

## 海苔の吸引式摘採機の切断機構に関する研究\*

矢田貞美\*\*・陳 家康\*\*・戸田勝善\*\*

### A study on cutting mechanism of the suction type *Nori* harvester\*

Sadami YADA\*\*, Jiakang CHEN\*\* and Masayoshi TODA\*\*

**Abstract:** Theoretical analyses were carried out of cutting mechanism, locus of rotary knife edge, efficiency of pump for harvesting, and cutting torque of *Porphyra* thallus with the rotary cutter attached to the suction type *Nori* harvester. 1) The cutting force by concave or convex knife was small, but layered *Porphyra* thalli between both cutting knives slide. When the grasp angle was small, it was possible to prevent sliding of *Porphyra* thalli. 2) When the forward velocity of the rotary cutter was large, no cutting area became wide. However, when the velocity decreased, cutting area increased twice to thrice. 3) The cutting efficiency of a harvester with plural knives was higher than that with a single knife. 4) The cutting torque was 0.5 kgf·cm per ten sheets of *Porphyra* thalli. 5) The revolution velocity of the rotary cutter increased with the flow quantity of pump in the range up to approximately 3,500 rpm.

#### 1. はじめに

海苔生産の機械化、特に収穫後における加工工程の機械化は原藻中の挟雑物の除去、乾海苔中の混入雑物の識別などの一部の作業を除いて、近年、大幅に進展した。加工工程の前段の収穫作業には、刈取式摘採機と並んで吸引式摘採機（以後、摘採機と称する）は、1962年頃から生産開始され既に30年にわたって用いられており、近年では全自動のロール式摘採機を積載した摘採船が開発導入されている。全自動の摘採船方式は大規模養殖に、半自動の摘採機は小規模養殖に利用されている。

摘採機は収穫用作業船に積載し、ポンプ吸水による水流エネルギーから切断動力を得る方式で、不安定な小型船上における人力操作を必要とするうえ、作業能率が低い。摘採機はこれまで試行錯誤的に改良されてきたが（特許、1964）、理論的な解析や実証研究に関する報告は見当たらない。

そこで、摘採性能の向上を目的として、切断刃の刃先の理論的な回転軌跡から見た摘採精度、原藻の切断トルク、並びに切断刃の駆動源となる吸水ポンプの特性等に

ついて検討した。

#### 2. 実験装置と方法

##### 1) 供試摘採機の構成及び作動機構

Fig. 1 (a) に供試摘採機の構成を示す。摘採機（Y社製ノリライト型）は、エンジン（M社製GM181P型、6PS）、ポンプ（Y社製YP7型、最大揚水量800 l/min、最大全揚程21m、口径50mm）、円形カッタ（以後、カッタと称する、Y社製YN7B型、刈幅180mm）、吸引ホース（口径50mm、全長2,500mm）及び吸引パイプ（直管、口径50mm）から構成されている。フレームに設置されたポンプはVベルト伝動方式のエンジンで駆動される。カッタは、切断用動力源となるポンプの吸込側に連結されている吸引パイプ先端の吸引口に付設されている。実際の摘採作業時には、パイプ先端のカッタの吸引口が海苔網の上面に接した状態で、人手によって左右に往復・前進させながら、原藻を海水と共に吸引・切断し、収穫作業船の甲板上のコンテナ内に排出・収納する。

Fig. 2 に示すように、カッタは回転刃、受刃、羽根車、回転軸及び回転子（回転刃の回転状態の良否を示す標識）から構成される。その機構を構造面からみると、ポンプの吸引水が、カッタ内の羽根車と同軸固定された回転子を回転させて、原藻を切断する。

なお、逆円錐状の回転刃及び受刃を内蔵するカッタの先端フレームが海苔網に接した場合でも、展張された海

\*1995年4月26日受理 Received April 26, 1995

\*\*東京水産大学漁業工学講座  
〒108 東京都港区港南4-5-7

Laboratory of Fishing Technology and Engineering, Tokoy Univ. of Fish., Konan 4-5-7, Minato-ku, Tokyo, 108 Japan

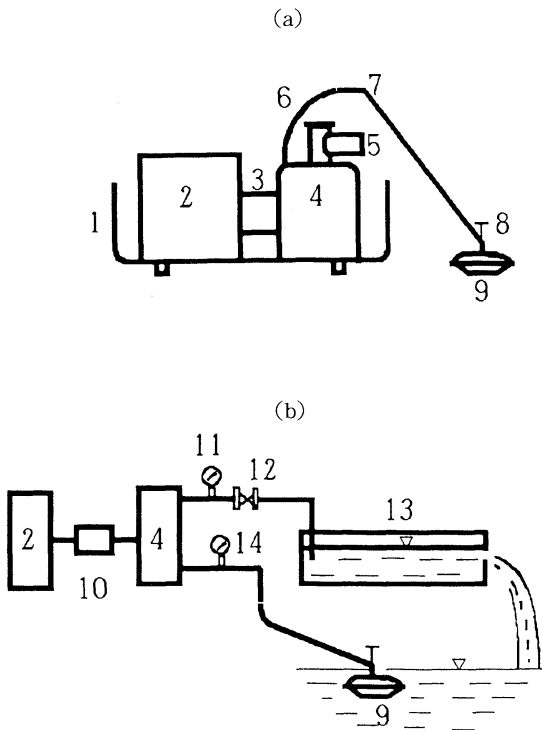


Fig. 1. Construction of the suction type *Nori* harvester (a) and measuring method of pump efficiency (b). 1 : frame, 2 : engine, 3 : V belt, 4 : suction pump, 5 : drain port, 6 : suction hose, 7 : suction pipe, 8 : revolution indicator, 9 : rotary cutter, 10 : torque transfer, 11 : vacuum gauge, 12 : adjusting valve of flow quantity, 13 : trilateral sluice, 14 : pressure gauge.

苔網は回転刃に接しないので、吸引・切断される危険はほとんどない。

## 2) 実験方法

### (1) ポンプ性能の測定法

切断刃の駆動源であるポンプの性能試験法を Fig. 1 (b) に示す。エンジンとポンプの間にトルク変換器 (K社製 TP-10KMAB, 容量 10kgf・m) を設置し、吐出側には流量調整バルブ及びブルドン管式圧力計 (容量 2 kgf/cm<sup>2</sup>) を、また吸引パイプにはブルドン管式真空計 (容量 60cmHg) を付設した。カッタの外側上部の回転子に反射マークを貼付し、回転刃の回転数をハンドタコメータで計測した。バルブで吸水量を制御し、ポンプ及び回転刃の回転数、吸込圧力及び吐出圧力を計測した。吸水量は直角三角堰法 (規格協会編, 1989) により測定した。

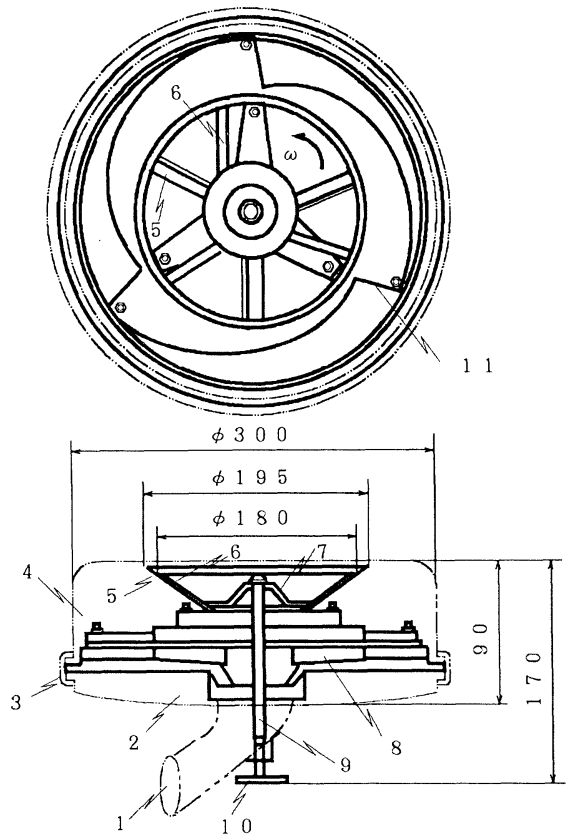


Fig. 2. Construction of the rotary cutter. 1 : drain port, 2 : upper cover, 3 : sealing ring, 4 : lower cover, 5 : fixed knife, 6 : rotary knife, 7 : disk board, 8 : impeller, 9 : rotary shaft, 10 : revolution indicator, 11 : inlet port into impeller.

### (2) 原藻の切断トルクの測定法

Table 1 に供試原藻の平均の厚さを示す。原藻 (長さ 15-30cm) は厚さが約 0.05mm と薄いから、単枚当たりの微小な切断トルクの計測は困難なので、形枠内 (5 × 1.5 × 0.5cm) に養殖海苔 (スサビノリ) の原藻を 10枚から 50枚まで 10枚毎に重ねて整形した (以後、積層原藻と称する)。整形手順は以下のとおりである。原藻が展開するようにタンク内の海水中に 1 枚ずつ入れ、形枠で所要枚数を重ねた。整形時における原藻の滑りを防止す

Table 1. Thickness (mm) of fresh *porphyra* thalli.

No. of layered thalli	10	20	30	40	50
Thickness of layered thalli	0.50	1.04	1.55	1.95	2.46
Average thickness of a thallus	0.050	0.052	0.052	0.049	0.049

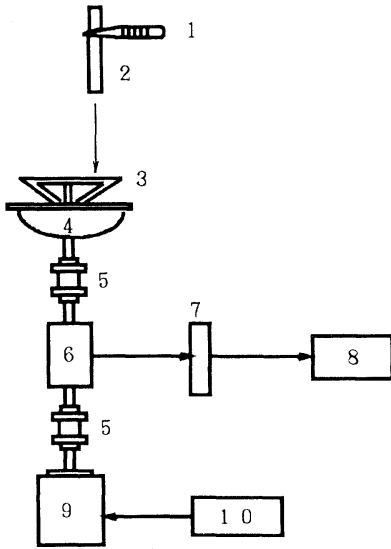


Fig. 3. Measuring method of *Porphyra* thalli shearing torque. 1: forceps, 2: layered *Porphyra* thalli, 3: rotary knife a fixed knife, 4: impeller, 5: torque transfer, 7: strain meter, 8: recorder, 9: motor, 10: inverter.

るため、2枚の木製形枠で原藻を挟持し、形枠外原藻を切除した。

原藻の切断トルク測定法を Fig. 3 に示す。カッターの駆動力はポンプの吸水量に左右されるので、実用状態では原藻の所要切断トルクそのものは測定できない。そこで、以下の方法で行った。トルク変換器 (K社製 TP-20 KCD, 容量 20 kgf・cm) を介してカッターの回転軸とモータ (400W) 軸を連結し、インバータにより回転を制御した。鉛直方向上向きに設置したカッターの吸引口に、ピンセットで挟持した積層原藻を懸垂して切断した。回転刃の回転数を 250rpm から 650rpm の範囲で 100rpm 間隔に設定したときの切断トルクを測定し、レコーダに記録した。

### 3. 結果及び考察

#### 1) 切断機構の理論解析

##### (1) 原藻切断に及ぼす挟角の影響

Fig. 4 に切断時における回転刃と受刃による原藻への作用力を示す。ここで、回転刃から原藻に作用する力を  $N_1$ 、原藻が受刃から受ける抗力を  $N_2$ 、回転刃から受ける摩擦力を  $F_1$ 、受刃から受ける摩擦力を  $F_2$ 、原藻と回転刃及び受刃間の静摩擦係数をそれぞれ  $\mu_1$ 、 $\mu_2$ 、回転刃と受刃の挟角を  $\alpha$  (°) とすると、両刃と原藻の間に滑

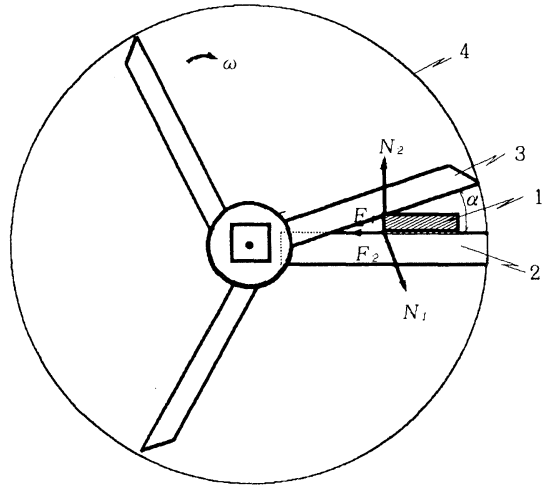


Fig. 4. Acting force balance in cutting (in the case of forward speed 0).  $N_1$ : acting force on thallus represented by concave knife,  $N_2$ : reaction force represented by fixed knife,  $F_1$ : friction force of rotary knife,  $F_2$ : friction force of fixed knife,  $\omega$ : angular velocity of rotary knife,  $\alpha$ : angle between rotary knife and fixed knife, 1: *Porphyra* thallus, 2: fixed knife, 3: rotary knife, 4: locus of rotary knife edge M.

りが生じない場合には、次の関係が成立する。

回転刃と受刃が原藻に作用する垂直方向の力のつりあいは (1) 式で示される。

$$N_2 - N_1 \cos \alpha - F_1 \sin \alpha = 0 \quad (1)$$

回転刃と受刃が原藻に作用する水平方向の力のつりあいは (2) 式で示される。

$$N_1 \sin \alpha - F_2 - F_1 \cos \alpha = 0 \quad (2)$$

回転刃から受ける最大静止摩擦力は (3) 式で示される。

$$F_1 = \mu_1 N_1 \quad (3)$$

受刃から受ける最大静止摩擦力は (4) 式で示される。

$$F_2 = \mu_2 N_2 \quad (4)$$

(1), (2), (3) 及び (4) 式より、両刃と挟角  $\alpha$  が原藻の摩擦力におよぼす関係は (5) 式で示される。

$$\tan \alpha = \frac{\mu_1 + \mu_2}{1 - \mu_1 \mu_2} \quad (5)$$

$\tan \alpha$  が  $\frac{\mu_1 + \mu_2}{1 - \mu_1 \mu_2}$  より大きいと、切断時に両刃間から

原藻の滑りによる逃げ（以後、滑逃と称する）が生じる。海水中の新鮮な原藻は摩擦係数が極めて小さく、滑逃現象が生じ易い。滑逃が生じた場合には、回転刃の刃先に原藻が集中するので、切断荷重が増大すると共に、スムーズな切断が行われずに原藻は引き千切られる。聞き取り調査によると、引き千切りの発生は、仕上げ乾海苔の色ツヤが低下する‘クモリ’，‘チヂミ’などの原因と考えられており、商品の不良化につながる。このため、滑逃を防止するためには、ある程度挟角は小さくする必要があるのである。

しかし、挟角を零にすると、水平方向の分力は零となるから原藻の滑逃は生じないが、刃渡りに相当する有効切断長が増大すると共に、所要切断荷重は増大する。このため、回転刃は切断時に大きな衝撃を受け、回転刃の回転が不安定化し、スムーズな切断が不可能となる。

従って、小切断荷重で、かつスムーズに原藻を切断するためには、適当な挟角を設ける必要が認められる。

(2) 原藻の切断荷重

原藻の切断抵抗、即ちせん断応力を  $\tau$  (kgf/mm<sup>2</sup>)、原藻の厚さを  $\delta$  (mm)、原藻の有効切断長を  $L$  (mm)、挟角を  $\alpha$  (°) とすると、挟角が零の場合における最大切断荷重  $P_k$  (kgf) は (6) 式で示される。

$$P_k = \delta L \tau \tag{6}$$

更に、原藻の物理的特性によって決まる補正係数を  $m$  とすると、定常切断荷重  $P_w$  は (7) 式で示される (鈴木, 1961)。

$$P_w = \frac{m\delta}{L \tan \alpha} P_k \tag{7}$$

(6) 式及び (7) 式から定常切断荷重  $P_w$  は (8) 式で示される。

$$P_w = \frac{m\delta^2 \tau}{\tan \alpha} \tag{8}$$

(8) 式は挟角  $\alpha$  が増大すると、切断荷重が減少することを示している。回転刃と受刃が平行な、即ち切断時に挟角が零の対刃（以後、平行直線刃と称する）の場合は、両刃の刃渡り全長が原藻に働き、有効切断長が長くなるため、所要切断力は増大する。切断時に挟角を有する対刃（以後、挟角直線刃と称する）の場合は、両刃の交叉点の切断位置は、切断の進展に伴って刃元より刃先へと移動する。また、両刃と原藻の有効切断長は短くなるので、切断力及び切断衝撃は小さいものと推定される。

Fig. 5 に各種の回転刃と直線形受刃の原藻への作用力の関係を示す。切断作用角（挟角直線刃における挟角）は回転刃の形状及び切断過程により変動する。(1) 式、(2) 式及び (8) 式は、切断作用角が原藻の滑逃及び切断荷重の大小に影響を及ぼすことを示しており、刃の形状は切断特性を決定する重要な要素であることがわかる。例えば、原藻の滑逃を防止するため刃形としては、凹形円弧刃が最適と考えられる。

(3) 回転刃の駆動力

回転刃は、ポンプの吸水による羽根車の回転により駆動される。ポンプの軸動力を  $P$  (W)、羽根車の動力を  $P_k$  (W)、摩擦と吸引パイプやホースの断面積、並びにこれらの内壁の精粗による損失動力を  $P_s$  (W) とすると、水動力  $P_k$  (W) は (9) 式で示される。

$$P_k = P - P_s - P_s \tag{9}$$

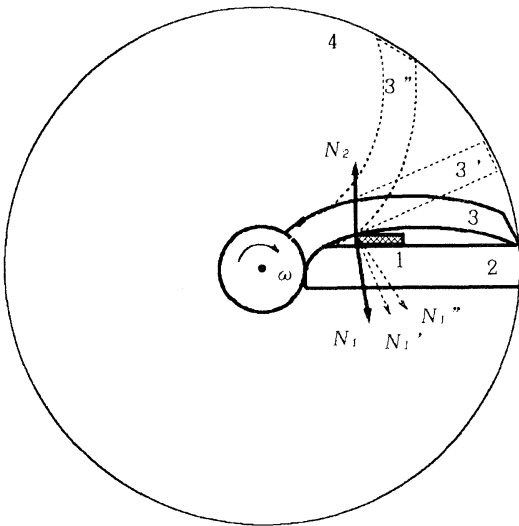


Fig. 5. Comparison of acting force by curve knife and straight knife.  $N_1$ : acting force on *Porphyra* thallus represented by concave knife,  $N_1'$ : acting force on *Porphyra* thallus represented by straight knife,  $N_1''$ : acting force on *Porphyra* thallus represented by convex knife,  $N_2$ : reaction force represented by fixed knife,  $\omega$ : angular velocity of rotary knife, 1: *Porphyra* thallus, 2: fixed knife, 3: concave knife, 3': straight knife, 3'': convex knife, 4: locus of rotary knife edge M.

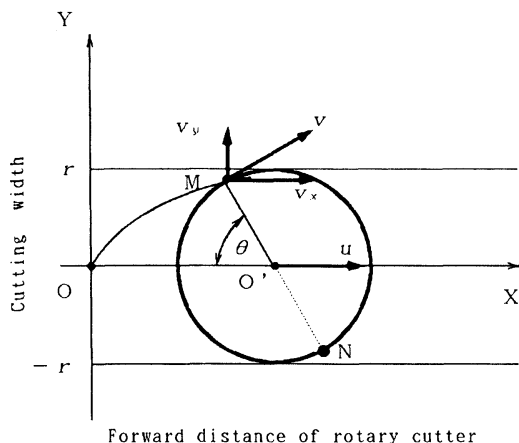


Fig. 6. Velocity vector of rotary knife edge M. O : initial position of the first rotary knife edge M, O' : position of rotary center in the case, M : position of the first rotary center in the case of rotary angle  $\theta$ , N : position of the second rotary knife edge at phase difference of  $180^\circ$ ,  $\theta$  : rotary angle,  $u$  : forward speed of rotary cutter,  $v$  : peripheral velocity of the first rotary knife edge,  $v_x$  : horizontal component of peripheral velocity of the first rotary knife edge M,  $v_y$  : vertical component of peripheral velocity of the first rotary knife edge M.

羽根車への水の流入速度を  $v_1$  (m/s), 流出速度を  $v_2$  (m/s), 羽根車の外周速度を  $u_1$  (m/s), 羽根車の内周速度を  $u_2$  (m/s), 流入角を  $\alpha_1$  ( $^\circ$ ), 流出角を  $\alpha_2$  ( $^\circ$ ), 水の密度を  $\rho$ , 流量を  $Q$  ( $m^3/s$ ), 損失水頭を  $H$  (m) とすると, (9) 式は (10) 式で示される (日本機械学会, 1986).

$$P_k = P - \rho Q (u_1 v_1 \cos \alpha_1 - u_2 v_2 \cos \alpha_2 + gH) \quad (10)$$

但し,  $\rho Q (u_1 v_1 \cos \alpha_1 - u_2 v_2 \cos \alpha_2)$  は羽根車の動力  $P_k$  を, また  $\rho g Q H$  は摩擦などの損失動力を示している。

$P_k$  は  $\rho Q (u_1 v_1 \cos \alpha_1 - u_2 v_2 \cos \alpha_2)$  と等しいので, 羽根車の動力  $P_k$  はポンプの流量  $Q$  や羽根車の流出角  $\alpha_2$  の増大により大きくなる。即ち,  $P_k$  が大きいと, 回転刃の回転動力が大きくなるため, 原藻の切断は容易になる。原藻の切断には安定吸水による駆動力の生起が必要不可欠であることがわかる。

## 2) 回転刃の刃先の軌跡と切断領域

### (1) 回転刃の刃先の理論軌跡

Fig. 6 に回転刃の速度ベクトルを示す。回転刃の角速

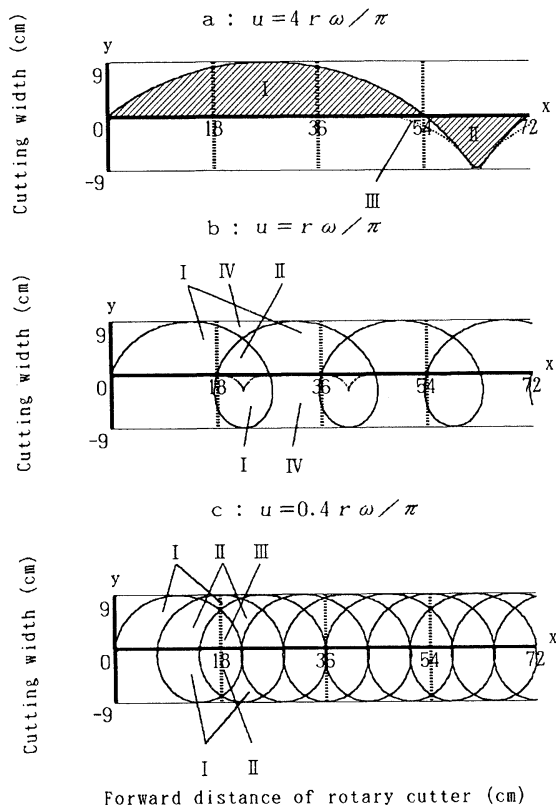


Fig. 7. Locus of rotary knife edge M (1 knife).

- I : area of cutting *Porphyra* thallus once,
- II : area of cutting *Porphyra* thallus twice,
- III : area of cutting *Porphyra* thallus thrice,
- IV : area of no cutting.

度を一定とすると, カッタが直線等速で前進する場合には, 回転刃の刈幅は  $2r$  で切断する ( $r$  : 回転刃の半径)。回転刃の中心  $O'$  を通る直線を X 軸とし, 回転刃の刃先 M が X 軸に接した時の位置を原点  $O$  とすると, X 軸に対する回転刃の刃先の速度成分  $v_x$  及び Y 軸に対する回転刃の刃先の速度成分  $v_y$  は, それぞれ (11) 及び (12) 式で示される。

$$v_x = u + v \sin \theta \quad (11)$$

$$v_y = u \cos \theta \quad (12)$$

但し, 回転刃の中心  $O'$  の前進速度を  $u$ , 刃先 M の周速度を  $v$ , 刃先 M の回転角を  $\theta$  とする。

ところで, 角速度を  $\omega$ , 回転時間を  $t$ , 刃先 M の回転半径を  $r$  とすると, 回転角  $\theta$  は  $\omega t$ , 刃先 M の周速度  $v$  は  $r\omega$  となり, (11) 及び (12) 式から X 軸に対する刃先 M の速度成分  $v_x$  及び Y 軸に対する刃先の速度成分  $v_y$

は (13) 及び (14) 式で示される。

$$v_x = u + r\omega \sin(\omega t) \tag{13}$$

$$v_y = r\omega \cos(\omega t) \tag{14}$$

(13) 及び (14) 式を整理すると、回転刃の刃先 M の速度  $V$  は (15) 式で示される。

$$V = \sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2} \tag{15}$$

$$= \sqrt{u^2 + 2ru\omega \sin(\omega t) + r^2\omega^2}$$

さらに、(13) 及び (14) 式より、刃先 M の回転軌跡、すなわち X 軸に対する座標位置  $x$  及び Y 軸に対する座標位置  $y$  は、それぞれ (16) 及び (17) 式で示される。

$$x = \int v_x dt = ut - r \cos(\omega t) + c_x \tag{16}$$

$$y = \int v_y dt = r \sin(\omega t) + c_y \tag{17}$$

但し、 $c_x$  及び  $c_y$  は積分定数である。

また、回転時間  $t$  が零の時、座標  $(x, y)$  は  $(0, 0)$  となるので (16) 及び (17) 式より、刃先 M の回転軌跡の座標位置はそれぞれ (18) 及び (19) のサイクロイドの曲線式で示される。

$$x = r + ut - r \cos(\omega t) \tag{18}$$

$$y = r \sin(\omega t) \tag{19}$$

(2) 切断領域の解析

単数刃の切断領域：回転刃の刃先 M の軌跡曲線と X 軸に囲まれた切断領域から、刃先 M の軌跡は曲線により切断可能な領域を類推することができる。回転刃の回転数  $n$  を 600rpm、角速度  $\omega$  を  $20\pi$  rad/s、回転刃の半径  $r$  を 90mm、回転刃の前進速度  $u$  を  $4r\omega/\pi$ ,  $r\omega/\pi$ , 及び  $0.4r\omega/\pi$  とした場合の刃先の軌跡曲線を Fig. 7 に示す。

Fig. 7 a に示すように、回転刃の前進速度  $u$  が  $4r\omega/\pi$  の場合、刃先 M の軌跡曲線、直線刃の通過境界線及び X 軸に囲まれた領域で原藻が切断される。刃先 M の軌跡曲線は  $-r \leq y \leq r$  の領域においてサイクロイド曲線を呈する。また、図中破線によって示される通過境界線は (20) 及び (21) 式で示される。

$$x' = u(\sin(\omega t - \pi) \cos(\omega t - \pi) + t) \tag{20}$$

$$y' = -u \sin^2(\omega t - \pi) \tag{21}$$

回転刃 1 回転当たりの通過領域は 3 分され、X 軸より上側領域 (領域 I) の面積を  $S_1$ 、X 軸の下側領域で X 軸

と刃先軌跡で囲まれる領域 (領域 II) の面積を  $S_2$ 、残りの閉領域 (領域 III) の面積を  $S_3$  とすると、回転刃 1 回転当たりの総切断面積  $S$  は (22) 式で示される。

$$S = S_1 + S_2 + 2S_3 \tag{22}$$

$S_1$ ,  $S_2$  及び  $S_3$  は、それぞれ (23), (24) 及び (25) 式で示される。

$$S_1 = \int_0^x y(\theta) \dot{x}(\theta) d\theta \tag{23}$$

$$S_2 = \left| \int_x^{2x} y(\theta) \dot{x}(\theta) d\theta \right| \tag{24}$$

$$S_3 = \int_{-\pi}^{\alpha} (y'(t) \dot{x}'(t) - y(t) \dot{x}'(t)) dt \tag{25}$$

$$\text{但し, } \alpha = \frac{1}{\omega} \left\{ \pi + \sin^{-1} \left( \frac{\pi}{4\omega} \right) \right\}_0$$

単数刃の切断領域の重複：Fig. 7 b に示すように、回転刃の前進速度  $u$  が  $r\omega/\pi$  の場合、切断ピッチが小さいと、軌跡曲線と X 軸に囲まれる領域に重複が生じる。1 回転当たりの軌跡曲線は 3 分割され、1 回転目の軌跡曲線と X 軸の囲む領域 I では、回転刃は原藻を 1 度切断する (以後、1 度切りと称する)。1 回転目の軌跡曲線及び 2 回転目の軌跡曲線と X 軸に囲まれる重複領域 II では、回転刃は原藻を 2 度切断し (以後、2 度切りと称する)、軌跡曲線に囲まれない領域 IV は、回転刃が通過しないので原藻は切断されない。

Fig. 7 c に示すように、前進速度  $u$  が  $0.4r\omega/\pi$  の場合、 $u$  の減速に伴って切断領域はさらに重複し、2 度切りの領域 II が増加すると共に、1, 2 及び 3 回転目の軌跡曲線と X 軸に囲まれる重複領域 III が生じて、原藻を 3 度切断する (以後、3 度切りと称する)。2 度切り及び 3 度切りの領域が増加すると、 $-r \leq y \leq r$  における切断

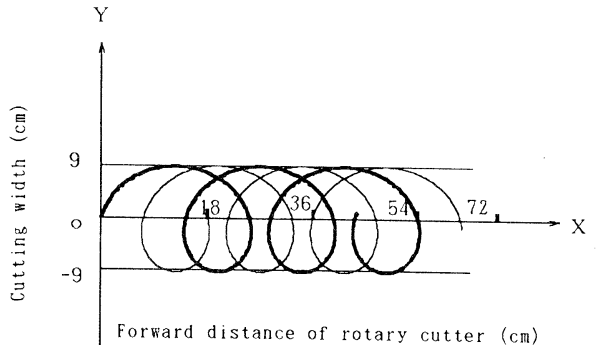


Fig. 8. Loci of rotary knife edge M and N (2 knives).  $u = 0.8r\omega/\pi$ . Thick line : knife edge M, thin line : knife edge N.

領域の割合が増加して無切断領域は減少する。しかし、無切断領域が減少すると、2度切り及び3度切りが生ずることになる。

回転角 $\theta$ は $\omega t$ であり、(18)、(19)、(23)及び(24)の各式を整理すると、 $S_1$ 及び $S_2$ は、それぞれ(26)及び(27)式で示される。

$$S_1 = \frac{2ur}{\omega} + \frac{1}{2}\pi r^2 \quad (26)$$

$$S_2 = \left| -\frac{2ur}{\omega} + \frac{1}{2}\pi r^2 \right| \quad (27)$$

なお、 $S_2$ は前進速度に対して増加するが、他の領域と比べて微小なので、簡略化のために回転刃の1回転当たりの総切断面積 $S$ を(28)及び(29)式で示す。

$$u < \frac{1}{4}\pi r\omega \text{ の場合, } S = \pi r^2 \quad (28)$$

$$u \geq \frac{1}{4}\pi r\omega \text{ の場合, } S = \frac{4ur}{\omega} \quad (29)$$

回転刃の前進速度が $u < \frac{1}{4}\pi r\omega$ の場合、(28)式に示すように、回転刃の半径 $r$ は一定なので、回転刃1回転当たりの総切断面積 $S$ はほぼ一定である。

一方、 $u \geq \frac{1}{4}\pi r\omega$ の場合、(29)式に示すように、回転刃1回転の総切断面積 $S$ は $u$ 、 $\omega$ 及び $r$ の各要因の関数であるが、ポンプの吸水量に起因する角速度 $\omega$ と回転刃の回転半径 $r$ は一定なので、 $S$ は $u$ の増加に伴って増加することになる。しかし、軌跡曲線とX軸に囲まれる切断領域は細長くなり軌跡曲線で囲まれない無切断領域も増加する。

また、(26)及び(27)式で示したように、 $S_1$ は $S_2$ より広い。即ち、 $-r \leq y \leq r$ において、X軸より上側の

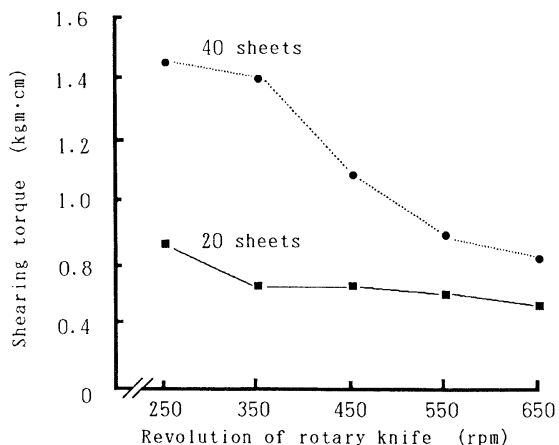


Fig. 9. Relation between the number of layered *Porphyra* thallus and the shearing torque.

切断領域は下側より広い。従って、X軸より上側の原藻は切断されても、下側は切断されない場合が生じる。そこで、切断ピッチを小さくし、X軸の上下両側の切断領域を均等にする必要がある。

2枚刃の切断領域: Fig. 8に位相差 $180^\circ$ の2枚刃が海苔網の上面に沿って定速で前進する刃先M及びNの回転軌跡曲線を示す。

前進速度 $u$ が $0.8r\omega/\pi$ の場合には、 $-r \leq y \leq r$ における刈幅領域のはほぼ全域を囲むことができる。2度切り及び3度切りの面積はX軸より上側では広いが、同下側では殆んどが1度切りである。また、2枚刃の場合、同じ刈幅領域において、軌跡曲線が囲む面積 $S$ は $u$ が $0.4r\omega/\pi$ の単数刃の場合と同等である。切断能率は単数刃より2枚刃の方が高いものと推定される。

### 3) 原藻の切断枚数と切断トルクの関係

原藻の枚数と切断トルクの関係を示す。切断トルクは切断枚数に正比例し、10枚当たり $0.5 \text{ kgf}\cdot\text{cm}$ 程度であったが、回転刃の回転が高いとやや小さかった。切断枚数が多いと、見掛けの切断能率は向上するが、大きな切断トルクが必要となり、回転刃の回転の不安定な要因となる。また、切断衝撃が大きくなるので両刃の損耗に起因する切れ味の低下が懸念され、回転刃の取替え及び研磨を要することになり、結果的に作業能率が低下することになる。

回転刃と受刃の隙間から吸引される原藻は、両刃の間隙が広いと瞬間的に多量に吸引されるので所要切断トルクが増大する。この多量な原藻の吸引防止のためには、回転刃と受刃の複数化、両刃の間隙の狭小化、あるいは回転刃の回転数の増大などが考えられる。

### 4) 回転刃の回転数と切断トルクの関係

回転刃の回転数と切断トルクの関係を示す。40枚切断の場合、回転刃が350 rpm以上に増大すると、切断トルクは著しく減少したが、20枚切断ではほぼ一定であった。瞬間的な多量な原藻の切断に対応するには、回転刃を550から650 rpmで定常回転させる必要がある。

ところで、回転刃の回転数が増大すると、切断回数も増加するので原藻は挟雑物とともに細断されるから、有効な方法の無い挟雑物の手選別除去が困難となる。ちなみに、18枚刃では約15mmに切断される。原藻中の海苔以外の海藻、木の葉、ヒモ類及びビニールなどの粗大な

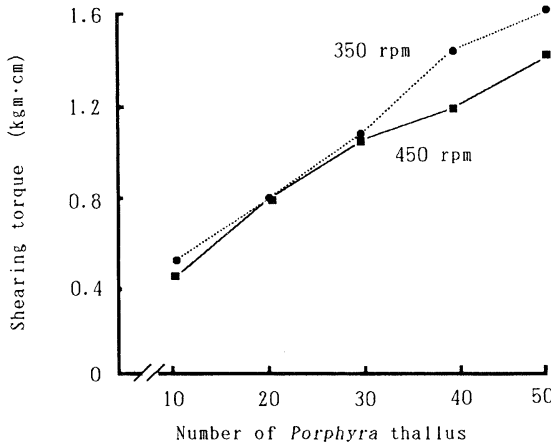


Fig. 10. Relation between the revolution of rotary knife and the shearing torque.

挟雑物は手選別しやすいので、細断を回避する必要がある。

#### 5) ポンプの流量が切断刃の回転に及ぼす影響

ポンプの流量と回転刃の回転数との関係を Fig. 11 に示す。ポンプの性能は摘採機の切断性能に大きな影響を及ぼすが、回転刃の回転数は、ポンプの吸水量に正比例した。即ち、回転刃の回転数は、ポンプの回転が約 3,500 rpm 以下では増大したが、3,500 rpm 以上では流量が増大しないため増加しなかった。従って、ポンプは 3,500~3,700 rpm の回転が好適と考えられる。

吸水量が多いと、吸水により原藻に一定の張力が働くので、切断時に原藻の滑逃現象は生じ難いものと推察される。

#### 4. 要約

海苔原藻の吸引式摘採機の切断機構及び回転刃の刃先の回転軌跡について理論的に解析し、更にポンプの性能及び原藻の切断トルクについて検討した。結果の概要は次のとおりである。

- 1) 回転刃が挟角直線形及び円弧形の場合には、所要切断力と切断衝撃は少ないが、切断時に原藻の滑逃が発生しやすい。挟角を小さくすると、滑逃防止が可能になるものと推察される。
- 2) 回転刃の刃先の回転軌跡はサイクロイド曲線なので、回転刃の前進速度が速いと無切断領域が広くなり、逆

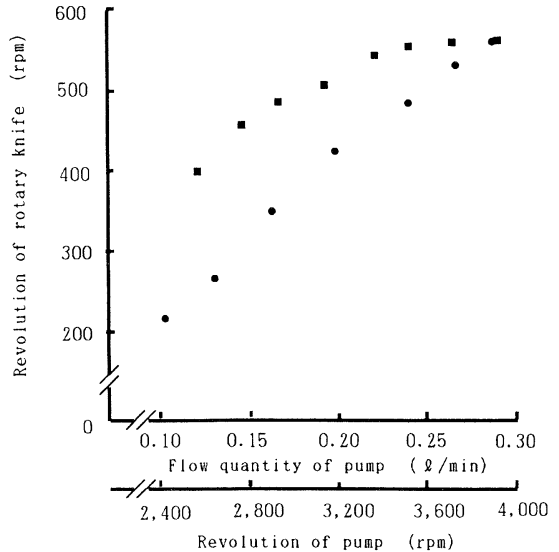


Fig. 11. Relation between the revolution of rotary knife with the flow quantity of pump (●) and the revolution of pump (■).

に遅いと2度切り及び3度切りが増大する。

3) 切断能率は単数刃より複数刃の方が高い。

4) 切断トルクは原藻10枚当たり 0.5 kgf·cm 程度で、原藻の切断枚数に比例して増加したが、回転刃の回転数が多いとやや減少した。40枚切断の場合、回転数が 350 rpm 以上では切断トルクが緩やかに減少した。しかし、20枚切断では回転数に関係なくほぼ一定であった。

5) 回転刃の回転数はポンプの吸水量に比例するが、ポンプ回転数が約 3,500 rpm 以上ではほぼ一定になった。

#### 謝辞

本論文を取り纏めるに当たり、有益なご助言とご鞭撻を賜った東京水産大学教授有賀祐勝博士に心より感謝の意を表す。

#### 文献

- 規格協会編 (1989): JIS ポンプ, pp.133-165.  
 日本機械学会編 (1986): 機械工学便覧 流体機械, pp.49-50.  
 鈴木 弘 (1961): 塑性加工, pp.144-149, 裳華房.  
 特許 (1964): 第420983号