

腕関節部接地式森林作業機械の安定性と消費エネルギーの解析

鈴木保志*・神崎康一*

鈴木保志・神崎康一：腕関節部接地式森林作業機械の安定性と消費エネルギーの解析 日林誌 78：250～256, 1996
 エクスカベータの腕の先端に伸縮式の小腕を付加し、関節の一部を接地式として安定性を確保しつつ小さな車格で作業半径を伸ばす方式について理論的に検討した。ベースマシンをバケット容量 0.25 m^3 のエクスカベータとした場合、付加する小腕の長さを 1.5 m とすれば 0.45 m^3 級の従来型のエクスカベータと、 3 m とすれば 0.7 m^3 級の従来型のエクスカベータと同等の作業半径が得られる。 0 、 1.96 、 3.92 kN の重量物を傾斜 $5\sim 35$ 度の斜面下方から引き上げる作業を想定し、 0.45 m^3 級の従来型機と 0.25 m^3 級の小腕付加型機（肘つき型）とで安定性とエネルギー消費を比較する模擬計算を行った。安定性は、傾斜 25° までは肘つき型の方が従来型を上回る結果となった。ただし関節の一つをフリーにするというモデルの仮定のもとでは、急斜地では肘つき型の安定性は悪化することがわかった。純仕事量とエネルギー消費の比でエネルギー効率を比較すると、肘つき型は従来型の $2\sim 4$ 倍効率が良い結果となった。

キーワード：改良型エクスカベータ、作業安定性、作業効率、従来型エクスカベータ、伸縮ブーム

SUZUKI, Y. and KANZAKI, K.: **The working stability and the efficiency of a remodelled excavator having an expansion arm with a small ground undercarriage.** J. Jpn. For. Soc. 78: 250~256, 1996 The remodelled excavator we propose in the present study has a jointed expansion arm together with a small ground undercarriage at the forward end of the middle section of the arm. This ground undercarriage is designed to rest on the ground to support the middle section and the expansion arm beyond. If the standard base machine's bucket can hold 0.25 m^3 of excavated soil and the added expansion arm is 1.5 or 3 m long, the remodelled excavator can have a working radius equal to those of conventional 0.45 or 0.7 m^3 -class excavators, respectively. Simulating the work of moving a load (0 , 1.96 , and 3.92 kN) upslope to the excavator along a slope (5 to 35°), we calculated the working stability and the efficiency of the conventional 0.45 m^3 -class excavator and those of the 0.25 m^3 -class remodelled excavator. As a result, the stability of the remodelled excavator working on a slope with a gradient of less than 25° proved to be greater than that of the conventional excavator, if the joint between the first and middle sections of the arm is made free of moment. When comparing their working efficiencies in terms of the ratio of the pure workload to the power consumption, the remodelled excavator has a working efficiency which is two to four times that of the conventional excavator.

Key words: conventional excavator, expansion arm, remodelled excavator, working efficiency, working stability

I. はじめに

森林作業の機械化はわが国の林業において急務の課題である。近年、伐出作業についてはタワーヤード、ハーベスタ等の高性能林業機械の導入の必要性が叫ばれている。その普及のためには、性能の向上につれ上昇する価格と車格の克服が必要と考えられる。大きな車体は幅の広い林道が必要とするが、林地の保全のためには幅広の道は好ましくない。これに対し、大きな機械は利用できないが崩壊の危険性の少ない幅 2 m 程度の作業路を高密度に配置して、 4 t トラックやウィンチなど従来の作業機械を利用するという考え方も存在する（大橋・神崎，1989；大橋，1992）。いずれの方法にせよ、機械の進入、走行が不可能なわが国の大部分の林地では、架線の横取りやワイヤロープの延伸といった作業は不可欠である。これは非常な重労働であり（山本・佐々木，1972；今富，1994）、機械化が切望される作業である。

今回われわれは、林道上から腕を伸ばして作業を行う機械の作業半径を拡大するために、エクスカベータの先端に

伸縮式のブームを取り付ける方式を検討する。なお、バックホウ、パワーショベル、ユンボ等と呼ばれている機械を、本論文ではエクスカベータと総称する。この機械の2番目の小腕（小腕2；図1参照）の関節部は接地式とする。この方式の特徴は、①既存のエクスカベータをベースマシンにするため開発費ひいては価格を抑えることができる、②接地式のため車格を大きくせずに安定性を確保しつつ作業半径をひろげることができる、そして③エネルギー消費を従来型のエクスカベータより抑えることができる、の3点である。本論文は②と③を理論的に証明することを目的とする。以降本文では図1の腕関節部接地式の機械をその姿態から「肘つき型」、従来型エクスカベータを「従来型」と略称し、これら二つの比較により考察をすすめる。また「機械」は両者いずれかをさすものとする。

II. 理論式

1. モデルの設定

林道から谷側に腕を伸ばして行う作業を想定したモデルを考える（図2）。機械は車体を道に沿わせており、腕を

* 京都大学農学部 Fac. of Agric., Kyoto Univ., Kyoto 606 01

斜面下方にのぼし、立木や伐倒木をつかむなどの作業を行う。腕は従来型では二つ、肘つき型では三つの小腕からなり、その先端すなわち通常のエクスキャタではバケットにあたる部分に、グラップルやハーベスタヘッド等の作業ヘッドを取り付けるものとする。力などの計算のための模式図を図2に、記号の一覧を表1に示す。模式図は肘つき型を示しているが、従来型の場合も同様のモデルで表現

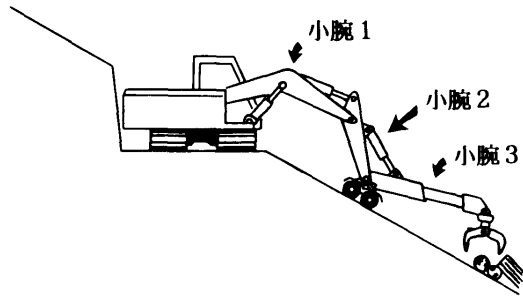


図-1. 腕関節部接地式(肘つき型)作業機械

できる。すなわち接地部と小腕3を取り除いて小腕2の先端Cに作業ヘッドがあり、Cは必ずしも斜面に接地しないと考えればよい。

従来型と肘つき型の比較という目的に適合する範囲で、モデルを以下のように簡略化する。それぞれの小腕は棒と

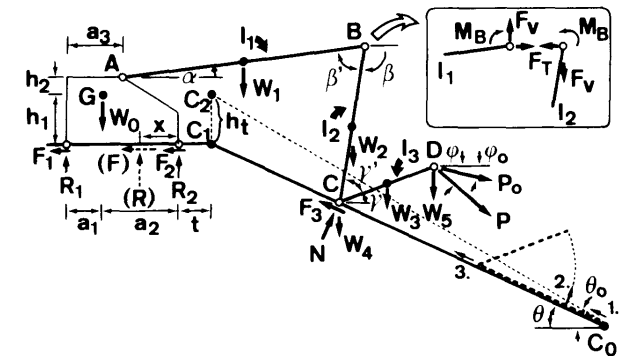


図-2. 模式図

表 1 a. 記号一覧：計算からその値が求められるもの

記号	意味	単位
P	腕の先端にかかる力の合力	N
ϕ	腕の先端にかかる力の合力の角度	度
α	小腕1の基部の水平面からの角度	度
β	小腕2の基部の水平面からの角度	度
γ	小腕3の基部の水平面からの角度	度
β'	小腕1と2の内角	度
γ'	小腕2と3の内角	度
R_i	履帯の抗力 ($i=1$:山側, 2 :谷側)*	N
N	接地部の斜面からの抗力	N
F_i	履帯の滑り抵抗抗力 ($i=1$:山側, 2 :谷側)*	N
F_3	接地部の滑り抵抗抗力	N

* 添字なしは合力 ($i=1$ および2の合計)であることを示す。

表 1 b. 記号一覧：計算にあたり数値を設定したもの

記号	意味	単位	計算に用いた数値		
			従来型 0.7 m ³ 級	従来型 0.45 m ³ 級	肘つき型 0.25 m ³ 級
h_1	車体の重心Gの路面からの高さ	m	0.9	0.8	0.8
h_2	Gと小腕1の基部との高さの差	m	0.2	0.2	0.2
a_1	山側の履帯の中心とGとの水平間隔	m	1.140	1.000	0.850
a_2	谷側の履帯の中心とGとの水平間隔	m	1.140	1.000	0.850
a_3	Gと山側の履帯の中心との水平間隔	m	1.1	1.0	0.8
t	谷側の履帯の中心と道端との間隔	m	0.5	0.5	0.5
l_1	小腕1の長さ	m	5.6	4.7	3.7
l_2	小腕2の長さ	m	3.5	3.0	2.3
l_3	小腕3の長さ	m	1.5~3.0		
h_t	腕引き上げ時の小腕2先端の道端からの高さ	m	$l_3 \cdot \tan \theta_0$		
W_0	車体の重量	kgw	--	9700	5500
W_1	小腕1の重量	kgw	--	1200	700
W_2	小腕2の重量	kgw	--	700	400
W_3	小腕3の重量	kgw	--	--	600
W_4	接地部の台車の重量	kgw	--	--	200
W_5	作業ヘッドの重量	kgw	--	--	400
P_0	作業ヘッドにかかる力	kN(kgw)	--	0, 1.96(200), 3.92(400)	--
ϕ_0	作業ヘッドにかかる力の水平面からの角度	度	--	--	90
θ	斜面傾斜	度	5, 10, 15, 20, 25, 30, 35	--	--

みなし、重心はその中点にあるものとする。作業ヘッド、肘つき型の接地部などは質点と考える。斜面は路肩から一様な勾配 θ で下方に広がり、凸凹や障害物はないものとする。機械効率率は 100% とする。すなわち可動部の抵抗や油圧の伝達損失などは考慮しない。

想定する作業方式は、肘つき型では小腕 1 と 2 が直線になるよう道に対して直角に伸ばし、小腕 3 を斜面に沿わせ必要量だけブームを伸ばす。このとき腕の先端 D が到達する斜面上の点を C_0 とする。ここで作業ヘッドが例えば伐倒木をつかんだ時点から、引き上げ作業が始まる。手順は、1. 小腕 3 のブームを縮め、2. 小腕 3 を角度 γ まで起こし、3. 小腕 2 と 3 の関節すなわち接地部 C を斜面に沿って道端の点 C_1 まで引き上げる (図 2 右下参照)。この間 γ および作業ヘッドにかかる力の大きさ P_0 とその角度 ϕ_0 は変化しないものとする。ただし、実際には複雑な油圧機構が必要となるため、この仮定が厳密に実現される必要はない。ここでは後出の計算で腕の角度の関係を単純化するために、この仮定をおいた。従来型では、小腕 2 の先端が C_0 にくることとし、引き上げる目標点は道端から h_1 だけ高い点 C_2 とする。すなわち従来型では腕の先端は直線 C_0C_2 に沿って移動することになる。この C_0C_2 と水平面のなす角を θ_0 とする。

このように小腕 2 の先端の移動を線上の運動に制限すると、小腕 2 の角度 β は小腕 2 を広げた場合 ((1a) 式) およびたたんだ場合 ((1b) 式) それぞれについて小腕 1 の角度 α で表すことができる。

$$\beta = \sin^{-1}\{f(\alpha)\} + \theta \quad (\beta \leq \pi/2 + \theta) \quad (1a)$$

$$\beta = \pi - \sin^{-1}\{f(\alpha)\} + \theta \quad (\beta > \pi/2 + \theta) \quad (1b)$$

ここに

$$f(\alpha) = \{l_1 \cdot \sin(\alpha + \theta) - (a_1 + a_2 - a_3 + t) \cdot \sin \theta + (h_1 + h_2) \cdot \cos \theta\} / l_2 \quad (\text{肘つき型}) \quad (2a)$$

$$f(\alpha) = \{l_1 \cdot \sin(\alpha + \theta_0) - (a_1 + a_2 - a_3 + t) \cdot \sin \theta_0 + (h_1 + h_2 - h_1) \cdot \cos \theta_0\} / l_2 \quad (\text{従来型}) \quad (2b)$$

従来型の場合、(1a)、(1b) 式において θ を θ_0 と置き換える。

2. 支点の反力

1) 肘つき型

肘つき型機械の接地部すなわち支点は山側および谷側の履帯と小腕 2 と 3 の関節を支える接地部の 3 カ所である。これらに働く路面あるいは斜面からの反力をそれぞれ R_1 、 R_2 、 N 、横方向にかかる力すなわち滑り抵抗力を F_1 、 F_2 、 F_3 とする (図 2、表 1a)。

解法の便のため、図 2 の囲みのように関節 B より先端側と機械本体側とに分けて力のつり合いを考える。まず関節 B より先端側について、関節 B でのモーメントの合力 M_{B0} は反時計回りを正とすると、

$$M_{B0} = l_2/2 \cdot \cos \beta \cdot W_2 + (l_2 \cdot \cos \beta + l_3/2 \cdot \cos \gamma) \cdot W_3 + l_2 \cdot \cos \beta \cdot W_4 + l_2 \{\sin(\beta - \theta) \cdot F_3 - \cos(\beta - \theta) \cdot N\} + \{-l_2 \cdot \sin(\beta - \phi) + l_3 \cdot \sin(\gamma + \phi)\} \cdot P - M_B \quad (3a)$$

ここで M_B は関節 B のアクチュエータが発生するモーメントである。 P 、 ϕ は腕の先端 D にかかる力の合力の大きさと方向で、

$$P = [(P_0 \cdot \cos \phi_0)^2 + (W_5 + P_0 \cdot \sin \phi_0)^2]^{1/2} \quad (4)$$

$$\phi = \tan^{-1}\{(W_5 + P_0 \cdot \cos \phi_0) / (P_0 \cdot \sin \phi_0)\} \quad (5)$$

また、 F_3 と N の関係は、

$$|F_3| \leq \mu_s \cdot N \quad (N \geq 0) \quad (6)$$

ここに μ_s は関節の接地部と斜面の間の静摩擦係数である。 F_3 の正負は接地部の台車の車輪にかかる駆動力や回転に対する抵抗の向きに対応する。ゼロであるのは車輪がフリーで回転に対する抵抗がないことを意味する。

静的な安定状態を想定すると (3a) 式において $M_{B0} = 0$ である。このとき M_B を左辺においた形で表すと、

$$M_B = l_2/2 \cdot \cos \beta \cdot W_2 + (l_2 \cdot \cos \beta + l_3/2 \cdot \cos \gamma) \cdot W_3 + l_2 \cdot \cos \beta \cdot W_4 + l_2 \{\sin(\beta - \theta) \cdot F_3 - \cos(\beta - \theta) \cdot N\} + \{-l_2 \cdot \sin(\beta - \phi) + l_3 \cdot \sin(\gamma + \phi)\} \cdot P \quad (3b)$$

モデルの未知数が力のつり合いの式の数より多いため、 M_B あるいは N いずれかの値を設定しなければつり合いの問題を解くことはできない。以降では、関節 B をフリーすなわち B まわりの外力のモーメントが常につり合っている状態を仮定する。このとき、関節 B は自由に動かすことのできるヒンジと同じであり、 $M_B = 0$ である。これを実機で厳密に実現するためには、他の関節等とは独立に関節 B の油圧を抜くことができるようにするなどの改造が必要と思われるが、一意な解を得るためにあえてこのような仮定をおいた。なお、本論で導くモデルの式は、 M_B に任意の値を与えた場合も有効である。

ただし、小腕 2 が斜面に対し垂直になる点 ($\beta = \pi/2 + \theta$) では、 N のモーメントの腕の長さがゼロになるために $M_B = 0$ とすると N が無限大になってしまう。また、 $M_B = 0$ すなわち関節 B をフリーとしたとき接地部 C は小腕 1 を起こすことにより斜面に沿って機械本体側に引き寄せられるが、 $\beta = \pi/2 + \theta$ となる点では関節 B に小腕 2 をたたみこむ方向のモーメントをかけなければ C を移動させることができない。このため、このときには III. で述べる方法により M_B に一時的に値を与えることとする。さらに、引き上げ作業中接地部 C が浮き上がってしまわないためには、 N の値は常に正である必要がある。III. の数値計算で用いる斜面傾斜や機械各部の寸法等の値の範囲では、 $\beta = \pi/2 + \theta$ となる点の直後に N が負になる場合が生じるが、これも M_B に一時的に値を与えることにより回避される。

(3b) 式を N について解くと

$$N = [l_2/2 \cdot \cos \beta \cdot W_2 + (l_2 \cdot \cos \beta + l_3/2 \cdot \cos \gamma) \cdot W_3 + l_2 \cdot \cos \beta \cdot W_4 + l_2 \cdot \sin(\beta - \theta) \cdot F_3 + \{l_2 \cdot \sin(\beta - \phi) + l_3 \cdot \sin(\phi + \gamma)\} \cdot P - M_B] / [l_2 \cdot \cos(\beta - \theta)] \quad (7)$$

関節 B にかかる水平および垂直方向の力 F_T および F_V は、

$$F_T = P \cdot \cos \phi + N \cdot \sin \theta - F_3 \cdot \cos \theta \quad (8)$$

$$F_V = -(W_2 + W_3 + W_4) - P \cdot \sin \phi + F_3 \cdot \sin \theta + N \cdot \cos \theta \quad (9)$$

関節 B より本体側については、水平および垂直方向の力のつり合いから、

$$F = F_1 + F_2 = F_T \quad (10)$$

$$R = R_1 + R_2 = (W_0 + W_1) - F_V \quad (11)$$

R は山側と谷側の履帯にかかる抗力の合力である。この R がかかる点は仮想的なものであるが、抗力の重心点と考えることができる。この点と谷側の履帯の中心との水平距離を x とすると、関節 B より本体側についての M_B は(3)式とは逆向きを正として、

$$M_B = (l_1 \cdot \cos \alpha + a_3 - a_1) \cdot W_0 + l_1/2 \cdot \cos \alpha \cdot W_1 - (l_1 \cdot \cos \alpha + a_3 - a_1 - a_2 + x) \cdot R - (l_1 \cdot \sin \alpha + h_1 + h_2) \cdot F \quad (12)$$

これを x について解くと、

$$x = [(l_1 \cdot \cos \alpha + a_3 - a_1) \cdot W_0 + l_1/2 \cdot \cos \alpha \cdot W_1 - (l_1 \cdot \sin \alpha + h_1 + h_2) \cdot F - M_B] / R - (l_1 \cdot \cos \alpha - a_1 - a_2 + a_3) \quad (13)$$

すると R_1 , R_2 は次式から求めることができる。

$$R_1 = R \cdot x / (a_1 + a_2), \quad R_2 = R - R_1 \quad (14 a, 14 b)$$

2) 従来型

従来型の場合、未知数は R_1 と R_2 の二つであり、垂直方向の力のつり合いと車両谷側の接地点（反力 R_2 の働く支点）におけるモーメントのつり合いの二つの条件式から解くことができる。

$$R_1 = [a_2 \cdot W_0 + (a_3 - l_1/2 \cdot \cos \alpha) \cdot W_1 + (a_3 - l_1 \cdot \cos \alpha - l_2/2 \cdot \cos \beta) \cdot W_2 + \{(a_3 - l_1 \cdot \cos \alpha - l_2 \cdot \cos \beta) \cdot \sin \phi + h_c \cdot \cos \phi\} \cdot P] / (a_1 + a_2) \quad (15)$$

ただし、

$$h_c = l_2 \cdot \sin \beta - l_1 \cdot \sin \alpha - (h_1 + h_2) \quad (16)$$

$$R_2 = W_0 + W_1 + W_2 + P \cdot \sin \phi - R_1 \quad (17)$$

3. 関節にかかるモーメントと仕事に必要とされるパワー

1) 肘つき型

関節 A および C にかかる（すなわちアクチュエータに発生する）モーメント、 M_A および M_C は、反時計回りを正として、

$$M_A = l_1/2 \cdot \cos \alpha \cdot W_1 - l_1 \cdot \cos \alpha \cdot F_V + l_1 \cdot \sin \alpha \cdot F_T \quad (18)$$

$$M_C = l_3/2 \cdot \cos \gamma \cdot W_3 + l_3 \cdot \sin(\gamma + \phi) \cdot P \quad (19)$$

M_B については(3)式を参照。

引き上げ作業に必要とされるパワー P_{w1} は $P_{w1} = \delta[M_A \cdot da/dt] + \delta[M_B \cdot d\beta'/dt] + \delta[-M_C \cdot d\gamma'/dt]$ (20 a)

ここで d/dt は時間に関する微分を表す。 δ は力を出すときにエネルギーを消費し、力を受けるときにはエネルギーを消費しないというアクチュエータの特性を表す（南方・仁多見, 1987）。

$$\delta[X] = 0 \quad (X \leq 0) \quad (21 a)$$

$$\delta[X] = X \quad (X > 0) \quad (21 b)$$

(1 a), (1 b)式で表されるように、 β は α の関数であり、前述のように γ は引き上げ作業中一定と仮定している。また関節 B, C の内角 β' , γ' はそれぞれ $\beta' = \pi - \alpha - \beta$, $\gamma' = \pi - \beta - \gamma$ であることから

$$d\beta'/dt = -(1 + d\beta/da) \cdot da/dt \quad (22)$$

$$d\gamma'/dt = -d\beta/da \cdot da/dt \quad (23)$$

$d\beta/da$ は次式で与えられる。

$$d\beta/da = \text{sign}[f(a) \cdot \text{Sin}^{-1}\{f(a)\}] \cdot \{1 - f(a)^2\}^{1/2} \cdot df(a)/da \quad (\beta \leq \pi/2 + \theta) \quad (24 a)$$

$$d\beta/da = -\text{sign}[f(a) \cdot \text{Sin}^{-1}\{f(a)\}] \cdot \{1 - f(a)^2\}^{1/2} \cdot df(a)/da \quad (\beta > \pi/2 + \theta) \quad (24 b)$$

ここに、

$$\text{sign}[X] = 1 \quad (X \geq 0), \quad -1 \quad (X < 0) \quad (25)$$

$$df(a)/da = l_1/l_2 \cdot \cos(\alpha + \theta) \quad (26)$$

したがって(20 a)式は α と da/dt の関数として表すことができる。

$$P_{w1} = \{\delta[\text{sign}(da/dt) \cdot M_A] + \delta[-\text{sign}(da/dt) \cdot (1 + d\beta/da) \cdot M_B] + \delta[\text{sign}(da/dt) \cdot M_C]\} \cdot |da/dt| \quad (20 b)$$

引き上げ作業に消費されるエネルギー E_1 は、接地部の位置 C_0 と C_1 に対応する α の角度 α_0 から α_1 まで P_{w1} を積分した $E_{1.1}$ に、小腕 3 を縮めて $-\theta$ から γ まで起こすためのエネルギー消費 $E_{1.2}$ を加えて得られる。

$$E_1 = E_{1.1} + E_{1.2} = \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} P_{w1} d\alpha + \{l_3 \cdot \sin \theta \cdot (W_3/2 + P \cdot \sin \phi) + \int_{-\theta}^{\gamma} \delta[M_C(\gamma_0)] d\gamma_0\} \quad (27)$$

上式で γ_0 は M_C の(19)式において γ の代わりに用いるダミー変数である。また小腕 3 を縮める際、腕等と地面との抵抗はないものとした。

2) 従来型

関節にかかるモーメントは肘つき型と同様にして、

$$M_A = l_1/2 \cdot \cos \alpha \cdot W_1 + (l_1 \cdot \cos \alpha + l_2/2 \cdot \cos \beta) \cdot W_2 + \{l_1 \cdot \sin(\alpha + \phi) - l_2 \cdot \sin(\beta - \phi)\} \cdot P \quad (28)$$

$$M_B = l_2/2 \cdot \cos \beta \cdot W_2 - l_2 \cdot \sin(\beta - \phi) \cdot P \quad (29)$$

引き上げ作業に消費されるパワー P_{w2} とエネルギー E_2 も前項と同様にして

$$P_{w2} = \{\delta[\text{sign}(da/dt) \cdot M_A] + \delta[-\text{sign}(da/dt) \cdot (1 + d\beta/da) \cdot M_B]\} \cdot |da/dt| \quad (30)$$

$$E_2 = \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} P_{w2} da \quad (31)$$

上式で $d\beta/da$ は(24)式で与えられる。ただし(24)式が用いる(26)式、(2)式等での θ は θ_0 に置き換える。

III. 模擬計算の結果と考察

1. モデルの数値の設定

モデルの各部の寸法や重量を想定するにあたり、エクスカベータの車格をバケットの容量で区分することにした。

表 2. 市販エクスカベータの諸元

バケット容量 およびデータ数	全装備重量 (kgw)	全幅 (mm)	全高 (mm)	履帯中心距離または輪距 (mm)	履帯幅 (mm)	最低地上高 (mm)	最大切削半径 (mm)	
0.7 m ³	Means	19060	2890	2874	2270	620	455.0	
	Min.	18500	2780	2830	2180	600	440	
	N : 5	Max.	19700	3080	2910	2390	700	465
	STD	463	122	31	94	40	12.2	
0.45 m ³	Means	11767	2487	2798	1980	500	426.7	
	Min.	11500	2480	2710	1960	500	400	
	N : 3	Max.	12200	2490	2960	1990	500	440
	STD	309	5	114	14	0	18.9	
0.25 m ³	Means	6700	2220	2600	1710	470	362.0	
	Min.	6400	2150	2570	1700	400	300	
	N : 5	Max.	7000	2300	2645	1750	600	410
	STD	228	64	26	20	68	36.0	

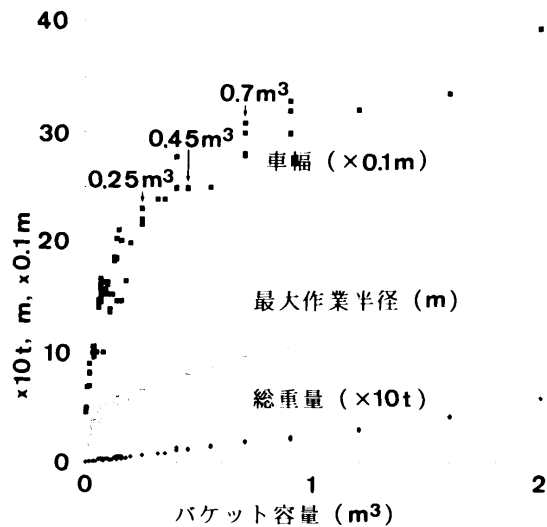


図 3. 市販エクスカベータの寸法と重量

市販されているバックホウおよび油圧ショベル 92 台 (林業機械化協会, 1991) の車幅, 最大作業半径, 総重量とバケット容量との関係を図-3 に示す。幅員 3 m の 2 級林道を想定すると, 走行可能なのは概ね 0.7 m³ 以下級のエクスカベータである。しかし作業のための余裕を考えると 0.45 m³ 以下級, より幅の狭い作業道での使用となるとより小さい車格の機械が必要となる。そこで模擬計算では, 0.7 および 0.45 m³ 級のエクスカベータを従来型に, 0.25 m³ 級を肘つき型のベースマシンとした。表-2 はこれら 3 種の車格の市販機の諸元の要約である。

各小腕の長さや重量は, VÄHÄ and SKIBNIEWSKI (1993) がエクスカベータの動力学的解析に用いた数値をもとに, 最大作業半径, 全装備重量に応じて比例配分した。彼らのモデルは最大作業半径約 9 m, 走行装置を除いた部分の重量の合計が約 9 t である。その全装備重量は先に引用した資料 (林業機械化協会, 1991) から, 同等の最大作業半径をもつエクスカベータの 15.3 t を仮定した。また小腕 2 の長さや重さは, 彼らのモデルの小腕 2 にバケットの長さや重さの半分を加えたものを仮定した。これ

表 3. 小腕 2 の到達距離の計算結果

C ₀ C ₁ θ (度)	従来型		肘つき型
	0.7 m ³	0.45 m ³	0.25 m ³
5	7.32	6.07	4.50
10	7.26	6.01	4.45
15	7.21	5.97	4.41
20	7.17	5.94	4.37
25	7.14	5.91	4.34
30	7.13	5.90	4.33
35	7.13	5.90	4.32

は彼らのモデルでは小腕 2 が小腕 1 の約半分と短めであること, われわれのモデルではバケット部の関節部分を簡略化しているためである。肘つき型の小腕 3 は次項の考察をもとに 1.5~3 m の伸縮式とした。その他の寸法は表-2 の諸元を参考に決めた。

作業ヘッドの重量は資料 (林業機械化協会, 1993) から 0.25~0.4 m³ 級用および 0.4~0.45 m³ のハーベストヘッドの重量それぞれ 350 kgw と 500 kgw を参考に, 400 kgw とした。肘つき型の小腕 3 と接地部の台車の重量については適当な資料はないが, ここでは腕部の重量の合計が 0.45 m³ 級の従来型のモデルと等しくなるよう, それぞれ 600, 200 kgw とした。以上の設定値は表-1 b の右にまとめて記載した。

2. 腕の到達距離

ここに腕の到達距離とは, 機械の腕の先端が斜面下方のどこまで届くか, すなわちリーチのことである。車格の小さい肘つき型が, 車格のより大きい従来型と同じリーチになるためには小腕 3 の長さはどの程度必要かをみるために, 図-2 における C₀C₁ を比較する。

谷側の履帯の中心と道端の間隔 l を 0.5 m とし, 斜面傾斜を 5 度きざみで 5~35 度として, モデルの 3 種の機械について C₀C₁ を計算すると表-3 のようになる。実際は 35 度では道端ののり肩が数 cm 腕と干渉するが, 比較のために 35 度まで求めた。肘つき型と従来型の C₀C₁ の差は, 0.45 m³ 級とは 1.5 m 強, 0.7 m³ とは 3 m 弱である。すなわち伸張時に 3 m 以上になるブームを小腕 3 に用い

れば、0.25 m³級の肘つき型機械のリーチは、0.7 m³級の従来型の機械と同等となる。

3. 安定性

作業時の転倒に対する安定性の指標 min_f_x を次のように定めた。まず履帯にかかる抗力の重心点の位置 x を車幅に対する割合で表し、これを f_x とする。

$$f_x = x / (a_1 + a_2) = R_1 / (R_1 + R_2) \quad (32 a, 32 b)$$

(32 a)式は肘つき型、(32 b)式は従来型の計算に用いる。 f_x が0.5のとき転倒に対する安定性は最も高く、0以下あるいは1以上では車体の一部が浮いてしまうことを意味する。この f_x の引き上げ作業中の最小値を min_f_x と定義する。すなわち、

$$min_f_x = \min(f_x | a_0 \leq a \leq a_1) \quad (33)$$

この項と次項の従来型の計算は、0.45 m³級のみについて行った。肘つき型の小腕3は従来型の0.45 m³級と同じリーチになるまで伸張させるものとし、引き起こし角 γ は0°とした。条件を同じにするため、従来型の引き上げの目標点 C_2 が肘つき型の引き上げ作業完了時の小腕3の先端Dの位置になるように、従来型の h_1 , a_1 等を適宜修正した。

a は a_0 から a_1 までを15~21等分して計算した。斜面傾斜は前項と同じとし、 $P_0 = 0, 1.96(200), 3.92(400)$ kN (kgw), $\phi_0 = 90^\circ$, すなわち作業ヘッドが荷物を吊っている場合を想定した。 F_3 は車輪がフリーになっている状態を想定して0とした。肘つき型で $\beta = \pi/2 + \theta$ となる時の M_B は次のようにして決めた。まず N を、その前後の a における値のほぼ中間となるように補間と平均により定める。この N から(3 b)式と(6)式を用いて M_B を求めた。

計算例として図-4に斜面傾斜20°, $P_0 = 1.96$ kN の場合の R_1, R_2, N の値を示した。従来型では R_1 と R_2 の差が大きい。特に谷側で車体を支える R_2 の値の大きさが目立っている。肘つき型では R_2 が従来型のほぼ半分以下であり、 R_1, R_2, N の間の差も小さい。

図-5は斜面傾斜と P_0 の値に対する安定性の指標の計算結果である。従来型、肘つき型とも吊り下げる重量 P_0 が大きいほど安定性は低くなる。従来型は斜面傾斜が小さい

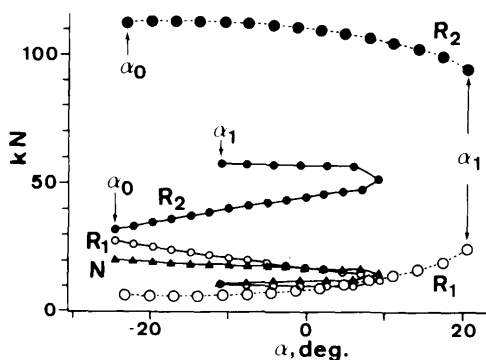


図4. 支点の抗力の計算例
 $\theta = 20^\circ, P_0 = 1.96$ kN. 破線、従来型；実線、肘つき型。

ほど安定性が悪い傾向を示しているが、これは従来型では傾斜が緩いほど腕を横に張り出し、モーメントが大きくなるためである。肘つき型は斜面傾斜20°までは傾斜とともに安定性が増大し、25°までは従来型よりも高い安定性を示している。しかしそれ以上では安定性が減少し、30°を超えると従来型よりも安定性は悪化する。これは斜面が急になると小腕2がたたまれていく過程で N が減少して R_1 と R_2 の差が大きくなり、特に小腕2が斜面に対して垂直になる直前ではこれが顕著になるためである。

機械本体の滑りに対する安定性をみるために、横方向の外力が働く肘つき型について、 F と R の比 k_1 を計算した。 k_1 が履帯と路面の静摩擦係数 μ_s 以下ならば車体は滑らない。履带式トラクタの μ_s (林業機械化協会, 1974) はコンクリート、砂質粘土、砂等との間で0.29~0.58である。 k_1 は P_0, θ とともに増加する傾向を示したが最大値は0.21で、滑りに対して安定という結果であった。

4. エネルギー消費

従来型と肘つき型の関節部のモーメントと次式で定義されるパワーの指標 P_r の計算例を図-6に示す。斜面傾斜等の条件は前項の例と同じである。

$$P_{r1,2} = P_{a1,2} / |da/dt| \quad (34)$$

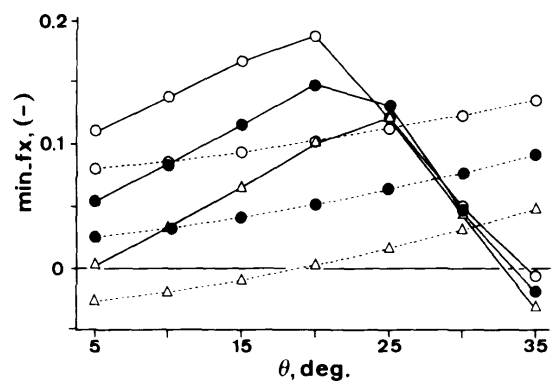


図5. 安定性の比較
破線、従来型；実線、肘つき型； $P_0 = \circ, \bullet, \triangle$ 0, 1.96, 3.92 kN。

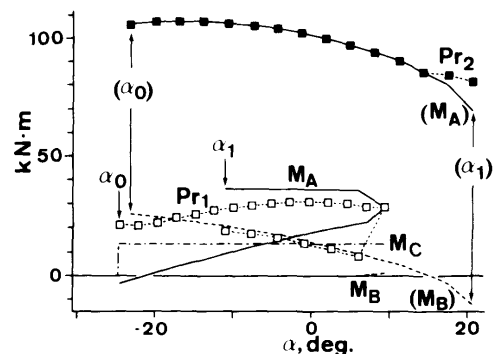


図6. 関節部のモーメントの計算例
 $\theta = 20^\circ, P_0 = 1.96$ kN, $E_{11} = 16.7$ kJ, $E_{12} = 9.3$ kJ, $E_2 = 74.3$ kJ. 括弧つきのモーメント等は従来型を示す。

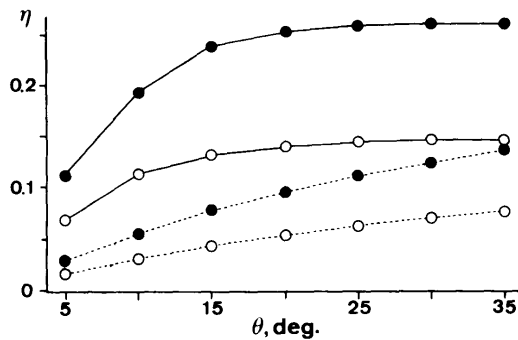


図7. 仕事率 η の比較

破線: 従来型; 実線: 肘つき型; $P_0 = \circ, 1.96$; $\bullet, 3.92$ kN.

添字 1, 2 はそれぞれ肘つき型, 従来型に対応する。 P_{w1} および P_{w2} の (20 b) と (30) 式を参照すればわかるように, P_r は α のみの関数であり, 図の P_r のグラフと横軸の間の面積を横軸をラジアンとして求めればエネルギーが計算できる。ここではシンプソンの公式を用いて数値積分により求めた。図-6 からは従来型の関節 A には大きなモーメントがかかることがわかる。これに対し肘つきで型はこのモーメントは従来型の 1/2~1/3 以下である。すなわち小腕の設計強度も小さくてすむことを示している。ただし, 実際には肘つき型の小腕 1 および 2 は小腕 3 等を持ち上げる場合にも対応できるように, 従来型の小腕 1 および 2 に相応の補強をした構造が必要であろう。

異なる斜面傾斜での引き上げ作業によるエネルギー消費を比較するために, 仕事率 η を定義する。

$$\eta = P_0 \cdot C_0 C_1 \sin \theta / E_1 \quad (\text{肘つき型}) \quad (35 \text{ a})$$

$$\eta = P_0 \cdot C_0 C_2 \sin \theta_0 / E_2 \quad (\text{従来型}) \quad (35 \text{ b})$$

右辺の分子は引き上げた荷物のポテンシャルエネルギーの増分である。仕事率の考え方は南方・仁多見 (1987) と同じであるが, われわれは消費エネルギーに対する純仕事量の割合としたため, 彼らの定義とは逆数の関係になっている。

$P_0 = 1.96, 3.92$ kN についての仕事率 η の計算結果を図 7 に示す。すべての斜面傾斜にわたって肘つき型の方が従来型よりも η が大きいことがみてとれる。その差は 1.9~4.1 倍であった。どちらの型でも P_0 が大きい方が η も大きい, これはその方が純仕事量の損失分の割合が減るためである。

IV. おわりに

より小さな車格でより大きな車格のエクスカベータと同等の作業半径を得るために, 関節の一部を接地式とする方

法の有効性を示すことができた。すなわち, 安定性の確保とエネルギー消費の低減である。転倒に対する安定性については, 傾斜 25° までは肘つき型の方が従来型を上回る結果となった。ただし急斜地では関節の一つをフリーにして引き上げ作業を行うというモデルの仮定のもとでは, 肘つき型の安定性は悪化することがわかった。エネルギー消費については, 重量物のポテンシャルエネルギーの増加と機械のエネルギー消費の比を仕事率と定義して両型を比較したところ, 肘つき型は従来型の 1.9~4.1 倍仕事率が高い, すなわちエネルギー効率が良い結果となった。

この肘つき型の機械の実用化のために解決しなければならないこととして, 理論的な面からは関節 B を能動的に操作した場合の安定性等の分析が必要である。これは, 安定性の確保, 接地部を必要以上に斜面上に押し付けないようにする制御, パワーの節約等の課題を最適化するように関節を操作する問題と解釈することができる。実験的な面からは, 試験機あるいは模型によるモデルの結果の検証や適正な接地圧設定のための実験が必要である。これらは統報で検討する予定である。

この機械の発案のきっかけを与えてくださった大阪府指導林家大橋慶三郎氏をはじめとする林業機械研究会の方々, そして有用な助言をいただいた米国ワシントン大学工学部 Edwin S. MIYATA 博士, 京都大学農学部沼田邦彦助教授に心からの謝意を表す。

引用文献

- 今富裕樹 (1994) トラクタ集材走行方式に関する労働科学的考察 (1) 生体負担の特徴とその評価. 森林研誌 9(1): 17-27.
- 南方 康・仁多見俊夫 (1987) 林業用機械のベースマシンとしての歩行機械 (1) 歩行機械の特性と傾斜地対応型の脚機構ならびに歩容. 日林誌 69: 343-350.
- 大橋慶三郎・神崎康一 (1989) 急傾斜地の路網マニュアル. 173 pp. 全国林業改良普及協会, 東京.
- 大橋慶三郎 (1992) 路網を生かした間伐林業のマネージメント. 187 pp. 全国林業改良普及協会, 東京.
- 林業機械化協会 (1974) 林業用トラクタとその作業. 機械編. 324 pp. 林業機械化協会, 東京.
- 林業機械化協会 (1991) 林業機械便覧. 1991. 285 pp. 林業機械化協会, 東京.
- 林業機械化協会 (1993) 最新の林業機械. 平成 5 年版. 39 pp. 林業機械化協会, 東京.
- VÄHÄ and SKIBNIEWSKI (1993) Dynamic Model of Excavator. J. Aerosp. Engrg. 6(2): 148-158.
- 山本俊明・佐々木功 (1972) 森林作業における作業者の労働科学的研究. トラクター集材作業における荷掛作業について. 京大演報 43: 246-262.

(1996年5月14日受理)