要になってきているが、これら各種の材料に対してカッターの刃型はいかにあるべきかを知らんとした。

第4は刃型に関する実験を行なうに際して必要であるのみならず、カッターの設計・使用上特に必要と考えられる切断部における諸条件を明らかにすることにある。その具体的な問題として前記諸要素の中で特に次の三項目についての実験を行なった。

(1) ナイフの諸条件については

イ. ナイフの角度の中で特に楔角の大小の切断抵抗に及ぼす影響

ロ. 鋭利度

(2) 受刃の諸条件

(3) 切断速度

第5は実験結果より導びかれた結論より基礎的各種刃型曲線の解析を行ない、曲線の諸要素を与える基準についての考察することである。

第2編 凸刃と凹刃との比較に関する実験(第1次実験)

第5章 実験の目的及び方法

第1節 実験の目的

刃型の分類に関する章で述べたように、刃型曲線の相異は基本的には傾斜角、鋏角及びその切り進む方向が重要であり、これらの3者の総合の結果がナイフの切断性能を左右するが、現在我国におけるフライホイール型飼料切断機では凸刃が殆んど使用されていない現状である。併し凸刃にも利点が多く凸刃に関する再検討の必要を感じ、凸刃と凹刃との比較実験を行ない、次の点を明らかにせんと試みた。

(1) 材料の相異と刃型との間に深い関係があるか否か。

(2) 凸刃と凹刃とでは実用カッターでは切断性能上いかなる相異を生ずるかについての問題。

(3) 直線刃と弯曲刃との性能上に及ぼす相異。

(4) 傾斜角の切断に及ぼす影響の有無多少。

(5) 切断に関与する重要な要素、即ち回転速度、楔角の大小、刃縁の鋭利度、受刃とナイフの間隙の広狭等の切断性能に及ぼす影響についての凹凸刃間での相異。

(6) 以上の諸点に関する検討によりカッターでの切断機構はいかなる方法によっているか等の点をも明らかにする。

以上の目的に対し、切断に関与する多くの諸要素を可能な範囲で限定し且つ実情から離れないように努めた。

第2節 実験装置の概要

イ. 供試の概要

実験に供用したカッターは北海道農機具工業株式会社製8吋吹上カッター(機体番号 No. 27075)の本体である。本実験は切断抵抗の測定を目的としているから、それ以外の諸抵抗を除去し易いよ

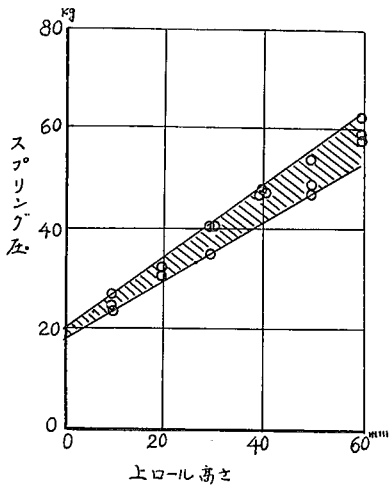
5-1表 供試機主要諸元

	項 目	寸 法
供 給 口	幅 (mm)	200
	最大高さ(mm)	82
	最大開口面積(cm ²)	168
供 給 ロ ー ル	型式及び突起数	花型 10×8 列
	ロール直径 (mm)	100
フ ラ イ ホ イ ー ル	羽根先径 (mm)*	740
	リム外径 (cm)	638
羽 根	枚 数	6
	面 積 (cm ²)	134.5
吹 上 円 筒 直 径 (mm)**		12.8
	標 準 回 転 速 度 (r.p.m.)	700~800
	切 断 長 さ (分)	3.5. 8. 10. 12. 17. 20
寸 法	全 長 (mm)	2160
	全 幅 (mm)	925
	全 高 (mm)	864

* 吹上時のみ装着

** 同 上

うに下カバーを取除き、被切断物のケーシング内での回転による摩擦抵抗及び、はね上抵抗を除くことにした。従って切断された材料の殆んどは直ちに地上に放出され、ごく一部のみが危険防止の為に取付けられた上カバーに当りあるいは円筒の入口に送られるが、それらの抵抗は無視して支障ないものと考えられる。本機の主要諸元を5-1表に示す。受刃の偏心(d)即ちフライホイールの回転中心に対しての受刃の位置は中心より35 mm下方にあり、且つ供給口内側は中心より65 mm供給口の実長は203 mmになっている。又本機の送り込みロール・スプリングの圧縮強さは5-1図に示されている。5-1図は実際に上ロールを引上げて測定したものであるから、ロールカバー及びロール側面と側壁との摩擦抵抗等をも含んでいるか



5-1図 送りロールスプリング強さ

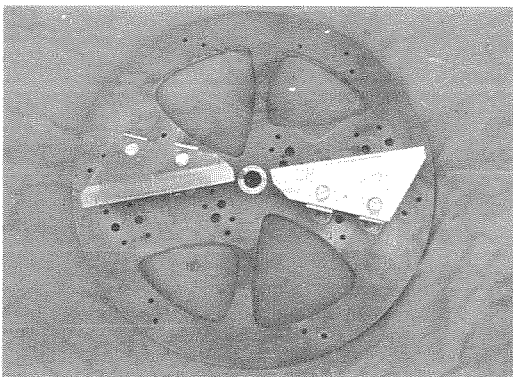


写真5-1 供用フライホイール

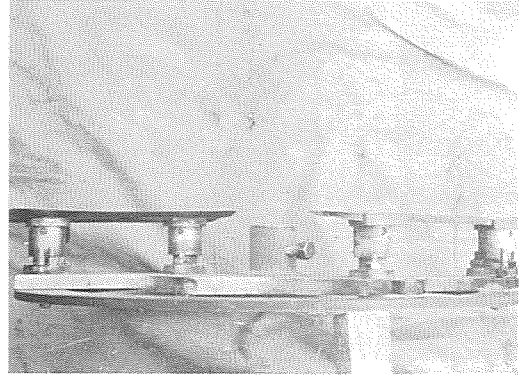


写真5-2 ナイフ装着状態

ら測定点の分散は当然である。

ナイフ取付用のフライホイールは写真5-1に示すが如き特別なものを製作した。その総重量は38.2 kgで、普通の8寸カッターのフライホイールでの29~37 kgに比較すればやや重くなっている。ナイフの装着様式はターンバックル式である為に写真5-2に示すようにナイフとフライホイールとの間に十分な間隙があり、材料の挟まること等の弊害が皆無である点は好都合であった。併し本式のものにはフライホイール直接装着式のように、3本のボルトを使用してナイフを押し受刃との間隙を調節するものと異なり、弯曲刃の場合のナイフの調節が困難であると云う欠点を持っている。(2章参照)従って供試ナイフは特殊なものを製作した。

ロ. 供試ナイフ

受刃と回転中心の位置関係は鈍角を決定する主要要素であるが定鈍角型の刃では普遍性に乏しい。従って考察上からも便利な17-1表No.1に示される対数曲線型の刃を供試した。本曲線は刃縁での接線と半径のなす角即ち傾斜角は一定となるから、この α が 15° 及び 30° の凹凸両種の外、直線刃を加えて5種の刃型のものを供試した。(写真5-3参照)以後之等の刃を15v, 15c, 0, 30v, 30cと称しvは凸刃をcは凹刃を、又0は直線刃を現わすことにする。直線刃はこの場合半径方向と刃縁が一致した場合のものである。供試刃の例を5-2図に示す。図に示されているように8 mmの厚さで裏面即ち受刃側は刃先の方では表面に平

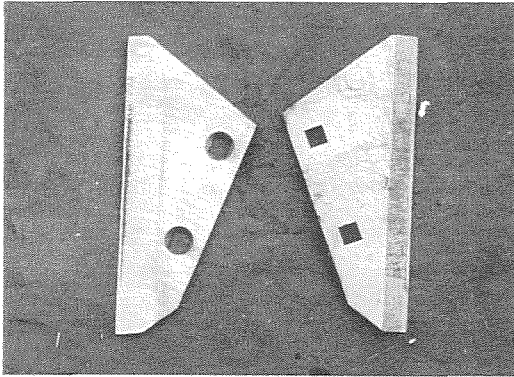


写真5-3A 直線刃のナイフ

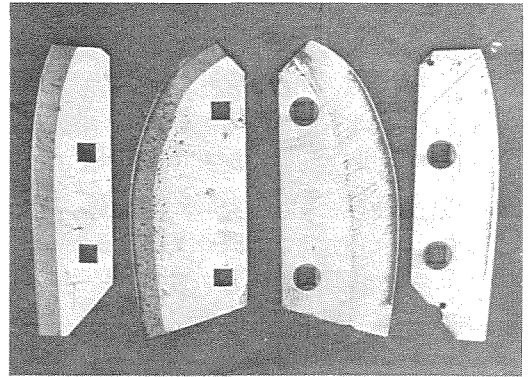


写真5-3B 15°, 30°のナイフ

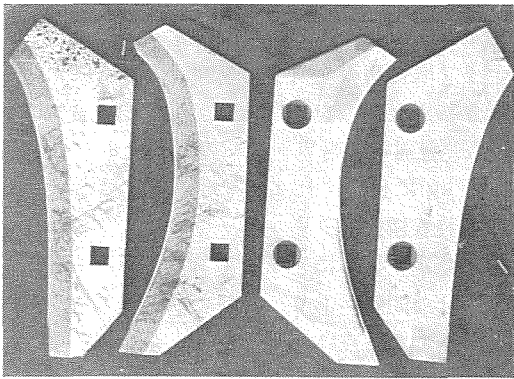
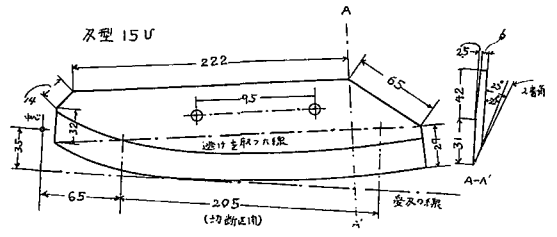


写真5-3C 15°, 30°のナイフ



5-2図 供試刃の一例

行になっているが、基部の方は薄くしてあり、ロールから送り出された材料に接触し両者間の摩擦抵抗の生ずることを避けるほか、材料の送り出し

を容易にしてある。従っていかに弯曲の強い刃型の場合でも受刃とナイフとの間隙は容易に一樣に保つことができる。各供試刃は地金には軟鋼を使用し、刃部は刃物鋼(安来白紙2号)を鍍着したもので、刃縁部近くでショア硬度は5-2表の如くなっている。

なお楔角は楔角に関する実験以外の実験では先

5-2表 供試ナイフ硬度

(ショア硬度)

ナイフ		測定点										平均
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
30°	1	78	79	82	82	83	76	80	80	79	83	80.2
	2	80	85	79	76	80	82	81	78	77	80	79.8
15°	1	82	80	83	78	78	79	80	83	82	82	80.7
	2	82	81	82	83	80	83	82	81	82	83	81.9
0 (直線刃)	1	77	79	80	82	79	84	83	82	82	82	81.0
	2	83	82	80	83	80	82	78	79	79	81	80.9
15°	1	81	83	83	81	80	80	83	82	80	79	81.2
	2	79	83	81	81	84	83	84	82	80	81	81.8
30°	1	76	77	79	82	81	80	79	81	83	83	81.1
	2	79	80	79	85	84	81	82	82	84	84	82.0

端部においては 23° を原則として使用した。従って稲わら、牧草等に対しては角度が大きすぎる感があるが、刃先の損障を避ける目的によるものである。

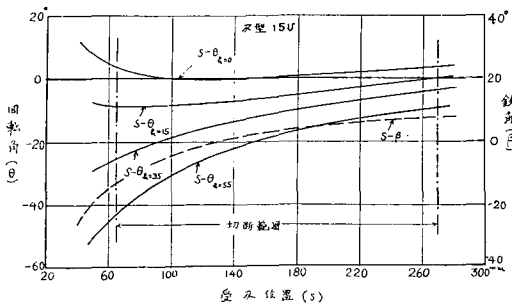
供試ナイフは 17-1 表 No. 1 で示されている対数曲線であるが受刃と回転中心が偏心しており、標座標で曲線式を示すよりも 15-6 図における s 及び回転角 θ で示す方が好都合であることは田村豊教授³²⁾が指摘されたところである。従ってこの座標に転換すると 5-1 式の関係になる。

$$\sqrt{s^2 + t^2} = e^m (\theta + \tan^{-1} \frac{s}{t}) \quad (5-1)$$

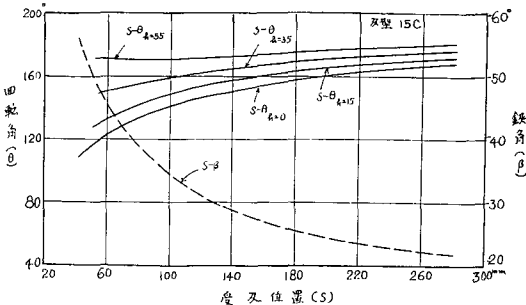
t : 受刃の偏心率

m : 方向係数

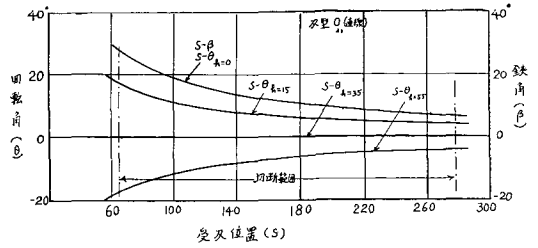
上記の t 及び s の値を用いて各々の刃型につき材料供給量を変化させた場合、材料を切り初めて切り終るまでに要する回転所要角は 5-3 図の如き関係となり、更にこの図の中に鋏角 β をも同時に示しておいた。5-3 図 A の 15v を例にして $s-\theta$ の関係を見ると、材料供給高さ 35 mm の場合は内側は θ が -29° の位置で切断が開始され外側は θ が -6° の点で開始され次第に切り進んで行き、内



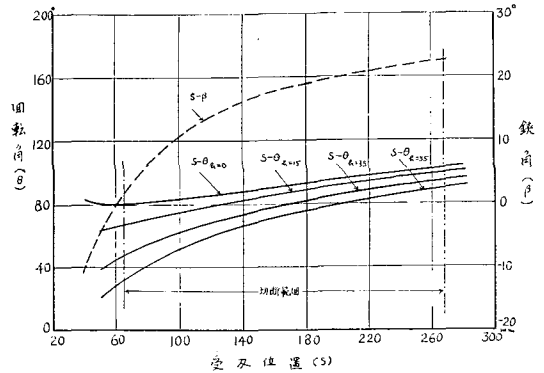
5-3 A 図 15v のナイフの主要諸元図



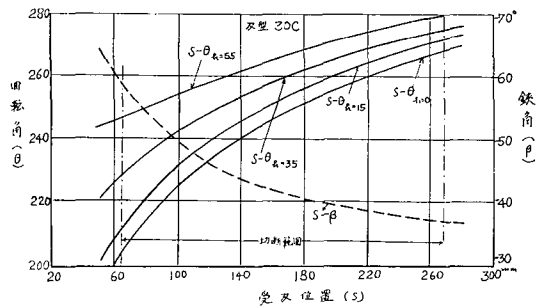
5-3 B 図 15c のナイフの主要諸元図



5-3 C 図 0₂₃ (直線刃) のナイフの刃型諸元図



5-3 D 図 30v のナイフの刃型諸元図



5-3 E 図 30c のナイフの刃型諸元図

側は θ が 3° の位置で外側は 4° の位置で切断が終了することになる。従って全切断所要回転角は -29° より 4° までの間 33° となるが、B 図に示す 15c では同じ 35 mm の供給量に対して、 172° より 128° (内側で切終る) までの間の 44 度の回転で切断されることを示す。

ハ. 供用原動機及び動力伝達法

本実験では特に使用中に回転数の低下を来さないように、十分の余裕を持った原動機として 5 馬力の三相籠形誘導電動機を使用した。モーターの性能特性は予め測定しておいた。

回転数を変化させる必要上中間軸を使用する方が便利であるから写真 13-6 と類似の方法によりモーターより第 1 中間軸へチェーン伝達し更に第 2 中間軸にチェーンで動力を伝え、第 2 中間軸とカッターとを平ベルトで連結した。

第 3 節 供試材料及び材料供給法

A. 供試材料

刃型の決定上考慮しなければならぬ点は被切断材料との関係において考察しなければならないことは重要な問題である。併しこの点に関する研究は皆無であることは先に述べた通りである。この見地に立ち、北海道において実用上常に対象となる材料を選定することにし、稲わら、白色デントコーン、牧草としてのオーチャード、及び大豆がらを使用した。

(1) 稲わら

農林 20 号を供用したが平均草丈 98 cm, 1 束平均重量は 260~300 gr で平均水分含量は 12.1% である。

(2) (2)オーチャード

オーチャードを主体となっているが約 20% 程度の赤クロバーを混入していた。オーチャードの平均草丈は 85 cm で平均水分 67.4% (但し実験日で異なり最大の日は 70.7%, 最小の日は 63.5% と約 7% の差がある)。供試材料は実験当日の朝、モーアで刈ったものを直ちに使用した。

(3) デントコーン

実験を行なった昭和 31 年は気候が不順で、成育が遅れ材料としては不良であった為、特に発育不良の材料を除去し、出来得る限り材料の均一性に留意した。平均水分は茎部が 82.46%, 葉部 74.9%, 草丈は 2.90~3.80 m, 平均 3.18 m で茎の太さは 5-3 表に示すように相当の差をきたしている。なお収穫は牧草の際と同様に実験当日に行なった。

5-3 表 供試デントコーンの平均直径 (基部)

	長茎平均 (mm)	短茎平均 (mm)
大	32.5	27.0
中	26.8	24.4
小	22.0	18.2

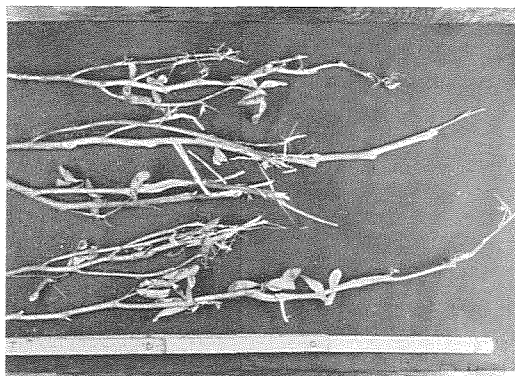


写真 5-4 供試大豆がら

(4) 大豆がら

品種は十勝長葉で帯広畜産大学農場で実験当年に収穫されたものを動力脱穀機 (加藤式) で脱穀した豆殻で、水分含量は平均 12.37% となっている (写真 5-4 参照)。

B. 材料供給法

材料の供給は機械的に一律に行なうことができないから、その巧拙の実験結果に及ぼす影響は極めて大きい。従って特に供給法については意を注いだ。全実験を通じ同一人に供給を依頼したから熟練も積まれ危険な作業にも拘らずよくその目的を達することができた。供給法は供試材料によって夫々実際の使用状態から離れないでしかも均一供給に重点を置き、原則として供給ロールが最大に上ってつかえる場合には供給抵抗が増加するのみならず、供速度が低下し切断長に変化をきたすから、限度以下に止めることにした。次に各材料毎の供給法について述べる。

(1) 稲わら

供給者 1 名に供給助手 1 乃至 2 名を配し、予じめ重量を測定して置いた所定量を基部から挿入する様に揃えて置き、供給量の少ない時から最大に至るまで、その予定量に応じて次の段階により間断なき供給を行なった。

- a. 極少量…… 1 束宛々供給したが、次の束を挿入する間に僅かの一定時間を置いた。
- b. 少量…… 1 束宛々続けて挿入した。
- c. 少々少量…… 1 束宛々を 1/3 位重ねて供給する場合。

d. 中量……1束宛々を 2/3 あるいはそれ以上重ねて供給する場合。

e. 大量……2束宛々を続けて挿入する場合。

f. 極大量……2束宛々を 1/2 位重ねて供給する場合。

その他必要に応じて加減し、供給量を種々の段階に変化させた。

(ロ) オーチャード

材料はモアで刈取ったものであるから大体は揃っているが、稲わらと違い結束されていないから、予じめ供給量の多少に応じて幾つかの山に分けて置き間断なく同一量を供給した。

(ハ) デントコーン

デントコーンの場合は子実を除いて置き、基部より供給することにし、供給量の多少の調節は同時に挿入する本数の調節によって行ない、最少量では同時に4本、最大量で12本ないし14本程度の供給本数になっている。

(ニ) 大豆がら

材料は極めて乱雑になっており、均一供給は困難であるがデントコーンと同様に幾つかの山に分けて置き、同一速度で供給することに努めた。

第4節 測定法及び測定事項

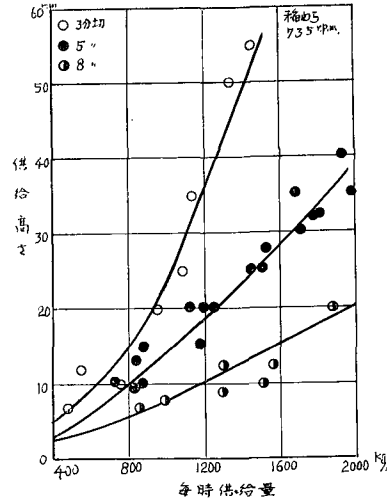
(1) 動力測定

動力測定はモーターの消費電力を横河製自記ワットメーターで自記させ、予じめ測定しておいたモーターの出力特性曲線より出力を求めた。併しワットメーターの特性として負荷の変動に対してペンの記録は幾分の遅れであるから、ある程度の測定外の材料を供給してペンが記録を開始した後、に所定量の材料を供給し、測定開始時及び終了時を笛で合図し、その間の記録を明記しその区間の電力の平均値を読み測定の誤差を除くことにした。

(2) 材料切断量の決定基準

供給材料は予じめ秤量して置き、切断所要時間より毎時切断量を決定したが、切断時間はワットメーターが切断所要電力平均値を記録し得る最少時間と考えられる、8秒程度以上12秒位にした。

毎時供給量はカッターの実用的性能を示す場合の基準となるが刃型に関する研究では供給高(h)



5-4 図 稲わらでの供給量と供給高さの関係

が重要であるから、本実験では供給高さは肉眼で読みその平均値を取ることにした。従って個々の測定において、ある程度の誤差は止むを得なかったから、全実験を通じての平均より供給量と供給高さとの関係を求めることにした。今各供試材料での両者の関係を示すと次の関係にある。

(イ) 稲わら

5-4 図は 735 r.p.m. の場合における供給量と供給高さとの関係曲線を示す一例である。本図によれば供給高さと供給量とはある量以上は直線的と考えても大差なく、他の回転数の場合にも同様の関係になっている。これらの結果を一括整理すると次式が成立する。

$$Q = 400 + 4.5^{-3} Nlh \quad (5-1)$$

Q : 毎時切断量 (kg/hr)

N : 毎分回転数

l : 切断長 (mm)

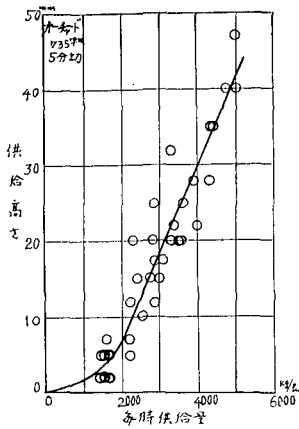
h : 供給高 (mm)

(ロ) オーチャード

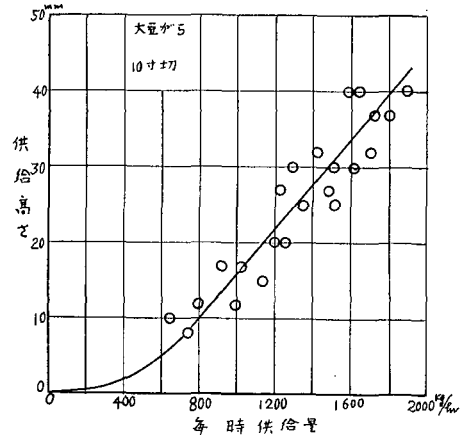
オーチャードについての一例として 735 r.p.m. での結果を 5-5 図に示す。各回転数の場合の結果をも加えて一括すると近似的には 5-2 式が示される。

$$Q = 1400 + 7.5 \times 10^{-3} Nlh \quad (5-2)$$

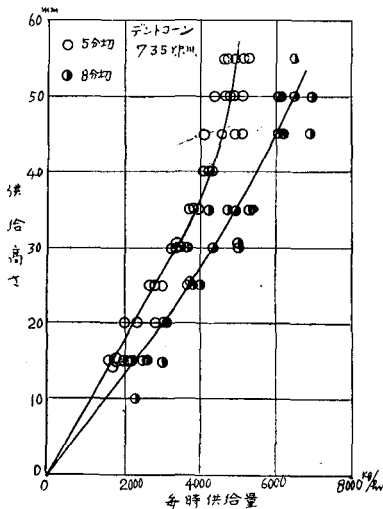
(ハ) デントコーン



5-5 図 オーチャードでの供給量と供給高さとの関係



5-7 図 大豆がらでの供給量と供給高さとの関係



5-6 図 デントコーンでの供給量と供給高さとの関係

デントコーンでは供給量と供給高さとの関係は5-6図に示すが如き関係となり、稲わらあるいはオーチャードの場合とやや異なった性質を示しており、直線部における関係式は5-3式となる。

$$Q = 1.04 Nlh \quad (5-3)$$

(二) 大豆がら

大豆がらについては回転数及び切断長の条件を変化させていないから一般式を求めることは困難であるが、供給高さが25mm附近までは5-4式が成立すると考えて大差ない。

$$Q = 400 + 2.17 \times 10^{-3} Nlh \quad (5-4)$$

(3) 回転数の測定

回転数はハスラーの回転計でカッターの主軸での回転数を測定した。

(4) 受刃とナイフとの間隙

実際のカッターでの中心部よりやや外側の間隙を広くして使用することが原則とされているが、実験の性質上同一間隙とし、「厚みゲージ」で測定して間隙の調節を行ない、間隙に関する実験以外の場合の基準間隙は0.5mmにした。

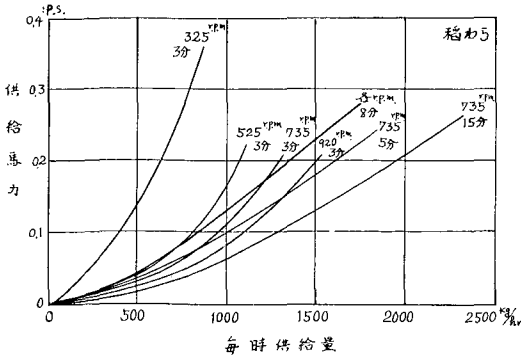
(5) 資料の採取

資料の採取は大量のものの中からごく少量を取るものであるから、特に全切断物を攪混し均一なる採取を行なうことに努めた。

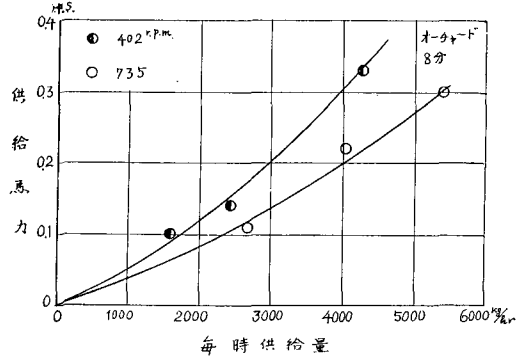
第6章 刃型と切断所要動力との関係について

第1節 序 論

切断所要動力の測定は供試カッターの下カバー及びフライホイールの起風翼を除去し危険防止の為の上カバーのみを残して材料を切断したから、ワットメーターに記録される動力中、切断抵抗以外の比較的大きな抵抗は空転抵抗及び材料供給に要する動力である。従ってこれ等の所要動力を全動力から除去して切断動力とした。材料の供給抵抗は材料供給用のチェーン及び材料供給ロールの抵抗であるが、この抵抗は供給材料の多少によって変化する。6-1, 6-2, 6-3, 6-4図は夫々稲わら、

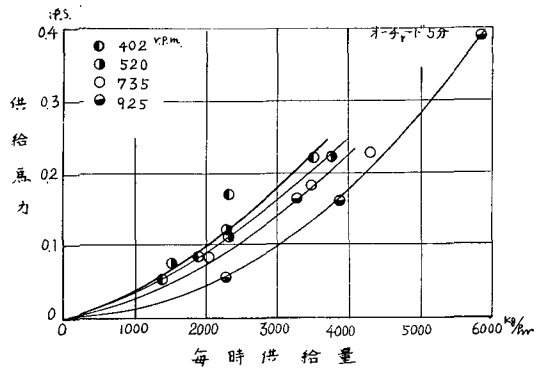


6-1図 材料供給所要馬力(稲わら)



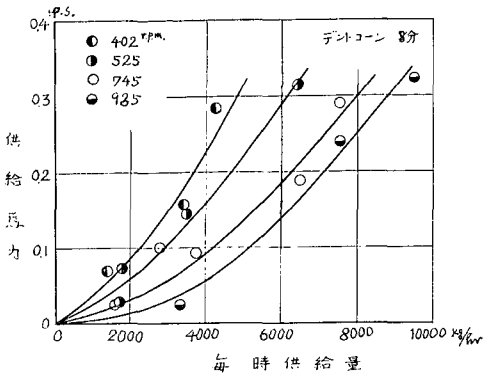
6-2 A 図 材料供給所要馬力(オーチャード)

オーチャード、デントコーン及び大豆がらでの毎時供給量と材料供給所要馬力との関係を示すものである。6-1 図の稲の場合切断長が3分の時での所要動力は回転数により顕著な差を示しているが切断長が8分の場合には回転数によって殆んど差を見出し得なかった。従って8分以上の切断長になる場合は送り抵抗は回転数により有意差はないものと考えてよい。1寸5分切りでは735 r.p.m. 以上の回転数では材料の供給は不可能であったから735 r.p.m. のみについて測定した。又切断長の短い3分切りの場合は325 r.p.m. で800 kg/hr の供給量の時は上ロールの平均高さが上昇限度の60 mm 近くになり、部分的にはロールにより材料が極度に圧縮される場合も生じ、供給量の増加により急激に送り抵抗の増加を来すに至る。即ち送り抵抗の大部分はロール部分において生ずるものであり、しかもロールでの材料の圧縮度によって決定され、ある限度以上に圧縮された時には抵抗の増加が著しくなることを示している。従って8分以上の切断長ではロールの上昇が測定範囲では極端でない為回転数の影響が現われなかったものといえる。この間の事情はカッター使用上の重要留意事項の一つを暗示するものである。即ちカッターを実際に使用する際平均毎時切断量が同一でも部分的に不同があり、そのカッターのロールの上昇限度以上になったり、あるいはそれに近い場合があると供給抵抗の増加を来し平均総抵抗の増大を見るに至る。6-2 図のオーチャードの場合にも稲の場合と同様のことがいえる。ただ異なる点は稲わらに比較して、

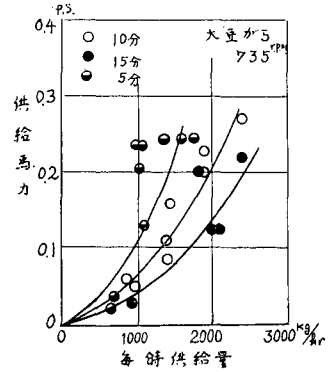


6-2 B 図 同 上

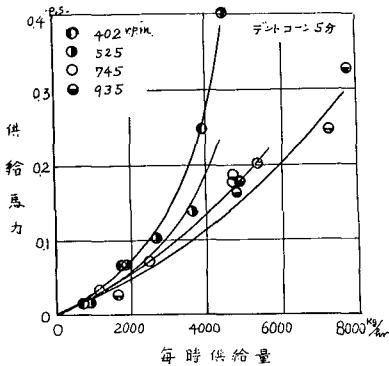
水分が多く重量が大のみならず茎葉が柔軟なことで、束でなく分散的に挿入される関係上同一断面当りの密度が大となり、重量当りの送り抵抗は減少してくる。又束送りでない関係上材料供給に注意すれば均一に供給できるから平均供給量が多い場合でもロールに無理の掛る恐れが少ない点は有利である。併し茎葉が柔軟でロールに巻き付き易い点は注意を要するところである。特に効率のよい鬼ロールではロールに茎葉が巻き付き易く送り抵抗の増大する原因になる。極端な場合は下ロールへの巻き付きにより、受刃とロールの間に茎葉の充満を来し、送り抵抗の極端な増加を来すのみならず、構造によっては受刃の位置に狂いを生じ使用不能に至ることもある。この現象は実験中にも観察された点で、特にこの点に注意しかかる不測の要素の除去に努めた。6-3 図はデントコーンの場合であるが、全般的には5-6 図と本図とを対比して見れば明らかかなように上ロールの上昇限度



6-3 A 図 材料供給所要馬力 (デントコーン)



6-4 図 材料供給馬力 (大豆がら)



6-3 B 図 材料供給所要馬力 (デントコーン)

60 mm を越えた供給量に対しても送り抵抗は急激に上昇しているのは稲わらオーチャード等と異なっているが、実験技術上での、やむを得ない原因によるものである。即ち送り抵抗の測定はフライホイールを除きロールで送り出された材料を、機枠上面に引き抜くことによって測定したもので、送り出される材料には何等の障害物が無い状態であるが、実際切断時には刃面による送出し障害を完全除去することは困難であり、且つ剛直なデントコーンの茎は他材料の如き圧縮性も、弯曲性もないこと及び点切断材料中最もロール面で滑り易い条件下にあること等により、かかる差を生じたものである。従って切断時の真の材料送り抵抗との間に差異をきたしていることになる。併し実際にはその差異は 0.1 P.S. 以下であり、しかも刃型試験における刃型の相異による切断抵抗の問題その他の諸事項に対しては相対的に送り抵抗が下廻って出ているのみで、本質的には支障は無

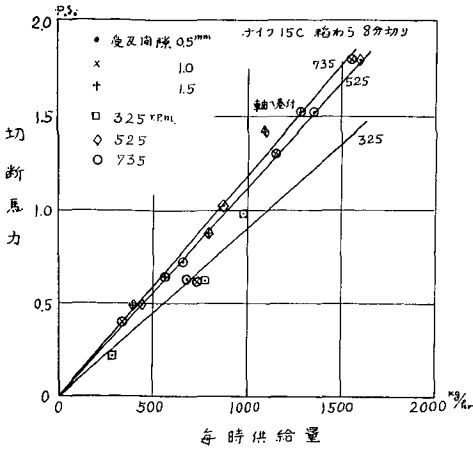
いものと考えてよい。デントコーンの場合でも特例として5分切りに相当する送り量の場合の 525 r.p.m. での 0.4 P.S. あるいは 402 r.p.m. での 0.245 P.S. の点等は抵抗が急増しておりロールが上昇限度に達した場合の影響が他の材料の場合と同様に現われている。

6-4 図の大豆がらの場合には測定点が散乱しているが、これは材料の不均、且つ乱雑なことによるものでやむを得ざる点であった。併も大豆がらは材料送込みが極めて困難でロール上昇程度は 40 mm になった時は極めてよく送入された場合である。又デントコーンの場合と同様に同一送り高さに対しては実際の切断における供給量よりも、多量に供給される傾向が強いことも茎の剛直性に原因している。

切断抵抗として測定しているものの中には厳密にはフライホイールと被切断物との間の摩擦抵抗あるいはナイフ側面と、送り出されて来ている切断前の材料との摩擦抵抗等も含まれているが、極めて僅かであるから切断抵抗の中に含めて支障無い。なお本実験で取扱う切断抵抗はナイフが切断材料を切断するに要する純粋な動力以外にナイフと受刃との間に挟まれた材料によって生ずる抵抗等をも含んでいるが、前者を第1次切断動力とすれば第2次的な意味において後者をも切断動力に含めることができるし、又実際的にはこれを含める方が合理的と考える。

第2節 稲わらでの刃型と切断所要力との関係

6-5 図は 15 c での測定結果の一例であるが、切

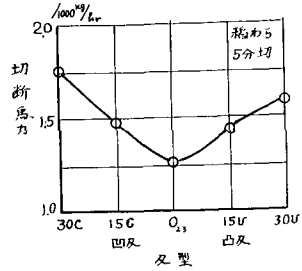


6-5 図 切斷馬力測定結果の一例

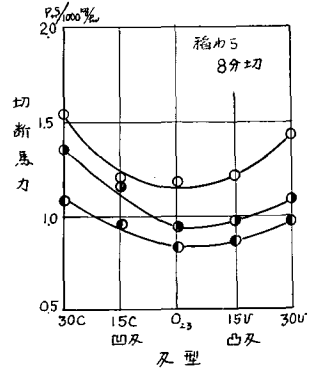
斷所要馬力は毎時供給量に比例して上昇している。この関係は上ロールの上昇限度である 60 mm 以下の場合には、何れの刃型においても同様である。併し本図内に註記されているようにシャフトに茎葉が巻付いたりすると抵抗は上昇してくることは当然であり、正常な切斷状態においては直線的關係にあることが何れの実験においても明白に現われた。従って使用刃型間の切斷動力の差異を見るには一定量を切斷した場合について比較すればよいから、8 吋カッターで無理のない切斷量でしかも種々な点で都合な切斷量として換算毎時 1000 kg の量の場合について比較することにした。



6-6 A 図 刃型と切斷馬力との關係



6-6 B 図 刃型と切斷馬力との關係



6-6 C 図 刃型と切斷馬力との關係

6-6 図は刃型と切斷馬力との關係を各回転數及び切斷長の場合について示したものである。何れの条件下においても直線刃即ち刃縁が回転半径方向と一致した最も單純な刃の場合が最小の抵抗値を示し、彎曲刃の方が劣っている。特に 3 分切りの場合で 525 r.p.m., 325 r.p.m. の場合が値が低く、735 r.p.m. の場合の 30 c の刃が極端に高い値を示している。併しこれらの値は実験上の不測の誤差即ち材料の相異あるいはナイフの切味等も考え得るから、回転數を横軸に取っての各刃型毎での比較を行なった 7-1 図によって修正して考察することにした。その修正値が破線で示されている。何れの回転數の場合でも直線刃 (O₂₃)*、15 v、30 v、15 c、30 c の順の切斷抵抗を示しており、凹凸両刃型では凸刃が良好であるとの結果を示している。この実験結果は理論的には何れの刃型においても総切斷仕事量は等しいということと異なっている³¹⁾。その原因についての詳細なる研究は切斷機構に関する本質を明らかにしなければ究明でき

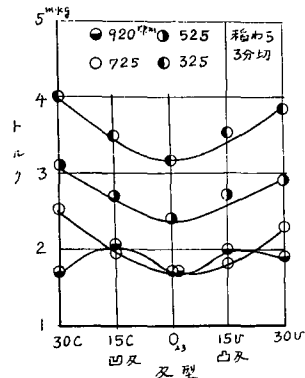
* O₂₃ とは 23° の直線刃を意味する。

ないし、刃縁の条件と被切断物の条件との関係によっても一概に決定できない。刃縁が被切断物に直角に当たる場合に対してある角度 (α) で当たる場合では楔理論により後者が有利であるが、刃縁あるいは刃の側面と材料との摩擦抵抗の増大が抵抗増加の原因になる場合があることも考えられ、ある条件下においては寧ろ一気に刃縁に直角方向の運動を与える直線刃即ち $\alpha=0$ のナイフが効果的なこともあり得る。特に実験では切れ味がよくなく受刃直上部に切残りを生じた場合が多く、かかる結果を得たものと推定される。併し従来見られる湾曲度の強い刃が良好であるとの考えは再考を要する問題である。例えば実用カッターの切断に關与する機構上の諸点、例えばフライホイールが切断の瞬間時に受刃に対して開き易いか否か、あるいはナイフの取付角によっては受刃の方に喰込んで行くか否か等の問題等も刃型そのものと関係を持ってることが考えられ、今後に残された問題点である。なお刃の湾曲度の問題は切断所要回転角の大小、あるいは切断中における抵抗分布の問題とも関連してくる事項であるが、今の場合はそれらの問題とは独立的に考察した場合である。併し凸刃と凹刃との重要な差異は二観点から考えられる。

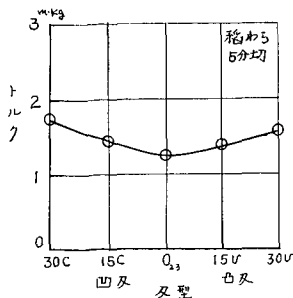
第1は切断に際して材料をカッターの中心部にだき込んでくるか、あるいは逆に外側に押し出すかとの問題である。これはナイフと受刃とのなす鈍角 (β) の方向によって決定されるもので、5-3 図の β が正の場合が押し出しの場合で負の場合がだき込みの場合であるが、この値は刃縁の傾斜角 α と受刃と回転中心の偏心との関係によって決定される。供試機の場合のだき込みあるいは押し出しの状態は 5-3 図に示すように 15 v の刃でも内側部においては一部分だき込まれるが、全体的には押し出し型に属しており、しかも切断所要角度は少なく、15 v の刃がこの場合最も受刃と小さな角度をなしている (5-2 図)。ついで 30 v, 0_{23} (直線刃), 15 c, 30 c の順になっており、直線刃以降は抱込み型である。この抱込み型の場合は材料が中心部に寄せられて、シャフトへの巻付の原因となるものである。実験結果によると 15 c では短時間 (10~20 秒

程度) では巻付は見られなかったが、30 c に至ると巻付を生ずる傾向が甚しくなってきた。ナイフと受刃との間隙が 0.5 mm 程度の場合には巻付かないが、1 mm にも至ると切断不良で引抜かれたわら等の巻付き現象は極めて甚しくなることが判明した。これに反して押し出し型はこの心配が無かった。この巻付きは抵抗増加の直接の原因となるのみならず巻付かないまでも受刃直上部に生ずる切り残しの長いわらが中心部近くに出来る為にナイフ側面との接触時間が長くなり悪影響を及ぼす。押し出し型の場合は切断不良のわらは外側部に生ずるから、ナイフ側面との接触時間が短くなり有利であるのみならず外側ではナイフが逃げ易く、その為に接触摩擦抵抗は少なくなる。ただし回転中心よりの距離が大きいため、同じ抵抗とすればトルクは大になりこの点では不利である。このようにその機械の構造製作の良否等も微妙に関係してくるものであるが、本実験結果では押し出し型の凸刃が良好な傾向を示した。5分あるいは8分切りの場合にも3分切りでの上述の結果と同様の傾向が認められた。

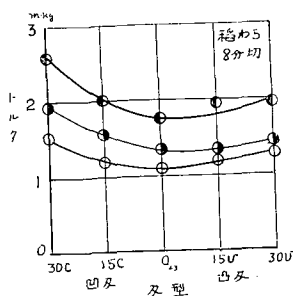
次に刃型とトルクとの関係を示す 6-7 図について見るに 5分又は 8分切りの場合は 6-6 図と同一傾向で、回転数では相対的变化のないことを示しているが、3分切りの場合は曲線の性質が 6-6 図の V 字型なるに対して 6-7 図はやや V 字型となっているが、3分切りの場合は切断抵抗がやや大なる為ベルトの滑りにより回転数に変化をきたしたものである。特に 920 r.p.m. の場合はその傾向が甚しく、供給量の不整と相俟て変動したことも



6-7 A 図 刃型と切断トルクとの関係



6-7B 図 刃型と切断トルクとの関係

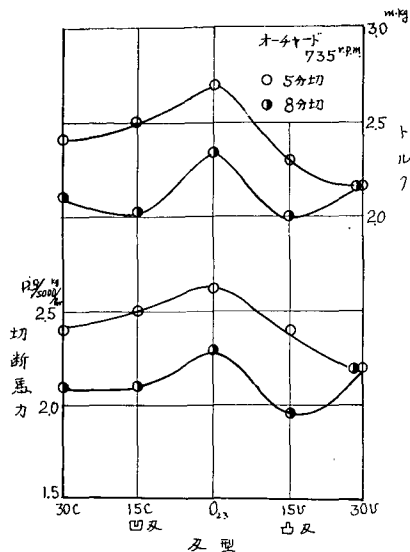


6-7C 図 刃型と切断トルクとの関係

あるが、刃型の相異による影響が減少してきていることも興味あるところである。又回転速度の上昇による切断抵抗の増大化も顕著となってきていることは留意すべき点である。

第3節 オーチャードでの刃型と切断所要力との関係

6-8 図はオーチャードについての実験結果を示す。稲わらに比較して直線刃の場合が他の刃型よりも高い動力あるいはトルクを示しており、凹凸何れも $\alpha=15^\circ$ のものが最少値となっているのは稲わらと全く対象的である。併し凹刃では 30c と 15c との両者の間には殆んど差がない。この結果によればある程度の引くか押しながら切った方がよく、刃縁を直角に材料に当てることは不利であるということができ、一般に刃物で物質を切る場合に経験することと一致している。稲わらに比較して、オーチャードは柔軟であるのみならず茎葉は強靱性が劣っていること、及び茎葉が極めて多くの水分を含んでいることが大きな相異点である。従って摩擦抵抗は稲に比較して少なく、刃縁線に沿っての運動を与えることによる摩擦抵抗の増加が問題にならない為と考えることもできる



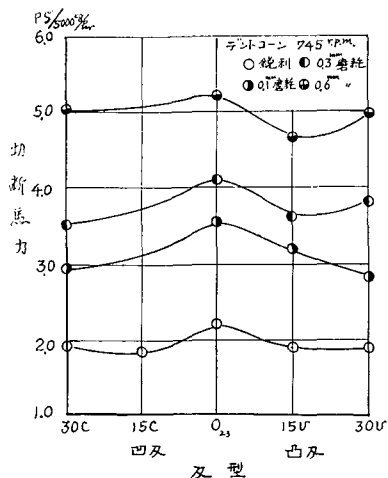
6-8 図 刃型と切断馬力及びトルクとの関係 (オーチャード)

が、今後の研究にまつべきである。

なお 30v は直線刃に次いで大きな抵抗を示しているが、外側端の部分の切断不良が影響したものと考えられ、本例でも示される通り強い押し出し型になっているこのようなナイフは安定したものと称し難いことが推測される。

第4節 デントコーンでの刃型と切断所要力との関係

デントコーンを供試した場合の刃型と切断所要動力との関係は、その絶体値はオーチャードと異

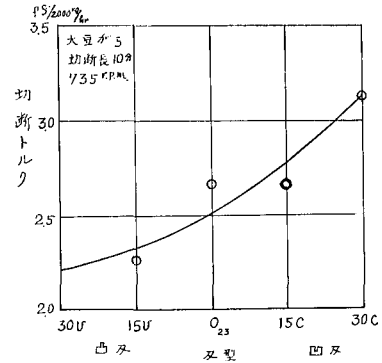


6-9 図 刃型と切断馬力との関係 (デントコーン)

なることは勿論であるが、傾向はオーチャードに極めて類似しており、直線刃が最も悪く 30 v がオーチャードの場合程悪くない。併しその程度はオーチャードよりも少ない。凹凸両刃の比較結果も同様である。6-9 図にその測定結果を示した。ただし本図中の鋭利とか磨耗とか称しているがこの点については 8 章で述べる。ここでは鋭利な場合について他切断物の場合と比較することにする。供試デントコーンの育成状態は天候不順の為例年のものに比して成熟不十分で、生々しい供試料を用いた(水分 82.4%)から切断所要動力も過少に出ていることは明らかである。併しデントコーンの場合に特に注目すべき点は熟度及び含有水分の多少が強く切断抵抗に影響を与えることである。この問題についての実験は実施しなかったが、茎の硬度は甚しく差を生ずることは我々の通常経験するところである。参考までに先に我々が行なった実験結果によると完熟した、水分が 30.3% の材料で毎時、1000 kg 当りのモーター軸出力は 4.9 P.S. となっている²²⁾。17 尺の吹上げで 3 分切りの場合の例であるが、円筒なしで 5 分切りの時の切断抵抗を換算すると約 1.8~1.5 P.S. となり、水分 82.4% の本実験の場合に対して 4 倍近い値となっている。ナイフの条件等も異なり、比較は困難であるとしても大きな差の生ずることが推察できる。又デントコーンは外観上硬く見えるが内層部は柔軟なる為、切断は意外に容易である(勿論節部は相当異なる)。この理由により切断材料としては稲わら等に比較して容易な場合が多く刃型の影響も少なく現われたものと考えられる。

第 5 節 大豆がらでの刃型と切断所要動力との関係

大豆がらの場合は刃型の差の影響が切断抵抗に最も顕著に現われたことが特徴的である。6-10 図は刃型と切断動力との関係を示すものである。 α が凸刃の 30° と 15° との場合には殆んど差を認め得ないが、だき込み型(凹刃)になるに従い所要動力は増加し、30c では凸刃の 1.4 倍にも及んでいる。大豆がらは木質化している為に他の何れの材料よりも比較にならぬ程の硬度を持ち極端な表現をすれば基部等は木の枝を切ると同じ感じがす



6-10 図 刃型と切断トルクとの関係(大豆がら)

る。しかも 1 本 1 本の基は短いものもあり横になって送り込まれるものもあり、送り込みロールでの保持も十分に行なわれ難い機会が多くなり、刃型の影響を受け易くなったものと思われる。刃型の差がいかなる原因により、かかる抵抗の差となって現われたかは詳細な切断機構に関する研究、あるいは切断に際しての一切の摩擦抵抗の現われ方等、抵抗分析に関する研究を必要とする。併し稲わらの場合に論じた通り 15 v 及び 30 v はナイフと受刃とのなす角(β)が小さく、ナイフが受刃に直角近く当る傾向が強く材料の滑りも少ないものと考えられる。従ってナイフと材料との摩擦が少なくなることが主原因ではないかと推測される。

第 6 節 総 括

稲わら、オーチャード、デントコーン及び大豆がらの 4 種の材料を供用しての刃型と所要動力に対する実験方法の項で述べたような使用機、供試材料の下においての実験結果は材料により相当の差異がある。即ち稲わらでは直線刃が最も所要動力が少なく V 字型を示したのに対してコーン及びオーチャードでは逆に直線刃が不良で、他の刃型では殆んど差を見られなかった。

最も興味ある結果を得たのは大豆がらの場合で明白に凹刃の曲度が増す程切断所要力が増すという結果になった。これらの相異は何に原因するかは追求は今後に残された問題であるが、その原因として考えられるもの次の事項である。

(1) 刃縁あるいは先端部分の材料に切込んで行く部分の微視的観点に立つての刃の側面における摩擦抵抗等が関係しているのではないかと考えら

れる。

(2) 刃型の相異により不完全切断の為に生ずる長切りされた材料の軸への巻付きという特別の場合がある。これは特に稲わらで切断不良の場合に生ずる現象であるが、この意味においては押し出し型の凸刃がすぐれていることになる。

(3) 凹凸刃型の相異により切断が不完全で切り残された材料がナイフの側面と受刃との間で接触摩擦を増すことによる抵抗増加である。この問題は重要な点であり内側部より切り始めて、外側部で切終る凸刃の場合は外側部の切れが悪く、この部分での接触摩擦を増す傾向が強くなる。その場合は回転半径が最大のところである為にトルクとしては最大になることである。逆に内側部で切り終る凹刃ではこの回転半径の点では有利であるがナイフ側面との接触角が増すことが考えられる。更にこの両者の問題はフライホイールの受刃よりの逃げ加減の良否にも関係することになる。この良否に関係する事項は機械の強度、精度によっても影響を受ける外、ナイフの材料への切込み状態の相違も影響してくる問題であり、複雑である。

これらの諸要素の複合されたものが実際の Cutter における刃型の良否に関係するもので、条件いかによっては相反する結果となることも考えられる。併し既に述べた通り本実験結果よりは大豆がらには 15~30v のナイフが、又デントコーン及びオーチャードに対しては直線刃以外のナイフがよく切れ、稲わらに対しては直線刃のように傾斜角 (α) の小さいものが切断動力の点では優れているとの結果を示した。

併し稲わら大豆がら以外では極端な差異ではな

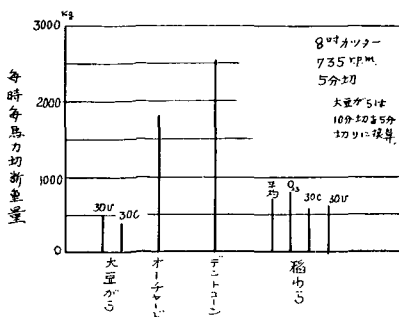
い。従って牧草あるいはデントコーンについては供試刃型全体の平均を取り毎時毎馬力の切断量を示すと 735 r.p.m. で 5 分切りの場合には 6-11 図のようになりデントコーンが最大で 250 kg, 次いでオーチャードとなり、稲わらで 30c で 575 kg, 直線刃では 795 kg, 稲わらの平均と大豆がらは 700~950 kg で最も能率が悪い。

なお本実験では刃型決定上の重要項目となる二つの角度 α , β の両者のうち α のみについて論じているが、 β 角は一定になっていないから更に問題が残されており、この点については第 3 編で検討する。

第 7 章 回転速度と切断動力との関係

第 1 節 序 論

回転速度と切断所要馬力との関係は切断の難易あるいは機械の効率、能率を決定する上に重要であるのみならず設計上の重要要素ともなるものであるから、本章で回転速度と切断動力との関係を明らかにし、この関係は刃型の相異によりいかなる影響を受けるかも明らかにする。切断の中でも特に受刃の無い所謂自由切断の場合には切断速度を特に大きくして、被切断物の剛性とか慣性を利用することにより、切断圧力に耐えさせなければ切断できないことは吾人の通常経験するところである。回転式草刈機等も 20 m/s 以上の速度を与えているのも同一理由による。併し受刃を有する鋏切りの場合は切断速度を小にしても切断できるし、その影響も少ないものと考えられる。Cutter の切断速度に関連した実験として先に行なった基礎実験²³⁾によると、ある範囲内の速度までは切断速度は切断抵抗に影響を及ぼさないが、稲わらでは 17 m/s 附近以上の速度になると切断抵抗の増加を来し、オーチャードでは 8 m/s 以上になるとその影響が現われてくる。勿論この増加の中には真の切断に要するものと切断に際しての各部の摩擦抵抗の増加によるものとに分けられるが、何れにしてもある程度以上の速度を与えることは切断効率の低下を来すことになる。これらの関係を実際の Cutter について、刃型毎に行なった実験結果より検討する。



6-11 図 各種材料の毎時毎馬力切断量

第2節 稲わらにおける回転速度の影響

7-1図は3分切りにおける毎分回転速度と切断所要馬力あるいはトルクとの関係を示す。単位切断量当たりの回転速度の増加に対して切断所要馬力はやや2次の曲線で上昇しているが、刃型に関係なく同じ傾向を示し平行曲線になっていると見ることができる。本図は毎時1000kgの切断量に対しての関係であるが、トルクで比較する際は回転速度の低い場合は高い場合に比較して1回の切断量が多くなるから比較が困難である。従って切断量は回転速度に比例するものと考えられるから718 r.p.m. の場合に1000kg(毎時)の切断断面と

同一断面の場合の各回転速度における所要トルクは

$$T = \frac{716}{N} \text{ P.S.}$$

但し T : トルク

N : 毎分回転速度

の式より7-1図の馬力単位をトルク単位に変えたものと同一になる。この関係を先に述べた基礎実験の結果と比較すると、回転数増加に対するトルクの上昇程度はやや大きくなる傾向を有するが、実験方法の相異もあり且つナイフと材料との摩擦関係等も異なり、起り得る相異である。併し400 r.p.m. と800 r.p.m. とを比較すれば両者の比は直線刃において $1.46 \text{ m}\cdot\text{kg} : 1.97 \text{ m}\cdot\text{kg} = 1 : 1.35$, 15c では $1.8 \text{ m}\cdot\text{kg} : 2.33 \text{ m}\cdot\text{kg} = 1 : 1.30$ となっており、30~35%程度の増加である。近似的には400~800 r.p.m. 内においては次式が成立すると考えて大差ない。

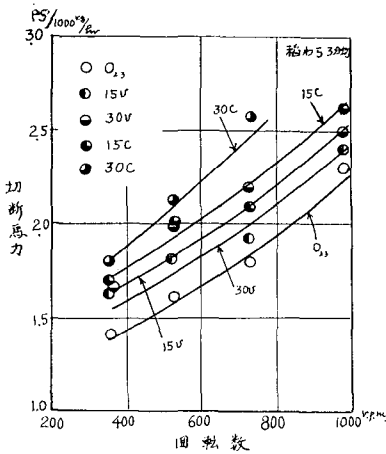
$$T_3 = 1.45 \times 10^{-3} \cdot N + 1.725 \quad (7-1)$$

但し T_3 : 切断所要トルク(3分切りの場合)

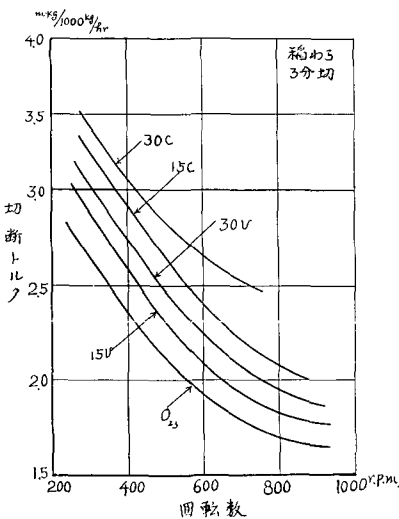
N : 毎分回転速度

刃型が異なる場合は上式の右辺の第2項の定数値が変化することになる。

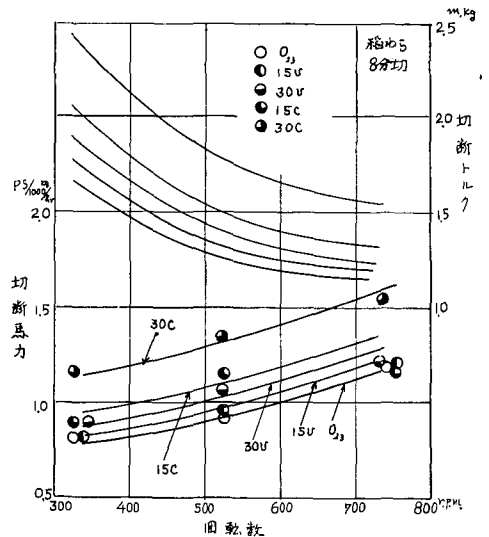
次に稲わらを8分切りにした場合について3分切りの場合と同様の考察を行なうと7-2図の結果



7-1 A 図 回転数と切断馬力との関係(稲わら)



7-1 B 図 回転数と切断トルクとの関係(稲わら)



7-2 図 回転数と切断馬力との関係(稲わら)

になった。即ち近似的関係式は次式で簡単に現わされる。

$$T_s = 2.32 \times 10^{-3} \times 1 + 0.97 \quad (7-2)$$

T_s : 切断所要トルク (8分切りの場合)

併しより正確な曲線の性質を現わすものとして
は指数曲線と考えられる。即ち

直線刃3分切りの場合は

$$P.S.-0136 = 0935 e^{8.52 \times 10^{-4} N} \quad (7-3)$$

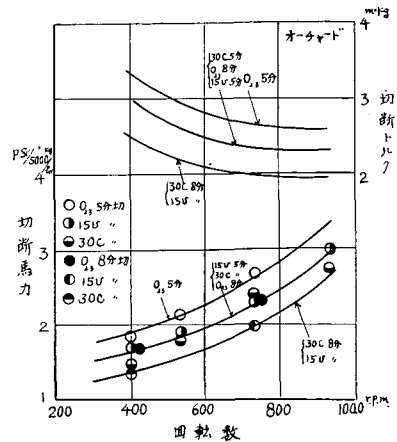
$$P.S.-0475 = 0146 e^{2.14 \times 10^{-3} N} \quad (7-4)$$

となる。この両式で刃型の影響は左辺第2項の定数の変化となって現われることになる。

回転速度の切断状態に及ぼす影響は観察によれば、900 r.p.m. 程度になると、切断音が高くなり切断面の状態は「たたき」切りの感が強くなって、低回転の場合に比較して微細な毛羽立ちを生ずる傾向の場合が多くなり真の切断という点から見れば低回転の場合に劣ることは基礎実験の場合と同様であった²³⁾。特に直線刃においてこの傾向が強いことは当然である。低速回転時の実験を行なった325 r.p.m. では切断面は高速の場合よりも良好な感を受けたが、525 r.p.m. の場合よりも寧ろ切断音の上昇を見た。この切断音の点で比較的良好な場合は525 r.p.m. の時であった。以上の切断時における観察を総合すると、稲わらの切断では良好な切断速は500~800 r.p.m. であり、切断効率は回転数が低い方が勝っている。併し適当回転速度の効率を犠牲にしても能率を考慮して決定しなければならないし、更に吹上カッターでは吹上能力が重要な要素となるから、総括的観点に立つての適当回転速度は別に決定しなければならない。

第3節 オーチャードにおける回転速度の影響

オーチャードを供試し5分切りの場合の結果を7-3図に示す。回転と切断所要馬力との関係は稲わらでの結果と類似しているが、馬力上昇率は一般的には稲わらよりも低く、750 r.p.m. 附近よりはやや曲線が急になる傾向がある。トルクは735 r.p.m. の場合より925 r.p.m. の方がやや高い値を示している。従って稲わらにおける7-1式のように近似的にも直線関係式で現すことは困難で指数曲線状の曲線で表わさなければならない。



7-3図 回転数と切断馬力及びトルクとの関係(オーチャード)

$$P.S.-c = ae^{bN} \quad (7-5)$$

P.S.: 切断所要馬力

N : 回転数 (毎分)

c, a, b : 定数

15 v の刃で8分切りにした場合での定数を入れると7-6式が式成立する。

$$P.S.-1.125 = 0.0699 e^{3.3 \times 10^{-3} N} \quad (7-6)$$

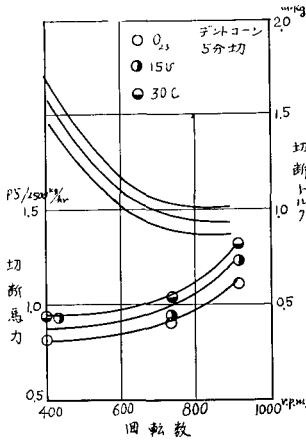
刃型が変わった場合でも曲線は互に平行であるから、上式の c の値が変わるのみで他は同一と考えてよい。従って a, b はある条件の下では刃型の相異なる影響を受けない定数と考えられる。

第4節 デントコーンにおける回転速度の影響

デントコーンの場合は7-4図に示されるようにオーチャードと殆んど同じ傾向を示している。即ち切断所要馬力は400 r.p.m. 附近から700 r.p.m. 附近までは殆んど変化がなく、それ以後900 r.p.m. に至る間はやや急激な増加になっているが絶対値においては差がない。即ちトルク曲線で示されているように、トルクは殆んど水平になっていることである。7-4図での30°C 5分切りの曲線は7-7式になる。

$$P.S.-0.149 = 0.371 e^{1.215 \times 10^{-2} N} + 1.76 e^{-546 \times 10^{-3} N} \quad (7-7)$$

本式は前記の他材料の場合に比較して左辺の第2項が余分に這入っている点の特徴である。これ



7-4 図 回転数と切断馬力及トルクとの関係 (デントコーン)

は 600 回転以下の部分が関係して這入ってきたものである。即ち 400~600 回転では切断馬力の上昇が極めて少なく、7-7 式の右辺第 2 項で第 1 項の値を修正したと考えてよい。実際の切断現象としてはデントコーンは他材料に比較して低速回転部で速度の影響を受けることが少ないことになる。

第 5 節 総 括

稲わら、オーチャード、デントコーンの 3 種の切断材料について回転速度と切断馬力あるいはトルクとの関係を示し、同一切断断面についての検討を行なった結果は材料により、切断トルク即ち切断所要力は異った傾向を示すことが明らかである。強靱な組織を持つ切断の最も困難な稲わらが最も切断速度の影響を強く受け 400~900 r.p.m. の範囲内では速度の増加する程切断所要力が増加する傾向が強い。その原因は真の切断力が増すことによることは勿論であるが、第 2 次的な原因即ち摩擦抵抗の増加によることも大きいと考えるのが合理的である。即ち切断不良に原因する切残しが刃面との摩擦抵抗の増加を来す大きな原因になると考えると基礎実験の結果と合致する。併し 900 r.p.m. 以上になると、切断困難な材料程切断面が毛羽つ感じを持ち、たたき切りの傾向が強くなることは無用の力が消費されていることを示し真の切味は決してよくならないということもできる。従って鋏切りによる切断においては切断速度

は無用が高めることは切断のみからの観点に立つ時は不利であるといえる。

刃型別に見た速度の影響について特別な関係を認めることができず、大体平行曲線になる。ただ回転を増す場合には切断衝撃が増加するから切断所要回転角の小さい刃程切断音も高く機械に与える振動も大きくなるから避けるべきで、本実験の如き条件では直線刃は不適当である。

凸刃と凹刃との関係についても判然たる差を認め得なかったが、ただ稲わらを 3 分切りした時の 30c に見られるように回転速度を上げると抵抗急増の恐れがある。凹刃は材料を抱込んで来る為に切断不良の場合等は刃面との摩擦が増す原因として、内側部はフライホイールの押出されることが少ないことが考えられるが、回転の速い程押出されることは少なくなるからである。第 2 の原因として内側方への抱込み力も増しシャフトへの巻付きも増加することが考えられ巻付いた時の摩擦抵抗の増加も回転速度と密接な関係を持つのである。

毎時 1000 kg を切断するに要するに馬力と回転数との関係あるいは同一断面を切断する際の所要トルクと回転数との関係は

$$P.S. - c = a_1 e^{b_1 N} + a_2 e^{b_2 N} \tag{7-8}$$

$$T - c' = a_1' e^{b_1' N} + a_2' e^{b_2' N} \tag{7-9}$$

なる関係式で現わすことができ、ある材料でのある条件下では刃型の影響は $c(c')$ の値が変わるのみで他の定数は一定となる。

又上式の右辺の第 2 項はデントコーンの場合のみ現われて稲わらあるいはオーチャードでは 0 になっている。

第 8 章 刃の鋭利度の切断所要動力に及ぼす影響

第 1 節 実験目的及び方法

刃物が物体を切断する場合刃物として重要な要素の一つであるところの刃物の先端の鋭利性に関する研究は微視的考察と巨視的な考察とがあるが、ここでは後者についての実験を行ない、刃の鋭利度の低下の切断所要力に及ぼす影響が刃型の相異により如何に現われるかを明らかにすること

を目的としている。

刃縁の磨耗状態の表現法には基準点より刃縁先端までの長さの変化、即ち鋭利な場合より磨耗した時には幾ら短くなっているかの測定により磨耗量を長さで表現する方法があるが、この場合は楔角の小さいもの程その差が顕著になり普遍的基準として考え難いし、感覚的にも明確性を欠く。第2の方法は重量変化で現わす方法であるが、これも刃縁の微小部分の磨耗状態を知る上には困難である。従って本実験では先端の厚さの変化で表現することにした。この方法によると極く微少な磨耗程度を測定することは困難であるが、0.05 mm 程度になれば十分測定できる。写真8-1は鋭利な場合で中央部の白い部分の下方に先端があるがその厚さは全く読むことができない。写真8-2は0.17 mm 程度の自然磨耗の状態でその厚さは明確に知ることができる。勿論自然に磨耗した場合には8-1図のような状態になり、磨耗幅の正確な把

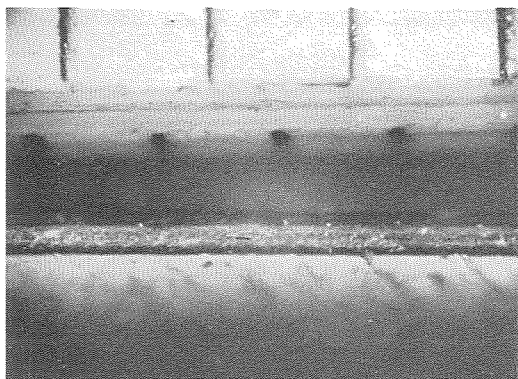


写真8-1 刃縁が鋭利な場合の顕微鏡写真

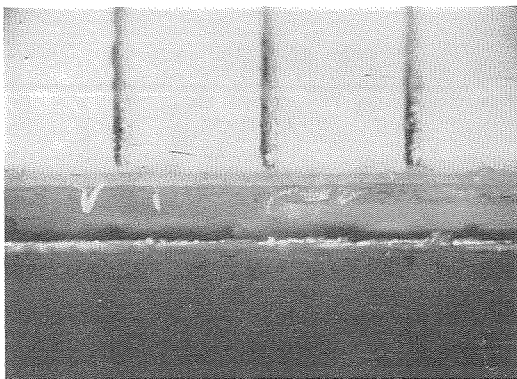


写真8-2 刃縁が磨耗している時の顕微鏡写真

握は困難であるとも考えられるが写真8-2のように判然としており実用的には充分である。

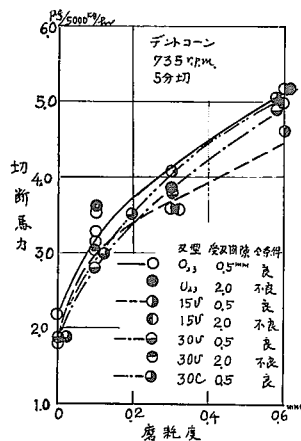
本実験ではグラインダーで大体研磨した後、砥石で更に仕上げて鋭利な状態とし、刃先に油砥石を当てて鈍刃とし読取顕微鏡(50倍)で測定しながらその幅が0.1, 0.2, 0.3, 0.6 mm になるようにした。この際刃面に直角に油砥石を当てて上記の条件にした場合には角が付き、自然の磨耗状態と異なるので最後に角を少し落して円味を付けることにした。実際農家の使用している状態では切断困難な稲わらでも0.15 mm 前後まで使用しているが、極端な場合は0.3 mm にも及ぶものと考えられる。更に使用実態では釘等の異物の切断、あるいは受刃との接触等による刃こぼれ等で、部分的には相当に極端な場合もあり、一応0.6 mm までを磨耗の限度として実験を行なった。



8-1図 刃磨耗の状態

第2節 デントコーンにおける実験結果

デントコーンを供試して測定した結果が8-2図である。本図の中には同時にカッターとして最悪の条件である受刃不良で且つナイフと受刃との間隙を2 mm にまで開いた場合の測定値をも含めてあるが、これらの問題については他の項で考察する。本図で最も注目すべき結果は鋭利な条件より0.1~0.2 mm 磨耗までの間で急激に所要馬力が増加し、0.2~0.3 mm 附近からはその上昇度が減少



8-2図 刃の磨耗程度と切斷馬力との関係

8-1表 ナイフの磨耗度と切断馬力の増加率との関係 (デントコーン)

刃 型	磨 耗 度 (mm)						
	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6
30 c	100	150	187	213	234	252	266
15 c	100	164	189	206	220	236	250
0	100	147	170	189	205	221	236
15 v	100	162	186	205	220	235	250
30 v	100	152	182	208	229	248	268
平 均	100	155	183	204	222	238	254
差		55	28	21	18	16	16

して来ることである。換言すれば磨耗度の影響は初期において顕著に現われ、ある程度以上の磨耗に至ればその切断抵抗への影響が減少して来ることである。この事実よりカッターは勿論、他の刃物例えばモーアのナイフセクション等においても、磨耗初期における研磨こそ真の価値があるといえる。今8-2図を更に判然とさせる為に、切断

所要馬力の増加率を8-1表で示す。磨耗の程度と所要馬力との関係は刃型とは関係なく平行になっている。従って初期の馬力の大きい直線刃(0°)が最小の増加率となっており、初期馬力の少ない15c又は15vが増加率では高くなっている。0.1mm磨耗の場合は鋭利な場合よりも55%の増加となっているが、0.1mmより0.2mmに至ると

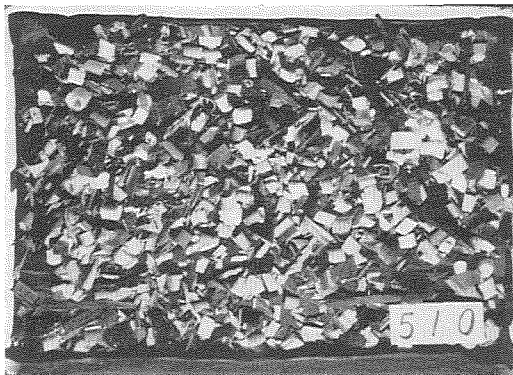


写真 8-3 鋭利な場合の切断状態

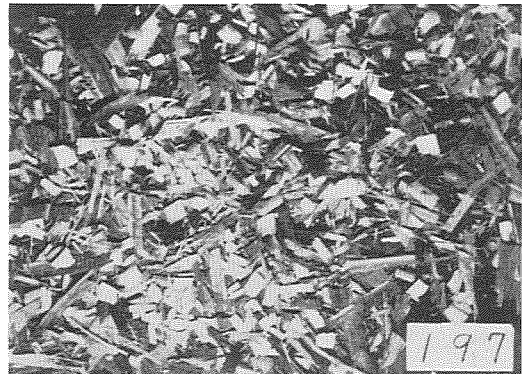


写真 8-5 0.3 mm 磨耗時の切断状態



写真 8-4 0.1 mm 磨耗時の切断状態

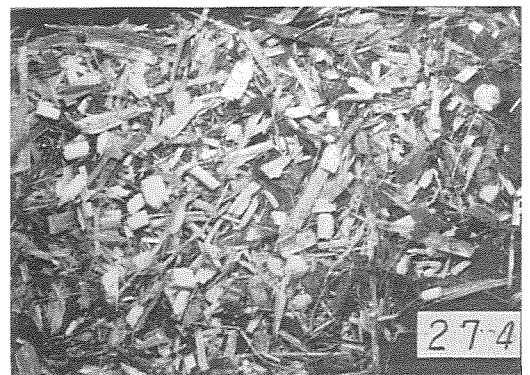


写真 8-6 0.6 mm 磨耗時切断状態

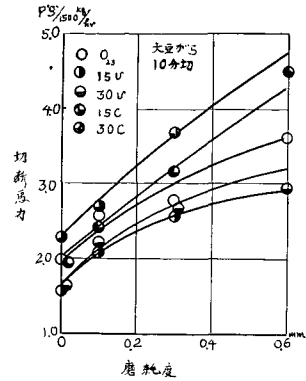
約 28% になっておることが 8-1 表にも見られ、0.1 mm までの磨耗が重要なことが明されている。

写真 8-3 より 8-6 までは磨耗程度が切断状況に及ぼす影響を示すもので 735 r.p.m. の際における 15 v のナイフで鋭利な場合より 0.1, 0.3 mm 及び 0.6 mm 磨耗した場合までの 1 例である。0.1 mm ではまだ切断されているが、0.3 mm の磨耗に至ると相当乱れており、0.6 mm に至っては切られたという感じを殆んど見ることができない。更にまた、切れ味に相当して第 12 章でのべる破砕程度の差をも見ることができる。

第 3 節 大豆がらにおける実験結果

大豆がらを使用しての実験結果を 8-3 図及び 8-2 表に示す。

デントコーンの場合とやや異なり初期の所要馬



8-3 図 磨耗度と切断馬力との関係 (大豆がら)

力の大きい 30 c 及び 15 c の凹刃では磨耗程度が増加するに従い直線的、あるいは上向きの馬力増加曲線を示す傾向があるに対して、大豆がらは特

8-2 表 ナイフの磨耗程度と切断馬力の増加率との関係 (大豆がら)

刃 型	磨 耗 度 (mm)						
	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6
30 c	100	124	142	157	176	191	205
15 c	100	128	150	171	191	209	226
0	100	112	139	152	164	174	182
15 v	100	130	150	163	171	178	181
30 v	100	137	150	167	179	183	187
平 均	100	128	147	162	176	187	196
差		28	19	15	14	11	9

に良好な結果を示した 15 v 又は 30 v の凸刃ではデントコーンの場合と類似の関係になっており、直線刃は凸凹刃の中間的性質を持っている。第 2 の特徴は何れの刃型においても 8-2 表に見られるように鋭利な時に最も所要動力を要する 30 c の 0.6 mm 磨耗した時の抵抗増加率は 2.05 倍になっており、ついで悪い 15 c の刃型では 2.05 倍になっており、ついで悪い 15 c の刃型では 2.26 倍にもなっている。これに対して良好な刃型である 15 v あるいは 30 v は 1.81 倍及び 1.87 倍の増加に止まり 0.6 mm 磨耗した時は 30 v の約 3 P.S. に対して 30 c は 4.7 P.S. で、実に 1.57 倍もの所要馬力を、又实用限界磨耗度と考えられる 0.3 mm の場合は前者の 3.7 P.S. に対して後者は 2.7 P.S. で

1.37 倍を要している。勿論実験条件の違いによっては、この値は変化し得ることも考えられるが、明白な差を生じて来ていることは大豆がらにおける刃型の選定が特に要求されることを示し、しかも磨耗した時には増々差が著しくなることが示されている。

第 2 の特徴は何れの刃型も磨耗度の増加に対して所要馬力の増加率がデントコーン程大きくないことである。8-2 表の平均あるいは差の欄は上述のように刃型によって性質が異なるから、平均して考えることは厳密には無意味であるが、大体の傾向を知る為に示した欄である。これらの欄においても、あるいは個々の刃型について見ても、鋭利な場合に対して 0.1 mm 磨耗の場合の馬力増加

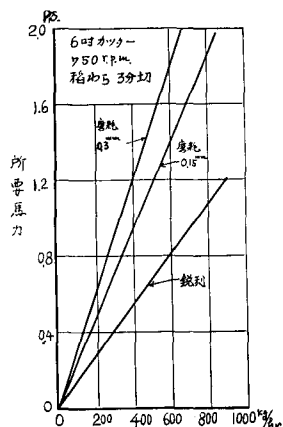
率はデントコーンの場合程顕著ではない。上述の如きデントコーンとの種々の違いは、被切断物の性質の差に原因することは明白である。デントコーンの如き柔軟な材料(大豆がらに対して)の場合には完全に切断されるには鋭利度が特に要求されるに対して大豆がらのように木質の性質を帯びるものは場合によっては折れる傾向が出てことが多くこの点では有利である。又植物体を構成する繊維は堅硬ではあるが強靱性は劣り、これらの点が原因となることは充分に考えられるところである。第2の原因としては不完全に切断された材料(特に受刃の直上部で生ずるが)が受刃とナイフとの間にはさまる為に刃面との間の摩擦抵抗が増加するが、デントコーンの際は表層部が残りそれが相当の厚さを持つに対して大豆がらの場合は表皮のみが残り木質部は残らない為に有利である。即ち切断に際しての第2次的抵抗源が僅少であるところに原因していることも推定されることである。

刃先が磨耗した場合の抵抗増加の状態は刃型の相異により違っている。デントコーンでは刃型に関係に関係なく、単に鋭利な時の抵抗に磨耗による増加分が加わっているが、大豆がらでは刃型の相異により、抵抗増加の傾向が異なってくる。即ち鋭利な時においても不良な凹刃では殆んど直線的に増加するに対して良好な凸刃ではデントコーンの場合と同様の傾向で磨耗度の増加に対して抵抗増加の割合が低下してくることがある。従って大豆がらに対して磨耗時においては刃型の良否が増々判然と差を現わしてくる。

第4節 総括

人工的に刃先を磨耗させて磨耗と切断抵抗との関係に関する実験を行なった結果は刃縁の磨耗が最も強く影響するのは最初の0.1 mm までであることが明らかにされた。従ってナイフの研磨はこの程度の磨耗が起る以前に行なうことが必要である。

刃縁の磨耗による切味の低下は被切断物の物理的性質により異なるもので、最も影響を強く受けるのは強靱な繊維を持つ材料の場合である。本実験では稲わらについての実験を行なわかったが稲



8-4 図 ナイフ鋭利度の切断馬力に及ぼす影響(稲わら)

わらの場合にその影響は最も強く現われることが推定される。後述する軽量小型の6吋カッターでの類似の実験を別に行なった結果を8-4図に示す。本図は傾斜角が20°の凸刃を使用した場合であるが、鋭利な時の所要動力は1馬力であるのに対して、0.15 mm 磨耗の場合は1.63馬力を要し、0.3 mm 磨耗の場合は2.2馬力を要していることはこの事情を示すものである。なお本実験はケーシングを装備している場合で真の切断抵抗を示していないが、稲わらにおける鋭利度の切断抵抗に及ぼす影響が顕著なことは充分に知ることができるとして参考までに示した。

磨耗による切断抵抗増加の原因は勿論第1次的抵抗増加即ち切断そのものに要する抵抗の増加によるものの外に第2次的抵抗増加即ち切断不良に原因しての受刃直上部での切残し材料がナイフと受刃との間に挟まり、摩擦抵抗の増加を招くことも看過できない原因である。この第2次的抵抗増加は上述の切断困難で、しかも強靱な繊維をもつものに強く現われる。従って大豆がら等は比較的影響を受けないが、稲わらデントコーンは強く受ける方で牧草はその中間的なものと考えられる。

刃型が異なる場合の鋭利度の切断抵抗に及ぼす影響は、デントコーンと大豆がらの二者についての実験結果より見る時には、両切断物間に顕著な差が見られた。デントコーンの場合は刃先の磨耗による抵抗増加は各刃型毎に同量の抵抗増加を招

く。従って鋭利な場合に高い抵抗を示す刃型程、抵抗増加率は低くなる。これに反して大豆がらでは、鋭利な場合に消費馬力の大きい不良刃型程、磨耗した場合にも消費馬力の増加が大きく、刃型の良否の影響が強く現われる。従って直線刃凹刃は磨耗したナイフに対しては増々好ましからざるものであると結果を得た。

鋭利度の最後の条件は上述の如く極めて重要であるから鋭利度の低下しにくいナイフの条件即ち材質、楔角、刃型曲線を与えることが重要である。材質の問題は本研究とは別の問題になるから、ともかくとして刃こぼれがない限りでは楔角は小なる程一定の磨耗度に達するまでの時間が長くなることが考えられる。従ってこの点よりしても可能な限り小さくすべきである。特にこの磨耗程度に関係するもので刃型曲線も刃縁に平行方向の運動を多く与える刃型は磨耗を早める意味において不利であるが、この問題については後述する。

第9章 ナイフの楔角と切断動力との関係

第1節 序 論

本章は特に直線刃のみについて楔角の大小によって切断所要動力がどの程度に差異をきたすかを明らかにし、切断機構を考察する上の参考資料にすることを目的としたもので、しかもこの楔角は実用的価値の高い切断に関与する重要要素であるから特に取扱ったものである。更にまた程度の差を生ずるとはいえ刃型を変えた場合も、この問題は重要な点であるから刃型に関する実験の補助的意味を持っている。

カッターの場合の切断の主体は、受刃を持つ場合の所謂切断であって剪断ではない。たとえ剪断作用があったとしても極めて1部分を占めるに過ぎないといえる。従って楔角の大きさは銜等の如く大きな角度を与えないで、角度を出来得る限り小にして被切断物の組織の中に刃先が穿入し易い状態に保つことが必要であると考えられる。剪断の場合は楔角を小にすると刃先が被切断物の中に切込んでゆき組織を分離する作用が強くなるため、かえって受刃と切刃との間で行なわれる被切断物

の組織間の迂りによる分離作用即ち剪断作用に悪影響を及ぼすことになる。この剪断に際しも最も重要な役割を演ずるものは両刃の間隙である。カッターの使用上の重要注意事項の一として受刃との間隙は外側においては1/32吋内側では1/64吋を与えなくてはならないといわれているがこのような間隙では、稲わら牧草等の如き柔軟な材料の剪断は充分に行ない得ない筈である。(勿論この間隙は更に小とする方が望ましいものではあるが、工作精度機械の強度等の点でこれ以上接近させることの危険性を考慮されているものであるが)それにもかかわらず満足すべき結果を得られることは所謂剪断によるものでない為である。切断による場合は楔の大小による切断抵抗に及ぼす影響は相当大きいものと考えられるから、楔角を15°より30°まで段階的に変えてデントコーン及びオーチャードを切断した結果についての考察を行なった。

第2節 実験結果

9-1, 2, 3 図は楔角と切断抵抗との関係に関する稲わら、牧草及びデントコーンを供試して夫々の結果を示す。ナイフは直線刃を使用し大体基準回転数である735 r.p.m.の回転速度の場合についての結果であるが、実験の範囲内では楔角と切断抵抗との間には直線の関係があるものと考えてよい。

切長さ3分の場合には

$$P.S. = 10^{-4} Q (1.135r - 9.1) \quad (9-1)$$

但し Q: 毎時供給量 (kg)

r: 楔角 (度)

8分切りの場合は

$$P.S. = 10^{-4} Q (0.434r + 1.0) \quad (9-2)$$

牧草に対しては9-2 図の結果を得たが9-3, 4 式で示される。

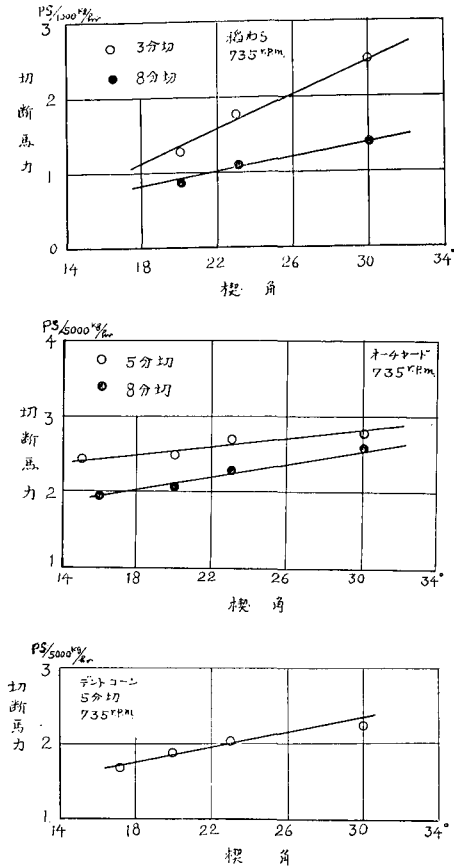
3分切りでは

$$P.S. = 10^{-4} Q (4.028 + 0.054r) \quad (9-3)$$

8分切りでは

$$P.S. = 10^{-4} Q (0.096r + 2.32) \quad (9-4)$$

デントコーンの場合はやや測定点が分散してい



9-1, 2, 3 図 楔角と切断馬力との関係

るが大体直線的と考えてよく次式が成立する (9-3 図)。

5分切りでは

$$P.S. = 10^{-4} Q (0.09r + 1.99) \quad (9-5)$$

以上3種の材料中、楔角の影響が最も強く現われているのは稲わらで3分切り、5分切りの順である。牧草とコーンではコーンの方がやや大きな影響を受けており、牧草5分切りの場合が最少である。今楔角が15°の時の1000 kg 当りの切断抵抗を100とした場合に楔角を30°にした場合の抵抗の増加率を算出したのが9-1表である。即ち極端な例としては稲わら3分切りの場合は実に2.8倍の抵抗増加率となっており、最も少ない牧草の5分切りの場合でも1.2倍となっている。切長さが異なり厳密な比較は出来ないが大体の基準を決定する為に各材料別の比較を見ると、切断が最も困

9-1 表 切断材料毎に見た楔角の切断動力に及ぼす影響

切断物	切断長	切断馬力		切断馬力増加率		
		楔角		角		
		15°	30°	15°	30°	
稲わら	3分	0.89	2.49	100	279	233
	8	0.75	1.40	100	187	
牧草	5	0.48	0.56	100	116	127
	8	0.38	0.52	100	138	
デントコーン	5	0.33	0.47	100	140	140

難な稲わらでその差が顕著に現われ、2.3倍、次いでコーンの1.4倍、牧草の1.3倍となっており、大体において切断困難な材料程その影響が強くと考えられる。これらの結果より楔角の大小は切味に極めて大きな影響を及ぼし、楔角が小なる程切断抵抗の点よりは有利であることが明らかにされた。楔角と切断抵抗とに関する基礎実験の結果でも明らかにその影響が出ており²³⁾、稲わらでは15°の楔角に対して35°の場合は40%の増加を示しており、オークチャードでは35°になると茎は押しつぶされたような切断面を呈していることを示している。なお楔に関する力学によれば両面の傾斜が r_1, r_2 である楔を力 P で打込む際の楔面と材料との摩擦角を λ_1, λ_2 とし、 P に対する垂直力を W とすれば、 $r_1=r_2, \lambda_1=\lambda_2$ とした場合には $P=2W \tan(\lambda_1+\lambda_2)$ となることは普通示されている式であるが、この式によれば λ を小とすれば切断力は $\tan r$ に比例すると見た方が合理的である。又単位幅当りの切断力 P は切断角を α とすれば $\cos \alpha$ に比例するとの田村博士の説においても同様に考え得る。本実験は楔角15°より30°の範囲内で行なわれたもので、実用カッターのナイフもこの範囲より出ることではない。この範囲内では近似的には r と $\tan r$ とは比例的関係にあるとしてもよいから、切断動力は $\tan r$ に比例すると考えることもでき、考察上あるいは実用上都合な方を使用してもよいことになる。

なお楔角と切断長あるいはデントコーンの破碎比との関係等についてその影響は判然たる差を認め得なかったが、僅かはあるものと推定される。

第3節 総括

この諸結果より前に述べたように、カッターにおける切断は剪断によるものではなくて所謂「切断」作用が行なわれているものと考えてよい。20 m/s 以上の高速運動をしているナイフは受刃のない場合の所謂自由切断をも行ない得るに足る速度であり、少なくとも数厘の厚みを持っている材料はそれ自身の持っている剛性によって切断時の衝撃に耐えることは充分に考えられる。ただ稲わら牧草等の如き細い材料の場合は受刃直上部の材料の並びは切断圧力に耐え得ないで弯曲することがあり、切断不良あるいは切残りを生じたり、引抜かれたりすることがある。特に受刃とナイフとの間隙が広すぎる場合とか、受刃の磨耗している時にその傾向は甚しい。従って受刃とナイフとの間隙をできるだけ僅少にすることはこの意味においてのみ必要であり、又その程度の割合は不明であるが剪断も行なわれるものと考えられる。

実験結果より楔角は小なる程切断抵抗は減少し楔角 γ あるいは $\tan \gamma$ と切断抵抗との間には直線的關係にあることが示されたが、実用的には強度の点、あるいは耐久性、切味の持続性の点等より自から限度があることは明白である。併しその限度の決定には極めて多くの材料を必要とし、この問題についての実験は行ない得なかつたが、観察の結果によると 15° 程度になると刃先の強度は極端に低下しデントコーン等を切断する場合、基部節部等に当る場合は欠損の危険性があり実験中にも損障を認められた。他の材料等についても同様の危険がある。従ってコーン、豆がら等での実用角限は 18° 附近で $20\sim 22^\circ$ 程度が限界になり稲わらでは更に小さな角度を与え $15\sim 18^\circ$ 附近にあるものと考えられる。

かくの如く楔角を小にすることが望ましいという結果よりしても、材質の改良あるいは材質の厳選により楔角を 15° 以下に低下させ得るならばその効果は大きいといえることができる。

第10章 切断部の条件と切断長との関係

第1節 序論

カッターの前章までに述べた種々の使用条件は被切断物の切断長に影響を及ぼすものである。しかもこの切断長が所定の均一性を持つか否かは切断の最終目的を達したか否かを示すものである。更に又切断長が均一であるや否やはその切断が良好に行なわれたか否かを示す重要な判定指標となるもので切断所要動力と共にカッターの切断性能を判定する上の重要な要素である。従って前章まで述べてきたナイフの諸条件と所要動力とに関連して切断長の問題に関して本章で一括して述べる。

切断長はナイフの良否その他使用条件の適否を定量的に表現する一方法ではあるが、元来切断長は主軸回転速度と送込ロール回転速度及びそのロール直径の3者の関係が主導的要素となることは勿論で、この種々の条件によって影響を及ぼされる。今その主要事項を列記すると次の諸事項である。

1. 送込ロールの条件
 - イ. 回転速度
 - ロ. ロールの形態…直径の大小及びロールの表面の形態
2. ロールの圧縮スプリングの強さ
3. 材料供給コンベヤーの有無形態
4. ナイフによる材料の供給妨害程度の大小
 - イ. ナイフの逃げ角の程度
 - ロ. ナイフの面の大きさ形態
5. ナイフの条件の相異による材料引抜状態の差異
 - イ. 刃型の相異による受刃との鈍角の差異
 - ロ. ナイフの鋭利度の影響
6. 切断材料の種類及び条件
 - イ. 材料の種類相異により機械各部特にロールとの摩擦の相異
 - ロ. 乾燥の違いによる摩擦の変化
7. 材料供給法の影響
 - イ. 供給量の多少供給量の変動の有無大小
 - ロ. 材料によっては結束材料であるか然らざるかによっても異なる

以上の如き諸条件の大なり小なりの影響が切断長を左右するが、特に重要な送りロールの形態及

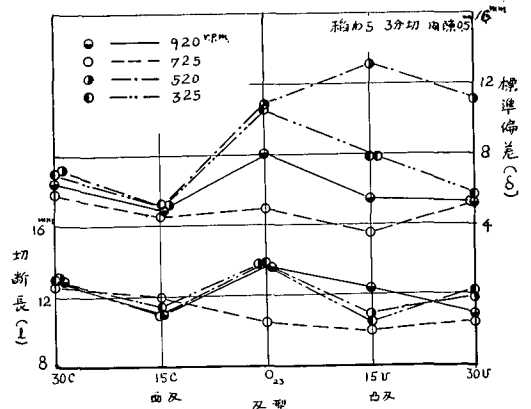
びスプリングの強さは重要であるから直接本論文の主題と関係がないが無関係といえないから概念的な二、三の問題を述べておく。送りロールの形態としては普通鬼ロール、溝ロール、平滑ロールの3種が普及している代表的なものでこれ等を組合わせた使用方法もある。報告によれば³⁷⁾上下ロール何れも鬼ロールとした場合が最良の成績を示し、溝ロールと鬼ロールとの組合わせがこれに次ぎ上ロールを溝ロール、下ロールを平滑ロールにした場合は更に劣っている。又ロール荷重は送込幅1cm当り約2kgが適当でこれ以上になるとデントコーン等は圧砕され液汁が出るようになり、軽くなるとロールの保持力が劣るといわれている。本試験においては上下共に鬼ロールを使用した場合である。その他の条件は供試機が一定であるから一定となる場合が多く、変化する条件は出来る限り一定したが、ただナイフの大きさは実験の都合上一定になし得なかったことは遺憾とするが、その影響はここでは殆んど関係ないと考えてよい。

切断長の決定は大量の材料の中から、僅かを採取して測定せざるを得ないから、技術的に極めて困難であるが切断された材料をよく攪拌して代表的と思われる部分から、資料を採取し更にその中より100~200本を取出してその長さを測定し、算術平均及び標準偏差を求めることにした。但し異状と思われる材料は除き、斜めに切られたものはその最長部において測定した。

第2節 稲わらについての諸結果

(1) 刃型と切断長との関係

10-1図に3分切りで受刃間隙を0.5mmにした時の刃型と切断長との関係についての結果を示す。本実験結果では切断長に影響を及ぼす要素が多い為に、判然とした差異を認めることができない。併し切断長は全般的傾向としては15vの場合が最小で15cあるいは30vがこれに次ぎ30cの順になり、特に直線刃が長く切られている。他方標準偏差については最も安定しているのは15cあるいは30cとなっており、直線刃あるいは凸刃は低速回転の時に大きくなっている。この原因は観察の結果によれば、切断速度の遅い場合は特に



10—1 図 刃型と切断長及び標準偏差との関係 (稲わら)

受刃直上部の材料の切断不良を来し、材料が引抜かれ勝ちである。従ってこの速度の影響が刃型の良否により強く現われる場合と然らざる場合とが生じてくるものと考えられる。

(1) 30c…平均切断長は直線刃に次いで長くなっているが回転数の影響が切断長、標準偏差何れにも現われていない刃型である。この事実は切断に際しての相当の引抜き作用があるが、低速回転の際でも切れる安定したナイフであることを示しており、この意味においては凸刃に比較して良好であるといえることができる。

(2) 15c…30cと同一傾向を示しており、更に切断長標準偏差共に短く引抜き力が少ないことが特徴的である。供試全刃型中切断長の点では最も回転数の影響を受けない安定した成績を収めた刃型である。30cに比較して内側での鋭角が小さい為引抜き作用も減少しかかる結果となった。

(3) 直線刃…刃縁が弯曲していない為に、上記2種のナイフの如き材料を側方(内側)に寄せる傾向が少ない刃型ではあるが、切れ味が不良で切断に際しての引抜き力が強くなり、切断長も標準偏差も回転数が適当でない時は長くなっている。即ち回転数725 r.p.m.の場合は切断長、標準偏差共に短く、よく切れているが回転数が特に低い場合は不良である。又920 r.p.m.と大き過ぎる場合も不安定になっているのが凹刃に比較して特徴的である。

(4) 15v…直線刃と同様に725 r.p.m.の時によ

く切れているがその他の回転数では切断状況が悪化してくる傾向が現われている。特に 520 r.p.m. では全刃型中標準偏差は最高を示している。これは特例としても、切断長よりの観点に立てば 520 r.p.m. は既に回転速度が遅すぎるものといえることができる。

15 c あるいは 30 c の如き凹刃に比較して回転数の影響が現われて来ることは、凸刃を採用する場合特に回転数を適当に決定しなければならないということを語っており、供給高さ 35 mm で回転角 29° という切断が瞬間的に行なわれる衝撃的切断をするナイフであることが影響してると考えられる。

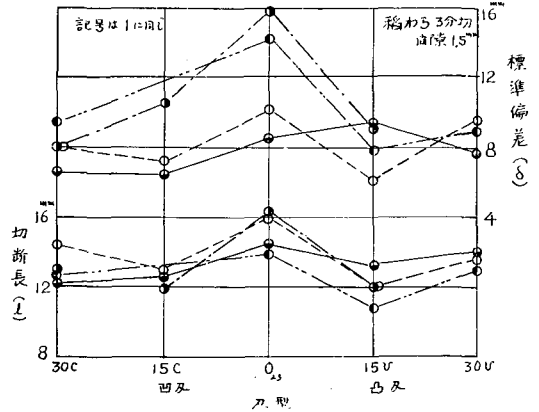
(5) 30 v…平均切断長は 15 c と同程度であり、15 v に続いて良好であるが標準偏差が 520 r.p.m. の場合に特に悪い。併し 15 v の場合と同様実験上の不測の要素が影響しているものと考えられるが不安定であることは否定できない。

5 種の刃型についての上述の如き傾向を一括して考察すると回転数が 725 r.p.m. では凸刃に比して勝っているが他の回転数では凸刃の方が劣る場合が多く、凸刃の方が回転数の不適當な場合には影響を受く易く不安定なナイフだといえる。凸刃は材料を内側から切断しはじめて外側で切断を終了するに反して、凹刃は外側よりはじめて内側端の材料を最後に切るようになっている。切断不良の際には特に切断終了部での切断圧に対抗する受圧力の減少する切断終了部で特に悪化し易いものであるが、外側端は受刃とナイフとの間隙が開き易い為に内側部より更に切断不良が加わることになる。この原因によって回転数が適当でないという理由による。従って工作の精度を高めることが、この欠点を除く上に必要である。

3 分切りではあるが受刃とナイフとの間隙を 1.5 mm まで開いた場合の結果を 10-2 図で見ると次の点が特徴的である。

(1) 直線刃は切断長標準偏差共に最も長く、標準偏差より見る時は 520 r.p.m. 及び 325 r.p.m. が特に悪い。

(2) 15 v は間隙 0.5 mm の時ほどは回転数によ



10-2 図 刃型と切断長及び標準偏差との関係 (稲わら)

って差を示していない。

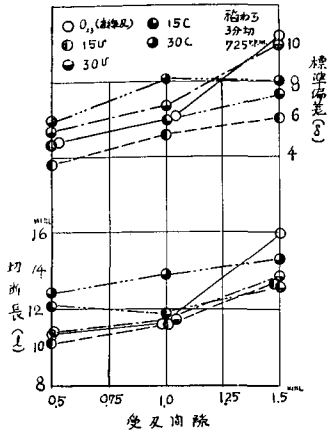
(3) 30 v のナイフは切断長、標準偏差共に 15 v のナイフに比較して長くなっているが、回転数の影響は顕著でない。

(4) 30 c, 15 c 共に 0.5 mm 間隙の場合に比較してやや点が分散しており、標準偏差も 325 r.p.m. にまで低下すると長くなる傾向はあるが顕著な差ではない。

以上の如く本実験では回転数と刃型の関係が切断長あるいは標準偏差に及ぼす影響は判然としない。ただ傾斜角が 0 の直線刃のように切味が悪くしかも衝撃的なナイフでは回転数の影響が現われている。

(2) 受刃間隙の影響

725 回転の場合での受刃間隙と切断長及び標準偏差との関係を示す 10-3 図では、受刃間隙が 0.5 mm より 1.5 mm までの間では大体直線的に標準偏差が長くなる傾向があるが、直線刃 30 v 及び 30 c が長く、15 v, 15 c が短い傾向があり、切断長においても似た関係がある。即ち傾斜角 α が 30° の刃は、本例では好ましくなく、又逆に直線刃も悪く受刃間隙が開けばその悪影響は強くなる傾向がある。併し刃型いかに拘らず受刃間隙を狭くすることは受刃直上部での材料の切断を良好にする為には最も重要なことで完全な作業を行なう為には受刃間隙は極めて精密な調整を要することは勿論である。切断時においても特に外側部が開かないよう工作上的諸注意が要求されることは



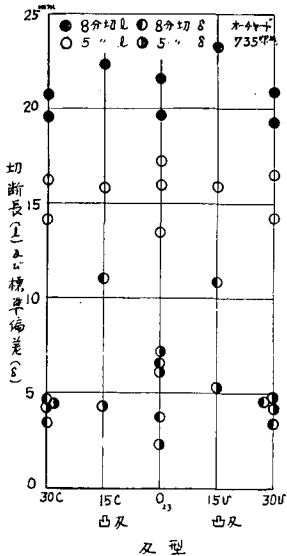
10-3 図 受刃間隙と切断長及びその標準偏差との関係

再度強調した通りである。実際には無負荷の時に間隙を所定の広さにしても切断時には間隙が開く場合があり、間隙は出来得る限り少なく調節して置く必要がある。特にカッターの小型軽量化を計る場合、あるいはフライホールを軽くする場合はこの点に関する考慮が重要である。

第3節 オーチャードについての諸結果

(1) 刃型と切断長との関係

オーチャードを供試しての刃型の切断長及び標準偏差に及ぼす影響については材料が不均一なこと及び切断が容易な為に差を認め得なかった。

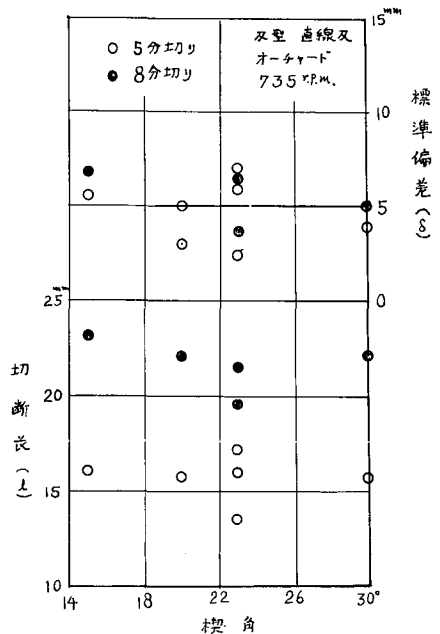


10-4 図 刃型と切断長及びその標準偏差との関係 (オーチャード)

10-4 図はこの関係を示す。5分切りの場合の切断長は 15.5 mm 附近で、稲わらの場合の約 12 mm に比較して約 30% 切りとなっている。即ちオーチャードは稲わらに比較して柔軟な為に送りロールの噛込みが良好で滑りが少ないことを現わしている。又標準偏差も稲わらの平均 6 mm, 最大 13 mm, 最小 3.6 mm に対して牧草の場合は平均 5 mm, 最大 7.2 mm, 最小 2.3 mm と何れも小さな値となっており切断が均一であることは稲わらに比較して切断の容易なことを示すもので、8分切りの場合でも同様のことがいえる。このように少なくとも刈取直後の水分の多い牧草は稲わらに比較して切断が極めて容易なことは刃型が切断状態に影響を及ぼさない原因となったものである。同様に回転数の差異も切断長に影響を及ぼさなかったことを附記しておく。

(2) 楔角と切断長との関係

ナイフの楔角の切断長に及ぼす影響も顕著な差を見出すことができなかった。楔角の大小は切断抵抗との間に深い関係のあることは既に検討したが、牧草のように切断の容易な材料に対しては 10-5 図に示される通りである。写真 10-1~3 で



10-5 図 楔角と切断長及びその標準偏差との関係 (オーチャード)



写真10-1 A 楔角 30° の場合のオーチャード
切断状態



写真10-1 B 楔角 20° の場合



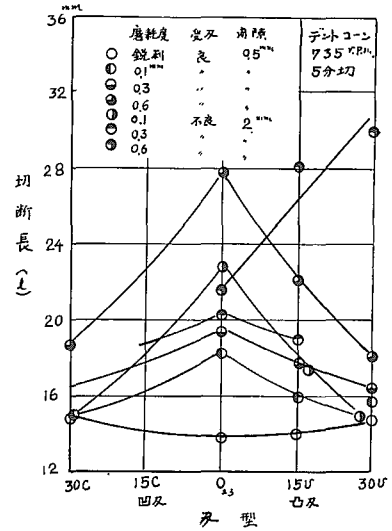
写真10-1 C 楔角 15° の場合

No. 141 は楔角 30° での No. 185 は 20° での又 No. 152 は 15° の場合の夫々の切断状態を示すが、楔角 30° のナイフが 15° のナイフに比較してわずかに劣る程度で顕著な差は見られない。この楔角に関する実験は直線刃についてのみ行なったものであるが、刃型が異なった場合にも同一傾向を得る

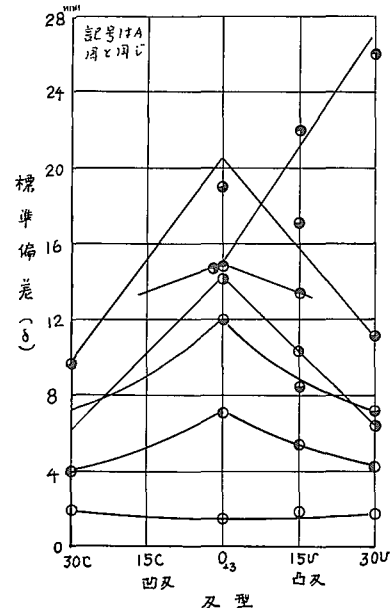
ものと推定されるところであり、楔角の大小は切れ味は勿論のことであるが寧ろ鋭利度の接続性及び刃縁の強度の問題等と密接な関係があるものと考えから、刃型とは間接的關係があることは勿論である。

第4節 デントコーンについての諸結果

デントコーンを使用した場合の刃型の切断長に



10-6 A 図 鋭利度別に見た刃型と切断長との関係 (デントコーン)



10-6 B 図 鋭利度別に見た刃型と切断長標準偏差との関係 (デントコーン)

及ぼす影響についてナイフの鋭利度別に示した関係が10-6図である。即ち刃縁が鋭利で切味のよい場合には切断長は刃型によって殆んど影響を受けていないが、僅かに直線刃が傾斜角の大きなナイフより短い傾向となっているが殆んど論ずるに足らない。デントコーンは他の材料と異なり長大で剛直な茎であるから切断に際して引抜かれることも、又鈍角が大なる場合でも側方に寄せられることが少なく、極めて安定した値を示すのは当然であり、標準偏差も僅かに1.5~1.9mmである。

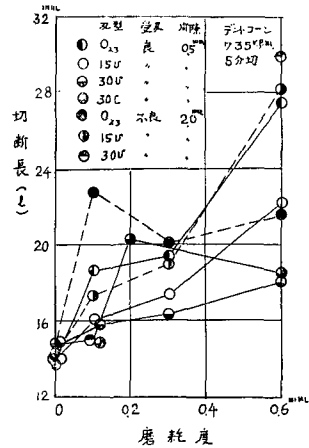
併し刃縁や受刃が磨耗した場合とか受刃間隙を開いた場合には刃型の影響が顕著に現われてくる。この場合の特徴的な点は直線刃が急激に不良になることがある。この切断条件の悪化した場合には直線刃を中心に凹凸刃に至るに従い、対象的山形をなすことである。10-6図において受刃の不良とあるのは受刃の角を人工的に円味を付けて磨耗したと同様にしたもので相当磨耗した時を想定して半径6mmの円弧状に角を落した場合である。一例を見ると刃縁磨耗を0.6mmにして受刃が良好な場合と最悪な条件の場合即ち受刃を磯耗させ、間隙を2mmにした時の30c又は30vでは受刃の良好な場合と最悪な場合との差は現われていないが、直線刃では極めて顕著な差を示している。即ち直線刃では鋭利な場合の切長さは13.8mmなるに対し0.1mm磨耗、受刃好条件の時は18.2mm、受刃最悪の時は22.8mmとなっている。これ等の値の比率を示せば10-1表となる。即ち

10-1表 刃縁磨耗程度と切断長増加率との関係

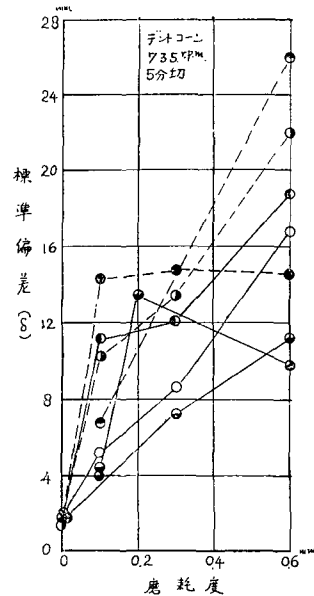
鋭利度	受刃間隙(mm)	受刃条件	刃型			
			30c	直線	15v	30v
鋭利	0.5	良	107	100	101	107
0.1mm磨耗	0.5	"	109	132	116	107
0.3 "	0.5	"	—	141	129	120
0.6 "	0.5	"	135	202	161	131
0.1mm磨耗	2.0	不良	—	165	128	109
0.3 "	2.0	"	—	147	138	—
0.6 "	2.0	"	—	157	204	218

直線刃鋭利な時を100にする

直線刃で受刃の条件のよい時を100とすれば直線刃の場合0.6mm磨耗で0.5mmの受刃間隙の時は202となり約2倍の切断長になっている。これに対して30vでは131で約30%の増加である。かくの如く直線刃で刃縁が不良になった時の影響は最も顕著に現われている。更に受刃間隙を広くした場合、0.1mmあるいは0.3mm磨耗では165, 147と何れも間隙が0.5mmの場合よりも増加しているが、0.6mmの場合は157と間隙の広い方が

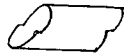


10-7 A 磨耗度と切断長との関係 (デントコーン)



10-7 B 磨耗度と切断長標準偏差との関係 (デントコーン)

短くなっている。又 30 v では磨耗 0.6 mm 受刃間隙 2 mm の時は 218 と異状に高い値を示しているがこれらは特例としても一般に間隙の影響は刃縁磨耗の影響よりも少ないようである。このように刃型の良否の影響は刃縁の磨耗した場合とか、受刃とナイフとの間隙を開いた場合に顕著で、 α の大きい 30 v あるいは 30 c が良好である。即ち傾斜角は悪条件下において切断長の変化に現われる限りでは 30° あるいはそれ以上がよいことが 10-7 図より推定される点である点よりも考察すべきである。なお剛直なデントコーンは相当切断圧に耐えることができるから間隙あるいは受刃の不良は決定的となり得ない。併し観察によると受刃の間隙を 2 mm 極端に開くと切断された材料中に 10-8 図のように切口が 2 段になったものが増え、一気に完全に切断されていない。従ってこれが切断長の平均値を長くする原因ともなっている。写真 12-2 に示す No. 158 は 15 v のナイフで受刃間隙を 2.0 mm にした場合のものであるが、数個のかかる切断物を見ることができる。又写真 8-6 に 0.6 mm まで磨耗させた場合の状態を見ることができる。



10-8 図 受刃間隙を開いた時のデントコーン切断状態

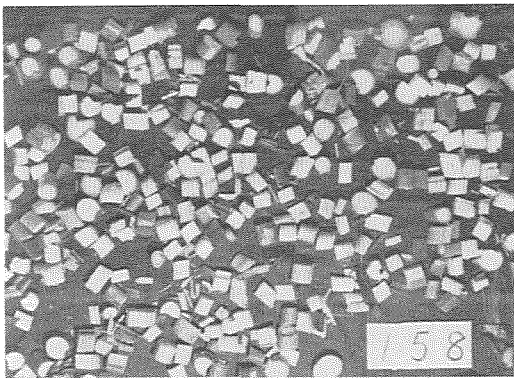


写真 10-2 受刃間隙を 20 mm にした場合のデントコーンの切断状態

第 5 節 大豆がらについての諸結果

大豆がらについては切断長を実測しなかったから写真で条件の差による切断状態の影響を見ることにする。

(1) 刃型と切断長

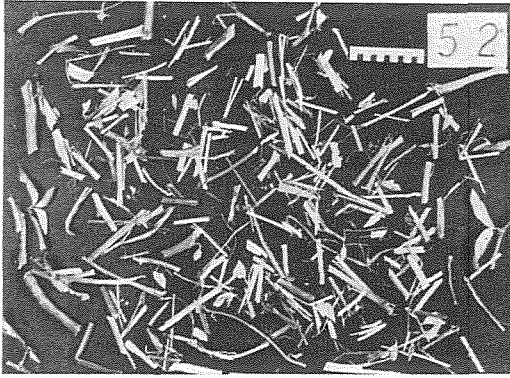
ナイフが鋭利な場合は何れの刃型においても観察結果によると切断状態に差を見られなかった。写真 10-3, 4, 5, 6, 7 は順に 30 v, 15 v, 0_{23} , 15 c, 30 c のナイフでの切断状態であり、何れも長い材料が相当量混入しているが供給状態が乱雑で長短もあり、横にむいて切られるものもある為止むを得ないところである。併し何れも切れるものはよく切れている。ただ白くなって見える割れたものが相当量あるがなげ込み式脱穀機で脱粒された材料であるから既に相当の損傷を受けており当然のことであり、これは家畜飼料として好ましい状態のものである。

(2) ナイフ磨耗程度の異なる場合

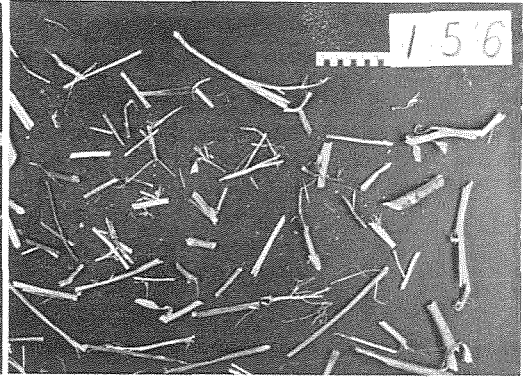
写真 10-3, 9, 10, 12 (No. 52, 192, 204, 229) は 30 v のナイフでの鋭利な条件から 0.1, 0.3, 0.6 mm 磨耗の場合の切断状態を示す。ナイフとしては切断抵抗の少ないもので、よく切れたナイフであった 30 v の場合であるが、磨耗程度により切断不良になって行く状態がよく示されている。即ち 0.3 mm にまで磨耗してくると相当に長切りが出ていることと受刃とナイフの間に挟まれて破碎されたものが増している。0.6 mm の磨耗の場合は論外である。この状態になると切断音も極めて高く危険を感じる程である。写真 10-7, 13, 14 (No. 62, 174, 184) は大豆がらに対しては最も高い所要動力を示した 30 c についての前者同様鋭利な条件より 0.3 mm 磨耗までの状態を示すものである。30 v の場合に比較して磨耗度の影響は顕著に示されている。すでに 0.3 mm の磨耗では切断された材料を殆んど見ることができない。かくの如き状態は切断所要力にも明白に示されたことは既述した通りである。大豆がらに対しては 0.3 mm 磨耗以前に研磨しなければならないことが示されている。

(3) 受刃間隙の相異による切断状態

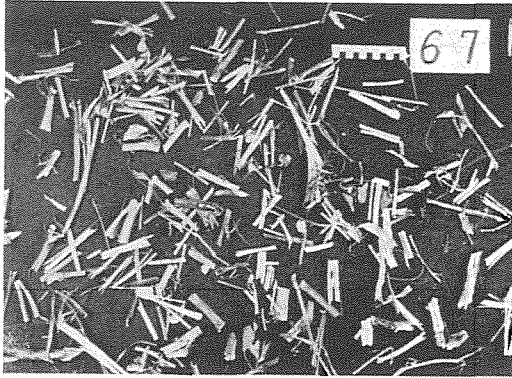
写真 10-18 (No. 87) は直線刃を使用している受刃間隙を 2 mm にした場合であるが No. 91 の 0.5 mm の場合に比較して何等相異を見られないが観察によれば僅かではあるが 2 mm 間隙の方が劣った材料が排出されたようである。併し稲わら等の如く顕著な差を生じないことは剛直な材料であり



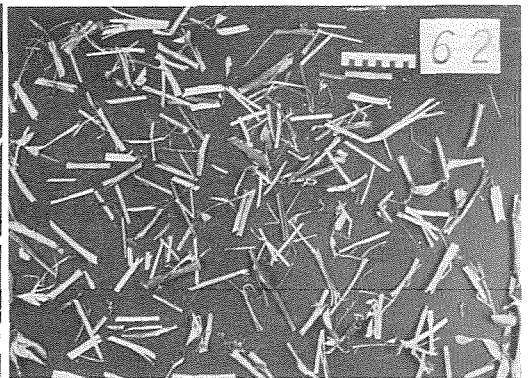
10-3 ナイフ 30 v 1 寸切り受刃間隙 0.5 mm



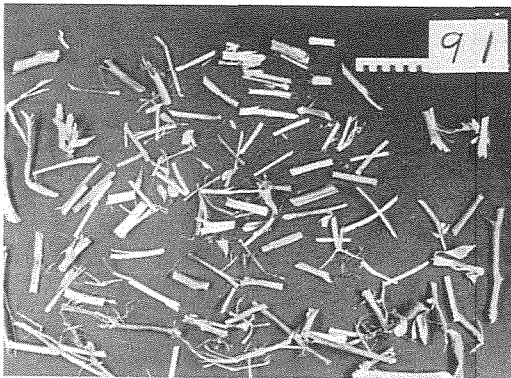
10-6 ナイフ 15 c 1 寸切り受刃間隙 0.5 mm



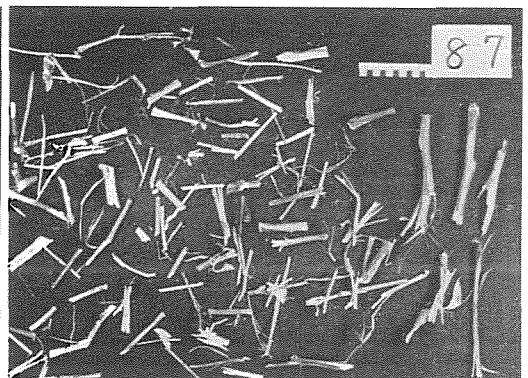
10-4 ナイフ 15 v 1 寸切り受刃間隙 0.5 mm



10-7 ナイフ 30 c 1 寸切り受刃間隙 0.5 mm

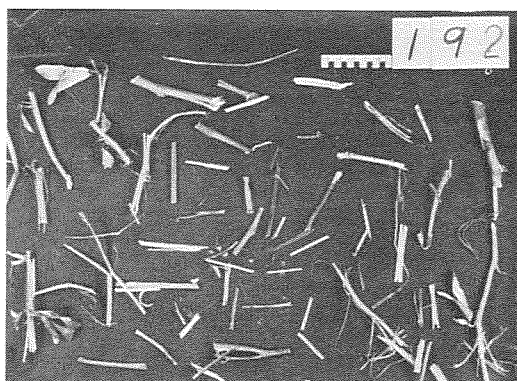


10-5 ナイフ 0₂₃ 1 寸切り受刃間隙 0.5 mm

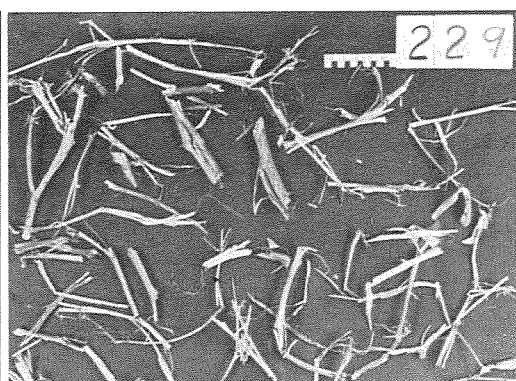


10-8 ナイフ 0₂₃ 1 寸切り受刃間隙 2.0 mm

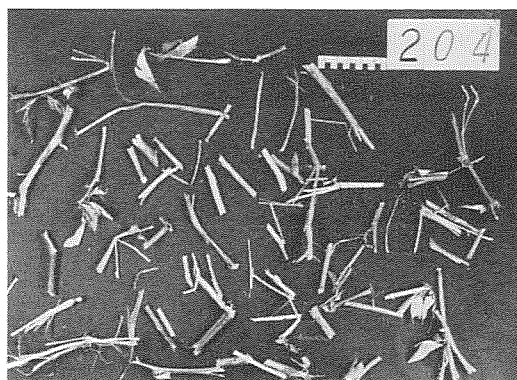
写真 10-3~8 大豆がら切断状態



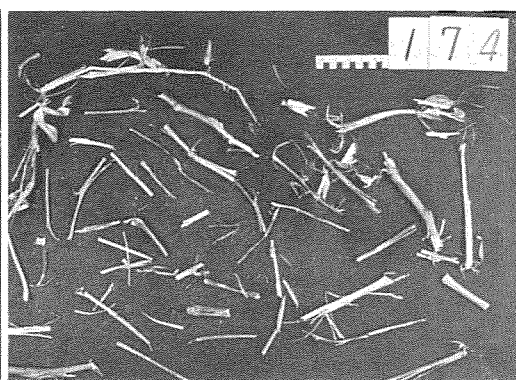
10-9 ナイフ 30 v 0.1 mm 磨耗受刃間隙 0.5 mm



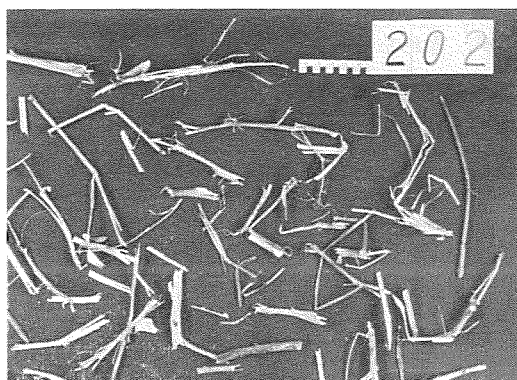
10-12 ナイフ 30 v 0.6 mm 磨耗受刃間隙 2.0 mm



10-10 ナイフ 30 v 0.3 mm 磨耗受刃間隙 0.5 mm



10-13 ナイフ 30 c 0.1 mm 磨耗受刃間隙 0.5 mm



10-11 ナイフ 30 v 0.3 mm 磨耗受刃間隙 2.0 mm



10-14 ナイフ 30 c 0.3 mm 磨耗受刃間隙

写真10-9~14 大豆から切断状態

切断受圧力の強いところより予想できるところである。

第6節 総 括

本章では各材料毎に切断条件あるいはナイフ条件の違いが切断長に与える影響について述べたが切断動力と作業結果との間には極めて深い関係のある場合が多いことは興味深い点である。従ってこの両者の面より切味に関する研究を行なうことは諸種の問題を明確化し終局の目的である切断結果の良否を判定する上に必要である。併し稲わらでは切断が特に悪化するのを受刃直上部の僅かな量であるが、この僅かな切断不良の稲わらも肉眼的には極めて明確であるが数字的に知ることは困難な場合がある。

稲わらについての実験結果によると3分切りで受刃間隙を0.5 mmにした場合は回転数が500 r.p.m. 以下に低下した場合には特に最後の部分での切断不良が影響して一般的に平均切断長も標準偏差も不良で特に刃型としては $\alpha=0$ の直線刃がこの傾向が甚しい。又回転数の低下に対する影響の現われ方が少なく標準偏差の最も安定しているのは15c及び30cとなっている。回転数が900 r.p.m.にも上る場合も僅かではあるが悪影響を与え、本実験結果では750 r.p.m.程度の現在一般に使用されている回転数附近が良好であった。特にこの回転数では15vが切断長の点では最も好成績を収めたが、このナイフは回転数が低下すると標準偏差が長く成績は悪化する傾向がある。以上の結果より回転数が750 r.p.m.では15v、30vの如き押し出し型の凸刃がよいが回転数が低下した場合には悪化する傾向があり、回転数の影響を受けることの少ないのは凹刃で、直線刃は何れに対しても劣っている。他方受刃間隙を0.5 mmに開いた実験結果では直線刃は3分切りの場合と同様に最も不良な成績を収めたが、15cの凹刃が回転数の低下に対して特に標準偏差が長くなっており、凹刃が必ずしも凸刃よりも回転数の変化に対して安定しているとはいえない。即ち受刃の間隙が開くと受刃直上部の切残り材料がナイフと受刃との間にはさまり、この間の摩擦抵抗等が β 角の大きい凹刃に強く現われるものと考えられる。以

上の諸結果より切断条件の悪化した場合には β 角の余り大きな刃型のものは好ましくないといえることができる。

オーチャードを供試した結果は水分が多く柔軟で切れ易い材料である為に回転を変えた場合の刃型の差異による影響は見ることができなかった。

ナイフの磨耗した場合の刃型の切断長に及ぼす影響に関するデントコーンでの実験結果からは次のことがいえる。即ち鋭利な場合は刃型の影響は無いが、磨耗度が大きくなる程、刃型の影響が強く現わた、特に直線刃は極めて不良になり、 α の大きい30v、30cが最良である。即ち傾斜角を大きくして引き切り(押し切り)する方が磨耗した刃では剛直なデントコーンに対してはよい。又実験結果より推測すると鈍角 β の影響は現われていないし、凹凸刃の差もまた見ることができなかった。大豆がらに対しての観察結果によると磨耗が激しくなるに従い凹刃が凸刃よりも劣り、30cは極めて不良な切断物を出した。即ち大体切断馬力と刃型の関係に一致しているものと考えられる。なお大豆がらの場合は多分に傾斜角 α の影響よりも鈍角 β の影響が強く現われているようで、 β 角の小さい15vが好成績を取めていることも考えられるが、なお今後の研究を必要とする。

受刃間隙の開いた場合デントコーン、オーチャード、大豆がら等では殆んど差が見られなかったが、稲わらについては切長さ標準偏差共に長くなり差を示した。しかも直線刃が最も不良な結果を示し、30vも同様である。切断条件の悪化した場合は直線刃あるいは30vの如き刃は同様の傾向の生ずることが考えられる。これらの問題は更に鈍角の面よりも見なければならぬ点であり第3編で再検討する。

第11章 ナイフの条件とデントコーンの破砕との関係

第1節 序 論

デントコーンの切断に際して考慮しなければならない問題に破砕に関する事項がある。エンシレージ用デントコーンは優良なサイレージを作るに必要な条件に切断されなければならない。切断長

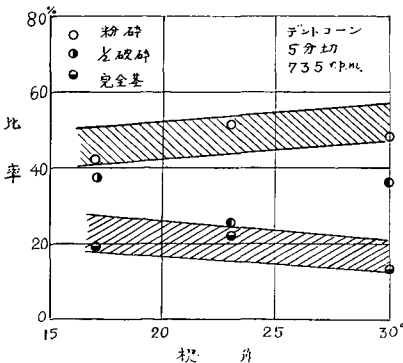
もこの観点より決定されなければならない。サイロ内で好適な乳酸醗酵が行なわれる為には長切りのものは充填が完全に行なわれぬ為に好ましくなく、5分切り程度にされているのもこの為である。又茎をある程度破碎することにより醗酵を早め得るといわれている。特に基部の堅い部分等は特にこの破碎の必要性が大である。併し余りに破碎度が強い場合は吹上カッターから出る前に多量の液汁を放出することになり、栄養分の損失も生じ又カッターからの吹上能力の低下をきたすことも考えられその影響するところ少なからざるものがある。従って切断部の諸条件により破碎程度がいかに変化するかを検討する。なお市販のカッターのナイフは直線刃をデントコーン用と称し彎曲刃をわら用と称しているものもあるが、これはこの破碎の問題及び刃の強度に関係しているものと考えられる。従って本章はこの点の検討にも関係する問題である。

第2節 切断条件と破碎比との関係

デントコーンの破碎程度を次のように分けることにした。完全な形態のまま切断されたものを完全茎と称し、一部破碎されたものから完全に縦に2等分されたものまでを1/2破碎茎と称し、1/2以下即ち1本の茎が3分4分されたものを粉碎型と称することにする。試料をよく攪拌し均一に150~300 grを取り出し上述の3種に分類し、その重量の比率を以て破碎程度を現わすことにした。

(1) 楔角の大小と破碎度

11-1 図は刃縁の楔角の大小と破碎比との関係

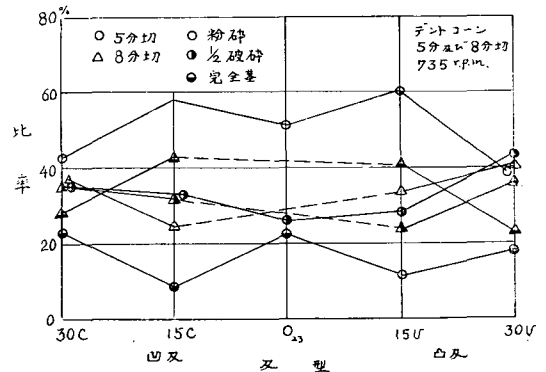


11-1 図 楔角とデントコーン破碎程度との関係

を示すものである。本図で楔角 17° の場合の完全茎は約 20% であるのに対して、30° の場合は 14% になっており、後者は約 30% の完全茎の減少を示している。従って粉碎茎はこの逆の関係にあり、楔角の大小は破碎程度に影響を及ぼすことが示されている。直線刃は刃が厚く刃縁角も 20° 内外になっている。従ってこの楔角の相異そのものの破碎程度に及ぼす影響があることは推定できる。デントコーンを切断する場合にはこの楔角を大きくすることはある程度の破碎を生ぜしめるのみならず強度を増す為にも必要なことである。実験においても 17° の楔角の場合は、刃こぼれを生じ強度の不足を感じた。従って少なくとも 20° 程度を与えることが好ましい。しかしこの為に生ずる切断抵抗の増加については第 8 章に述べた通りである。

(2) 刃型との関係

11-2 図は刃型の相異が砂砕比に及ぼす影響を示したものであるが、刃型の相異は殆んど破碎比



11-2 図 刃型とデントコーン破碎程度との関係

に影響を及ぼしていない。ただ粉碎茎は 30 v あるいは 30 c が僅かに少ない。完全茎には差を見ることができないから結論付けられないが、傾斜角の大きい方が破碎率が減少することは切味の点よりも推定できる。

(3) 切断長との関係

11-2 図には 5分切りと 8分切りとの間の関係も示したが、5分切りの方が破碎され易いことは当然で 15% 程度の差を示している。

(4) 受刃の条件の影響

0.5 mm の受刃間隙と 2.0 mm の場合とでは僅か

に(約5%)粉碎茎は前者が少なく、又受刃が磨耗ししかも間隙が2.0 mm の場合は0.5 mm で受刃のよい場合に比較して15%程度粉碎茎が多いことが示された。

(5) 回転数の影響

回転数の影響は判然としなかった。

(6) 刃縁の磨耗度の影響

この関係は最も顕著に現われることは明らかである。11-3 図はこの場合の結果を示す図である。刃縁の磨耗度の影響が最も強く現われたのは30 v で鋭利な場合の粉碎茎が43% であるのに対して0.6 mm 磨耗している場合は実に90%にも及んでおり完全茎は殆んどない。しかるに30 c の場合は0.6 mm で65%に止まるのみである。ただ切断所要動力あるいは切断長は両者間に差を見出し

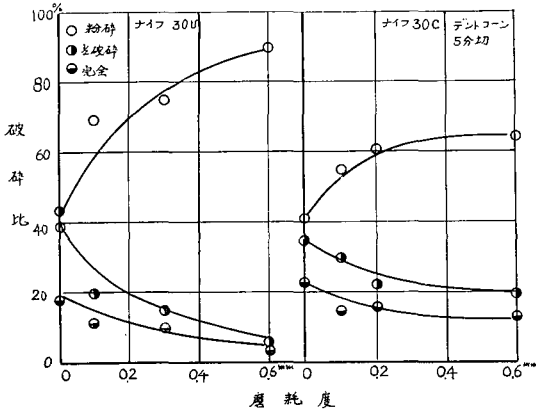
得ないことは了解に苦しむところであるが、30 v は押し出し型である為、材料が外側部に滑り寄せられて行き、切断抵抗が大きい為、フライホイールの外側部が開きこのような現象を生ずる原因となるものではないかと推定される。刃縁の磨耗した時には完全茎の比率も30 v が何れの刃型の場合よりもやや高くなっている点等より破碎率はこの抱込型の方が低い傾向を示している。

第3節 総括

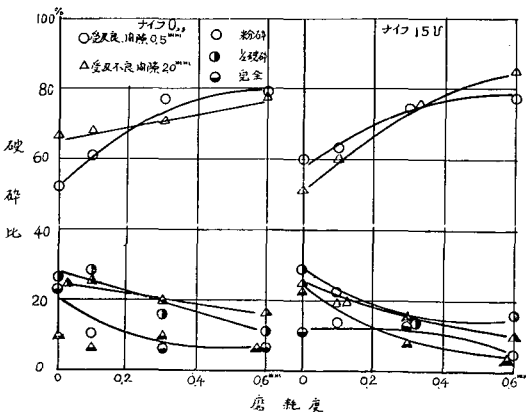
デントコーンの破碎率は鋭利な刃で切断された場合でも相当に高いもので完全茎は20%程度に止まり80%内外の茎は、大なり小なりの破碎が行なわれていることは注目すべきである。しかもこの20%は節部の堅い部分で破碎されなかったものが多い。切断条件を最悪にした場合ですら5~10%の完全茎を有するのはこの節部のある為である。これらの事実より特にデントコーンの茎の破碎に対する特別の考慮を払う必要はないと考える。実際の条件下では茎の破碎は吹上翼によっても行なわれるもので、切断過程において破碎効果をねらうことは切断抵抗の増加を意味するもので、歓迎すべきことでない。直線刃がデントコーン用と称されるのは寧ろその刃の強度の点よりで附随的に破碎効果も幾分か出てくるということができる。

第12章 第1次実験結果の総括

本研究は刃型曲線の実用的見地よりの特徴を窺わら、オーチャード、デントコーン及び大豆からの4種の材料を対象として把握することを目的としているが、第1次実験においては凹刃と凸刃との比較に関する実験、及びこれに関連しての2,3の問題即ち、回転速度、刃縁の鋭利度、受刃間隙、楔角等の切断性能に及ぼす影響を明らかにすることを主眼としている。この目的を達する為に特に傾斜角(α)が一定である対数曲線を使用し、 α が15°及び30°になる凸凹両刃の外に $\alpha=0$ となる直線刃を使用した。併し本実験では受刃は回転中心より35 mm 下方にある為、鈍角 β は一定にならず、凹刃になる程大きくなり30 c が最も大きな β を持つことになり、切断過程中38°より59°の間の変



11-3 A 図 ナイフ磨耗度とデントコーン 破砕程度との関係



11-3 B 図 ナイフ磨耗度とデントコーン 破砕程度との関係

化をなす刃型となっている。従ってこの β の問題については、第2次実験で検討する。

供試条件下での凸刃の基本的特徴は切断は内側部より開始され外側端で切断が終了する押し出し型刃型であり、凸刃は逆に外側より始まり内側において終了する抱込み刃型である。直線刃は両者の中間的性質を持つが抱込み型に属するものである。傾斜角(α)の大きな刃型程この押し出し又は抱込みが大となることは言をまたない。このような基本的特徴及び α の大小の影響が切断性能に及ぼす影響を明らかにすることを目的としているが、切断性能は β と α 及び切断の方向(押し出し、抱込み)によって決定されるのみならず、機械の条件即ちフライホイールの切断に際しての側方への逃げの大小、受刃条件、送込ロールの保持力等も影響してくるものである。更に切断材料の諸物理性も関与するものであるから、限定された実験条件の下での概括的な結論であることは勿論である。今各供試材料毎に実験結果の概要を述べると次の通りである。

(1) 稲わらでの刃型の比較結果

稲わらに対しては標準回転 725 r.p.m. では切断馬力は直線刃が最も少なく凸凹刃何れも傾斜角が増すに従い馬力の増加を見て、直線刃、15 v, 30 v, 15 c, 30 c の順になっているが、切断物の平均長さ及びその標準偏差を中心にして見た切断結果より見る時には 15 v, 30 v が良好で直線刃、15 c, 30 c の順になっている。併し回転数が低下したり受刃間隙を 1.5 mm に開いたりして切断条件が悪化した場合は直線刃は急激に切断結果の悪化を来し、更に 15 v の凹刃も悪化し、15 c, 30 c の如き凹刃が影響を比較的受けないで 30 v は 15 c に次いでいる。ただ刃型毎に見た切断馬力は標準回転数の場合の馬力を基準に変化しているのみで、このように切断馬力の変化と切断結果の不一致の原因としては次の理由が考えられる。元来カッターでの切断は受刃を持つ所謂「切断」であって、「剪断」ではなく大部分の材料は受刃及び材料それ自身の剛性等によって切断圧に抗しているものと考えられる。従って実際に受刃間隙が開いたり、ナイフが磨耗したりした場合の切残しは受刃直上部の僅

かな部分に顕著に出現するものである。この理由によって条件の悪化した際の切断長間に現われる悪結果はごく一部分についての材料であり、これが受刃とナイフ側面との摩擦抵抗の増加を来したりするが、その全切断馬力に対する比率は僅少な場合もあり得るから、切断馬力と切断結果との関係が一致しないこともある。

凸刃は押し出し型であるから、切残された材料が出た時にも主軸への巻付きはないが 30 c の如き極度の抱込み型は主軸への巻付きを生じた。又切断が最も困難なのは最後の切断部であるが押し出し型は外側で最終切断が行なわれるが、外側部は切断に際して内側部に比較して受刃とナイフとの間隙が開き易く、切断不良になる恐れが多く、この観点より見る時は凹刃が有利である。総合的に見ると工作精度を上げるならば余り強くない押し出し型の凸刃が好ましいと考えられる。 $\alpha=0$ の直線刃は鋭利な場合は別として、条件の悪化した場合は不利である。凹刃は特に主軸への巻付防止策が充分ならば条件の極く不良になった場合は凸刃よりも寧ろ安全かと考えられる。

なお回転数と切断馬力の間には 7-8 式の関係があり刃型が異なる場合は係数 c が変化するのみである。併し全般的切断の良否の点では 600~700 回転附近がよいようで 900 回転以上になると「たたき切り」の感が強くなり、逆に 300 r.p.m. 附近に低下すると切味が落ちるようである。併し受刃直上部の僅少量に対しては 7,800 回転がよい成績を収めているより、この附近の回転が何れの刃型に対しても適当であると考えられる。

$$P.S.-c = a_1 e^{b_1 N} + a_2 e^{b_2 N} \quad (7-8)$$

(2) オーチャードでの凹凸刃の比較

水分の多いオーチャードの青草は稲わらのように強靱な繊維でない為に切断は極めて容易であり概して刃型を選ばない材料である。切断抵抗の点では直線が特によく、15 v が最も低く 15 c, 30 v, 30 c の順になっているがその差は僅少である。従って稲わらが切れる刃ならば問題はないといえる。

(3) デントコーンでの凹凸刃の比較

供試デントコーンは成熟不十分で、刈取直後の

ものであるからデントコーンとしても最も好条件のものであったが稲わら等に対しては剛直な茎を持つ点で興味深いものである。刃型と切断馬力との関係はオーチャードの場合と極めて類似しており、人工的に刃縁を磨耗させての実験結果では切断馬力は各刃型毎に同量の増加をなし、特別な問題は生じなかった。併し切断長では植めて興味深い差を示した。鋭利な場合は切断長、標準偏差共に刃型間の相異はないが鋭利度が低下するに従い直線刃は極度に悪化し、次いで15v又は15cが悪く30v又は30cが最良である。従って刃縁が磨耗し、受刃間隙の広い場合は傾斜角の強い $\alpha=30^\circ$ 程度のものが好成績を収めるといえる。デントコーンではこの点凸刃凹刃何れでも大差ないことが示されている。

なおデントコーンでは茎がある程度破碎された方がよいとも称せられているが、刃型間での破碎程度の相異については顕著な結果を見られなかった。寧ろ破碎率を決定する重要な要素は刃の鋭利度にあるもので、何れの刃型でも鋭利度を少し低下させるならば破碎率を高められることは明らかである。

(4) 大豆がらでの凸凹刃の比較

前記3種の材料に比較して最も刃型が切断性能に及ぼす影響の大きい材料であった。即ち30v又は15vが最も切断馬力が少なく、直線刃、15c、30cの順に所要馬力の増加を見ており、しかも鋭利度が低下する程その差が顕著になっている。かかる大差を生じた原因については結論を下すことができないが、 β 角の大小が関係しているものと考えられる。次に考えられる点は受刃とナイフとの間での材料のはさまりによる摩擦抵抗である。外側端での受刃間隙が開き易いことは既に述べたが、この点凸刃は有利であるに対して凹刃は内側部での鈍角(β)が植めて大きい為に、内側部で材料がナイフの間にはさまりしかも接触している間も長いことも考えられる。これらの点についてはなお今後の研究を要するが、15vから30vの間のナイフが最適であるといえることができる。

第3編 凸刃についての傾斜角と鈍角 とに関しての実験及び総括

第13章 実験目的及び方法

第1節 実験目的

第1次実験の諸結果より諸切断材料に対して凸凹刃の両対照的特徴を把握することができ、大豆がらには凸刃が凹刃より好成績を収め、30vを除いては凸刃の方がより有利ではないかとの一応の見通しを得たが刃型の決定上重要な要素となる、受刃とナイフとの関係位置に対するの考察にまで及んでいない。即ち第1次実験では受刃の位置をシャフトの位置より供試カッターで採用している下方35mmに一定した場合での考察のみで刃型を決定付けるナイフの傾斜角 α と受刃とナイフとなす角 β との総合的考察にまでには至っていない。従ってこの点に関する更に詳細な実験の必要を感じ、凸刃を使用して β 角を広範囲に変化させて、最終的結論を導かんとするものである。又第1次実験では材料供給高さについての測定が不充分であったが切断抵抗を論ずる上に重要な基準となるものは寧ろ切断断面積であるから、この点に関して精度を上げる意味において材料供給高さを正確に測定することにより、第1次実験の結果を再確認することを第1の目的とする。第2にこの凸刃による実験結果を基礎として各種の刃型曲線の性質、特質を検討し実用的な刃型の設計基準となる諸要素を決することを目的とする。

第2節 実験方法

(1) 供試用カッター

供試されたカッターは北農機株式会社製の「トップ」号なる商品名で販売されている6吋カッターを実験目的に合致するように改造試作したものである。本吹上カッターは写真13-1及び13-1図に示すが如き外観構造をなしており、主要諸元を13-1表に示す。その構造上の特徴を列記すると次の如き諸点である。

1. 主軸は片持軸承となっておりプーリー側のみ軸承があり従来のものに比較して材料のシャフトへの巻付を考慮する必要がない。

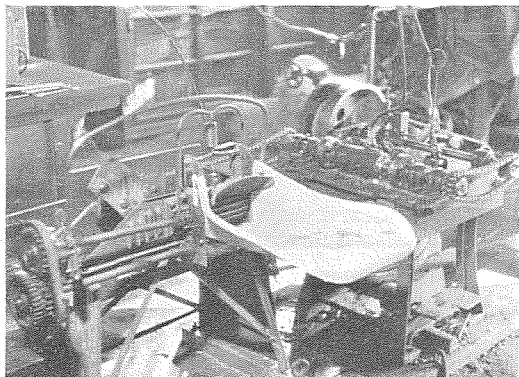
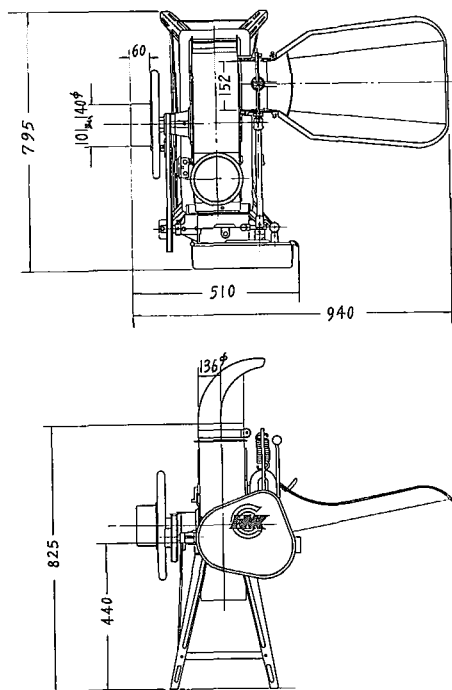


写真 13—1 供試機 外観



13—1 図 供試機 概略図

13—1 表 供試機主要諸元

	項 目	寸 法
供 給 口	幅 (mm)	155
	最大高さ (mm)	50
上 ロ ー ル	直 径 (mm)	85
	形 式 (mm)	溝型 (16)
	突部幅×高 (mm)	3×4
下 ロ ー ル	直 径 (mm)	85
	形 式	平 滑

	項 目	寸 法
受 刃 位 置	主軸の下方 (mm)*	35
フ ラ イ ホ イ ー ル	形 式	2 本腕
	直 径 (mm)	450
吹 上 円 筒	直 径 (mm)**	13.5
機 体	全 長 (mm)	780
	全 幅 (mm)	947
	全 高 (mm)	1007
	全 重 量 (kg)	60
切 断	長 (分)***	2, 6, 10, 35

* 実験では移動さす
 ** 実験では使用せず
 *** 実験では6分使用

2. 材料送り用動力は主軸より V ベルトで伝達する構造になっており従来の機械のように主軸より直接歯車伝達を行っていない。

3. フライホイールはカバー外にありナイフ取付用腕金と別個になっている。ナイフ取付金具は簡単な起風翼を有する腕金になっており、従来のフライホイール形式と全然異なったものとなっている。

4. 材料供給台は短い簡単な構造になっており材料供給用チェーンを持たない。

以上の如く各部の構造は出来得る限り簡粗化することに重点を置き重量の軽減を計り、6寸カッターにも拘らず超小型機として成功している。本機の如き小型機に対する研究の重要性を認めたの

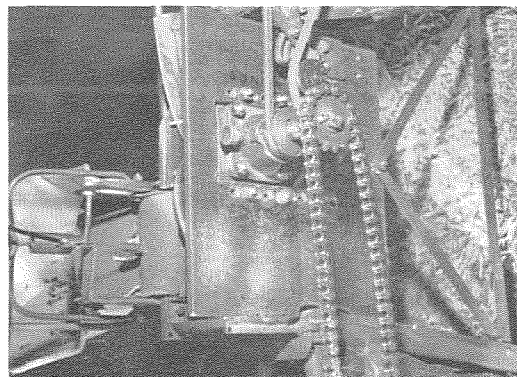


写真 13—2 受刃高さ調節方法

みならず、本機を採用することにより極めて容易に実験目的を達成するに好都合であることに注目し実験用に改造した。今その改造点を列記すると次の諸点である。

1. 切断抵抗のみを測定する必要から、カバーを全部除去しナイフを裸出させた。

2. ナイフ回転軸と受刃との関係位置を任意に変化させる必要から、主轴ベヤリング取付を兼ねているプリー側の側板を除去し別に写真 13-2 に示されているような 3 分板を熔接し、受刃に対してベヤリングの位置を上方及び下方に 60, 40, 20 mm の計 6 点及びシャフトと受刃との高さ同一になる位置を含めて総計 7 点に変化させ得るようにした。本機は V プリーで材料送り動力を伝達している為に改造には極めて好都合であった。又片持軸承である点も改造上見逃すことのできない有利な点であった。

3. ナイフの形態も数種類変化させる必要があったが、本機は従来の如き大きなフライホイールを持っていない関係上容易にナイフ取付腕を製作し任意に交換できた。写真 13-3, 4 にナイフ及びナイフ取付腕の形態を示してある。

4. 材料供給高さ(ロールの部分においての)自記装置としては、上ロールカバーの中央部に短い 3 分丸鉄を熔接し、それとスクター用のクラッチワイヤーを結合しワイヤー先端に写真 13-4 に

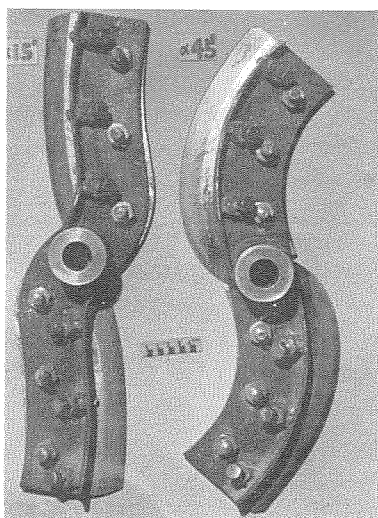


写真 13-3 A 供試ナイフ取付腕

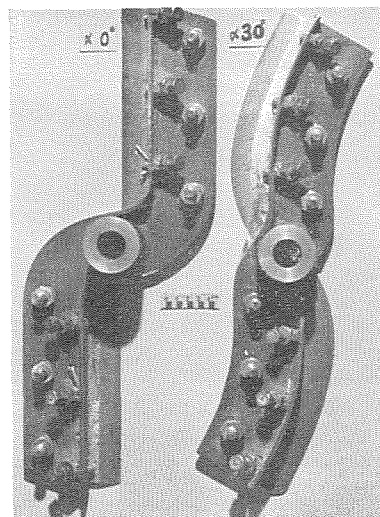


写真 13-3 B 供試ナイフ取付腕

示すような装置を装着しロールの上下に従ってガラスペンが前後に移動するようにした。このペンでオシログラフの記録紙に自記させることによ

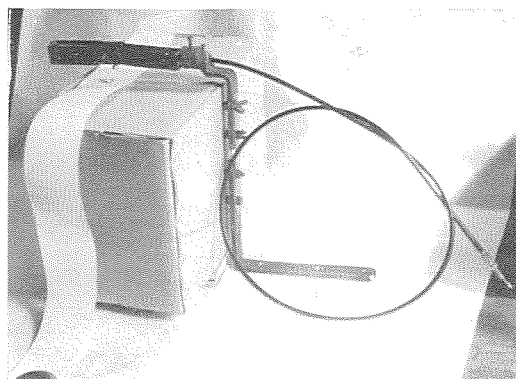


写真 13-4 A 供給高さ自記装置

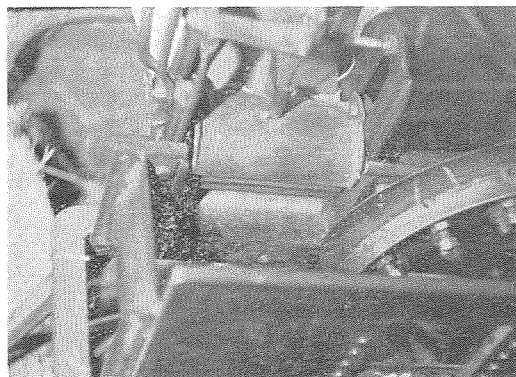


写真 13-4 B 供給高さ自記装置

り供給高さの変化を正確に記録させることができた。

(2) 供試ナイフ

供試ナイフは定角型凸刃ナイフを供用したが、第1次実験での傾斜角 α が 0° (直線刃) 15° , 30° の2種の他に 45° のものを加え4種を採用した。以下これ等のナイフを直線刃, 15 k, 30 k, 45 k と名付ける。

供試ナイフの外観を写真13-5に示す。各ナイフの硬度は13-2表に示すように各個体によりやや差を生じたが大體 79° 前後となっている。なおナイフは北大実験室で製作されたもので刃部は軟鉄の地金に白神2号を鍛接し成形後油焼入れを行なったものである。フライホイールへのナイフの装着法は押ボルト式によっている為受刃との間隙

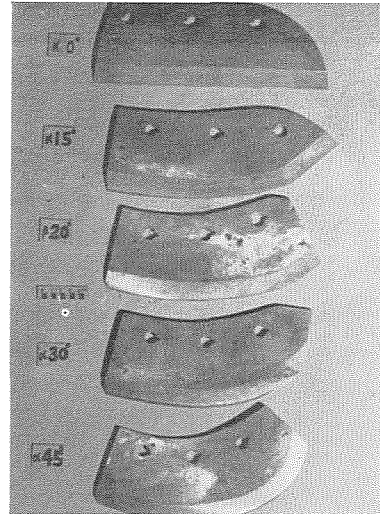


写真13-5 供試ナイフ外観

13-2表 供試ナイフ硬度 (ショア硬度)

ナイフ種類		測定点												平均	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		13
直線刃	A	85	80	76	74	76	75	75	77	83	84	86	80		79.3
	B	81	81	78	85	83	70	80	81	78	78	76	78		79.1
15 k	A	81	79	75	75	75	75	70	73	75				75.3	
	B	69	68	73	79	83	80	73	74	75				74.9	
30 k	A	81	80	78	79	78	77	78	76	83	80	83		79.4	
	B	83	78	82	79	85	79	78	81	82	73	80		80.0	
45 k	A	73	75	79	76	79	80	81	80	78	78	81	83	78.6	
	B	81	79	78	76	84	84	85	85	80	79	80		80.8	

を一樣の0.5 mmに保つためには、直線刃以外は刃部内側部をやや押出さざるを得ないので各々の刃について現物合わせでこの点注意深く調整しておいた。

ナイフの鋭利度は測定値を左右する重要な要素となりこの種の実験では常に問題にされる点であり、微視的実験では紙を一定量重ねたもの等を定条件の下に切断し切断された枚数等で決定する方法等が取られているが、本試験の如き場合はそこまでの必要性はなく充分の留意を払えばよい。従って油砥石で鋭利にすることにした。併しそのままでは初期の条件と後期の条件とが異なってくる恐れがあるので、鋭利にした後刃部に軽く数回油

砥石を掛けて初期の鋭利性をやや減じさせる方法を取った。一実験で実際の切断時間は60~90秒程度であるからこの間の切味の変化は無視することができる。

(3) 供試材料及び供給量

稲わらは中生栄光, デントコーンは白色種, 大豆からは十勝長葉を使用した。実験日が12月であった関係上水分変化は殆んどなく一樣であった点は好都合で各材料の水分含量は13-3表に示す通りであった。

13-3表 供試材料水分含量

材 料	平均水分 (%)
稲 わ ら	15.6
デントコーン	72.9
大 豆 が ら	13.8

稲わらの長さは平均 75.2 cm で1束重量は平均 264 gr のものを使用した。束の大きさに部分的差異のあることに避けられなかった。最大供給量は機械の能力及び供給者の供給限度によって決定されるが、供試機は材料供給チェーンを装備していない。為本実験では後者によって最大量は限定されざるを得なかった。従って特例を除いて平均給高さ 30~35 mm が最大限度となった。なおこの量は熟練した供給者1名に助手を付けての場合である。最少供給高さ 15 mm 附近より最大高までを数段階に分けて供給量を種々に変化させた。

デントコーンは成育状態は良好とはいいい難く茎部での直径は平均 15.5 mm, 平均1本重は 346 gr のものを供用した。稲わらの場合と異なり1本の長さが長い為供給は比較的容易で供給高さも 35~40 mm 程度までに行うことができ、同時に12本程度まで供給できるがそれ以上になるとロールへの供給が困難になる傾向がある。なおデントコーンの準備、材料の関係等もあり最大供給本数を12本に止め最低量を4本程度とし、その間の各供給量についての測定を行なった。

大豆からは唐竿で脱粒したものを使用した。唐竿の当り方が部分的に不均一であり茎に亀裂のよく通ったものも然らざるものもあり、折損程度にも差があることは止得ない点であったが実験上支障ないものと認められた。供給に際しては補助供給台を使用し出来るだけ多量に挿入することに努めたが乱雑になり易い大豆殻の供給には限度があり、30 mm の供給高さにまで高めることは容易でなかった。

第3節 測定法及び測定事項

(1) 動力測定

第1次実験と同様に自記ワットメーターを採用したが、モーターは本実験の基準回転にした 750 r.p.m. に調節し易く、しかも強力な馬力の変速モーターを使用した。従って原動機が負荷に比較して大きい為回転数の低下がなく好都合であった。又別にストレインメーターを併用し測定の精度を高めることに努めた。トルク計のヘッドの部分は写真 13-6 に示すように中間軸に装置されたトルク計と動力伝達部分よりなっている。詳細は

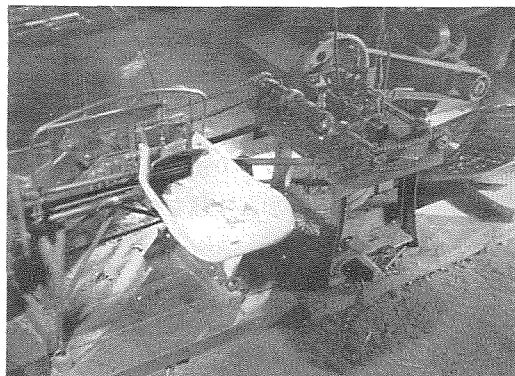
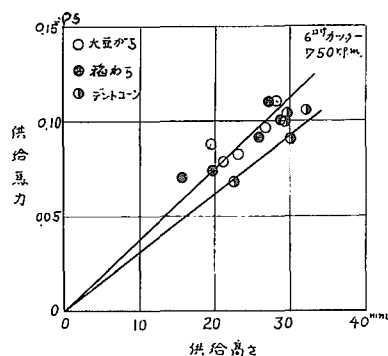


写真 13-6 動力伝達法外観

文献²²⁾を参照されたい。トルク計ユニットヘッドと供試機との動力伝達にはチェーンを使用し滑りを生じないように留意した。又このユニットと原動機との間には平ベルトを使用した。従って回転数の低下は主としてこの部分においてのみ生ずるものといつてよい。

動力測定は直接電気動力計を使用することも可能であるが測定時間は材料の関係上 10 秒内外に止めざるを得ない為、かかる短時間に電気動力計で測定することは困難で、寧ろ自記ワットメーターを介してモーターの入出力特性曲線を予じめ作製しておき記録された入力より出力を算出する方が有効適切であるからこの方法によった。又切断動力の測定は第1次実験と同一方法によって決定

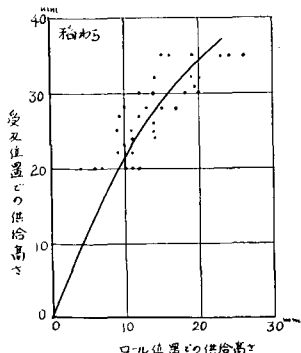


13-2 図 材料供給所要動力

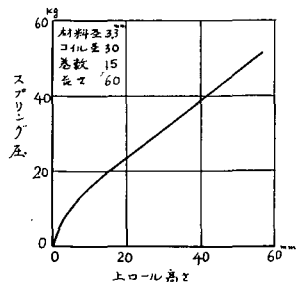
したが、ロールでの送り抵抗は 13-2 図に示す通りである (6章1節参照)。

(2) 材料供給高さの測定

供試機の項で説明した装置により自記させた。



13-3 図 測定位置に依る供給高さの差



13-4 図 ロールスプリング強さ

併し材料の供給高さは同一切断長で毎時同一量を切断した場合での材料の圧縮度の差によって差異を来すことは勿論である。従って圧縮の一番強く行なわれているロールの直上部と、上ロールの圧力が直接及ばない受刃直上部とは高さが異なってくる。従ってロールの部分で測定した高さとして受刃直上部での高さとの関係を参考までに示すと13-3図の関係がある。併しこの関係もロールでのスプリング強さとの関係があるが、本装置でのスプリングの強さは13-4図の如き値となっている。

なお毎時供給量と供給高さとの関係は14-1図の関係にある。

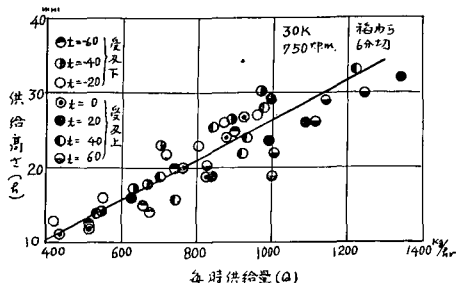
第14章 切断所要動力に関する 実験結果

第1節 序 論

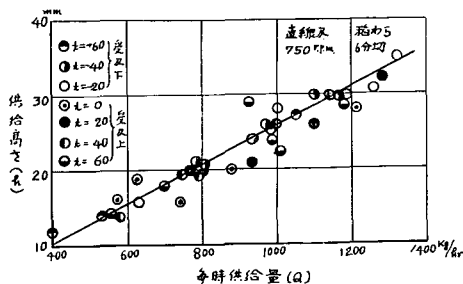
本節では刃型の相異による切断所要力に及ぼす影響を明らかにする手段として、第1次試験の場合と異なり供給高さとの関係について見ることにする。実用的には供給量との関係の方が便利であるが切断断面積についての考察が刃型研究上には

有効である。従って毎時供給量との関係を知るには14-1図より換算すればよい。

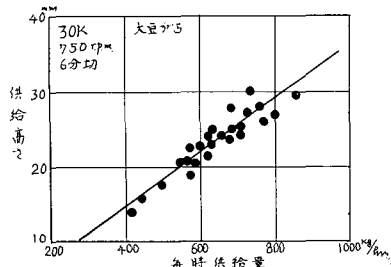
切断所要動力の基本的考えについては第1次試験でも述べたように真の切断に要する所謂切断抵



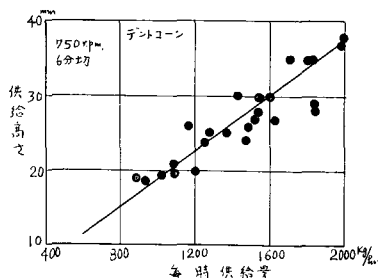
14-1 A 図 供給量と供給高さとの関係に関する例 (稲わら)



14-1 B 図 同上関係例 (稲わら)



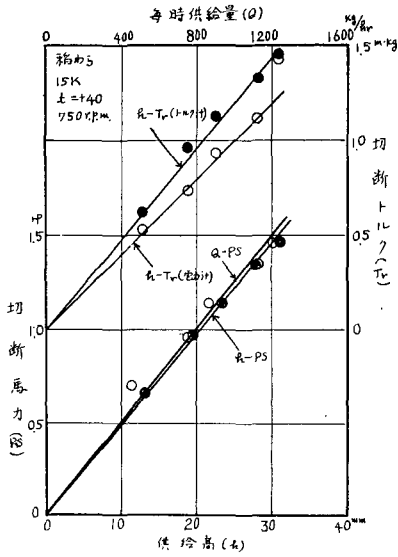
14-1 C 図 供給量と供給高さとの関係例 (大豆から)



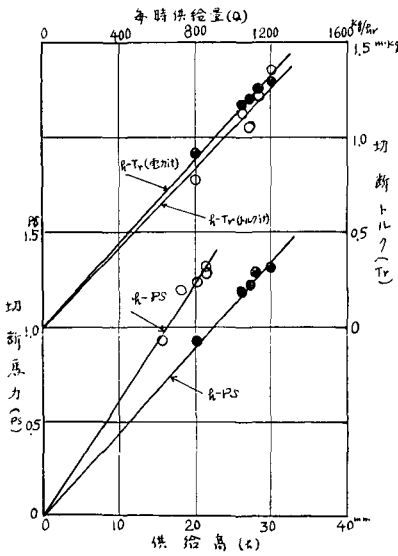
14-1 D 図 同上例 (デントコーン)

抗を第1次抵抗とすれば、切断不良の為の切残しとナイフ側面との摩擦抵抗等を第2次抵抗として切断抵抗へ含ませて広義の切断抵抗とすることができる。本実験ではこの広義の抵抗を主体にして論じて行くことを再述しておく。

14-2 図で所要トルクが電力計で測定した動力と回転数とより算出した値と、ストレインメーターにより測定した値が異なり、傾向としては電力計の方が大きな値を示しているが、測定法の相異



14-2 A 図 切断動力測定例



14-2 B 図 切断動力測定例

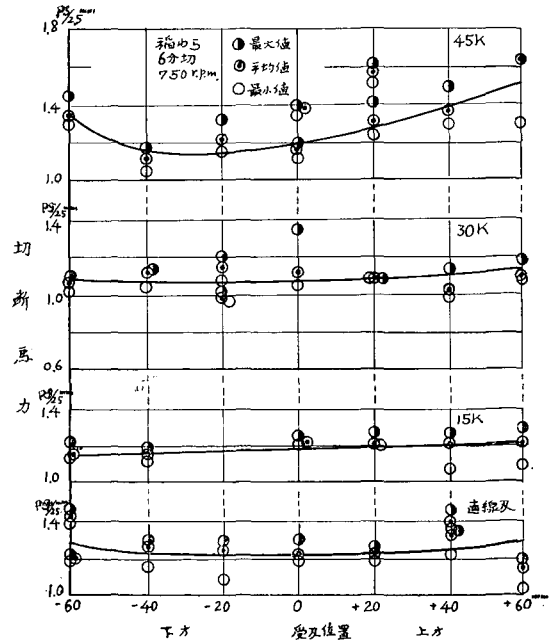
によるもので場合によっては動力計で測定した方が少ない例もある。何れにしても極端な差を生じないから第1次試験と同様に電力計による結果に従って考察することにする。

供試機は既述したように構造は簡単で強度にも限度がある為、切断長6分の場合毎時供給量は1200 kg 程度以上にすることは危険であるし又実際に供給する場合 35 mm 以上を入れることは困難であったから、大体 35 mm 程度を測定限度とした。従って以後行なう諸検討は本機として適当と考えられる 25 mm の供給高の場合について行なうことにした。

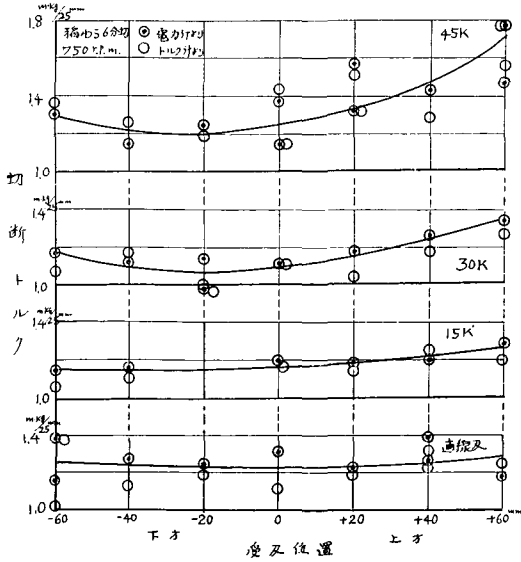
第2節 鉋角と切断力との関係

(1) 稲わら

受刃の位置と所要馬力及びトルクとの関係を14-3, 14-4 図に示す。直線刃及び傾斜角 15° より 45° までの3種の凸刃で受刃の高さを種々に変化させた結果、45 k (傾斜角 45° の刃を示す以下夫々のナイフについて 30 k, 15 k と略記することにする) 以外のナイフでは顕著な差を認めることができなかった。併し何れのナイフも受刃を上げた場合には僅かであるが馬力が増加する傾向がある。45 k のみは相当に顕著な差を示し受刃を上げると



14-3 図 受刃高さとの関係



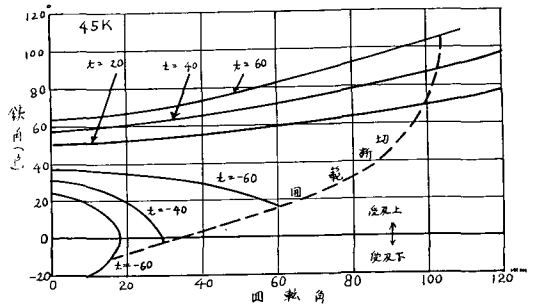
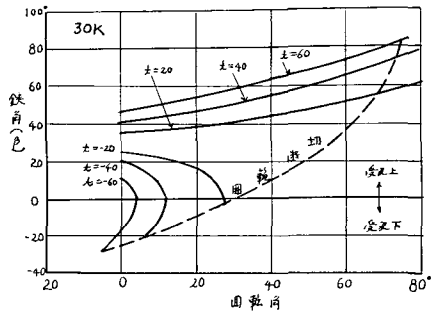
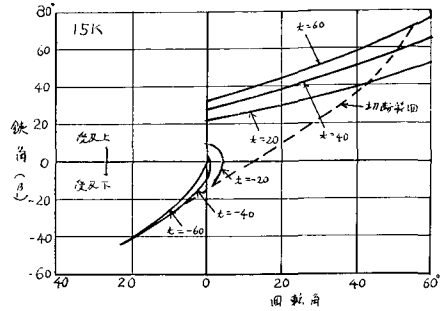
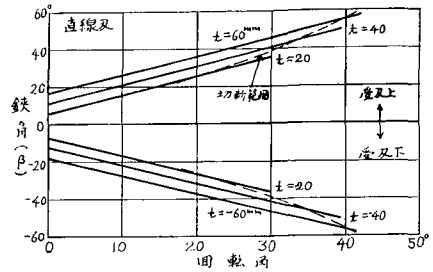
14-4 図 受刃位置と切斷トルクとの関係

所要馬力が増加することが特徴的である。所要トルクについてす回転数が極端に変化していないから馬力と同様の傾向を示していることは当然である。現在の Cutter は大体において受刃は主軸より 25 mm 前後下げて製作されているから、凸刃を使用した際においても合理的であることを知ることができる。受刃の位置の相異が抗抵に及ぼす影響の原因としては切斷角 β の差異によるものであることは容易に推測できるがこの点について検討する。 α が一定な刃型においては主軸と受刃との高さの差を t とすれば、この偏心値 t の大小により β 角は変化し、しかも 17-1 表 No. 1 の $r = e^{m\phi}$ の ϕ の値により異なって来る。回転角 θ 即ち受刃とナイフとが交わる位置によって異って来ることは既に述べた。14-5 図は供試ナイフでの θ と β との関係を示す。即ち 15 k では $t = +60$ の場合は 35° より 73° まで変化し $t = -60$ の時には β は 0° より -43° (抱込み) まで変化している。従って受刃全域に亘っての平均 β を求めることにする。

$r = e^{m\theta}$ なる刃型曲線では次の計算が成立する。(14-6 図参照)

$$\sqrt{s^2 + t^2} = e^{m(\theta' + \tan^{-1} \frac{s}{t})} \quad (14-1)$$

$$\frac{d\theta}{ds} = \frac{s + mt}{mr^2}$$



14-5 A, B, C, D 図 切斷中の鉄角の変化状態

然るに

$$\cot \beta = \frac{1}{s} \frac{ds}{d\theta} - \frac{t}{s}$$

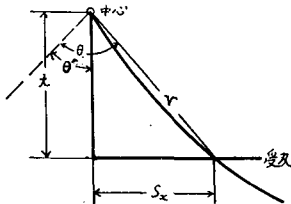
$$\therefore \cot \beta = \frac{ms - t}{s + mt}$$

$$\beta = \cot^{-1} \frac{ms-t}{s+mt} \tag{14-2}$$

14-2 式を s で積分して

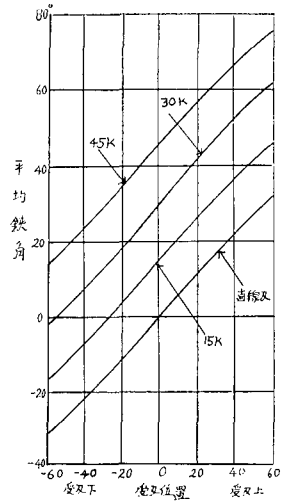
$$\begin{aligned} \Sigma \beta &= \int_a^b \tan^{-1} \frac{s+mt}{ms-t} \\ &= \left[s \tan^{-1} \frac{s+mt}{ms-t} + \frac{t}{2} \log (s^2+t^2) \right]_a^b \end{aligned} \tag{14-3}$$

- β : 切断角
- m : 方向係数 ($\cot \alpha$)
- s : $r^2 - t^2$
- t : 受刃偏心値
- a : 受刃とナイフとの内側接触点
- b : 受刃とナイフとの外側接触点



14-6 図

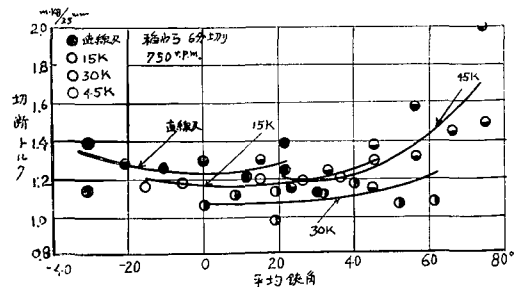
β の平均値 β_M は $\frac{\Sigma \beta}{b-a}$ であるから 14-3 式より β_M を求めることができる。但し受刃が主軸より下にある場合には t の値は負になる。なお式より明らかであるが、 t が負の場合 $s+mt=0$ となる時は β が零即ち受刃とナイフ刃縁の接線とが接する関係になり、この点より内側部は β が負となり抱込型になり外側部は β が正で押し型となる。14-5 b 図の 15 k のナイフの場合についてこの関係を考察すると $s+mt=0$ の式より例えば受刃下 $t=-40$ mm の時は $s=149$ mm の時に受刃とナイフ刃縁の接線とが接することになりそれ以下の s の値の時は抱込型になる。供試カッターでは $a=40$, $b=195$ であるから受刃の内側より約 110 mm の間は抱込型になっており残りの外側約 45 mm のみが押し型になることになる。従ってこれらを算術平均した場合は 14-7 図に示すように β は、 -6.3° の抱込型となる。なお 14-2 式



14-7 図 受刃位置と平均切断角との関係

でも明らかのように t が一決の場合は $\beta = A + \frac{1}{m}$ (但し A は定数) の関係にあり 14-7 図の如く各線は平行曲線になることは計算上好都合である。

平均切断角 β と供給高さ 25 mm の際における所要トルクとの関係を供試ナイフ全部について表わした 14-8 図で、所要トルクは β と相当に深い関係のあることが認められる。ナイフの性質によっても差異があることは勿論のこと種々の条件がかかる実験には伴わない測定点の分散は避けられないが、本図より明らかにいえることは少なくとも直線刃以外で平均切断角が 45° を超えると切断抗抵は増加するということである。この場合にいう切断抗抵とは、切断抵抗の増加を意味するという



14-8 図 平均切断角と切断トルクとの関係 (稲わら)

より寧ろ二次的な影響特にナイフ各部の材料との摩擦抵抗の増加が重要な役割を占めているものと考えられる。この点は後述する切断長比との関係によってある程度裏付けられる。切断される際に β が大なる場合に抵抗が増加する原因として考えられるものは各処で述べてあり重複するところもあるが次の原因を考えられる。

(1) 切断面の増加…… β 角が大なる為、切断に際して材料が側方に押され材料が斜めに切断されることが観察される。この関係はデントコーンでよく現われるが14-8図で示す通りである。勿論稲わらにおいてもその例外たり得ない。

(2) 材料の受圧性の減少に伴う切断不良……カッターにおける切断は大部分は受刃とナイフとの間の鋏切りによるものでなく材料それ自身の剛性により切断に際しての切断圧に耐えるものであるとの見地については既述したが、 β 角が増すと材料は側方へよせられる圧力が増す。即ち β が 45° の場合が側方への圧力と下方への圧力とが等しくなる場合でこれ以上になると側方力が上廻ることになる。しかるに材料はロールにより上下には充分圧縮されていることは明らかであるのみならず少なくともすぐ下方にある受刃で受けられているが側方に対しては材料は粗である外、供給口側壁より離れている場所では受圧力が上下方向より少ないことは当然である。又材料に供給台よりある程度側面も圧縮されて供給されるとはいえ、往々にして特に供給速度が増す程供給法が粗雑になり材料密度が粗となることは避け得ない。これらの諸理由より切断不良を来たし抵抗増加の原因となる。

(3) 切断不良によって引抜かれた材料の影響……(2)で述べた理由による切断不良は必然的に材料の引抜きを来たす。

特にこの引抜作用は柔軟強靱な材料である稲わらで顕著に現われる。この引抜かれた材料は受刃とナイフとの間に引掛り、ナイフ側面と材料との摩擦抵抗を増すという第2次の悪条件を招きこれが切断抵抗の増大化に大きな影響を及ぼすことは既に述べたところである。

(4) 受刃の作用の減少による切断不良……受刃

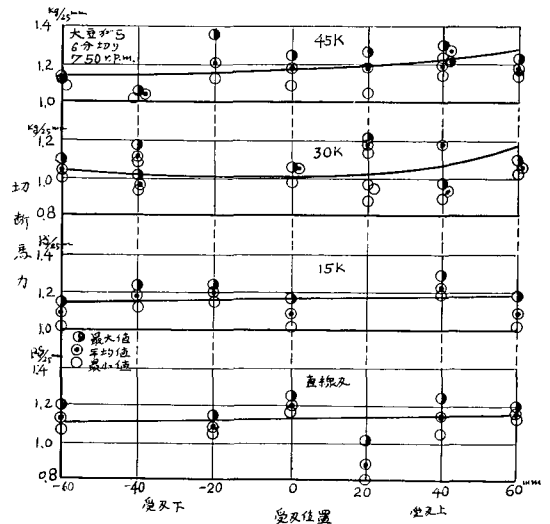
直上部での材料は鋏切られるが、 β 角が増し 45° 以上になると特に最終切断部(内側又は外側)では材料は供給口側板との間で切られる部分があるがこれは真の受刃の役に果し得ないことは当然で、この部分での材料の引抜きが増す。この意味においても供給口側板は受刃の役をも兼ねさせる構造とすることが有利であると考えられる。

14-8図で β が過小になることも不利な傾向がある。即ちナイフの刃縁が受刃に平行近く当ることも不利で、ある程度の鋏角を与えることが望ましく β を 15° から 35° 程度に止める方がよいといふことができ、この条件を充たす刃型を決定することが必要条件の一であるといえる。更に受刃の位置との関係より見る時は受刃が中心より20mm下の場合が何れの刃型においても良好であるが、これは次の章の切断長の変化と対応しており、ナイフの運動方向が受刃に対して大体直角であることがよいとのことを示しており、これも設計上の考慮すべき事項となる。

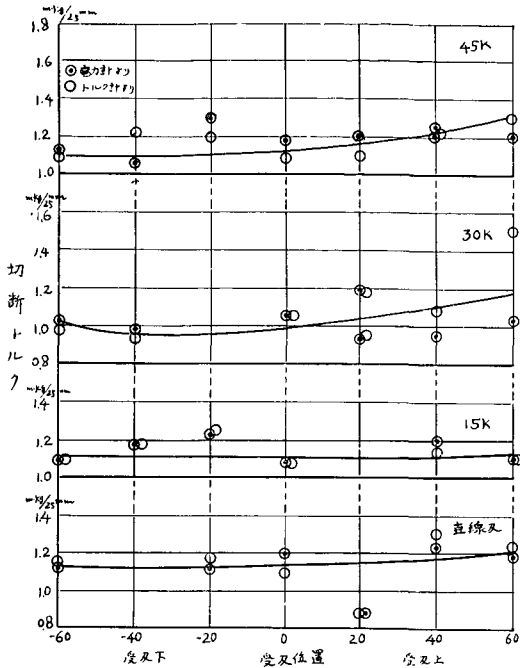
(2) 大豆がら

大豆がらを使用した場合の切断所要馬力及び切断所要トルクと受刃高さとの関係を各ナイフ毎に示したものが14-9図である。

一般に稲わらの場合と、極めて類似の関係を認められるが稲わらの場合と特に異なる点は45k

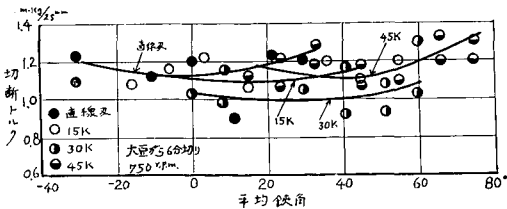


19-9 A 図 受刃高さと切断馬力との関係 (大豆がら)



14-9B 図 受刃高さと切断トルク (大豆がら)

のナイフで大豆がらでは特記する程の抵抗増加が認められないことである。これは材料の物理的性質の差異によるもので、大豆がらは稲わらに比較して柔軟性に乏しく引抜かれることが少なく切断不良の場合でも折られるのみであるから、第2次的抵抗(摩擦抵抗)の増加が少ないことによるものである。併し α が 30° のナイフでは逆に受刃の位置の影響が稲わらの場合よりやや顕著に現われているが寧ろ稲わらの場合での使用条件が良好すぎたものと思われ、大豆がらの場合の方が全般の傾向より合理性が認められる。なおこのナイフは稲わらの場合と同様に他のナイフよりやや抵抗が少ない傾向が認められるが、第1次試験での結果あるいはOW氏等の基礎実験と合わせ考えて、 α をこの程度大とした方が有利であると考えられるが

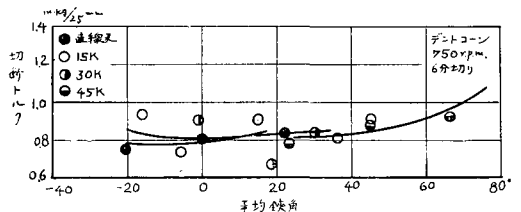


14-10 図 平均鈍角と切断トルク (大豆がら)

特筆する程の差異でもなくお疑問の余地がある。寧ろ稲わらでの検討と同様に β と所要トルクとの関係を示す14-10図より考察することにする。本図で直線での値は特に高い値を示しているからこれを除いて他のナイフについて見ると β が 45° までは僅かに上昇気味ではあるが大体直線でトルクに変化を認められないが 45° 以上になると上昇の傾向を示している稲わら程著しくない。その原因は先にあげた4事項の中、特に影響の著しいと考えられる(3)の切断不良によって引抜かれた材料の影響及び(4)に述べた受刃の作用の減少による切断不良の3事項が剛直な豆がらでは稲わら程でないことによる。又その他の事項も稲わらの場合よりも有利な関係にあり、何れの点より見ても好条件にあることが示されている。即ち一見切断が困難と考えられる豆がらは切断条件は意外に有利である。ただし所謂抵抗の面より考察した場合に限定してあり、ナイフの刃縁の折損とか磨耗等の問題については自ら別個の観点に立つことになる。

(3) デントコーン

デントコーンを供試した場合については測定点が少ないが、傾向は他の材料の場合と似ていることは14-11図より推定できる。ただ3種の材料の



14-11 図 平均鈍角と切断トルクとの関係 (デントコーン)

中では同一切断面積に対して最も少ない抵抗を示している。併し供用したコーンは普通の育成状態のものに比し直径が細く、実験はこの値を更に上廻るものと見なければならぬ。又デントコーンは乾燥すると切断が極端に困難になるが、普通サイロに充填する程度の水分の60~70%では、さ程抵抗増加を来さないし、供試コーンはこの点よりは問題はない。なお鈍角 β の大きい場合でも大豆がらよりも更にその影響が少ない傾向のあるこ

とは、材料中最も剛直でしかも材料が切断容易な点及び材料が引抜かれることがない点よりも当然のことである。勿論その影響が少ないとしても β 角を大きくすることは有利でなく、 30° 以内にすべきであることに変わりない。

第3節 傾斜角の切断抵抗に及ぼす影響

傾斜角 α の切断抵抗に及ぼす影響については鋏角程の特徴を示していない。併し本実験では14-8, 14-10図に示すように稲わら及び大豆がらでは30kが最低の抵抗を示し直線刃で最高で15k及び45kがその中間を示す傾向にある。 $\tan \alpha$ 即ち滑り係数が0.58の時に最低で0.268及び1がこれに次いでいる。稲わらに対しては第1次実験では直線刃で最低抵抗を示したのに対してかかる結果が示されたことはやや理解に苦しむところであるが、使用条件特に試験刃の裏面と受刃との間での摩擦抵抗の相異等の違いにもよるもので、他方デントコーンでは4種のナイフに対して殆んど差が見られない傾向にあることが特徴的である。併し何れもナイフの鋭利な場合における実験結果であり鋭利性が低下した場合は差を生ずることが考えられることは第1次実験の結果より明らかである。ただデントコーンの場合は α に対する深い考慮は他材料における場合程払う必要がないと考えられる。従ってデントコーンには特に直線刃がよいと称するよりはデントコーンでは何れの刃型にしてもよく、最も単純な形態であり取扱い易い直線刃を使用しても支障ないといえることができる。

傾斜角 α の切断抵抗に及ぼす影響についてはOW氏等⁷⁾はマツトを3r.p.m.の速さで切断した場合の結果よりマツトの幅1cm当りの切断圧力 P_1 は α が $0 \sim 19^\circ$ の間では、 $\cos \alpha$ に比例し、 $20 \sim 65^\circ$ の間では $\frac{\pi}{2} - \alpha$ に比例するとの結論を下し次式を出している。

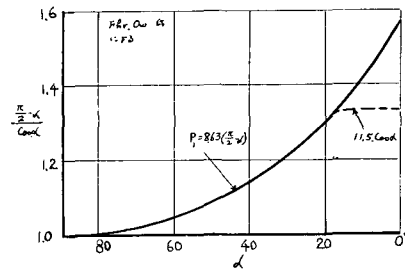
$$A = \frac{\frac{\pi}{2} - \alpha}{\cos \alpha} hmc \quad (14-4)$$

但し A: 全仕事量
 α : 刃縁の傾斜角
 m: 供給口幅

h: 材料切断高さ (厚さ)

c: 切味係数

14-4式より A なる仕事量は $\frac{\frac{\pi}{2} - \alpha}{\cos \alpha}$ (A' とする) 比列するが A' は 14-12 図に示す関係となることを



14-12 図 傾斜角の大きさと $\frac{\frac{\pi}{2} - \alpha}{\cos \alpha}$ との関係

述べている。田村氏³¹⁾はこのOW氏の研究に討論を加え更に氏の実験の結論より14-6式を導いている。

$$P = P_1 \frac{h}{\sin \beta} = ch \left(\frac{\cos \alpha}{\sin \beta} \right)$$

$$M = Pr = ch \left(r \frac{\cos \alpha}{\sin \beta} \right) = ch \left(\frac{ds}{dt} \right)$$

$$A = \int M \cdot dt = c \cdot h (b-a) = c \cdot F = \text{一定} \quad (14-5)$$

即ち田村氏は α が 45° より小なる時は $P_1 = c \cos \alpha$ としてよいとの見地に立っている。

14-6式でもし受刃と主軸が同一面にある場合即ち $\alpha = \beta$ の時には $P = ch \cot \alpha$ となるが、本実験とこれらの研究とを比較することにする。

今稲わらの切味係数 c を算出すると14-1表になる。 c_1 は14-5式の c であり c_2 は14-5式及び14-12図の値より求めた値である。但し材料厚さ25mm, 供給口幅155mmとした時の切断面3880mm²とした場合での値である。

14-1表にある各条件下における c の値の比較を容易にする為に直線刃を使用して受刃と主軸との高さが等しい場合($t=0$)の c の値に対する他の条件下での c の値の百分比を k_1 又は k_2 とし切味係数比と名付けることにする。ここに問題となるのは c_1 及び c_2 の中何れを採用すべきかである。

14-1 表 切味係数及び切味係数比の比較表

切断材料	受刃位置		0 mm		0 mm		上 20 mm		上 40 mm		上 60 mm		下 20 mm		下 40 mm		下 60 mm	
	型	刃	kg/cm _{c1}	kg/cm _{c2}	k ₁	k ₂	k ₁	k ₂	k ₁	k ₂	k ₁	k ₂	k ₁	k ₂	k ₁	k ₂	k ₁	k ₂
稲わら	直	線	10.0	7.5	100	100	101	101	(102)	(102)	(105)	(105)	100	100	100	100	102	102
	15 k		(9.5)	(7.1)	(94.2)	(100)	(95)	(95)	(99)	(99)	103	103	94	94	93	93	94	94
	30 k		(9.9)	(7.4)	(88.7)	(100)	94	104	99	110	109	121	(86)	(95)	88	97	94	104
	45 k		10.1	9.1	100.1	100	106	128	118	143	137	165	(96)	(116)	(98)	(118)	(103)	(124)
大豆がら	直	線	9.2	7.1	100	100	102	102	(103)	(103)	(107)	(107)	98	98	98	98	98	98
	15 k		9.0	6.8	(98)	(95)	(97)	(97)	(95)	(95)	97	97	97	97	98	98	97	97
	30 k		9.1	6.6	(88)	(95)	93	103	98	108	103	114	(85)	(94)	84	93	88	97
	45 k		9.1	8.2	98	115	101	121	106	127	114	136	(96)	(115)	(96)	(115)	(97)	(116)
デントコーン	直	線	6.5	4.9														
	15 k		(6.5)	(4.9)														
	30 k		(6.9)	(5.8)														
	45 k		6.9	6.2														

() は β が 15° より 35° の間に含まれるもの

併しこの問題については本実験では確定的な結論は下し得ないが次の考えに立って論ずることにする。前記諸基礎実験における仕事量あるいは切味係数は純粋な切断について論ぜられたもので切断不良等の原因による摩擦の増加等による2次的切断抵抗を考慮した広義の切断抵抗についてはないものとする。従って c の値の決定は狭義の抵抗と解すべきで、 β 角の響影の大きくない範囲内の β が 15° から 35° の間の β について考察することにする。その平均を取ると k_1 は 96.7%, k_2 は 104.6% で c_1 は 10.0 kg/cm, c_2 は 7.9 kg/cm となる。又 k の平均値に対する分散程度を見ると k_1 の方が k_2 より少ない。従って k_1 即ち c_1 を使用した方が好ましい。しかも c_1 を使用した方が 14-4 式及び 14-5 式を比較しても簡単に諸計算の上からも好都合である。併し c_2 を使用しても大差のないことは勿論である。以上の結果より稲わらでの切味係数は本実験結果よりは 10.0 kg/cm となる。そして上記の β の範囲内での k_1 の平均値に対する標備偏差は ± 5.94 で、実用的には c_1 なる切味係数をこの場合の切味係数の基準にして支障ないといふことができる。この場合の c は第2次の切断抵抗を考える場合にそのまま使用できないことは勿論であくまで切断上好条件にある β の範囲内

のものである。実際には 14-8 図で説明したようにトルクは 25 mm の給供高さの場合で $1.08 \text{ m} \cdot \text{kg}$ より約 $1.8 \text{ m} \cdot \text{kg}$ まで広範囲に変化している。

次に大豆がらについては適当 β での k_1 の平均値は 96.2, $k_2=103$, $c_1=8.85 \text{ kg/cm}$, $c_2=7.3 \text{ kg/cm}$ となる。又デントコーンの場合は測定点が少ないが c_1 は 6.7 kg/cm になる。

第4節 総括

刃型の変化は二つの角度即ち鈍角と傾斜角との差異として現われるが、この両者の角度の切断抵抗に及ぼす影響は切断材料の種類によって顕著な変化を示していない。併し特に楔角 β 角が不適当な場合に、最も顕著な抵抗増加を示す材料は切断の困難な稲わらの場合であり、次いで大豆がらになり、デントコーンの場合では抵抗増加は著しくない。 β が 45° 以上になることを避ける方が安全であるが、次に大切な事項は受刃と回転中心との高さの関係であり、受刃は回転中心と一致するかあるいは約 20 mm 程度低い位置にすべきであり、この範囲より外れることは不利である。換言すればナイフ刃縁の運動方向が受刃に対して大体直角になることが必要である。傾斜角 α の大小も切断抵抗に影響を及ぼし、本実験によれば最良の場合は α が 30° の時で直線刃が最も悪い。従って

切断抵抗のみの観点からは α を 30° 程度にするを要する。併し後述するように α の大小はナイフの切味の耐久性に影響するから、この点等を考慮しての最良の α 角を決定することが必要である。

14-2表 切味係数 (c)

切断材料	切味係数 (kg/cm)
稲 わら	10.0
大豆がら	8.9
デントコーン	6.7

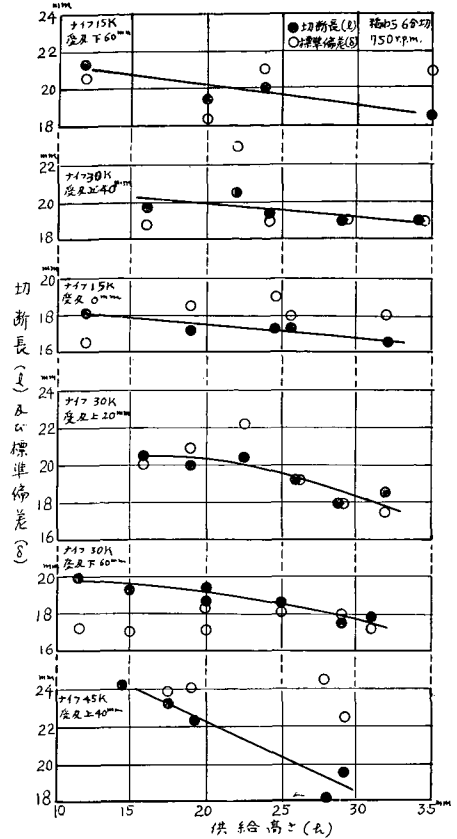
α が 45° から 0° の間に含まれる刃型を持つナイフでは、大体の切味係数を決定することができ、受刃の偏心が少ない場合 (20 mm 以下) には各材料に対して大体において14-2表程度と考えられる。

第15章 刃型と切断長との関係

第1節 供給量と切断長との関係

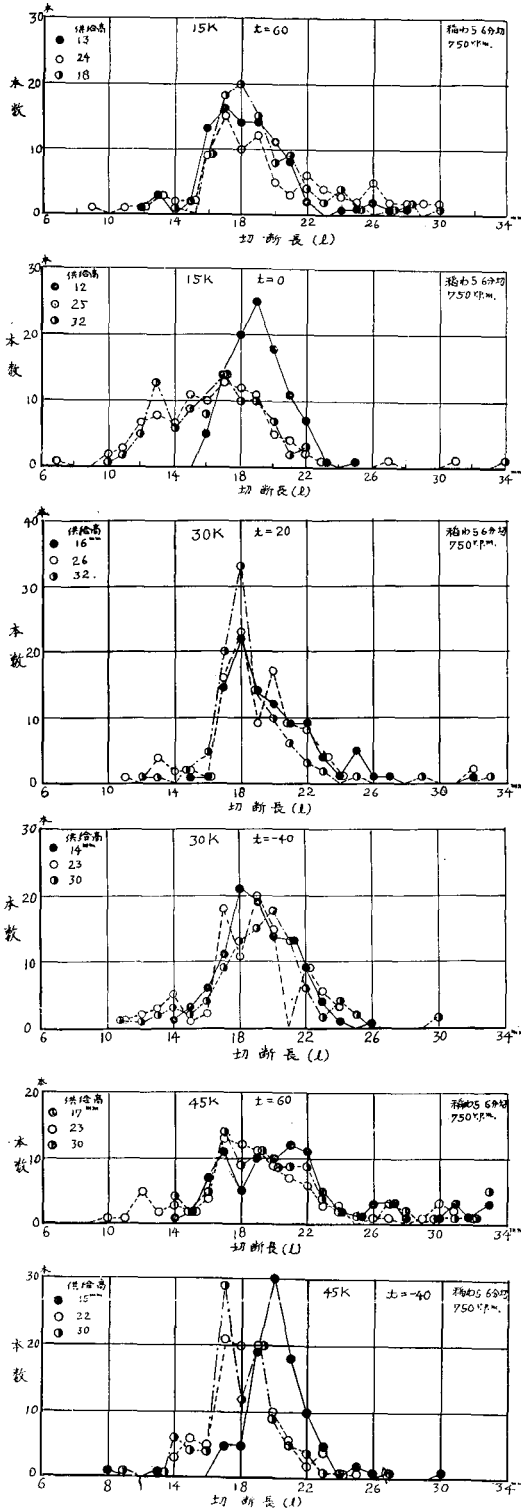
第10章で切断された材料の長さ及びその均一性が刃型あるいは切断条件により変化することを述べたが、本章で受刃の位置を変えた場合あるいは鈍角との関係等についての検討を試みる。併し第2節以下に示された切断長は供給高さを変えた場合の平均値で示したものであるから、供給量の多少が切断長に及ぼす影響の有無多少を明らかにする必要があり第1節で一応この点について考察することにする。刃型を決定するものは傾斜角 α 及び鈍角 β がいかなる関係にあるかによるから α 及び β と切断長との関係を第2節でのべることにより刃型と切断長との関係を普偏化することにする。

普通カッターのスプリングの強さはロールが上る程強くなるような構造となっており、本供試機のスプリングの強さはロールの上りに対し13-4図に示すような関係になっている。従って供給量の少ない場合は切断材料の送込みに際して滑りが供給量の多い場合より甚しくなり、短く切られることが考えられる。併し条件によってはナイフで材料を引抜くような場合もあり、かかる場合には供給量の少ない場合の方が引抜かれ易い傾向にあるともいえる。更に供給量が少ない場合は多い場合に比較して、送込みが一般的に容易なことも考えられる。従ってかかる相反する諸要素の総合的結果は実際にはいかに現われるかを見ると15-1



15-1図 材料供給高さと切断長及び標準偏差との関係

図に稲わら6分切りの場合での結果を例示する。大体の傾向として供給量の少ない場合の方が長くなり供給量を増すと大体比例的に切断長は短くなっている。これらの結果は被切断材料中の100個体の平均値であり、ロールの直径よりの理論送出し長さは19mmであるから、30kのナイフの場合には材料供給高さ20~25mm附近の場合が理論長さと一致している。併し上述の如く相反する諸要素の総合されたものでこの場合にはたまたまこの供給量に一致したのみとしかいえないが、供給量が多くなると理論切断長より短くなる結果より見ると、供給量が増す場合はスプリングの強くなる以上にロールでの材料の滑りが増加することが考えられる。又逆に材料の送り量の少ない場合はロール圧力の減少により、引抜かれる傾向も相当強いものと考えてよい。又第2の原因としては既に述べたようにカッターによる切断での鋏切作用



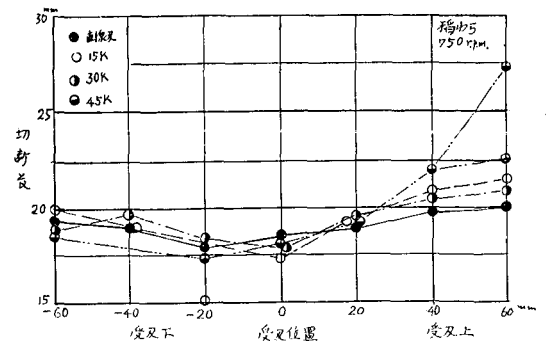
15-2 A~F 図 切断長の変化状態例

は受刃直上部のごく僅かの厚さのみで考えられ、この部分での切断不良に原因する引抜き作用が最大であるが、供給量が少ない場合には受刃直上部の被切断物の比率が高まり、従って平均値としての切長さが長くなることも原因している。これらの関係は 15-2 図に示されている結果からも考えられる。15-2 図及び写真 15-1 D (30 k 受刃上 20 mm) の例で見られるように供給高さ 16 mm の場合は切長さ 18 mm のものが 22 本なるに対し供給高さ 32 mm の場合は 33 本あり、これより短いものは供給高さ 32 mm のものの方に多く、長いものは 16 mm のものの方に多いことは上述の事情を語っているものである。15-2 図の多くの例に見られるように供給量の少ない場合を示す黒印の最高分布切長さは供給量の多い場合を示す×印の場合のそれよりも長い場合が多いことは送り出し能力が供給量の高い場合よりも勝っていることを示すものである。

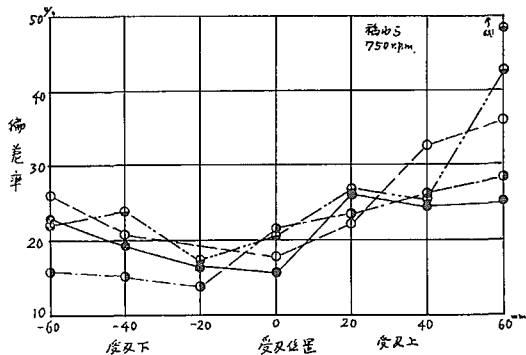
以上述べたように詳細に見る場合は切断長は供給量の多少によって影響を受け、供給量の少ない場合は長くなる傾向があるが測定範囲は特例もあるが 12 mm より 32, 33 mm までの量を供給しているものでこの間の平均値によって切断長を決定しても支障ないことは 15-1 図からも推定できる点であり、第 2 節以下の検討はこの平均値を以て行なう。

第 2 節 受刃の位置及び鋭角と切断長との関係

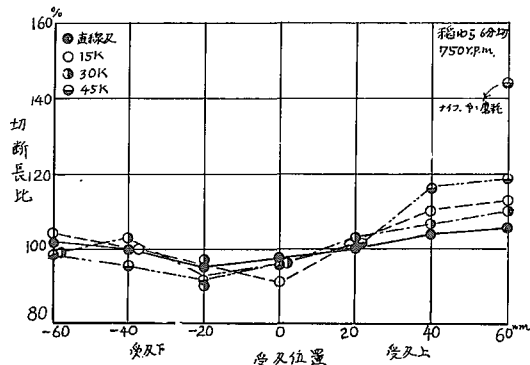
15-3 図は稲わらを供試した際の測定結果であるが、切断長が最小の時は受刃を主軸より 20 mm 下げた位置か主軸と同一高さにした位置附近にあり、受刃を高くした場合は切断長は長くなるとい



15-3 A 図 受刃高さと切断長との関係



15-3 B 図 受刃高さと切断長の偏差率との関係



15-4 図 受刃高さと切断長比との関係

う関係は程度に差はあるが刃型に関係なく同じ傾向を示している。この関係は切断馬力の場合と同様の関係である。15-4 図はこれらの関係を明らかにする為に理論切断長（ロールに材料を供給し静かに手で廻して主軸1回転で押出される長さで本機では平均19mmである。）に対する比率で示したものである。本図によれば受刃の高さが0附近で切断長比は90~96%であるのに対して最も

極端な45kの受刃が上方60mmの場合には144%にまで上昇している。

切断長比が144%にも及ぶ原因は長切りされたものが極めて多くなることによるものである。15-2 図及び写真15-1 B (45k t=+60) に示すように理論切断長よりも短いものも多いが、26mm以上にも及ぶ強い引抜作用あるいは切断不良による引ちぎり作用を受けたものが多い為に平均切断

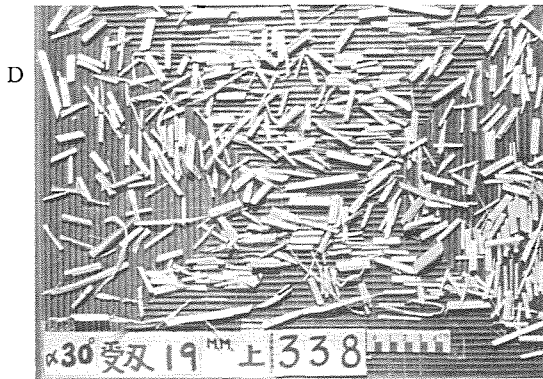
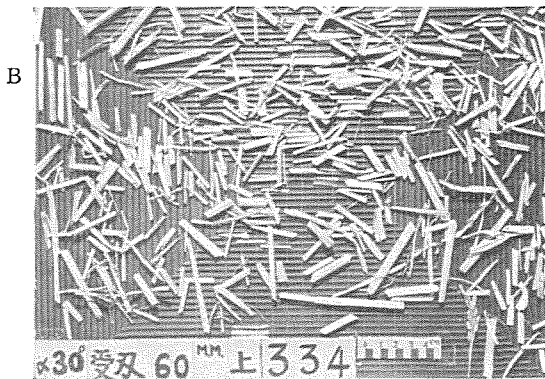
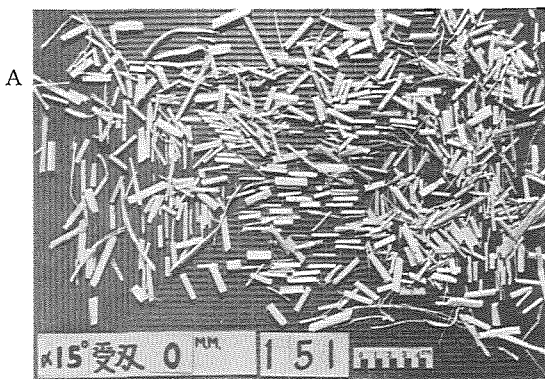
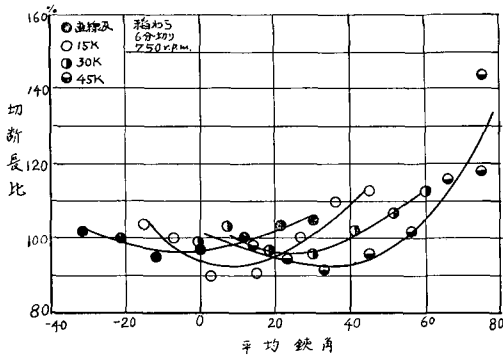


写真 15-1 A~D 稲わら切断状態の4例

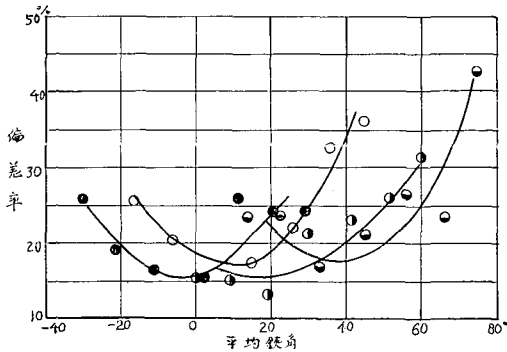
長が長くなっている。しかもこの長切りは受刃直上部と切終りの部分で顕著に出現することは既に述べた通りである。なお切断長比が90~96%と理論切断長より短くなっているのはロールの滑りに原因することは勿論で15-2 B 図(15 k, $t=0$)で見られるように17 mm 附近のものが多く約10%の滑りが考えられる。この場合の状態が写真15-1 A 図(15 k, $t=0$)で示されている。切断長の均一性の有無は15-3 B 図の偏差率により数的に表現されている。即ち切断の良好な受刃が下方20 mm の場合は偏差率は15% 附近にあるが、最悪な例である受刃が上方60 mm で45 k を使用した場合は実に45% にも及んでおり、切断の不揃いが示されている(写真15-1 D 参照)。

受刃の位置は切断性能に極めて大きな影響を与えていることは明らかであるが、受刃の位置が変化すると共に鋏角 β が変化するため今試みに切断角 β と切断長比又は偏差率との関係曲線を15-5 A, B 図に示す。図で明らかなように各刃型と

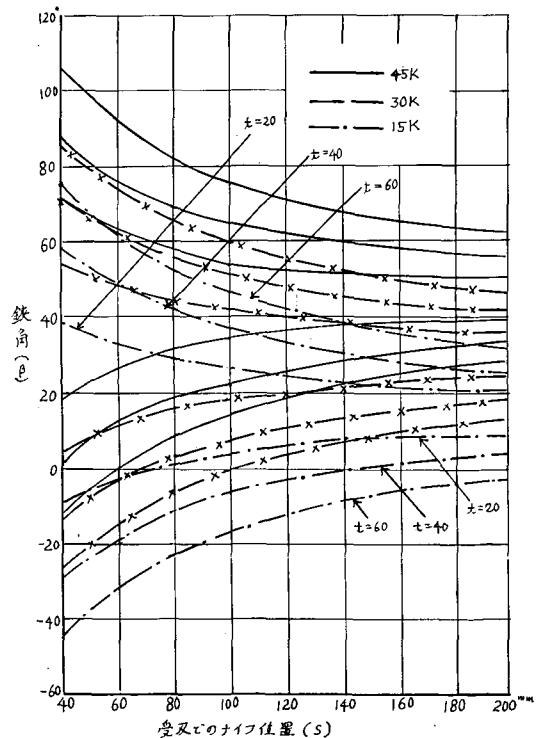
も最低値を示す角度は各々の平均鋏角より僅かに少ない角度のところ、即ち受刃が主軸と同一高さにあるか僅かに低いところにある時である。即ち被切断物の揃いの良否は β 角との関係よりは受刃の偏心率と直接に深い関係を持つことになる。この偏心率が0の場合はナイフと受刃との接点における回転半径と受刃とが一致すること、即ち刃縁の運動方向が受刃に直角になる場合が最良であることを示す。併し β 角との関係も皆無ではなく β 角の大小も考慮しなければならない。直線刃を例に取るならば $t=0$ に対して受刃の上下するに対して β 角は全く対象的であるにも拘わらず受刃の高い方が不良になっている傾向があることが15-5 B 図の β と偏差率との関係図より見られる。この傾向は他のナイフについてもいうことができるが、その原因は受刃を高くすると押し型が強くなり β 角が大となるが切終りとなる外側ではナイフが逃げ易く、切断不良をきたし易い傾向にあるに対して受刃を下げる時は、外側での角度が減少することにより材料の滑りが減少し切れ易いこと



15-5 A 図 平均鋏角と切断長比との関係



15-5 B 図 平均鋏角と偏差率との関係



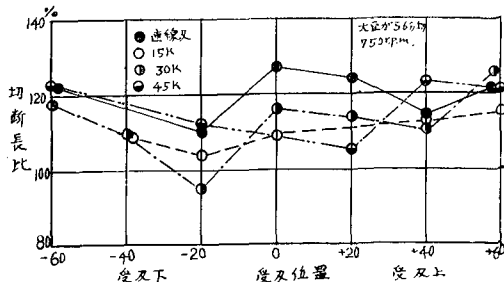
15-6 図 ナイフの位置と鋏角大きさとの計算値図

による。従って極端に切断角の大きくなるナイフは同じ偏心値の場合においても避けるべきである。この点はナイフの条件が悪化した場合に特に強くなることは明らかである。即ちナイフの切味のよい場合は刃縁と材料との摩擦係数は高いが、鈍化すると摩擦係数が急激に減じ、材料が滑り易くなり切味の低下による引抜等の他に β 角が大きくなったと同様の傾向になることを意味する。

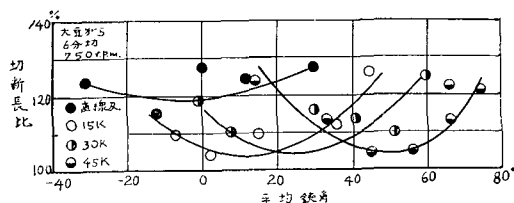
15-6図は受刃の回転中心よりの距離により β の変化する状態を示したものである。本図と15-4図との関係を更に比較すると、特に切断長比の大となるところの受刃が上40mmあるいは60mmの場合は中心部に近い方での切断角が特に大である。即ち $t=40$ mmの場合の $s=60$ の時における β の大きさは15kでは 48° 、30kの時は 62° 、45kの時は 76° となっており、 β 角は相当に高い値を示している。又最内側では β の値は夫々 58° 、 74° 、 88° と更に高い値になるがこのように β の大きい場合には、材料は刃縁により強く側方に押出されることは当然であり、特に β の大きな45kのナイフでは切断長比は116%にも及んでいる。かかる現象より見れば部分的にも β が少なくとも 45° 以上となることは避けるべきである。この意味において受刃が低い場合には比較的好成績を示し、切断長比は105%以下になり偏差率も26%以下となっており、満足すべき状態である。

以上の諸検討より明らかなように傾斜角 α は少なくとも 45° 以内であれば直接的には切断物の良否には影響を及ぼさないが、 α が大きくなり受刃が主軸より高い時には必然的に β が大となり悪影響を及ぼすことになる。15-3図での $t=60$ mmでの切断長が他のナイフに劣っていることはこの間の事情を現わす一例である。併し現在のカッターは普通受刃が下にあるからこの点では 45° のナイフでも支障はない。寧ろ余り α の小さなナイフでは、内側部で材料をだき込むことになり、悪影響を受け易い。

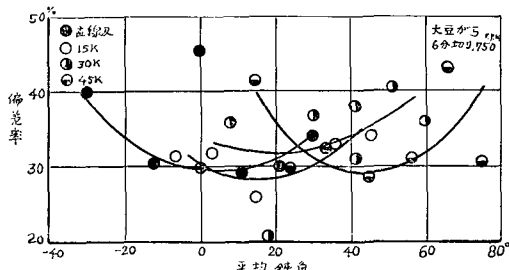
次に大豆がら及びデントコーンについての検討を簡単に行なう。15-7図に大豆がらを供試した場合の受刃の位置と切断長比との関係を示し、15-8A、B図に平均 β と切断長比及び偏差率との



15-7図 受刃高さと切断長比との関係 (大豆がら)



15-8 A 図 平均鈍角と切断長比との関係 (大豆がら)



15-8 B 図 平均鈍角と偏差率との関係 (大豆がら)

関係を示す。15-7図で直線刃は他の刃型に対して特に高い値を示しているが、鈍角 β の切断長比に及ぼす影響は稲わらの場合と極めて類似の関係を示し、全般的に高い値を示していることと曲線の曲度が強いことが特徴的である。換言すれば受刃が回転中心に対して偏心する場合は極めて悪影響を受けることである。即ち受刃を中心近づけるか10mm程度下げることが望ましく稲わらの場合と同様の結果を得ている。更に傾斜角 α が大きくなる程、この偏心値の不適当な場合の悪影響が大きい傾向がある。写真15-2に代表的な切断状況を現わす例を示す。最も悪い場合の一例は15-2 E (No. 520)であり、左上右下端下方等に切

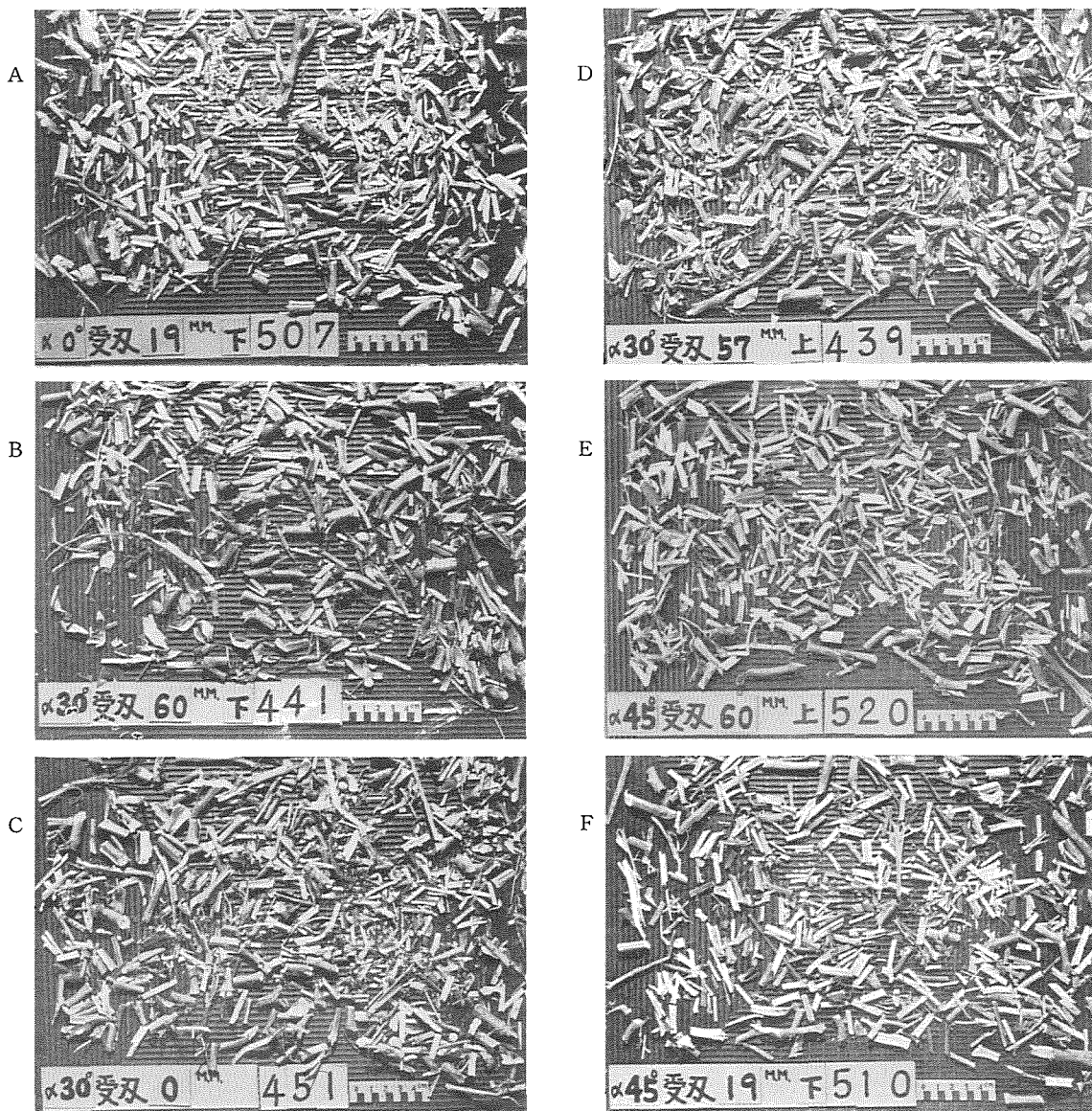
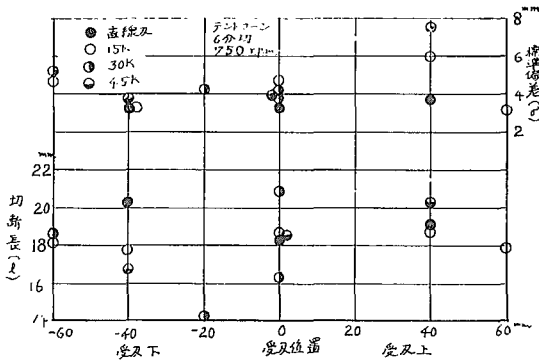


写真 15-2 A~F 大豆がら切断状態の 6 例

断不良に原因しての長切りされたものが見られ、これらの影響が切断長比 120 偏差率 42% にも及ぶ値の原因となっている。同じ 45 k でも受刃が 10 mm 下の 15-2 F (No. 510) では太い茎は折られたものもあるが概して切断長が揃っている。又 15 k の受刃が上方 60 mm の例 15-2 D (No. 439) も悪い場合であり、偏心 0 での 15-2 C (No. 451) は好例である。

次にデントコーンについての結果を 15-9 図に

示す。デントコーンについては切断状況は良好で受刃の位置の影響は殆んど示されていないし標準偏差も安定している。しかし受刃の位置の影響が皆無というのではなく切断が容易な為に差として現われなかったのみで、写真 15-3 に示されるように、45 k の受刃上 38 mm の写真の右端中央下その他の部分に散見できるように斜めに切られたものがあり、切断時に材料が滑る傾向のあることがわかる。これに対して 15 k 偏心 0 の場合は実に



15-9 図 受刃高さと切断長及びその標準偏差 (デントコーン)

及び鈍角 β である。最良の受刃の位置は回転中心の下方 20 mm あるいは中心と一致する点である。これはナイフの運動方向が受刃に直角に当たる場合である。この位置をはずれると悪影響を受け、特に回転中心より高い場合は好ましくない。

併し受刃の位置が適当であっても鈍角が過大になると切断長も標準偏差も長く切断状態は不良になる。その限度は 45° を越えないものがよいとの結果が出たが、刃先の磨耗した場合等はこの角は小さくなり 30° 以内に保ち得ればよいと考えられる。従って β 角と密接な関係を持つてくる傾斜角 α も 30° を越えるものは好ましくない。従って α, β 共に 30° を越えないような刃型が理想的である。

切断材料の差による切断長の相異を見れば稲わらは良好な条件下では理論切断長比より短くなり 93% 内外であるが、最も悪い条件下では 110% を越えている。大豆がらでは好条件下では 103% 内外であるのに対して悪条件下では 120% を越えるに至る。概して悪影響を受け易いのは稲わらよりも大豆がらの場合である。デントコーンは影響を受けることは極めて少ない。換言すれば大豆がらあるいは稲わらが均一に切れるナイフならデントコーンでも好成績を示すと考えられる。

本実験では切断長の均一性あるいは受刃の位置の切断長に及ぼす影響は被切断材料により若干の差が見られ、切断動力と密接な関係が示された。即ち切断所要動力が大きい場合は切断長比も大で、切断不良の条件下にある場合は切断動力も大で切断長も長く不揃になるという相関性を認めることができた。

第 16 章 刃型とナイフ磨耗との関係

第 1 節 定傾斜角型ナイフでの一例

刃型の適当であるか否かを決定する重要な一要素として、切味の持続性に関する問題がある。ナイフの切味の持続性の長短を左右する要素は多く、ナイフの材質、熱処理、楔角の大小、切断速度等があるが刃型もその一である。刃型は傾斜角 α 及び鈍角 β を決定するが、この中で特に傾斜角がナイフの磨耗に関係する重要な地位を占め、 $\tan \alpha$,

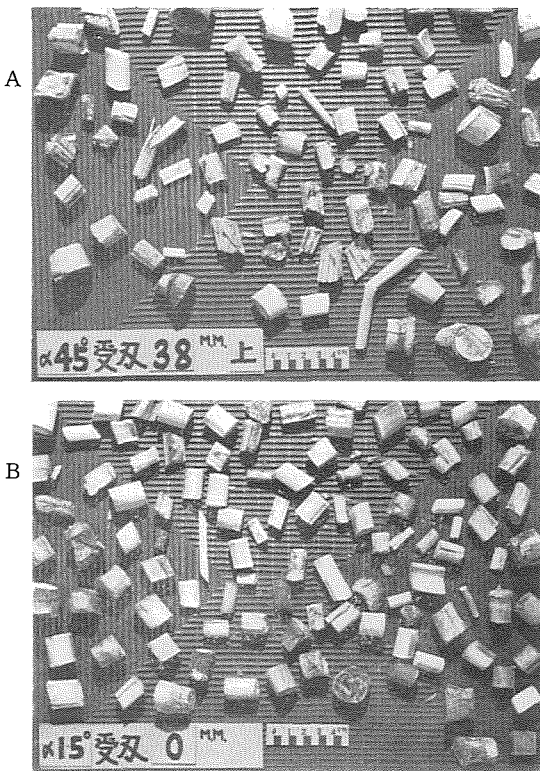
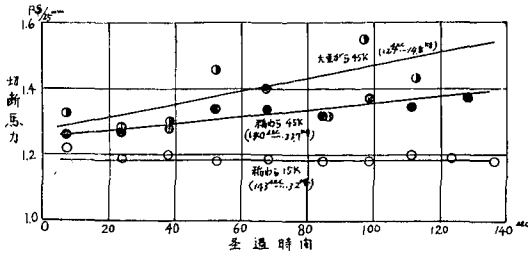


写真 16-3 A, B デントコーン切断状態の 2 例

見事に切断されており、両者の差を認めることができる。

第 3 節 総 括

切断長あるいはその標準偏差は供給量の多少により影響を受け、供給量が少ない場合はロール圧の不足により引抜かれ作用が強まり長くなる傾向はあるが、大きな影響を受ける要素は受刃の位置



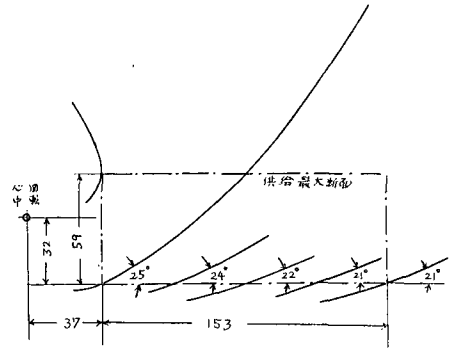
16-1 図 連続試験結果

即ち滑り係数が大きい刃型程刃縁に沿った方向の運動が増しナイフの磨耗を早めることになる。従って α を小にする方が切味を持続させる上には有利で、 α が大なる場合の切味の低下率は以外に大きいものである。鈍角の点については β が過大で、材料が鈍み切られる時に滑るとその悪影響は当然現われることになる。併し鈍角が大になり実際に被切断物が滑るに至る部分は、第4章に述べたようにカッターにおける切断は真の意味の剪断ではないから、受刃直上部の僅かの部分において生ずるものと考えられるところより、この影響は傾斜角程重要であるとは考えられない。

16-1 図は最も傾斜角の大きい 45 k を使用して稲わら及び大豆がらを連続切断した場合の切断馬力の増加状態を示したものである。即ち稲わらでは僅かに 2 分 20 秒、6 分切りで約 130 kg 切断したのみで 12%、大豆がらでは切断馬力は 21% の増加となっている。これに反して 15 k では何等の増加を示していない。滑り係数 1 の場合と 0.268 との間にはかかる大差を生ずることはこの問題がいかに重要であることを示す一例である。この関係は楔角を鋭利にする程大きな影響を及ぼされることは当然で等簡視できぬ点である。勿論この実験範囲内位では磨耗状態の表現が困難であるが、次節において他の例を示す。

第2節 実用カッターでの一例

市販されている 6 時のカッターについて次の試験を行なった。本カッターのナイフの刃型は 16-2 図に示し、回転中心と受刃との関係あるいは 2 種の角度を 16-1 表及び 16-2 表に示す。即ち本ナイフは内側に近い方で α が大きくなる傾向があり最内側では $\tan \alpha$ が 2.1 にも及んでいる。又外側部においても約 0.6 になっている。この刃型を使



16-2 図 磨耗試験供試刃型

16-1 表 16-2 図の刃型の α 及び β

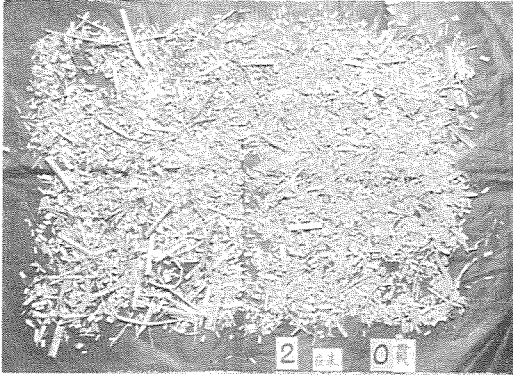
中心よりの距離 (mm)	傾斜角 α (°)	鈍角 β (°)	$\tan \alpha$
40	64.5	25	2.1
78	47.0	24	1.07
117	37.8	22	0.78
155	33.0	21	0.65
190	30.9	21	0.60

16-2 表 稲わら 150 kg 切断後の磨耗程度 (6 分切)

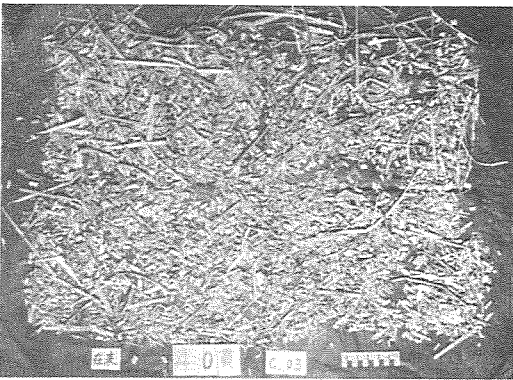
ナイフ	位置 (mm)						平均
	内より 1	2	3	4	5	6	
A	0.10	0.12	0.13	0.12	0.11	0.10	0.11
B	0.10	0.14	0.15	0.14	0.14	0.10	0.13

但し 10 束の平均重量 3.75 kg

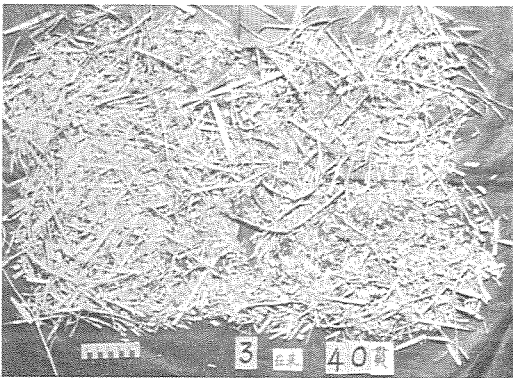
用して 1100 r.p.m. で稲わらを 2 分切りにした場合の 28 分 31 秒、切断重量 150 kg のときのナイフの磨耗状態は 16-2 表の通りで、平均 0.12 mm の磨耗になっている。但し中央部における磨耗が甚しいのは稲束を一束宛々供給している為、中央部において切断される量が多い為である。なおナイフの平均硬度は $H_s=82$ 度であった。写真 16-1 は切断わらの状態を示すものである。150 kg には相当量の切断不良の長いわらを生じており、実用的限界に達している。なお参考までにこの磨耗状態下での受刃とナイフとの間隙の広狭がいかに被切断物の状態に影響を及ぼすかを、写真 16-1 の中に示す。No. 1 は鋭利なナイフでの受刃間隙が内側で 0.3 mm、外側で 0.5 mm の際の切断結果の状態



No. 1 ナイフ鋭利受刃間隙 0.5 mm



No. 2 ナイフ 0.12 mm 磨耗受刃間隙 0.3 mm



No. 3 ナイフ 0.12 mm 磨耗受刃間隙 0.5 mm

写真 16-1 在来刃での稲わら切断状況

であるが、No. 3は同一間隙で150 kg 切断後(0.12 磨耗後)の切断物の悪化したところである。

16-2 図及び 16-1 表に示すナイフは傾斜角が過大であるから、16-3 表に示すが如き刃型に改造した結果は同一使用条件において極めて顕著な差を

16-3 表 改造刃型の α 及び β

中心よりの距離 (s) (mm)	α (°)	β (°)	$\tan \alpha$
40	43.8	4.3	0.96
80	29.6	7.2	0.57
120	25.6	9.8	0.47
160	23.9	12.2	0.44
200	23.6	14.2	0.44

(17-33 図参照)

16-4 表 改造ナイフに依る稲わら切断後 ナイフ磨耗程度

切断量 (kg)	ナイフ	測定点 (mm)					平均
		1	2	3	4	5	
248	A	0.07	0.10	0.10	0.08	0.08	0.086
	B	0.08	0.12	0.10	0.09	0.09	0.096
412	A	0.15	0.15	0.13	0.13	0.11	0.134
	B	0.13	0.15	0.16	0.13	0.14	0.142

示した。なおこの場合のナイフ硬度 H_s は平均 80° であった。

この刃型を使用した時の 21 分 55 秒、285 kg 切断後及び、446 kg 切断後のナイフの磨耗程度を 16-4 表に示す。これらの場合の切断結果を写真 16-2 に示す。248 kg までは受刃間隙を 0.5 mm にした場合で、No. 4 は鋭利な場合(間隙 0.5)で、よく切られているが 248 kg (No. 7) では相当に悪化している。併しその磨耗状態は両刃の平均で 0.091 になっており、16-2 表に示す 150 kg 後の 0.12 mm よりも少ないことは刃型の磨耗に及ぼす影響がいかに大きいかを現わすものである。248 kg 以後は受刃間隙を 0.3 mm にした場合であるが、0.5 mm の間隙の時に比較して同じ磨耗程度の場合でも明らかに切断状態に差を見ることができる。412 kg の切断後 (No. 14) では磨耗は平均 0.138 mm に及び、切断状態は相当に悪化し実用限界に達している。勿論これらの切断状況はカッターの構造上の他の要素も関係し、場合によっては更によく切られる場合も然らざる場合もある。併し大体 0.15 mm の磨耗状態は稲わら切断の場合における実用限界であると考えてよく、理想的

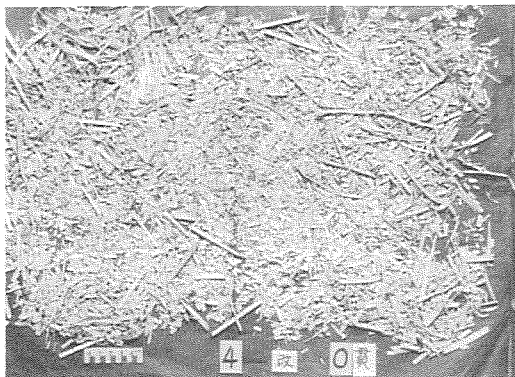


写真 16-2 A 改造ナイフでの稲わら切断
ナイフ鋭利

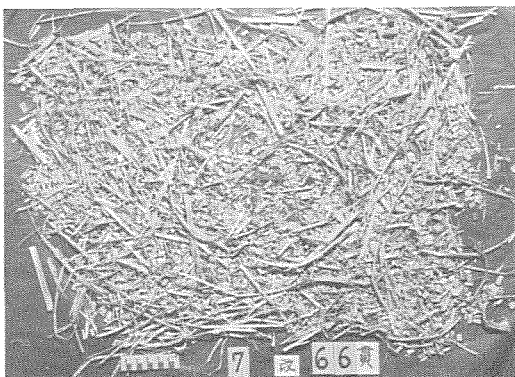


写真 16-2 B 同上ナイフ 0.09 mm 磨耗

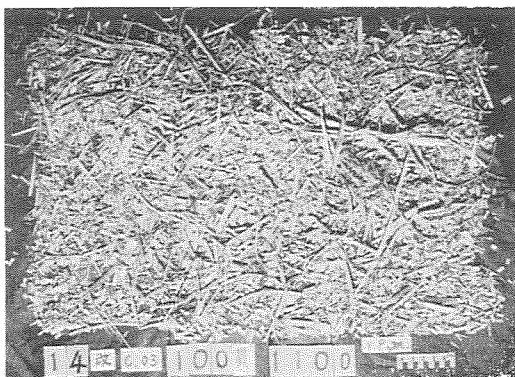


写真 16-2 C 同上ナイフ 0.14 mm 磨耗

には 0.1 mm 程度に止むべきであると考え。この理想的基準に立つ時には最初の刃型では 2 分切りの場合 130 kg 程度の切断能力であるのに対して、後者のナイフでは 280 kg 近くが切断できるとゆう結果を得たことは注目に価する。

なお後者の刃型決定の根拠等設計上の問題等に

ついては 17 章で詳述する。

第 17 章 各種基本刃型曲線及び市販 カッターの刃型に対する検討

第 1 節 刃型決定上の基礎事項

第 16 章までに述べてきた諸実験結果よりの結論として、フライホイール型カッターの刃型の決定上具備すべき条件としては、次の諸事項を上げることができる。

1. フライホイールの回転中心(主軸中心)と受刃との位置関係は理想的には両者が同一高さか、僅かに(約 10~20 mm)低い位置にあることが望ましく、受刃が主軸より高くないことである。

2. ナイフの刃縁上の点と中心とを結ぶ線が刃縁の接線となす角即ち傾斜角(α)は少なくとも 30° 以内にするのが望ましく、理想的角度は 20° 内外である。この角度が過大に過ぎる時は、ナイフの磨耗を早め過小に過ぎる時は切味の低下をきたす。

3. 刃縁と受刃とのなす角即ち鈍角(β)は材料の滑り等に関係し、許容限度は鋭利な場合でも 45° にして磨耗して滑り易い時を考慮すれば 30° 以内に取りの方が安全である。

4. 主軸に掛る切断抵抗によるトルクは全切断過程中均一なることが望ましく、過大なピークは避ける方が機械に無理が掛らない。

5. 材料の切断に要するフライホイールの回転所要角は他の条件が満たされる範囲内で大なる方が機械に与える衝撃が少なく、出来るだけ大にすることが必要であり、特に小型カッターでは前記(4)の事項と共に重要な問題である。併しこの問題と α 及び β の角度の問題は相反する結果を招くものである。

6. 切断方法の基本的事項である押し型切断と抱込型切断とでは、押し型の方が軸への材料の巻付がなく好成績を収める傾向にあり、特に大豆からの切断に際しては凸刃が(特別な場合以外は押し型になる)切断抵抗の点においても顕著な差を示す。

7. 切断の不良に原因する長切り、そぎ切りは受刃直上部における切断に際しての耐圧力の少な

17-1 表 各種刃型曲線表

基本渦巻曲線

No.	一定	方程式	$\tan \alpha$	$\tan \beta$	外力のモーメント
1	α	$r = ae^{m\phi}$	$\frac{1}{m}$	$\frac{S+mt}{mS-t}$	$\frac{r^2}{S+mt}$ に比例
2	β	$S + \frac{t}{m} = \left(a + \frac{t}{m}\right) e^{m\theta}$	$\frac{S-mt}{mS+t}$	$\frac{1}{m}$	$S + \frac{t}{m}$ に比例
3	p	$S = t \sin h(m\theta)$	$\frac{r-mt}{mS}$	$\frac{S}{mr-1}$	r に比例
4	$\frac{dS}{d\theta}$	$S = K\theta$	$\theta - \frac{t(K-t)}{KS}$	$\frac{S}{K-t}$	一定
5	$\frac{dF}{d\theta}$	$S^2 - S_1^2 = c^2$ (条件式)	—	—	一定

応用曲線

No.	方程式	中央角に相当する S_m	外力のモーメント
6	$S + P = (a + p) e^{m\theta}$	$(S_m + p)^2 = (a + p)(b + p)$	$S + p$ に比例
7	$S^m = K\theta$	$2S_m^m = a^m + b^m$	S^{1-n} に比例

田村豊博士に依る³¹⁾

い場合に著しく、特に切り終りの僅かの部分に生じ易く、 β 角が大きい時に顕著である。

8. 稲わら、牧草、デントコーン、大豆がらの4種の材料については、稲わらが最も切断上困難でナイフの諸条件の影響を受け稲わらが完全に切断されるナイフでは他の材料は容易に切断される。(但しナイフの強度衝撃力等は別問題である)従って稲わらを対象に考えると上記諸材料には勿論のこと麦類等に対しても安全であることが推測される。

上に列記した諸事項を満足する刃型を決定することが、究極の目的になるが諸条件を全部満たすことは困難で、相反する事項もあり、細部の点では機械の設計上の他の条件により制約を受けることも考えられるが、この点は一応除外して検討を加える。

刃型の設計に当っては基準となる曲線を直接使用するかあるいはその曲線を少し修正する方が便利である。この見地に立つ場合に先ず考えられることは各種の螺旋曲線であり、既に古くから検討が加えられておるが、田村博士は諸曲線を17-1表

の如く統一明示されている。特にこの表の中で2以下は博士が発見された所謂田村座標により示された貴重な労作によるものである。この章においては表の(1), (2), (3), (7)の曲線に $r = K\theta$ を加えて、これらの曲線が与えられた場合既述した諸条件を満たす為にはこれらの曲線の係数をいかに決定すべきかについて述べ、更に現在使用されている二、三の刃型についての検討を加える。

第2節 各種基本曲線に関する検討

(1) $r = ae^{m\phi}$ 曲線について

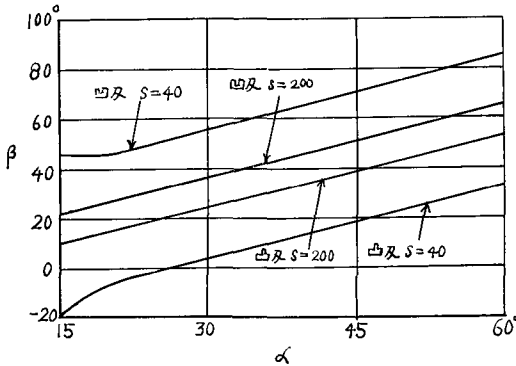
本曲線は接線角 α が一定で偏心値 t の価の大小によって切断角 β が ϕ と共に変化し、モーメントは $\frac{r^2}{s+mt}$ に比例する対数曲線で本実験に使用した曲線であるが、この曲線に次の諸値を与える場合の変数を求めることにする。

(1) α の値を $15^\circ, 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ とした場合 $\cot \alpha = m$ により m の値は夫々 3.723, 2.748, 2.135, 1.732, 1, 0.577 となる。

(2) t の値は実験結果より決定された 20 mm の場合について考える。

(3) S_a (中心より受刃内側までの距離) 及び S_b (外側までの距離) はカッターの大き及び設計上の点より決定されるが、極めて小型なカッターとして特殊な構造を持つ供試機での値と同一の場合につき考える。即ち $S_a=40$, $S_b=200 (=195)$ を使用することにする。但しカッターが大型化したり、主軸が片持ちでない場合はこの値は大きくなり、 S_a は 60 前後あるいはそれ以上の値となり、 S_b も例えば 8 吋カッターでは 270 mm 程度になり、設計上有利であることは以下述べる諸種の点より明らかである。

(4) 計算の単純化の為 a は 1 にする。この時は $\tan \beta = \frac{s - mt}{ms + t}$ で示され 17-1 図の如く $\alpha - \beta$ 関係図を求めることができる。凹刃の場合は切断は外側より凸刃の場合は内側より始まるが、ただ β の



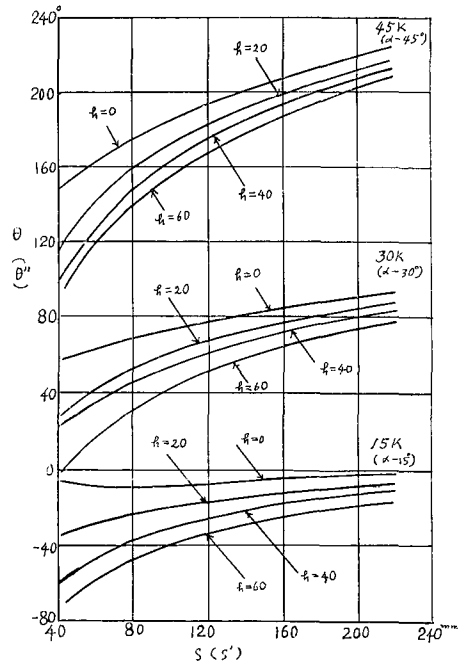
17-1 図 $r = ae^{m\beta}$ 曲線での $\alpha - \beta$ 関係図

値が負の場合には、この部分は逆になり内側に向かって切られる。本図で $\alpha=27^\circ$ 以下の場合には内側部においてこの関係が現われている。なおこの曲線では受刃を中心より上げた場合には凹凸刃の関係は逆になる。ここで $\alpha=25^\circ$ を取る場合には β は外側で凸刃では 19, 凹刃では 31° となり、内側では -1° 及び 51° になる。即ちこの場合内側では凸刃の場合は β が小さくなり極めて好都合である。又外側でも β は 19° で許容角度に這っており、何れも条件は満たされており、その詳細については前章までに述べた通りであり、耐磨耗性も十分ある。又 $\alpha=15^\circ$ のナイフの場合でも条件は満たされているが、ただ内側部において $\beta = -18^\circ$ となっており、ナイフの磨耗した場合には材料を内側

に抱込みこの部分で不良な結果をきたす恐れがあり、この部分を僅か修正の方が好ましいが一応使用出来る刃型になる。

凹刃については $\alpha=25^\circ$ の刃型では外側部は $\beta=31^\circ$ となり問題はないが内側部では β が 51° にも及び材料を抱込む恐れが多分にあり、良好なナイフとはいえず、同様のことが α の小さなナイフでもいえる。この関係も第 1 次実験の結果より明らかに示されたところである。併し受刃の高さを上げる場合はある程度この欠点は除かれ使用が可能になるが、受刃を高くすることは設計上不利である。即ち受刃の高さは設計上の理想よりいえば供給材料の設計上の最大厚さの 1/2 の位置が中心の位置と一致する場合は受刃の外側を最大に取れる時で供給口幅を最大にできることになる。

以上の如く $\alpha=25$ より 15° までのナイフは α, β 両角の点からは好ましい刃型であるといえるが、これらのナイフで切断所要回転角に関する検討を試みる必要がある。この算出法については次節で述べるが算出結果を 17-2 図に示す。 15° のナイフでは t が 20 mm の時 s が 40 mm より 200 mm の

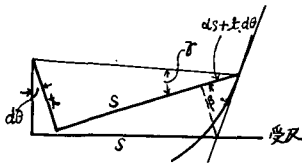


17-2 図 材料供給高さを考慮した場合の切断回転角決定図 ($r = ae^{m\beta}$ 曲線)

間では $h=0$ の時は僅かに 7° 程度で、 30° の場合では 34° 程度となり 15° のナイフでは極めて瞬時的切断が行なわれていることになる。この検討はナイフと受刃とが接している間の角度で実際には供給材料は厚さを持っているからこの範囲は拡大させる。17-2 図でもし供給高さ (h) を 40 mm とすれば $h=0$ と $h=40$ との間に這入る s の範囲が切断されている範囲である。従って 30° のナイフでは 19° と 91° との差 72° 、又 15° のナイフでは -60° と -2° との差 58 が回転所要角になる。しかし 15° のナイフでは 2 枚の刃で 1 回転中に仕事をしている角度は $h=40$ の内で回転中心に近い内側部の切断に大きな回転角を必要としていることが図より明らかである。従って 1 回転中での軸トルクの変化は極めて大きく、完全なナイフと称することはできない。かかるナイフは特に小型カッターには衝撃力が強く不適當である。

$$(2) \quad s - \frac{t}{m} = \left(a - \frac{t}{m}\right) e^{m\theta}$$

この曲線は前記の α が一定な場合と類似しているところの β が一定な曲線であり、 $r=e^{m\phi}$ と同様に考えることができる。即ち 17-1 図で α と β との角度の関係は両者を入替えた時、即ち 7-1 図での α がこの曲線の β に、 β が α となることは次の計算式での 17-3 式と 14-2 式より明らかである。なお上式は 17-1 表の式と $+$ が逆になっているのは刃縁の弯曲が、凹凸逆の場合を考えているからである。



17-3 図

17-3 図より

$$\cot \beta = \frac{ds + t \cdot d\theta}{s \cdot d\theta} = \frac{1}{s} \cdot \frac{ds}{d\theta} + \frac{t}{s} \quad (17-1)$$

$$\tan \alpha = \frac{\tan \beta + \tan \gamma}{1 - \tan \beta \cdot \tan \gamma} = \frac{r^2}{s} \cdot \frac{d\theta}{ds} + \frac{t}{s} \quad (17-2)$$

17-1 式を積分すると

$$\left(a - \frac{t}{m}\right) e^{m\theta} = s - \frac{t}{m}$$

17-1 式と 17-2 式より

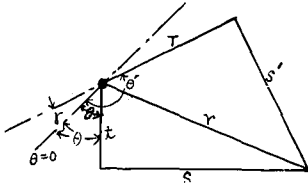
$$\tan \alpha = \frac{s + mt}{ms - t} \quad (17-3)$$

17-1 図で β と α との記号を変えると凸刃を使用する場合 β を 30° にすると α は内側部で 56° にも及びこの部分での刃の磨耗は甚しくなる恐れがあり好ましくない。又 $\beta=20^\circ$ の場合で内側部は α が 45° になり不適當であるが、この場合は外側部では 26° で先ず理想に近い角度と考えられる。又角度の関係より見る場合は寧ろ凹刃にした方が、 α 角が小さくなってよいことになる。併し凹刃にした場合は凸刃の場合に比較して切断回転所要角が少なくなることは避け得ない。今受刃内側が中心より 40 mm 即ち $S_a = 40$ 外側が 200 mm 即ち $S_b = 200\text{ mm}$ にした場合、この間を刃縁が移動するに要する回転角を表示すると 17-2 表のように

17-2 表 受刃の内外側間をナイフが移動するに要する回転角

刃 型	彎 曲	$S_a=40$ ($^\circ$)	$S_b=200$ ($^\circ$)	S_b-S_a ($^\circ$)
$\beta=15^\circ$ 一定	凸 刃	5.3	31.7	25.4
	凹 刃	3.7	26.8	23.1
$\beta=20^\circ$ 一定	凸 刃	7.6	44.6	37.0
	凹 刃	5.0	35.8	30.8
$\beta=30^\circ$ 一定	凸 刃	14.3	77.0	62.7
	凹 刃	7.4	54.3	46.9
$\beta=45^\circ$ 一定	凸 刃	40.0	165.5	125.5
	凹 刃	10.5	85.0	74.6

なる。即ち $\beta=15^\circ$ 程度の弯曲度の弱い刃型の場合はさ程問題にならないが、 $\beta=30^\circ$ 程度の曲度のものになると 16° も差を生じてくる。更に材料の厚さを考慮した場合の回転所要角の関係を求めることにする。その算出は次の方法によったものである。即ち $s - \frac{t}{m} = \left(a - \frac{t}{m}\right) e^{m\theta}$ なる式で t なる偏心を T に変換する場合は、17-4 図の関係より

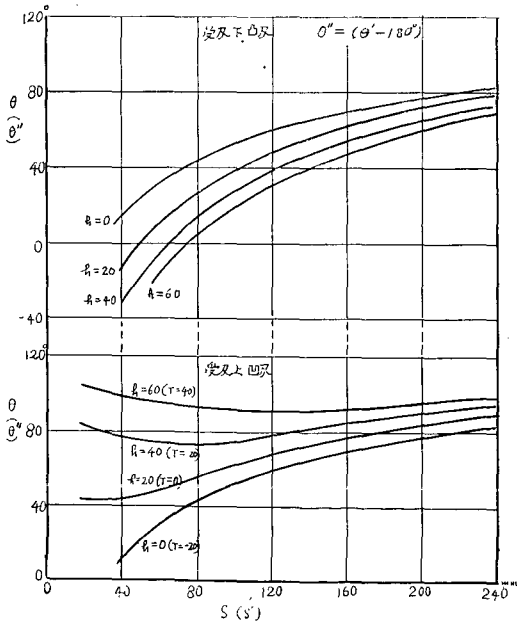


17-4 図

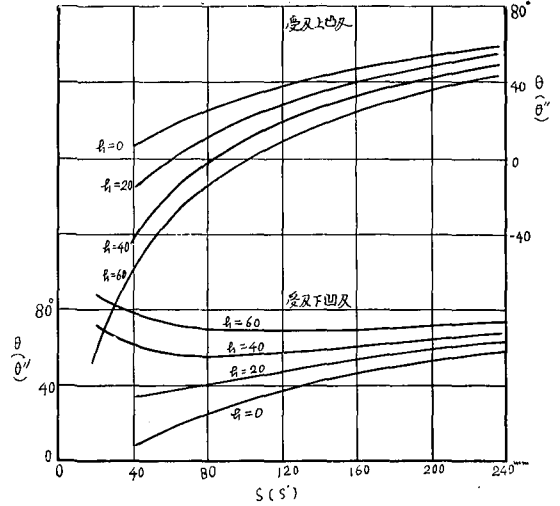
$$\sqrt{S'^2 + T^2 - t^2} - \frac{t}{m}$$

$$= \left(a - \frac{t}{m}\right) e^{m\theta} \left(\theta' - \left(\tan^{-1} \frac{S}{t} + \tan^{-1} \frac{S'}{T}\right)\right) \quad (17-4)$$

となる。今 T と t とがなす角が 90° 以上の場合 (t と T の符号が逆の時) は T と t とが 180° になった場合に S と S' との距離は $T+t$ となるがここに $t+T=h$ (材料供給高さ) と仮定すればある任意の h に対しての r の角を求めることができる。即ち $(\theta'-180^\circ)-S$ 及び $\theta-S'$ の関係曲線を求めれば両曲線の差が任意の S' の点における h だけの厚さを切るに要する切断回転所要角になる。こうして求めた切断回転所要角に関する図が 17-5, 6 図であるが図で θ'' は $(\theta'-180^\circ)$ を示すも



17-5 図 $s - \frac{t}{m} = \left(a - \frac{t}{m}\right) e^{m\theta}$ 曲線で受刃下凹刃又は受刃上凹刃の場合の切断回転角決定図 ($\beta=30^\circ$)



17-6 図 $s - \frac{t}{m} = \left(a - \frac{t}{m}\right) e^{m\theta}$ 曲線での受刃上凸刃又は凹刃受刃下の場合の切断回転角決定図 ($\beta=30^\circ$)

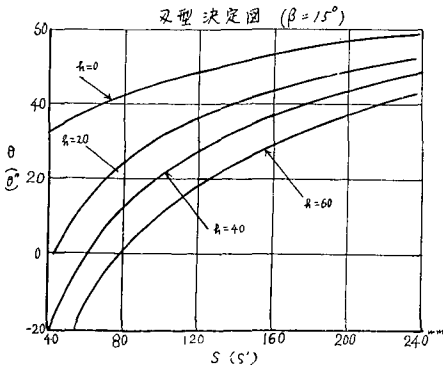
のとする。上述の T と t とのなす角が 90° 以上の場合には受刃が中心より下の場合での凸刃か、受刃が中心より上の場合での凹刃の場合である。受刃が下で凹刃、又は受刃上で凸刃の場合には t と T とが同方向になり 17-4 式の $\tan^{-1} \frac{S}{t} + \tan^{-1} \frac{S'}{T}$ は $\tan^{-1} \frac{S}{t} - \tan^{-1} \frac{S'}{T}$ となり $\theta''-S$ 曲線と $\theta-S'$ 曲線の差が求める角度となる。なおこの場合の h は $T-t=h$ の関係になる。17-5 図を見ると受刃が下の場合には凸刃と凹刃との関係は興味深い。即ち凸刃では例えば h を 40 mm とした場合内側 $S=40$ mm のところでは θ'' が -35° 付近で切断が開始され $S=200$ mm の時の 60° 付近で切断が終了しているが勿論完全に全材料を切断するに要する角は -35° より外側で $h=0$ となる付近までで、その差が切断所要角である。この場合には h の高さに関係なく内側より切り始まり外側で終了している。同じように受刃を上 20 mm にした時の $h=40$ mm での凹刃の場合を見ると $S=40$ mm で内側端の材料の全厚さを切断するに要する角度は 79° より 14° まで即ち 65° の回転を必要とするが、外側 $S=200$ mm では 89° より 76° まで 13° の回転角になっている。即ち外側部での切断は内側部の切断が終了するまでに殆んど終了しており、

その為に全切断所要角は小さくなり 76° である。
 なお凹刃で $h=40\text{ mm}$ の時は同時に最も多く切断されている時は 73° 附近であり、 S は 40 mm より 183 mm 附近まで殆んど全域に亘って切断されている。これに反して凸刃では殆んど同じ程度に切断されている。この点より考えても受刃が下の場合は凸刃の方が、均一で且つ多い切断回転角になっており好ましいものといえる。

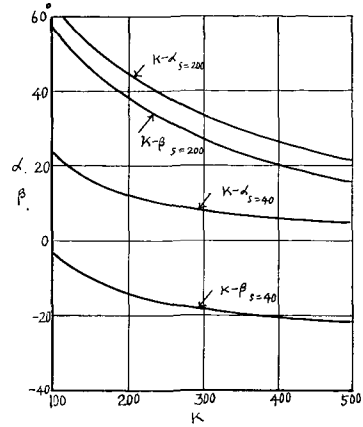
次に受刃を下 20 mm に取った時の凹刃での切断回転角を検討すると 17-6 図のようになる。この場合は h が 40 mm の時、 $S_a=40\text{ mm}$ での角度は 62° で、 $S_b=200\text{ mm}$ の時は 64° であるが切断の終了する内側 $h=0$ の時の 16° までの回転角は 48° とあり前に述べた受刃上での凹刃の時の 76° に比較して更に小さくなっており、内側部の切断中に外側部の材料の切断が含まれている点は同様である。受刃上で凸刃の場合は $h=40\text{ mm}$ の時の切断所要角は最も大きな角度となっているが、受刃を上にした場合の好ましくないことは既に述べた通りである。

17-7 図は β が 15° の一定である曲線に対する受刃下凸刃の場合についての同一検討図である。

なお 5 図 6 図で注目すべき他の問題は内側部即ち S_a の小さなところでの切断所要回転角が増している点である。カッターの受刃の内側の位置をいかに決定するかは他の設計要素により制約されるが、小型化する為には出来得る限り S_a を小さくした方が受刃有効幅を増すことができるし、 S_a が小さいと回転所要角を増す長所があるが傾斜角



17-7 図 $s - \frac{t}{m} = \left(a - \frac{t}{m}\right) e^{m\theta}$ 曲線での刃型決定図 ($\beta = 15^\circ$)

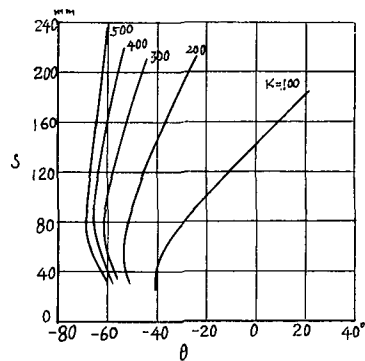


17-8 図 $r = K\phi$ 曲線での K と α 及び β との関係

が急に増加しナイフの磨耗を早める恐れが出る欠点がある。

(3) $r = K\phi$

曲線としては最も簡単なもので 17-8 図に示すようなもので、傾斜角を 25° に制限すれば K は 425 以上を必要とする。しかしこの時の回転角は 17-9 図で示されるように 5° 足らずで定切断角型のものに劣ることは明らかである。なお 17-9 図



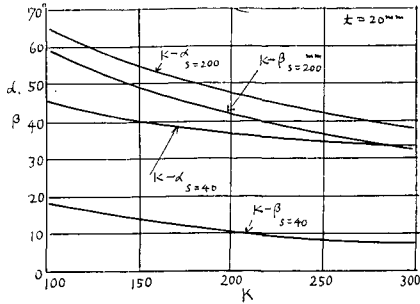
17-9 図 $r = K\phi$ 曲線での $\theta - S$ 関係図

の横軸 θ の値は $r = K\phi$ の座標軸の変換を行ない $\sqrt{S^2 + t^2} = K \left(\theta - \tan^{-1} \frac{S}{t} \right)$ より求めたものである。

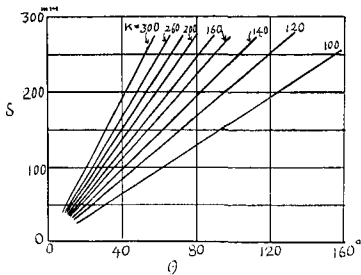
(4) $S^n = K\theta$

(A) $S = K\theta$

この刃型は K を小にする程曲線の曲度は大きくなるが、 α 及び β 角の検討を試みると 17-10 図

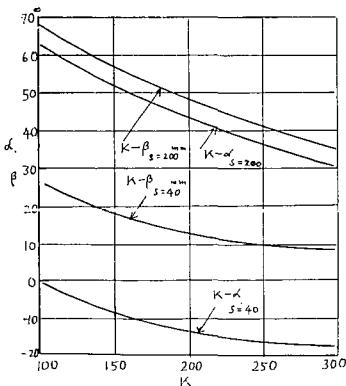


17-10 図 $S=K\theta$ 曲線での K と $\alpha \cdot \beta$ との関係



17-11 図 $S=K\theta$ 曲線での $\theta-S$ 関係図

のようになる。本図より K の値を 220 以下にする場合は β が 40° を出るから、220 以上にしなければならないが α が 45° で好ましくない。17-11 図は各 K に対する回転角と受刃位置との関係を示したものである。その回転角は例えば K が 220 の時には 11° より 52° までの差で 41° である。併し等切断角の刃型は β が一定であるのに対して、この曲線は特に外側部で β が大きくなる傾向を持っている。従って外側部で切断が終了する凸刃では特に滑りを生じ易く推奨出来る刃型とは称し難

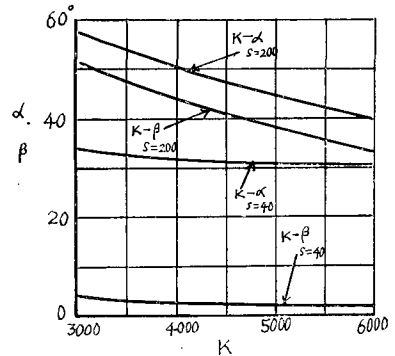


17-12 図 $S=K\theta$ 曲線 (凹刃) での K と $\alpha \cdot \beta$ の関係

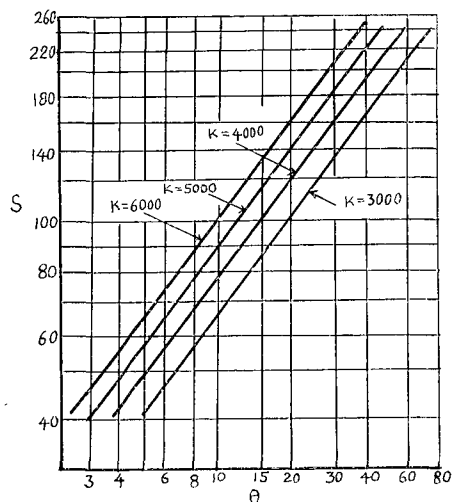
い。 K の値を 300 にまで高めても $S=200$ mm での β は 37° であり、未だ十分とはいえない。しかもこの時の α は 43° であり、刃の磨耗上からも良好な刃とはいえないし回転角も僅かに 31° 程度で $\beta=30^\circ$ の定鋸角型曲線での回転角 64° の $1/2$ 以下で、 $\beta=15^\circ$ の場合の 25° をやや上廻る程度である。

他方凹刃の場合については 17-12 図に示すように α が $S=40$ mm の場合は負の値を取り $S=200$ mm で正となっており、中間部に 0 の部分があることになり、この為に切味の低下を来たす恐れがあり、凸刃よりも劣ることになる。但し外側部では抱込み型の切断が行なわれるから、凸刃で説明したように外側部で β の角度が大きいの為に起る極度の押し出しの欠点は除かれる。

(B) $S^{\frac{3}{2}}=K\theta$



17-13 図 $S^{\frac{3}{2}}=K\theta$ 曲線での K と $\alpha \beta$ との関係



17-14 図 $S^{\frac{3}{2}}=K\theta$ 曲線での $\theta-S$ 関係図

この刃型は 17-13 図及び 17-14 図に示されているように内側部における β が極めて小さくなり、外側部において大きな値を取ることが特徴で、 K の値を変化させても適当な点は見出せないことは図よりも明らかである。 $K=6000$ のにしても $S=200$ mm の時は β は 33° で α は 50° にも及び、回転角は約 25° で実用的価値はない。勿論 K を大きくすれば殆んど直線刃になって了う。

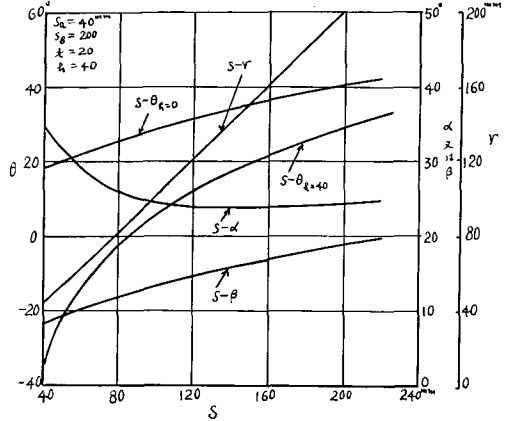
(C) $S^{\frac{1}{2}} = K\theta$

この刃型では 17-15 図より $K=12$ 程度にすると β は S が 40 で 12° 、 S が 200 で 29° となり、この時の α は夫々 40° と 35° で β は許容できるとしても、 α が内側部で高い。併し $S=K\theta$ の刃型に比較すれば実用的価値は高いものといえる。なおこの時の回転角は 17-16 図より約 38° になる。

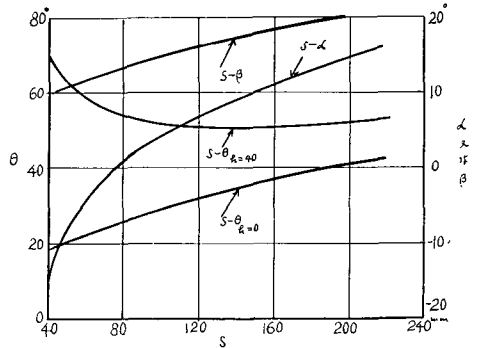
凹刃にした時に $K=12$ 、 $S=40$ で $\alpha=-9^\circ$ 、 $S=200$ で $\alpha=27^\circ$ となっているが、 α が 0° になる位置は $S=57$ 附近であるから殆んど問題にならない。この点では凹刃でもよいことになる。但し前に述べたように材料の厚さを考慮する場合は回転角及

び負荷の均一化の観点に立てば凸刃に劣ることは当然である。

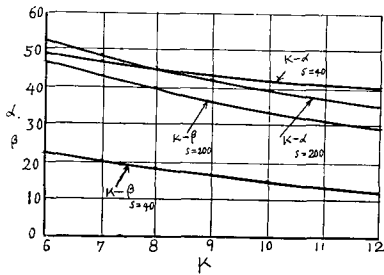
傾斜角 α を考慮すれば $K=20$ 程度にした方がよくなる。この場合の凸刃及び凹刃についての S と θ 及び α と β との関係を示したものが 17-17、17-18 図である。 $h=40$ mm の場合には α は凸刃では内側部での 35° より外側での 24.5° までの幅



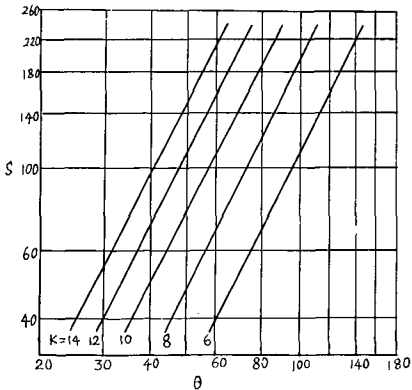
17-17 図 $S^{\frac{1}{2}} = K\theta$ 曲線 (凸刃) での刃型諸要素図



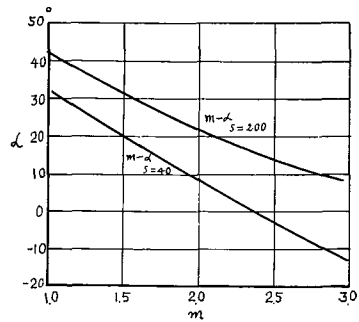
17-18 図 $S^{\frac{1}{2}} = K\theta$ 曲線 (凹刃) での刃型諸要素図



17-15 図 $S^{\frac{1}{2}} = K\theta$ 曲線での K と $\alpha\beta$ との関係



17-16 図 $S^{\frac{1}{2}} = K\theta$ 曲線での $\theta-S$ 関係図



17-19 図 $S=t, \sin h(m\theta)$ 曲線での m と α との関係

を持っているが、殆んどは 25° 内外であり、 β は 8° より 19° となっており最初に述べた条件を満足している。凹刃の場合には α は -17° より 14.5° に亘り 0° を含んでいる点は好ましくない。 β は 9.5° より 20° に亘っており条件は満たされている。又切断回転所要角は凸刃では -35° より 41° までの間の 7.6°, 凹刃では 66 になっている。併し凸刃の際の特徴は回転角の約 20° は内側部において消費されていることである。

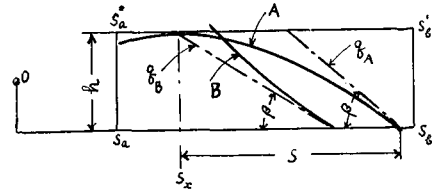
$S^n = K\theta$ 曲線の n 及び K の定数を検討した結果は $t=20$ mm の場合には凸刃では $n = \frac{1}{2}$, $K=20$ を与えると諸条件を満足し良好な刃型の一種を得ることができる。併し凹刃では α, β の値は適当に選び得るが、切断回転角の点では凸刃に劣っている。

(5) $S = t \cdot \sin h(m\theta)$

この曲線を使用した場合の $m \left(\frac{\cos \alpha}{\sin \beta} = m \right)$ にした時)の値と β との関係を示す。内側では β が 17°, 外側では 21° を示すところの $m=2.5$ かあるいは今少し小さな角度になる $m=3$ 附近に理想的な点を見出すことができる。但し前者での回転所要角は 36°, 後者は約 30° で前者を使用した方がやや有利である。併し 17-15 図の $K=12$ の場合と 17-18 図での $m=2.5$ の場合とを比較すると、曲線の曲度には殆んど差がないから曲線式の簡単な方である $S^n = K\theta$ を使用した方が有利である。

第 3 節 切断トルク分布曲線

1 回の切断中におけるナイフの位置とその際の切断所要トルク (T) との関係については第 1 次的切断抵抗の場合に対しては 103 頁の式を使用すれば一応の関係をを知ることができる。併し式の中の $\frac{h}{\sin \beta}$ は切断している刃縁の長さを示すものである。併し $\frac{h}{\sin \beta}$ で切断刃縁長を示すことができない場合が多い。17-20 図の A (凹刃), B (凸刃) で示すが如き位置にナイフがきた時には $\frac{h}{\sin \beta}$ は夫々 q_A, q_B になり、実際に働いている刃縁の長さ



17-20 図 切断刃縁長説明図

と大きな差を生ずる場合が多い。又 103 頁の式の $ch \cdot \frac{ds}{d\theta}$ においては切断開始又は終了点の S_a, S'_a, S_b, S'_b 等の点を知ることが困難である。従ってこれらの点を考慮した場合に実情に適合し、しかも比較的簡単なトルクの求め方としては次の方法がある。

17-17 図を例に取るならば本図で $S - \theta_h = x$ 曲線は座標転換によって求めることは既に述べたが更に $S - \alpha$, 及び $S - \beta$ 曲線を求めておき、この図を刃型諸要素図と名付けることにする。今 θ が任意の位置例えば 20° の時の刃縁の働いている受刃の位置 S_x (17-20 図) を知ることができる。

即ち

$$S_x = 50$$

$$S_x = 153$$

又この間の α, β, r の平均値を図より求めると次の諸値を得る。

$$\beta_M = 13.5^\circ$$

$$\alpha_M = 26.5^\circ$$

$$r_M = 104 \text{ mm}$$

又切断している有効刃縁長は近似的には $\frac{S}{\cos \beta_M}$ より

$$\frac{S}{\cos \beta_M} = \frac{103}{13.5} = 106 \text{ mm}$$

従ってトルクを求めると

$$T = c \cdot \cos \alpha \cdot \frac{\cos \beta}{S} = 0.99 c \cdot m \cdot \text{kg}$$

なる値を得ることができる。

$$\text{今 } \frac{S}{\cos \beta_M} = 106 \text{ mm に対して } \frac{h}{\sin \beta} = 248 \text{ mm,}$$

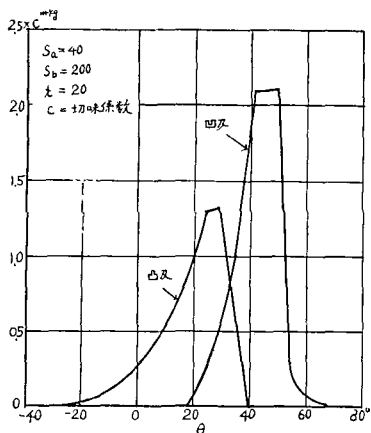
$$\frac{h}{\sin \beta_M} = 171 \text{ mm となり両者の間の差が少なから}$$

ざることが示されている。即ち β 角が 30° 以内の
 小なる角度である為に $\sin \beta$ を使用するよりも
 $\cos \beta$ を使用する方が遙かに精度がよくなる為で
 ある。なお β の変化が激しい時には h を分けて計
 算すればよい。

以上の如き計算により

$$S^{\frac{1}{2}} = 20 \cdot \theta$$

なる曲線の凸刃及び凹刃の各々の場合について切
 断中のトルク曲線を求めたものが 17-21 図であ
 る。前節において切断回転角についての概要を述



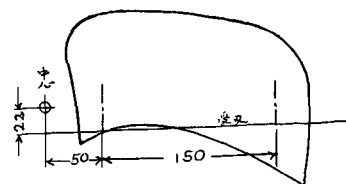
17-21 図 $S^{\frac{1}{2}} = 20 \cdot \theta$ 曲線での算出切断トルク

べたが、本図で更に具体的に両者の差が示されて
 いる。凸刃は θ が -35° より切断を始めて 25° で
 最高値の $1.3 c \cdot m \cdot kg$ となり、 41° で切断は終了し
 ており切断回転角は 66° になって負荷が徐々に掛
 る点が凹刃に比較して特徴的である。凹刃の方は
 ピーク値 $2.08 c \cdot m \cdot kg$ まで急激な負荷が掛って
 おり、回転角は 51° となっている点は負荷の均一性
 において劣ることになる。

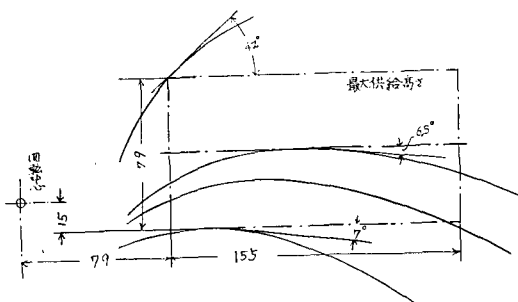
第4節 現用刃型の検討

(1) 6吋カッターでの例

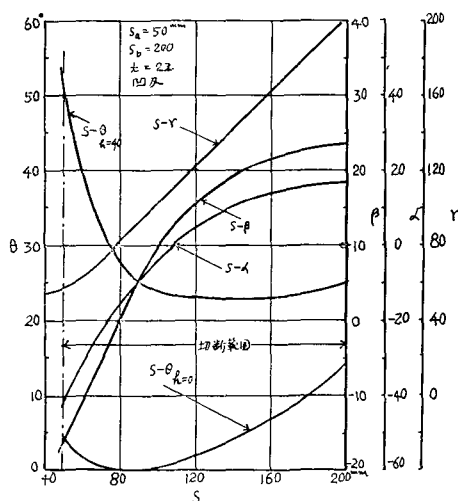
前節までに述べてきた検討結果と現在市販され
 ている刃型との比較を本節で行なうことにする。
 17-22 図は 6 吋カッターでの 2 例である。17-23
 図は上述の 2 例での夫々の刃型諸要素図である。
 A 図の特徴は受刃の刃縁に接する位置は回転中心
 より 83 mm (S_2) の位置にある凹刃である。従って
 供給材料が少ない場合は切断は外側より始まり、



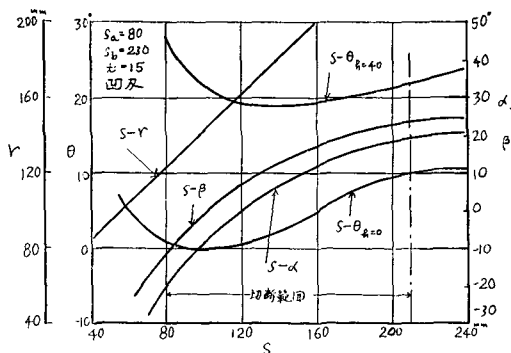
17-22 A 図 6 吋現用刃型の例



17-22 B 図 6 吋現用刃型の例



17-23 A 図 22 A 図の刃型の刃型諸要素図



17-23 B 図 22 B 図の刃型の刃型諸要素図

内側に向うところの「抱込み型」であるが内側部では一部外側に向って切り進むようになっていることは $S-\theta$ 曲線で示される通りである。これにより抱込みによる切断材料の主軸への巻付きを避けようと試みられている。切断回転所要角は $h=0$ の場合は僅かに 15° である。併し供給量が 40 mm とすれば最内側部で大きな回転角を要し、 52° にまで増してくるが、この大部分は内側部に要し全幅 150 mm の中約 1/5 の 30 mm の間の材料に対して 27° 位を要していることは図に示す通りである。凹刃の特徴はこのように比較的切断回転所要角の少ないことにあることは既に述べた通りである。次に α 、 β 及び β の受刃位置に対して変化する状態を見ると、傾斜角 α は -41° より $+27^\circ$ に亘っており内側部における α が極めて大きく多分に刃縁の磨耗し易い恐れがあることを示している。併し β 角は -17° より $+18^\circ$ の範囲内にあり理想的角度を示している。本刃型のトルクの分布曲線を 17-24 図の A に示す。

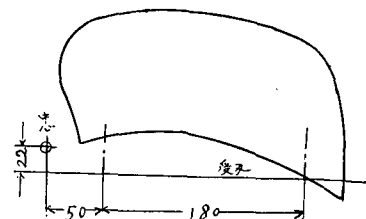
B 図に示す例では $S-\theta$ 曲線は A 図と似た関係にあるが S の切断範囲内での θ の範囲は A 図の場合よりも更に少なく僅かに 10° である。供給高さを 40 mm にした場合で僅かに 28° で負荷の均一性即ち衝撃の点では前者より相当劣ることが 17-24 図で示されている。次に角度の点であるが β は -1° より $+26^\circ$ の範囲内にあり α も -2° から $+20^\circ$ までの間で必要条件を満たしているが、これは回転角を小さくしている為に当然かかる結果を示したものである。

A, B 両者共に傾斜角が 0 即ち刃縁が材料に直角に当たる部分を持っており、この部分で切味が劣る恐れのあることは予想されるが、17-24 図は凹刃

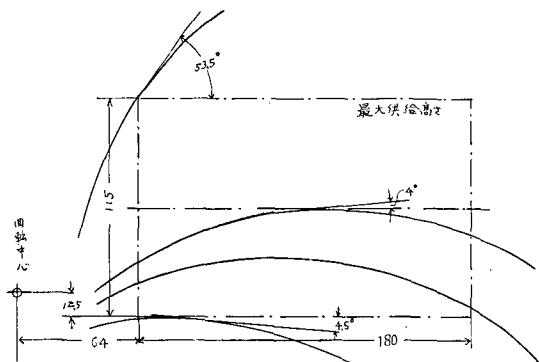
曲線の代表的なトルク分布図を示すものである。

(2) 7 吋カッターでの 2 例

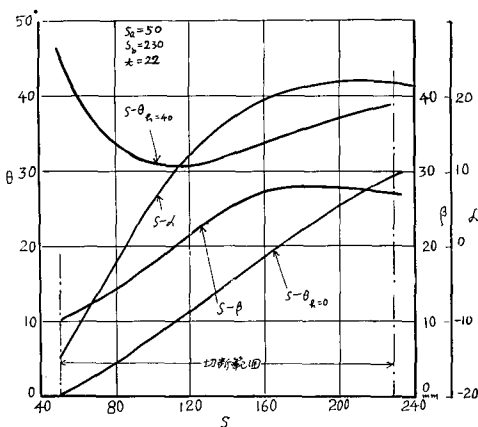
17-25 A, B 図に示す刃型の「刃型諸要素図」は



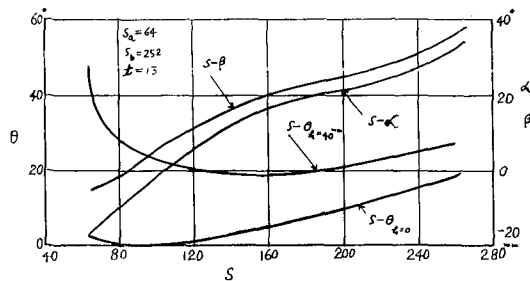
17-25 A 図 7 吋現用刃型例



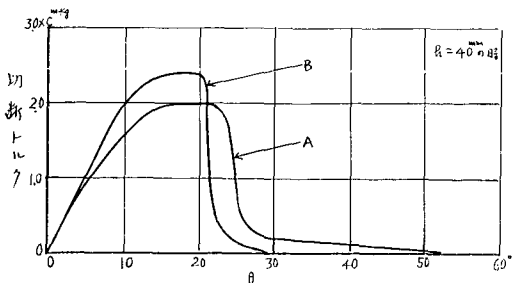
17-25 B 図 7 吋現用刃型例



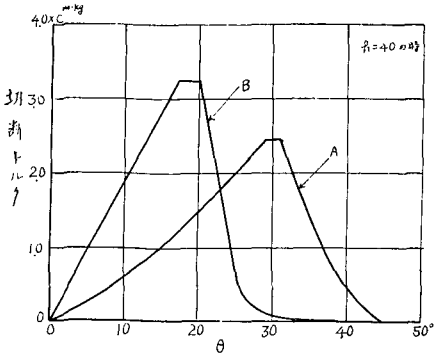
17-26 A 図 25 A 図の刃型の刃型諸要素図



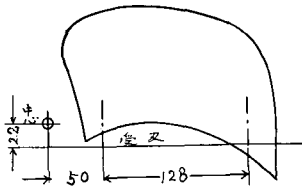
17-26 B 図 25 B 図の刃型諸要素図



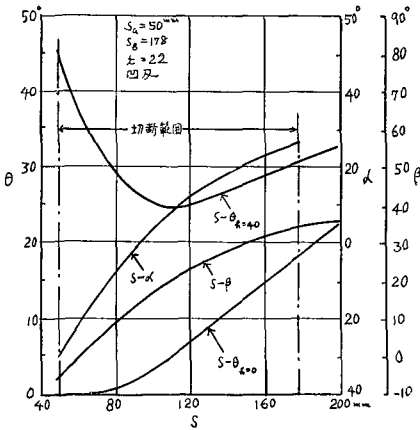
17-24 図 22 図の刃型切断トルク



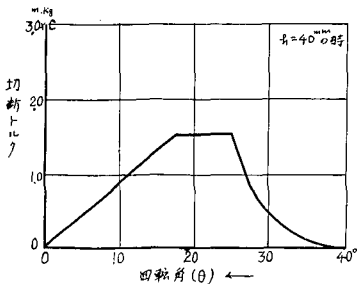
17-27 図 25 図の刃型の算出切斷トルク図



17-28 図 5 吋現用刃型例



17-29 図 28 図の刃型の刃型諸要素図



17-30 図 28 図の刃型の算出切斷トルク図

17-26 A, B 図である。A の型は β の最大値は 28° であるが α が 0° を含んでいる点は欠点の一である。又供給量 40 mm の場合内側部で大きな回転角が消費されている点も 6 吋 A 型と同様である。併し刃縁全長が切断している場合は比較的少なく負荷の掛り方が比較的的良好であることは 17-27 図 A 型で示されている通りである。

B の型は α, β 共に外側部で 35° 以上となっておりこの点やや大きすぎる。しかも回転所要角が A よりも少ない点は注目し得る点であり、17-27 図の A, B を比較すれば本刃型の特徴を知ることができる。

(3) 5 吋カッターの 1 例

本刃型 17-28 図は 7 吋 A の刃型と同一系統に属するものであることは 17-29 及び 17-30 図で示される通りであるが、小型機にもかかわらず回転角は 40° を与えてある点及びトルクの平坦部が多い点等は研究された刃型である。

第 5 節 凸刃の刃型設計の一例

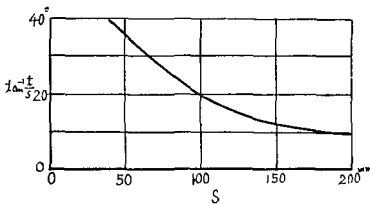
第 3 節に示した各種の曲線について α 及び β の点より見た結果は内側部で β の値が許容範囲内で小さい方がよく、外側では比較的大きくなくても支障ないと思えることができる。即ち α の大きさは β に $\tan^{-1} \frac{t}{S}$ を加えたものになるから、 S の小さな内側ではこの値が大きくなり $t=20 \text{ mm}$, $S_a=40 \text{ mm}$ とする時には 26.5° になるから β を 15° 前後に止めなければならない。併し外側は $S_b=200 \text{ mm}$ の時に $\tan^{-1} \frac{t}{S}$ は僅かに 6° 足らずであるから β を 25° 程度までにしても支障ない。この理由から、もし回転所要角を出来る限り大きくし、しかも適当な β 及び α を取る為には自から刃型曲線に制約を受けてくる。既に述べたように $S^{\frac{1}{2}}=20\theta$ が良好であるとの結論に達した。併しこの場合 $t=20 \text{ mm}$ としたがこの t の値を小さくすれば内側部での α を小さくすることができ、制約を受ける範囲が減少する。

逆に設計上 t の値を大きくせざるを心ない場合には制約を受ける範囲が大きくなり、適当な諸値を得ることが困難になり何れかの点で妥協しなけ

ればならない。又受刃の最内側部を中心に近づける程、内側部での $\tan^{-1} \frac{t}{S}$ が大となり α の大きくなることは避けられないことになり、この場合も諸値を適当範囲に入れることが困難になる。

併しカッターが小型化する程設計上諸種の制約を受けることが多くなり、これらの問題に困難を感じてくる。(1) 例えば小型にするけれども出来るだけ切断幅を大きくするには受刃の最内側を中心に近づけなければならなくなる。(2) 受刃の高さも回転中心に近づけることが困難になる。即ち最高供給高さを h とする時 $\frac{h}{2}$ だけ受刃の位置を下げた場合が最も供給口断面積を大きくすることができる。従ってこの点よりも受刃の高さは制約を受けることになる。(3) カッターの小型化する程切断時の負荷の均一性が要求され、且つ急激な負荷の掛ることを避けなければ機械に無理が掛ることになる。即ち切断所要角を大型機に比較して大きくする方が望ましく、 β を大きくした方がこの点では有利である。併し β を大きくすることは α を大きくすることになり、ナイフの磨耗を早める結果になる。小型機の設計上の主眼はこれらの3事項をいかにすべきかとの問題となる。先に t を 20 mm にした場合についての諸定数として $S^n = K\theta$ 曲線で $n = \frac{1}{2}$, $K = 12$ を与えて、 t が 33 mm になった場合 K 及び n はいかに決定すべきかを述べる。

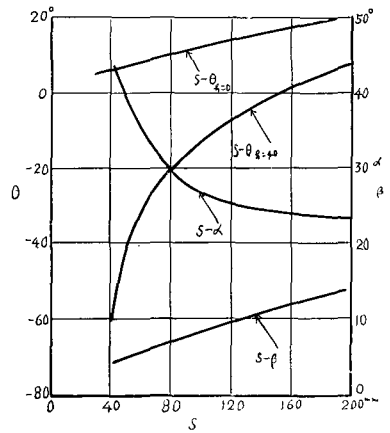
$t = 33$ mm の場合には $\tan^{-1} \frac{t}{S}$ は 17-31 図のようになる。即ちもし受刃最内側を 40 mm にするとすれば最内側では ($S_a = 40$ mm), $\tan^{-1} \frac{t}{S}$ は 39.5° になり S_b が 200 mm では僅かに 9.5° である。即



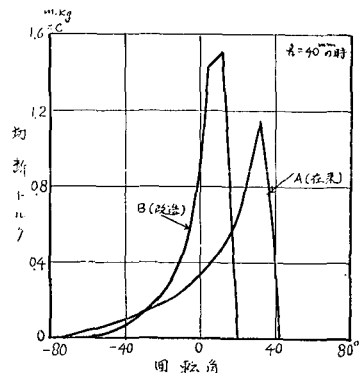
17-31 図 S と $\tan^{-1} \frac{t}{S}$ との関係

ち両者間の差は約 30° である。従って S_a が 40 mm の場合の β は 0° としても α は 39.5° にも及び、 S が 200 の時には β は 15° 近くまでにしても α は 25° 附近になる。従ってこのような S の値に対しての β の値の差を与えるものとしては $n = \frac{3}{4}$ 附近

のものがよいことになる。今 $n = \frac{3}{4}$ と仮定した場合 $S = 40$ mm の時は $S^{\frac{3}{4}} \approx 16$ mm, $S = 200$ の時は $S^{\frac{3}{4}} \approx 54$ mm となる。従って $S_{200}^{\frac{3}{4}} - S_{40}^{\frac{3}{4}} = 36$ mm となり、回転所要角は $36 = K(\theta_{s=200} - \theta_{s=40})$ より K の値を変化させることによりいかようにも選定できるが K を小にする場合は β が大になり好ましくない。 α の値を平均 25° 附近に止めには $K = 150$ 程度を与えるを要する。その場合の α , 及び β の関係は 17-32 図のように変化し $S_a = 40$ mm の時



17-32 図 $S^{\frac{3}{4}} = 12\theta$ 曲線での双型諸要素図 (但し $t = 33$ mm の時)

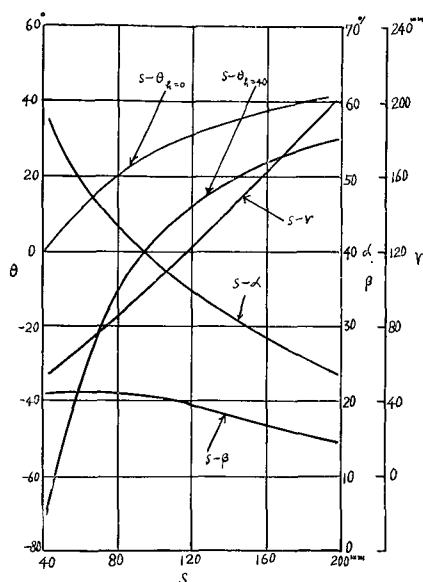


17-33 図 切断トルク分布図の一例

には α は 43.8° , β は 4.3° , $S=200$ mm の時には α は 23.6° , β は 14.2° になり α 及び β は殆んど許容角以内になる。更にこの場合の切断回転所要角及び所要トルクは供給高さ h に応じて17-3表のように変化して、大体理想

に近いものになる。この場合のトルク分布図は17-33図になり、17-23B図の凹刃6吋カッターでの場合に比較して極めて合理的なものになる。この刃型についての磨耗程度については、刃型諸要素図が17-34図、トルク分布図が17-34図に示すようになる

材料供給高さ (mm)	切断回転角 ($^\circ$)
0	14.1
20	50
40	80
60	97



17-34図 16-2図のナイフの刃型諸要素図

16-2図のナイフに比較していかに勝れているかについては第16章で示した通りである。

第6節 総括

第1節に列記した刃型決定上具備すべき条件を考慮して田村博士の示された各種刃型曲線に対して常数を入れて、 α , β 及び回転角の点より検討した結果は $S^n = K\theta$ なる曲線が合理的であり n は $1/2 \sim 1$ の間にある場合が多いとの結果を得て田村博士の結論と一致したが、凹刃と凸刃との比較の結果は凸刃が合理的諸関係を得るとの結果を得

た。なほ n 及び K の常数の決定あるいは曲線の性質の良否の決定に当っては、当然材料供給高さ (h) を考慮しなければならないがその場合便利な検討方法としては田村座標を応用として偏心値 t と S とで示される曲線を T と S とに座標変換 (但し $T+t=h$) して $S-\theta$, $S'-\theta$ 関係曲線 $S-\alpha$, $S-\beta$ 関係曲線等を求めて行なうと便利である。

これらの関係を示す図を「刃型諸要素図」と名付けることにした。更にこの刃型諸要素図よりトルク分布図を描いて検討する方法を採用した。この場合近似的にトルクの大きさを求める場合に、切断刃縁長を求めるには $\frac{h}{\sin \beta}$ から求めるよりも

$\frac{S}{\cos \beta}$ より求める方がよい。 $S^n = K\theta$ なる曲線で

上述の方法により受刃が回転中心より下方20mmの場合についての定数を決定した結果は $n = \frac{1}{2}$,

$K=20$ がよい。この場合の凸刃ではトルク分布図によれば最高トルクは $1.3 c \cdot m \cdot kg$ (c は切味係数) になり、切断回転角は 66° になるが、凹刃では最高トルクは $2.08 c \cdot m \cdot kg$ で切断回転角は 51° となっており、しかも凸刃の方が切断開始時に徐々にトルクが増加している点が特徴的で小型軽量機に対して特に有利であると考えられる。併し凹刃凸切の総合的切断性能に対する利害損失は既に述べた通り別である。

現在市販されている実用刃型に対する検討の結果は長い経験より導き出されたもので、切断性能の向上に留意された点が見られるものもあるし、なお検討を要するものもあるが、刃型諸要素図及びトルク分布図等を作製して切断性能と対比しながら検討して刃型の改良を計ることができる。

第18章 総括

フライホイール型吹上カッターの切断部は吹上部と共に重要部でカッターの心臓部といえることができる。全所要動力の50%以上はこの部分に消費されている。切断物が希望する長さに均一に切断されるか否かは供給ロールが確実に材料を送り出すことが必須条件であるが、ロールの作用が完全に果されたとしても切断部の機能が完全でない

以上は希望する切断物を得ることは不可能である。併し切断部の機能を十分に發揮せしめるには切断と称せられるものの本質あるいは切断機構を明かにする基礎的研究とその応用に関する研究が必要であるが、応用面に関する組織的な実験的研究の必要性を痛感し本研究を取上げた。特に着目した点は田村博士 OW 氏等によってなされた刃型に関する問題である。これらの先輩の貴重な研究によればカッターにおける切断所要力は次式で表現されている。即ち OW 氏等は α が $17\sim 60^\circ$ の間では 18-1 式が成立し、 α が $0\sim 17^\circ$ では 18-2 式が実験的に成立すると称している。

$$P' = \left(\frac{\pi}{2} - \alpha \right) c \quad (18-1)$$

P' = 単位幅当りの切断圧力

α = 傾斜角

c = 常数

$$P' = c \cos \alpha \quad (18-2)$$

田村博士はこれを検討して α が 45° 以下の場合には 18-2 式を採用してよいとの説を出されている。併しこれ等の実験式は低速回転の下に出されたものであり、そのまま実用のカッターについて利用してよいか否かの更に発展的研究を必要とするとの見地に立ち、純粋な実用機による実験を行なうことにした。特に我国では切断対象作物として諸外国に見られない稲わらがあり、しかも稲わらは多くの切断物中で最も強靱な繊維を持ち、切断困難なものである。しかも稲わらは全国で広く飼料として使用されているのみならず堆肥にも使用されており、今後増々カッターによる稲わらの切断が問題になる機運にある。又大豆がらを切断して馬糧とすることも古くから行なわれているし、最近ではサンマーサイレージ用としての青草のカッターによる切断も問題になって来ている。この様にカッターによる切断物はデントコーンのみならず他の方面にも利用されることが増々多くなって来ている。従ってこれらの夫々異った性質を持つ材料に対していかなる刃型が合理的であるかを、実際の使用条件に近い条件下での実験的究明を行なったものである。併し稲わらを例に取ってもその

品種水分肥料の差による成育状態の差、病虫害による損障の有無等種々の条件によりその稟性の物理的性質が異ってくるもので、これらの条件を変えた場合のみについても、龐大な実験を必要とするものであるし、寧ろこれらは切断に関する精密な基礎的実験として取扱うべき性質のものであるから、現実にあるがままの材料として対象作物の差のみについて取扱うことにした。

次にナイフそのものの方にも限界を付けなくてはならなかった。即ち刃物としてのナイフはその切味に影響する要素は非常に多く素材熱処理等ナイフそのものの性質は勿論のこと、ナイフの種々の角度は何れも刃物として重要な意味を持っており、これらは同時に切断対象物の物理的性質の相異によって異った値を取らなければならない場合がある。併しこれらの問題も出来る限り触れないようにし、本研究を行なう上に必要であり且つ特にその重要度が高いと考えられる点のみについて附帯的実験として触れた。例えば楔角とか刃先の鋭利性等はこの例である。本研究の主内容及び実験結果についての要約を行なうと次の通りである。

1. 切断性能に影響する二、三の要素に関する問題
2. 凸刃と凹刃との比較実験
3. 刃型に関連して傾斜角及び鋏角に関する検討
4. 実験結果よりの基本的刃型曲線に対する解析的比較

[I] 切断性能に影響する二、三の要素に関する問題

この問題について特に取扱った内容は回転数、楔角の大小の切断性能に及ぼす影響、刃先の鋭利度に関する問題及びナイフと受刃との間隙についてのデントコーンによる実験である。回転数の決定は切断性能、効率のみの点からでなく吹上カッターの場合は吹上性能あるいはそのカッターの能率等の問題が関連して来るが、切断性能あるいは効率の点より見る時は適当回転数にはある限界があり、回転数を無用に高めることは総ゆる点において不利な場合が多い。稲わらについての実験結

果によれば 900 r.p.m. 以上になると切断音が高く
なり材料の切断面はたたき切ったという感じを持
ってくるに至り、衝撃力が強くなるのみで切味を
高める結果にならないようである。又切断所要馬
力も急に増加して来る。この切断馬力の上昇する
回転数は切断材料によって異なり、水分の多いデ
ントコーンのように比較的切断の容易な場合は
600~700 r.p.m. 附近より高まってくるがオーチャ
ードのように 400 回転附近で既に曲線は徐々に
あるが上昇しており、600 r.p.m. 附近より上昇度
が高まって来る。最も切断困難な稲わらでは 300
r.p.m. 附近より殆んど直線的に上昇している。し
かもその上昇度は高い。併し回転数が余り低い場
合には切れ味が低下することは切断所要力として
は明確に現われなかったが切断長が不揃になり、
特に 300 r.p.m. には極度に悪いことより明かだ
である。良好な切断が行なわれるのは 700~800
r.p.m. 附近にある。この意味においては現在市販
されている機械は大体適当な回転数を取っている
といえる。3種の材料についての回転
数と切断所要馬力との関係は 18-3 式で示される
がデントコーン以外は a_1 が 0 でこの式は更に単
純な形を取っている。又刃型が異った時はそれぞ
れの材料で 18-3 式の c の値が異なるのみである。
換言すれば刃型が異なった時は回転数と所要馬力
曲線との関係は大体平行に変化すると見られる。

$$P.S.-c = a_1 e^{b_1 N} + a_2 e^{b_2 N} \quad (18-3)$$

但し a_1, a_2, b_1, b_2, c …定 数
 N …回 転 数

回転数の変化は上述の如く、刃型が異っても稲
わらの場合、切断馬力には特別な影響を及ぼさな
いが切断長及びその標準偏差は刃型により変化を
受ける。即ち適当回転数である 700~800 r.p.m. の
際には傾斜角 15° の凸刃あるいは 30° の凸刃が好
成績を示し、凹刃が劣り直線刃は両者の中間にな
っているが、回転数が低下した場合には直線刃が
急激に悪化し、次いで 15° の凸刃も悪くなり、 $15c$ 、
 $30c$ 等の凹刃が回転の低下した場合でも比較的安
定している。

なおデントコーンは特に皮層部の硬さが水分含

有量で異なり、乾燥して来ると切断が困難になる
し更に供試コーンは成育が劣っている為、切断が
容易な条件下にあったもので、乾燥したコーンに
ついては検討を要すると思われる。

楔角については $15\sim 30^\circ$ の間について、735
r.p.m. での実験を行なったが、この大小は何れの
材料に対しても切断所要力に大きな影響を及ぼす
ことが明かにされた。しかも楔角と切断所要馬力
との間には直線の関係があり、18-4 式で示される
が実験範囲内での楔角 (r) が $15\sim 30^\circ$ では r と
 $\tan r$ とは比例の関係にあるから $\tan r$ と

$$P.S. = 10^{-4} Q - (ar - b) \quad (18-4)$$

Q …毎時供給量 (kg)

r …楔角 (度)

直線関係にあるとしても実験の誤差内として認
められる。従って切断を楔理論で考えるならばこ
の関係に従った方が好都合であることも考えられ
るから考察上あるいは実用上好都合な方に従っ
てよい。なお楔角の大小の影響は切断の困難な稲わ
らで最も顕著に現われ、 15° に対して 30° の場合
は 3 分切りでは 2.79 倍、8 分切りでは 1.87 倍にな
り、牧草では 5 分切りでは 1.16 倍、8 分切りでは
1.38 倍、デントコーンでは 1.40 倍になっている。
これらの結果よりこの楔角をいかにして小さくす
るかが、切断を容易にすることに關する問題を解
決する上の重要な点になる。この為には刃物の材
質を高め楔角を小さくし 15° あるいはそれ以下に
することができれば極めて効果的結果を得るもの
と推定される。供試刃でもデントコーンのような
材料に対しては 15° では刃部の損障を受ける傾向
が見られた。まして大豆の茎とか、硬いデントコ
ーンの節部では $20\sim 22^\circ$ 程度以上の楔角を必要と
する。なおこの楔角の問題は切断角との総合的考
察に立つて完結されるべき問題である。本実験は
直線刃についてのみに対するものであるが、この
関係は刃型の変化に対しても大なり小なり影響を
及ぼし、刃型いかに拘らず重要なナイフ条件の
一と考えられる。

ナイフの鋭利性は実用的見地に立った場合でも
又諸種の実験を行なう際にも重要な問題である。

材料を一本あるいは数本切るような基礎実験ではこの鋭利度の初期条件を一様に保持することは容易でない。幸い本実験は材料の供給量が多いがこの点は比較的容易であった。ナイフの磨耗度の表現法としてはナイフ断面を顕微鏡で調査し、先端部の状態を見るのが最も確実であるが、ナイフを切断しなければならないし、その部分のみしか知ることができない為に実用的でない。本実験では先端部の幅を50倍の読取顕微鏡で読む方法によった。併しこの方法によるにはある程度の磨耗量即ち0.05 mm程度以上に達しないと測定が困難である。この方法は実用実験あるいは実験農家を指導する場合等は、簡単にして且つ刃先の状態を最もよく示すものとする。一般農家の使用実態を見るに、最も鋭利な条件を必要とする稲わらに対してすら磨耗程度が0.1 mmに至った時に研磨する人は可憐な方で、0.17 mm程度が普通であり、極端な場合は0.3 mm程度の磨耗に達するまで使用する。これらの実情と併せ考え研磨直後の鋭利な場合から0.6 mmまで磨耗した場合までの間について人工的に磨耗させて、磨耗程度と切断性能との関係についての実験を行なった。稲わらデントコーン及び大豆がらについての実験結果によると、0.1 mmの磨耗に達するまでの間が最も切味の低下が激しく、稲わらでは0.1 mmに達すれば切断抵抗は鋭利な場合の2倍に達するし、デントコーンでは50~60%、大豆がらは約30%の抵抗増加を来すに至る。更に磨耗が進んでもその増加率は次第に低下することが示された。この間の事情は6-1~3図に示されている。かくの如く磨耗と切断所要力との関係のみの面から見ても稲わらの切断が他材料に比較して困難であることと厄介さが明かである。しかも稲わらが最も切味低下による切断された材料の不良が目立ち、実用的には0.1 mmを限界とするべきであると考えられる。併しデントコーンにおいては切断も容易だし、ある程度茎の破碎されたものが飼料として喜ばれている。この破碎という問題は切味と全く逆の関係にあるものである。従って磨耗限界をある程度高くすることができ、0.2 mm程度を基準にできるものと推定される。

ナイフが磨耗した場合はデントコーンでは特に直線刃のように傾斜角の少い切味の悪いナイフにおいて、切断性能の悪化が目立って現れて来る。又大豆がらに対しては鋭利な時にも悪い15cあるいは30cの如き凹刃では磨耗の悪影響が強くなっていることは、刃型の良否は特に磨耗して来た刃に対して明白に現れることを語っていた。

[II] 凸刃と凹刃との比較実験

弯曲刃を凸刃と凹刃とに大別でき、その中間に直線刃を考えることができるが、欧州におけるカッターのナイフの大部分は凸刃になっている。併し我国のカッターでは凹刃に限られていたと称することができる。我国のナイフが凹刃であることには多分に稲わらの切断を対象としていることに関係があることが考えられる。即ち繊維の強靱な稲わらをカッターで切る場合1回の切断中最も切れ難いところは最後の材料が切断圧に耐え難いところである。従って内側より切り進んで行く凸刃では、外側部で切断不良を招く傾向がある。内側部と外側部との切断条件の差を考えるならば外側部は周速度が速い為に刃の磨耗が早く、切味の低下が内側部より早いこと及びフライホイールの微小な「ガタ」が最も強く外側部に作用して受刃とナイフの間隙が開き易く、切断上不利である。これらの条件が重なって、切断不良が甚だしくなることも考えられる。併し凹刃は外側端の材料を内側に寄せるように切る為に切断に際して受刃直上部の材料は内方の材料の助けで切断圧に耐え易い為に切断成績がよく勝ちであるが、内側に材料を寄せる為に内側部に生じ易い長切りされたものが主軸に巻き付き易い欠点を生じ易い。この欠点を防止する為には内側部のみは外方に向けて押出すような刃型とする方が好都合である。かかる性質を持つ凹刃は必然的に2-4A図に示されるようなものとなり、刃縁線と半径とのなす角即ち傾斜角 α が 0° になる部分を生じて来て、切断回転角が小となり切断衝撃力が増加することになる。近時農家の型軽量カッターに対する要望が増して来ており、カッターが小型化して来ているが小型機にはなるべく均一な負荷を掛ける必要があり、切断回転角を増すことが望ましいから鈍角 β を大きく

することは不利である。これらの条件を満たす為には凹刃よりも凸刃が合理的になる。この様に凸刃と凹刃は夫々の特徴を持っており再検討する必要がある。又直線刃は刃型が簡単で受刃とナイフとの間隙の調節が容易であるのみならず研磨も容易であるという利点があるが、傾斜角 (α) と鋭角 (β) との適当な角度を取り難い。従って比較的切断が容易なデントコーン用とし、あるいは大型機用としてのナイフと考えることができる。以上の如き利害得失を持つ夫々のナイフについては更に弯曲度あるいは取付角等の差が異なったものとなるが、要するに傾斜角及び鋭角をいかに決定するかという問題及び切断を内側で終了すべきか外側で終了すべきか、あるいはその他の部分で終了すべきかが重要である。凸刃と凹刃の比較は傾斜角の一定になる $r=e^{m\phi}$ の曲線で α が 15° 、 30° となる凸刃と凹刃を使用して行なった。供試機の受刃の位置は回転中心より 35 mm 下方にある為 β は一定に保ち得ない。以上 4 種のナイフに α 及び β が 0° となる直線刃を加えての比較実験を行なった結果を述べる。

稲わらについては直線刃が切断所要馬力は最も少なく凹凸刃何れも α が 15° ものよりも 30° のものが劣り、同一の値に対してはやや凸刃が凹刃よりも良好である。5分切りの場合の毎時毎切断馬力当りの切断量は直線刃で 79 kg, 30 c で 575 kg, 30 v では 634 kg となり直線刃は最悪の 30 c に対して 36% 高くなっている。本実験では概してわらの切味が良好でない為に受刃直上部での切れ残りがナイフと受刃との間に挟まり接触摩擦抵抗が多いことが見られ、この為に弯曲度の強い刃程接触面積が増し、このような大差を生じたものと考えられる。切断所要馬力の上述の関係に対応して被切断物の平均値あるいは標準偏差は不良なナイフ程長くなって来る。切断馬力と切長さとの間には植めて密接な関係があるとは第 2 次の凸刃のみによる実験結果においても明らかに示されておりカッター切断部の性能判定上からも切断長の変化を調査することは極めて重要な事項である。直線刃と弯曲刃との間には上述の結果を得たが、第 2 次実験の結果では両者間には殆んどなく、寧ろ直

線刃が劣るという結果を示した。即ち例えば機械の強度、フライホイールの横方向への「ガタ」、ロールの保持力等の機械の条件、ナイフの切断に関係する諸要素等も関係して来ることは製作上留意すべき点であると同時に研究上からも十分の考慮を要す。これらの諸条件の及ぼす影響については今後に残された課題であるが、押し出し型である凸刃は切断所要馬力あるいは切断性能の点において凹刃に勝るとも劣るとはいい難い。併し外側部で切断不良を来さない様に工作上的の注意が必要である。特に凹刃に比較して切断回転角が大きく機械への衝撃を減じ得る利点のある凸刃は小型軽量機にたいして注目すべき刃型である。

デントコーン及びオーチャードに対しては稲わらの場合とは反対に直線刃がやや大きな馬力を要し、凹凸何れの刃とも殆んど差がないという結果を得た。併しデントコーンの場合ではナイフが鋭利な時には差を示さないが刃先が鈍化して来るに従い急激に切断長及び標準偏差の増加を来す。11-8 図に示すように、凹凸刃何れも α 角が増す方が均一に切れることは注目に値する。この点よりすればデントコーンの場合も弯曲刃がよいことになるが、凹凸何れにてもよいといえることができる。

大豆がらに対しては他材料と全く異なった結果に到達した。即ち 6-10 図に示すように明らかに凹刃の弯曲度が強くなる程抵抗が増加するということができる。従って少なくとも 15 v 以上の凸刃を使用した方がよいという結果になる。その原因は稲わらの場合に述べたように受刃とナイフとの間に材料が挟まり、接触摩擦抵抗が増す為ではないかと推測しているが今後の研究を要する点である。

凹凸刃の比較の結果凸刃も多くの利点を持っているとの結果を得たが β 角の相違についての考察を除いている為刃型に関する検討としては不十分な点がある。従って更に β 角を考慮した実験を行なうことにした。この点について次の項で述べる。

【III】 刃型に關聯しての傾斜角 α 及び鋭角 β に関する検討

カッターは普通回転中心より受刃が下方偏心し

ている為に α と β とは一致しない。従って α を一定にすれば β は変化し、又 β の一定な曲線では α が変化する。従って α 及び β についての総合的研究を行なうには、受刃の位置を変化させることのできる機械で実験する方が便利であるとの見解の下に、受刃の高さを回転中心より上下各々60 mmまで変化させられる供試機を使用して、 α が一定な15°、30°、45°の3種の凸刃に直線刃を加えて4種のナイフにつき受刃位置を7段階に変化させての実験を行なった結果の結論をのべる。なお供試機は6吋の小型で且つ軽量簡単なものである。

各ナイフ毎に受刃位置と所要動力との関係を見ると、受刃の位置が中心より20 mm下方附近にある場合が最も切断所要馬力が少なかった。即ち供給材料の厚さを考慮に入れるならば大体傾斜角いかに拘らず、刃縁の運動方向が材料に対して直角になる場合が最適であるとの結果を得た。従って α が45°のナイフでは β のみについて見るならば45°の場合が最適であるといえることができる。この関係は稲わら、デントコーン、大豆がら何れの材料に対しても同一であった。受刃の位置が特に高くなると抵抗増加を招くが、その程度は稲わらで最も激しくデントコーンではその影響は遙かに僅少であることは、この場合でも同様であった。上述の点からは β の大小は切断馬力には直接的関係を持たないことになるが、 β 角が大になればナイフと受刃との間で材料が滑ることになり、切断不良を来す場合を生じてくることがある。特にこの傾向はナイフが磨耗して来た場合に生じ、受刃直上部の僅かな材料に対して考えられる点ではあるがその影響は、決して無視できぬところである。勿論この滑りはナイフ刃縁と材料との摩擦係数によって異なるが30°以上を与えないことが必要である。

受刃の位置あるいは鈍角と切断長及び標準偏差との関係は所要動力における場合全く同一の関係があり、受刃の位置が中心より下方20 mmの場合が最良であった。

α の大小が稲わらの切断抵抗に及ぼす影響は、本実験では僅かな差ではあるが30°のナイフが最良で、15°及び45°がこれに次ぎ、直線刃が最悪の

結果を示したことは第1次試験の結果と異っているが、その原因として考えられる条件の差については既に述べた通りである。従って凹凸刃の比較の項での結果と総合する場合は α は15°~30°のものがよいとの結論に達する。なおナイフの耐磨耗性を考慮した場合はこの範囲内で小なる程よし又 α の小さい方が弯曲度も小さく研磨とか受刃との間隙の調節等取扱の点でも有利である。逆に衝撃的切断を減じ、機械に出来る限り均一な負荷を与える為には β を大にした方がよいが、受刃位置が限定されるから α を大としなければ β を大とすることができない。これ等の相反する条件を満たす為にはその何れの点に妥協点を見出すかと言うことに帰し、他の条件をも考慮して適当に決定しなければならぬが、 α と β とは上述の範囲内に止めることが必要である。特に回転中心に対して受刃の位置は20 mm以上は下げない方がよく、この偏心の少ない程 α と β との関係角度の保持が容易である。

以上の傾斜角、鈍角及び受刃の位置に関する結論は稲わら以外の材料にも適用することのできるが、稲わらの時程その影響は甚しくないから更に楽になる。

[IV] 刃型設計上の考慮すべき事項

フライホイール型飼料切断機の刃型決定上に関する実験結果は次の諸事項に要約できる。

1. 受刃はフライホイールの回転中心よりも20 mm以下には下げない方がよく又回転中心より上げることも望ましくない。

2. 傾斜角 α は30°以上にしないこと、理想的には20°内外であることが必要であり、この角度が増すとナイフの磨耗を早め且つ摩擦抵抗の増加を来す恐れもある。又17-1式で示した切断力に関する切味係数と α との関係は特別な場合を除けば、実用機について大体の基準として利用でき、設計上の基礎とすることができる。

3. 鈍角 β は鋭利な場合は45°が許容限界であるが、ナイフの磨耗しか場合等を考慮し30°以内にする方がよい。

4. 特に小型軽量の Cutter になる程、切断所要回転角を増し、衝撃を減少せしめることに努め

るを要す。この為には β 角を大きくする方がよいが第2,3の条件と相反する結果になるから適当に妥協せざるを得ない。

5. 切断に際しては押し型と抱込み型とがあるが、押し型の方が軸への巻付が少なく切断抵抗も少ない場合が多いが機械工作の精度の良否の影響を受け易いから注意を要する。これらの諸事項を考慮しながら受刃の内側が中心より40 mmにした場合($S_a=40$ mm)の6吋カッターに対する基本的刃型曲線にはいかなる曲線がよいかについての検討を行なった結果は $S^a=K\theta$ 曲線で $n=\frac{1}{2}$, $K=20$ の場合が適当であることが判明した。併し受刃偏心値(t)や S^a が変化する場合は n, K の常数は変化するが S^a が長くなると設計は楽になるし、カッターが小型化する程設計上の制約を受け刃型曲線の決定が困難になる。

刃型の設計に当っては刃型諸要素図及びトルク分布図の両者より検討すれば便利であるが、前者は田村座標によって求めた。 $S-\theta, S-\alpha, S-\beta, S-r$ 曲線の外 $S_{h=x}-\theta$ 曲線を一括示したものである。これらの中 $S_{h=x}-\theta$ は供給された厚さ(h)の材料の上面における偏心を基礎にして示された曲線である。この刃型諸要素図により刃型の性質を判然とさすことができると同時に本図よりトルク分布図を容易に求めることができるが、後者は次式より求めたものである。

$$T = \mu c \cos \alpha$$

$$T = \text{トルク}$$

$$\mu = \text{材料を切っている刃縁長}$$

$$c = \text{切味係数}$$

$$\alpha = \text{傾斜角}$$

上式で μ は近似的には $\frac{h}{\sin \beta}$ で示される場合があるが、大きな誤差を来たす場合があり $\frac{S}{\cos \beta}$ で

示す方が合理的である。

飼料截断機の刃型は実用的には簡単な渦巻曲線で示されないで複雑な曲線を示しているものが多いが、切断性能と先に述べた刃型諸要素図及びトルク分布図との3者の比較検討により刃型の研究

を行なうことができる。併し切断性能を左右する要素は極めて多く複雑なもので本研究も極めて限定された条件の下での一部であるのみならず吹上式飼料截断機としては更に吹上部に関連した事項があり、刃型の研究は更に吹上部との関連において研究する必要がありこれらについては今後の研究を期している。

この研究の主体をなしている実験は1956年と57年との2カ年に亘り北大農場で行なったもので、実験の一部は科学研究費によるものである。この研究は関係諸氏の直接的あるいは文献を通じての間接的御指導と御協力とによつてのみ行ない得たことは勿論のこと特にこの研究の計画は勿論のこと実験遂行上の総ゆる面に亘り終始、慈愛に満ちた御指導を賜わった恩師常松栄先生の御厚情の結晶である。

更にこの研究の遂行にあたり種々の助言あるいは協力を贈ったり、危険を伴った実験にもかかわらず献身的な努力を払われた方々、吉田富穂、松居勝広、池内義則、太田亨、堂腰純、長広仁蔵、坪田久広、渡辺道明、沢田昭志の諸氏に又全実験を通じて終始協力下さった南部悟、松見高俊の両氏に深甚の感謝を捧げる。実験装置の製作改造は上田義勝、松見高俊、福本保雄、今野繁夫の諸氏の助力によるものである。なお試験機資料その他の面では北海道農機具株式会社社長西本嘉一氏、生産部長吉田一男氏を初め諸氏の御協力に負うところが大きい。又資料の一部は豊平農機製作所社長関野太一氏の厚意によるものである。実験の一部は帯広畜産大学において行なったが、その際種々の便宜と御援助を払われた同学の小野哲也、田島重雄両教授を初め関係諸氏に改めて謝意を表す。なお論文の製作に当って多大の援助を受けた藤原順子嬢に深謝する。(1960. 6)

参 考 文 献

- 1) B. MINDEN: Konstruktion der Schneideorrichtung bei einer Scheibenrad-häckselmaschine, Die Landmaschine 5 Jahr, S. 282, 1925.
- 2) C. W. BAKHOP and KENNETH K. BARNES: Power Distribution and Requirements of a Flail-Type Forage Harvester, Agr. Eng. 1955, Vol. 36, p. 453.

- 3) 江崎春雄・後藤敏夫： エンシレージカッターの所要動力の分析. 農業機械学会誌, 19 卷 1 号, 昭 32.
- 4) 江崎春雄： 刈取機の設計要素に関する実験的並びに理論的研究. 関東東山農業試験場報告 12 号, 昭 34.
- 5) FRANK N. G. KRANICH: Farm Equipment for Mechanical Power, 1923, p. 247.
- 6) F. W. DUFFEE: Filling the Silo Efficiently, Farm Implement News, 1927, Vol. 47, No. 26.
- 7) FOHR. VON OW: Schnittkraft und Schnittarbeitsbedarf der Scheibenrad häckseler, V. D. I. 1934, S. 559.
- 8) F. Z. BLEVINS and H. J. HANSEN: Analysis of Forage Harvester Design, Agr. Eng. Vol. 37, p. 21.
- 9) G. KÜHNE: Handbuch der Landmaschinentechnik, II Band, I Lief, 1932, S. 266.
- 10) G. SEGLER: Untersuchungen an Silo häckselern Tidl, 1933, S. 134, 1927.
- 11) Häckselmesser, Die Landmaschine.
- 12) HARRIS PEARSON SMITH, M. S.: Farm Machinery and Equipment 1929, p. 374.
- 13) 北海道農機具工業株式会社： 北農式吹上カッターの製作 (その歴史).
- 14) 北海道農機具工業株式会社： 吹上カッターの葉. 昭 29.
- 15) 北海道農機具工業株式会社： 北農式 6 吋 2 羽根カッター実験結果報告.
- 16) J. B. DAVIDSON, B. S., M. E.: Agricultural Engineering, 1913, p. 273.
- 17) KOMPENDIUM der SOWJETISCHEN: Landmaschinentechnik, 1954, S. 381.
- 18) 松田良一・梅田重夫： 刈取機の研究. 茎稈のヤング率測定試験, 農業機械学会誌, 14 卷 3, 4 号, 昭 28, p. 74.
- 19) 松田良一・江崎春雄： 刈取機の研究. 関東東山農業試験場研究報告, 7 号, 昭 30, p. 147.
- 20) 御園生芳行： 飼料切断機発達史. 昭 34.
- 21) 守島正太郎・中川健治： 回転双式草刈機の刃型について. 三重大学農学部学術報告, 7 号, 昭 28, p. 85.
- 22) 長広仁藏： 農用作業機とエンジンの作業時関聯負荷特性. 農業機械学会北海道支部会報, 5 号, 昭 33.
- 23) 岡村俊民： 高速度切断試験機について. 農業機械学会北海道支部会報, 5 号, 昭 33.
- 24) 岡村俊民： 飼料切断機 (カッター) の切断抵抗測定装置に就て. 農業機械学会誌, 17 号, 昭 30.
- 25) 小野崎研造・福田実： 動力用飼料切断機. 北海道農事試験場彙報, 54 号, 昭 7.
- 26) ORRIN I, BERGE: Design and Performance Characteristics of the Flywheel-Type Forage-Harvester Cutterhead Agr. Eng. Vol. 32, Feb. 1951, p. 87.
- 27) Papec Ensilage Cutter, The Implement and Machinery Review, Vol. 44, No. 1.
- 28) Papec's New Cutter, Farm Implement News, Vol. 55, 1934, p. 28.
- 29) ROY BAINER R. A. KEPNER, E. L. BARGER: Principles of Farm Machinery, 1955, p. 346.
- 30) R. KÖNIGER: Versuch einer Theorie des Scherenschnitter von Halmen, Grundlagen der Ltd Heft 5, 1953, S. 96.
- 31) 田村 豊： 飼料切断機の刃の曲線として用い得る 5 種の基本渦巻曲線及び 2 種の応用曲線に関する研究. 農業土木研究, 7 卷 3 号, 昭 10.
- 32) 田村豊・竹内竜三・石原昂： 吹上カッターの実験的研究 (第 2 報). 農業機械学会関西支部報, 6 号, 昭 31.
- 33) 田村豊・竹内竜三・石原昂： 同上 (第 3 報) 同上報, 8 号. 昭 33.
- 34) 田村豊・竹内竜三・石原昂： 同上 (第 4 報) 農業機械学会報, 20 卷 2 号, 昭 33, p. 91.
- 35) TH. STROPPEL: Studien über den Verschleiss von Schneiden für halmartiges Schnittgut, Grundlagen der Landtechnik, Heft 5, 1953, S. 134.
- 36) W. KOEPPER: Landwirtschaftliche Maschinen, 1914.
- 37) 吉田一男： カッターに於ける送込ロールの形態に関する研究. 農業機械学会北海道支部会報, 5 号, 昭 33, p. 24.

Experimental Studies on the Knife Forms of Flywheeltype Ensilage Cutter.

Toshitami OKAMURA

Synopsis

A concave knife of flywheel-type ensilage cutter is exclusively employed in Japan, while the convex type can hardly be seen. In Europe, however, a convex type is widely used. The present investigation was conducted in order to clarify the differences between these two types of ensilage cutters based upon a series of experimental studies of knife forms by practical application method. A variety of materials—rice straw, beans stalk, sweet potatoes stalk, grass, and dent corn, etc.—are the main ingredients subjected to ensilage cutter in Japan. Among these materials, rice straw is the most difficult to cut and the knife edge of cutter becomes easily defaced owing to the strength and toughness of rice straw. The main purpose of this paper is in obtaining basic functional data for the determination of a proper curve for the knife edge.

The contents of the present paper can be summarized under the following four items:

1. Experiments on basic functions related to the cutting performances.
2. Comparative experiments on convex and concave type of knife edge.
3. Experiments on tangential angle (α) and shear angle (β) which are directly related to the form of the knife edge,
4. Elements to be considered in designing a knife.

A brief description of the experiments performed on each item will be given in the above order.

(I) Experiments on basic functions related to the cutting performances.

Experiments on revolution, wedge angle, sharpness of the knife edge, and clearance between knife and shear bar were carried out in relation to the performance of shear cutting by the use of an 8-inch cutter.

(a) The revolution of a fly-wheel must be determined by taking the blowing performance and the whole efficiency of the cutter into consideration. But when the performance of shear cutting is considered, the revolution of a cutter head should be lower than a given limit. When the revolving speed of a knife is too high, it generally results in unfavorable operating conditions. Experimental results showed that the noise in cutting and beating increases and the required horse power for cutting also increases, when the revolution is increased beyond 900 r.p.m. In this case, the face of the cutting object shows indications of beatcutting rather than shear-cutting and the cutting efficiency does not increase by merely increasing the cutting horse power. Unfavorable cutting ability was also resulted by a speed lower than 500 r.p.m., and the preferable speed was found to be within a 700–800 r.p.m. range.

The functional relationship between revolution per minute and the cutting horse power can be expressed by the following experimental formula:

$$P.S.-C = a_1 e^{b_1 N} + a_2 e^{b_2 N}$$

where,

a_1, a_2, b_1, b_2 and c are constants to be determined by experiments.

N = revolution per minute

P.S. = cutting horse power

When this equation is applied to the cutting of rice straw and orchard-grass, the first term in the right-hand side is nullified.

The value of c depends only upon the form of the cutting edge.

Concerning the wedge angle, experiments were performed on angles between 16° and 30° , which revealed that the cutting horse power is largely dependent upon the magnitude of wedge angle. There is an approximately linear relationship between the wedge angle and the cutting horse power :

$$\text{P.S.} = 10^{-4} Q (a\gamma - b)$$

where,

Q = amount of feed in (kg/hr)

γ = wedge angle

a and b = constants

In the region of the wedge angle employed in the present experiment, γ can safely be replaced by $\tan \gamma$. A remarkable influence of the wedge angle was noticed in the cutting horse power of rice straw, which is most difficult to cut. When the wedge angle was respectively 2.79, 1.16, and 1.87 times as much as that of a knife with a 15° wedge angle for rice straw, orchard-grass, and dent corn.

Before clarifying the effect of sharpness of a cutting edge, the sharpness itself must first be defined. The sharpness is represented by the thickness of the knife edge in the present paper. Since the thickness of a knife edge can easily be measured by the aid of a microscope with a magnifying power of about fifty, the method of defining the defacement of the knife edge in this manner may be regarded as a simple and a proper way. The experimental cutting blade were prepared by artificially grinding a few knives so that the defacement of the cutting edge up to 0.6 mm were produced. It was shown through experiments that the rate of decrease in cutting efficiency of a knife is most remarkable in all material until the defacement increases up to 0.1 mm— the cutting resistance of an edge with 0.1 mm of defacement was as much as 200% for rice straw as compared to results with a very sharp knife. The cutting resistance also shown a 50–60% and a 30% increase for dent corn and beans stalk, respectively. However, the further increase of the defacement of an edge showne comparatively little increase in the cutting resistance (Figs. 7-1 and 7-3). Therefore, it can be concluded that the practical limit of the defacement must be approximately 0.1 mm for rice straw so that can safely be avoided. Actually among farmers, however, a defacement of approximately 0.1 mm is not considered as necessary to require grinding. An edge of a knife is usually sharpened when the defacement is at approximately 0.15–0.17 mm, and in extreme cases a knife is used until the defacement becomes as thick as 0.3 mm. Dent corn is easy to cut, and further more it is believed that live stock prefer slightly crushed stalks to uncrushed stalks. When these facts are taken into considerations, a defacement of about 0.2 mm may be determined as the practical limiting dullness of a cutting edge.

(II) Comparative experiments on convex and concave types of knife edge.

A general comparison between convex and concave types of cutting knife is rather difficult

when the height of the shear bar differs. Usually, a cutter with a concave type knife starts cutting action from the outside of an object and finishes on the inside. In the case of a cutter of convex type, on the other hand, the cutting process is generally in reverse. The former process of cutting may be called as a cutting of embracing type. The angle of rotation necessary to complete the cutting is usually smaller in a concave type of knife edge than in a convex type. These two points are the main difference between the two types of cutting knives. Generally speaking, the small portion of the cutting end is the most difficult part to cut, since the object can not bear the cutting pressure. Therefore, the difficulty of cutting is usually encountered at the inner end and the outer end of materials respectively in the embracing type and pushing type of cuttings. Since the cutting efficiency is easily lowered at the outside portion of the knife owing to the defacement brought about by a large circumferential velocity, and since the clearance between knife and shear bar can easily be opened by even a slight looseness of the flywheel, the cutting at the large radius of a knife can be understood to be generally inferior compared to the cutting at a short distance from the center of rotation. From these view points, the embracing type of cutting may be considered as superior to the pushing type. In the case of the embracing type of cutting, on the other hand the material has a strong tendency of wrapping around the main shaft and other undesirable operating conditions are also introduced due to a large frictional resistance between the side-face of the cutting knife and the object to be cut. In order to clarify matters a series of experiments were carried out in the present study with knives of convex and concave type with $\alpha=15^\circ$ and 30° and with a straight knife of $\alpha=0^\circ$. The curvature of the knives were $r=e^{m\phi}$. The results obtained are briefly as follows.;

(a) In the cutting of rice straw, the cutting horse power of a knife with a large curvature of $\alpha=30^\circ$ was always high either than that of a knife with $\alpha=15^\circ$ in both convex and concave type. It was also found that a blade with a convex type of cutting edge was better when knives of the same tangential angle were compared. Namely, the cutting weight per horse power per hour was respectively 575 kg and 634 kg for 30 c (concave type $\alpha=30^\circ$) and 30 v (convex type $\alpha=30^\circ$) when the cutting length was 15 mm.

(b) In the case of cutting dent corn and orchard grass, no difference was noticed in both types. However, it was noted that a straight type of knife is inferior to a curved one.

(c) The increase of cutting resistance is more remarkable in the convex type of knife than in the concave type of knife when the cutting edge becomes dull.

(d) A difference was clearly noticed in the cutting of soybeans stalk compared to other materials. Namely, the horse power increases with the increase of curvature of concave type knives and 15 v or 30 v showed favorable results.

(III) Experiments on tangential angle α and angle β of cutting knives.

The shear bar is usually placed at a lower height than the level of center of rotation. Therefore, the angles of α and angles of β do not generally coincide. In other words, the value of β changes when the angle α is kept constant for one knife and the value of α has to change when the β is kept constant. As a result, a cutting machine with an adjustable shear bar must be used for if a general investigation concerning α and β is to be made. A remodelled type of 6 inch machine was thus employed and the height of the shear bar was so adjusted as to shift ± 60 mm in respect to the level of the center of rotation.

Five cutting knives were the testpieces, including knives of $\alpha=15^\circ$, 30° , 45° and a straight

knife edge. It was found that the required horse power was always at the minimum when the shear bar was placed at about 20 mm below the center of rotation regardless of the cutting materials and the type of knives. When the thickness of the feeding materials is taken into consideration, it may be concluded that when the cutting edge moves perpendicular to the cutting material it is most desirable. It may be said at this end that the shear angle β is not directly related to the cutting horse power. However, if the shear angle is too large a slip of the cutting material occurred between the knife and the shear bar sometimes results in undesirable cutting performances. This happens most easily when the edge becomes dull. Therefore, the shear angle must always be at least less than 30° . The relationships among the position of the shear bar or the shear angle, the cutting length, and the standard deviation was exactly the same as the required horse power—the position of 20 mm below the center of rotation was most preferable for the shear bar.

As regards, the effect of α on the cutting resistance of rice straws, the preference was found to be in the order of $\alpha=30^\circ, 15^\circ, 45^\circ$ and a straight knife, even though their differences were slight. Accordingly, it is concluded that the tangential angle α should be $15-30^\circ$ when the results of the comparative study on convex and concave types are judged as a whole. Insofar as the property of anti-defacement is concerned, the tangential angle should be rendered as small as possible in this region. The value of α thus selected is also advantageous to grinding and adjustment of the clearance between cutting knife and the shear bar. However, the angle α should be large for the purpose of giving a uniform load to the whole machine by avoiding a cutting by impact. Consequently, the tangential angle must be determined in the region of $15-30^\circ$ so that these contradictory requirements would fairly be satisfied.

(IV) Elements to be considered in designing the shape of a knife.

From the results obtained in the present investigations, it is concluded that the points to be concluded that the points to be considered for the designing of the shape of a cutting knife are as follows;

(1) The shear bar should be placed at a position 20 mm below in respect to the level of the center of the flywheel.

(2) The tangential angle α should be less than 30° and a value of about 20° is recommended. The resistance be expressed by

$$P_1 = c \cos \alpha$$

where,

P_1 = cutting resistance per cm length in kg/cm

C = coefficient of cutting efficiency

(3) The shear angle β can be taken as large as 45° when the knife is sharp enough. However, a value less than about 30° is preferable.

(4) For small type light weight ensilage cutter a large shear angle is recommended so that cutting by impact can be avoided. However, as the usage of large shear angle contradicts the requirements of (2) and (3), a proper judgement must be made.

(5) When the cutting of pushing type is employed, the possibility of the cutting material winding around the shaft becomes less and the cutting resistance is also usually small. However, it is noted that the accuracy of finishing the machine governs the performance of the cutter as a whole. There is also a tendency of the cutting resistance increasing when the cutting edge becomes dull.

(6) It can generally be said that a knife which shows a good performance in cutting rice straw can generally be safely used for cutting any kind of material. In cutting dent corn, however, a straight blade knife can also be satisfactorily used provided that the proper values of α and β are considered.

As a result of extensive investigations on various types of curve of the cutting knife taking the aforesaid points into consideration, it may be concluded that the curve of knife edge formed by $S^n = K\theta$, where $n = \frac{1}{2}$ and $K = 20$, is recommendable for a 6 inch cutter with the inner side of the shear bar placed at 40 mm from the center.

In designing the shape of a cutting knife the selection of the form can readily be made by inspecting the diagram of torque distribution and the figures of the blade elements, as seen in Fig. 17-21 and 17-5. The diagram of torque distribution is prepared by the following equation to show the relation between rotating angle θ and torque T :

$$T = u \cdot c \cdot \cos \alpha$$

where,

T = torque in m·kg

u = length of the cutting edge in cm

The length of the cutting edge u in the above equation can sometimes be replaced by $h/\sin \beta$ (h is the height of the material fed in), but a large error is often unavoidable. Therefore, it is more reasonable to use $s/\cos \beta$ in place of $h/\sin \beta$ (s is indicated in Fig. 17-20). The diagram of torque distribution is arranged by using the figures of the blade elements that show the relation $S-\theta$, $S-\alpha$, and $S-\beta$, as seen in Fig. 17-23. Most of the practical form of cutter knives can not exactly be shown by a simple curve. But the selection of the cutter edge can properly be made by the aid or comparative examination of prepared torque distribution diagram and the figures of the blade elements.