

# 琉球大学学術リポジトリ

## サトウキビの刈取機構に関する基礎的研究(農業工学科)

メタデータ	言語: 出版者: 琉球大学農学部 公開日: 2008-02-14 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 泉, 裕巳, Izumi, Hiromi メールアドレス: 所属:
URL	<a href="http://hdl.handle.net/20.500.12000/4029">http://hdl.handle.net/20.500.12000/4029</a>

泉 裕 巳\*

Hiromi Izumi : Fundamental studies on Sugar Cane Harvester.

## 目 次

Summary .....	88
第1章 序 論 .....	91
第1節 沖縄農業におけるサトウキビの位置づけ .....	91
第2節 収穫作業機械化への展開過程 .....	92
第3節 沖縄仕様のサトウキビ収穫機の在り方 .....	94
第4節 本研究の内容 .....	95
第2章 サトウキビ茎稈の理工学的特性 .....	97
第1節 はじめに .....	97
第2節 実験方法 .....	98
第3節 結果及び考察 .....	100
第4節 摘 要 .....	105
第3章 刈刃の種類と切断の一般理論 .....	105
第1節 はじめに .....	105
第2節 刈取機の刈刃の種類 .....	106
第3節 往復動刃の切断理論 .....	107
第4節 固定刃や往復動刃のサトウキビ収穫機への適用に関する検討 .....	112
第5節 回転刃の切断理論 .....	114
第4章 固定刃によるサトウキビ茎稈の切断特性 .....	117
第1節 はじめに .....	117
第2節 固定刃による切断特性 .....	117
第3節 摩擦特性 .....	125
第4節 摘 要 .....	125

\* 琉球大学農学部農業工学科

第5章 回転刃によるサトウキビ茎稈の切断特性	127
第1節 はじめに	127
第2節 回転刃による切断特性の要因分析	128
第3節 切断特性の要因分析と切断現象の分析	133
第4節 回転刃と固定刃の切断特性の比較	140
第5節 摘要	140
第6章 サトウキビ収穫機の開発に関する諸問題	141
第1節 関連諸問題の概要	141
第2節 収穫後のサトウキビの品質の変化について	
——焼却脱葉の呼吸への影響——	141
第3節 サトウキビ汁の粘性挙動とこれに与える機械収穫の影響	145
第4節 サトウキビ収穫機の走行性に関する諸問題	145
第7章 総括	145
謝辞	147
引用文献	148

## Summary

Sugar cane cultivation occupies most important part of agriculture in Okinawa as main crop. However, the most part of working procedure while sugar cane cultivation relies upon manual work. This fact became a cause of decrease of farmer's income according to increase of wages of the farm work. Especially, harvesting work is not only complicated and the heaviest work but also concentrated in limited short term. That is, how to save labor of the harvesting work is the most important subject in modernization of sugar cane cultivation. In order to solve this problem, several imported big harvesters were tried to introduce into Okinawa. However, those big machines could be used in only limited area for the sake of complicated feature of the farm field or in consolidated field conditions, and were not practical in Okinawa.

In this point of view, this study was started intending to develop a harvester which can be used in the most fields in Okinawa. The harvester which

can be used in the fields with special condition in Okinawa should be a smaller machine with high performance. So, it is essential to make clear fundamental conditions to develop a smaller and effective machine, when we intend to develop a sugar cane harvester useful in Okinawa. For this purpose, in the Chapter 2 in this study, physical properties of the sugar cane, which is the object of the harvesting, were tested. Namely, several characteristics and strength of the sugar cane under mechanical treatment were measured. These characteristics are important factors affecting structure, materials, and mechanism of the machine when canes are harvested, that is, when the canes are raised, cut and treated mechanically.

It is difficult to apply usual cutting theory of other crops to the sugar cane as the physical property of the cane is much different from that of other crops. So, at first, discussing on the cutting theory, it was made clear that rotating blade was more suitable than straight motion blade in the case of sugar cane harvesting.

In the Chapter 3, in order to know value of torque in actual cutting work, several factors affecting statical cutting resistance of the fixed blade were studied, and the following results concerning cane cutting characteristics were obtained.

1. Cutting velocity heavily affected to the relation between wedge angle of the blade and cutting resistance, namely, deformation and failure.

2. In the low speed cutting (2.2 mm/min) test, a fine positive correlation was found between average diameter of the cane and cutting resistance. The resistance increased proportionally to the diameter, and was 16-35 mm of diameter. This relationship satisfied the following equation.

$$Y = 3.702X + 9.967 \quad \dots\dots\dots (4.1)$$

3. In the high speed (4.6 m/sec) cutting test, correlation between each factors showed very high value as 0.96 between penetrating resistance and cutting resistance, and 0.94 between penetrating resistance and cutting energy.

4. Multiregression between wedge angle of the blade (K), cutting angle (C), diameter of the cane (D) and moisture content (M) was analyzed concerning cutting characteristics, and the following multiregression equation was obtained.

$$E = 0.12D - 0.044M + 0.017K + 1.727 \quad \dots\dots\dots (4.13)$$

This means wedge angle affects more to the cutting energy than cutting angle as for shape of the blade.

5. The highest effect the cutting energy in the high speed test was the diameter of the cane, and increase of the wedge angle also increased the cutting energy, whereas increase of the moisture decreased cutting energy.

6. Multiregression equation concerning cutting resistance was given by the following equation.

$$R = 3.757D - 2.522M + 0.176K - 0.316C + 156.536 \quad \dots\dots\dots (4.17)$$

This means increase of the cutting angle decrease the cutting resistance.

7. In the range of  $15^{\circ}$  -  $26^{\circ}$  of the cutting angle, canes did not slip even in the case of free cutting.

8. Cutting characteristics in the high speed test relied upon rather the diameter and moisture content of the cane than wedge angle and cutting angle of the blade.

9. Coefficient of static friction between the cane and a steel plate at 30mm/min of loading speed was 0.48 in the case of axial section, and was 0.44 in the case of cross section.

Basing on the discussion in the Chapter 3 about cutting theory, characteristics of dynamic cutting of sugar cane was tested. After making an apparatus for this test, relationship between each parameters as cutting torque, blades, cutting angle and ratio of cutting velocity which relate to dynamic cutting characteristics were made clear, and the most suitable conditions were found as follows.

1. Cutting torque decreased according to increase of cutting velocity until 19 m/sec and then values of varying became less. After the whole test, it was concluded that the most suitable cutting velocity was 20 m/sec.

2. As for rotating blade, the more cutting angle increased, the more free cutting resistance decreased at the constant cutting angle and wedge angle.

3. Parameter analysis gave a result that independent parameters of cutting angle, cutting velocity and traveling speed and interaction of cutting velocity x traveling speed effect to cutting torque.

4. Increase of cutting velocity ratio decreased cutting torque until the ratio reached 40, then the cutting torque became almost constant. Considering working rate, it was concluded that the most suitable cutting velocity ratio should be between 40 and 60.

5. When the sugar cane was cut, the higher impact force of the blade became, the more disturbed cutting section of the cane relating to structure of the cane tissue. The smaller cutting angle and wedge angle needed the lower impact force.

6. Feature of the cutting section was highly effected by the cutting angle. 40 degree of the cutting angle gave the finest section, and was considered to be the most suitable angle.

7. The most suitable cutting condition of the rotating blade was 40 degree of cutting angle and 20m/sec of cutting velocity.

8. In the range of 40-60 of cutting velocity ratio, 50 mm of effective length of the blade was enough.

As above mentioned, fundamental problems need to design cutting system were discussed basing on results of laboratory test and suitable conditions to be applied were made clear. On the other hand, sugar cane is apt to be treated roughly in the actual farm work as it is raw material crop of "sugar". This invites denaturing of quality of the cane. So, it is needed to know the quality change of the cane after harvest to design the harvesting machine and to rationalize process of the harvesting work. In this point of view, effects to man-

ufacturing process when present manual harvesting was changed to machine harvesting were discussed.

As treating of the machine harvesting is uniform, it is natural that more admixture is involved than the manual harvesting. Especially, in the case of machine harvesting, as sugar cane is harvested after dead and ground leaves were burned, effect to the process in the factory is enormous. So, in order to know the actual condition, effects of burning method to respiration and quality change of the sugar cane were tested. This test made clear that worsening of the cane, leaves of which were removed by burning method, was much enormous than nonburned cane.

Besides, viscosity behaviours of the first mill juice obtained in actual by working factories were measured to know the effect of machine harvesting. As the result, it was known that viscosity of the juice obtained by machine harvesting with burning was 2.0-2.6 times of that obtained by manual work and gave trouble to manufacturing process.

This fact suggests that it is necessary to discuss not only on harvesting work but also on whole plan from transportation after harvest to treating in the factory. Though cause of the obstacle is not still clear, this is also a subject to be studied later.

## 第 1 章 序 論

### 第 1 節 沖縄農業におけるサトウキビの位置づけ

沖縄県におけるサトウキビ栽培の歴史は古く、渡来の年代ははっきりしないが約 360 年前に支那からもたらされたもので、尚真王（1640）の時代に主要な農産物となるに至ったといわれている。またサトウキビを原料とする製糖技術の導入を契機としてサトウキビの栽培は年とともに増加し、その製品である砂糖は、旧藩時代において薩摩藩への貢租として、また琉球王庁においては、王庁の財政供給源として重要視されるに至ったといわれている。以来農家の日常生活物資の交換品として、或は現金収入源として大きな役割を果たし、農家においては、農家経済を豊かにするために収入増を図るべく積極的に増反に取組んだともいわれる。明治の末期になって糖業に関する試験研究が実施されるとともに積極的な奨励策が講ぜられ、また大型の分蜜糖工場が建設されたことによって農家の栽培熱が一層高まり、明治・大正・昭和とめざましい勢いで発展し今日に至っている。<sup>1)</sup>

沖縄県における最近 5 ケ年のサトウキビ生産状況の推移は表 1・1<sup>2)</sup> の通りである。表によると、昭和 53 年度におけるサトウキビ栽培面積は、全農産物生産面積の 69.3% を占めており、昭和 49 年度と対比すると、若干の変動はあるものの概して一定の水準を維持しながら増加の傾向を辿っている。また昭和 53 年度農業粗生産額（表 1・2）<sup>3)</sup> の中に占めるサトウキビの割合は約 36.4% で、全農家戸数の約 81.4% がサトウキビ栽培農家である。

ちなみに、サトウキビ作を全国における稲作と比較してみると、昭和 53 年の統計<sup>2)</sup> によれば作付面積割合で稲作が全体の 56.4% を占めているのに対し、沖縄県ではサトウキビ作が 69.3%（表 1・1）を占め第 1 位である。また粗生産額においても、同じく昭和 53 年の統計<sup>2)</sup> で米の 35.5% に対し、沖縄県ではサトウキビが 36.4%<sup>2)</sup> を占めている。このように沖縄農業においては、サトウキビが全国におけ

る米と同様に断然多く、基幹作物として極めて重要な地位を占めている。

表1・1 沖縄県主要農産物生産面積の推移

単位・実数：ha, 率：%

年度 作目	49		50		51		52		53	
	栽培面積	構成比	栽培面積	構成比	栽培面積	構成比	栽培面積	構成比	栽培面積	構成比
サトウキビ	22,952	62.8	25,100	66.9	26,026	66.8	27,254	69.8	28,239	69.3
パンアツカ	3,936	10.8	2,952	7.9	2,792	7.4	2,590	6.6	2,830	7.0
水 稻	2,070	5.7	1,760	4.7	1,480	3.9	1,400	3.6	1,350	3.2
野 菜 類	3,530	9.7	3,850	10.3	4,080	10.8	4,420	11.3	4,750	11.7
甘 しょ	2,160	5.9	1,850	4.9	1,270	3.3	1,030	2.6	975	2.4
葉たばこ	564	1.5	787	2.1	999	2.6	1,129	3.0	1,134	2.8
飼料作物	993	2.7	877	2.3	861	2.3	867	2.2	1,130	2.8
そ の 他	336	0.9	361	0.9	342	0.9	343	0.9	341	0.8
合 計	36,541	100	37,537	100	37,850	100	39,033	100	40,749	100

資料：農林水産省農蚕園芸局畑作振興課，昭和55年7月「さとうきびに関する資料」

注1・その他には穀豆類，茶，桑を含む。

表1・2 農業粗生産額及びサトウキビ栽培農家数

年度	農業粗生産額 100万円	サトウキビ生産額 100万円	構成比 %	総農家数 戸	サトウキビ 栽培農家数, 戸	構成比 %
49	54,185	17,366	32.0	53,980	36,226	67.1
50	64,847	20,484	31.6	48,018	35,298	73.5
51	75,859	23,933	31.6	46,370	35,447	76.4
52	80,708	28,373	35.2	46,160	36,272	78.6
53	86,074	31,320	36.4	45,850	37,342	81.4

資料：沖縄県農林水産部「農業関係統計資料」及び農林水産省農蚕園芸局畑作振興課「さとうきびに関する資料」より抜粋して作成

## 第2節 収穫作業機械化への展開過程

一方、サトウキビ生産に必要な労働手段の現状は、栽培が古くから行われていたにもかかわらずあまり合理化されていない。現在も人力作業によるものが大部分で、最近5ヶ年の作業の種類別労働時間の推移を示すと表1・3<sup>4)</sup>の通りである。

表1・3 作業の種類別10アール当り労働時間内の推移

実数：時間  
単位 { 率：%

区分	計	耕起及び整地	基肥	株分け整苗	定植	追肥	中耕除草	培土	防除	その他の管理	収穫
実数											
昭・49	153.5	0.7	0.5	2.2	3.6	7.1	13.6	2.3	1.9	36.9	84.7
50	172.4	0.7	0.6	3.0	4.6	7.0	14.8	2.4	2.5	38.7	98.1
51	170.2	0.6	0.3	2.6	4.5	7.3	13.5	2.2	2.2	47.2	89.8
52	185.6	0.3	0.2	1.8	4.6	7.9	14.5	2.4	2.5	51.6	99.8
53	187.9	0.8	0.2	1.8	4.9	7.0	14.0	2.8	2.1	53.3	101.0
構成比											
昭・49	100.0	0.5	0.3	1.4	2.3	4.6	8.9	1.5	1.2	24.0	55.2
50	100.0	0.4	0.3	1.7	2.7	4.1	8.6	1.4	1.5	22.4	56.9
51	100.0	0.4	0.2	1.5	2.6	4.3	7.9	1.3	1.3	27.7	52.8
52	100.0	0.2	0.1	1.0	2.5	4.3	7.8	1.3	1.3	27.8	53.8
53	100.0	0.4	0.1	1.0	2.6	3.7	7.5	1.5	1.1	28.4	53.8

資料：沖縄県農林水産部，55，3，「農業関係統計資料」による。

表によると収穫作業が全体の約54%を占めており、収穫作業合理化の必要性を示している。

従来の収穫作業は、中腰になってサトウキビ茎稈を切り倒した後に梢頭部を切断除去し、茎稈に付着している枯葉を除き、20本前後を束ねて搬出する作業工程があってかなりの力を必要とし、作業強度からみても、重あるいは激作業に相当する内容である。<sup>5)</sup> 更に製糖工場への搬入等の作業もあって短期間に多くの労力を必要とするため、この収穫作業をいかにして省力化し合理化していくかがサトウキビ栽培近代化の重要な課題になっている。

この対処策として、南・北大東島及び石垣島を対象に大型外国製収穫機、その他の地域には中型或は小型刈取機の導入が試みられているが、生産基盤の未整備、収穫作業体系、特に搬送体系等の未整備があって十分に稼働できずに今なお多くの問題を残している。

これは大型外国製収穫機が、現在慣行として行っている刈取り→調整→積み込み→運搬等の諸作業について、機械化のための作業組合せの検討が十分になされないままに導入された結果、刈取り作業の機械化が先行し、作業体系の編成が困難になっていることが大きな原因である。

南・北大東島、石垣島以外の地域では、地形が複雑で丘陵地が多く、収穫機に適合するような大きな圃場区画の設定が困難なために、収穫機の導入ができず依然として人力主体の作業が行われており、労働生産性向上のための具体的な技術開発が要請されている。

この現状を打開し、収穫作業の機械化を進めるために、数年前から中型刈取機の開発に取組み、既に試作機が出来て適応試験が繰返し実施されているが、現状は期待通りの能力を発揮できず、まだ多くの未解決の問題が残されている。また、数年前に開発された小型刈取機も、個別作業を重視し過ぎた結果、機構が複雑化し、作業合理化にうまく適合できず放置されたままの状態になっている。<sup>6), 7), 8)</sup>

沖縄におけるサトウキビ栽培圃場は、丘陵地や傾斜地が多く平坦地が少ない。また土壌が特殊重粘土壌でしかも収穫時期に降雨が多いなど、諸外国に比べて機械化に不適な条件がある。これらの条件を克



服して機械化を進めるためには、阻害要因を解消するための基礎研究を行い、合理的な収穫機の開発を目指すことが必要である。

昭和54年度までに導入されたサトウキビ収穫に関する作業機械の普及状況は表1・4の通りである。

表1・4 サトウキビ栽培用機械の普及状況の推移

単位・台

年度	機種	大型 収穫機	小型 収穫機	脱葉機	搬出機	積込機
昭・48		11		208	197	821
49		17		353	366	877
50		18		369	568	945
51		18		478	877	715
52		26		297	827	445
53		31	5	159	768	358
54		31	9	34	976	270

資料：沖縄県農林水産部，昭55.10.「主要農業機械普及状況」より抜粋して作成。

現在導入されている大型収穫機は主としてオーストラリア・南アフリカなどの世界的主産地の国々で使用されている機種の小型であり、例えばMF 102機種では出力110～130PSのエンジンを搭載し、機体は(L)5,080×(W)2,051×(H)3,987(mm)、重量7,064kgもあり、日本における農作業機械の中では超大型に属する機械である。

大型収穫機について、現在まで行われた検討の結果は、①機械が大型過ぎる。②圃場区画・農道等の圃場条件が整備されていないために十分稼働できない。③収穫期に降雨が多く、土壌水分過多になり収穫機の走行に難点がある。④圃場区画が狭小なために旋回動作が多くなり、回行比が高くなって十分な能率が発揮できない。

これらの理由から利用範囲の拡大はこれ以上期待できない状況にある。

### 第3節 沖縄仕様のサトウキビ収穫機のあり方

このような背景をふまえて中・小型刈取機の開発がそれぞれ行われているが、設計上必要な基礎的要素の解明が十分になされないまま、外国製大型収穫機の模倣に走ったために、うまく適合できず、未だに実用の段階に至っていない。特に小型刈取機については、耕耘機規模の大きさであったために作物体の大きさに対応できず、機構的にかかなりの無理があり未完成のままである。

サトウキビは水稻などの農作物と基本的に違った性質をもっている。それは、サトウキビは圃場生産段階では農作物としての商品価値は皆無に等しく、すべて加工場における処理工程を経て、はじめて「サトウ」としての商品価値を生じ、生産物として流通するといういわば圃場生産を始める段階で既に生産物の工場搬入を前提とする加工原料作物としての性格を有していることである。従って、加工場(製糖工場)と不離一体の関係にある。<sup>9)</sup>

サトウキビの圃場における生育状態は、大きなもので地上部が3mに達するものもあり、しかも直立性に乏しく収穫期には途中から湾曲して倒伏・匍匐・錯綜して取扱いが困難になる。もっとも品種によって若干の相違はあるが、全般的に風に弱く、倒伏しやすい。従って、長い状態のまま、つまり全茎の状態を機械で画一的に処理するには限界があり、諸外国で採用されている原料の状態を変えながら収穫

する方法、いわゆる細断方式（Chopping type）が適当と思われる。また、地上部の作物体の大部分を収穫搬出しなければならないことから収穫機に搬出用車輛の併走が必要となり、作業方法そのものが特殊で大型化の傾向を余儀なくされるため、他の既製作業機を応用することは困難で収穫作業専用機の開発が要請されている。

サトウキビ栽培用作業機の中で、機構的に最も複雑を極め、開発の遅れているのが収穫機である。

サトウキビの収穫作業に関して、現行の作業工程を大まかに分けると、①倒伏している茎稈の引き起し→②基部切断→③梢頭部切除→④脱葉→⑤結束→⑥搬出→⑦積み込み→⑧運搬の8工程があり、他の作物と異なった独自の要素を含んでいるので、茎稈の諸性質を十分考慮した工程の組合せに基づく収穫機の開発が必要になってくる。

サトウキビ収穫機として如何なる要件を満たし、どのような作業条件に対処できることが必要なのか、機械として具備すべき条件について要約するとおおよ次のようである。

(A) 作物栽培面から収穫機に対する要件、①できるだけ作物体を傷つけないように収穫できること。②刈取り・切断が基部に近い部分で出来ること。③刈取り・切断の際、刈株の切口にひび割れ等を生じないようにすること。④茎稈が倒伏・匍匐・錯綜していても株を引抜くことなく、折損を生じないように引き起し刈取りができること。⑤茎稈の生育に不揃いがあっても必要な高さで梢頭部の切断ができること。⑥枯葉が付着していても円滑に刈取りができること。⑦降雨中であっても作業可能であること。などである。

(B) 機械の構造、性能の面から作物及び栽培面に対する要件、①茎稈の倒伏をなくし、直立性の作物に仕立てること。②梢頭部の地上高さを揃えること。③刈取り前に枯葉を除去しておくこと。④圃場の区画を大きくし、トラクタ作業がし易いように農道などの整備をすること。⑤複雑に入りこんだ地形や傾斜地を改良して長方形区画にし、機械の能率を発揮できる状態に整備すること。⑥畑面の凹凸・電柱などの障害物をなくすること。などが考えられる。<sup>8), 10)</sup>

ちなみに、サトウキビの機械収穫の歴史について、Duncan (1960)<sup>11)</sup>は次のようにまとめている。まず1920年代に、手刈りのサトウキビの搬出にクローラ型車両やクレーン車の導入が始まった。1930年代の後半にはほ場のサトウキビをワイヤーロープウィンチ駆動のドラグレンレーキで引き抜く方法が導入された。1940年代になるとトラクタに搭載したプッシュレーキで押し切って引き抜く方法が導入され、1950年代までこの方法が続いた。また、Duncan<sup>12)</sup>は、1960年にハワイで稼働している27台のサトウキビ収穫機の型式を紹介し、表1・5に示すようにこれを分類している。同表によると茎稈の切断はロータリカッターで行うものが半数を占め、往復動刃で切断する収穫機は、わずかに3台にすぎない。

また、固定刃の収穫機の多くは、アングルブレード付きのトラクタで押し切る型式である。ハワイの場合、周年栽培であり、植付から24ヶ月後に根こそぎ引き抜く方法が当時とはとられていたようである。サトウキビ収穫機の固定刃は、茎稈切断というよりも土と茎稈の分離の役目を行うものであった。この方法はわが国には栽培体系や社会事情が異なるため全く導入されなかった。

1960年代にはロータリ型ベースカッターを備えたコンバイン型のサトウキビ収穫機がオーストラリアで開発され、世界各地で導入された。現在市販されているサトウキビ収穫機の切断型式を表1・6に示す。このように茎稈の切断はすべてロータリ型ベースカッターで行っている。

#### 第4節 本研究の内容

このような複雑な背景をもつ沖縄のサトウキビ栽培について、機械化の阻害要因を可能な限り解消し、サトウキビ収穫の機械化、合理化を進めるには、既製の外国製大型収穫機の導入には限界があるので、沖縄の立地条件、栽培条件に適応できる小型で高性能の収穫機の開発が必要である。そのためには、先ずサトウキビ茎稈の理工学的性質など基本的問題について収穫機開発の立場から明確にすることが必要である。

表1・5 1960年ハワイで使用中の収穫機の種類 (Duncan, R. A.)

No.	栽培型	うね型	用途	ベースカッター	サイドカッター
1	かんがい地	2	切断	V型固定刃	垂直固定刃
2	〃	1	〃	ロータリ	垂直ロータリ
3	非かんがい地	1	〃	〃	垂直固定刃
4	〃	2	〃	固定刃	垂直ロータリ
5	〃	1	〃	ロータリ	垂直固定刃
6	〃	1	〃	〃	〃
7	〃	1	〃	〃	〃
8	〃	1	〃	〃	垂直ロータリ
9	〃	1	〃	往復動刃	〃
10	〃	2	〃	固定刃	〃
11	〃	2	〃	固定刃+ロータリ	〃
12	〃	1	〃	固定刃	〃
13	かんがい地	1	切断・整列	往復動刃	垂直ノコ刃
14	〃	2	〃	〃	振動垂直刃
15	〃	2	〃	固定刃+往復動刃	振動垂直刃
16	〃	1	〃	ロータリ	〃
17	〃	2	〃	固定刃+ロータリ	なし
18	〃	1	〃	固定刃	〃
19	非かんがい地	1	〃	ロータリ	垂直ロータリ
20	〃	1	〃	〃	〃
21	〃	1	〃	固定刃	垂直固定刃
22	〃	1	〃	ロータリ	垂直ロータリ
23	かんがい地	2	切断・積載	固定刃	垂直固定刃
24	〃	1	〃	ロータリ	垂直ロータリ
25	〃	1	〃	〃	〃
26	〃	1	〃	〃	なし
27	非かんがい地	1	〃	〃	回転コールタ

ロータリ	14台	51%
固定刃	7台	26%
固定刃+ロータリ	2台	8%
往復動刃	3台	11%
固定刃+往復動刃	1台	4%

表1・6 市販のサトウキビ収穫機のベースカッターの型式

生産国	製作会社	型式	ベースカッター型式
西ドイツ	クラウス	Libertadora 1400	ロータリディスク 2軸対称
オーストラリア	マッセイファガソン	MF 102. MF201	ロータリディスク 2軸対称
	トフト	Robot	ロータリディスク 2軸対称
イギリス	マッコネル	BSPA	フレイル 2軸対称
日本	文明農機	農機研式2号機	ロータリディスク 2軸対称
	阪神内燃機	HECO 140W	ロータリディスク 2軸対称
		HECO 140C	〃 〃
	魚谷鉄工	八重山 220	ロータリディスク 2軸対称
		先島 120	〃 〃

すなわち、沖縄仕様の収穫機の開発に当っては、機械の構造を可能な限り小型軽量とし、装備動力を必要限度にとどめることである。そのためには、土-機械-サトウキビとの関連で、それぞれの基礎的要素について明らかにすることが必要になる。

既往の稲・麦に関する刈取機の理論及び設計法は、対象物の性質がサトウキビと基本的に異なる要素が多く、そのまま適用できないので、サトウキビ収穫機に関して必要な基礎的設計値を実験によって明らかにする必要がある。

さらに機械を小型化し、必要な装置を装備し、特殊な栽培・土壌条件に適合できるためには、収穫機用原動機としてどの程度の容量が必要であるかを把握することが必要になる。そのためには、作業装置各部の入力が的確に把握された後、最後に全体としての所要動力を算出する必要があり、その際に装置各部の入力に及ぼす各因子の実態を的確に解明するための基礎研究が必要である。

以上のような事情をふまえて本論文は、収穫機的设计に関する基礎的要素を明らかにするために、刈取機構のうち特に切断に関する問題を中心として実験的研究を行ったものである。

第2章では、サトウキビ茎稈の理工学的性質について、諸特性、力学的強度などの測定を行い、これを明らかにした。

第3章では、サトウキビ茎稈を刈取る際の切断機構として、如何なる方式の適用が妥当か、既往の理論について考察した。

第4章では、切断に影響する諸因子の特性を実験により明らかにした。

第5章では、実験装置を製作し、切断に関係する多くの要因について、因子相互の関係を明らかにし、切断の最適条件について検討した。

第6章では、実際に収穫機を使用して刈取り作業を行う場合の機械収穫が製糖原料としてのサトウキビに与える影響など、基礎的問題について実験を行い考察した。また、収穫機の走行性の問題について検討した。

## 第2章 サトウキビ茎稈の理工学的特性

### 第1節 はじめに

装置の開発設計を行うに際して、最も基本となるものはその対象とする材料の特性である。したがって刈取機においても、その対象とする作物の特性を調べることが重要で、たとえば江崎らはイネの刈取機からコンバインの開発に至る一連の研究に先立って、わらの物理的性質を明らかにし<sup>14), 15)</sup>、また松田ら<sup>16)</sup>も同様の報告をしている。

このほか牧草、茶、などについても茎稈の基本的特性についての報告があり、農作物以外でも竹についての太田<sup>17)</sup>の報告などがあるが、サトウキビ収穫機の研究に必要な茎稈の理工学的特性を体系的に測定した報告は見当らず、わずかに風折に対する抵抗性について論じたもの<sup>18), 19)</sup>が見られるだけである。

サトウキビの茎稈は稲わらや牧草とはその性質が著しく異なるものであり、サトウキビ収穫機の刈取部の設計にこれらの資料を適用することは困難である。また、サトウキビと類似の作物であるトウモロコシの刈取機に関する研究<sup>20)</sup>もあるが、これは茎稈の性質を考慮に入れない実験報告的なものである。

諸外国の文献にもサトウキビの茎稈の特性を体系的に明らかにしたものはなく、わずかに Chochran ら<sup>22)</sup>が米国ルイジアナ州産の商用品種について、強度、硬度、曲げ強さを明らかにして、収穫機設計と機械収穫に適した品種選定の基礎データを与えているだけである。

これは、諸外国のサトウキビ栽培の先進地で使用している収穫機が、いずれも大型のもので刈取りに要する動力消費が設計上の制限因子にならないからであって、我国のような小規模経営地帯で使用する

小型の収穫機の場合には、これが重要な因子となり、これに伴ってサトウキビ茎稈の理工学的特性を知ることが、設計上の最基本要因として必要になる。

## 第2節 実験方法

### 1. 供試材料

供試材料には、琉球大学農学部附属農場（沖縄県中頭郡西原町）産のサトウキビ（品種 NCo 376, 1977年春植）を用いた。

試料は、新植の供試材料として、1977年11月から1978年3月にかけて採取したものと、株出し栽培の供試材料として1978年3月の間にそれぞれ採取した新鮮なものを使用した。

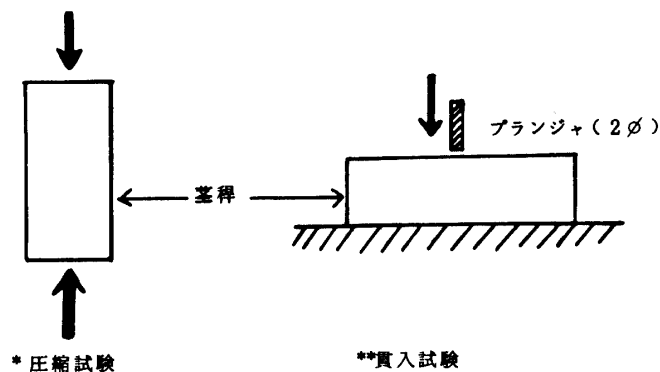
表2・1 NCo376 と NCo310 の硬さの比較

Table 2.1. Comparison of the strenght between NCo 376 and NCo 310

Variety	Portion	Diameter	Breaking force*	Penetrating resistance **
NCo376	middle	23mm	75.10 kgf	387.5 kgf/cm <sup>2</sup>
NCo310	middle	23mm	61.74 kgf	338.8 kgf/cm <sup>2</sup>

\* Compression test with steel plate (150 mm in dia.) on longitudinal direction of the sugar cane stalks at compression speed of 10 mm/min.

\*\* Penetration test with steel plunger (2 mm in dia.) at penetration speed of 10 mm/min.



また、引張試験は、1976年12月から1977年2月にかけて採取した本学石嶺農場（沖縄県那覇市首里石嶺町、1977年5月閉鎖）産のサトウキビ（品種 NCo 376, 1973年春植3回株出し）を用いて行った。

材料の品種を NCo 376 一種に限った理由は、沖縄県で栽培されているサトウキビ品種の99%が NCo 310 と NCo 376 で占められ、NCo 376 が NCo 310 より硬いことが良く知られており、また予備的に試験したところでも表2・1のように NCo 376 の方が硬いので、これを代表として良いと考えたからである。

また、春植の材料と夏植の材料、新植と株出しの材料についても硬度の差異を検討したが、いずれも明らかな差異は認められなかった。

## 2. 測定項目

測定項目は、形状、貫入抵抗、圧縮及び引張強さ、ポアソン比及び含水率とし、力学的諸特性の測定には、万能材料試験機（東洋ポールドウィン社製、テンシロンUTM-4-100）を用いた。

### 1) 形状

茎長を巻尺で求め、節間長と節間中央部の最大及び最小径をノギスで測定した。測定した最大径と最小径の比は平均1.05であったので、ほぼ円と見なして良く、以下本研究では、それぞれの平均値の径の円断面を持つものとして取り扱った。

### 2) 貫入試験

茎稈の硬度を外力-変形曲線から求めるために、ステンレス鋼製のプランジャ（直径2mm）を茎稈に低速で押し込み、その押し込み距離及びプランジャにかかる力を連続的に記録した。

外力-変形曲線が、他の農産物のそれと比較できるように、圧縮速度には一般に農産物の圧縮速度として多く用いられている10mm/minを採用した。<sup>21), 23)</sup>

なお、サトウキビでは節間内の硬度はほぼ一定であることが知られているので<sup>24)</sup>、節間中央部を測定の対象とした。（図2・1参照）

### 3) 圧縮試験

茎稈の基部の節間中央から最大径の2倍の長さを切出し、ナイフ、サンドペーパーとマイタゲージを使って端面を

できるだけ平行に仕上げた試料を、万能材料試験機の試料台に垂直に立てて、直径150mmの圧縮用平板で圧縮し（図2・1参照）、圧縮破壊応力、破壊エネルギー及び圧縮弾性率を求めた。このときの圧縮速度は10mm/minとし、ロードセルは容量200kgfのものを用いた。

### 4) 曲げ試験

曲げ試験は、曲げエッジ先端5R、曲げ支点エッジ先端2R、エッジ幅60mmのJIS K-6911準拠の圧縮曲げ試験治具を万能材料試験機に取り付けて行った（図2・1参照）。最大荷重より茎稈の曲げ強さを求めると同時に、荷重-たわみ曲線の直線部分から縦弾性率を算出した。すなわちここで求められる弾性率は、茎稈総体の縦弾性率であり、接触理論から求めた後述の部分的弾性率とは異なる。載荷速度は、JIS K-6911を参考にして10mm/minとした。

サトウキビは、必ずしも節間で折損するとは限らない。特に梢頭部では節で折れ、あるいは引きちぎれることがある。しかし、節を含む茎稈で曲げ試験を行うと節の位置のとり方が複雑になり、特に曲げエッジが節に当たるときには技術的に困難である。そこで曲げ試験用の試料としては、節間をとることに

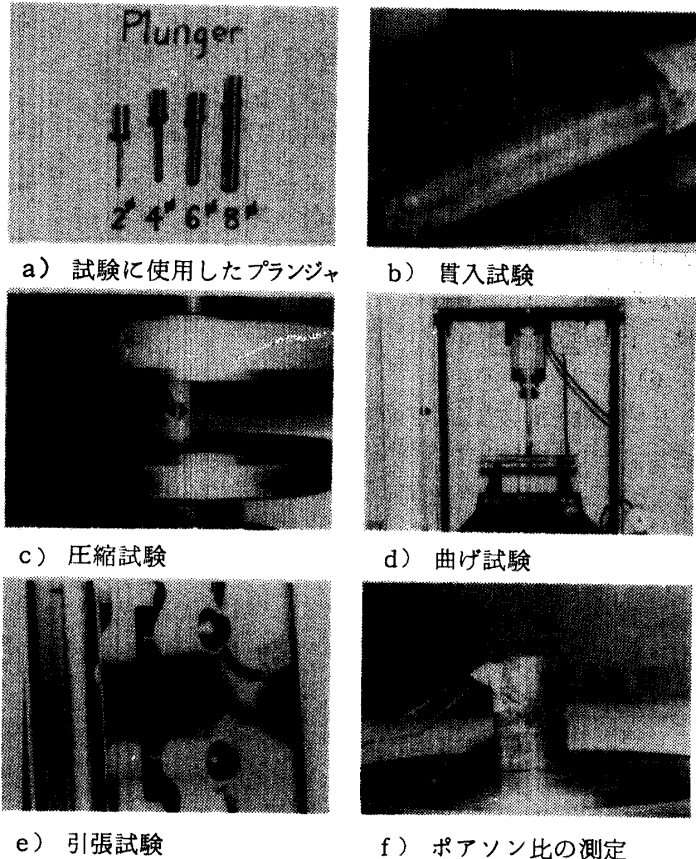


図2・1 茎稈の理工学的特性の測定

Fig.2・1 The measuring instrument for physical properties of sugarcane stalks.

した。試料を節間からとれば、試料長の限度は120 mm前後となるので、支点間距離は100 mmとした。

#### 5) 引張試験

引張試験は、サトウキビ基部の比較的節間の長い部分から、図2・2のように長さ約100 mmの試片を切り出しこれを縦方向に裂いて表皮を含む厚さ1 mmの試片を作り、さらに幅が3 mmになるように成形したもの(試料(1))と、中心部の髓部から厚さ4 mmの試片を作り、これを幅が15 mmになるように成形したもの(試料(2))とを供試した。試験機のつかみ治具との滑りを無くすために試料の両端をガーゼで包んでつかみ治具ではさんだ(図2・1参照)。引張速度は、10 mm/minを用いた。

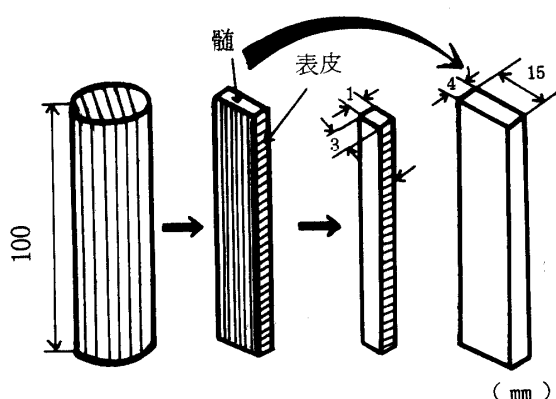


図2・2 引張試験用試料の調整

Fig. 2・2 Sample preparation for tensile test

#### 6) ポアソン比の測定

圧縮試験と同様な方法で試料を成形し、さらに表皮部のろう質を四塩化炭素で除き、その後800番の紙やすりで平滑にして再び脱脂した。この試料の表面にロゼット型箔ひずみゲージ(BLH社製、B-FABX-2-12)を速硬化型エポキシ系接着剤で張り付けた。(図2・1参照)

一部試料は、内径18.75 mmのコルクボーラで髓部を打ち抜いて、髓部だけの試料を作り $\alpha$ シアノアクリレート系接着剤でゲージを接着した。髓部とゲージの接着は、 $\alpha$ シアノアクリレートが水と重合して硬化するためか、比較的容易に行うことができた。

これらの試料を、圧縮試験の要領で加圧し、ポアソン比を求めた。

#### 7) 含水率と糖度の測定

含水率は、貫入試験に用いた試料を温度65°Cで15日間乾燥して含水率を求めた。

なお、乾燥時間は予備実験により重量変化がなくなる時間を測定した上で決定した。

糖度は、上記6)までの測定が終了すると直ちに、試料を全茎にわたって30 mm程度に切断して搾汁した。この汁液の糖度を、手持屈折糖度計で測定した。

### 第3節 結果及び考察

#### 1. 形状、含水率及び糖度

供試したサトウキビの形状、含水率及び糖度を表2・2に示した。

表2・2 生育中のサトウキビの諸元

Table 2.2. Dimensions of the sugar cane (NCo 376) during the growing

Date	Length (mm)	Node	Diameter(mm)				Moisture content(W. B.%)				Sugar (Brix)
			base	middle	upper	top	base	middle	upper	top	
1978/ 7/12	683	12	28.8	27.9	23.9	—	81.48	84.22	88.53	—	9.0
8/23	1536	20	27.9	27.1	23.2	10.4	78.26	81.94	88.71	86.12	—
9/19	1941	22	28.1	27.3	21.3	10.5	76.62	80.65	86.90	86.12	12.0
10/ 7	2360	26	26.2	24.9	19.5	9.0	75.08	78.36	82.48	82.90	14.2
11/ 4	2536	30	25.6	24.9	18.2	10.2	72.59	74.43	75.41	72.14	17.2
12/12	2343	31	27.2	26.5	19.9	11.5	71.34	72.54	72.63	66.31	19.9
1979/ 1/ 9	2412	31	27.9	26.0	20.0	11.0	67.85	71.59	71.44	64.56	20.7

形状の測定からサトウキビの直径は地際から次第に小さくなり梢頭部では急激に小さくなっていることが分かった。また、前述のように最大径と最小径の比は 1.05 で茎稈の断面形状はほぼ円とみなされる。

含水率は、上部の方が高い傾向を示しており、これは、維管束の発達と木部の形成に関係しているものと考えられる。

梢頭部は非常に軟弱で折損しやすいために試料調整の際に折損することが多く、そのために水分の蒸散が激しくて萎凋するため、含水率が低くなる傾向があった。

## 2. 貫入抵抗

サトウキビの成長に伴う貫入抵抗の変化を図 2・3 に示した。

ここで貫入抵抗とは径 2 mm のプランジャが表皮を突き破って貫通する際の最大圧縮力をプランジャの断面積で除したもので、茎稈の硬さの指標と考える。

生育過程を通じて同一個体を試料とすることはできないから、図はひとつの圃場の平均値の変化であり、若干の凹凸が見られるが、大きな傾向としてとらえれば、まず部位によって貫入抵抗は著しく異なり、当然ながら基部が最も硬く 350 ~ 400 kgf / cm<sup>2</sup> の抵抗値を示し、生育初期には梢頭部の 10 倍の硬さを有する。

しかし、10 月下旬にはいずれの部位も硬さは急に増大し、特に梢頭部の増大は著しい。

この現象は、上野 (1938<sup>24</sup>) によって解剖学的に明らかにされている。

次に、表 2・3 に含水率と各部の貫入抵抗との関係を示したが、これによれば上部及び梢頭部のように生育の進行に伴って含水率が著しく減少する部位では高い相関を示している。

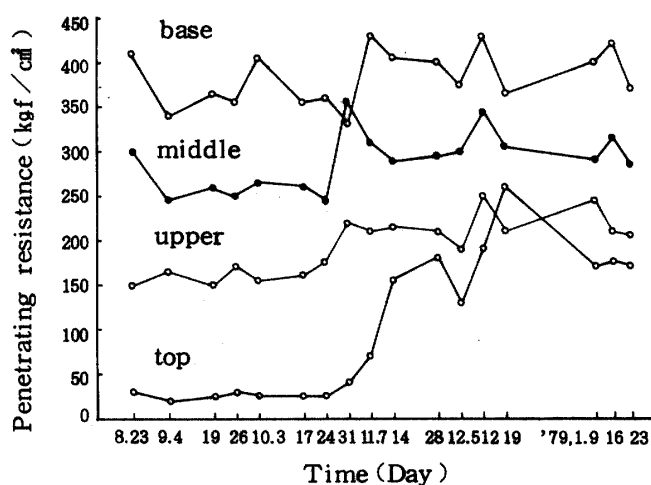


図 2・3 貫入抵抗の変化

Fig. 2・3 Changes in penetrating resistance during the test

表 2・3 貫入抵抗・収穫日と含水率の関係

Table 2.3. Multiple correlation among the penetrating resistance, harvest day and moisture contents the sugar cane stalks

portion	rX <sub>1</sub> Y	rX <sub>2</sub> Y	rX <sub>1</sub> X <sub>2</sub>	Regression equation	C.R.
base	0.265	-0.283	-0.965	Y = -0.00219X <sub>1</sub> - 0.11599X <sub>2</sub> + 20.60551	0.285
middle	0.269	-0.585	-0.509	Y = -0.00069X <sub>1</sub> - 0.15119X <sub>2</sub> + 20.66712	0.586
upper	0.808	-0.896	-0.969	Y = -0.02269X <sub>1</sub> - 0.31534X <sub>2</sub> + 34.24570	0.928
top	0.830	-0.942	-0.917	Y = -0.01226X <sub>1</sub> - 0.29600X <sub>2</sub> + 27.61173	0.945

Y: Penetrating resistance, X<sub>1</sub>: Passage time - basis on 21 June '78 our first measurements, X<sub>2</sub>: Moisture contents - wet basis %

r: Partial coefficient, C. R. Coefficient of regression



### 3. 圧縮特性

基部から切り出した試片を供試したが、試料の端面を平行にすることが困難だったことと、ロードセルの容量 200 kgf で圧縮しても破壊しなかったために破壊強度及び破壊エネルギーの測定については十分なデータを得ることができなかった。そこで、圧縮力-変形曲線の立上りの直線部分を弾性変形とみなして、その勾配より圧縮における縦弾性率を算出した。

また、髓部を内径10mmのコルクボラで抜いて髓部だけの試料を作り同様に圧縮した。

さらに髓部を横断面方向に抜いた試料も供試した。表2・4にこれらの結果を示す。

表皮のついた試料の直径方向の圧縮では、直径や表皮の厚さが不ぞろいであるために平板との接触面積が異なることなどが原因で非常にばらつきのある値が得られた。

圧縮弾性率の平均は、表皮の付いたもので、104.7 kgf/cm<sup>2</sup>、髓部で72.7 kgf/cm<sup>2</sup>、髓部を横断面方向に抜いた試料では22.5 kgf/cm<sup>2</sup>であった。

表2・4 圧縮試験による縦弾性率

Table 2.4. Modulus of longitudinal elasticity of the sugar cane stalks measured by compression test

	rind + pith		pith *		pith **	
	mean	c.v.%	mean	c.v.%	mean	c.v.%
Number of samples	52		15		5	
Length - cm	5.65	12.54	2.48	7.07	1.85	6.86
Diameter - cm	2.80	4.69	0.99	0.74	0.99	1.36
Load - kgf	39.27	***	6.96	21.55	4.15	36.12
Deformation - cm	0.16	23.34	0.08	36.35	0.13	36.12
Elasticity - kgf/cm <sup>2</sup>	104.71	68.14	72.73	27.61	22.54	8.95

pith \* : loaded on longitudinal direction

pith \*\*: loaded on cross sectional direction

### 4. 曲げ特性

Fanguy (1971)<sup>36)</sup> は簡便な測定器を使用し、ほ場において茎稈の曲げ試験を行って、曲げ強度と茎稈の耐風性や機械収穫への適応性を調査している。それによれば、最大たわみの大きい品種は暴風の被害や機械収穫による損害が少ないとしている。

表2・5 曲げ試験の結果

Table 2.5. Modulus of longitudinal elasticity and max. strength of the sugar cane stalks measured by bending test

	base		middle		upper	
	mean	c.v.%	mean	c.v.%	mean	c.v.%
Number of sample	77		55		47	
Diameter - cm	2.45	7.41	2.28	7.25	1.66	19.00
Span - cm	10.00	-	10.00	-	10.00	-
Max. strength - kgf	75.40	16.74	55.13	26.54	22.97	61.78
Max. bending moment	376.95	-	275.65	-	114.85	-
	kgf - cm					
Elasticity - kgf/cm <sup>2</sup>	2.20X10 <sup>3</sup>	42.16	2.25X10 <sup>3</sup>	42.73	3.13X10 <sup>3</sup>	49.79
Load - kgf	17.38	24.72	12.39	26.00	6.62	54.35
Deflection - cm	0.098	6.75	0.097	15.27	0.099	16.85

曲げ試験によって得られた外力-変形曲線において最大荷重を曲げ強さと定義し、また、直線部分から各部位の弾性率を求めた。最大曲げモーメントは最大曲げ強さを示すときの荷重にスパン長の2分の1を乗じて算出した。表2・5に結果を示す。

弾性率は、上部で  $3.13 \times 10^3 \text{ kgf/cm}^2$ 、中部で  $2.25 \times 10^3 \text{ kgf/cm}^2$ 、基部で  $2.20 \times 10^3 \text{ kgf/cm}^2$  であった。また、弾性率と最大曲げ強さの間には  $r = -0.92$  の相関が認められた。

### 5. 引張特性

引張試験の測定結果の一例を表2・6に示した。引張破断力は試料によってかなりのばらつきがあったが、これはサトウキビ茎稈の特徴と考えられる。

表2・6 引張り試験の結果

Table 2.6. Breaking force and modulus of elasticity of the sugar cane stalks measured by tensile test

	Rind # 1		Rind # 2		Pith #1		Pith # 2	
Number of sample	20		20		13		9	
	mean	c.v.%	mean	c.v.%	mean	c.v.%	mean	c.v.%
Width -cm	0.299	25.15	0.523	8.50	1.205	21.43	1.536	10.20
Thickness -cm	0.114	16.49	0.118	23.86	0.413	74.13	0.358	11.90
Span -cm	5.0		5.0		5.0		5.0	
Breaking force -kgf	46.58	41.82	57.73	33.69	16.96	49.36	13.99	41.49
Moisture contents%	56.50	7.77	49.02	6.12	-	-	77.12	1.54
Load -kgf	30.92	35.34	16.74	6.32	10.21	6.60	6.38	37.53
Deformation -cm	0.028	10.62	0.076	34.39	0.025	14.91	0.058	40.84
Elasticity -kgf/cm <sup>2</sup>	1.646X10 <sup>5</sup>		1.950X10 <sup>4</sup>		4.85X10 <sup>3</sup>		1.162X10 <sup>3</sup>	
	20.61		36.62		62.63		46.26	
Date	1 Feb. '77		19 Dec. '76		1 Feb. '77		21 Dec. '76	

特に髓部ではこの傾向が強く測定値の変動係数が大きかった。

この測定に際して得られた外力-変形曲線から弾性率を求めたところ、茎稈部で  $1.65 \times 10^5 \sim 1.95 \times 10^4 \text{ kgf/cm}^2$ 、髓部で  $4.85 \times 10^3 \sim 1.16 \times 10^3 \text{ kgf/cm}^2$  を得た。

### 6. ポアソン比

前述のように十分な配慮を払って試料にひずみゲージをはったが、ゲージが剝離し易く測定には困難を伴った。その中からほぼ満足な結果を得た測定値を表2・7に示した。

表2・7 ポアソン比の測定結果

Table 2.7. Poisson's ratio of the sugar cane stalks

Sample No.	Length cm	Dia. cm	Weight gr	M.C. w.b.%	Load kgf	Stress kgf/cm <sup>2</sup>	Strain ratio X 10 <sup>-6</sup>	Poisson's ratio
1	4.42	2.73	28.20	76.25	53.05	9.06	395.7/136.3	0.344
11a	6.23	2.18	40.30	73.95	21.78	3.49	437.9/153.4	0.350
11b	-	-	-	-	30.20	4.84	602.7/212.6	0.353
11c	-	-	-	-	38.38	6.15	746.2/247.15	0.330
Pith 9a	3.63	1.875	9.972	-	8.70	3.15	465.6/201.5	0.458
9b	-	-	-	-	12.82	4.64	772.0/375.95	0.485
9c	-	-	-	-	20.81	7.54	1478.5/675.4	0.462
Pith 2	2.845	1.42	4.524	78.52	14.95	9.44	1728.6/801.4	0.464

得られたポアソン比は茎稈で0.344, 髓部で0.467であった。このようにして求めたポアソン比は, 特に髓部は軟質材料であるので, 測定値がばらつくのは止むを得ないが, Mohsenin<sup>28)</sup>ら(1970)が測定した各種の農産物のポアソン比の値と比較したところ表2・8に示すように通常の農産物に見られる値の範囲内であった。

表2・8 各種生物材料のポアソン比

Table 2.8 Poisson's ratio of selected plant materials subjected to compression

Material	Stress or load	Poisson's ratio mean c.v.%	Reference
<b>Apple</b>			
Golden delicious	1.76kgf/cm <sup>2</sup>	0.26 14	PSU <sup>1</sup>
Golden delicious	1.69kgf/cm <sup>2</sup>	0.24 -	Chapple & Hammann, 1968 <sup>2</sup>
McIntosh	1.76kgf/cm <sup>2</sup>	0.34 9.2	PSU <sup>1</sup>
Corn horny endosperm (10% moisture)	668 kgf	0.32 9.2	PSU <sup>3</sup>
Corn stalk (dry)	11.34-45.36kgf	0.23 -	Prince & Bradway, 1969
with nodes and pith			
with nodes' without pith	11.34-45.36kgf	0.24 -	Prince & Bradway, 1969
Potatoes	2.18kgf/cm <sup>2</sup>	0.45 7	PSU <sup>1</sup>
Sugar cane stalk	9.06kgf/cm <sup>2</sup>	0.34 -	Izumi, Akinaga & Kohda <sup>4</sup>
Sugar cane stalk (pith)	9.44kgf/cm <sup>2</sup>	0.46 -	Izumi, Akinaga & Kohda <sup>5</sup>

PSU: Pennsylvania State University, Agricultural Products Testing Laboratory

1: Cylindrical specimens 2.45X2.45cm

2: Cylindrical specimens 2.38X2.06cm

3: Rectangular specimens 0.46X0.36X0.08cm

4: Cylindrical specimen 2.73DX4.42cm

5: Cylindrical specimen 1.42DX2.85cm

ここで, 貫入試験の場合に表皮が破壊するまでの変位Dと外力Fとの間の関係はHerzの接触理論により次式で与えられる。<sup>29)</sup>

$$D = \frac{F(1-\mu)^2}{2aE} \dots\dots\dots(1)$$

ここで  $\mu$  : ポアソン比

a : プランジャの径 (cm)

E : 縦弾性率 (kgf/cm<sup>2</sup>)

したがってポアソン比が求められれば, F-D 曲線から縦弾性率は

$$E = \frac{F}{D} \times \frac{(1-\mu)^2}{2a} \dots\dots\dots(2)$$

として算出することができる。

サトウキビのような材料では信頼度の高いポアソン比を得ることは困難であるが, 参考までに, (2)式を用いて1978年1月の測定値から縦弾性率を求めたところ, 表2・9に示した結果を得, 平板圧縮試験

で得られた弾性率と比較しても著しく異なるものではなかった。

表 2・9 貫入試験のデータから計算した縦弾性率

Table 2.9 Calculated modulus of longitudinal elasticity of the sugar cane stalks from penetration test

	base		middle		upper		top	
	mean	c.v.%	mean	c.v.%	mean	c.v.%	mean	c.v.%
Elasticity - kgf/cm <sup>2</sup>	198.6	11.0	145.1	18.0	94.4	24.0	49.0	10.8
Diameter - cm	28.1	1.8	25.8	5.6	20.3	12.6	11.1	17.3

#### 第 4 節 摘 要

サトウキビの収穫、輸送、加工などの機械化を図るためには、形状や物性値を明らかにすることが必要である。

本章では、サトウキビ NCo 376 の形状、物性を知るためにいくつかの基礎的な実験を行なった。測定結果は次のとおりであった。

1. 茎稈の含水率は登熟期に入ると低下し始め、特に梢頭部にその傾向が著しかった。糖度と含水率（たとえば基部）との間には、

$$r = -0.94$$

の相関が認められた。

2. 貫入抵抗と含水率とは、生育に伴って含水率が著しく減少する部位では、高い相関を示している。貫入抵抗は、サトウキビ収穫機のデバイダや送りロールの設計にも有効な情報となる。

3. 圧縮試験により圧縮弾性率を求めたところ、表皮の付いた基部で 105 kgf/cm<sup>2</sup>、髓部で 73kgf/cm<sup>2</sup>、横断面方向に抜いた髓部で 22.5 kgf/cm<sup>2</sup>であった。

4. 曲げ試験により弾性率を求めたところ、茎稈上部で  $3.13 \times 10^3$  kgf/cm<sup>2</sup>、中部で  $2.25 \times 10^3$  kgf/cm<sup>2</sup>、基部で  $2.20 \times 10^3$  kgf/cm<sup>2</sup>であった。

5. 茎稈基部のポアソン比の測定を試みて、表皮付きで 0.344、髓部で 0.467 を得た。

上述の物性値は、サトウキビ NCo 376 の平均的な値であり、サトウキビの品種はもとより、生育条件によってかなり変動するが、一応の指標とみなしうる。

以上、主として NCo 376 の物性値について報告したが、先にも述べたように沖縄県においては、この品種の栽培が漸増している。

また、最多品種である NCo 310 はこれより軟らかいので、沖縄県に適した収穫機の設計においては十分に有用であると考ええる。

### 第 3 章 刈刃の種類と切断の一般理論

#### 第 1 節 はじめに

穀物や牧草類の収穫では、一般に作物の茎稈を刈取った後に脱穀、乾燥など必要な作業を行うが、サトウキビの場合には、茎稈そのものが直ちに製糖原料として処理されるために、刈取（切断）は最初に行われる重要な工程になる。

この切断作用について、Stroppel (1953)<sup>31)</sup>は、「切断とは、刃物による固体の機械的分離過程であり、楔状の刃が圧力を受けた材料の凝集力に打勝つことである。この凝集力は、刃縁の法線力と接線力の合力に相当する」と定義している。このため切断においてはできるだけ小さな力あるいはエネルギーで凝集力に打勝ち、かつ美しい切口の得られる装置が必要とされる。また切断装置は単純な機構で製作費が安価で耐久力のあるものが望まれる。前章で述べたように、サトウキビの茎稈は表皮が硬く、稲や麦に比べて直径、重量ともに大きく、かつ中空ではない。このため切断には大きなエネルギーを要するので、合理的な切断装置の利用が望まれる。

一般に、刈取機の切断機構には往復動刃、回転刃が使用され、まれに固定刃が用いられる。以下、本章においてはこれらの特徴、および切断特性について若干の理論的考察を加えた。どの機構がサトウキビの収穫機の切断機構として適用しうるかどうかの比較・検討を行い、さらに第4章以下の実験結果の判断に資することとする。

## 第2節 刈取機の刈刃の種類

### 1. 切断に関する要素

刈取機で作物を刈取る場合、切断に関係のある主要因は、被切断材料(植物体)、切断物(刈刃、受刃など)、機械(収穫機、刈取機)の3つである。これらの要素は、江崎(1959)<sup>32)</sup>によれば次のように分類できる。

#### 1) 被切断材料(植物体)

a) 材質(作物の組成に起因するもの): ①切断応力。②曲げ応力(弾力)。③引張り応力(抗張力)。④摩擦係数。

b) 外形(作物の形状、生態に起因するもの): ①茎稈の固体の径(外径、内径)。②固体の横断面積。③切断単位面積当たりの個体数。④密度。⑤稈の立毛方向。⑥稈の傾斜、倒伏。⑦品種。⑧含有水分。

#### 2) 刈刃

a) 材質: ①化学的成分。②熱処理の方法。③硬度。④材質。

b) 外形: ①形状および厚さ。②重量。③切断角及び楔角。④取付角。⑤刃の辺縁の長さ。⑥刃の上辺の長さ。⑦刃の特殊形状。

c) 特殊の諸元: ①刃の行程。②刃の切断速度。③切断部の重量。④刃にかかる馬力。⑤1行程有効切断面積。⑥刃の切断面積効率。

#### 3) 受刃

材質、外形とも刈刃に準ずる。

#### 4) 刃と受刃

①間隙。②相関関係。

#### 5) 刈取機(切断に関する機構)

①動力伝達方法。②刈刃の回転数。③動力伝達効率。

### 2. 切断機構の種類と名称

刈取機、収穫機の切断機構として使用されている固定刃、往復動刃、回転刃について略述する。

#### 1) 固定刃

固定刃は刈刃が定位置に固定されていて収穫機に対して相対運動は行わない。過去に人力刈取機として用いられたこともあるが、現在ではほとんど使用されていない。

##### a) 固定刃の長所

①動力を利用せず簡単である。

②生産価格が安い。

b) 固定刃の短所

①効率が悪い。

②切断抵抗が大きい。

2) 往復動刃

往復動刃は、刈刃が直線的な往復運動を行い、固定された受刃との相互作用によって切断する。往復動刃は、収穫機の刈刃によく用いられている。

a) 往復動刃の長所

①刈幅を広くすることができる。刈取り能率を上げる条件は、刈取りの速度を上げることと刈幅を広げることである。この形式の刈刃を用いると容易に刈幅を広くすることができる。

②切断速度は受刃のある場合は比較的小さな切断速度  $2.0 \text{ m/s}$  以下でよい。

③せん断を主として切断作用が行われ、フィンガで刈刃を保護しているの、自由切断を行う回転刃に比較すると損耗が少ない。

④回転刃を用いた場合と比較すると刈跡が美しい。

⑤刈刃の補修のための維持費が少なくすむ。

b) 往復動刃の短所

①刈刃を保護するフィンガは、腰の強い鋼又は、鋳鋼を用いなければならない。また美しい切断を行うには、狭い刈幅のものでも、刈刃、クリップ、調節板、フィンガバーなどが必要となり、それぞれにすぐれた材料と形状が要求されるので、回転刃に比較して初期の生産価格が高くなる。

②原動機の回転運動を往復運動に変えるため、回転刃に比較して動力伝達機構が複雑になる。

③往復運動のため、振動をとめないやすい。

3) 回転刃

回転軸に直接取り付け付けた数枚の刈刃が回転運動を行うことによって切断を行う。大型の収穫機や草刈機に回転刃を利用したものが多い。

a) 回転刃の長所

①回転軸に直結するので切断機構が簡単である。

②回転速度を変化させても振動が少ない。

③動作が簡単で、生産価格が安い。

b) 回転刃の短所

①刈幅を広くとることが困難である。

②受刃をつけることがむずかしいので高速回転させる必要がある。

③刈刃の損耗が著しいので、刈刃の補修費が高い。

④回転部への巻付防止のための機構が必要である。

### 第3節 往復動刃の切断理論<sup>40)</sup>

往復動刃は稲・麦用のコンバインやモアを始めとして多くの刈取機に用いられており、最も研究が進んでいる切断機構である。そこでまず、江崎が集約した理論を中心に往復動刃の一般的な切断理論について述べることにする。

1. 刃の切断角と切断抵抗

1) 切断角の定義

図3・1において、刈刃の辺縁A<sub>1</sub>A<sub>2</sub>が刈刃の往復運動方向の垂線とのなす角を刃の切断角として、A<sub>1</sub>A<sub>2</sub>が往復運動方向とのなす角を刃物角とすると、次式が成立する。

$$\lambda_K = 90^\circ - \zeta_K \dots\dots\dots (3 \cdot 1)$$

ここに、 $\lambda_K$  は刈刃の切断角、 $\zeta_K$  は刈刃の刃物角を表わす。

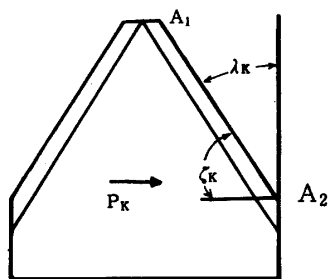


図3・1 刃の切断角  
Fig. 3・1. The inclination angle of cutting knife.

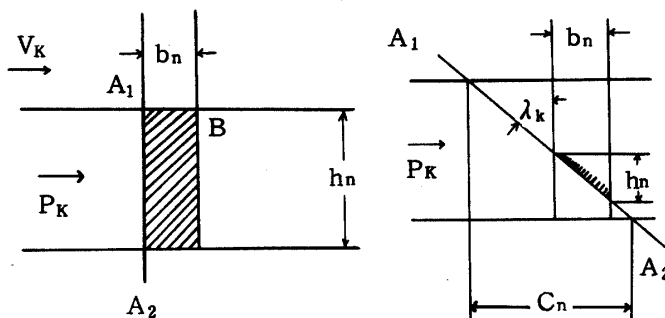


図3・2 切断角と切断力の関係  
Fig. 3・2. The relationship between inclination angle and cutting force.

2) 切断角と切断力の関係

刃がある切断角で茎稈を切断するときの切断抵抗、切断時間などの関係は次のようになる。図3・2において刃の辺縁A<sub>1</sub>A<sub>2</sub>が運動方向に垂直( $\lambda_K = 0$ の場合)で、刈刃A<sub>1</sub>A<sub>2</sub>と受刃Bにはさまれた茎を全長にわたって同時切断する場合の切断に要する力P<sub>K</sub>は次式で求められる。

$$P_K = \sigma_k b_n h_n \dots\dots\dots (3 \cdot 2)$$

ここに、 $\sigma_k$  は切断応力(kgf/cm<sup>2</sup>)、 $b_n$  は幅(cm)、 $h_n$  は高さ(cm)、 $b_n h_n$  は茎の圧縮抵抗が切取りに必要とする力を上回る切断初期の茎の列の断面(cm<sup>2</sup>)を表わす。

また切断時間T<sub>K</sub>は次式で求められる。

$$T_K = \frac{b_n}{V_K} \dots\dots\dots (3 \cdot 3)$$

ただし、 $V_K$ は刈刃の速度(m/s)である。

刃の辺縁A<sub>1</sub>A<sub>2</sub>と運動方向との角度が $\lambda_K$ の場合の切断時間T<sub>K</sub>は、次式で示される。

$$T_K = \frac{C_n}{V_K} \dots\dots\dots (3 \cdot 4)$$

ただし、 $C_n$ は図3・2に示す切断長さ(m)である。

切断が次式で示される小断面積 $A_c$ で行われると仮定すれば、

$$A_c = \frac{b_n h_n}{2} \dots\dots\dots (3 \cdot 5)$$

切断力は、次の式で表わしうる。

$$P_K = \frac{\sigma_k b_n^2}{2 \tan \lambda_K} \dots\dots\dots (3 \cdot 6)$$

$b_n$  が一定の時は、切断力は刈刃の高さに関係なく切断角の増加につれて減少することになるが、実験によるとこの関係が成立するのは $\lambda_K = 0 \sim 40^\circ$ の範囲である。

江崎(1959)<sup>32)</sup>は、刈刃の速度が0に近いとき、すなわち刈刃を被切断物に接触させて力を加えた場合を静切断、刈刃がある速度で移動しているときを動切断として、静切断と動切断の実験を行い、図3・3、図3・4の結果を得て次のように述べている。

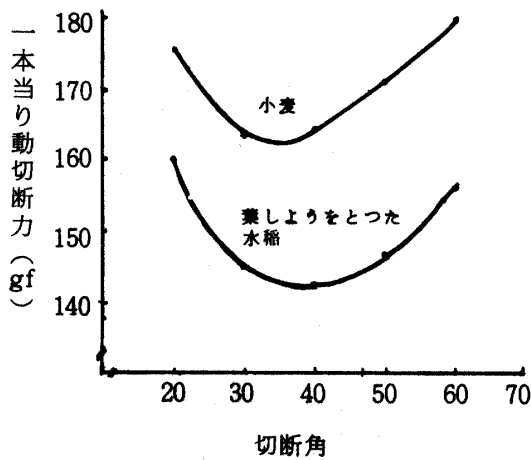


図3・3 動切断時の切断角と切断力  
江崎, 1955

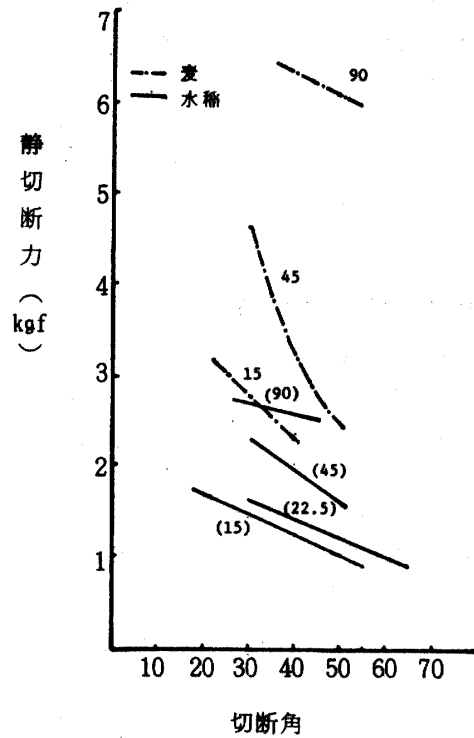


図3・4 静切断時の切断角と静切断力  
江崎, 1955

注) 図中の数字は楔角を示す



切断角と静切断力の関係は作物が刃の辺縁にそって逃げる傾向を生じない限り、

- ①切断角が大きいほど静切断力は小さくなり、
- ②一般に楔角が小さいほど静切断力は小さい。

また動切断の場合は、楔角・切味を一定にし、刃と受刃の間隙を0.2mmとして測定した結果、

- ①切断角が大きくなると茎稈は刃の辺縁にそって逃げる傾向を生じる。
- ②切断角が40°以上の刃は茎稈の逃げを生じる。
- ③大きな切断抵抗力を示す。
- ④切断角が30°～40°の刃がもっとも効率がよい。

### 3) 自由切断の場合の切断抵抗

受刃がない場合、すなわち自由切断の場合の切断抵抗について、Feller(1959)<sup>37)</sup>は振子型の切断試験機を用いて、アルファルファとスーダングラスを供試して試験を行った。切断速度1.0～10m/s 切断角0～83°すなわち刃物角90～7°、切味の鋭い刃物と鈍い刃物で切断して次のような結果を得ている。

①鋭い刃物の場合には、刃物角が中間の60°(切断角が30°)のときに最小エネルギーとなり、切断率も高かった。

②鈍い刃物の場合は、切断は衝撃だけと考えられ、刃物角90°(切断角0°)のときにもっともよい成績を得た。

③刃物に対する作物の滑りは、摩擦角20～25°以下で起きる。

④切断能力は、切断速度がある点に達するまでほとんど変化を受けず、その後は切断速度とともに急速に減少する。

⑤切断だけに必要なエネルギーは、切断速度にほとんど影響を受けない。

⑥切断性(切口の美しさ)は滑り作用と関係があり、刃物角が小さい(切断角が大きい)ほど切口は滑らかである。

### 4) 切断角と切断特性

切断角と切断特性について、江崎(1959)は、「刈取機の刈刃の設計を行う場合の切断角は、30～40°にすると、切断抵抗も少なく、美しい刈跡を得ることができるが、刈刃の耐久力および研磨を考えると、切断角は30°前後がよい」としている。

## 2. 刈刃の楔角と切断特性

### 1) 楔角の定義

刈刃の楔角は切削角ともいい、図3・5に示すように刃の辺縁に垂直な線の断面形状で刃先のなす角が楔角である。

### 2) 楔角と切断抵抗の関係

Chancellor(1958)<sup>38)</sup>は、牧草を供試材料にして、楔角を20°、25°、30°、40°、50°、60°、70°、80°に変え、切断速度4.3～8.6m/sの範囲において切断実験を行っている。その結果図3・6にみられるように、楔角が増大すれば切断抵抗は指数曲線的に増加することを示した。

### 3) 刈刃の楔角の決定

刈刃の楔角について、江崎(1959)<sup>32)</sup>は、「楔角が20°以下の場合、切断抵抗が少なく、刈跡も美しい

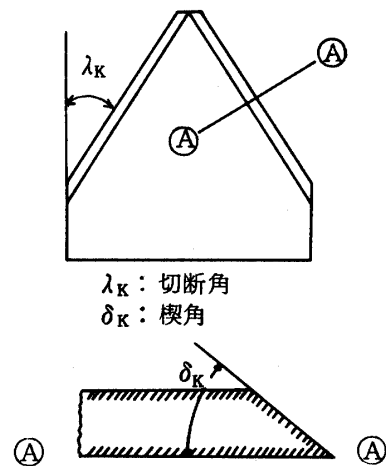


図3・5 刈刃の楔角

Fig. 3・5 The wedge angle of cutting knife.

が、切味の鈍化が早いので楔角は  $20^\circ$  以上が望ましい」としている。これは、刃先の摩耗によって切断応力が増加し、刈高さも増加するためであり、楔角  $\delta_k$  は  $22 \sim 23^\circ$  が望ましいと主張している。

4) 刈刃の作用角と切断特性

刈刃の切断角および楔角さらには前進速度の組合せによって、茎稈へ実際に作用する角（作用角）は異なってくる。刈刃の作用角の定義は図 3・7 に示しておいた。前進速度 0 における切断角と楔角による作用角は表 3・1 に示すように変化する。茎稈の切断において刃が受ける抵抗力は図 3・8 に示すように圧縮力と摩擦力の合力である。したがって、作用角の大小によって切断抵抗は影響をうける。

作用角と切断エネルギーの関係について、江崎（1959）<sup>32)</sup> は、青刈用ダイズを供試材料に作用角を変化させた切断実験を行い、図 3・9 のような結果を得て、刃の作用角の増大にしたがって切断エネルギー（切断抵抗力）は増大することを示している。

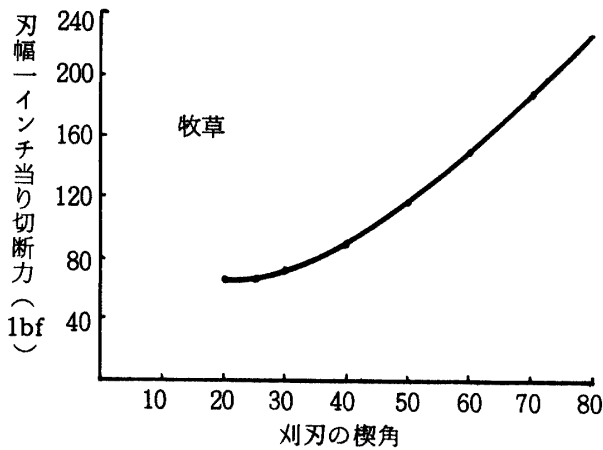


図 3・6 刈刃の楔角と切断力との関係  
—— Chancellor, W.J., 1958 ——

Fig 3-6 The relationship between wedge angle and cutting force of cutting knife.

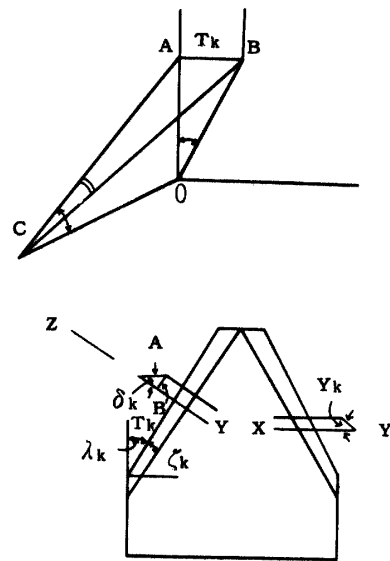


図 3・7 刈刃の作用角

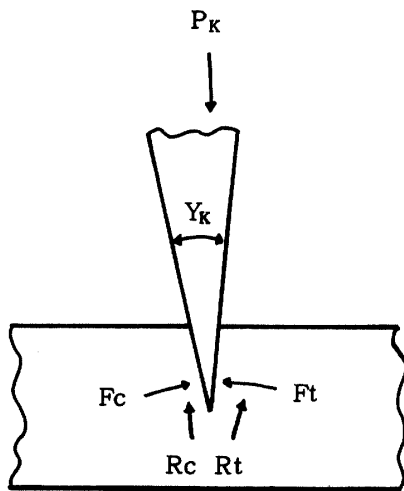


図 3・8 刈刃の切断力

Fig. 3-8 The cutting force of cutting knife.

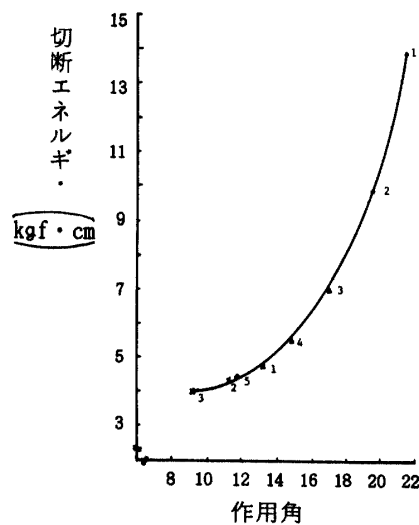


図 3・9 刈刃の作用角と切断エネルギー  
江崎, 1955

表3・1 切断角, 楔角に対する作用角 ( $\tan \gamma = \tan \delta \cos \lambda \kappa$ )

切断角( $\lambda$ )	30°	40°	60°	20°	30°	40°	50°	60°
楔角( $\delta$ )	15°	15°	15°	22.5°	22.5°	22.5°	22.5°	22.5°
作用角( $\gamma$ )	13°	11.30°	7.35°	21°	19°	17.40°	11.40°	11.40°

#### 第4節 固定刃や往復動刃のサトウキビ収穫機への適用に関する検討

本節では固定刃および往復動刃がサトウキビ収穫機に適用できるか否かを, 実際の装置に対して定量的な検討を行った。

##### 1. 固定刃

サトウキビの収穫作業を人力で行う場合, 我国では, ナタ鎌やおのが使用されることが多い。地域によっては, 山刃, 特殊な形状のナイフを用いる場合もある。Chang(1977)<sup>39)</sup>によると人力作業時の切断速度は最大8 m/secに達するものとされている。

このような高速でのサトウキビの刈取りは, 固定刃では種々の制約があるために, 困難である。このため固定刃の応用は実際上全く考えられない。

##### 2. 往復動刃

往復動刃は, 稲・麦あるいは牧草だけでなく, 比較的大きな直径をもった飼料作物を収穫するフォーレーハーベスタにも利用されている。デントコーン, ヒマワリ等は, 直径40 mm近くにも達するので, 形状的には, サトウキビと同様と考えられる。

そこで, フォーレーハーベスタのカッターバーの主要寸法の計算例をサトウキビ収穫の場合に準用してみた。

###### ① 走行速度

大型トラクタけん引なので, 1.5 m/sec とする。

###### ② 行程

$S_K = P_e = 2P_f$  あるいは,  $S_K = 2P_e = 2P_f$  の狭いフィンガ間隔をもつ形式では, 40mm近くの被切断材が適用できないために,

$$S_K = P_e = P_f \dots\dots\dots (3 \cdot 7)$$

の型式とする。

ここで  $S_K$  (mm) はクランク車半回転間の刈刃の行程,  $P_e$  (mm) は刈刃のピッチで  $P_e = 4$  mm,  $P_f$  (mm) はフィンガの間隔を表わす。

###### ③ 限界狭み角

限界角は,

$$\beta_c \leq (\phi_K + \phi_1) \dots\dots\dots (3 \cdot 8)$$

で表わすことができる。

ここに  $\phi_K$  は刈刃と作物との最大静止摩擦角,  $\phi_1$  は受刃と作物との最大静止摩擦角である。鋼とサトウキビの横断面方向の静止摩擦係数は後述の著者の実験によれば,  $\mu = 0.48$  であるから,  $\phi_K = \tan^{-1} 0.48 = 28^\circ$  および,  $\phi_K = \phi_1$  とすると,

$$\beta_c \leq 56^\circ \dots\dots\dots (3 \cdot 9)$$

となる。

④受刃の寸法

$$bf = 37, b_3 = 21, \lambda_1 = 7^\circ 41' \dots\dots\dots (3 \cdot 10)$$

とした。

⑤刈刃の切断角

$$\lambda_k = 45^\circ - \lambda_e = 37^\circ 21' \dots\dots\dots (3 \cdot 11)$$

⑥刈刃の最小高さの算定

$d = 40 \text{ mm}$ の茎が20個の隣り合った刃の開きに入る条件を考慮して、

$$h_1 = \frac{d}{2} (1 + 1/\sin \zeta_k) = 20 (1 + 1/\sin 37^\circ 21') = 53.2 \text{ mm}$$

$$\text{これより } h_1 = 55 \text{ mm} \dots\dots\dots (3 \cdot 12)$$

⑦前進刈幅

$$L_k = 1.5 h_1 = 1.5 \times 55 = 82.5 \text{ mm} \dots\dots\dots (3 \cdot 13)$$

⑧クランク回転数

$$n_k = 30 V_k / L_k = 30 \times 1500 / 82.5 = 545 \text{ rpm} \dots\dots\dots (3 \cdot 14)$$

$$\text{⑨刈刃先端部の幅 } b_2 = 8 \text{ m} \dots\dots\dots (3 \cdot 15)$$

⑩ $b_k$ の寸法

$$b_k = 2 \times h_1 \tan \alpha + 8 = 2 \times 55 \times \tan 37^\circ 21' + 8 = 91.4 \text{ mm} \quad \text{これより } b_k = 92 \text{ mm} \dots\dots\dots (3 \cdot 16)$$

⑪最小ピッチ

このピッチの間に直径40mmの傾斜した茎が入ることを条件として、

$$Pf \text{ min} = \left\{ \frac{(b_3 + bf) hk + d \sqrt{4hk^2 - d^2 + (bf + b_3^2)}}{4hk^2 - d^2} \right\} \cdot 2hk \dots\dots\dots (3 \cdot 17)$$

本式に  $b_3 = 2.1 \text{ cm}$ ,  $bf = 3.7 \text{ cm}$ ,  $b_k = 4 \text{ cm}$ ,  $d = 4 \text{ cm}$ を代入すると、 $Pf \text{ min} = 8.8 \text{ cm}$ となり、およそ  $Pf \text{ min} = 90 \text{ mm}$ と考えうる。

実際の収穫では、株出し栽培を行うために、隣り合った刃の開きに同時に2本のサトウキビが入った状態で切断する場合が生ずることも十分に予想される。この場合には、

$$h_1 = d (1 + 1/\sin 37^\circ 21') = 40 (1 + 1/\sin 37^\circ 21') = 106.16 \text{ mm}, \text{ およそ } h_1 = 110 \text{ mm} \dots\dots\dots (3 \cdot 18)$$

となるが、他の各部の寸法は、上述の2倍の値が要求されることになる。

以上のようにサトウキビの切断に利用しうる往復動刃は非常に大型のものが必要になるために実用的でないといえよう。

また、市販中の大型収穫機においてもサトウキビの茎稈の切断はロータリ型ベースカッターで行うのが

一般的である。これは、サトウキビの茎稈が他の飼料作物に比して、硬いこと、栽培密度がばらついて  
いることなどのために、往復動刃による切断では振動が大きく、動力配分が不安定になるため、適当で  
はなかったためと考えられる。

### 第 5 節 回転刃の切断理論

前述のように、サトウキビの茎稈の切断には回転刃が使用されているので、本節では回転刃の一般的  
な切断理論について述べる。

#### 1. 回転刃の速度と軌跡

回転刃の切断速度  $V_c$  ( m/sec ) は刃先端の半  
径とその回転数から次式で与えられる。

$$V_c = \frac{2\pi r_c n_c}{60} \dots\dots\dots ( 3 \cdot 19 )$$

ここに、 $r_c$  は回転刃の半径 ( m )、 $n_c$  は回転刃  
の回転数 ( rpm ) である。

回転しながら前進する回転刃は、回転速度の方  
が速いので円運動に近いカーティド・トロコイド  
( ループド・トロコイド ) 曲線を示す ( 図 3 \cdot 10  
参照 ) 。

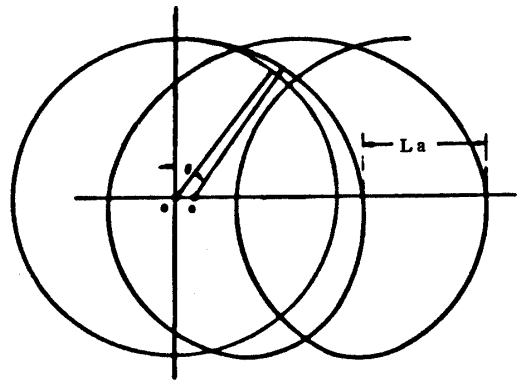


図 3 \cdot 10 回転刃の軌跡  
(カーティド・トロコイド曲線)

刈刃の先端上の 1 点 P の軌跡は固定座標系 (  $x$  ,  
 $y$  ) において次式で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} x &= r_c \sin \theta + V_m t \\ y &= r_c \cos \theta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots ( 3 \cdot 20 )$$

ここに、 $r_c$  は回転中心から点 P までの距離 ( 半径 )、 $t$  は時間、 $\theta$  は回転中心に対して回転刃の進行方  
向と点 P とのなす角、および、 $V_m$  は進行速度を意味する。

この式を  $t$  について微分し、刈刃の地面に対する絶対速度  $V_c$  の成分を求めると次式のようなになる。

$$\left. \begin{aligned} V_x &= V_m - r_c \omega \cos \theta \\ V_y &= r_c \omega \sin \theta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots ( 3 \cdot 21 )$$

これより、

$$V_c = ( V_x^2 + V_y^2 )^{\frac{1}{2}} = \omega \sqrt{a^2 + r_c^2 + 2ar_c \cos \theta} \dots\dots\dots ( 3 \cdot 22 )$$

なお、

$$\omega = \theta / t \dots\dots\dots ( 3 \cdot 23 )$$

$$a = V_m / \omega \dots\dots\dots ( 3 \cdot 24 )$$

#### 2. 刈刃の最大前進刈幅

回転刃はカーティド・トロコイド曲線の運動をしているので、1 回転中の 1 枚の刃の切断面積が求ま  
る。刈刃の進行方向の長さに関係の深い最大前進刈幅は次式で表わされる。

$$L_k = \frac{60 V_m}{n_c z} \dots\dots\dots ( 3 \cdot 25 )$$

ここに、 $L_k$  は最大前進刈幅  $m$ 、 $Z$  は刈刃の数を表わす。

### 3. 回転刃の刈刃の運動

#### 1) 回転刃の軌跡

回転刃の最初の中心を座標の原点  $O$  として刃先端の中心を  $P(x, y)$  とすると、 $P$  点の軌跡の一般式は式 (3・20) で与えられる。そこで、刈刃の回転速度比  $K_o$  を次式で定義する。

$$K_o = V_o / V_m \dots\dots\dots (3 \cdot 26)$$

刈刃の回転速度  $V_o$  は、

$$V_o = \frac{2\pi r_o n_o}{60} = \omega r_o \dots\dots\dots (3 \cdot 27)$$

であるので、式 (3・21) は次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} V_x &= r_o \omega \sin \theta + \frac{r_o \omega}{K_o} \\ V_y &= r_o \omega \cos \theta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (3 \cdot 28)$$

#### 2) 回転刃の直径と前進距離

刈刃の前進刈幅を  $L_k$  とすると、

$$L_k = \frac{2\pi r_o}{K_o} \dots\dots\dots (3 \cdot 29)$$

となる。直径  $2r_o$  の刈刃で、切断するとき、進行方向に刈残しや押倒しを起さないためには、刈刃が回転する間に進む距離すなわち前進刈幅  $L_k$  が直径  $2r_o$  より小さければよい。

$$L_k \leq 2r_o \dots\dots\dots (3 \cdot 30)$$

$$\frac{2\pi r_o}{K_o} \leq 2r_o, \text{ したがって } \frac{\pi}{K_o} \leq 1 \dots\dots\dots (3 \cdot 31)$$

$$\frac{60 V_m}{n_o} \leq 2K_o \dots\dots\dots (3 \cdot 32)$$

また、刃の高さを  $h$  とすると、1枚の刃で1回転で完全に切断するための前進距離は、

$$L_k \leq h \dots\dots\dots (3 \cdot 33)$$

$$\frac{2\pi r_o}{K_o} \leq h \dots\dots\dots (3 \cdot 34)$$

となる。

#### 3) 回転刃の刈刃の形状

回転刃の切断理論について述べた報文は少い。往復動刃の一般理論の項で紹介した江崎 (1975)<sup>40)</sup> も、その著書で回転刃としては特殊な形状である丸のこ刃の場合について記しているぐらいである。サトウキビの刈取機では、丸のこ刃を採用した機種はわが国では試作にとどまったようで、一般的ではない。

刈刃の形式について Novais (1977)<sup>41)</sup> は、キューバで開発した KTP-1 形 ケーンハーベスタのベースカッタの刈刃の適用性を図 3・11 の4種の形式について検討している。そして、切断能力と刈刃の数や切断速度の関係として図 3・12 を得ている。これによれば、最もよい切断能力を示す刈刃は長方形の刃で、刃数8枚の場合となっている。そして、刃数は、維持管理のやりやすさから選定されるべきものだと結論している。このように、サトウキビの回転切断については、報文を見る限りでは、定量的な研究はほとんど行われていない。

このため、著者はサトウキビの回転刃切断について、往復動刃による切断における研究に準じて、刈

刃の形状, 切断速度, 前進速度等の因子とサトウキビ茎稈の切断抵抗の関係を定量的にとらえ, また, 切味について検討するために, 第4章および第5章に述べるような実験を実施した。

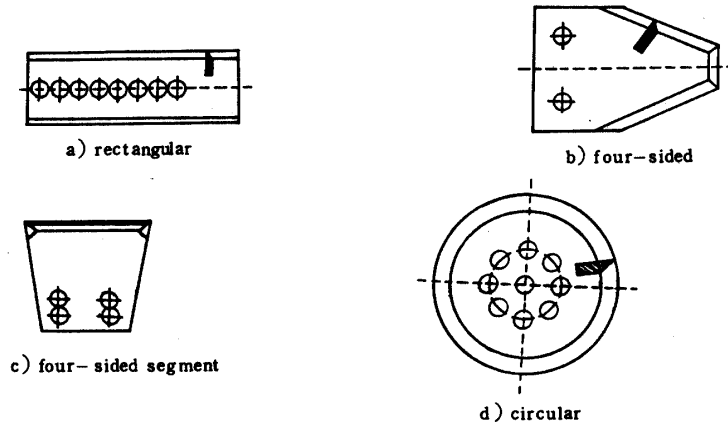


図3・11 サトウキビ茎稈の切断実験に使用した4種類の刈刃  
Novais(1977)

Fig. 3・11 Cutting elements shapes

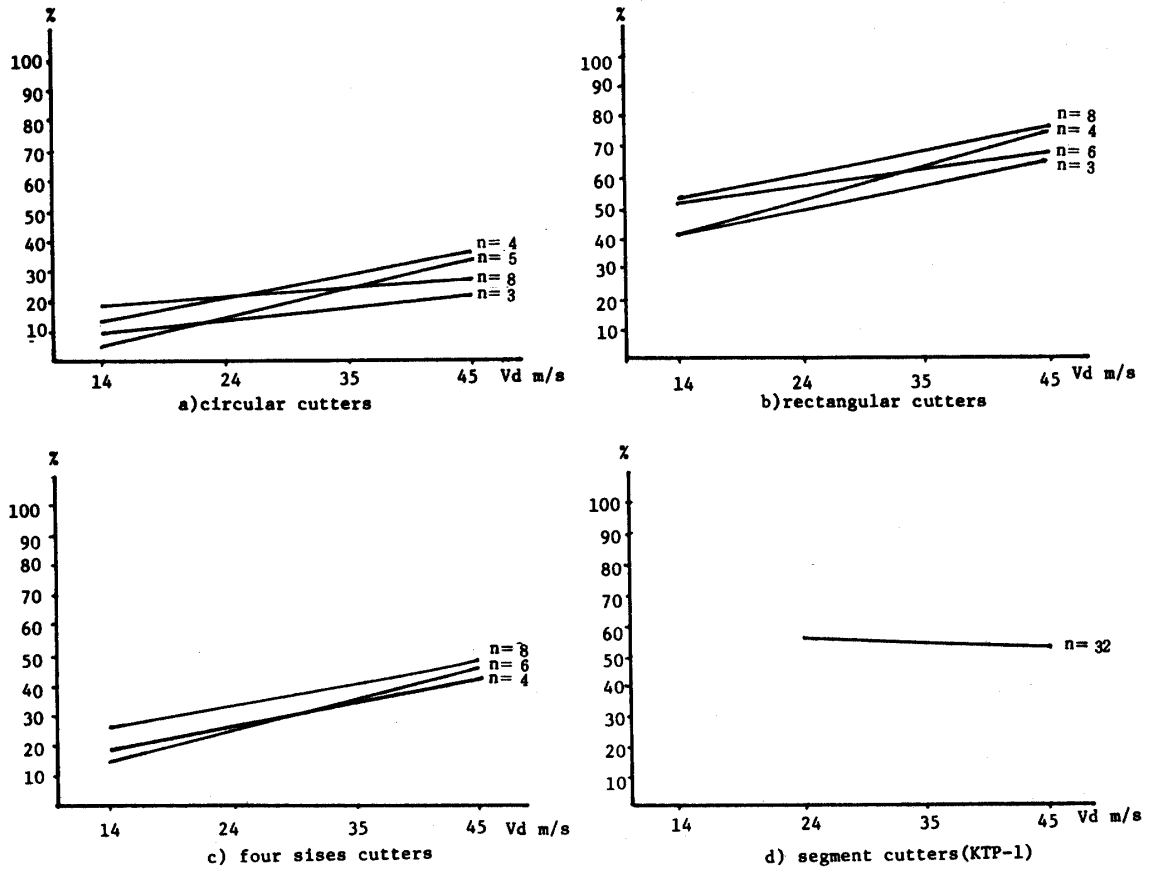


図3・12 4種類の刈刃による切断実験の結果(Novais, 1977)

Fig. 3・12 Cutting quality graphs

## 第4章 固定刃によるサトウキビ茎稈の切断特性

### 第1節 はじめに

サトウキビ茎稈の物理的性質が稲ワラや牧草とは大きく異なり、既往の刈取機に用いた切断機構の資料が必ずしも準用できないことは、第1章、第3章において述べたとおりである。動力を有効に利用した中・小型の収穫機を開発するためには、どうしてもサトウキビ茎稈の切断特性を詳細に求める必要がある。

サトウキビのような比較的太くて固い茎稈の切断には回転刃が有効であることは既に述べたとおりであるが、その基本的な形状及び切断時の茎稈の挙動を知るためには、前もって固定刃を用いて被切断物である茎稈と切断刃との関係を単純化して解析することが有効であろう。そこで本章では試料を静止させ、非回転刃を垂直に作用させて切断する場合の特性を明らかにしサトウキビ茎稈の切断特性の最も基本となることを明らかにしようとするものである。

### 第2節 固定刃による切断特性

#### 1. 目的

ここでは、固定刃によって各種の条件でサトウキビ茎稈の切断実験を行い、切断抵抗や切断エネルギーといった特性値を用いて、次の事項を明確にすることを目的とした。

- ①切断特性に対する切断速度の影響：切断速度を  $2.0 \text{ mm/min} \sim 4.6 \text{ m/sec}$  の範囲で変化させた。切断速度  $2.0 \text{ mm/min}$  を低速切断、 $10 \sim 1000 \text{ mm/min}$  を中速切断、 $4.6 \text{ m/sec}$  を高速切断と分類して検討した。
- ②切断特性の要因分析：切断特性に影響する因子として、サトウキビ茎稈の直径、含水率、刃の楔角、切断角等を選び、統計解析を行った。低速切断では茎稈の直径について、中速切断では楔角について、高速切断では茎稈の貫入抵抗、茎稈の直径、含水率、楔角、切断角について分析した。

#### 2. 低速切断実験

##### 1) 実験方法

##### (1) 実験装置と方法

低速で安定した切断を行うために、図4・1に示すように3軸圧縮試験機（定歪定荷重式、丸井製作所製）を利用した装置を用いた。本装置の切断部は木片に固定した刃を、垂直荷重が偏心することなく作用するように、3軸圧縮試験機の降下軸の軸心にプルービングリングを介して取付けた。刃は図4・2に示すように、刃幅  $55 \text{ mm}$ 、刃厚  $3.3 \text{ mm}$  で、刃の高さは  $60 \text{ mm}$  である。楔角が、 $15^\circ$ 、 $20^\circ$  および  $25^\circ$  の刃を作製したが、低速切断では  $25^\circ$  のものを使用した。

サトウキビの茎稈は長さ  $100 \text{ mm}$  とし、切断刃の運動方向および刃縁の方向に対して直角になるように、軸を水平にして、装置の水平台上に固定した。したがって切断は茎稈の中心軸に垂直な平面で行われる。なお刃縁は水平を保つように固定してあるので、刃の切断角は  $0^\circ$  である。茎稈の切断面は節間の中央部とした。

切断速度すなわち刃の降下速度は  $2.2 \text{ mm/min}$  の定速で実験を行った。切断力はプルービングリングに装着したダイヤルゲージから算出し、切断中の最大荷重をもって切断抵抗と定義した。本実験では茎稈が完全に切断されるまで刃を降下させた。

切断実験は1970年12月～1971年1月にかけて行った。



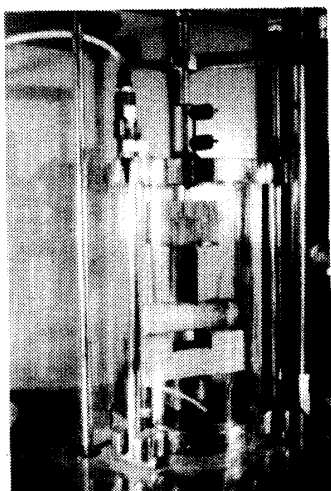


図4・1 三軸圧縮試験機による切断実験  
Fig.4・1 Experimental apparatus of low speed cutting test

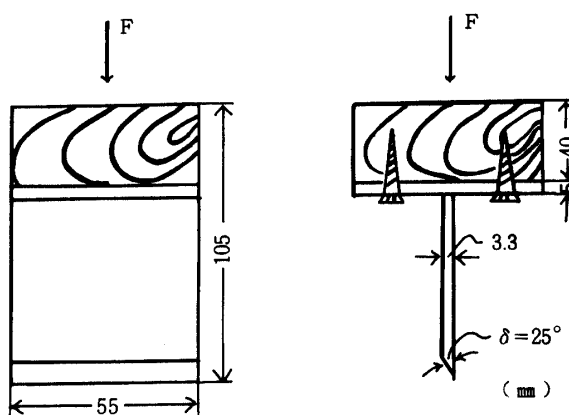


図4・2 低速切断実験に用いた刃の形状  
Fig.4・2 The experimental cutting knife of low speed test

(2) 供試材料

供試したサトウキビは、琉球大学附属石嶺農場産の品種 NCo 310 で 1969 年 7 月に植付けたものを用的。茎稈は株出しに必要な部分を残して地際から刈取り、下部 100 mm の部分を節の中央を基準として切取って使用した。茎稈の周長は 50 ~ 110 mm であった。

2) 実験結果と考察

本実験で得られた低速切断抵抗値はおよそ 70 ~ 150 kgf で、2 倍程の幅がみられた。この差の原因を検討するために、茎稈の平均直径を横軸にとって切断抵抗をプロットしてみた(図4・3参照)。図よりわかるように、茎稈の平均直径と切断抵抗の間には正の相関関係があり、直径の増加に応じて切断抵抗は大きくなった。両者の直線関係は次式で与えられる。

$$Y = 3.702 X + 9.967 \dots\dots\dots (4 \cdot 1)$$

$$16 \leq X \leq 35 \dots\dots\dots (4 \cdot 2)$$

ここに、Y (kgf) は切断抵抗、X (mm) は茎稈の平均直径を表わす。

ところで、サトウキビ茎稈の表皮組織は硬いロウ質で保護されており、内部は柔組織および多数の維管束から構成されている。内部の柔組織はうすい膜をなした細胞より成立しているために外力に対して弱い<sup>33), 34)</sup>。したがって、この部分の切断には大きな力は必要とせず、むしろ表皮が抵抗の大部分を発生していることも考えられる。しかるに、サトウ

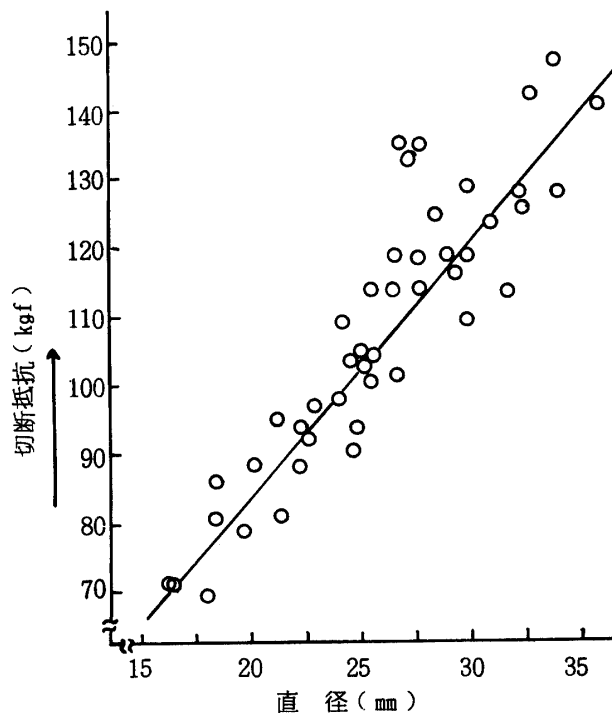


図4・3 茎稈の直径と静切断抵抗  
Fig.4・3 The relationship between diameter of cane stalks and cutting resistance at static cut

キビの場合には、第2章で述べたように、茎稈の断面はほぼ円で直径と周長の間には1対1の対応があるので、以下、平均直径を切断抵抗の因子の一つとみなすことにした。

### 3. 中速切断実験

#### 1) 実験方法

##### (1) 実験装置と方法

実験装置は、万能引張試験機（テンシロンUTM-4-100，東洋ボールドウィン社製）のクロスヘッドに図4・2で示したような切断刃を固定したものを使用した（図4・4参照）。

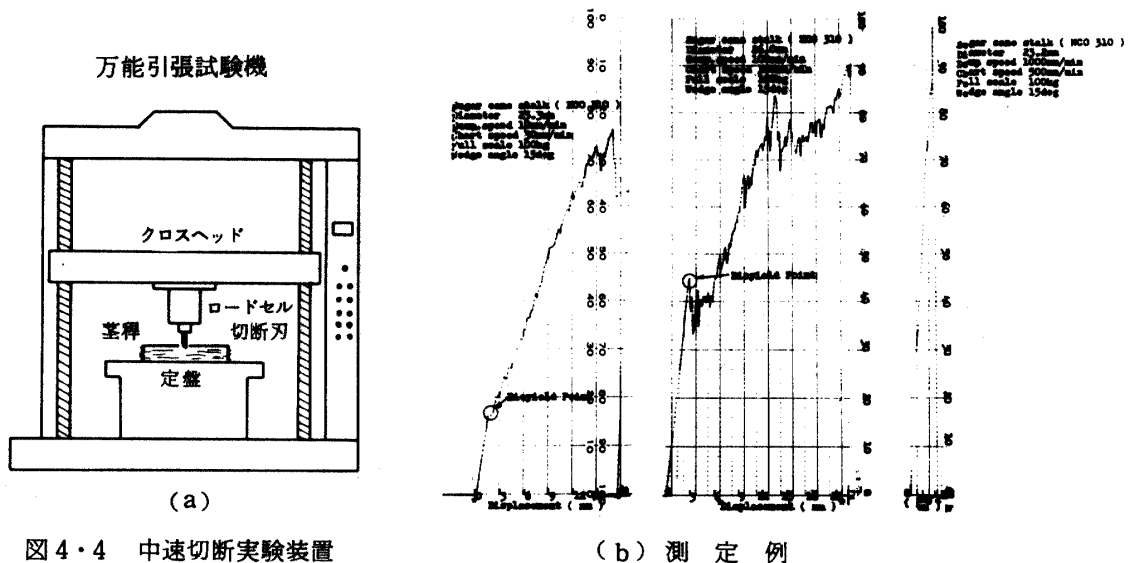


図4・4 中速切断実験装置 (a) 測定例 (b)  
 Fig. 4-4 Schematic diagram of experimental apparatus of middle speed cutting test and an example of test

クロスヘッドと切断刃との間に取付けたロードセルで切断力を検出する。供試した茎稈は、テンシロンの定盤上に静置した状態で切断した。これは予備実験によって茎稈をバイス等で固定して切断すると、バイスの締め付けトルクの大小によって、切断時の荷重-変形曲線が影響をうけることが明らかになったためである。すなわち両端を固定すると、軸方向に刃を押圧する力が増加し、その大きさに応じて摩擦力が増加することに起因する。

供試した茎稈は節間中央部を切断できるように、両側に節を残して切出した。切断面は茎稈の中心軸に垂直な平面とし、切断角 $0^\circ$ の条件で実験を行った。

本実験では楔角がそれぞれ $15^\circ$ 、 $20^\circ$ 、 $25^\circ$ の3種類の切断刃を使用した。

切断速度はそれぞれの楔角に対して、 $10\text{ mm/min}$ 、 $100\text{ mm/min}$ 、 $1000\text{ mm/min}$ の3水準を設定した。この切断速度は低速切断の $2\text{ mm/min}$ と高速切断の $4.6\text{ m/sec}$ の中間領域を占める。

本実験装置で茎稈を完全に切断すると、刃が定盤に当たって刃先やロードセルを破損するおそれがあるので、過荷重安全装置を作動させるとともに、直径の約90%だけ切断するようにクロスヘッドの動きを制御した。

中速切断実験は1973年11月から1974年5月にかけて行った。

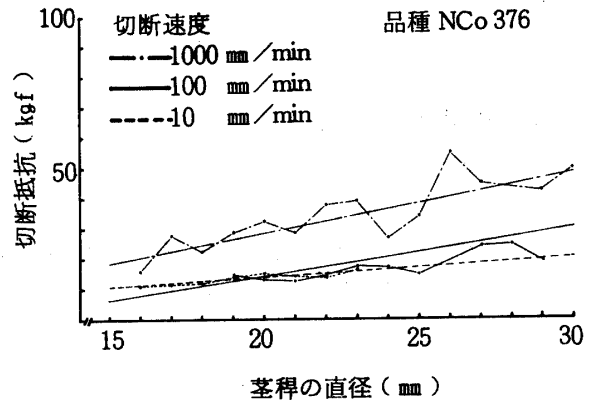
##### (2) 供試材料

供試したサトウキビは琉球大学附属石嶺農場で栽培された品種NCo 376で、1972年夏植のものを用いた。茎稈の採取は1973年11月から1974年5月に行い、採取直後の新鮮な茎稈を供試した。なお、採取法は低速切断実験で述べた通りである。

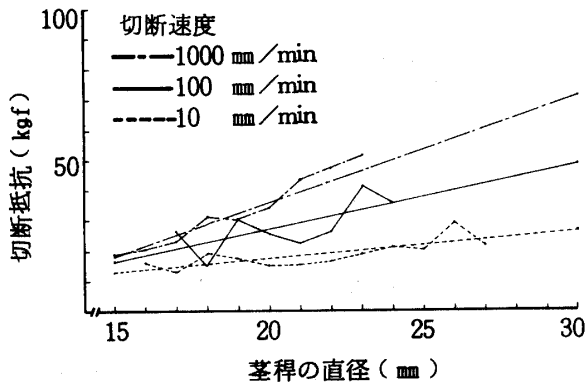
2) 実験結果と考察

切断の過程は、まず表皮に刃が当たると刃先を中心に茎稈は圧縮され抵抗力が増加する。これがある値になると表皮が切断される。その後荷重の増加に伴って、刃先と作用面によってせん断と圧縮が繰返された後に完全な切断に至ることが観察された。なお、この過程において切断力は一たん増加した後に切断された部分が大きくなると減少した。

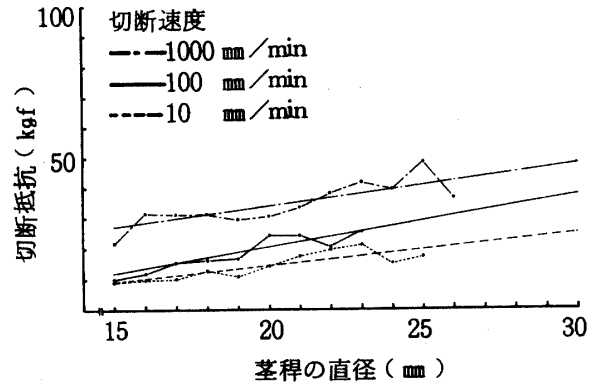
本実験から得られた切断抵抗は5~70 kgf程度で低速切断における切断抵抗70~150 kgfと比較するとかなり小さな値であった。原因は明確でないが、前者は直径がやや小さいこと、生育条件の差などが影響したのではないと思われる。



(a) 楔角が15°の場合



(b) 楔角が20°の場合



(c) 楔角が25°の場合

図4・5 茎稈の直径と切断抵抗の関係

Fig. 4.5 Relationship between cutting resistance and major diameter of sugar cane stalks

図4・5には楔角(15°, 20°, 25°)別に、茎稈の直径と切断抵抗の関係を示した。同図によれば、低速切断の場合と同様に直径X(mm)と切断抵抗Y(kgf)の間には直線関係がみられた。相関係数は0.75~0.95とかなり高く、これらの関係式は次式で示される。

(a) 楔角15°の場合(15 < X < 30)

切断速度 10 mm/min :  $Y = 0.643 X + 1.683$  ..... (4・3)

” 100 mm/min :  $Y = 1.678 X - 19.020$  ..... (4・4)

” 1000 mm/min :  $Y = 1.981 X - 11.201$  ..... (4・5)

(b) 楔角20°の場合(15 < X < 30)

切断速度 10 mm/min :  $Y = 0.870 X + 0.065$  ..... (4・6)

” 100 mm/min :  $Y = 2.129 X - 15.151$  ..... (4・7)

” 1000 mm/min :  $Y = 3.874 X - 40.028$  ..... (4・8)

(c) 楔角 25° の場合 ( 15 < X < 30 )

切断速度 10 mm/min :  $Y = 1,039 X - 6,408$  ..... ( 4・9 )

” 100 mm/min :  $Y = 1,682 X - 13,304$  ..... ( 4・10 )

” 1000 mm/min :  $Y = 1,372 X + 6,590$  ..... ( 4・11 )

図 4・5 より, 切断抵抗に対する切断速度の影響もかなり大きいことがわかる。すなわち, 切断速度が早いほど切断抵抗は増加する傾向がみられた。茎稈の直径 25 mm で比較すると, 切断速度 10 mm/min と 1000 mm/min では後者の切断抵抗が 2 倍以上大きくなっている。

図 4・6 は切断速度 1000 mm/min における切断抵抗を示したものであるが, 同図では, 楔角が 20° の場合の切断抵抗が大きく, 15° の場合に最小となった。切断速度に関係なく同様の傾向がみられた。

以上より, 第 3 章で述べた楔角と切断抵抗の関係がサトウキビについても実験的に確認された。また, サトウキビの切断過程すなわち変形と破壊には切断速度の影響があることが明らかとなった。

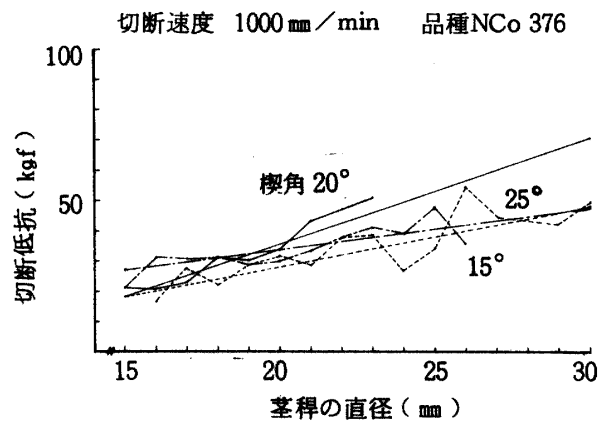


図 4・6 切断抵抗に対する楔角の影響  
Fig. 4・6 Effect of wedge angle on the cutting resistance

4. 高速切断実験

1) 実験方法

(1) 実験装置と方法

中速切断実験に使用した万能引張試験機では 1000 mm/min の切断速度しか得られないので, これより速い切断速度を得るために, 衝撃試験機を応用した切断試験機を作製した。以下にその概要を示す。

衝撃試験機は材料の衝撃力に対する抵抗を測定する試験機で, 主に金属材料の耐衝撃性の測定に利用されているもので, 生物材料についても, 動的挙動を測定するために同様の試験機が応用されている。<sup>42)</sup>  
<sup>43)</sup> サトウキビのような茎稈の切断に Silveira ( 1974 )<sup>44)</sup> は容量 30 kgf-m のシャルピ型衝撃試験機を改造して使用した。そこで, これらを参考にしてアイゾット型衝撃試験機を用いて, 下記の点に留意した切断試験機を作製した。

- ①切断刃の交換が可能なこと。
- ②切断角の変化が可能なこと。
- ③直径の異なる茎稈でも装着して切断できること。
- ④切断力を電氣的に検出しうること。

アイゾット型衝撃試験機の容量は予備実験から 10 kgf-m に決定した。切断刃は市販のサトウキビ収穫機に使用されている範囲を含めて, 楔角 ( 農機研 4 号機用 25°, マッセイファーガソン 102 用 20° ) が 15°, 20°, 25°, 30° の刃を用意して, 取付の調整によって切断角を 0° ~ 30° に変えられるようにした。切断力 ( 衝撃力 ) は, 切断刃の後端に図 4・7 に示すような半導体ストレインゲージ ( 共和電業製 KSPC-1-350-E4-M ) を 4 枚貼ったピックアップを取付けて検出し, 増幅した後にトランジエントメモリ ( 川崎エレクトロニカ製 TM-1410, 2024 words ) に収録して, X-Y レコーダ ( 理研電子製 F42CP ) に再生した。

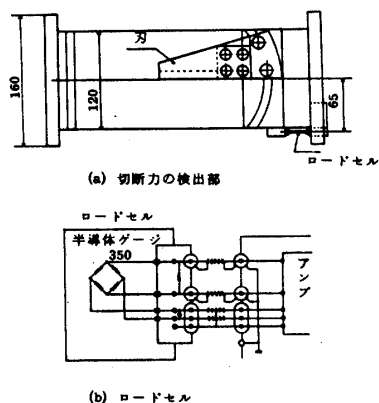


図4・7 高速切断試験機の切断力の検出部

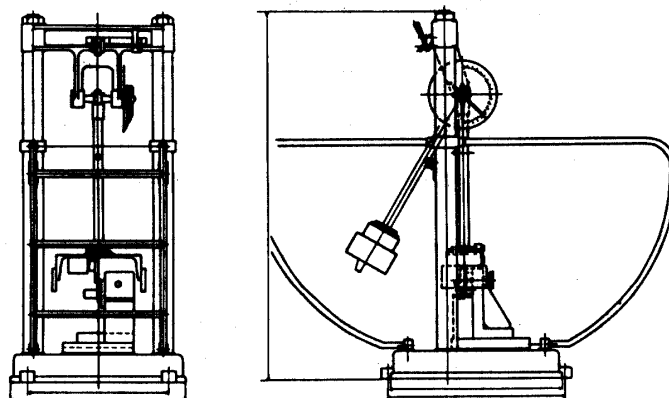


図4・8 高速切断試験機

Fig. 4・8 Schematic diagram of experimental apparatus of high speed cutting test

表4・1 切断試験機の諸元

Table 4・1. Specifications of the testing machine

振子系の全重量	12.053 kgf
振子系回転軸中心より撃心までの距離	0.5901 m
振子系回転軸中心より衝撃刃縁までの距離	0.6975 m
振子系回転軸中心より重心までの距離	0.4974 m
振子系の周期	1.542 sec
錘の最大持上角	131.9 deg
錘の最大振上角	131.0 deg
最大衝撃力	100.0 kgf
試験片寸法	20 - 30 mm
くさび角	15°, 20°, 25°, 30°
切断角	0 - 30 deg
衝撃速度	4.6 m/s

切断試験機の外形を図4・8に、その諸元を表4・1に示す。切断試験機のホルダにサトウキビを固定して切断した。測定はサトウキビ茎稈の地際部から可能な限り最上部まで行った。

本試験装置による切断速度を光電リレーと電子式ストップウォッチで測定した結果、4.6 m/secであった。

(2) 供試材料

1977年春植の琉球大学農学部附属千原農場産のサトウキビ(品種NC0376)を供試した。サトウキビの採取は1978年6月から1979年1月に行った。実験には新鮮なものを用いた。

表4・2 生育中のサトウキビの貫入抵抗、切断エネルギー・切断力

Table 4.2. Penetrating resistance, cutting energy and cutting force of the sugar cane during the growing

Date	Penetrating resistance (kgf/cm <sup>2</sup> )			Cutting energy (kgf-m)			Cutting force (kgf)		
	B	M	U	B	M	U	B	M	U
1978 7/12	-	-	-	0.90	0.78	0.47	29.0	24.5	9.2
8/23	404	296	150	1.29	0.80	0.44	50.4	28.3	13.3
9/19	363	261	143	1.52	1.02	0.37	60.4	37.7	12.2
10/17	354	258	159	-	-	-	-	-	-
11/14	392	283	213	1.23	0.94	0.45	43.2	40.0	24.4
12/12	414	338	252	1.24	1.06	0.57	56.4	45.6	26.5
1979 1/9	379	283	239	1.36	1.03	0.56	72.1	49.9	-

\*B: base portion, M: middle portion, U: upper portion

2) 実験結果と考察

表4・2にサトウキビ生育期間における貫入抵抗と切断エネルギーおよび切断抵抗等の切断特性の経時変化を示す。ここで切断エネルギー E (kgf-m) はシャルピ衝撃試験法等と同様に次式で算定した。

$$E = WR (\cos\beta - \cos\alpha) \dots\dots\dots (4 \cdot 12)$$

ここに、W (kgf) は振子系の全重量、R (m) は振子系の回転軸中心より重心までの距離、 $\alpha$  (度) は槌の最大持上角度、 $\beta$  (度) は試験片を切断した後の振上角度である。また、切断抵抗は切断力の最高値を意味する。供試サトウキビの草丈や平均直径等は表2・2に示しておいた。表4・2より、切断抵抗はサトウキビの生長に伴ってかなり増加する傾向がみられる。切断エネルギーは全般的に増加しているものの、明確な傾向はみられなかった。また、茎稈の部位については上部ほどこれらの特性値は小さくなっている。

表4・3 貫入抵抗, 切断エネルギー, 切断力相互の相関係数

Table 4.3. Coefficient of correlation among penetrating resistance, cutting energy and cutting force

Portion	Rpe	Rpc	Rec
Base	0.845	0.536	0.700
Middle	0.684	0.585	0.900
Upper	0.484	0.732	0.732

\* R : regression coefficient  
 p : penetrating resistance  
 e : cutting energy  
 c : cutting force

貫入抵抗, 切断エネルギー, 切断抵抗の平均値間の相互関係を検討したところ, 表4・3に示す相関係数を得た。これより, 切断エネルギーと切断抵抗は比較的高い相関関係があり, 大きな切断抵抗を示す茎稈は大きな切断エネルギーを要することが明らかになった。茎稈の貫入抵抗すなわち物理性と切断特性値間にもいく分かの相関関係が認められた。表4・3の相関係数は測定値の平均に関するものであったが, 同一試料で各部位別に検討するとさらに高い相関が得

られた。例えば, 1978年8月23日の測定例では, 貫入抵抗と切断抵抗, 貫入抵抗と切断エネルギーおよび切断抵抗と切断エネルギー間のそれぞれについての相関係数は0.96, 0.94および0.97であった。したがって, データの蓄積によっては簡便に測定しうる貫入抵抗値を用いて切断特性値を推定することも可能であろう。

表4・4 切断エネルギーと他の変数間の重相関

Table 4.4 Multiple correlation between cutting energy and other variables

Var	Name	Mean	S.D.	Coefficient
C	Conatant			
IV1	Stalk dia.	2.37033	0.397798	1.02135
IV2	Moist. %	75.6223	5.89264	-0.0443326
IV3	Knife angle	22.017	5.83936	0.016952
IV4	Inclination	14.5424	12.2909	9.1424E-04
DV	Energy	1.18159	0.571428	

Coefficient of determination (R SQ) = 0.646055  
 Coefficient of multiple correlation = 0.803775  
 F-ratio (regression) = 132.334  
 Degree of freedom = 4 & 290

表4・5 切断力と他の変数関の重相関

Table 4.5 Multiple correlation between cutting force and other variable

Var	Name	Mean	S.D.	Coefficient
C	Constant			156.536
IV1	Stalk dia.	2.29183	0.406689	37.5664
IV2	Moist. %	75.1499	5.98766	-2.52192
IV3	Knife angle	22.8995	5.53708	0.17561
IV4	Inclination	14.5205	12.4747	-0.315585
DV	Impact	52.5487	24.5028	

Coefficient of determination (R<sup>2</sup>) = 0.623436

Coefficient of multiple correlation = 0.78958

F-ratio (regression) = 88.574

Degree of freedom = 4 &amp; 214

次に、切断刃の形状を主として切断特性に影響する要因を検討してみた。刃の楔角、切断角および茎稈の直径、含水率を独立変数として、切断特性値を重回帰分析して、表4・4および表4・5の結果を得た。

同表から切断エネルギーE (kgf-m)に関する重回帰式は次式のように求められる。

$$E = 0.102 D - 0.044 M + 0.017 K + 1.727 \quad (4 \cdot 13)$$

$$15 \leq D \leq 35 \quad (4 \cdot 14)$$

$$65 \leq M \leq 80 \quad (4 \cdot 15)$$

$$15^\circ \leq K \leq 30^\circ \quad (4 \cdot 16)$$

ここに、D (mm)はサトウキビ茎稈の平均直径、M (%)は含水率(W. B)、K (度)は楔角である。なお、切断角が関係する項は係数値が $10^{-3}$ 以下であったので、実質的に影響なしとみなして無視した。これより刃の形状については、切断角よりも楔角の方が切断エネルギーに大きな影響を与えることが明らかとなった。式(4・13)より高速切断における切断エネルギーに最も大きく影響するのは茎稈の直径で、これと楔角が大きくなれば切断エネルギーは増加し、含水率が高くなれば減少することが判った。

同様に切断抵抗R (kgf)に関する回帰式は次式で与えられる。

$$R = 3.757 D - 2.522 M + 0.176 K - 0.316 C + 156.536 \quad (4 \cdot 17)$$

ここに、Cは切断角(0°~30°)である。

本式より切断抵抗は楔角だけでなく、切断角にも影響をうけ、これが大きくなると切断抵抗は減少することがわかる。これは第3章で述べたように切断角が大きくなると、作用角が小さくなるとともに刃縁における接線力も増加するためである。Feller (1959)<sup>37)</sup>は刃縁と茎稈のすべりおよび刃圧と切断角の関係として図4・9を示

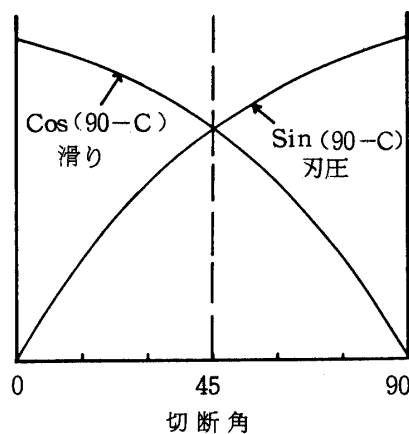


図4・9 切断角と刃圧・滑り関係 (Feller, 1959)

している。すなわち、すべりは $\cos(90 - C)$ に、刃圧は $\sin(90 - C)$ に関係する。すべりはまた刃面と茎稈断面との摩擦にも関係する。サトウキビ茎稈と鋼板との摩擦角は後述するがおよそ $15^\circ \sim 26^\circ$ である。切断角がこの範囲内であれば、自由切断においてもすべりは生じない。

式(4・17)によれば切断抵抗に対する切断角以外の因子の影響は切断エネルギーの場合と同様の傾向がみられる。特に、茎稈直径の影響が著しい。

以上より、高速切断における切断特性には茎稈の直径や含水率のような物理性に関連する因子に主に支配されるといえる。これに対して刃の形状を規定する楔角や切断角の影響は相対的に小さかった。

### 第3節 摩擦特性

#### 1. 目的

切断過程には刃面と切断面との摩擦を伴うが特にサトウキビの場合は茎稈の直径が大きいので、摩擦力の大小が切断特性に大きな影響を与える(図3・8参照)。そこで摩擦板の材料と茎稈の摩擦方向を変えて摩擦実験を行い、サトウキビ茎稈の摩擦特性を検討した。

#### 2. 実験方法

##### 1) 実験装置と方法

試作した摩擦試験機の概要を図4・10に示す。これは研磨した鋼板上にプーリの付いた軸を水平に取付けたもので、軸の両端はミニチュアベアリングを用いた軸受で支持した。引張用ワイヤにはギターのスチール弦を、垂直荷重には天秤の分銅を用いた。試験片を取付けた引張用のワイヤはプーリを介して、万能引張試験機のクロスヘッドに固定したロードセル(新興通信製LT-5、容量5 kgf)に接続した。試験片を付けない状態での摩擦力はクロスヘッドを上昇させても記録計(東洋ポールドウイン製SS-505 D)の読みから引張力を判読できなかったので無視した。

滑り速度(引張速度) 10, 30, 50, 100, 300 mm/min  
で摩擦実験を行った。測定後、直ちに試験片の形状および含水率を測定した。また試験片は維管束に平行な面、同じく垂直な面および表皮部分を滑らせた。

##### 2) 供試材料

供試したサトウキビは1978年夏植の琉球大学附属千原農場産で品種はNCo310である。

試験片は茎稈の基部を用い、維管束に平行に引張る場合は、厚さ10 mm、長さ50 mmの板状の試験片を、維管束に直角な方向は、茎稈を輪切りにして円筒状の試験片を用いた。また、表皮部の測定の場合には、鉄板との接触が不安定になりがちなので茎稈を二分して使用した。図4・11に試料の形状と調整例を示す。測定のたびに滑り面をガーゼで清浄するとともに、四塩化炭素で脱脂した。

#### 3. 実験結果と考察

測定の結果得られた荷重-変位曲線の一例を図4・12に示す。クロスヘッドが上昇して試料が滑り出す瞬間の抵抗が最も大きく、滑っているときの抵抗は、ほぼ一定であった。

Sherwood(1951)<sup>45)</sup>は、クーロン則の拡張に当たり、摩擦力は、接触面の実面積に正比例するとしている。サトウキビを用いて試験片を作る場合、髓部の繊維が大きいので、摩擦面を平滑に仕上げること

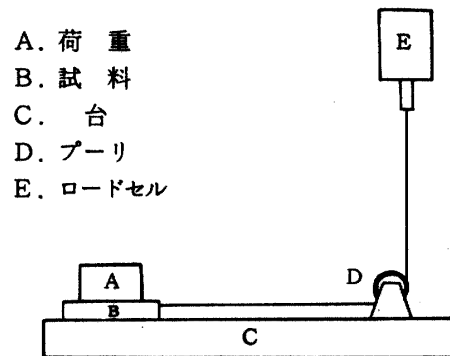


図4・10 摩擦試験機

Fig. 4・10 Set up for friction tests



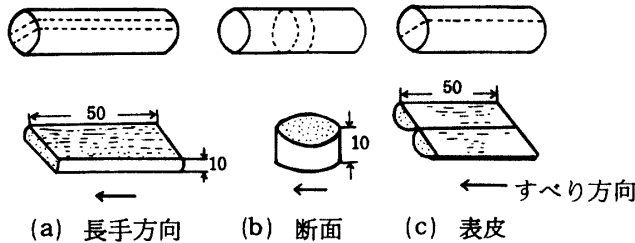


図4・11 摩擦試験用の試料の寸法の調整  
Fig. 4・11 Sample preparation for friction tests

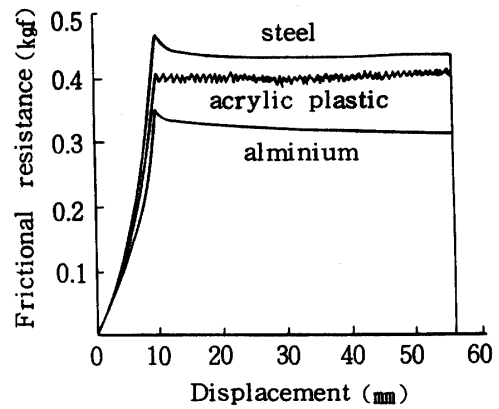


図4・12 摩擦力-変位曲線の例  
Fig. 4・12 Typical force-displacement diagram during the friction test at normal load of 1kg and at sliding velocity of 50 mm/min

は困難であり、接触面は複雑な形状になる。また、荷重が生物降伏点以上であれば接触面は潰れ、汁液が滲出する。このような事から実際の接触面積の測定は困難である。そこで、それぞれの測定結果について、試験片の形状から得た見掛けの接触面積(100%接触と仮定)で荷重を除いて面圧を求め、摩擦力との相関を検討した。相関係数(r)が-0.2~-0.4を示す測定値が多いために、見掛けの接触面積を用いた面圧で摩擦力を考察することは妥当でないと判断した。

そこで、摩擦に関して、一般に良く知られた関係式すなわちクーロン則

$$F = \mu N \dots\dots\dots (4 \cdot 18)$$

を用いて摩擦係数 $\mu$ を決定した。ここで、F(gf)は摩擦抵抗、N(gf)は垂直荷重を示す。荷重の増加とともに、係数が小さくなることが分った。

摩擦特性を議論するに当たっては、含水率の影響を考慮しなければならない。図4・13に横断方向の静摩擦係数と含水率の関係を示す。図から含水率の増加につれて静摩擦係数が増加することが分った。動摩擦係数についても同じ傾向が見られた。Osmak(1954)<sup>46)</sup>はコーンの茎稈では、25%から75%に増加すると、静摩擦係数が30%増加したと報告しているが、サトウキビは、コーンより変化が大きく、含水率75%付近から静摩擦係数が急激に増加している。

図4・12において、アクリル板に対する摩擦抵抗は波状を呈しているが、これは、载荷した荷重の影響で浸出した汁液によってアクリル板と試験片の間に付着力が作用して、一旦滑りが止まり、さらに引張ること付着力以上の力が生じて滑り出すものと考えられる。鉄板、アルミ板は、その表面が平滑に見えるが、実際には

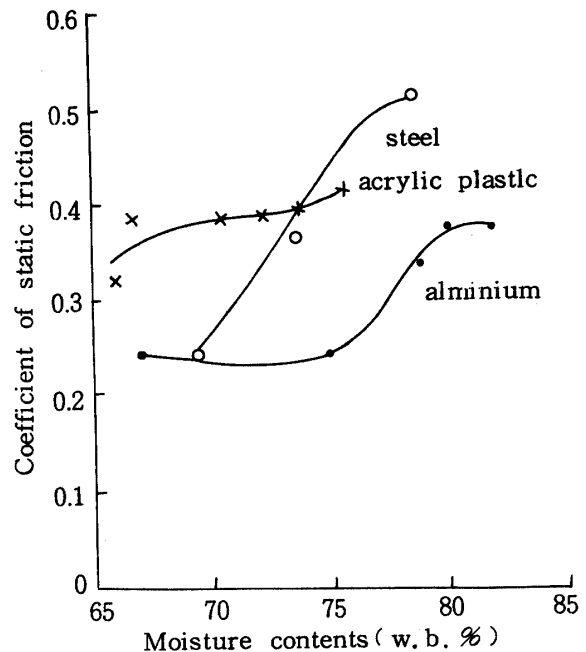


図4・13 静摩擦係数と含水率の関係  
Fig. 4・13 The effect of moisture contents on the static coefficient of friction between cross section of sugar cane stalk and steel.

表4・6 サトウキビ茎稈の摩擦係数（鋼の場合）

Table 4.6 The static and Kinetic coefficient of friction between sugar cane stalk and steel

	Static		Kinetic		N
	mean	c.v.%	mean	c.v.%	
Longitudinal section	0.48	9.15	0.46	13.76	24
Cross section	0.44	12.22	0.42	15.07	29
Rind	0.26	11.79	0.25	21.77	15

凹凸があるために、汁液がこの凹凸を満たして両者の滑りを促進するものと考えられる。

表4・6に示した摩擦係数とRichter (1954)<sup>47)</sup>の測定したコーンサイレージの値と比較したが、ほぼ同じような値を示した。また、江崎(1959)<sup>32)</sup>の小麦稈の測定例とも比較したが、同様な値を示した。

#### 第4節 摘要

固定刃によるサトウキビ茎稈の切断特性を知り、刃の基本的な形状を検討し、また、要因分析を行うために、切断速度2 mm/min～4.6 m/secで実験を行った。さらに、茎稈と鋼板等との摩擦実験を行った。本研究によって以下のことが明らかとなった。

- (1) 切断抵抗はサトウキビ茎稈の平均直径と直線関係があった。
- (2) 茎稈の貫入抵抗が大きくなれば切断抵抗や切断エネルギーも増加し、相関関係がみられた。
- (3) 茎稈の含水率が増加すると切断抵抗は減少する傾向がみられた。
- (4) 試験期間が長かったため、低速切断から高速切断における切断速度と切断特性の関係はばらつきが大きく、明確な傾向は得られなかった。しかし、10～1000 mm/minの範囲では切断速度が大きいくほど、切断抵抗は増加した。切断速度の影響は顕著であった。
- (5) 15°～30°の楔角の刃では15°の場合が最も切断抵抗は小であった。
- (6) 0°～30°の切断角では、切断抵抗は30°の場合が最小であった。
- (7) 固定刃によるサトウキビ茎稈の切断においては、茎稈の直径、貫入抵抗（硬度）、含水率など物理性に関連する因子と、切断速度が大きな影響を与える。一方、刃の形状に関連する楔角や切断角の影響は相対的に小さい。
- (8) 鋼板とサトウキビ茎稈の静摩擦係数は、滑り面が茎稈の縦断面の場合に0.48、横断面で0.44、表皮では0.26であった。なお、この値は載荷速度が30 mm/minの場合であり、速度によって変化した。

### 第5章 回転刃によるサトウキビ茎稈の切断特性

#### 第1節 はじめに

前章では、固定刃によるサトウキビ茎稈の切断特性について述べた。これは人力で切断する時の特性を考慮したものではなく、低速から高速域までの切断速度に対する切断抵抗や切断刃とサトウキビの摩擦特性を検討することによって、収穫機で実際に刈取る時の刃と茎稈の相対的な基礎的關係を明らかにするものであった。しかしながら、従来世界各地の大規模圃場で使用されている大型収穫機はもちろん、今後我国において開発される中・小型の収穫機においても、刈刃は回転刃であるべきことは、すでに第1章および第3章で述べた通りである。

そこで回転刃によるサトウキビ茎稈の切断に際しての諸特性を明確にするとともに、固定刃による切断の場合と特に異なるところがあるか否かを検討しておく必要がある。実際の収穫作業における刈刃の

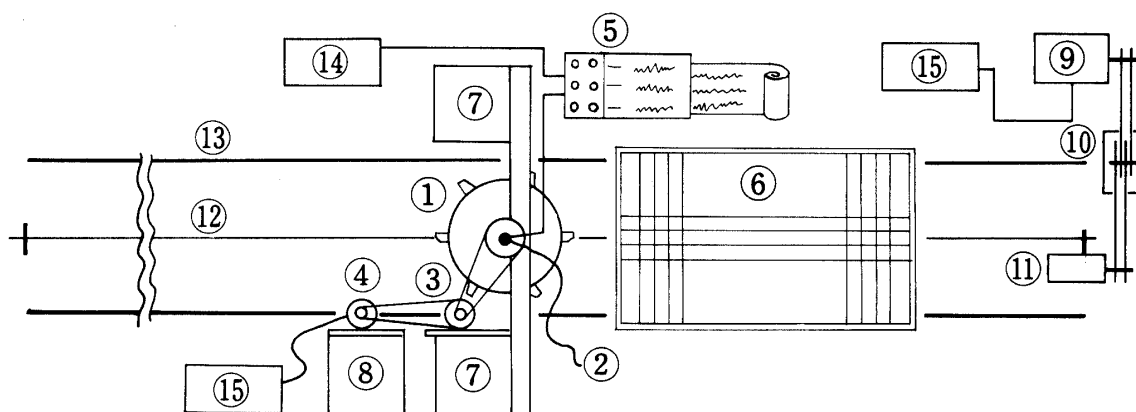
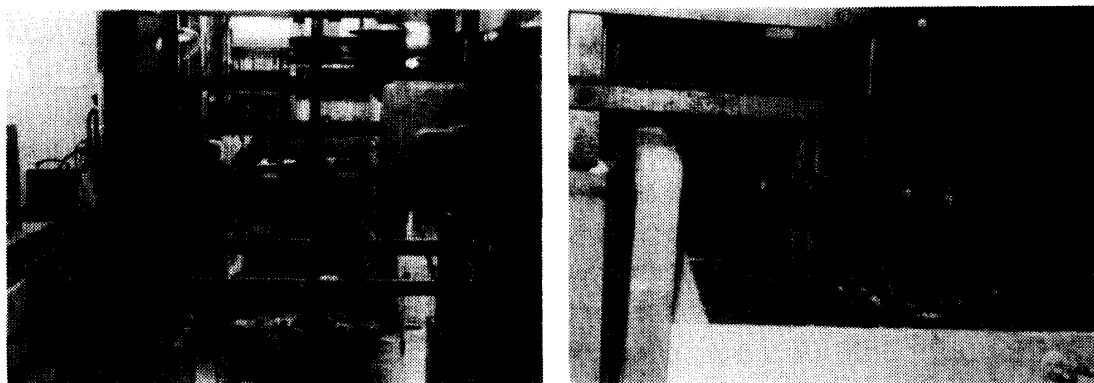
運動は、収穫機の進行を伴うために回転運動と直進運動を含む。さらに、回転刃では単一の刃によって切断するものではなく、数枚の刃で連続的に茎稈を切断するものである。このため単に1枚の刃が受ける抵抗ではなく、回転刃全体の抵抗、すなわち切断トルクをもって論じなければならない。以上の観点から次の2実験を試みた。

## 第2節 回転刃による切断特性の要因分析

### 1. 目的

第4章で述べたように固定刃による切断抵抗は、刃については楔角と切断速度に、サトウキビ茎稈の物理性については平均直径と貫入抵抗(硬度)などに大きな影響を受けた。回転刃では刃の切断角と回転運動および直進運動の組合せによって作用角が多様に変化するために、切断特性に関する要因やその影響はより複雑に表われることが予測される。

そこで、まず回転刃の切断速度と切断角を変えて切断実験を行って、切断トルクに対するこれらの因子の影響を検討した。なお、本章で使用する「切断速度」は刈刃先端の周速度を意味する。さらに、これらの因子と切味の関係を切口跡の状態より判断した。



- (1) 回転刃 (2) トルクメータ (3)・(10) 無段変速機 (4)・(9) 駆動電動機  
 (5) 自動平衡記録計 (6) 台車 (7)・(8) 支持台 (11) 減速機 (12) 送りチェーン  
 (13) 台車レール (14)・(15) 電源

図5・1 回転刃による切断抵抗測定試験装置の平面配置図

Fig.5・1 Schematic diagram of experimental apparatus

## 2. 実験方法

### 1) 実験装置と方法

回転刃による切断実験は、本来ならば圃場において実際の収穫機を使用して行うべきであるが、サトウキビの立毛条件や圃場条件さらには収穫機自体の特性など計測に影響する外的要因があまりにも多すぎる。そこで図5・1に示した室内実験装置を作製して切断実験を実施した。

本実験装置は、支持台に装着した回転刃に対して、台車に固定したサトウキビが一定の速さで相対運動をすることによって、実際の切断状態をシミュレートしたものである。回転刃の伝動主軸の中間に取り付けたトルクメータ（新興通信工業製TM-10型）によって検出されたトルクを自動平衡記録計（新興通信工業製AS-18型）にペン書きさせた。また切断時の回転刃の回転数は駆動軸の上端部においてタコメータで読みとった。

回転刃は4極、3.7kw、200V、回転数1690rpmの三相電動機（三菱電機社製）を無段変速プーリ（三木製作所製HC2102B型）によって切断速度を17m/sec～21m/secの範囲に変速して駆動させた。

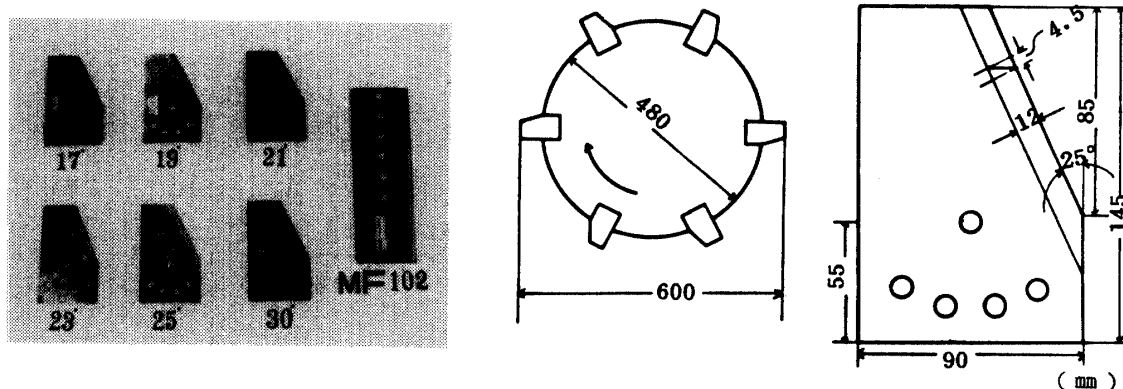


図5・2 回転刃の形状

Fig.5.2 The experimental cutting knife.

図5・2に示すように刃先端の直径は600mm、取付部は直径480mmである。切断刃の取付け用のボルト穴の位置によって、0°、10°、20°、30°、40°、50°に切断角を変化させることができる。また、切断刃の取付け枚数も2枚、4枚、6枚に変えられるようにした。

台車へのサトウキビの固定は鉄筋棒を格子状に組み、その間にサトウキビを差込んで紐で結んで行った。（図5・3参照）。台車は2本のガイドレール上をエンドレス状のチェーンで駆動する。台車の走行速度は無段変速機と減速機によって変化させることができる。電動機と無段変速機の型式は上述の回転刃のものと同じである。本実験では、台車の走行速度すなわち回転刃の直進速度は0.4m/secに固定して切断を行った。なお、前述のように切断速度は単に切断刃先端の周速度を意味し、台車の相対移動による直進成分は含まない。

### 2) 切断刃の硬度

第3章で述べたように、切断刃の硬度は切断特性に大きな影響を与える因子の一つである。刃が軟らかいと切味が悪く、摩耗も早い。そこで本実験に用いた切断刃の硬度をショア硬度計（東京衡機製）で測定したところ、図5・4に示す硬度分布が得られた。同図のマッセイファーガソン社製MF102ケーンハーベスタのベースカッタの切断刃の硬度の測定値と比較すると、およそ半分程度であった。後者は高周波焼入れを施してあるために硬くなっている。

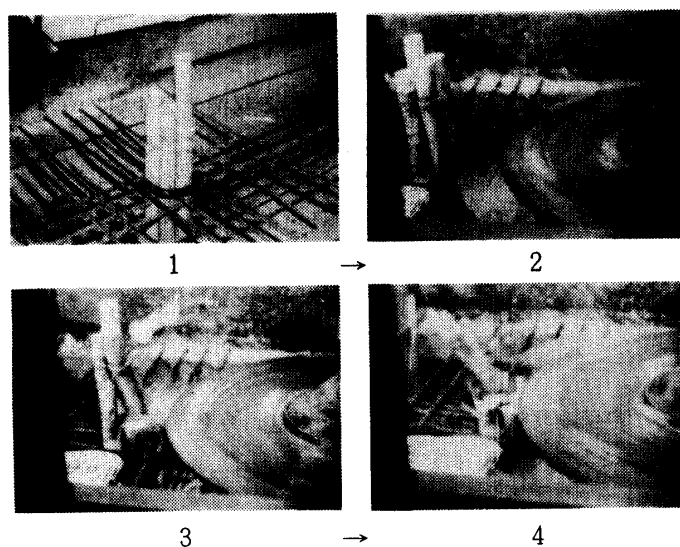


図5・3 茎稈の固定と切断の状態

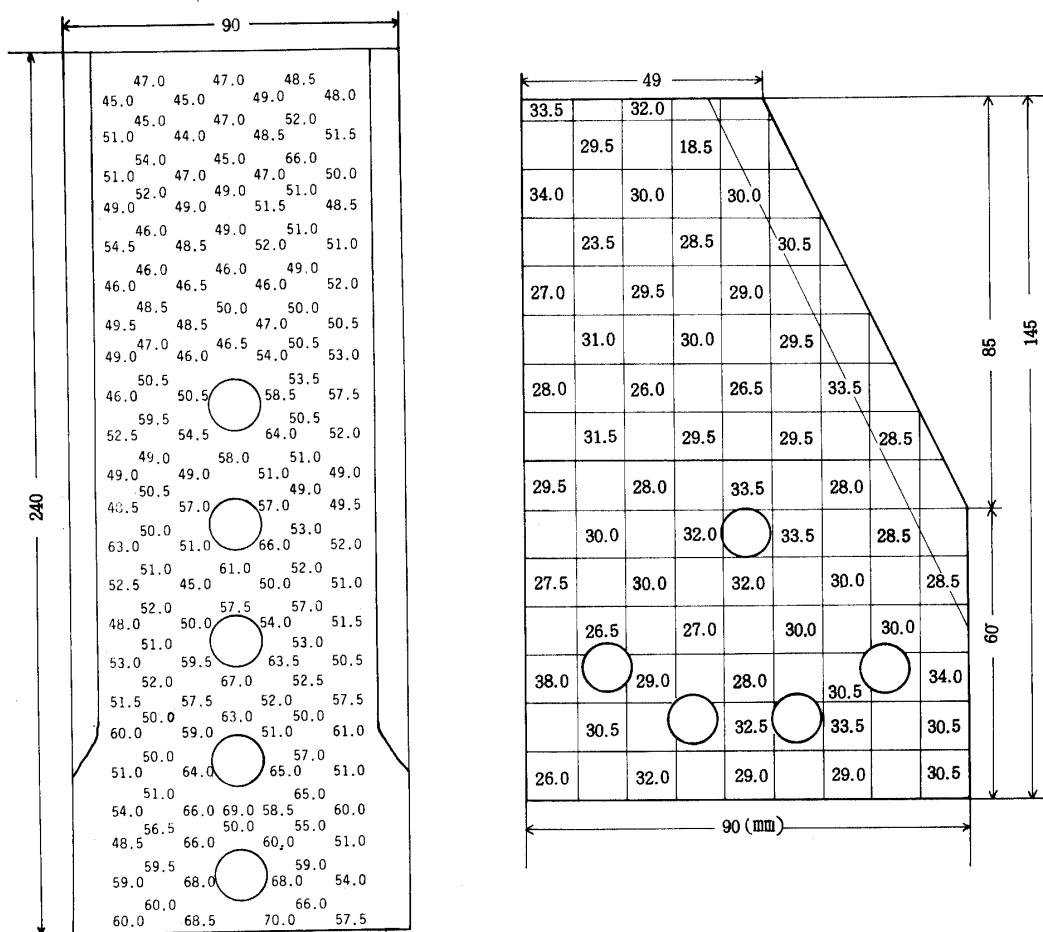


図5・4 切断刃ショア硬度(左:MF102用,右:供試用)

Fig.5.4 Hardness distribution of the experimental cutting knife measured by the Shore's hardness tester

表5・1 回転刃による切断試験の種類と組合せ

切断速度 (m/s)	17	18	19	20	21	
切断角 (度)	0	10	20	30	40	50
材 料 (本)	1		4		9	
回 数 (回)	1	2	3	4	5	6

3) 実験計画

本実験は1971～1972年に行った。切断速度を17～21 m/secの範囲で5段階、切断角を0°～50°の範囲で6段階変化させて、表5・1に示す組合せによって実験を行った。なお、台車に固定するサトウキビの本数は1, 4, 9本とした。

4) 供試材料の性状

供試したサトウキビは、琉球大学附属石嶺農場産で、1969年7月夏植の品種 NCo 310 である。サトウキビは、実際の作業で切断される位置に近い部位に本実験装置の切断刃が当るように、地際から切断して、約60cmの長さにそろえた。茎稈の直径は、20～35 mmとし、第4章で述べた切断抵抗に対する直径の影響は小さくなるようにした。

3. 実験結果と考察

1) 切断トルク

切断特性を表わす指標の一つとして切断トルクを次のように定義した。記録されたトルク波形は切断時においてギザギザの山状になったので、最高部付近の数個のピーク値を読み取ってその平均を取り、それから空転時の平均トルクを差引いた値を切断トルクとした。

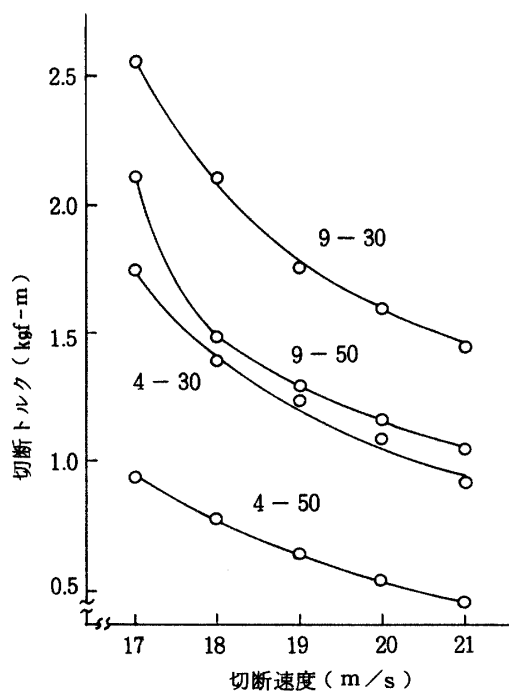


図5・5 切断速度と切断トルクの関係  
Fig. 5.5 The relationship between cutting speed and cutting torque

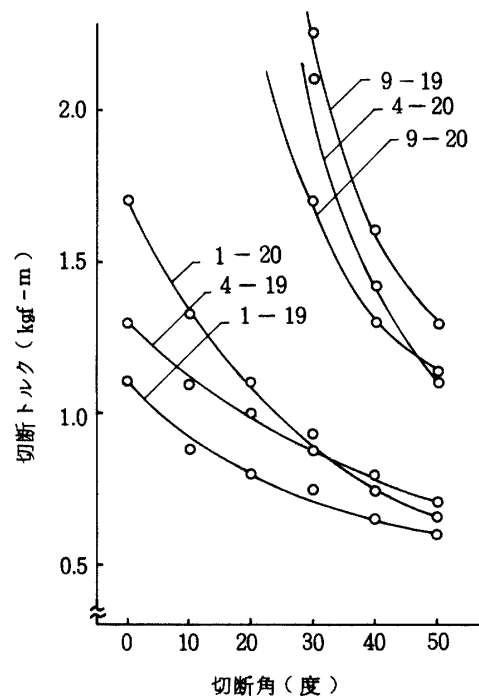


図5・6 切断角と切断トルクの関係  
Fig. 5.6 The relationship between inclination angle and cutting torque

図5・5に切断速度と切断トルクの関係を示した。図中の数字「a-b」はaが1回の切断実験で固定したサトウキビの本数を表し、bが切断角を意味する。例えば4-50はサトウキビの本数が4本で切断角は50°である。切断トルクは切断速度の増加に伴って、急激に減少し、19 m/sec以上になると変化は小さくなった。また、切断角が小さいほど切断トルクは大きくなっている。

回転刃では受刃をつけにくいために、高速回転させなければ、通常の作物の場合には被切断材料が切断圧力に耐えられずに切断できないが<sup>32) 49)</sup>、サトウキビの茎稈は、稲や麦等の穀物に比較すると重量や形状が大きい上に剛性も大きいので、自由切断であっても拘束切断に近い状態で切断されるものと考えられる<sup>50)</sup>。切断速度が速いほど、この傾向は強くなるので、刃の切味がよくなり切断トルクは小さくなる。しかるに本実験結果では切断速度が19 m/sec以上になっても切断トルクの減少は小さいので、動力面から適正な切断速度は20 m/sec程度とみなしうる。

次に、図5・6に切断角と切断トルクの関係を示した。同図において「a-b」のaはサトウキビの本数を、bは切断速度を表す。同図より、切断角が増加するにつれ、切断トルクは急激に小さくなるのがわかる。これは切断角が大きくなると、それに応じて作用角が小さくなり、また茎稈の逃げが大きくなってせん断力が作用して切れやすくなるためである。

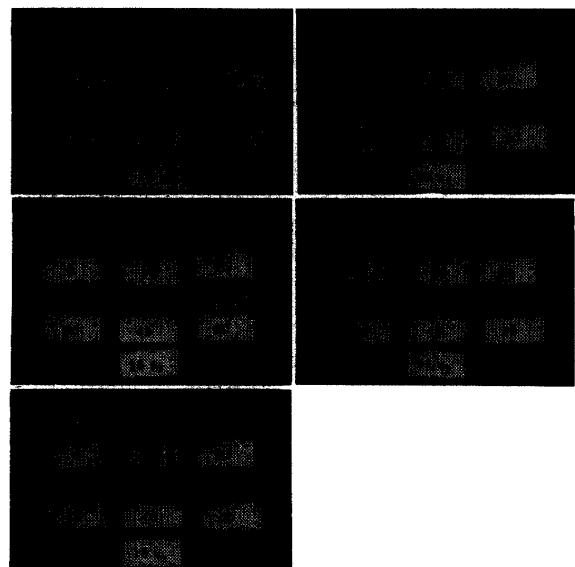
回転刃の作用角については第3章で述べたように、切断角( $\lambda$ )と楔角( $\delta$ )などによって決まる。切断角を一定とすると楔角が小さいほど、また、楔角が一定であれば切断角が大きいほど、自由切断抵抗は小さくなるといえる。これより、図5・6の切断トルクの変化はおおよそ3段階に分けることができよう。第1段階は切断角が0~20°の範囲で、ここでは作用角が楔角に大体等しくなるために切断抵抗は大きい。また茎稈の逃げはほとんど生じないのでせん断作用は小さくて茎稈には衝撃的な打撃力が作用する。したがって切断トルクは大きくなる。第2段階は切断角が20~40°の範囲で、ここでの作用角は切断角0~20°に比べてやや小さくなり、茎稈が刃縁に沿って逃げる傾向が生じ始める。すなわち、作用角は楔角より小さくなり、またせん断力(摩擦力)も作用するので、切断作用が大きく働いて切断トルクは減少する。切断角が40~50°の第3段階になると、作用角はさらに小さくなり、また茎稈の逃げる傾向が著しくなって刃縁に沿って滑る距離は長くなるので、主にその間に生ずるせん断力によって切断が行われる。このため衝撃力は相対的に小さくなり、切断トルクも小さくなるものと考えられる。

## 2) 切味

良好な切断とは小さな所要エネルギーで切口が美しいことを意味する。そこで、切断特性を表わす指標として、切断抵抗の他に「切味」を選んで、切断速度と切断角の影響を検討した。しかしながら、切味の定量的表現および測定法は見当らないので、本研究ではサトウキビ茎稈の切口跡を観察し、定性的な判断を下した。

図5・7に各切断速度別に、切断角に対する茎稈の切口跡の写真を示した。同図より、切口跡の状態は切断角が30°程度以上ではいずれの切断速度でも美しい。切断角0~20°においてはすべての茎稈が圧砕されて切口が乱れている。この傾向は切断角が0°と10°のものについて特に著しい。切断速度についてみると明確な差は表れなかったが、切断速度の大きい方が全般的に乱れが少ないようである。

ここでサトウキビ茎稈の内部組織と切断との



※ 切断速度別に各切断角で切断した切口の状態を比較したもの。

図5・7 サトウキビ茎稈の切口形状の例

関係について考えてみる。茎稈は稲や麦などの穀物と異なって、中空ではなく柔組織が密に分布した中実円筒状になっており、かつ含水率が70～80%（W・B）と高いために、耐衝撃性は小さい。したがって、切断刃による衝撃が大きいほどサトウキビの茎稈は圧砕されやすくなり切口は乱れる。衝撃力は切断角が小さく、かつ楔角が大きいほど増加するので、上述の実験結果と合致する。これに対して、茎稈の逃げによるせん断力が大きくなると、相対的に衝撃力は小さくなり、滑らかな切口で切断されるようになると考えられる。

また、回転刃の送りピッチと送り速度の差が茎稈の直径に等しいならば、2度切りせずに美しく切断される。本実験では、台車の進行速度を0.4 m/secに固定したので、切断速度比（刃の周速度/前進速度）は42.5～52.5の範囲である。刃の運動軌跡はほぼ円に近いので、切断はほとんど刃の先端部だけで行われていることになる。

このため茎稈は一枚の刃ではなく数枚の刃によって切断されることになり切口が乱れることも考えられる。また、切断角をあまり大きくすると茎稈の逃げが著しくなり、多数の刃で繰返し切断することになって切口が乱れる可能性がある。特に切断角が50°以上になるとこの傾向が表れやすくなる。これらのことを整理して、切味から適正な切断角を判断すると、40°前後であると考えられる。

以上をまとめると次のようになる。

- ①切断トルクは切断速度が速い方が小さくなり、また切断角が大きいほど小さくなった。
- ②切味は切断角に大きな影響をうけ、切断角が40°前後で最も美しい切口跡が得られる。
- ③サトウキビ切断用の回転刃としては、切断速度20 m/sec、切断角40°程度が妥当である。

### 第3節 切断特性の要因分析と切断現象の分析

#### 1. 目的

第2節において、サトウキビ茎稈の切断を適正に行うための切断速度と切断角の値を推定した。沖縄県内で実際に使用されているサトウキビ収穫機には、切断角が0°のものや、切断速度が11 m/sec前後の回転刃を使用しているものがある。第2節では2つの要因についてしか検討しなかったが、切断特性はその他にも作業速度、切断部の構造あるいは切断速度比（刃の周速度/進行速度）といった数多くの因子に影響されると考えられる。したがって、因子の数を増して検討すれば、現行の切断条件でも十分であるかもしれない。さらに、サトウキビ収穫機的设计に当って、作業効率を考慮すると、適正な切断速度比を決定することが最も重要な問題の一つである。

そこで本実験では、切断速度比と切断特性の関係を明確にすることを主目的に、切断角、切断速度、進行速度、茎稈の直径および収穫後の経過時間を因子として実験を行い、切断特性に影響する要因を分析した。

また、サトウキビ茎稈が回転刃によってどのような過程で切断されるのかを分析することも、回転刃の設計上重要である。しかるに、切断は高速で行われるので、その過程を肉眼では捉えることができない。このため従来は前節で行ったように、茎稈の切口の状態から切断の良否を判別する方法がとられていた。そこで、本実験では切断過程を高速度カメラによって撮影し、現象の分析を行った。

#### 2. 実験方法

##### 1) 実験装置と方法

実験装置は第2節の図5・1に示した装置の一部を変えたものを使用した。したがって、基本的な動作は前節で述べた通りである。本実験では進行速度比を変化させるために、台車走行用の電動機(前出)を直流電磁式クラッチを持つ加変速モータ(日立製作HCB-0.75型, 120～1500 rpm)に換えた。回転刃の駆動トルク前述のトルクメータで検出して、動歪計(新興通信工業製DS6/MTC)で増幅した



ものを紫外線電磁オシログラフ(ビジグラフ, 三栄測器製PR-101A型)で記録した。

回転刃駆動軸の回転数は, 駆動軸端に装着した回転計(横河電機製ASL-1型)と, 回転数-mV変換器で測定し, さらに, キャノンストロボスコープ(管原製作所製S-124E型)でチェックした。

## 2) 実験計画

本実験は1974~1977年に行った。前述のように, 切断特性に影響する因子として, 切断角, 切断速度, 進行速度, 茎稈の直径, 収穫後の経過時間の5因子をとりあげた。

切断刃の楔角は, 予備実験や江崎の理論解析において, 角度が小さいほど切断トルクが小さくなることが確認されているので, 楔角 $21^\circ$ の刃を使用して, 因子としてはとりあげなかった。

そこで, A: 切断角(度), B: 切断速度(m/sec), C: 進行速度(m/sec), D: サトウキビ茎稈の直径(mm), E: 収穫後の経過時間(日)として, さらに交互作用はA×B, A×C, B×Cを検出できるように,  $L_{27}(3^{13})$ の直交表を表5・2に示すように割付けた。

表5・2  $L_{27}(3^{13})$ の直交表

Table 5.2. Table of orthogonal arrays  $L_{27}(3^{13})$

因子	A	B	A×B		C	A×C		B×C	D	EE	B×C	e	e
行	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
A. 切断角			A1 $10^\circ$			A2 $30^\circ$				A3	$50^\circ$		
B. 切断速度			B1 17m/s			B2 20m/s				B3	23m/s		
C. 進行速度			C1 0.236m/s			C2 0.500m/s				C3	0.789m/s		
D. 直径			D1 23mm以下			D2 24~28mm				D3	29mm以上		
E. 経過時間			E1 0日			E2 1日				E3	2日		

それぞれの因子の水準は, 前節の実験から推定した適正值を中心に次のように設定した。

A(切断角): A1 =  $10^\circ$ , A2 =  $30^\circ$ , A3 =  $50^\circ$ 。

B(切断速度): B1 = 17 m/sec, B2 = 20 m/sec, B3 = 23 m/sec。

C(進行速度): C1 = 0.236 m/sec, C2 = 0.500 m/sec, C3 = 0.789 m/sec。

D(サトウキビ茎稈の直径): D1 = 23 mm以下, D2 = 24~28 mm, D3 = 29 mm以上。

E(収穫後の経過時間): E1 = 1日以内, E2 = 1~2日, E3 = 2~3日。

これらの水準のうち, 進行速度については実際の収穫機の作業速度はおよそ0.3~1.0 m/secであることを考えると, 作業速度の全域をカバーしているといえよう。また, 収穫後の経過時間は実際の作業では因子とはならないが, 室内実験では測定に時間を要するために, 時間の経過によってサトウキビ茎稈の物理性が変化することも考えられるので, 因子として取りあげた。

## 3) 供試材料の性状

供試したサトウキビは, 沖縄県島尻郡具志頭村字新城産の品種NCo 310で, 1969年に夏植して5回株出しのものをを用いた。サトウキビは地際から刈取り, 実際の作業の切断部位に近い位置を実験装置の切断刃が通過するように調節して台車に固定した。サトウキビ茎稈の長さは40cmにそろえ, 4本1組とした。

## 4) 高速度カメラによる切断過程の撮影

上述の切断実験時に, 適宜, 高速度カメラ(日立精機製HIMAC-16HS型)を使用して, 回転刃の運動とサトウキビ茎稈が切断される過程を撮影した。カメラは切断面に対して斜め上方にセットした。なお, フィルムはコダック社製タイプ7224, および, 小西六写真工業製タイプ6162を使用した。

3. 実験結果と考察

1) 切断トルクの要因分析

実験によって得られたトルク波形の例を図5・8に示す。波形曲線の山形の部分が切断時のトルク曲線を意味する。それぞれのピークは、切断刃が茎稈に当たった瞬間のトルクである。この点における値を回転刃の切断トルクとして定義した。前回の実験の切断トルクとは決め方が若干異なっているが、値には大差はなかった。なお、切断トルクの値は実測値から無負荷時のトルクを減じた値を用いた。

直交型実験の統計解析を行うために、これらの切断トルクから表5・3に示す補助表を得た。この表から $L_{27}(3^{13})$ の直交表の解析法(文献51, 52, 53などを参照)に従って、表5・4

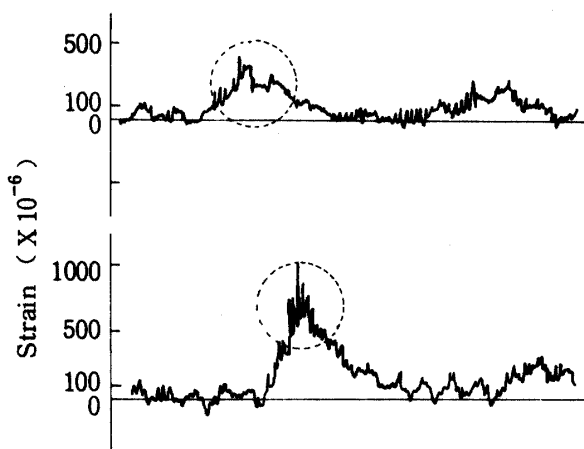


図5・8 切断時のビジグラフの記録例

Fig. 5.8 Example for torque pick-up data on the recording paper of visigraph

表5・3 変動解析のための補助表

Table 5.3. Subsidiary table for analysis of variance

		1	2	3
A	1	15.717	0.185	-13.873
B	2	8.585	-1.903	-4.653
A × B	3	-0.613	1.805	0.837
A × B	4	-0.003	-0.303	2.335
C	5	-6.585	-1.233	9.847
A × C	6	-0.303	-0.045	2.377
A × C	7	-0.143	-0.053	2.225
B × C	8	-14.785	-0.303	17.117
D	9	-0.303	-0.305	2.637
E	10	-1.063	0.777	2.315
B × C	11	1.305	0.887	-0.163
e	12	0.647	2.125	-0.743
e	13	-0.343	4.297	-1.925

表5・4 サトウキビ茎幹の所要切断トルクの変動解析

Table 5.4. Analysis of variance of the torque required to cut sugar cane stalks

誤差の要因	ss	d.f.	ms	寄与率(%)
A. 切断角	16.23	2	8.12	47.77***
B. 切断速度	3.61	2	1.81	10.59***
C. 進行速度	5.20	2	2.60	15.29***
D. 茎の直径	0.21	2	0.11	0.65
E. 収穫後の経過時間	0.21	2	0.11	0.65
A × B	0.26	4	0.07	0.41
A × C	0.29	4	0.07	0.41
B × C	18.94	4	4.74	27.88***
e + res	9.79	58	0.17	

\*\*\* 危険率 1%

の要因分析表を得た。誤差eを測定のパラツキの要因resでF検定を行ったところ、有意差が認められなかったのでe + resでF検定を行った。

その結果、A：切断角、B：切断速度、C：進行速度、および、B × C：切断速度 × 進行速度がそれぞれ危険率1%で有意であった。すなわち、これらの因子と交互作用が切断トルクに大きな影響を与えることが明らかになった。サトウキビ茎幹の直径や収穫後の経過時間などの、茎幹の物理性に関連する因子の影響は本実験では認められなかった。これより、回転刃ではその構造に関連する因子が切断特性を規定するので、その設計には十分な検討が必要であるともいえる。それぞれの工程平均は、

$$A_1 = 2.159 + 1.5717 / 9 = 3.91$$

$$A_2 = 2.159 + 0.185 / 9 = 2.18$$

$$A_3 = 2.159 + (-13.873 / 9) = 0.62$$

以下同様に、

$$B_1 = 3.11, B_2 = 1.95, B_3 = 1.64$$

$$C_1 = 1.43, C_2 = 2.02, C_3 = 3.25$$

となった。交互作用については次のようになった。

$$\begin{pmatrix} B_1 C_1 & B_1 C_2 & B_1 C_3 \\ B_2 C_1 & B_2 C_2 & B_2 C_3 \\ B_3 C_1 & B_3 C_2 & B_3 C_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1.66 & 2.38 & 3.39 \\ 1.77 & 2.65 & 1.86 \\ 2.33 & 1.31 & 2.31 \end{pmatrix}$$

また、工程平均の信頼限界は、信頼度を95%にすれば、

$$\pm \sqrt{(3.15 \times 0.169)} / 9 = \pm 0.24$$

となる。

これらの結果から、それぞれの因子と回転刃による切断トルクの関係は、図5・9のようになった。

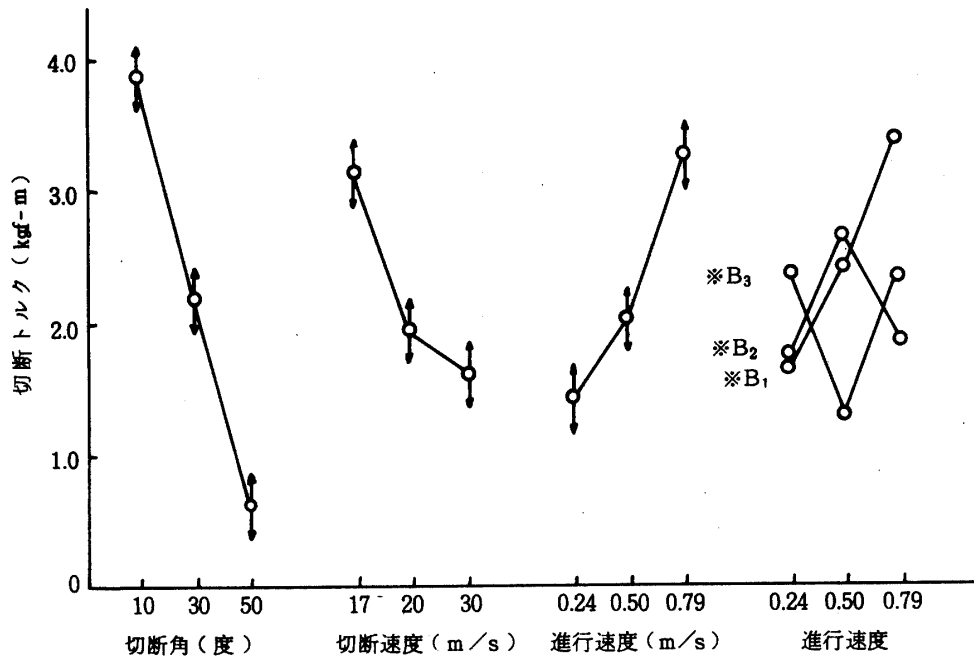


図5・9 サトウキビ茎幹切断時の切断条件の要因効果

※B<sub>1</sub> 切断速度 17 m/s ※B<sub>2</sub> 20 m/s ※B<sub>3</sub> 23 m/s

Fig. 5.9 The factorial effect of the cutting conditions on the torque required to cut sugar cane stalks

切断角と切断速度については、第2節の実験結果と同様に、これらの値が大きくなると切断トルクは減少している。特に切断角については直線的な関係が見られ、切断角50°の場合に切断トルクは最小であった。第3章で述べたように理論的には切断角45°が最適とされていることや、前述の実験結果から判断すると切断角は40～50°が最適であるといえよう。前回の実験結果と同様に、切断速度が20 m/sec付近になると切断トルクの減少の割合は小さくなった。また、進行速度については、速度が増加すると切断トルクは急激に増加する傾向がみられる。さらに、切断速度と進行速度の交互作用についてみると、切断速度17 m/secでは進行速度に比例して切断トルクは大きくなっており、切断速度20 m/secでは切断トルクはピークをもった山形を呈し、切断速度23 m/secでは谷形を呈した。このように、条件によって相反する結果が得られたが、切断速度と進行速度の関係は切断速度比で表しうるので、切断トルクと切断速度比の関係についてはさらに詳細に検討する必要があると考えた。

2) 切断速度比と切断トルクの関係

そこで、切断速度比と切断トルクとの関係を明確にするために、表5・5の条件で追加実験を行った。

表5・5 模擬サトウキビ切断時の実験条件

Table 5.5. Experimental conditions for the simulated cane cutting test

切断速度比	20	30	40	50	60	70	80	90	100
進行速度(m/s)	0.79	0.525	0.39	0.315	0.26	0.225	0.20	0.175	0.16
切断速度(m/s)	15.76	15.76	15.76	15.76	15.76	15.76	15.76	15.76	15.76
回転数(r.p.m)	500	500	500	500	500	500	500	500	500

切断速度比は20～100，進行速度は0.16～0.79 m/sec に変化させた。切断速度は15.76 m/sec に固定して測定した。供試した被切断材料はサトウキビ茎稈と，条件をそろえるために直径25mmの発泡スチロール製の丸棒にハトロン紙を酢酸ビニル系接着材で巻いた図5・10に示すようなモデル茎稈を使用した。

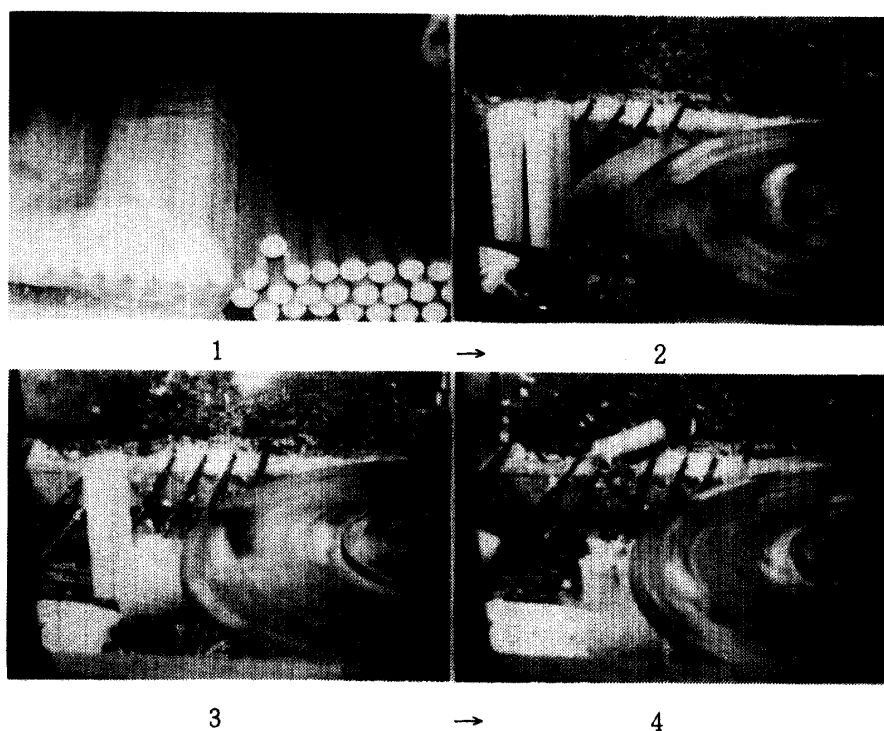


図5・10 モデル茎稈とその切断状態

実験の結果は図5・11に示すように、切断速度比が増加すると切断トルクが減少する傾向が得られた。切断速度比が40以上になると切断トルクはほぼ一定となった。この傾向はサトウキビおよびモデル茎稈ともに表われた。切断刃が一回転する時に、一枚の刃が切断する茎稈の面積が大きければ、それに応じて切断トルクは大きくなると考えられる。ここで、回転刃の刃先の周長を189.1 cmで4枚刃としたときに、直径30mmのサトウキビを想定して、一枚の刃が切断する面積を切断速度比別に求めて比較したとこ

ろ、図5・12に示す結果が得られた。切断速度比の増加に伴って切断面積の減少する傾向は、切断速度比と切断トルクとの関係に類似していることがわかる。

牧草用のロータリモアなどでは、切断刃の回転数は2000~3000rpmで作業速度(進行速度)は3~5 m/secが最適とされている。一方、サトウキビは茎稈が太く根によって固定されており、拘束切断に近い状態が得られるので、これほどの高速回転は必要としない。そこで、前述の結果に従って切断速度を20 m/secとして、切断速度比を40~60とすると、収穫機の進行速度は0.33~0.5 m/secとなる。この進行速度は実際の収穫機の速度とよく一致している。したがって、最適切断速度比は40~60であると考えられる。これより前に述べた使用中の収穫機の切断速度11 m/secは所要動力からみると最適とはいえない。

3) 切断過程の分析

高速度カメラによる撮影結果から、1本のサトウキビ茎稈が何枚の切断刃で切断されているかを分析した。条件によって多少の差は

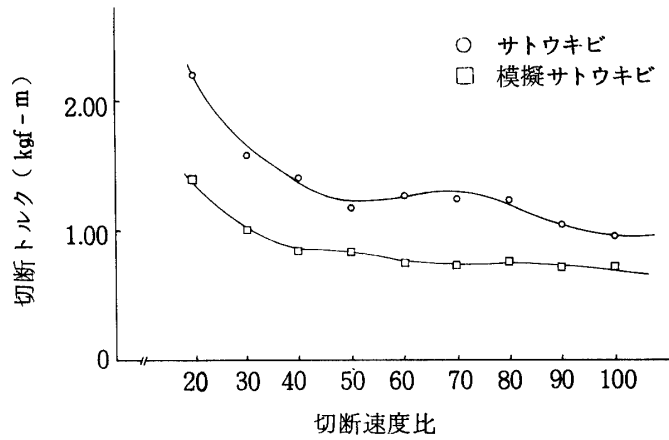


図5・11 切断トルクと切断速度比の関係

Fig. 5.11 The effect of the cutting and travel speeds on the cutting torque of the sugar cane stalks

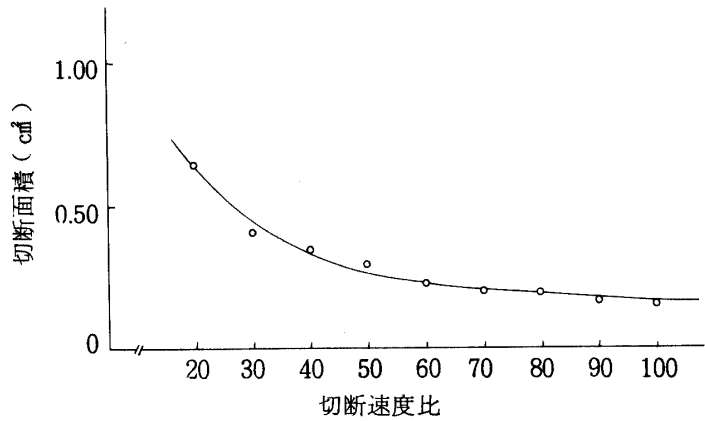


図5・12 切断速度比と切断面積の関係

Fig. 5.12 The effect of the cutting and travel speeds on the cutting area of the sugar cane stalks



a) 刃をチョークで塗った状態、刃が白くなっている。



b) 切断後、切断した部分は汁が付着し、黒く見える。これより有効長を判定した。

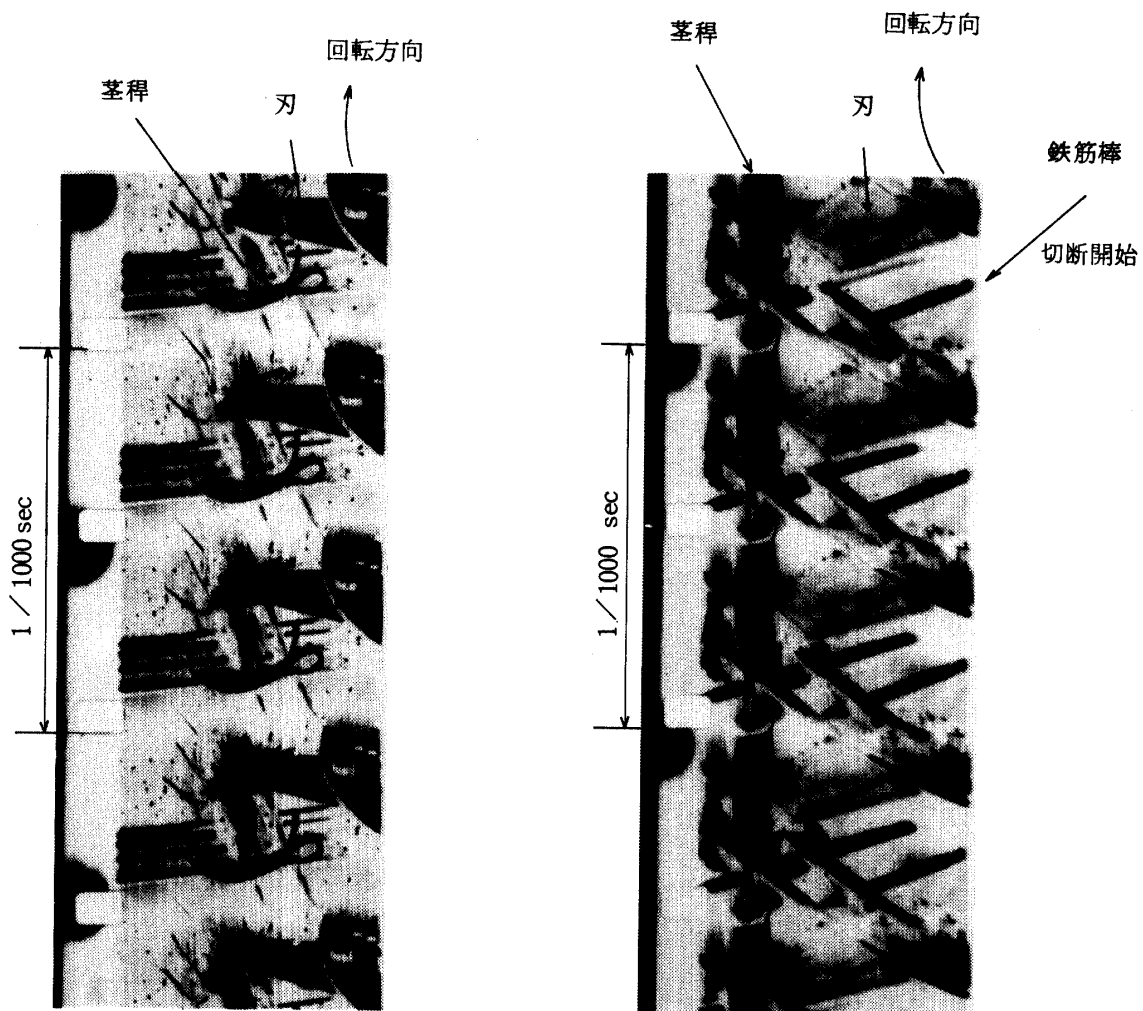
図5・13 切断刃の有効長の判定写真

Fig. 5.13 Acted blades on sugar cane cutting, marked white chalk on knives disappeared

あるが、ほぼ3～5枚の刃で切断されることが明らかになった。切断は図5・13に示すように切断刃の先端で始まり、85mmある有効切断長のほぼ50%の長さの刃で完了している。したがって、供試した刃のほぼ1/2の有効長をもつ切断刃で十分であろうと考えられる。切断角が0°の場合は、図5・14に示すように、有効切断部以外の部分でサトウキビの茎稈を打撃するために、切口の状態は乱れている。切口が最も整っている切断角は50度であり、この時は切断トルクは最小であった。

切断中：有効切断部以外で切断しているため、切口はかなり乱れて良好でないのがわかる。

切断中、切断状態は良好である。



(a) 切断条件：切断角0度  
切断速度 20 m/sec  
進行速度 0.4 m/sec

(b) 切断条件：切断角50度  
切断速度 20 m/sec  
進行速度 0.4 m/sec

図5・14 高速度写真による切断状態

## 4) まとめ

以上の実験結果を要約すると次のようになる。

- ①切断トルクに影響する因子は切断角, 切断速度, 進行速度および進行速度比であった。
- ②切断トルクからみた適正切断角は $40 \sim 50^\circ$ である。
- ③切断速度は前節と同様に $20 \text{ m/sec}$ 程度が妥当である。
- ④切断速度比の最適値は $40 \sim 60$ 程度であると推定される。
- ⑤高速度カメラによる切断過程の分析を行った結果, 切断角は $50^\circ$ 付近が最適であった。

## 第4節 回転刃と固定刃の切断特性の比較

第4章で検討した固定刃によるサトウキビ茎稈の切断特性と本章で検討した回転刃のそれとを比較してみる。

まず, 回転刃による切断では刃の先端に力が作用していると考え, 切断抵抗を切断トルクより算定するとサトウキビ茎稈1本当りおよそ $0.12 \sim 3.33 \text{ kgf}$ であった。この値は刃が茎稈に当たった瞬間の最大荷重に相当する。固定刃で低速切断する場合には $70 \sim 150 \text{ kgf}$ もあり, 切断方式によって切断抵抗にも大きな差が生ずるといえる。

楔角が小さいほど切断抵抗が小さくなる傾向は固定刃, 回転刃ともに同様であった。また, 切断速度については固定刃では小さいほど, 回転刃では大きいほど切断抵抗は小さくなった。

切断抵抗すなわち最大切断力を用いて, 茎稈1本に対する所要切断馬力( $PS = fv/75$ ,  $f$ :最大切断力,  $v$ :切断速度)を概算したところ, 回転刃において $0.3 \sim 0.6 \text{ PS}$ , 固定刃では切断速度 $2 \text{ mm/min}$ において $3.0 \times 10^{-5} \sim 7.0 \times 10^{-5} \text{ PS}$ ,  $1000 \text{ mm/min}$ において $4.0 \times 10^{-3} \sim 1.2 \times 10^{-2} \text{ PS}$ になった。回転刃では切断速度の増加に伴って所要馬力は低下するが, 固定刃では逆に増加する。

固定刃による切断特性は, 直径や表皮の貫入抵抗などサトウキビ茎稈の物理性に関連する因子に大きな影響をうけたが, 回転刃の場合にはこれらの影響は明確でなかった。

以上の相違は, 固定刃と回転刃の切断速度は前者が $2 \text{ mm/min} \sim 4.6 \text{ m/sec}$ , 後者が $17.0 \sim 23.0 \text{ m/sec}$ と差があり, 切断抵抗に対する切断速度の影響が表れたこと, 固定刃では茎稈が逃げない状態で刃を当てたのでせん断力による切断が生じなかったこと, さらに固定刃では一度に茎稈を切断したが, 回転刃では数回に分けて切断したことなどに起因するものと考えられる。

これより, サトウキビ茎稈の切断には回転刃が適しているとした第3章の理論的判断が定量的に実証されたものとみなしうる。

## 第5節 摘 要

サトウキビ収穫機の切断部の設計資料を得るための基礎研究として, 回転刃の切断特性を実験的に分析した。切断特性に影響する多くの要因の中から, 切断角, 切断速度, 進行速度, 茎稈の直径および収穫後の経過時間を因子として切断実験を行った。切断角と切断速度については2回検討した。同時に, サトウキビ茎稈の切口跡の観察や高速度カメラによる切断過程の分析による検討を加えた。これらの結果を要約すると以下のようなになる。

- (1) 切断角や切断速度が大きくなるほど回転刃の切断トルクは小さくなり, 進行速度が大きくなると切断トルクは増加する。
- (2) 切味は切断角に大きな影響をうけるが, 切断角 $50^\circ$ において最も美しい切口が得られた。この時, 切断トルクも小さな値となった。
- (3) 切断トルクのバラツキの要因分析の結果, 切断速度と進行速度の間には交互作用が認められた。

- (4) 切断トルクから判断して、適正切断速度比は40～60であると考えられる。
- (5) 固定刃と回転刃による切断特性には大きな差があることが明らかになり、サトウキビ収穫機における回転刃の合理性が実験的に明らかにされた。

## 第6章 サトウキビ収穫機の開発に関する諸問題

### 第1節 関連諸問題の概要

本章では沖縄仕様の収穫機の開発に関する問題点を述べ、刈取能力と関連する走行性、および、機械収穫がサトウキビの生理や物理化学性におよぼす影響を検討した。

第1章で述べた沖縄のサトウキビ作の特徴を整理すると次のようになる。

- ①台風による倒伏などで作物条件が非常に悪い。
- ②圃場整備が進んでいない。
- ③土壌条件が悪い。
- ④全般に小規模経営である。
- ⑤地域差が大きい。

サトウキビは大形で硬い作物であるので、処理能力や耐久性の面から一般に大型の収穫機向きである。しかしながら、上記の諸事情のために大型機械の利用は特定の地域を除いては難しく、小型機械の開発が望まれている。

小型化の手段としては、茎稈の刈取りから搬出機への積込みまでの一貫作業を行う大型機械の縮小か、個別作業もしくは2・3の組合せ作業を行う機械の開発が必要となる。前者については現在中型収穫機として開発されているが、個々の部品を十分に小型化していないきらいがある。このため機体が重くなって重粘土地帯での走行性が悪く、試験導入の域をでていない。また後者については一部脱葉機などの開発が行われたものの、全体的な作業体系の合理化、作業体系中の作業機の位置づけに関する検討はほとんど行われていない。しかるに、個別作業の機械化ではこれらのソフト面での検討と、各作業機間をつなぐ茎稈の搬送の合理化が重要な問題となろう。小型化に伴う収穫機構の設計にはそれぞれ独自の問題があるが、本研究で明らかにした茎稈の変形性、強度、摩擦特性および切断特性が基礎設計資料として活用しうる。

なお、収穫の機械化において無視しえない問題として、本章の第2・3節で述べる機械の作用による茎稈の生理や物理・化学性の変化とその対策がある。さらに、走行性の問題は沖縄本島では避けて通れないので第4節において基礎資料を示した。

以上より、沖縄仕様の収穫機・作業機の開発は上述の諸問題の徹底的な分析が必要である。

### 第2節 収穫後のサトウキビの品質の変化について

#### — 焼却脱葉の呼吸への影響 —

#### 1. はじめに

第1章で述べたように、現在、沖縄県下に導入されている大型のサトウキビ収穫機の多くが、オーストラリア製のチョッピングタイプの収穫機である。これらの機械は作業効率を上げるために、収穫に先立って、ほ場に火を放って、下葉や枯葉を焼却した後に刈取る方式(burning)を採用している。ほ場区画が広い大東諸島や石垣島では火入れが可能であるが、沖縄本島では、消防法と公害等の問題でほ場への火入れは不可能である。



さて、焼却脱葉したサトウキビの品質の変化は、製糖歩留りの観点から、オーストラリア、南アフリカ等で研究され、工場への搬入時間、搬入方法まで指導されている。わが国では焼却脱葉が一般的でないこともあって、十分には研究されていない。しかし、大型収穫機の導入に際して付随した焼却脱葉が製品に与える影響はエネルギー的にも重要な検討事項である。

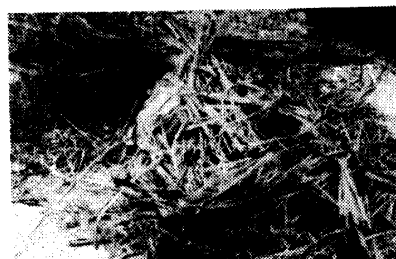
2. 実験方法

供試材料には、琉球大学農学部附属農場（那覇市首里石嶺町在、1977年5月閉鎖）産のサトウキビ（品種 NCo 376、1973年春植3回株出し）を用いた。刈取ったサトウキビを20本の地干刈にして、図6・1のように枯葉に火を放って、枯葉を焼却する方式で焼却脱葉した。この方式は米国のルイジアナ州や南アフリカでは一般的に行われている方法である。焼却後試料を調整して同時に刈取った対照区とともに図6・2に示すアクリル製の箱（120<sup>W</sup> × 120<sup>H</sup> × 850<sup>L</sup> mm）にほぼ1本宛入れて、毎分約6ℓの新鮮空気を供給して図6・3に示す植物同化作用測定装置（東芝ベックマン赤外線ガス分析計 model 315 B）で二酸化炭素濃度を連続的に測定記録した。試料箱の入口と出口の二酸化炭素濃度差より呼吸量を（6・1）<sup>54</sup>式により算出した。

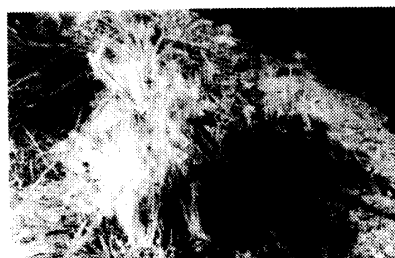
$$Po = 32.10(a - b)V / A (273 + t) \dots\dots\dots (6 \cdot 1)$$

- Po: 呼吸量 (Co<sub>2</sub> mg/kg·h)
- a : 入口空気中の二酸化炭素濃度 (ppm)
- b : 出口空気中の二酸化炭素濃度 (ppm)
- V : 空気流量 (ℓ/min)
- A : 試料重量
- t : 気温 (°C)

また空気流量は湿式流量計（品川製作所）で適宜測定した。呼吸量の測定と並行してサトウキビ茎稈の硬度を万能材料試験機（テンシロンUTM-4-100）を用いて貫入試験機で経時的に測定した。糖度は貫入試験



a) 枯葉の付いた茎稈を積上げた状態



b) 焼却中



c) 焼却脱葉終了

図6・1 焼却脱葉  
Fig. 6・1 Burning

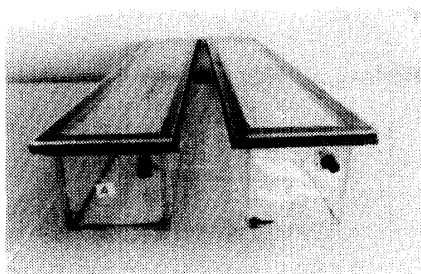


図6・2 呼吸量測定用アクリル箱

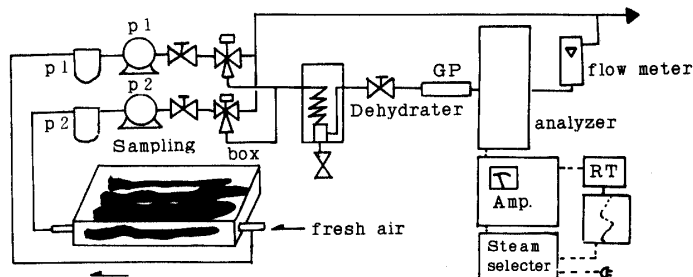


図6・3 呼吸量測定装置  
Fig. 6・3 The measuring apparatus for respiration of cane stalks.



特に分析したわけではないが、脱葉の際にブラシでサトウキビの表皮に数多くの傷が生じたり、また衝撃による内部組織の損傷等を回復するためにエネルギーを消費することに起因すると考えられる。

2) 重量変化

室温(14~22℃, 58~94%RH)で貯蔵したサトウキビの重量変化を図6・6に示す。重量変化は一週間で7%強の減少となっており、かなり大きいことがわかった。しかし焼却脱葉した試料と非焼却試料の差は明確には認められなかった。

3) 含水率

重量変化と関係が深い含水率の変化を図6・7に示す。焼却試料の含水率は慣行法のものよりやや小さいが、統計的には差異は認められなかった。

4) 硬度の変化

直径4mmのステンレス鋼製のプランジャを用いて貫入速度10mm/minで貫入試験を行った。その結果を図6・8に示す。サトウキビの上部・中部・下部ともに、収穫後3日目にやや硬度が増し、その後は徐々に軟らかくなる傾向がある。これは、収穫後は水分の蒸発で表皮が硬くなるため見かけ上硬度が増すものと考えられ、その後は髄部の水分が蒸発して、空洞が出来るために硬度が低下するものと考えられる。

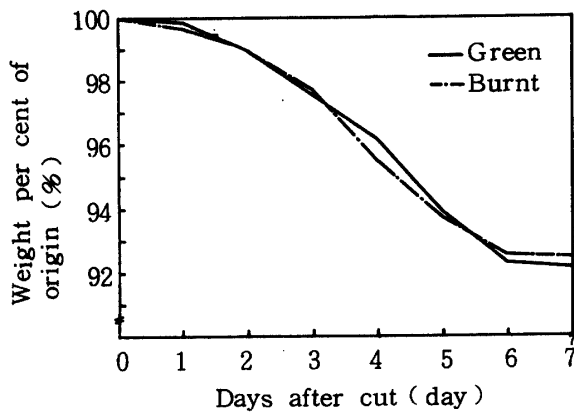


図6・6 茎稈の重量変化に対する焼却脱葉の効果  
Fig. 6.6 Effect of burning on weight change of cane stalks.

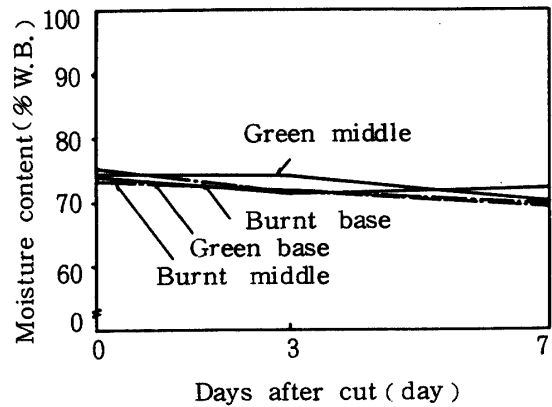


図6・7 茎稈の含水率の変化  
Fig. 6.7 Effect of burning on moisture content of cane stalks.

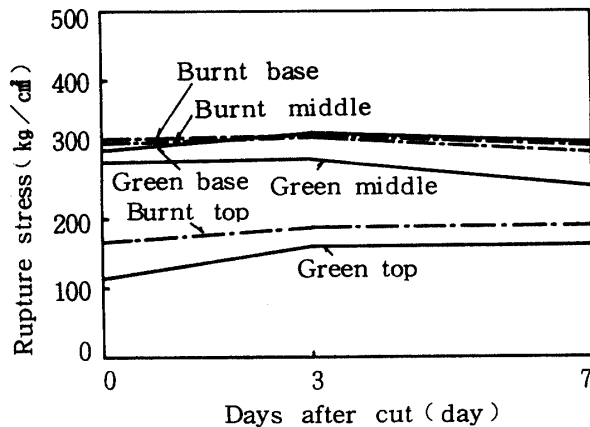


図6・8 茎稈の硬度変化  
Fig. 6.8 Effect of burning on hardness of cane stalks.

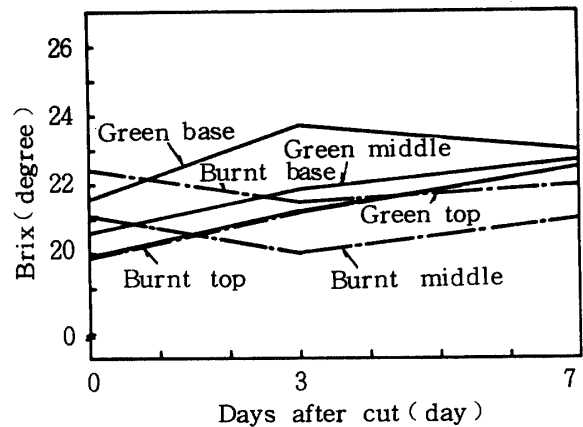


図6・9 サトウキビ汁の糖度  
Fig. 6.9 Effect of burning on Brix of cane juice.

5) 糖 度

汁の屈折計示度（一般にはBrixと呼ばれる）の変化を図6・9に示す。慣行法の試料の屈折計示度は収穫3日後に上昇しているのに対して、焼却試料は減少している。慣行区の試料の屈折計示度の上昇は水分減少によるものと考えられ、温州みかんの貯蔵の初期にも同じような「見かけのブリックスの上昇」<sup>56)</sup>の現象があることが認められている。

6) 還元糖量

還元糖量は図6・10のように収穫後に増加している。特に7日目では慣行区の還元糖量は焼却区の試料より多くなっている。これは慣行区の試料のショ糖の低下を意味している。一般に焼却したサトウキビは歩留りが低いと言われていたが、測

定では逆の結果を示している。焼却脱葉したサトウキビの還元糖量が慣行脱葉したサトウキビよりも少ないという結果は、沖縄県農業試験場等（金城（1971）<sup>70)</sup>でも同様な報告をしている。いずれも刈取って焼却したり、立毛中のサトウキビを焼却してすぐに刈取っている。Young（1962）<sup>57)</sup>は立毛中のサトウキビを焼却脱葉する場合と焼却後刈取って圃場に放置する場合との品質の劣化を比較している。その結果、刈取って圃場に放置したサトウキビの方が可製糖率の低下傾向が大きいと述べている。また、Turner（1962）<sup>58)</sup>は、非焼却と焼却サトウキビをそれぞれ刈取って圃場に放置して、その後の品質を調査し、焼却脱葉したサトウキビの還元糖量の増加、可製糖率の減少などが、非焼却のものより大きいことを明らかにしている。

このように、焼却脱葉したサトウキビの品質の劣化は非焼却のものより大きく、収穫後の運搬・処理までを包含した生産計画が必要なことを示唆している。

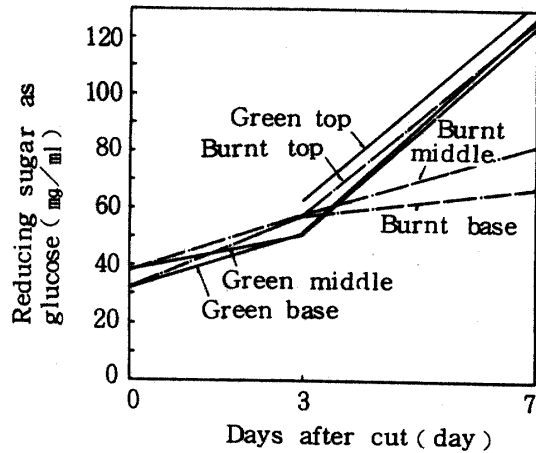


図6・10 サトウキビ汁の還元糖度  
Fig. 6-10 Effect of burning on Reducing sugar content cane juice.

第3節 サトウキビ汁の粘性挙動とこれに与える機械収穫の影響

農業機械学会誌 第42巻第4号（1981）487～490頁参照

第4節 サトウキビ収穫機の走行性に関する諸問題

琉球大学農学部学術報告 第28号（1981）163～171頁参照

第7章 総 括

沖縄におけるサトウキビは、基幹作物として重要な地位を占めているが、その生産に必要な労働手段は、大半を人力作業に依存している実状である。

これが、年々上昇を続ける農業労賃の高騰と相まって、農家の収益を低下させ、生産意欲を減退させる要因にもなっている。

特に収穫作業は作業内容が複雑でかなりの力を必要とし、作業強度からみても激作業に相当する程の重労働である。更に、作業が短期間に集中しているために、この作業をいかに省力化し、合理化するか

がサトウキビ栽培近代化の重要な課題になっている。

この解決策として外国製大型収穫機の導入が試みられているが、地形の複雑さ、基盤の未整備などから適用地域が一部に限られ、広範囲にわたっての利用が困難な状況にある。沖縄の特殊な条件のもとで稼働できる収穫機としては、地形・土壌・栽培条件を考慮に入れた小型で高性能の機械でなければならない。

このような背景をふまえて、筆者は沖縄仕様の収穫機の開発を想定した基礎研究として、サトウキビ茎稈の刈取り機構に関連する研究を行った。

本論文では、まず収穫機対象物であるサトウキビ茎稈の理工学的性質について検討を行って、次の諸特性を明らかにした。なお、特性値は平均値である。

1. サトウキビの貫入抵抗すなわち硬度は基部ほど大きく、成長に伴って上部の貫入抵抗は増加した。この傾向は含水率の変化と関係がある。

2. 圧縮、曲げ、引張試験によって茎稈の弾性率を求めた。茎稈基部において軸方向の圧縮弾性率は  $105 \text{ kgf/cm}^2$ 、横方向弾性率は  $22.5 \text{ kgf/cm}^2$  であった。曲げ試験では  $2.20 \times 10^3 \text{ kgf/cm}^2$ 、引張試験では  $1.80 \times 10^4 \text{ kgf/cm}^2$  と試験法によって異なる値が得られた。

3. 茎稈基部のポアソン比は0.344、曲げ強さは  $75.0 \text{ kgf}$  であった。

これらは茎稈の刈取りにおいて、倒伏茎の引起し作用、切断作用、その他の機械的処理に当って、装置の構造、材料、機構を考える場合に重要な要素となる。

サトウキビ茎稈の切断作用については、茎稈の性質が他の農作物と著しく異なるために、既往の刈取り理論及び設計法の適用が困難である。そこで、従来の理論について検討を行い、サトウキビの刈取り機構は往復動刃では困難であり、回転刃の適用がより妥当であることを示した。

次に、サトウキビ茎稈の基礎的な切断特性を知るために、固定刃を用いて諸切断条件のもとで実験を行った結果、次のことが明らかとなった。

4. 切断特性としての切断抵抗と切断エネルギーの間には0.97と高い相関があり、大きな切断抵抗を示す茎稈は所要切断エネルギーも大きい。

5. サトウキビ茎稈の形状や物理性は切断特性に大きな影響を与える。茎稈の直径が大きくなれば切断抵抗は直線的に増加した。例えば、切断速度  $2.0 \text{ mm/min}$  では切断抵抗は  $75 \sim 150 \text{ kgf}$  の範囲にあり、切断抵抗  $Y (\text{kgf})$  と直径  $X (16 \sim 35 \text{ mm})$  の関係は次式で示された。

$$Y = 3.702 X + 9.967 \dots\dots\dots (4 \cdot 1)$$

サトウキビ茎稈の貫入抵抗と切断抵抗および切断エネルギーの間にはそれぞれ0.96および0.94と高い相関があった。また、茎稈の含水率が高くなると切断抵抗は減少する傾向がみられた。

6. 刃の形状に関連する諸元、すなわち楔角、切断角は切断特性に影響することを確認した。楔角  $15^\circ \sim 30^\circ$  の範囲では  $15^\circ$  の場合に切断抵抗は最小となった。切断角が増加すると切断抵抗は減少した。

7. 固定刃による切断では切断特性に与える影響は刃の形状よりも茎稈の物理性の方が顕著であった。上記5、6の諸因子の影響を総合すると、切断速度  $4.6 \text{ m/sec}$  の場合には切断エネルギー  $E (\text{kgf-m})$  と切断抵抗  $R (\text{kgf})$  は次の重回帰式で表した。

$$E = 0.121 D - 0.044M + 0.017K + 1.727 \dots\dots\dots (4 \cdot 13)$$

$$R = 3.757 D - 2.522M + 0.176K - 0.316 C + 156.536 \dots\dots\dots (4 \cdot 17)$$

ここに、 $D$  は茎稈の直径 ( $\text{mm}$ )、 $M$  は含水率 ( $\% \text{W.B.}$ )、 $K$  は楔角 (度)、 $C$  は切断角 (度) である。

8. 切断速度は切断抵抗に大きな影響を与え、 $10 \sim 1000 \text{ mm/min}$  の範囲では切断速度が大きくなると切断抵抗は増加した。

9. サトウキビ茎稈と鋼板の静摩擦係数は、載荷速度  $30 \text{ mm/min}$  の場合、滑り面が縦断面のとき0.48、

横断面で0.44，表皮では0.26であった。これより，切断角が $15^{\circ}$ ～ $26^{\circ}$ の範囲内にあれば，自由切断においても茎稈が刃縁に沿ってすべることはない。

つづいて，実際の切断機構として妥当な回転刃による実験を行って，次のことを明らかにし，回転刃の基礎的な設計資料を得た。

10. 切断速度 $17\sim 23\text{ m/sec}$ の範囲では，切断速度が増加すると切断トルクは減少するが， $19\text{ m/sec}$ 以上になると変化が小となった。

11. 切断トルクあるいは切断抵抗は，切断角を一定にすると楔角が小さいほど，また楔角が一定であれば切断角が大きいほど減少する傾向がみられた。

12. 切断特性に対する要因分析によると切断角，切断速度，進行速度の各因子と，切断速度×進行速度の交互作用が切断トルクに顕著な影響を与えた。固定刃の切断に大きく影響する茎稈の物理性の効果は認められなかった。

13. 切断速度と進行速度の比，すなわち，切断速度比と切断トルクの関係は，切断速度比が増加すると切断トルクは減少し，切断速度比が40以上になると変化は小さくなり，一定値に近づく。

14. サトウキビ茎稈は内部組織との関係で，切断刃による衝撃すなわち切断抵抗が大きいほど破碎されやすくなり，切口は乱れる。この衝撃力は切断角が小さく，かつ楔角が大きいほど増加する。

15. 切断トルク，切口形状および高速度写真などから総合判断すると，回転刃によるサトウキビ茎稈の刈取り機構では楔角 $20^{\circ}$ ，切断角 $50^{\circ}$ ，切断速度 $20\text{ m/sec}$ ，切断速度比 $40\sim 60$ ，切断刃の有効長さ $50\text{ mm}$ 程度が妥当であると考えられる。

一方，実際に収穫機を使用して作業を行う場合の問題点については，第1章で述べた側面もあるが，他の問題点として，サトウキビは「サトウ」の原料作物であるため，処理方法は比較的粗雑な取扱いはしているため，この段階で品質の低下を招きやすい。

そこで，人力で行ってきたサトウキビの収穫作業を，人力から機械力に移行した場合に生ずる品質変化が製品の製造工程に与える影響を実験により確めた。

収穫機による作業は，まず収穫に先立って枯葉に火を放って，枯葉や下葉を焼却した後に刈取る方式を採用しているために，焼却方式がサトウキビの呼吸作用及び品質の変化に及ぼす影響を検討した結果，焼却脱葉した原料（サトウキビ）の劣化は，非焼却原料に比較してかなり大きいことが明らかとなった。

さらに，製造過程の圧搾汁（初汁）における機械収穫の影響を知るために，汁液の粘度について検討した。その結果，焼却後に機械収穫したサトウキビは，人力収穫の原料に比較して，初汁で2.6～2.0倍の粘度に達することが明らかになり，製造工程にかなりの障害を与えている。

また，収穫機の刈取り能力に大きな影響を与える走行性の問題をとりあげて，走行部の現状と沖繩における特殊土壌の物理性に関する検討を行った。

以上のように，茎稈の刈取り機構については一応の設計資料が得られたが，収穫機の開発には第1章および6章で述べた問題や，刈取った茎稈の脱葉，夾雑物の分離など多くの問題を効果的に解決してゆく必要があると考えられる。

## 謝 辞

1966年から1年間九州大学で研修を受ける機会に恵まれ，中馬豊教授の懇切な御指導と御鞭撻をたまわり，本研究の方向を御教示いただいて今日に至ったことに対し，先生に文面をかりて深甚の謝意を表します。

また，論文の作成に当り，懇切な御助言と御指導をいただいた九州大学坂井純教授，森稔教授ならびに村田敏助教授に衷心より感謝申し上げます。

さらに，実験から取まとめまで終始御協力いただいた琉球大学國府田佳弘教授，秋永孝義助教授，上

野正実講師ならびに研究の遂行に御協力いただいた九州大学堀善昭技官および琉球大学農業工学科職員の方々に記して厚く御礼を申し上げます。

### 引用文献

- 1 池原真一, 1968 沖縄における甘蔗作経済の研究, 琉球大学農学部学術報告15号: 1~11
- 2 農林水産省農蚕園芸局畑作振興課, 1980 さとうきびに関する資料: 10~25
- 3 沖縄県農林水産部, 1980 農業関係統計資料: 71~149
- 4 —————, 1980 農業関係統計資料: 153
- 5 宮部芳照・阿部正俊・小島新, 1978 さとうきび収穫調製作業の労働強度および作業能率について, 農作業研究会誌, 33: 43~47
- 6 後藤美明, 1978 中型さとうきび収穫機による収穫作業, さとうきび収穫機械化研修資料, 沖縄県農林水産部糖業農産課: 1~50
- 7 今泉七郎, 1969 ケーンハーベスターに関する試験, 模範農場研究速報8: 1~24
- 8 塚田章二郎, 1967 ケーンハーベスターの利用試験, 模範農場研究報告13: 1~17
- 9 泉 裕巳, 1970 サトウキビ収穫作業の機械化に関する一考察, 沖縄農業9(2): 43~48
- 10 ———, 1977 九州地区における現状と将来, 一沖縄におけるサトウキビ作, 農業機械学会誌 38(1): 133~136
- 11 Duncan, R.A. 1961 The mechanical harvesting of long crop sugarcane, Proc. of the ISSCT 10th congress.: 613-620
- 12 —————, 1962 Sugarcane harvesting development in Hawaii, Proc. of the ISSCT 11th congress.: 395-404
- 13 泉 裕巳, 1977 沖縄における農業の振興とその技術的問題点, 一農業機械の問題点一, 熱帯農業学会誌22(3): 191~194
- 14 江崎春雄・入江道男, 1957 収穫機の研究, 一わらの柔軟度について一, 農業機械学会誌 19(2): 79~81
- 15 ———・———, 1960 収穫機の研究, 一稲・麦稈の束の圧縮性について一, 農業機械学会誌 21(4): 146~148
- 16 松田良一・梅田重夫, 1952 刈取機の研究, 一茎稈のヤング率測定試験一, 農業機械学会誌 14(3・4): 75~78
- 17 太田 基, 1943 竹材の性質に関する研究(第13報), 九州大学農学部演習林報告: 121~129
- 18 山崎守正・尾崎 昇, 1941 蔗茎の風折軽減に関する一考察, 台湾蔗作研究会報 20(1): 31~34
- 19 ———・有門博樹, 1938 甘蔗品種に於ける梢頭部風折の難易と其機械的原因, 台湾総督府糖業試験所報告 6: 46~51
- 20 江崎春雄・奥井和致・黒沼喜一郎, 1959 収穫機の研究(24)一とうもろこし刈取機の試作研究, 農業機械学会誌 20(4): 171~173
- 21 石橋貞人・小島孝之, 1969 農産食品の力学的性質に関する研究(第1報), 農業機械学会誌 30(4): 231~236
- 22 Chochran, B.J. and Gene Baker 1970 Engineering properties of sugarcane and their relationship to mechanical harvesting, Paper 70-359 ASAE.
- 23 小島孝之, 1975 園芸生産物の物性に関する研究(第1報), 農業機械学会誌 36(4): 549~554
- 24 上野辰郎, 1938 甘蔗における茎の硬度とその内部組織の関係, 台湾総督府糖業試験所報告 5:

- 21~29
- 25 泉 裕巳・秋永孝義, 1974 サトウキビ収穫機に関する研究(第3報), 琉球大学農学部学術報告 21: 162~172
- 26 泉 裕巳, 1970 さとうきび収穫機の開発に関する研究, 農業機械学会九州支部誌 19: 29~36
- 27 ———・秋永孝義・國府田佳弘, 1980 サトウキビ収穫機に関する基礎的研究(第1報), 農業機械学会誌 42(1): 69~74
- 28 Mohsenin, N.N. 1970 Physical properties of Plant and animal Materials, 1:688, Gordon and Breach Science Pub. N.Y.
- 29 Timoschenko, S. and J.N. Goodier 1951 Theory of Elasticity, pp 372, McGraw-Hill Book Co. Student ed. N.Y.
- 30 Fanguy, H.P. 1971 Brittleness of sugarcane Varieties in Louisiana, Proc. of the ISSCT 14th congress:381-385, Baton Rouge, Louisiana
- 31 Stroppel, T. 1953 Zur Systematik der Technologie des Schneidens, Grundl. Landtech, 5:120
- 32 江崎春雄, 1959 刈取機的设计要素に関する実験的並びに理論的研究, 関東々山農試報告 12: 146~206
- 33 Puri, A.N. and T.S. Venkatraman. 1929 An apparatus for testing rind hardness in sugarcanes. Proc. Sug. Tech. Assoc. India, :15-19. [C. Van Dillewijn: Botany of sugarcane, 内原彪訳, 1971 甘蔗植物学, pp 16~17, 琉球分蜜糖工業会]
- 34 北原健次郎, 1963 甘蔗農業, pp 67~69, 琉球分蜜糖工業会
- 35 泉 裕巳, 1971 サトウキビ収穫機に関する研究(第2報), 琉球大学農学部学術報告 18: 73~87
- 36 江崎春雄・奥井和致・入江道男, 1956 刈取機の研究(12)-E53-II 型紫雲英刈取機の試作(第2報), 農業機械学会誌, 17(4): 153~156
- 37 Feller, R. 1959 Effects of Knife Angles and Velocities on Cutting of Stalks without Counter-edge, Journal of Agric. Eng. Res. 4:277-293
- 38 Chancellor, W.J. 1958 Energy requirements for Cutting Forage, Agricultural Engineering, 39(10):633-636
- 39 Chang, C.S. 1977 Measuring cutting resistance of sugarcane stalks, Proc. of the ISSCT 16th congress:2151-2157
- 40 江崎春雄, 1975 バインダとコンバイン, 農業図書株式会社, pp 191~199
- 41 Novais, G.R. 1977 Establishing optimum standards for the lower cutting decive of the sugarcane harvester. Proc. of the ISSCT 16th congress:2011-2022
- 42 Finney, E.E. Jr. and D.R. Massie 1975 Instrumentation for testing the Response of Fruits to mechanical impact. Transactions of the ASAE:1184-1187, 1192
- 43 Mohsenin, N.N. 1974 Physical properties of plant and animal materials.
- 44 Silveria, I.J.A. 1974 Paramatros en el proceso technologic del corte de cane, Revista ATAC:50-59
- 45 Sherwood, R.S. 1951 The mechanism of dry friction. Engineering Report No.6 of the Iowa Eng. Exp. Sta. Ames Iowa:
- 46 Osmak, I.T. 1954 Physicomechanical properties of corn (in Russian)Sels, Khozmashina, 4:10-15
- 47 Richter, D.W. 1954 Friction coefficient of some agricultural materials, Agric. Eng.6:411



-413

- 48 泉 裕巳・秋永孝義, 1975 サトウキビ収穫機に関する研究(第4報), 琉球大学農学部学術報告 22: 310~320
- 49 中川健治, 1965 茶摘機的设计要素に関する研究II, 三重大学農学部学術報告 32: 57~81
- 50 岡村俊民, 1966 フライホイール型飼料載断機の刃型に関する実験的研究, 北海道大学農学部農場報告 14: 69~79
- 51 田口玄一, 1962 新版実験計画法(上), 丸善 pp 2~111
- 52 ———, 1962 直交表と線点図, 丸善 pp 36
- 53 木村俊夫, 1964 実験計画法の手ほどき, 南江堂 pp 40~43
- 54 戸邇義次, 1973 作物の光合成と物質生産: pp 75, 養賢堂
- 55 福井作蔵, 1969 還元糖の定量法, pp 11, 東京大学出版会
- 56 黒上九三郎, 1970 ミカンの貯蔵と栽培, 安達義正編: pp 64
- 57 Young, H. E. 1962 The deterioration of burnt standing cane and burnt cut cane, Proc. of the ISSCT congress: 307-311
- 58 Turner, A. W. and B. A. Rojas 1962 Deterioration of sugarcane after cutting, Proc. of the ISSCT 11th congress: 312-318
- 59 蔗作研究協会機械化委員会報告, 1979 さとうきび年報, 昭和54年, 128~130
- 60 Raha, A. C. 1971 Rheological properties of carbonation cane juice, Proc. of the ISSCT 14th congress: 1612-1618
- 61 Benett, M. C. 1959 The factor affecting stability and flocculation in cane juice, Int. sugar J. 61: 77-80, 109-111, 135-138
- 62 高分子学会レオロジー委員会編, 1965 レオロジー測定法: pp 46~54, 共立出版(昭40)
- 63 桜井芳人・藤巻正生, 1965 食品の加工と貯蔵: pp 45, 光生館(昭40)
- 64 後藤廉平・他, 1969 レオロジーとその応用: pp 30, 共立出版(昭44)
- 65 知念 功・松下洋一・福田亘博, 1979 甘蔗茎のインベルターゼと $\alpha$ ガラクトシダーゼに関する研究, 琉球大学農学部学術報告 26: 91~104
- 66 Tibury, R. H. 1971 Dextran and Dextranase, Proc. of the ISSCT 14th congress.: 1444-1458
- 67 Garler, K. R. and K. T. Clasziou 1972 Physiological functions of acid and neutral invertases in growth and sugar storage in sugarcane, Physiol. Plant 27: 25-31
- 68 泉 裕巳・秋永孝義, 1976 収穫後のサトウキビの品質の変化について, 農業機械学会第35回総会講演要旨: 140
- 69 Bruijn, J. 1961 Deterioration of sugarcane after harvesting, Intern. Sugar J. 68: 331-334, 356-358
- 70 金城良守, 1971 キビの収穫作業と刈取後の成分変化, 沖縄甘蔗年報 14: 21~35
- 71 宇田 拓, 1980 温州みかんの選果荷造過程における品質低下と選果改良の方向, 農業機械学会農産部会研究資料 7: 23
- 72 江崎春雄・他, 1981 自脱コンバインの走行性, 農業機械学会誌 42(4): 589~595
- 73 丸杉孝之助, 1979 沖縄農業の基本条件と構造改善, 琉球大学農学部: 32~40
- 74 沖縄県農林水産部耕地課編・農林建設課, 1980 沖縄県の土地改良, 沖縄県: 4~30
- 75 国土庁土地局編, 1977 縮尺12万5千分の1土地分類図付属資料 沖縄県, 国土庁土地局: 32~33
- 76 Bekker, M. G. 1962 Theory of Land Locomotion, Ann Arbor, The Univ. of Michigan

Press : 186 - 227

- 77 農業機械学会編, 1969 改訂農業機械ハンドブック, コロナ社 : 442, 881
- 78 金須正幸・他, 1966 乗用トラクタの走行・牽引および耕耘性能に関する研究, 農業機械化研究所 : 20~30
- 79 国分欣一, 1970 水田におけるトラクターの走行可能性と土壌物理について, 土壌の物理性21, 土壌物理研究会 : 21~27
- 80 土質工学会編, 1975 土質試験法, 土質工学会 : 22~110
- 81 東京大学農業工学科編, 1966 農業機械学実験便覧, 養賢堂 : 110
- 82 宮城調勝, 1976 ジャーガル土壌の物理性改良について, 第47回農業土木学会九州支部講演会シンポジウム「沖縄の特殊土壌」前刷 : 41~46
- 83 大城喜信, 1973 ジャーガル(石灰質重粘土壌)の改良に関する研究, 沖縄県農業試験場研究報告第1号