

リモコン自動制御機及び 造林用作業機

リモコン自動制御および造林用作業機

本技術開発試験研究については、一部報告ずみのものをのぞいて、おおよそ年代順に、

第1章 リモコン自動制御およびトラクタ

第2章 造林用作業機

に大別して、開発改良した各種機械の仕様概要・機械性能・作業性能等について、えられた成果を報告する。

I 試験担当者

機械化部	山脇 三平
" 機械科	兵頭 正寛
" " 機械第2研究室	三村 和男
" " "	鈴木 皓史
" " 林道研究室	福田 章史

II 試験目的

林業作業者の後継者不足から、老齢化がすすみ、各種の条件がからんで、林業生産の停滞が問題視されている。このため林業作業の労働強度の軽減および省力を伴った労働生産性の向上が重視され、その手段として、林業機械の自動制御化・リモートコントロール化による安全無公害化も達成した生産性の向上が切望されている。よって無線あるいは有線によるリモートコントロール方式の開発・改良試験を開始し、着々成果をあげつつある。また木寄せワインチつきフォーワーダ、間・抾伐・小面積皆伐地の集材に適した小形ホイールトラクタおよびリモコンワインチつきホイールスキッタの試作を実施し、試作各機の機械および作業性能をあきらかにした。油圧チーンソー式伐倒機の輸入・国産両機の機械性能をあきらかならしめ、この種トラクタ伐倒機の国産化に役立つ基礎資料を獲得したほか、R O P S トラクタの試作を行ないその機械性能をとりまとめた。さらに、緑化樹需要の増大に併い、緑化樹木掘取作業の省力化が必要とされているが、輸入機の性能試験のみならず、国産新機種の開発を指導し、同機の性能試験を実施し、機械および作業性能をあきらかにした。ついで、高密造林地の刈払いに適したフレイルモーアの開発・改

良の要請に答えて、改良試作を終了した。

III 試験の経過と得られた成果

1. リモコン自動制御およびトラクタ

1-1 2胴ウインチつきフォーワーダ

1-2 2.65tアーティキュレーテッド・ホイールトラクタ

1-3 リモコンウインチつきホイールスキッド

1-4 トラクタ伐倒玉切機

1-5 ROPS トラクタ

1-6 自走式簡易リモコン集材機

2. 造林用作業機

2-1 ツリースペード

2-2 小形歩行式樹木掘取機

2-3 フレイルモーア

1. リモコン自動制御およびトラクタ

1-1 2胴ウインチ付フォーワーダ

緩傾斜林地では、本機が林内の伐倒地点まで進入して、運転者によるワンマン作業で玉切伐をローダで積込んで林道端まで木寄せを行なう。

中～急傾斜林地では、開設した作業道に本機を設置してウインチによる地引き木寄せおよびローダのブームを元柱として2胴ウインチによる架線方式の木寄せ等が可能である。すなわち、木寄せ兼集材車ともいえる林業機械で、本機を試作するとともにその機械および作業性能に検討を加えた。

(1) 構 造

フォーワーダの主要諸元は表-1のとおりである。構造およびローダ、グラップルの作動、2胴ウインチによる地引き木寄せの概要等を図-1に示した。

エンジンクランク軸からギヤ、プロペラシャフトを介して回転動力を伝達およびロット、ピン等を介して力を伝達する、いわゆる機械駆動系統、油圧を介して動力を伝達する油圧駆動系統をブロックダイヤグラムで示したもののが図-2である。

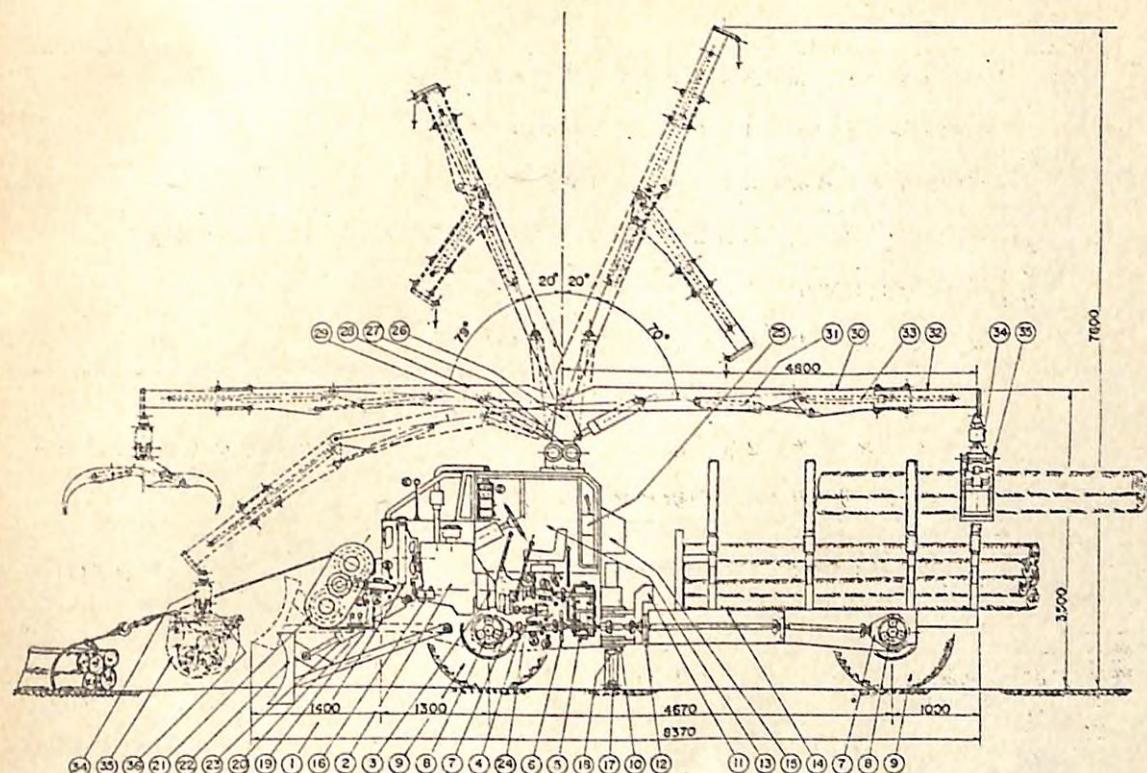


図-1 2胴ウインチ付フォーワーダ

図-1 の説明

区分	No.	名 称	区分	No.	名 称	区分	No.	名 称
車 体	1	ラジエタ	ウ	15	オイルタンク	29	油圧シリンダ(上下)	
	2	ディーゼルエンジン	イ	16	オイルポンプ	30	センターブーム	
	3	クラッチおよびトランスミッション	ン	17	アウトリガ	31	油圧シリンダ(屈折)	
	4	ユニバーサルジョイント	チ	18	油圧シリンダ	32	アウターブーム	
	5	トランスファーボックス	ド	19	ウインチ駆動軸	33	油圧シリンダ(伸縮)	
	6	ディスクブレーキ	ー	20	ウインチコントロールレバー	34	油圧シリンダ(旋回)	
	7	ノースピンドファレンシャル	ア	21	2胴ウインチ	35	丸太つかみグラブ	
	8	プラネットリー減速機	ウ	22	ドーザ	36	油圧シリンダ(開閉)	
	9	車 輪	ト	23	油圧シリンダ	計測		
	10	前・後車体屈折ピン	リ	24	オイルポンプ	ピックアップ		
	11	前・後車体屈折ストッパー	ガ	25	コントロール操作弁	同 上 用 1次、2次アンテナ		
	12	前・後車体回動スイーベル	装	26	旋回装置	C FMテレメータ回数ピックアップ		
走 行 装 置	13	運転台	置	27	油圧シリンダ(旋回)	D 中継送信装置		
	14	荷 台		28	メインブーム	E 送信空中線		

表-1 フォーワードの主要諸元

車体	全長・全幅・全高 軸距・輪距・駆動 整備質量・積載量	8 3 4 0 • 2 4 4 0 • 2 4 7 0 mm 4 7 0 0 mm, 2 0 2 3 mm • 4 輪駆動 9 6 5 0 kg, 4 0 0 0 kg
エンジン	名称・形式 気筒数・行程容積 最大出力	DA 220 ディーゼル, 四サイクル水冷直列予燃焼室式 4-4084 cc 67 PS / 2200 rpm
作業装置	ローダ ウインチ アウトリガ	最長吊上げ荷重 900 kg / 4800 mm 2 桶, 最大張力 2000 kg / 60 m / min 卷込容量 $\phi 12 \times 200 m$ 車体屈折ピン部側面, 左右各 1 脚

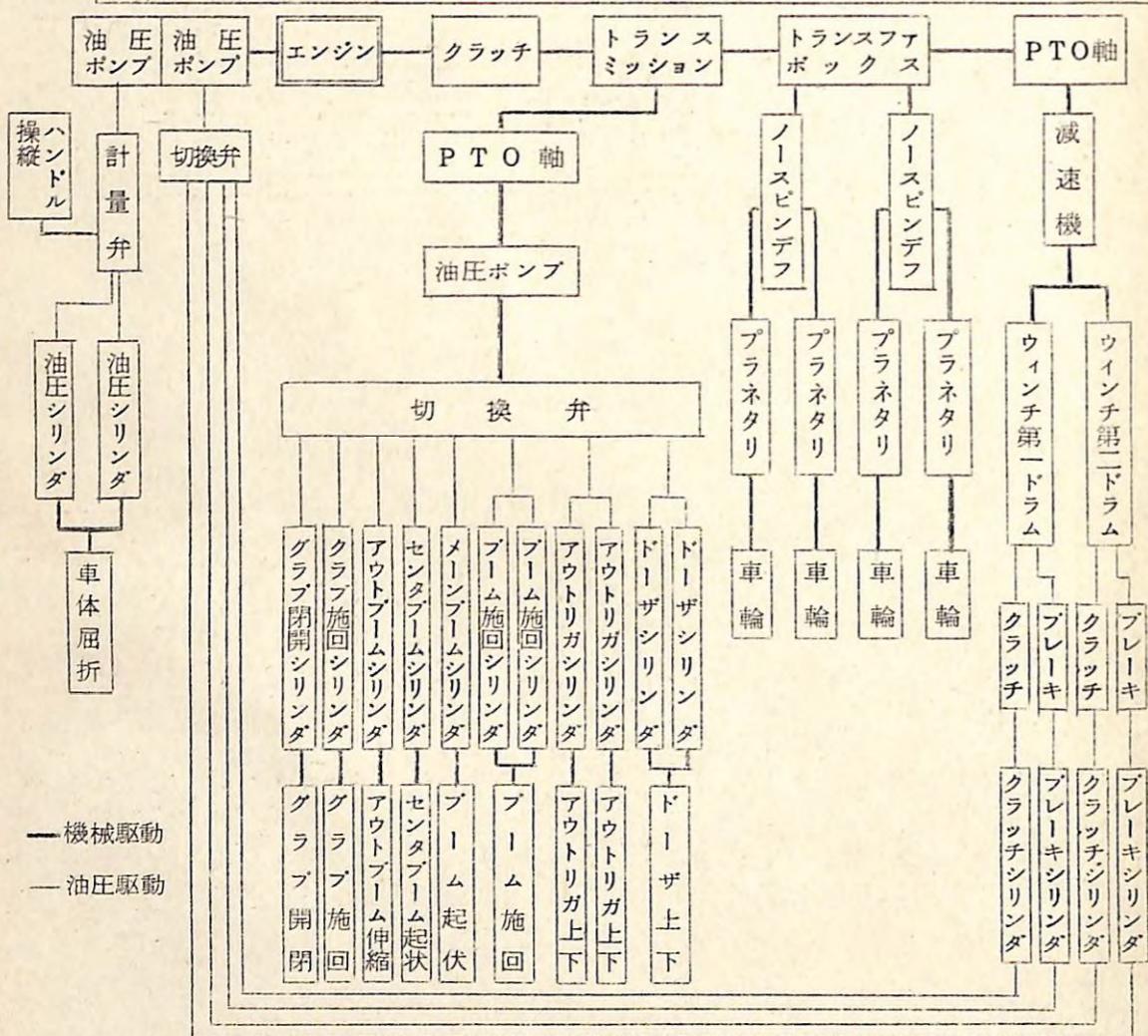


図-2 駆動系統ブロックダイヤグラム

- 6 -

(2) 動力性能

玉切材を積載して林地を走行するときの所要動力の計算式を次式のように導いた。

$$P_e = \frac{2\pi \cdot H_e \cdot \gamma_d \{ \frac{W_d (\ell_r + e \tan \beta)}{\ell} + \frac{W_d (\ell_f + e \tan \beta)}{\ell} \} (f_d \cos \alpha + \sin \alpha)}{75 \cdot 60 \cdot i \cdot \eta}$$

ここに, P_e : 林地走行所要馬力 (PS), N_e : エンジン回転数 (rpm), γ_d : 車輪の有効半径 (680 mm), W_d : 空車質量 ($W_d = 9,650 \text{ kg}$) + 積載丸太の質量 ($W_w = 1,500 \text{ kg}$, $3,000 \text{ kg}$), ℓ : 軸距 (4,670 mm), b : 輪距 (2,023 mm), ℓ_r : 積車時の後輪軸から重心 G_w までの距離 = $\frac{W_d \ell_r + W_w \ell_w}{W_d + W_w}$, ℓ_w : 空車時の後輪軸から重心 G_o までの距離 (3,825 mm), G_o : 空車時の重心の位置, ℓ_w : 後輪軸から丸太の重心 G_w までの距離 (4,000 mm, 4 m材を均等に積載した場合), G_w : 積載丸太の重心の位置, ℓ_f : 積車時の前輪軸から重心 G_w までの距離 = $\frac{W_d \ell_f + W_w (\ell - \ell_w)}{W_d + W_w}$, ℓ_f : 積車時の前輪軸から重心 G_o までの距離 (8,450 mm), G_w : 積車時の重心の位置, $e = h_w - \gamma_d$, h_w : 積車時の重心 G_w の高さ = $\frac{W_d h_o + W_w h_w}{W_d + W_w}$, h_o : 空車時の重心 G_o の高さ (1,200 mm), h_w : 積載丸太の重心 G_w の高さ, α : 車体の左右方向の傾斜角, β : 車体の前後方向の傾斜角 $\sigma = \cos^{-1}(\cos \alpha \cos \beta)$, f_d : 走行抵抗係数, 作業道 = $0.039 + 0.0147 V_a$, V_a : 走行速度 (m / sec), i : 全減速比, η : 全機械効率

(3) 作業性能

林内の造材丸太をローダを使って積載し林道端まで木寄せするセルフローディングによる木寄せ作業性能は表-2 に示したとおり。

ローダのブームを元柱として, 先柱には立木あるいは伐根を使った架線方式による木寄せの一例を図-3 に示した。フォーリングブロック式およびハイリード式索張りによる木寄せ作業性能は表-3 のとおりである。

(三村和男)

表-2 セルフローディング木寄作業性能

	木丸太整理地 1人作業				丸太未整理地 1人作業 2人作業			
	実施場所	赤城山国有林 158 板畠斜地 ($\sim 8^\circ$)	赤城山国有林 155 板畠斜地 ($\sim 10^\circ$)	立木本数, 胸高直径, 材積	N 563 N 10~15cm L 20~30cm 292m ³	N 2,008 N 20~28cm L 15~20cm 502m ³	採材, 造材本数	1.8m 3.0m 1.8m 3.0m 7,948本
面積, 株種, 胸高	3.44ha ヒノキ外 26年	4.07ha アカマツ外 45年						
立木本数, 胸高直径, 材積	N 563 N 10~15cm L 20~30cm 292m ³	N 2,008 N 20~28cm L 15~20cm 502m ³						
採材, 造材本数	1.8m 3.0m 1.8m 3.0m 7,948本	2.1m 4.0m 2.1m 4.0m 8,632本						
空車上山時間 sec	31.9+1.22L		31.9+1.22L					
積車下山時間 sec	94+1.63L		94+1.63L					
積込時間回/sec	60.4+3.45n		90+6.85n					
移動時間回/sec	17.6+4.4L		14.3+3.89L					
下ろし時間回/sec	75+0.938n		123		79			
空車上山距離 m	160~190		8~20		10~42			
積車下山距離 m	160~170		38~42		43~60			
1車両当たり平均積載本数 本/台	27	38	43	48	38	50	54	58
搬出本数 本/日	226	339	425	431	128	155	276	296
搬出材積 m ³ /日	12.7	12.2	14.9	12.7	4.5	5.4	9.1	12.7
作業効率量 本·km/日	37.4	66.8	82.8	82	7.7	9.9	36.4	26.1
m ³ ·km/日	2.09	2.8	2.9	2.4	0.27	0.35	1.2	1.12
備考	下ろしのみ		下ろし, 長さ別, 卷立, はえ積合		下ろし, 長さ別, 卷立, はえ積合			

表-3 架線方式による木寄作業性能

	ファーリングブロック式		ハイリード式
	荷掛1, 荷下ろしおよび運転1 2名	荷掛2, 荷下ろしおよび運転1 3名	
実施場所	赤城山国有林 157の1部, 坡度10~20°		
面積, 株種, 胸高	6.82ha カラマツ 26年		
立木本数, 胸高直径	18,248本 8~15cm		
採材, 丸太平均材積	1.8m, 3.0m, 4.0m 0.0321m ³ /本		
伐採, 木寄	皆伐(風倒) 下げ荷 (風倒)	普通間伐 下げ荷	
架線の支間長 m	130	130	
空撮・実撮走行時間 sec	1.35L	1.35L	
機取引込時間 sec	15.5+7.14L	—	
横取引寄時間 sec	8.2+3.45L	—	
荷掛時間 sec	7.75n	4.06n	
荷下ろし時間 sec	18	10	
木寄距離 m	70	86	100
平均横取距離 m	10	10	10
1人平均木寄材積 m ³ /人·日	4.1	3.3	6.2
備考	荷掛スリング1本	荷掛スリンク1本	

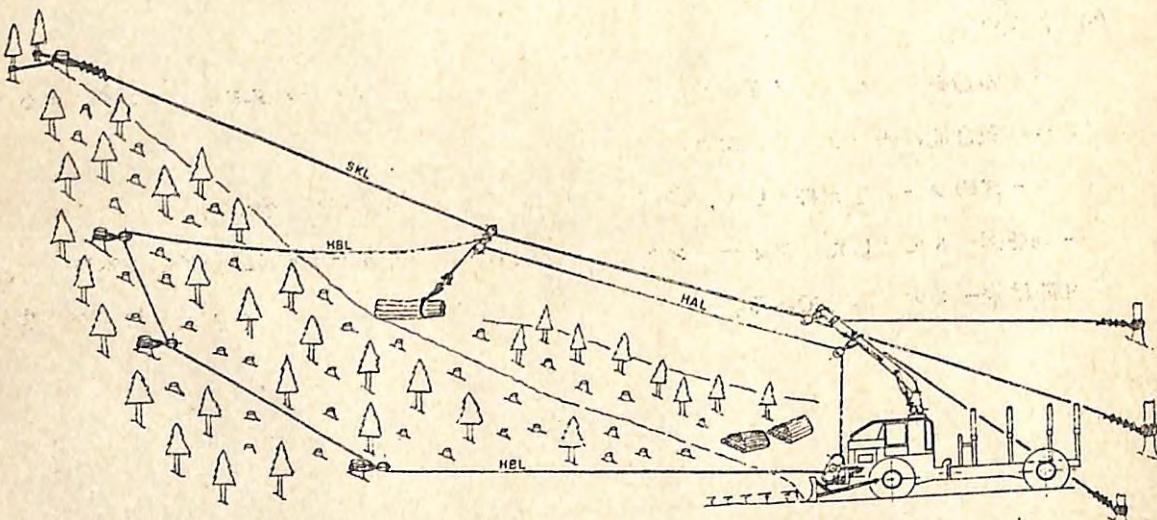


図-3 架線方式による木寄作業例

1-2 2.65t アーティキュレイテッドホイールトラクタ

間伐, 拾伐, 小面積皆伐地における集材作業だけでなく, 伐採跡地の造林作業にも使える装備質量2.65tのアーティキュレイテッドホイールトラクタの試作を行った。動力性能, 作業性能その他について検討を加えた。

(1) 構造

本トラクタは, 集材作業のほかに三点支持装置およびPTO軸を装備し造林作業にも使用することができるものである。その構造を図-1に示した。主要諸元は表-1のとおり。

(2) 作業性能

皆伐地および列状間伐地における全幹材集材作業性能は表-2のとおり。2胴ウィンチによる架線を使用した集材作業性能は, 間伐地の玉切材, 皆伐地の全幹材それぞれの搬出量は表-8のとおりである。

(三村和男)

表-1 2.65t ホイールトラクタの主要諸元

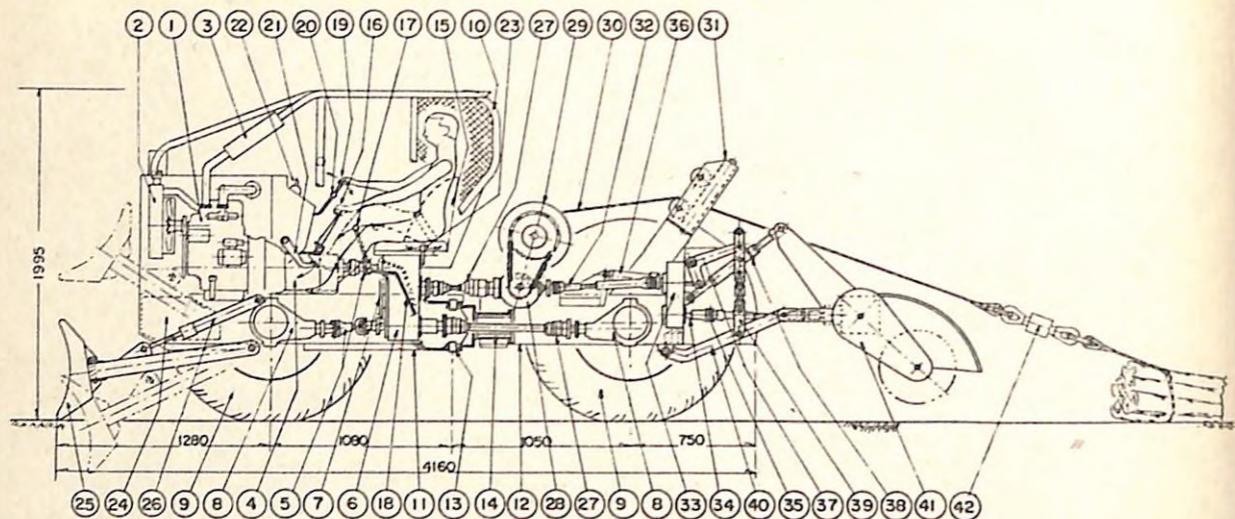


図-1 2.65t ホイールトラクタ

図-1の説明

区分	No	名 称	区分	No	名 称	区分	No	名 称
車体	1	ディーゼルエンジン	作業装置	17	前・後進レバー	機械	28	ウインチギヤケース
	2	ラジエタ		18	停車ブレーキレバー		29	ウインチドラム
	3	マフラー		19	操縦レバー		30	ワイヤロープ
	4	クラッチ, 主変速機		20	ドーザ上下, ウインチフリー・巻き, 三点支持装置上下用レバー		31	フェヤリード
	5	自在縦手		21	クラッチ, ブレーキペタル		32	自在縦手
	6	副変速機		22	スロットルレバー		33	PTOギヤケース
	7	円板ブレーキ		23	ウインチ軸・PTO軸レバー		34	PTO軸
	8	ノースピンドル		24	燃料タンク, 油圧用オイルタンク		35	自在縦手
	9	タイヤ		25	ドーザ		36	油圧シリンダ
	10	オペレータガード		26	油圧シリンダ		37	三点支持装置
作業機	11	前部車体		27	等速ボール自在縦手		38	リフトアーム
	12	後部車体					39	トップリンク
	13	前・後車体屈折ピン					40	サイドリンク
	14	前・後車体揺動スウェイベル					41	ローワリング
	15	運転台・座席					42	ブレーキモード
	16	変速レバー						

車体寸法・重量	全長・全幅 全高 軸距・輪距 最低地上高 整備重量 重心の位置 カジ取装置 最小旋回半径	4 1 6 0 m m , 1 6 9 5 m m 1 9 9 5 m m 2 1 3 0 m m , 1 3 1 0 m m 4 0 0 m m 2 6 5 0 k g (運転手共) 前軸 8 6 2 m m 高さ 8 1 8 m m センターピン車体屈折式 3 8 1 0 m m	走行装置	主変速機 副変速機 差動機 タイヤ ブレーキ 駆動方式	4 段変速 前・後進、PTO軸正逆転 ノースピンドル ロガースペシャル 14.9-24-6 推進軸 円板ブレーキ 四輪駆動
エンジン	形式 排気容量 (2-86×102)	4 サイクル水冷鋼上弁直列 1 1 8 4 c c (2 - 8 6 × 1 0 2)	作業装置	ドーザ ウインチ	大きさ 1 3 7 0 × 4 4 0 m m 単胴 巻込容量 1 5 0 m / 1 0 m m 最大張力 3 5 0 0 k g
・	定格出力 最大馬力 最大トルク	2 2 P S / 2 4 0 0 r p m 2 5 . 5 P S / 2 8 0 0 r p m 7 k g - m / 2 0 0 0 r p m	・	・	2 ローラ ローワリング長 8 0 0 m m 最大開き 6 8 3 m m ピン径 1 9 m m , 2 2 m m
・	燃料消費率 (全負荷時)	2 1 0 k g / P S - h	・	PTO軸	5 4 0 r p m , ϕ 3 5 m m

表-2 地引き集材作業性能

	(II) 皆伐・全幹材	(III) 皆伐・全幹材	(IV) 列状伐・全幹材
実施場所・面積・地形	赤城山国有林 155, 3.27ha, 0~5°	赤城山国有林 155, 3.14ha, 0~20°	赤城山国有林 157, 30.43ha, 0~11°
樹齢・樹種・立木本数	45年生, アカマツほか, 2000本	45年生, ヒノキほか, 2000本	30年生, ヒノキほか, 18.770本
立木材積・樹高・胸高直径	425m ³ , 1.0~1.7m, 10~34cm	368m ³ , 1.0~1.7m, 10~28cm	353.5m ³ , 4~1.5m, 4~2.6cm
集材作業	実施時期	昭和48年12月中旬	昭和49年3月上旬
・	作業人員	4人	4人
・	作業距離	8.0~10.0m	2.65tonトラクタ 5.7tonトラクタ
・	ウインチ引寄せ距離	6~15m	試験地 (I) 試験地 (II)
・	集材回数 正味時間	14回, 1.22分	4回, 5.7分
・	集材材積・本数	11.67 m ³ , 73本	4回, 4.9分
正味所要時間	1.55m ³ , 24本	13回, 9.8分	1.339m ³ , 113本
時間	1.55m ³ , 28本	23回, 1.98分	
空車上山・前進時間	$t_{L1} = 3.0 + 0.8 L_1$	$t_{L1} = 3.0 + 0.55 L_1$	$t_{L1} = 20 + 0.8 L_1$
空車上山・旋回後進時間	—	—	$t_{L2} = 18 + 1.06 L_2$ 全左
けん引下山時間	$t_{L2} = 3.0 + 0.98 L_2$	$t_{L2} = 3.0 + 0.64 L_2$	$t_{L2} = 32 + 0.68 L_2$
荷かけ, ウインチング時間	$t_w = 2.0 + 1.38 \ell_w$	$t_w = 2.0 + 1.0 \ell_w$	$t_w = 24 + 6.5 \ell_w$
荷おろし時間	$t_o = 7.2$	$t_o = 7.2$	$t_o = 5.0$ 全左
土場整理時間	—	$t = 9.7$	$t = 8.5$ —
一日の搬出量	集材・ウインチング距離 8.0m, 1.5m	3.65m, 1.5m	120m+20m35m 全左
	集材材積 28.36 m ³ /日	8.13 m ³ /日	15.43 m ³ /日
	1人当たり材積 7.09 m ³ /人一日	2.03 m ³ /人一日	3.56 m ³ /人一日
			4.57 m ³ /人一日

表-3 2胴ウインチによる架線集材作業性能

		(1) スラックライン(2胴) 間伐・玉切材	(II) 金形エンドレス(荷上素なし) 間伐・玉切材	(III) ハイリード(エンドレス) 皆伐・全幹材
実施場所・面積・地形	子持山国有林162, 10.78ha, 30~38°	全 左	赤城山国有林155, 3.44ha, 13~20°	
樹齢・樹種・立木本数	51年生, スギほか, 13,505本	全 左	45年生, ヒノキほか, 6,000本	
立木材積・樹高・胸高直径	160.8m ³ , 7~16m, 6~22cm	全 左	125.8m ³ , 5~17m, 4~54cm	
集材作業	実施時期	昭和49年1月中旬	全 左	昭和48年12月中旬
	スパン・傾斜	40m, 31°	63m, 7°	102m, 6° 30'
	集材距離・横取距離	24~40m, ~4m, 上げ荷	20~57m, ~5m, 上げ荷	33~72m, ~3m, 下げ荷
	作業員数・使用スリング数	4人, 3~4本/回	4人, 2本/回	3人, 1~2本/回
正味所要時間	集材回数・材積・時間	53回, 5.61m ³ (165本), 103分	21回, 2.88m ³ (42本), 67分	19回, 4.75m ³ (25本), 49分
	空搬器走行時間(s)	$t_{L1} = 0.68 L_1$	$t_{L1} = 1.03 L_1$	$t_{L1} = 0.48 L_1$
	空搬器走行時間	$t_{L2} = 1.71 L_2$	$t_{L2} = 1.67 L_2$	$t_{L2} = 1.2 L_2$
	引込・荷かけ・引寄時間	$t_n = 2.8 + 4.3 n$	$t_n = 2.8 + 4.3 n$	$t_n = 3.0 n$
一日の搬出量	荷はずし時間	$t_o = 15$	$t_o = 15$	$t_o = 20$
	集材距離	40m	40m	70m
	集材材積	14.54m ³ /日	14.11m ³ /日	25.75m ³ /日
	1人当たり材積	3.64m ³ /人一日	3.53m ³ /人一日	8.58m ³ /人一日

1-3 リモコンウインチ付きスキッダ

林業用トラクタの無線リモコン化については、昭和47年度に当場において、その試作に成功している¹⁾が、今回はスキッダの付属ウインチによる木寄せ集材作業の安全性ならびに生産性の向上を目的として、ウインチの無線リモコン装置を開発したうえ現地において集材作業試験を行ない、無線リモコン性能、作業性能などに検討をくわえた。

1 リモコン装置概要

このリモコン装置の特徴の一つとして、無線装置に市販のトランシーバ2台を用いた簡易低廉な装置となっていることを挙げることができる。すなわち、S社製はスキッダ本体に取りつける受信装置として

- (1) 受信感度が良いこと
- (2) 混信を受け難いこと

(3) 振動に強く丈夫であること

(4) 全天候形であること

など、N社製トランシーバは作業員が歩行携帯する送信機として

(1) 送信出力が十分であること

(2) ポケットにはいる小形であること

(3) とくに軽量であること(250g)

(4) 振動に強いこと

などの条件を、それぞれ充たしていることから機種を決定した(表-2)。

ウインチの制御方法は、ウインチ側の必要最少要素である巻上げ・停止・フリーの3要素に対して、供試トランシーバはその単一チャンネルを有効に利用して、信号の長音・短音・短連音を採用することにより、制御数を3とすることができた(図-2)。

図-1はスキッダの概観、表-1はその主な仕様を表わし、運転席右側上部に受信装置、座席後部にデコーダ(信号選択装置)、エンジン側に各油圧を制御する電磁弁があり、各油圧の働きでウインチに諸動作を行なわせることができる。さらに、スロットル自動制御によりエンジン回転数をコントロールして、ウインチ巻上時には中速、停止・フリー時には低速となってエンジンに余分な負荷をかけない機構となっている。リモコン方式としては無線-電気-油圧からなり、各装置の性能仕様は表-2のとおりである。とくに無線装置については前述のトランシーバのボタン操作に慣れが必要であり、当場内のテストの際に電気的雜音や金属性障害物

表-1 リモコンウインチ付スキッダの主な仕様

車体寸法	全長×全幅×全高 2130 × 1695 × 1995mm	主变速機 副变速機	4段 前・後進、PTO軸正・逆転
	軸距・輪距 400mm	行差動機	ノースピン式
	最低地上高 2600kg	装駆動方式	四輪駆動 ロガースペシャル
	整備重量 3810mm	置タイヤ	14.9-24-6
	最小施回半径 形 式 水冷四サイクルOHV	ブレーキ	推進軸ディスクブレーキ
エンジン	排気量 1184cc	ドラム	単胴(二胴可)
	定格出力 22PS/2400 rpm	卷込容量 7kgm/2000 rpm	100m/12mm
	最大馬力 25.5PS/2800 rpm	最大張力 3500kg	
	最大トルク 7kgm/2000 rpm	フェヤリード 2ローラ	

表-2 ウインチリモコン装置の諸元

リモコン方式		無線・電気・油圧	
無線装置	送信器	市販トランシーバ	試作装置
	発振方式	N社製 RJ-16	---
	電源	水晶制御	水晶制御
	寸法・重量	DC 9V (内蔵) 45×13×26 250g	DC 9.6V (内蔵) 180×64×220 1.1kg
	受信器	S社製 ICB-600	---
	受信方式	スーパーヘテロダイン	スーパーヘテロダイン
	電源	DC 12V (併用)	DC 12V (併用)
	寸法・重量	6.6×28×9 1kg	180×64×220 800g
	使用周波数	27.040 MHz	27.255 MHz
	電波形式 出力	AM 0.1W	PM 0.1W 以下
油圧装置	制御数	3CH (長短信号式)	4CH (デジタルプロポ)
	制御要素	巻上・フリー・停止	巻上フリー停止チック
電気装置	デコーダ	制御リレー10,トランジスタ4,ダイオード22	
	寸法・重量	190W×140H×55L	1kg
油圧操作装置	油圧ポンプ	ギヤ式 (本体油圧併用)	
	油圧	70kg/cm	
	操作弁	スプール式ソレノイド弁 リリーフ弁 チック弁	
	シリンドラ	単動式	
	オイルタンク	20L (本体油圧用併用)	
	アクセル	ウインチ巻上時:中速	
	コントロール	フリー,停止時:アイドリング	

の影響を受けたと思われることがあったため、混信を受けにくいパルス位相変調による4チャンネル方式を採用し、それぞれ独立した操作ボタンを設けて、初めての作業員でも正確にリモコン操作ができるものとしてあらたに試作し現場試験を行なったものも併記してある。しかし、林内の現地テストでは混信その他の電波障害はみられず、市販トランシーバでも十分実用に供し得ることが明らかになった。

試作の送信および受信装置は図-3のとおりで、それぞれ独立した操作ボタンを押すと、命令信号が走査回路を経由して発振器からの搬送波にパルス変調がかかり、電力増幅ののち送信

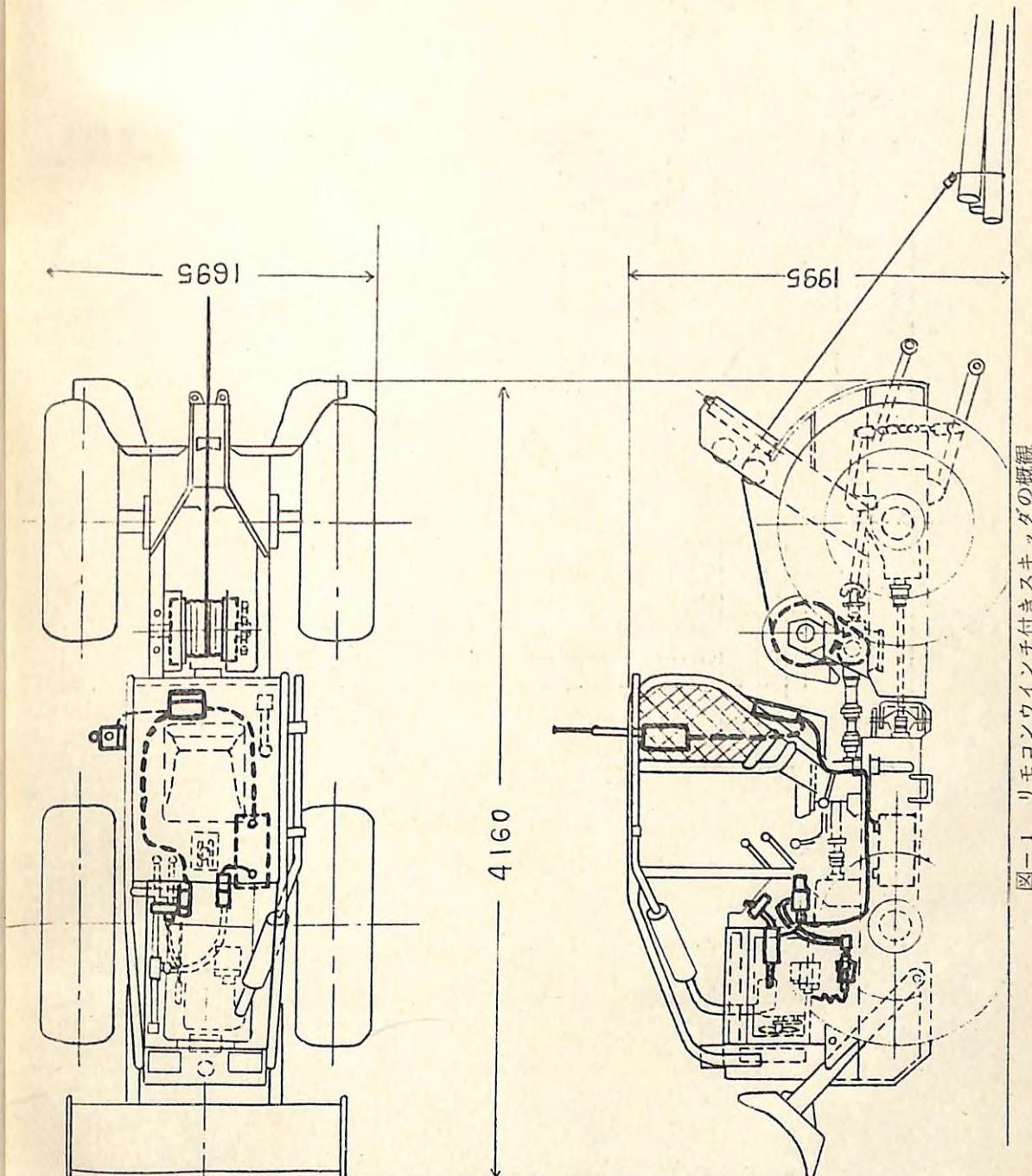


図-1 リモコンウインチ付きスキッドの概観

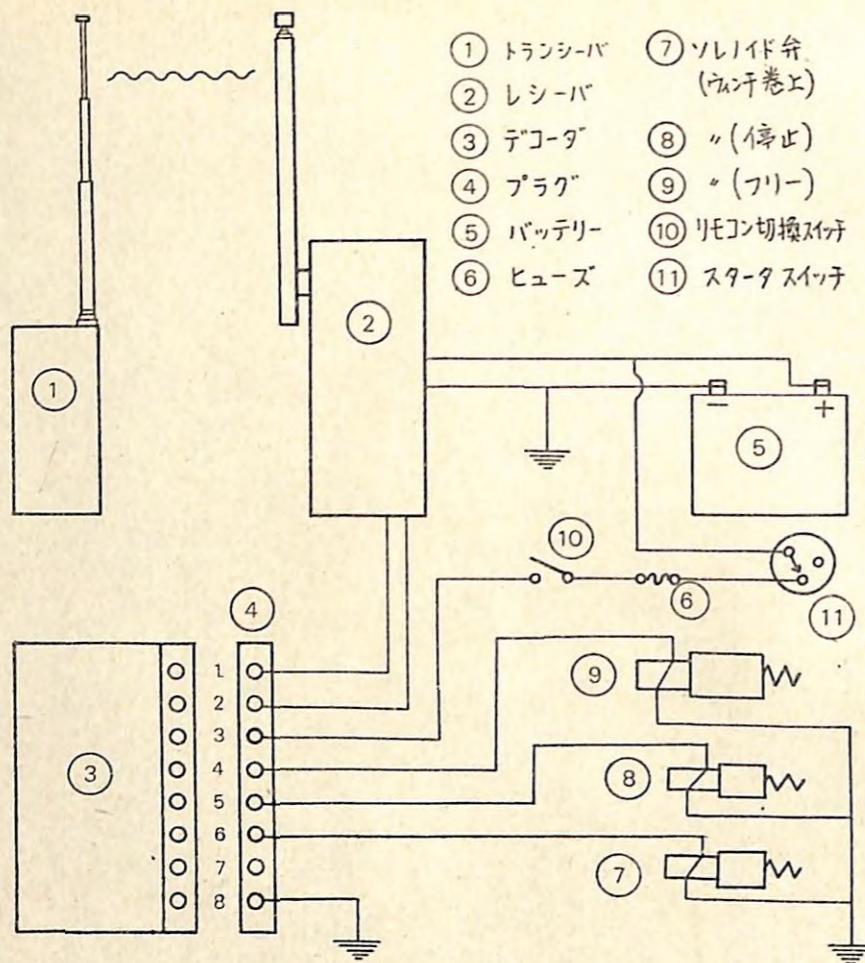


図-2 トランシーバ式リモコン装置

アンテナより発射される。受信装置では、受信電波を增幅したのち走査回路、位相検波回路により操作命令を識別し、対応する制御リレーが働いて命令信号を電磁弁に送り出す。以降の油圧系統は従来の機構と共通である。

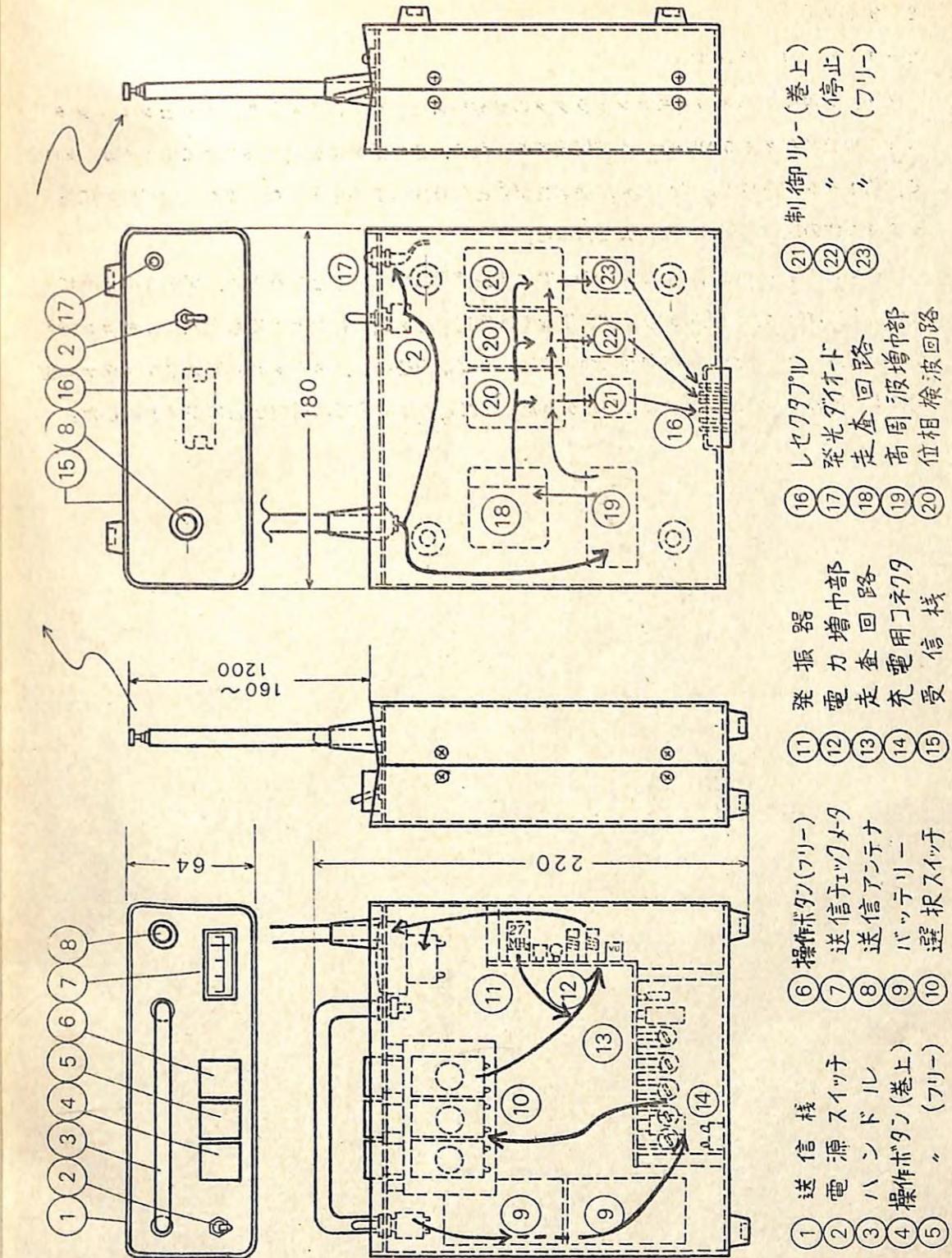


図-3 試作送信機および受信機

2 実際性能

2-1 無線リモコン性能

図4, 5は47年度のリモコントラクタの試験結果との比較例であるが、リモコントラクタでは使用周波数が245MHzという超短波であるため、送信距離に従い電界強度に山と谷が現われて、約150mを越すと受信信号が途切れがちとなり操作限界を示した。また受信指向性にもトラクタ本体の反射による影響が大であった。

リモコンウインチに用いた28MHzでは波長は約9倍の長さとなるため、図-5のように減衰の度合いはほぼ直線的であり、試験現地では林道上を2km離れた地点でも十分にリモコン操作が可能であった。また受信指向性については、ほぼ正円を示し、スキッタの形状やアンテナの位置による影響は非常に少ないとわかった。ただし、比較例では送信出力の差は無視した。

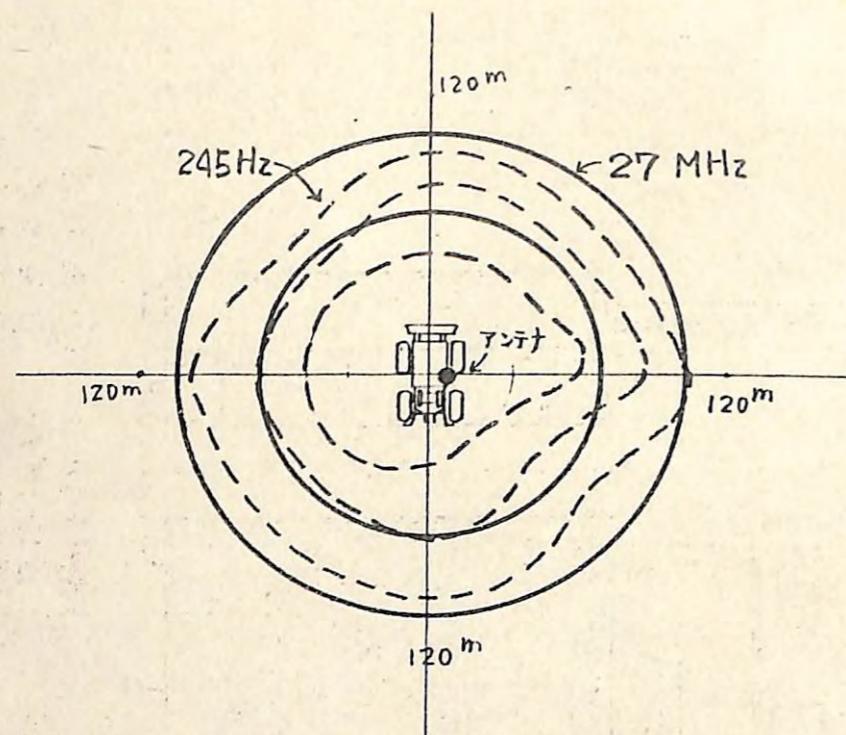


図-4 受信指向性

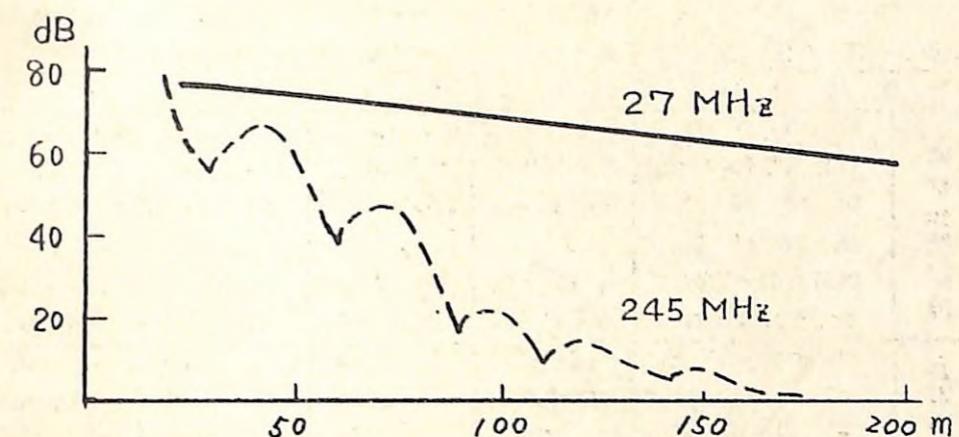


図-5 送信距離と電界強度

2-2 作業性能

表-3にあらわした試験現場の簡単な見取り図および試験方法を図-6に示した。林道上にスキッタを停車させ、ワイヤロープの引き出し・荷掛け・ウインチ巻上げ・荷外しを1サイクルとして試験を行なったほか、スキッタを移動させる場合も含めて四通りの条件について、数サイクルずつ試験を実施した。四通りの条件とは(1)リモコンを用いない手動作業、この場合、作業員はスキッタの運転手と荷掛け手の二人となる。ウインチ操作を無線リモコン化すれば作業員は一人となるわけで、(2)トランシーバ式のリモコン作業A、(3)試作無線機によるリモコン作業B、(4)スキッタを林内で移動させる短距離の地引き集材作業の四つであり、これらの試験結果は表-3のとおりである。集材距離、集材本数および集材材積などにそれぞれ差が出ているが、合計の所要時間を求めた結果はそれぞれ、32分42秒、22分9秒、21分55秒、37分59秒であった。これらの内訳を要素別に求めたものが下半分の数字であり、さらに材積と所要時間とから1日1人当りの搬出量を計算した結果はそれぞれ、18.4m³、59.0m³、44.2m³、26.4m³となつた。スキッタ停止のままで木寄せ作業を行なう場合については、無線リモコンを用いることにより、かなりの時間短縮(20~30%)が可能であり、1日1人当りの労働生産性では約2.5~3倍となる。作業能率の面からみると従来方式の手動による2人作業と比較して、無線リモコンの1人作業は同程度かそれ以上であるといえる。これを要素別所要時間から考えると、手動作業の場合はスキッタ(兼ウインチ)運転手と荷掛け手とが異なることから、安全確認のために荷

表-3 試験条件および試験結果

実施場所	草津営林署管内				
地形・林分	南向き緩斜地(0~3度)・ナラ40年生人工林				
樹高・胸高直径・密度	10~18m・10~26cm・2000本/ha				
実施時期	昭和50年11月中旬				
試験方法	ワインチ手動	リモコンA	リモコンB	リモコンA	
作業員数(スキッダ)	2(停止)	1(停止)	1(停止)	1(移動)	
集材距離	38/36~42m	25/19~32m	29/14~36m	24/8~42m	
試験回数	5	5	5	8	
集材材積/本数	4.17m ³ /31	4.54m ³ /24	3.36m ³ /34	3.48m ³ /35	
サイクルタイム(計)	32分42秒	22分9秒	21分55秒	37分59秒	
要素別サイクルタイム	ワイヤロープ引出 荷掛け 退避・手待 ワインチ巻上 根株かかり処理 歩行 スキッダ移動 荷外し	1分31秒 1分24秒 48秒 1分22秒 22秒 12秒 — 50秒	58秒 59秒 10秒 48秒 31秒 13秒 — 47秒	45秒 24秒 10秒 59秒 30秒 13秒 — 1分23秒	46秒 1分15秒 9秒 32秒 31秒 23秒 41秒 30秒
一日一人当たり搬出量(推定)	18.4m ³	59.0m ³	44.2m ³	26.4m ³	

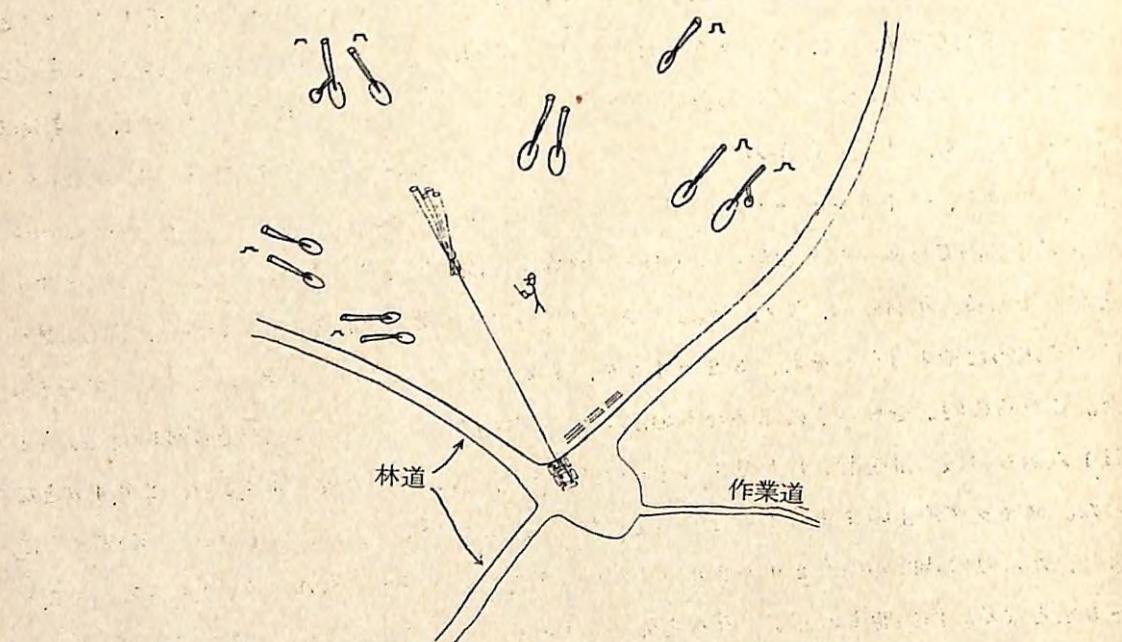


図-6 試験現地見取り図および試験方法

掛けや特に退避・手持ちなどに時間をとられることが、大きな原因と思われる。

安全性の面からみれば無線リモコン1人作業は、木寄せ作業中に材の状態を近くで見ながらワインチの操作を行なえるので、手動2作業に比較して作業員間の連絡不十分による事故なども、ほとんど皆無になるといえる。

図-7に集材作業のサイクルタイムと1サイクルの集材距離・集材材積・集材本数との関係を示した。この図からいえることは

(1) 集材距離に対するサイクルタイムの増加率は手動作業の方が大きい。

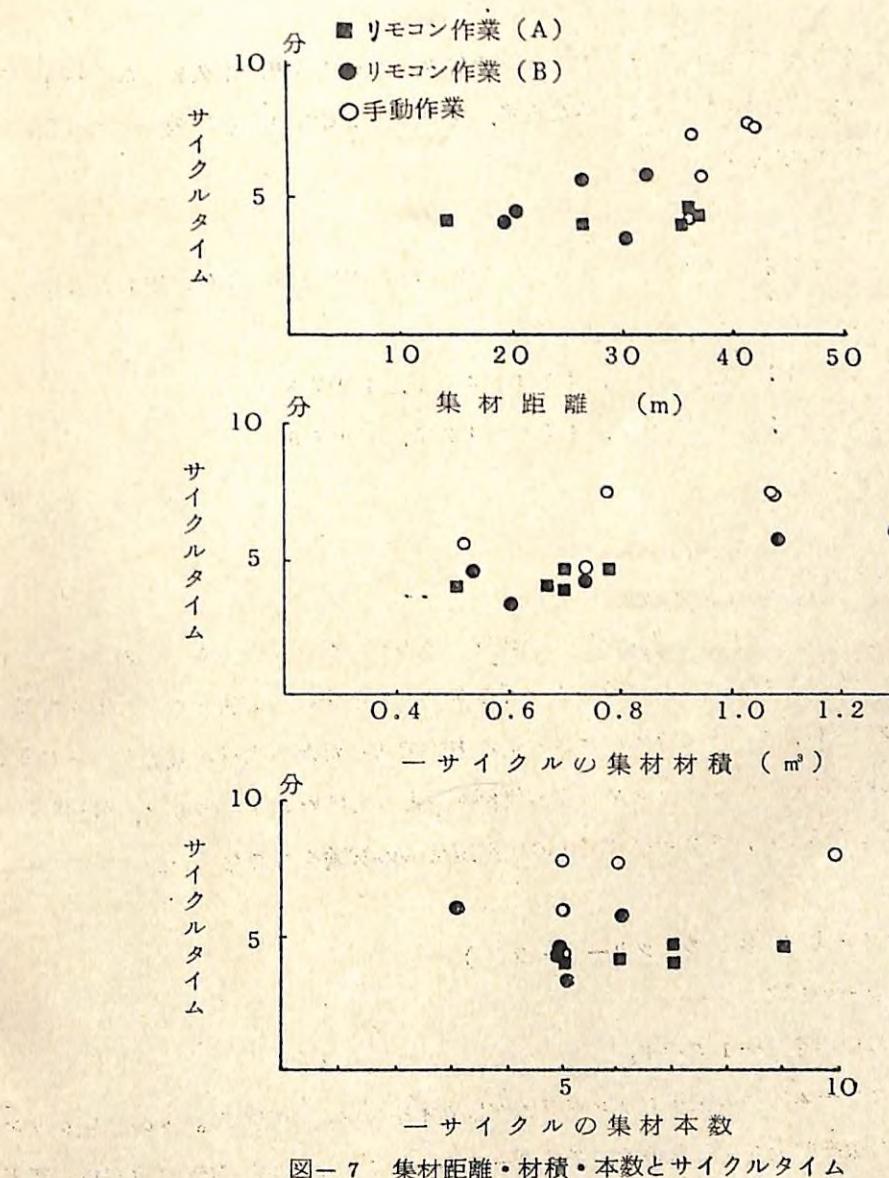


図-7 集材距離・材積・本数とサイクルタイム

(2) 1サイクル当たりの集材材積に対するサイクルタイムは手動作業の方が20~30%長いが、増加率は大差がない。

(3) 1サイクル当たりの集材本数についても、手動作業の方が20~30%長いが、手動、リモコンともに集材本数の増加との関係は少ないようである。とくにトランシーバ式のリモコン作業Aが試作機式のそれ(B)よりもサイクルタイムがやや増加しているのは、集材材積の差が荷掛け時間の差となってあらわれているためと考えられる。

3 おわりに

今後は、この実用可能性の高いリモコンウインチ付きスキッダの実際耐久試験などを重ねて、より一層使い良いものに改良してゆくのみならず、他の作業機についても無線リモコン化の可能性を追求してゆく予定である。

参考文献

(1) 山脇三平ほか4名：国有林野事業特別会計技術開発試験成績報告書(昭和47年度)，45~86, 1973

(2) 山脇三平ほか3名：84回日林講, 433~437, 1973

(3) 三村和男ほか5名：86回日林講, 476~487, 1975

(鈴木皓史)

1-4 トラクタ伐倒木切機

51, 52年度にわたり、トラクタ搭載の油圧式伐倒機の試験をおこなった。これはオペレータが、チェーンソーのような振動をうけることなく振動問題の解決の一方法となりうるものである。また従来の伐倒機は、シャーで立木をはさみ切る方式であったため木材に割裂が見られることがあった。それを防ぐため油圧チェーンソー式の伐倒機をとりあげた。51年度は、外国製の伐倒機について試験をおこない、52年度は国産の伐倒木切機の試験をおこなった。

1 油圧チェーンソー式立木伐倒機(ツリーフェラー)

(1) ツリーフェラーの構造

本機の構造の概略を図-1に示す。

①はクランプアームで②の油圧シリンダで動作し立木を機械に固定する。⑧の油圧シリンダは、⑥の案内板を前後進するもので、⑦はソーチェーンである。⑨は本機の前部を上げ下

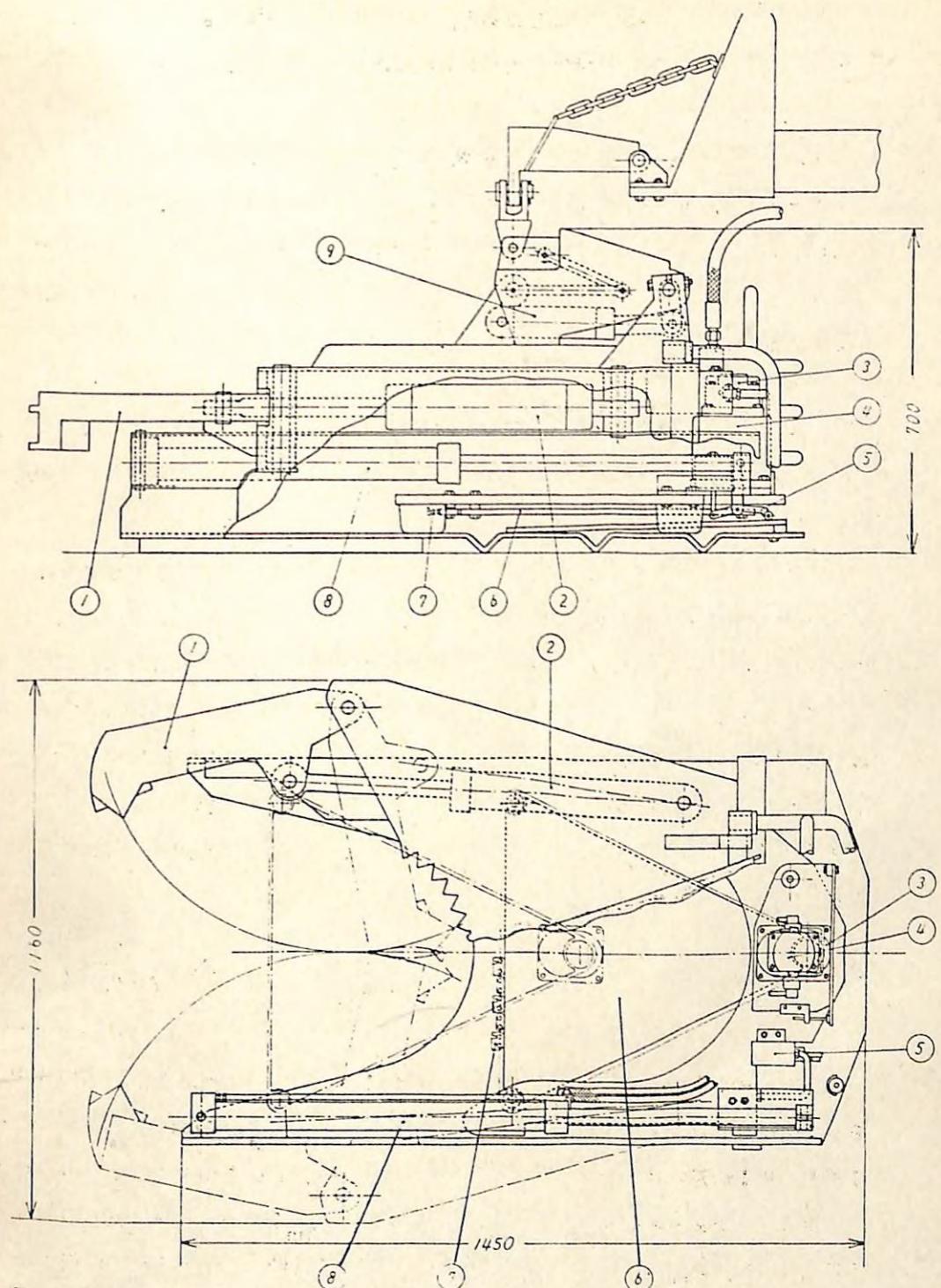


図-1 立木伐倒機(ツリーフェラー)

げするための油圧シリンダで鋸断したあと、木を倒すために用いる。本機は本来、フォーワードのクレーンの先端に取付けるためのものであるが、今回は、スキッダの前部のドーザに取付け、油圧もスキッダより供給した。

本機の主な仕様は、鋸断最大径 560 mm, 切株の高さ 80 mm, ソーチェーンは $\frac{3}{4}$ in チッパータイプ、重量 650 kg。油圧モータの最大圧力は 140 kg/cm²、同最大流量 130 l/min である。ベースマシンとして用いたスキッダは、国産アーティキュレイテッドホールトラクタ機関出力 73 PS のもので、これから供給できる油圧は 140 kg/cm²、流量は 73 l/min で、流量は規定より少い。

(2) 試験方法および結果

チェーンソー式の油圧伐倒機についての鋸断性能の基礎的な試験は始めてであるが、主として鋸断所要油圧、鋸断速度の測定をおこない、今後のこの種機械の開発のための資料を得んとした。

油圧は、油圧回路の各部にひずみゲージ式油圧ピックアップを取付けて測定し、また流量は面積式流量計をポンプの出口に挿入し測定、同時に測定した油温により補正した。ソーチェーンの速度は磁気式ピックアップで切刃の通過を検出し、鋸断速度は材の切り始めから切り終りの時間を測定し、材の直径から、平均速度をもとめた。またその他にエンジン回転数を測定した。試験材は、マツの生材（含水率、湿量基準 52~62%）の直径 10~25 cm の丸太である。各測定値は、丸太の鋸断の最大幅の付近の値を用いた。

試験の結果、鋸断所要油圧は、図-2 に示すとおりであり、所要油圧の理論式は次式であらわされる。

$$P = P_t + P_o = P_s + P_c + P_o = \frac{B}{p} \left(F_s \cdot \frac{2\pi r}{q_{thm}} \cdot \frac{1}{\eta_{pm}} + F_c \cdot \frac{1}{A \cdot \eta_c \cdot \eta_{cp}} \right) + P_o \quad \dots \dots \dots (1)$$

ここで、 P ：油圧モータへの全供給油圧 P_t ：正味鋸断所要油圧 ($P_t = P_s + P_c$) P_o ：空転時所要油圧、 P_s ：ソーチェーン駆動所要油圧、 P_c ：案内板送り所要油圧、 B ：挽幅、 p ：切刃のピッチ、 r ：切刃先の駆動回転半径、 F_s ：切刃 1 枚に作用している切削抵抗のソーチェーン走行方向の分力（主分力）、 q_{thm} ：ソーチェーン駆動用油圧モータの理論吐出量、 η_{pm} ：油圧モータの圧力損失率、 F_c ：鋸断中の切刃 1 枚に作用する切削抵抗の走行方向に直角の分力（背分力）、 A ：シリンダ作動面積、 η_c ：シリンダ作動効率、 η_{cp} ：シリンダ油圧ポンプ圧力効率である。

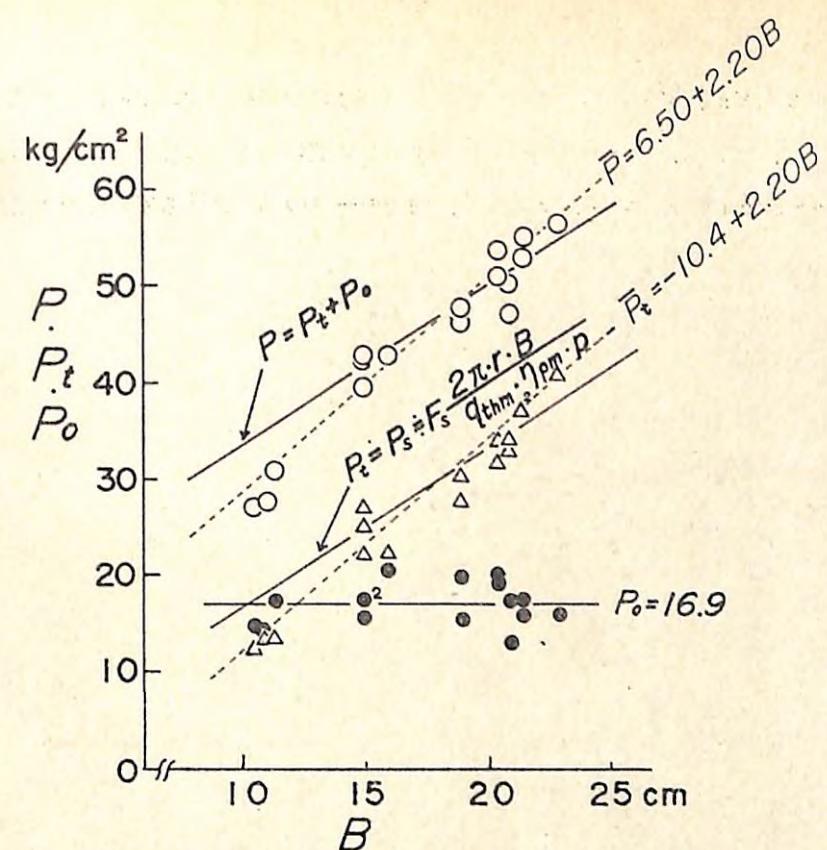


図-2 挽幅 (B) と鋸断所要油圧 (P)、正味鋸断所要油圧 (P_t) および空転時所要油圧

図-2 中、実線は、理論式で、式(1)中、 F_c の項は F_s の項に比較して相当少ないと考えられるので、 F_c の項を除き、 F_s の項に各値を代入して計算した。但し、 F_s の値については直接測定できなかったので、理論式より逆算した値の平均 2.8 kg を用いた。

次にソーチェーン速度及び鋸断速度であるが、ソーチェーン速度は次式で表わされる。

$$V_s = n \cdot p \cdot \eta_{vo} \cdot q_{thm} \cdot N_e / q_{thm} \cdot 60 \quad \dots \dots \dots (2)$$

ここで n ：スプロケット数、 p ：ソーチェーン案内刃のピッチ、 q_{thm} ：ベースマシンの油圧ポンプの理論吐出量、 η_{vo} ：容積効率、ただし $\eta_{vo} = \eta_{vop} \cdot \eta_{vom}$ 、 η_{vop} ：油圧ポンプの容積効率、 η_{vom} ：ソーチェーン駆動用油圧モータの容積効率、 N_e ：エンジン回転数である。

また鋸断速度 V_c は次式で表わされる。

$$V_c = q_{thc} \cdot q_{thc} \cdot \eta_{vo} \cdot \eta_{voc} \cdot N_e / q_{thm} \cdot A \cdot 60 \quad \dots \dots \dots (3)$$

ここで q_{thc} ：油圧シリンダ用ポンプ理論吐出量、 η_{voc} ：同ポンプ容積効率である。

図-3にVs, Vcの実測値と理論式(実線)の結果を示す。Vsの実測値は理論値よりも少ないが、これは、ベースマシンの油圧ポンプの流量が本機の設計流量130ℓ/minに比べ、68ℓ/minと少なく、そのため、油圧モータの効率が落ちているためと思われる。

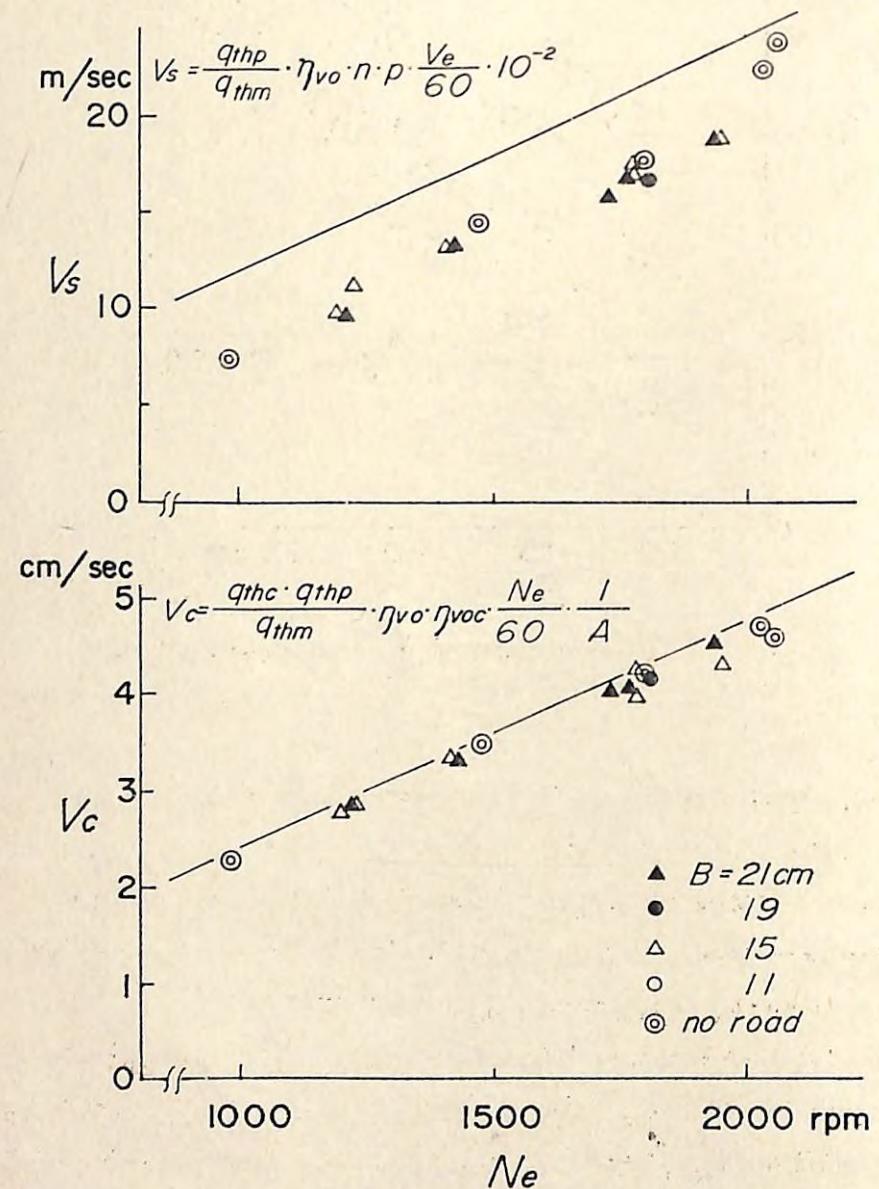


図-3 エンジン回転数(N_e)とチェーン速度(V_s)および鋸断速度(V_c)

ところで、 V_c の油圧シリンダ用ポンプは、 V_s の油圧モータと同軸で駆動されているため V_s と V_c は同期しており、そのため V_s と V_c は一定の関係にあり、次式で表わされる。

したがって、ソーチェーン一枚あたりの切り込み深さ(δ)は、

$$\delta = V_c \cdot P / V_s = q_{\text{abs}} \cdot \eta_{\text{rec}} / n \cdot A \quad \dots \dots \dots (5)$$

となり、エンジン回転数、流量に関係しない。

切り込み深さ δ が常に一定であることは、操作が簡単である点では良いが、硬い材の鋸断が困難になる場合がある。今回の試験でもケヤキの気幹材が鋸断できなかった。すなわち、材の切削抵抗 (F_s) は δ に比例して増大するといわれており、硬い材でも δ を小さくすれば鋸断が可能であり、これが調整できることが望ましい。

また測定記録を詳しく見ると、鋸断時に油圧が周期的に変動をくり返しており、この最大値がリリーフバルブの設定値をこえ、鋸断が停止することがあった。これは、ソーチェーンの刃が何枚かおきに材を切るため、理論切り込み深さ以上に切り込んでいるためと思われる。このことは、切り屑の厚みを測定しても、 δ の理論値よりはるかに大きいことからも言える。この刃の飛びを防止するには、案内板の形状、ソーチェーンのピッチ等を改良する必要があろう。

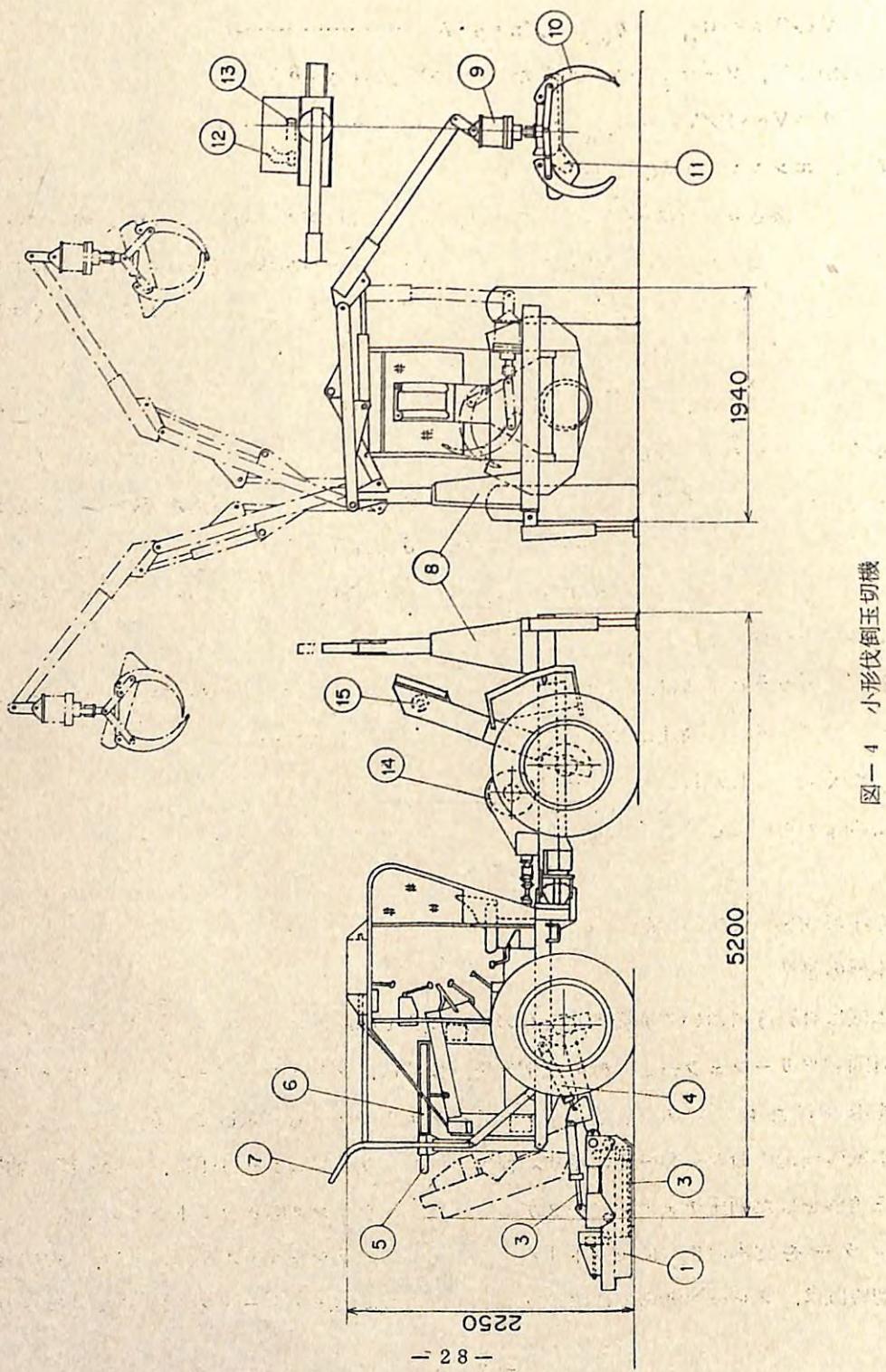
総合的にみると本機は、鋸断速度が毎秒5cmと、手持ちチェーンソーに較べて相当速く、流量をませば、さらに高速になると思われる。また手持ちチェーンソーのごとき振動の問題はまったく無い。しかしあが国の林業地は急斜地が多く、本機を広く活用するには、さらに小型で軽量のものにしていく必要があろう。

2. 国産小形伐倒玉切機の性能

(1) 本機の構造

本機は林野庁において開発されたもので、2.6 ton のホイールトラクタの前部に、前節の外国製ツリーフェラーと同様の伐倒機を、後部に、クレーンのアームの先にグラップルソーを取付けたものである。またワインチとフェヤリードも搭載している。

本機の構造の概略を図-4に示す。伐倒装置(ツリーフェラー)①は、その内部に案内板が三角形をした油圧チェーンソー②があり、チルトシリンダ③とリフトシリンダ④でツリーフェラーを立木の根本にセットする。鋸断時にはブッシャ⑤で木を前に押し、前方に倒す。玉切装置は、クレーン⑧の先にグラップル⑩とともに油圧チェーンソー⑪が取付けられて



- 28 -

いる。このグラップルソーはローテータ⑨で 270 度回転し、また、玉切りの時、位置ぎめをするため、グラップルとチェーンソーの間隔を 10 cm 整調整できる。ワインチ⑩とフェヤリード⑪により材の引き寄せがおこなえる。

本機の主な仕様は、総重量 3.9 ton, エンジン出力 2.4 PS/2,500 rpm, ツリーフェラーの最大鋸断径は 40 cm, 0.404 in のソーチェーンを用いている。グラップルソーの案内板は、手持ちチェーンソーと同様の形状で、長さ 48 cm である。クレーンの容量は、2 ton-m である。油圧ポンプはギヤ式で、26.25 l/2,500 rpm 140 kg/cm² である。ツリーフェラー、グラップルソーの油圧モータはともにプランジャ式、4.88 cc/rev, 140 kg/cm² である。

(2) 試験方法と結果

前節の外国製ツリーフェラーと同様の方法で、所要油圧、ソーチェーン速度、鋸断速度の測定をおこなった。試験材も同様である。また、水戸営林署管内において、伐倒、玉切作業の時間観測をおこなった。現地はアカマツ 40 年生、平均斜度 6 度であった。

図-5 に鋸断時の所要油圧を示す。本機は案内板の送りには、チェーンソー駆動用の油圧モータの出口に絞り弁を設け、ここで発生する背圧を利用して送り用の油圧シリンダを駆動している。そのため、鋸断速度は、絞り弁の調整により、ある程度変化させることができるが、あまり絞りすぎるとチェーンソーの駆動に影響する。試験材を用いて数回の予備試験により、鋸断速度の速い、最適の調整量を求め試験をおこなった。

図中 P : 鋸断時所要油圧 ($P = P_0 + P_s + P_c$), P_0 : 無負荷時所要油圧, P_s : ソーチェーン駆動用油圧, P_c : 案内板送り用油圧

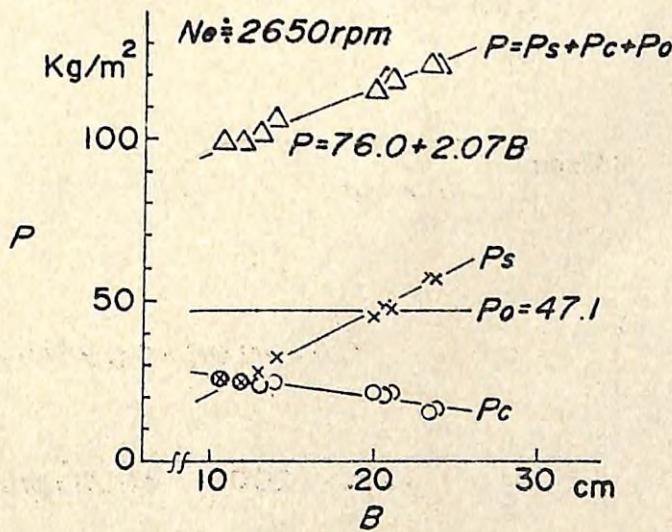


図-5 鋸断所要油圧

フィード所要油圧である。 P_s は正味鋸断所要油圧で、前節の理論式にあてはめると、 $F_s = 0.9 \text{ kg}$ であった。外国製ツリーフェラーの場合、 $F_s = 2.8 \text{ kg}$ であったのと較べると、少ないが、これは、ソーチェーンのピッチが小さいこと、切り込み深さ δ が、前回が 0.08 mm であったのに、本機では 0.06 mm と少ないとことによると思われる。 P_c は、材の径の増加につれて減少しており、切削抵抗の背分力 (F_c) には、径の増加により減少する成分があると考えられ、今後の課題である。 P_o は 4.71 kg/cm^2 と前節の 1.7 kg/cm^2 に比べて大きく各部の摩擦等によるものと思われるが、この試験後に配管の径の増大等の改良がなされた。

ソーチェーン速度、鋸断速度の無負荷時における測定結果を図-6に示す。実線は前節における理論式である。今回の場合、切り込み深さは、 0.06 mm と小さく、切削速度も毎秒 2 cm とやや遅い。これは、馬力の差によるものであるが、いま少し、速い鋸断が望まれる。また鋸断時の油圧の変動は、前節の機械より少なく、ソーチェーンのピッチが小さいこと、案内板の前部（鋸断時に材に当たるところ）の形状が外国製ツリーフェラーでは直線であった

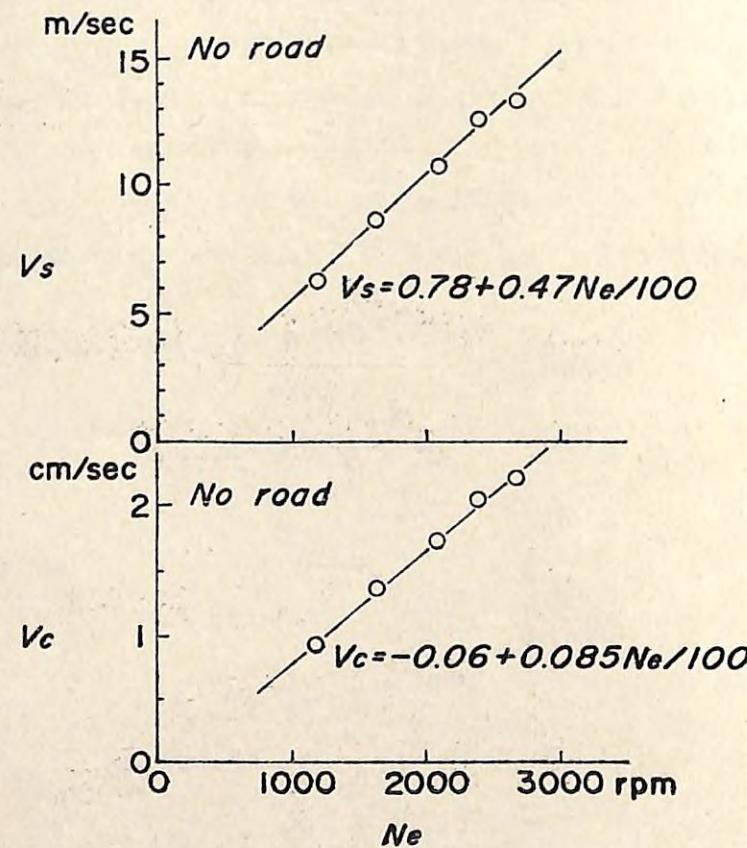


図-6 ソーチェーン速度および鋸断速度

のが、やや凸形のカーブをつけたため刃の飛びが少なくなっているためと思われる。

伐倒、および玉切りの時間観測をおこなった結果を表-1に示す。一連の作業は次のように実施した。まず $3 \sim 5$ 本を谷側に倒し、その木の枝払いを手持ちチェーンソーでおこなつた後、適当な場所にウィンチで引き寄せ、グラップルソーで玉切りをおこなう。玉切った材は車の後方に集積する。1本の木から 6 玉とするとして 1 本あたりの所要時間は 1271 秒となり 1 日 6 時間実動として 17 本 (11.9 m^3) であった。作業になれてないことや、木寄せの工程も入っていることもあるが、この現地でチェーンソーで伐倒と玉切をおこなっている作業員が 1 日 60 本程度処理することを考えると、能力は十分であるとは言えない。

表-1 各要素作業所要時間

単位：秒

伐倒(1本あたり)					枝 扯 (チェーンソー 使 用)	ワインチング(1本あたり)			玉切および材集積(1玉あたり)			合 計							
サイクルタイム					サイクルタイム	付 帶 作 業	計	サイクルタイム			付 帶 作 業	計	1本あたり						
移 動	セ ット	鋸 断	処 理	計				セ ット	材 移 動	玉 切	集 積								
30	29	27	25	121	1本あたり	180	70	68	138	90	228	46	25	11	33	115	52	742	1,271
1 本 = 6 玉																			

以上述べたように本機は、伐倒、玉切り、木寄せが 1 台の機械でおこなわれ、作業員が振動にさらされることはない。その能力はまだ十分ではないが、グラップルソーは非常に有効であり、伐倒もこのグラップルソーでおこなわれればと考える。この種のトラクタ伐倒機は、今後発展させていかねばならないであろう。

発表文献

福田章史他：油圧チェーンソー式立木伐倒機の性能、88回日林論、1977, 445~447

同：国産小形伐倒玉切機の性能、89回日林論、1978, 455~457

(福田章史)

1-5. ROPS トラクタ

ROPS (Roll-Over Protective Structures, 転倒時運転者保護構造) は、林業作業中のトラクタが万一転倒事故を起こしたとき運転者を安全に保護できる機能をもった構造物で、トラクタの運転席周りに装備した保護構造である。運転者は、シートベルトを着用し、トラクタの走行速度 1.6 km/h 以下において、傾斜角 30 度以下の硬い粘土状地表の斜面上を接触を失うことなく、縦軸周りに 360 度転倒するという条件のもとで安全を保障されるものである。この不測の事故に対処することは、林業作業の安全確保はもちろんのこと生産性の向上のため緊要

なことである。試作装備(D 4 E形トラクタ)した集材ROPSキャブトラクタについて、ROPSの強度をはじめ、振動、騒音、空調等の性能試験を行ないそれらに検討を加えた。

1. ROPSキャブトラクタの諸元

ROPSキャブを装着した集材クローラトラクタの主要諸元は表-1のとおりである。

表-1 ROPSキャブクローラトラクタ

寸	全長	4 5 4 0 mm	懸架方式	半硬式単一ばね
	全幅	3 1 2 5 mm (ドーザ) 1 9 3 0 mm (本体)	足ローラの数	上部ローラ片側1組 下部ローラ片側5組
	全高	3 0 0 0 mm	まわり	履帶組立式シングルグローサ
	履帯中心距離	1 5 2 5 mm	突起の高さ	4 8 mm
法	接地長	1 8 8 5 mm	枚数	3 6 枚(片側)
	最低地上高	3 4 0 mm	ピッチ	1 7 1 mm
	名 称	ディーゼル	幅	4 0 6 mm
工	形 式	水冷四サイクル直列予燃焼室式	位 置	後部中央
シ	シリンダ数	4-121mm×152mm	運 座	前後調整105mm 上下調整55mm
ジ	内径×行程		操作レバー数	10本
ン	総行程容積	7 0 0 0 cc	ペタル数	2本
ジ	定格出力	7 6 PS/1900 rpm	ド	高さ×長さ ザ
ン	最大トルク	84.5kgm/1200 rpm		× 3 1 2 5 mm
	燃費率	2 0 0 g/PS.h	ウ	最大引張力 10 ton
	主クラッチ	湿式複板オーバーセンタ手動式クラッチブレーキ式	イ	卷込容量 直径20mm×60m
伝	変速機	前進5段、後進5段 すべりかみ合手動式	ン	
動	横軸減速機	まがり歯、かさ歯車式	チ	
装	操向装置	湿式・多板操向クラッチ 湿式バント締付足動ブレーキ	R	形 式 4柱式
置	終減速機	平歯車1段	O	屋 根 鋼板5mm
			P	窓ガラス 合せ安全ガラス(前) キャブ 強化ガラス(側・後)
			S	空調装置 暖・冷房

トラクタ本体(D 4 E, 7 2 5 0 kg), アングルドーザ(1,400 kg), ウィンチ, インテグララーチ(835 kg)の集材トラクタにROPSキャブ(1,300 kg)とカンタウェート(315 kg)を加えたROPSキャブトラクタの装備質量を実測したところ11,100 kgであった。

2. ROPSキャブの概要

ROPSキャブの外観は図-1のとおりである。4柱式ROPS構造の屋根に5mm厚さの鋼板を張り、天井の部分に空調装置を設置した。前・後面、両側面の窓ガラスは、非室内侵入形窓枠に合わせ安全ガラスおよび強化ガラスを使用した。乗降口は、両側面に2段式大形ドアラッチ付きの大形ドアをそなえた。キャブ内は、送風機によって水柱5mm加圧防塵構造である。

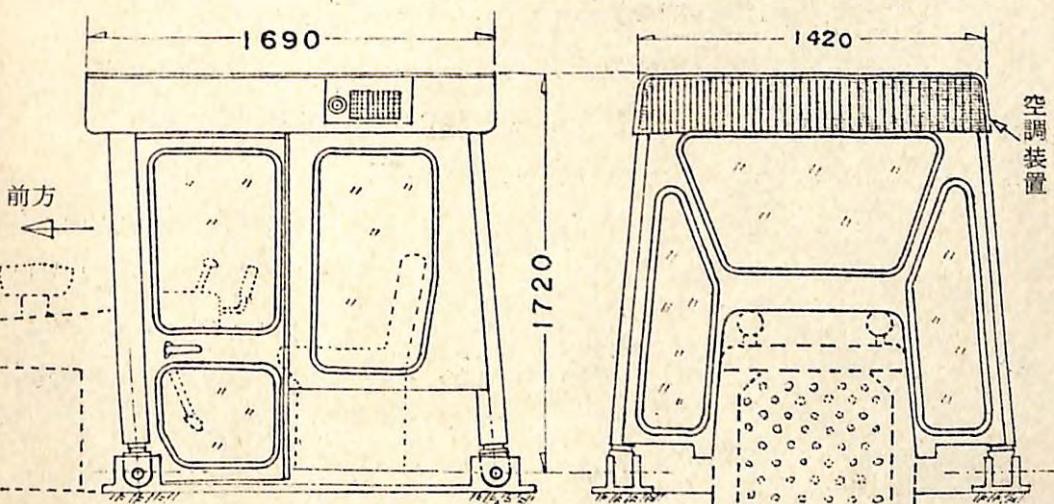


図-1 ROPSキャブ

3. ROPSの性能

ROPSは、転倒時の衝撃荷重に耐える十分な強度をもつとともに、衝撃をうけたROPS部材は部材の変形によって衝撃力を吸収することから、適当な弾性および塑性変形の能力をもたせさらに脆性破壊を起こさないよう韌性をそなえていなければならない。ISO (International Organization for Standards) 3164, 3471, およびJIS A-8910は、履帯式トラクタに装着するROPSの性能および試験方法について規定している。

ROPSの側方負荷時の必要最小荷重は、次の関係式により求めることができる。

$$F_{reg} = 7140 \left(\frac{M}{10,000} \right)^{1.2} \quad \dots \dots \dots (1)$$

ここに, F_{reg} : 必要最小荷重 ($8,093 \text{ kgf}$), M : 最大指定質量 (トラクタの装備質量 $11,100 \text{ kg}$)

また, 側方荷重時の必要最小エネルギーは, 次の関係式から算出する。

$$U_{reg} = 1,330 \left(\frac{M}{10,000} \right)^{1.25} \quad \dots \dots \dots (2)$$

ここに, U_{reg} : 必要最小エネルギー ($1,515 \text{ kgf} \cdot \text{m}$), M : 最大指定質量 ($11,100 \text{ kg}$)
ROPSは, この必要最小要求値 $F_{reg} = 8,093 \text{ kgf}$ および $U_{reg} = 1,515 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ の両値をみたす性能を必要とする。従って, この両値を満足するまで側方荷重 (F) を負荷し続け, 荷重とたわみ (Δ) からエネルギー (U) を次式で計算し, $U_{reg} \leq U$ であることを確かめる。

$$U = \frac{\Delta_1 F_1}{2} + (\Delta_2 - \Delta_1) \left(\frac{F_1 + F_2}{2} \right) + \dots + (\Delta_{N-1} - \Delta_{N-2}) \left(\frac{F_{N-1} + F_N}{2} \right) \quad \dots \dots \dots (3)$$

ROPSの負荷試験は, 建設機械化研究所の 100 t ROPS試験装置により行なった。側方荷重ーたわみ曲線および計算値を図-2で示す。

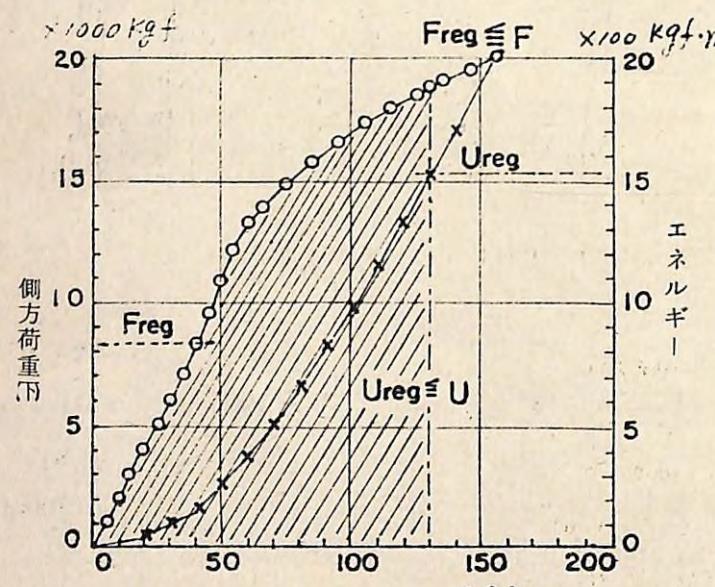


図-2 側方荷重とたわみ

側方荷重 $F = 20,000 \text{ kgf}$ をかけたときのエネルギー $U = 2,000 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ の性能をもつてのことから, $F_{reg} \leq F$, $U_{reg} \leq U$ いずれも必要最小要求値をみたしていった。同様に垂直荷重試験は, 側方荷重試験を終了し側方荷重を除去したのちに最大指定質量 ($M = 11,100 \text{ kg}$) に相当する垂直荷重を支持させた。このとき ROPS構成部材ならびにSGP (Simulated Ground Plane, 仮想地面) が正規に設置されたDLV (Deflection-Limiting

Volume, たわみ限界領域)に侵入していないことを確認した。

よって, 本ROPSの性能は適当な強度をもっていると云うことができる。

4. 空調装置

温風, 冷風吹出送風機は, ターボ形遠心式シロッコファンを使用し, 回転数別の吹出風量 (G_a) および外気導入空気量 (G_i) を図-3に示した。回転数は, 1800 rpm (Low), 2280 rpm (Med), 2700 rpm (High) の3段切換で, 吹出風量は $8.1 \text{ m}^3/\text{min} \sim 11.3 \text{ m}^3/\text{min}$, 外気導入空気量は $5 \text{ m}^3/\text{min} \sim 6.4 \text{ m}^3/\text{min}$ であった。ROPSキャブ内の正味の空間容積 ($G_a \cdot \text{cab}$) は, 3.6 m^3 から 4 m^3 と推定され平均をとって 3.8 m^3 と仮定した。吹出風量は, $G_a / G_a \cdot \text{cab}$ の比からキャブ内の正味空間容積の2~3倍である。

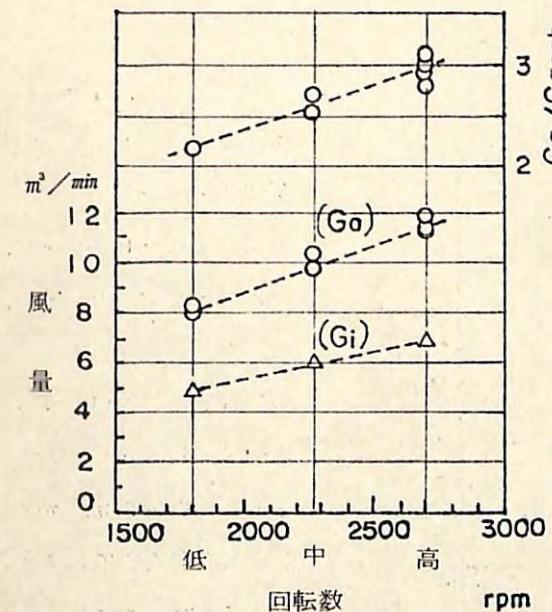


図-3 送風機の回転数と風量

暖房装置は, ラジエータの温水を耐熱ゴムホースでROPSキャブの天井に設置した放熱器へ導入する強制循環温水暖房である。暖房器の形式は, 内外気併用式で再循環空気と外気導入空気が混合されて放熱器を通過し受熱される。温水側の放熱量の設計値は $8,500 \text{ kcal/h}$ で次式により算出した。

$$Q_w = G_w \cdot C_{pw} (t_{w1} - t_{w2}) \quad \dots \dots \dots (4)$$

ここに, Q_w : 温水側放熱量 ($8,500 \text{ kcal/h}$), G_w : 温水流量 = $V_w \times \gamma_w \times 10^{-3} \times 6.0 (7923.3 \text{ kg/h})$, V_w : 温水流量 (13.6 l/min), γ_w : 温水の単位体積当りの質量 (970 kg/m^3)

, C_{pw} : 温水の比熱 ($1.0 \text{ kcal/kg} \cdot \text{C}$ とみなす), t_{w1} : 入口温水温度 (82.2°C), t_{w2} : 出口温水温度 (71.5°C) を(4)式に入れて計算すると $Q_w = 8,500 \text{ kcal/h}$ となる。

空気側受熱量は, 次式から算出した。

$$Q_a = G_a \cdot C_{pa} (t_{a2} - t_{a1}) \quad \dots \dots \dots (5)$$

ここに, Q_a : 空気側受熱量 (kcal/h), G_a : 実際の空気流量 = $V_a \times \gamma_a (\text{kg/h})$,

V_a : 空気流量 (最高 $678 \text{ m}^3/\text{h}$), γ_a : 空気の単位体積当りの質量 $\frac{1.293}{1+0.00367 t_{a1}}$

$\frac{H}{760}$ (1.21kg/m³), H: 大気圧(760mmHg), C_{pa}: 空気の比熱(0.24kcal/kg°Cと見なす), t_{a2}: 出口空気温度(61°C), ここに入口空気温度 t_{a1} は、内外気併用式であるので次式により算出した。

ここに、 Ma ：導入外気の質量(422 kg/h)、 t_a ：外気の温度($4\text{ }^{\circ}\text{C}$)、 Mr ：両循環空気の質量(396 kg/h)、 t_i ：両循環空気の温度($40\text{ }^{\circ}\text{C}$)、 M ：混合空気の質量($Ma + Mr = 818\text{ kg/h}$)、(6)式より $t_{a1} = 20.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ を求める、さらに $t_{a2} = 61\text{ }^{\circ}\text{C}$ として(5)式から空気側受熱量 $Q_a = 7800\text{ kg/h}$ となる。温水側放熱量の設計値 8500 kcal/h の約 92% であるが、外気温度をもっと低く設定することができたならばさらに設計値に近い性能を示したものと考える。エンジン回転数別の経過時間における空気側受熱量(Q_a)およびキャブ内の温度上昇傾向は図-4のとおりである。

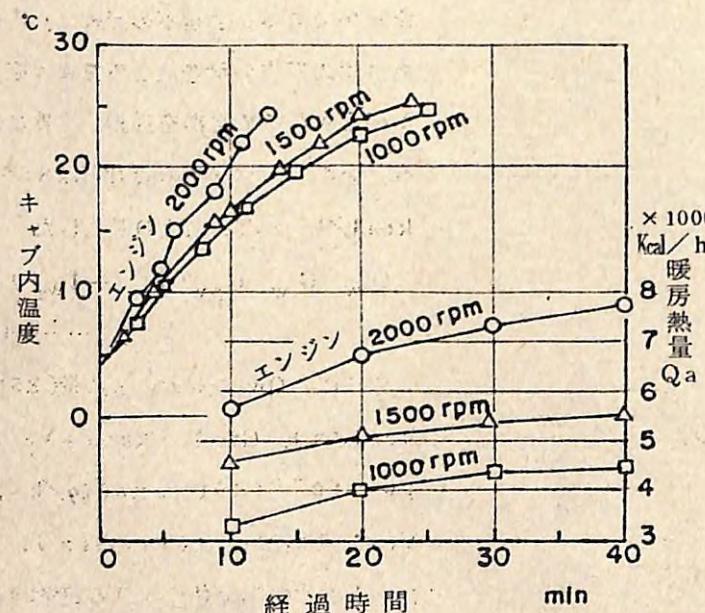


図-4 経過時間と暖房熱量, キャブ内温度

出入口の温度、湿度の変化を測定して、次式により算出した。

ここに、 Q : 冷房熱量 ($4,000 \text{ kcal/h}$), V : 冷却器の通過風量 ($680 \text{ m}^3/\text{h}$), U : V

冷房装置は、圧縮器をエンジンクランク軸からVベルトブーリを介して駆動し、ROPSキャブの天井に設置した凝縮器、冷却器へ耐熱ゴムホースで配管した。凝縮器用送風機は、軸流ファン2台をそなえ風量 $36m^3/min$ から凝縮器入口における風速は $5.8m/sec$ である。冷却方式は空冷式で、冷媒は、フレオンガス(フロン-12)である。冷房性能は、冷却器の通過風量を正確に求め、その

を計測したときの空気の比体積 ($0.868 \text{ m}^3/\text{kg}$), i_1 : 冷却器入口空気エンタルピー (18.8 kcal/kg), i_2 : 冷却器出口空気エンタルピー (13.7 kcal/kg),

空気エンタルピーは、冷却器入口および出口における乾球温度と湿球温度から空気線図により求めた。

試験の方法は、トラクタを直射日光下におき、ROPSキャブ内の温度がはゞ35℃になるまで放置した。エンジン回転数2,000rpm(圧縮器2,400rpm)に設定しクーリングを開始した。

(7)式により算出した冷房熱量および経過時間とキャブ内温度の傾向を図-5に示した。これによると冷房熱量4,000kcal/hを示したが、設計値7,000kcal/hの57%にとどまった。これは冷房負荷の不足もあるが、ベンチテストによるほかわこの種冷房能力を正確に求めることは困難である。

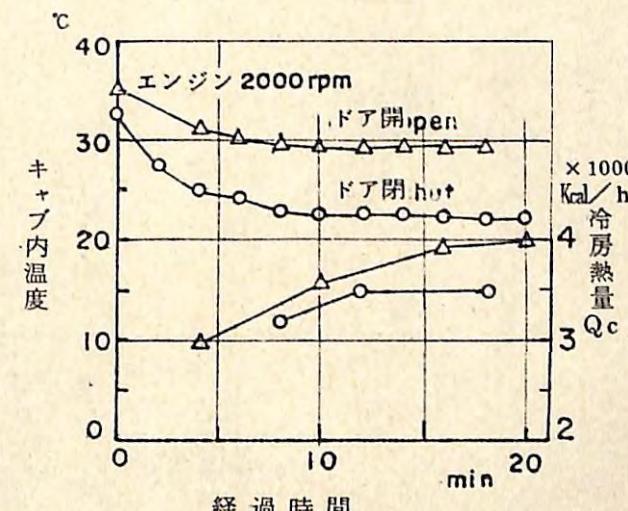


図-5 経過時間と冷房熱量、キャブ内温度

5. 走行性能

直線走行試験は、150mの直線走行試験路において行なった。5速2000rpmで走行し等速区間20mにおける所要時間7.8secを測定した。この時の走行速度9.86km/hはトラクタの最高速度で、減速比からの計算値とはほぼ一致した。

登坂試験は、登坂試験路の勾配15度の坂路(30m)で行なった。等速度となる区間5mの登坂所要時間4secを測定し、速度段3速でフルスロットルで行ない限界の速度段であった。けん引力試験は、土質別試験地の砂、ローム、腐植土でコーン指数をかえて行なった。

試験の方法は、固定アンカーと被試験トラクタの間にロードセル(10t)を入れ100%スリップするまで駆動した。けん引力は、ロードセルから動歪計を介して電磁オシログラフに記録し、記録波形からスリップ直前の最大値(F_{Dmax})を読みとり被試験トラクタの質量(W_t)で除した値とコーン指数との傾向を図-6に示した。コーン指数に比例して F_{Dmax}/W_t も高くなる傾向を示している。参考までにWESによるRCI(推定コーン指数)と最大けん引力曲線を実線で併記した。

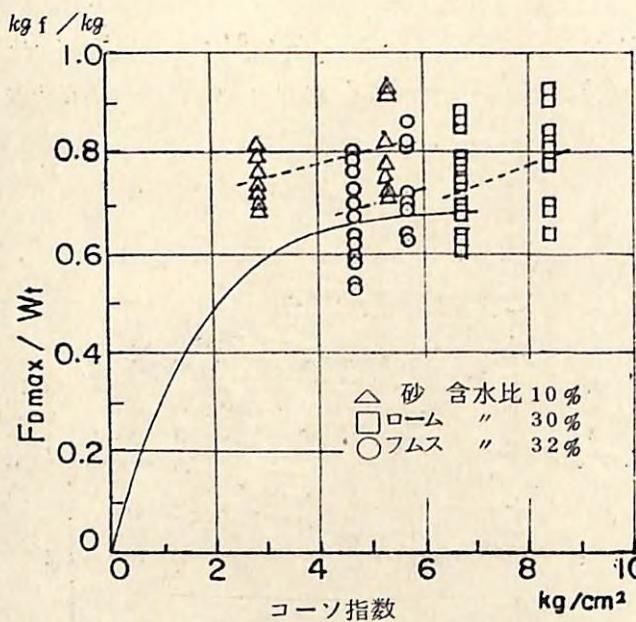


図-6 コーン指数とけん引力係数
(WESによるRCIと最大けん引力曲線)

6 振動および騒音

振動加速度は、歪ゲージ式加速度ピックアップ10φ(3軸, DC-300Hz), 2φ(1軸, DC-100Hz), FMテレメータ(M社), データレコーダ(K社)をもちいて測定した。

運転席床面には、10φピックアップをボルトで取付け、運転席シートには、2φピックアップを直径200mm, 厚さ6mmの鋼板の中心部にボルトで取付けて、運転者の両ももの内側にはさむようにシートに密着した。

運転席シートは、乗心地をよくして運転者の疲労を軽減するため近年改良が進み、運転操作しやすく機能的に造られている。シートの表皮はなめらかな黒色皮革で、ウレタンフォーム、コイルスプリングから構成されたセパレートタイプである。体格に合わせて水平前後方向に105mm移

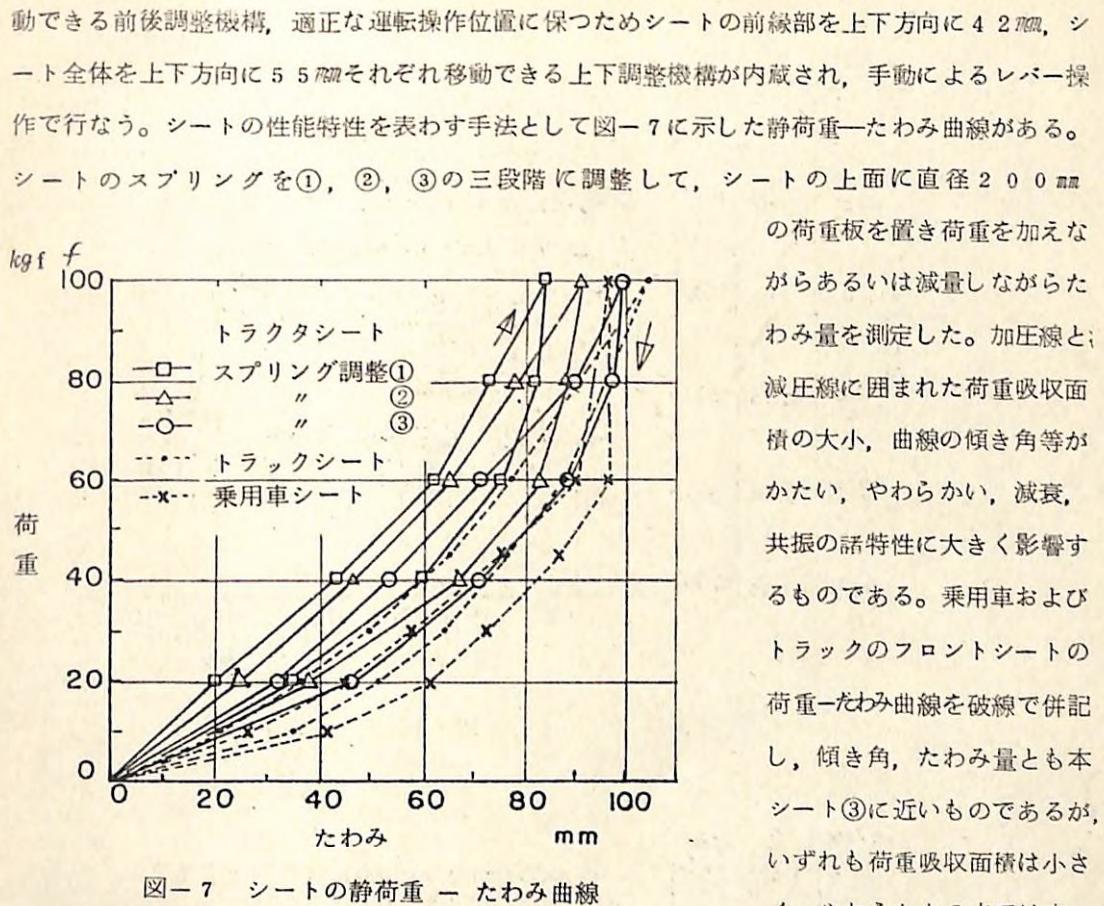


図-7 シートの静荷重 - たわみ曲線

ートがすぐれているということができよう。シート上における振動加速度の測定は③の調整位置で行なった。トラクタの走行路面は硬く整地した土道で周波数分析の結果は図-8, 9のとおりである。高速の速度段3-5速でISO規格振動ばく露許容基準8h線を局部的に超える周波数成分がみられるが、実際作業時の速度段は1-2速であり8h許容基準を超えていない。

騒音は、騒音計(B&K社), データレコーダ(K社)をROPSキャブトラクタに搭載し測定を行ない、周波数分析器(B&K社)にかけて周波数分析を行なった。マイクロホンは、運転者耳元(左)の位置で前方に向けて天井から吊り下げた。キャブ外では左側のドア枠上限の高さで、ドア枠中心部において外側へ20cmの位置で前方に向けて保持した。

エンジン空転時においてキャブ外と運転者耳元で測定し、周波数分析の結果は図-10のとおり。運転者耳元測定時にはドアを閉じた。

騒音レベルは、200Hzまでの低周波数域でキャブ外よりも運転者耳元の方が高く、200Hz以上の高周波数域ではキャブ外の方が高い。

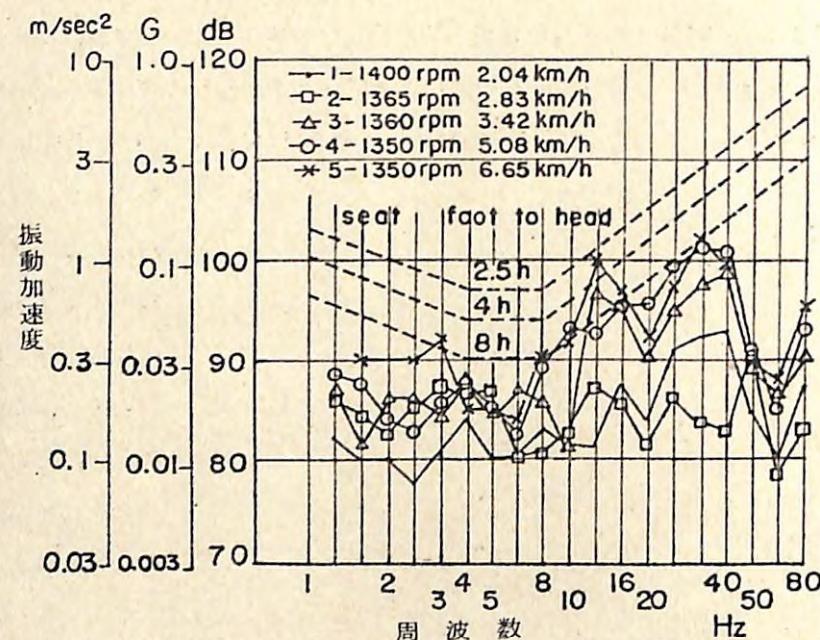


図-8 シートの振動加速度(上下方向)

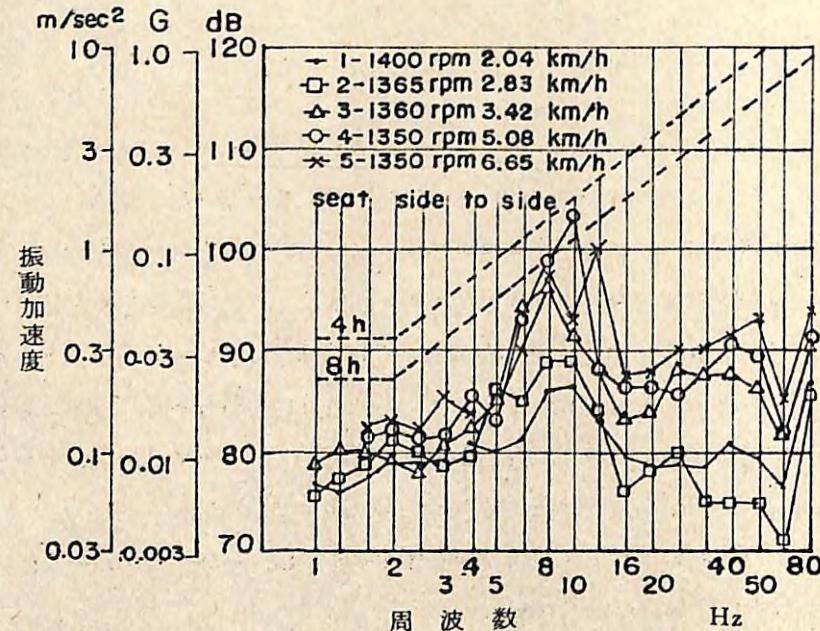


図-9 シートの振動加速度(左右方向)

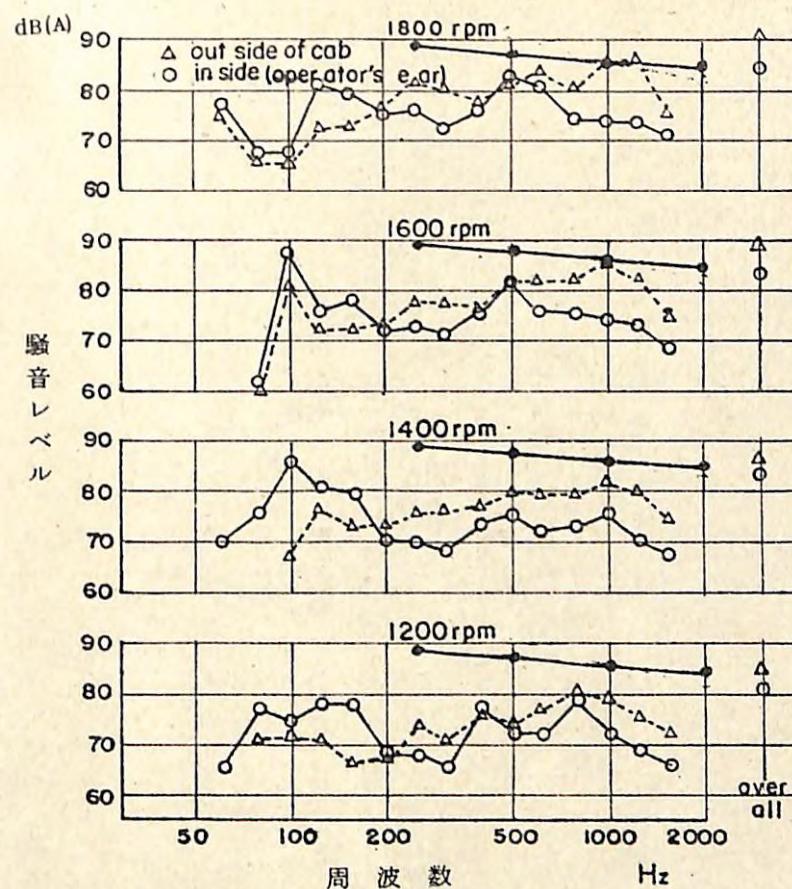


図-10 エンジン空転時の騒音

このことは、高周波数域でキャブによる低減効果が認められるが、低周波数域でわずかであるがキャブの空洞共鳴によるこもり音の現象がみられ、キャブの前後方向の長さ(1.5 m)が半波長となる周波数域100 Hz前後に現われている。予防対策としては、共鳴周波数を大きくかえるか、キャブ内に吸音材を有効に使う等がある。しかし、騒音ばく露許容基準(日本産業衛生協会)1日8 h値を黒丸と実線で併記し、8 h許容基準内にあることを示している。エンジン空転におけるドアの開・閉別および登坂負荷時のドア閉において測定した運転者耳元の騒音レベルは、図-11のとおり、A持性のドア開閉による差は、回転数1,000 rpm, 1,600 rpm のほかはいずれもドア閉の方が数dB低く、登坂負荷時では5 dB程度高い。C持性のドア開・閉別では、回転数1,600 rpm のぞいては、いずれもドア閉の方が数dBから10 dB程度低く、登坂負荷時では~5 dB程度高い値を示した。走行速度と騒音の関係は図-12のとおり。ドア開・閉

による明らかな差はみられず、走行速度に比例して高くなるが $3 \sim 4 \text{ km/h}$ 付近からほぼ横ばい傾向にある。

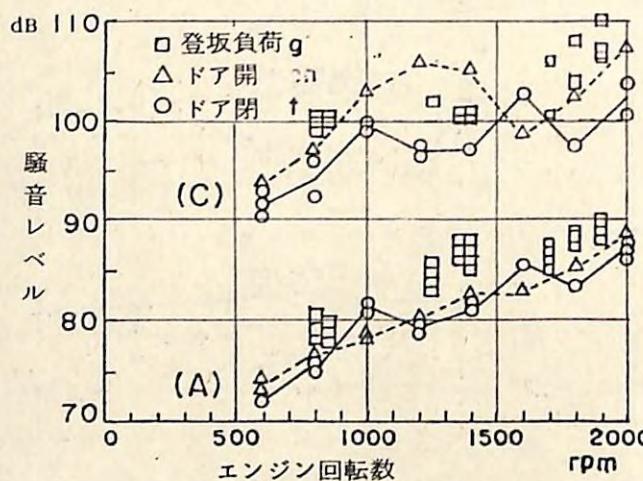


図-1-1 エンジン空転時、負荷時の騒音
(運転者耳元)

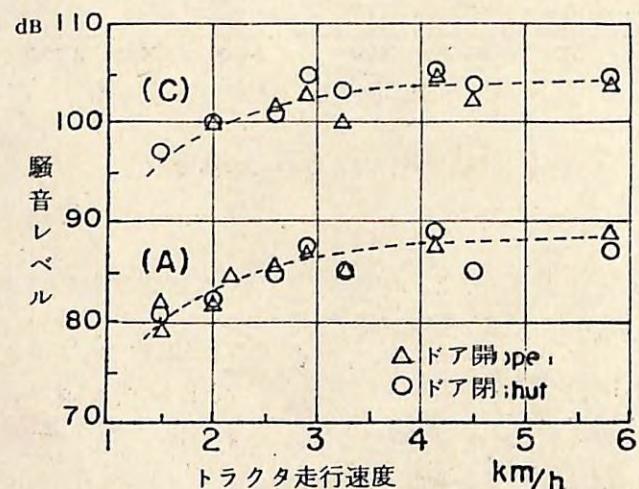


図-1-2 トラクタ走行速度と騒音
(運転者耳元)

7 まとめ

トラクタの世界的な安全対策の動向を背景として、わが国でははじめて集材クローラトラクタに ROPS キャブの装備を行なった。ROPS は、必要最小要求値をみたしており適当な強度を

もっていた。空調装置は、送風機の風量および暖房性能は設計値に近い測定値を得たが、冷房性能は、冷房負荷の不足もあって 57% にとどまった。振動加速度は、運転席シート上で実作業速度の範囲では ISO 規格 8 h 許容基準以内にあった。騒音レベルは、ROPS キャブによって、高周波数域の低減効果が認められたが、低周波数域でわずかであるがこもり音現象がみられた。オーバオール値では 90 dB(A) 以下であった。ROPS キャブは、林業トラクタの安全対策に有効なものであり、空調装置の設置により居住性の向上から安全性の確保も期待できる。騒音は、許容基準内にあるが、さらに低減対策等の調査・研究を進めていかなければならない。

(三村和男)

1-6 自走式簡易リモコン集材機の開発

戦後に植栽された造林木は間伐時期に入っているが、作業員の減少、老齢化、さらに搬出コストの上昇等で、間伐の実行が遅れている。これを解決する一つの方法として、省力作業のできるモノケーブル式索張り専用の自走式簡易リモコン集材機を開発する。

(1) 試作機の概要

この自走式簡易リモコン集材機は、8馬力のガソリンエンジンを原動機とする2胴集材機をクローラ形足回りの上に搭載したものである。(表-1, 図-1)

表-1 自走式リモコン集材機の仕様

1. 機 関

形式: ロビン EX44-2 B, 空冷四サイクル単気筒ガソリンエンジン

出力: 8 PS/1800 r.p.m

2. 全体寸法

全長: 1,820 mm, 全幅 1,290 mm, 全高 1,120 mm

3. 重 量

1,300 kg

4. 足回り

寸法: 履帯中心距離 1,110 mm, 履帯幅 180 mm,

接地長: 800 mm, 最低地上高 280 mm

走行速度: 約 1 km/h

登坂能力: 30°

接地圧: 0.45 kg/cm^2

最小旋回半径: 700 mm (履帯外側半径)

5. ウィンチ関係

ドラム数: 2個+ (スプリットエンドレスドラム)

ドラム寸法: ドラム 直径 幅 フランジ直径

ドラム	230 mm	180 mm	500 mm
-----	--------	--------	--------

エンドレスドラム	320 mm	90 mm	—
----------	--------	-------	---

巻込容量: 9 mm × 320 m

巻取能力: ドラム 1速 2速 3速

ドラム	880 kg	495	285
-----	--------	-----	-----

エンドレスドラム	1,000 kg	560	320
----------	----------	-----	-----

巻込速度: ドラム 1速 2速 3速

ドラム	41 m/min	73	126
-----	----------	----	-----

エンドレスドラム	36 m/min	64	110
----------	----------	----	-----

クラッチ: メインは乾燥单板式摩擦クラッチ(手動)

ドラムはコーン形摩擦クラッチ

ブレーキ: バンドブレーキ

6. 駆動装置

走行装置: 油圧式

ウィンチ: 機械式

7. 操縦装置

走行装置: リモートコントロール(有線)

ウィンチ: 同上

8. 索張力自動制御装置

荷重検出器による索張力検出

9. ハイドロオイルタンク容量 60 ℥

注: ウィンチ性能は平均巻取直径時、エンジン回転数 1,800 rpm 時を示す。

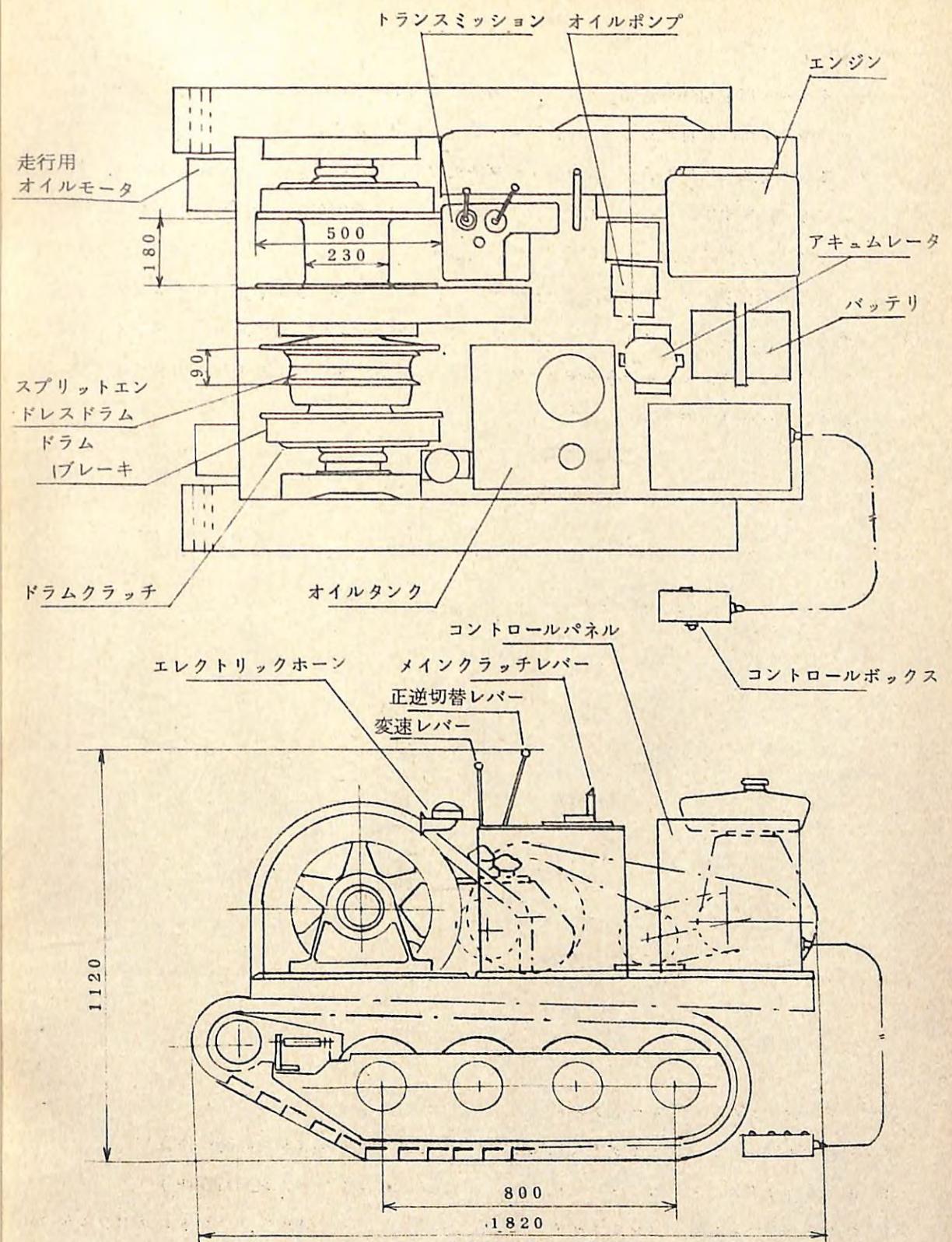


図-1 自走式リモコン集材機

(2) 使用上の特徴

- クローラ形足回りを装備していて、運転手は乗らずに（歩いて）走行用の押しボタンスイッチを押すだけで自走できるから、移動・据付が容易である。
- 従来の普通形集材機を使ったモノケーブル式で搬出するには、ふつう荷掛けに2人、荷卸しに1人、集材機の運転に1人の作業員が必要で、運転手は荷掛け手、荷卸し手からの連絡を受けて、集材機を操作している。

自走式簡易リモコン集材機では、押しボタン式スイッチボックス（図-2）を荷卸し手の近くに置き、集材機とスイッチボックスの間はケーブルで結び、荷掛け手の連絡により荷卸し手は押しボタンスイッチを押すだけで操作できるので、専任の運転手は不要となる（図-3）。（……46頁へつづく）

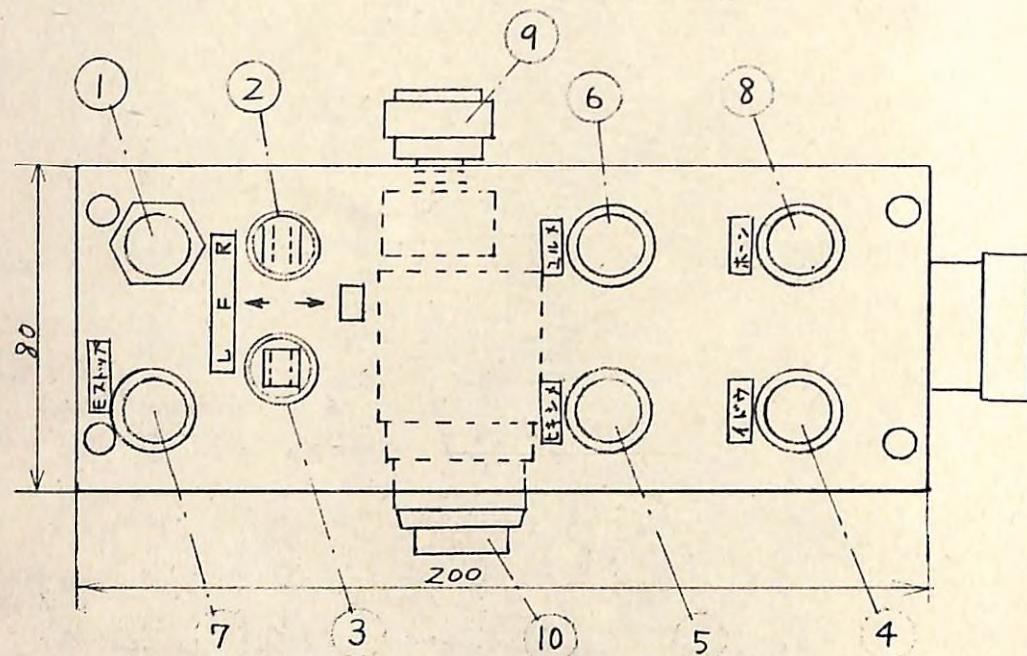


図-2 走行用ならびに集材作業用コントロールボックス

- エンジン稼動表示バイロットランプ
- 走行右旋回用スナップスイッチ（F.N.Rの3位置。⑩ブッシュボタン同時操作）
- 走行左旋回用スナップスイッチ（F.N.Rの3位置。⑩ブッシュボタン同時操作）
- 荷の移動用ブッシュボタンスイッチ（ドラム—引締索用—停止し、エンドレスドラムが

駆動する）

- 荷の引締用ブッシュボタンスイッチ（ドラムを巻き込み、エンドレスドラムはフリーとなる。テンションリミッタがONになると、ドラムは自動的に停止する）
- 循環索弛め用ブッシュボタンスイッチ（両ドラムともフリーの状態となる。設定時間—0.3～5秒—後に両ドラムとも自動停止する）
- エンジン停止用ブッシュボタンスイッチ（停止時は数秒押し続けること）
- ホーン用ブッシュボタンスイッチ
- バリアブルレジスタ用ノブ（循環索弛めの作業時にドラムフリーの状態から停止に至る設定時間の調整に使用する）
- ワインチ停止および走行用ブッシュボタンスイッチ（20分の1秒以上押せば各ドラム停止—弛めも途中で中止—する。なお、このスイッチは走行用も兼ねており、押している間だけ走行する）

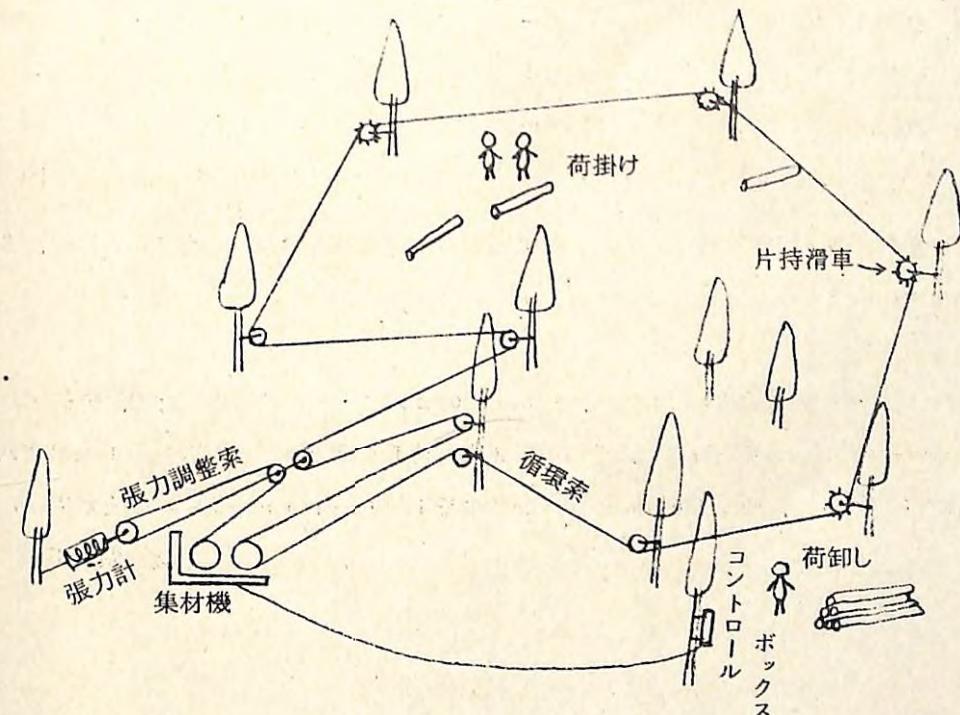


図-3 モノケーブル式索張りによる自走式リモコン集材機を使った搬出状況

図3. 自走式リモコン集材機を使ったモノケーブル式索張りによる間伐材の搬出
(林内の立木に片持滑車をとりつけて、これに循環索を張りめぐらし、集材機の2個の巻胴—循環索用と張力調整索用に使用—を操作して、循環索に吊り下げた間伐材を順々に、立木の間を縫って搬出する)

③ 荷卸し手はスイッチボックスに表示してある循環索の停止・上昇・下降・左行・右行の各押しボタンスイッチを押すだけで、あとは電気的な制御回路が働いて集材機は必要な作動をする(索の複合した動きが得られる)ので、操作は至って簡単である(表-2)。

表-2 自走式リモコン集材機の作動

索の動き		張力調整索用ドラム			循環索用ドラム			スロットル
		クラッチ	ブレーキ	ドラムの状態	クラッチ	ブレーキ	ドラムの状態	
引締	開始	○	×	回転	×	×	フリー	開
	終了	×	○	停止	×	○	停止	閉
弛緩	開始	×	×	フリー	×	×	フリー	閉
	終了	×	○	停止	×	○	停止	閉
走行(荷移動)		×	○	停止	○	×	回転	開
停止		×	○	停止	×	○	停止	閉

④ 作業中に使う頻度の低いドラムの变速(3段)および正逆は手動で行うこととして、機構の単純化を図った。

(3) 現地使用の結果

長野営林局管内の坂下営林署において、60年生のヒノキ・イチイの混交林で、全長500mのモノケーブル式索張りを行ない、荷掛け手2人、荷卸し手兼集材機の運転手1人計3人で、胸高直径10~20cm、樹高10mのイチイ間伐林を1日6~10m³集材することができた。

(兵頭正寛)

2 造林用作業機

2-1 ホイールトラクタ・ツリースペード

昭和48年度に、全油圧駆動式ホイールトラクタを試作し、これにツリースペードを装着し、これらの各種性能試験を実施した。

(1) ホイールトラクタおよびツリースペードの構造

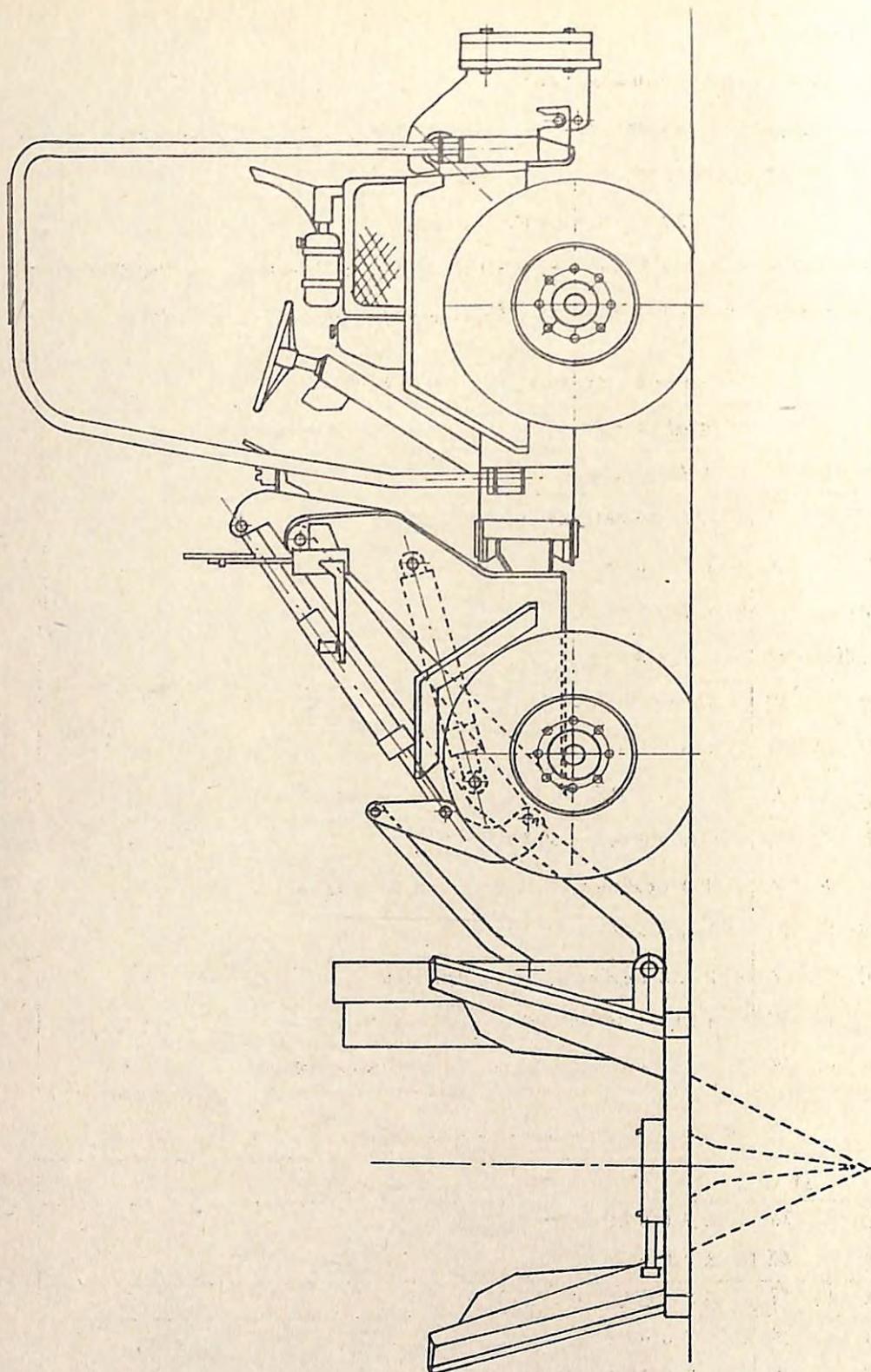
ホイールトラクタの仕様の概略を表-1-1に、同じくツリースペードの仕様を表-1-2に示す。またツリースペードを装着したホイールトラクタを図-1-1に示す。

表-1-1 全油圧式ホイールトラクタの仕様

形 式		全油圧アーティキュレイテッドホイールトラクタ
全装備重量		4,300kg
寸法	全長	3,550mm(バケット装着時)
	全幅	1,890mm
	全高	2,700mm
	最低地上高	425mm
機関	形式	ディーゼルエンジン
	排気量	1,885cc
	馬力	30PS
油圧装置	走行用	可変アキシャルプランジャー形
	ポンプ	49cc/rev, 210~40kg/cm ²
	作業機	ギヤポンプ
	用ポンプ	288cc/rev, 160kg/cm ²
	走行用	4個、可変マルチラジアルピストン形
	モータ	374cc/rev, 300~400kg/cm ²

表-1-2 ツリースペードの仕様

重 量		
寸法	全高	1,700mm
	全幅	2,200mm
給水装置		タンク容量 65ℓ
掘取穴	直 径	760mm
	深 度	700mm



ホイールトラクタは、走行、操縦、作業機の操作をすべて油圧で行い、操縦性、不整地走行性の向上が期待される。走行装置は、4輪の各々に可変容量マルチラジアルピストン形油圧モータを装備し、油圧配管のみで動力を伝達している。そのためトランスミッション、プロペラシャフト、差動装置等、機械的動力伝達機構はまったく無く、クリヤランスが大きくとれ、構造が簡単になる。

また作業機としてツリースペードの他、バケット、ログローダ、ワインチ等を装備することができる。

ツリースペードは、ホイールトラクタの前部のアームの先に取り付けられ、4枚のスペードを油圧で土中に圧入し、円錐形の土を樹木とともに堀り取るものである。

(2) 試験方法および結果

ホイールトラクタの車軸に、ストレインゲージを用いたトルク計測装置を取り付け、また車軸の回転数を光電式回転ピックアップを用いて動力性能の計測をおこなった。

走行抵抗係数は、固い土道（作業道）で 0.036、柔らかい林地（腐植土上）で 0.11 であり、他のホイール式トラクタ（スキッダ等で別に測定した）と比較して大差はない。

ロードセルを用いて測定した最大けん引力は、固い路面の作業道上で 2.7 ton（粘着係数 0.63）、乱されていない林地で 2.3 ton（同じく 0.53）、柔らかい林地（腐植土上）で 1.9 ton（同じく 0.44）であった。

ツリースペードにより移植作業をおこない時間観測の結果、次式のサイクルタイム算定式が得られた。

$$C_m = 4.38\ell_a + 1.45\ell_b + 11.8\ell_c + 39.4 \text{ (秒)}$$

ここで、 C_m : サイクルタイム (秒)

ℓ_a : 植込み区と堀取り区の平均距離 (m)

ℓ_b : 植込み区内での平均移動距離 (m)

ℓ_c : 堀取り区内での平均移動距離 (m)

作業は、移植作業を考え、移植木を堀取り、ツリースペードに入れたまま植込み区へ運搬し、あらかじめツリースペードで堀っておいた穴に植込む。そして次の木のために穴を堀り、こんどは堀取った木を運搬して堀取区の移植木を堀ったあの穴へうめ戻し、次の堀取り木へ移動する。

図-1-2に、各サイクルタイムの測定結果と上式の関係を示す。

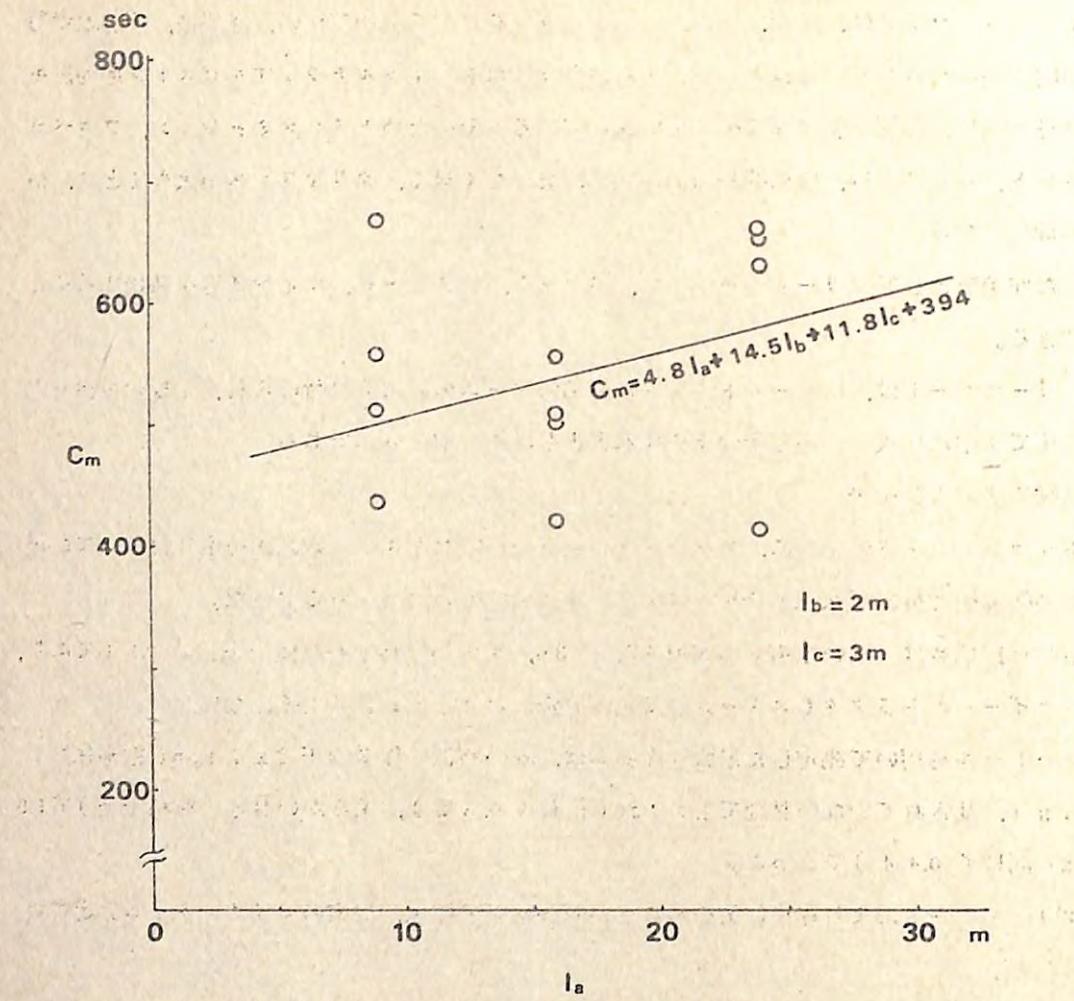


図-1-2 ツリースペード移植サイクルタイム

発表文献

福田章史他 6名：全油圧ホイールトラクタ、ツリースペードの性能、第 85 回日林講
1974.8, 331~336

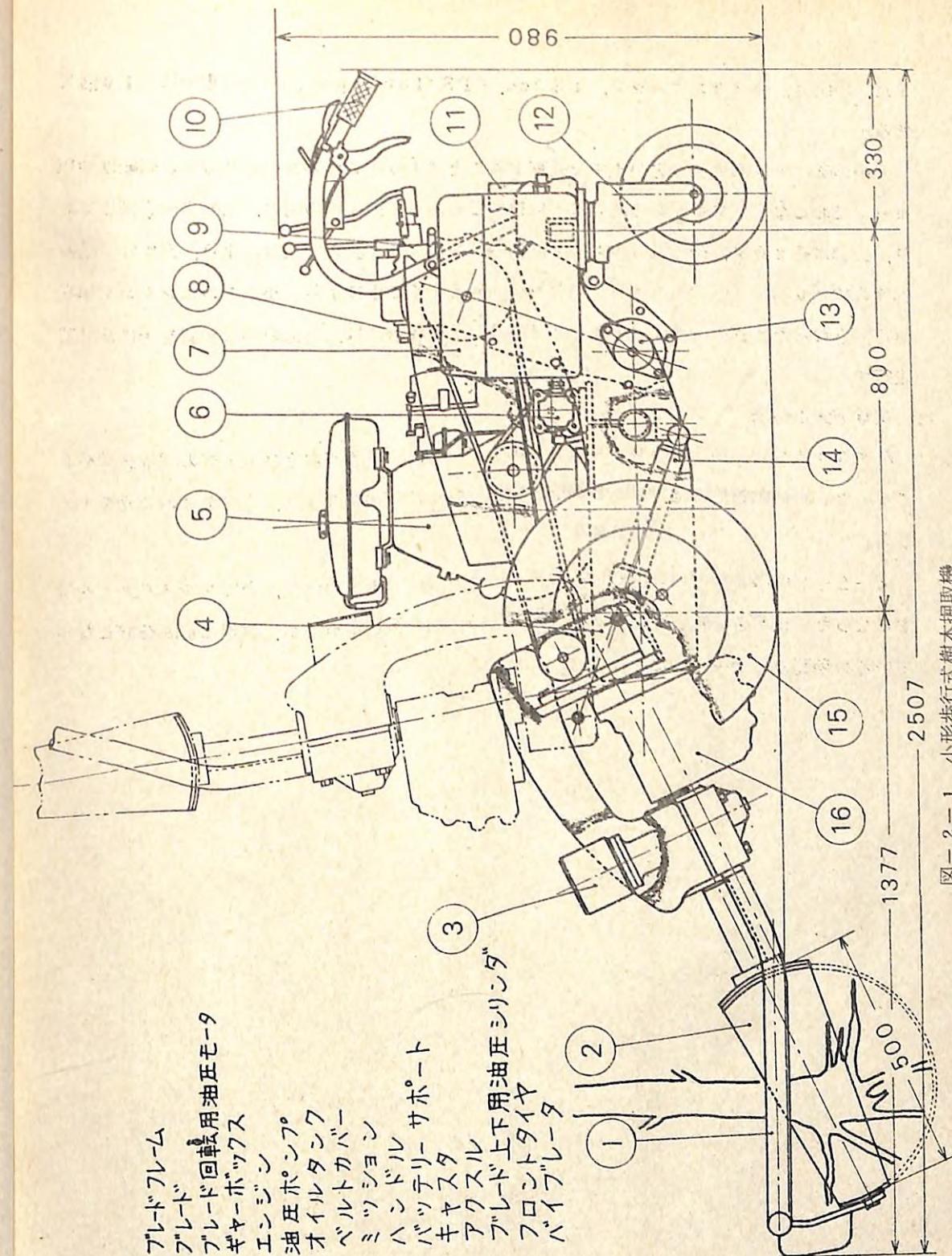
(福田章史)

2-2 小形歩行式樹木堀取機

この機械は、歩行式耕うん機程度の大きさで、比較的小径の緑化木の堀取りに適しており、緑化木の生産で最も労働力を要する堀取りの機械化を目的としたものである。これについて、機械性能、堀取り性能の試験をおこなった。

(1) 小形歩行式樹木堀取機の構造

概略の寸法および構造を図-2-1 に示す。図には示されていないが全幅は 800 mm である。



1/2 3 4 5 6 7 8 9 10 1/2 1/3 1/4 1/5 1/6

また、機関は、ガソリンエンジン、433cc, 8 PS/1300 rpm, 全装備重量は510kgである。

図中の②の半円形の堀取刃が土中で回転することにより半球形の鉢を堀り取る。回転は油圧モータでおこなう。また回転と同時に刃に振動を与える。振動の方向は、回転方向と同じであり、振幅は約20mm、振動数はエンジン回転数の2倍である。この運動により、刃は回転軸の速度の約20倍の速度で根に当り、運動量が大きく働くことにより、小馬力のエンジンで堀取が可能となった。また本機は自走が可能であり、その場合には、前部の堀取装置を上にあげて走行する。

(2) 試験方法と結果

昭和50年9月、宇都宮當林署祖母井苗畑において、シラカバおよびカエデの堀取試験をおこなった。試験に際しては、エンジン出力の測定および作業時間観測、土質条件の調査を実施した。

図-2-2に所要馬力の測定結果を示す。無負荷運転の場合以外は、全てフルスロットルでおこなった。根系を切断しているときはトルクの変動が激しかったが、実際に切断をおこなっている数秒間の平均をとった。

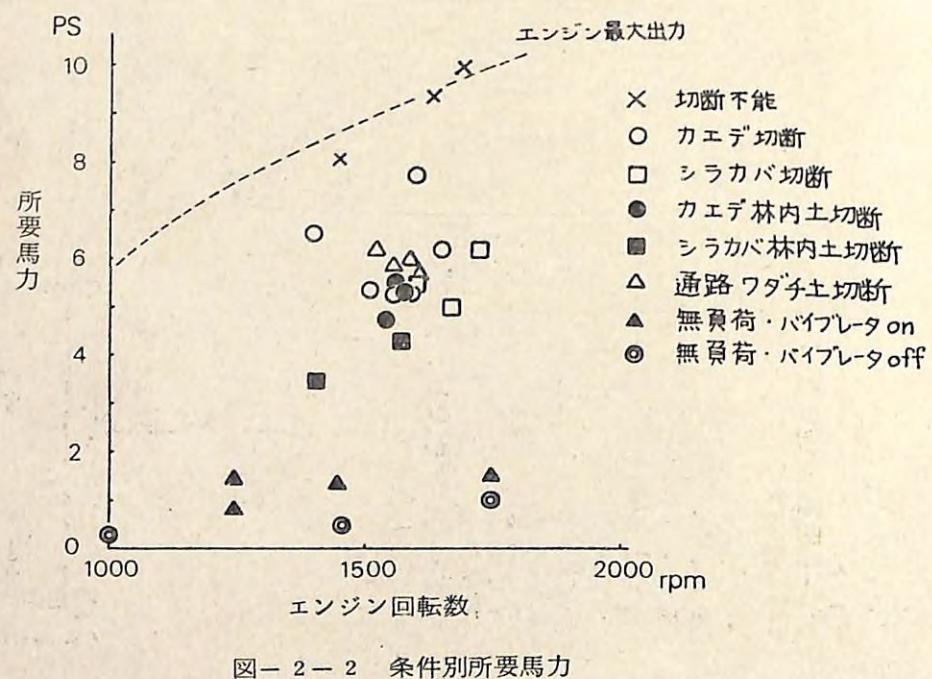


図-2-2 条件別所要馬力

根系の切断に要する馬力は、根の状態により大きく変化し、切断が完全にできたものについて平均するとシラカバで5.5 PS、カエデで5.7 PSであった。その時の根の最大径は、シラカバが3.8 cm、カエデが5.0 cmであった。数本堀取りできない木があったが、エンジンは最大馬力を出しておらず、切断の限界以上であった。これについて堀り出して調べてみると、切断部の長さが5 cm (シラカバ)、3.4 cmと5.4 cmの2本の根に同時に刃が当たっているもの (カエデ)、4.6 cmと2.6 cmの2本にあたっているもの (カエデ) であり、後二者については、堀取の方向を変えて切断したところ堀取ることができた。これらから4~5 cmの根の切断が本機の限界であろう。

堀取時の所要馬力には土の切断に要する馬力も含まれており、土の条件により変化する。試験の結果、砂質より粘土質の土がより大きい馬力を必要とし、またよくしみ固められた密度の高い土ほど馬力を必要とする。

作業性能については、時間観測をおこなった結果を図-2-3、4に示す。作業方法は移動して木の側に寄り、堀取り刃を木の根元に正しくセットする。バイブレータを働かせて、刃先を土中に貫入させ、のち刃を半回転させて切断を終る。次いで、刃を逆回転させて刃を鉢の真下にもってゆき、油圧シリンダで鉢ごと木を持ち上げ、穴の側に下ろし、堀上げを完了する。図-2-3は、平均のサイクルタイム、図-2-4は、樹間距離と移動時間の関係である。移動時間は、樹間距離が、1.5 m以下 (本機の全長) では一定と考えられる。

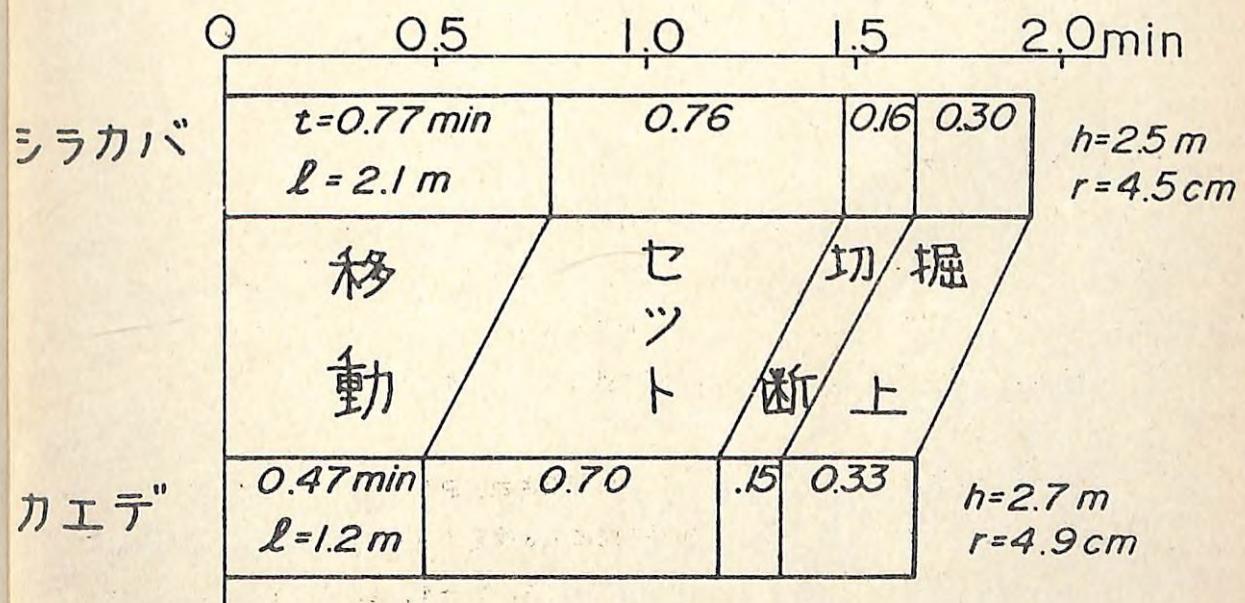


図-2-3 サイクルタイムおよび各要素作業時間

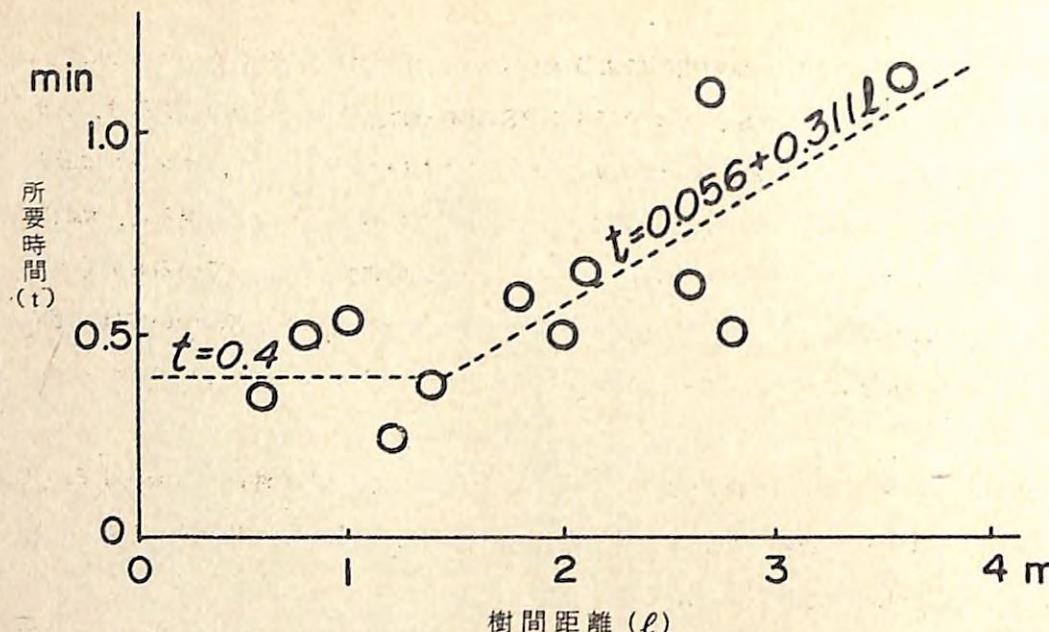


図-2-1 移動距離と所要時間

同様の条件の木を人力でスコップノコ、を用いて堀取った場合の1本あたり所要時間は、平均9.6分を要した。このことから、機械作業は、人力作業の約20%の時間で木を堀取り、また別に測定した燃料消費および、機械の償却費を考慮に入れて経費を試算した結果、機械作業は人力作業の約50%程度の経費となる。

発表文献

福田章史他：小型歩行式樹木堀取機の性能、87回日林論、1976、411～413

（福田章史）

2-3 トラクタ・フレイルモーア

背丈も1mをこし根元直径も太く単位面積当たりの本数も多い、いわゆる単位面積当たりの生立容積の大きい根曲り竹あるいはササ等の刈払いには、ロータリカッタとは異なる刈払い機構をもつた作業機の開発が要望されている。よって、フレイルモーアに着目し、林業専用フレイルモーアを改良開発し、同機の性能に検討を加え、実用に供しうることを確かめた。

(1) 構 造

フレイルモーアは、トラクタの三点支持装置に懸架され、PTO軸から自在継手を介して回転動力を受ける。カッタ刃は、ロータ軸の軸方向に78枚(39組)ピンで取付けられ垂直方向に回転し刈払いを行なう。その構造および主要諸元は、図-1、2、表-1のとおりである。

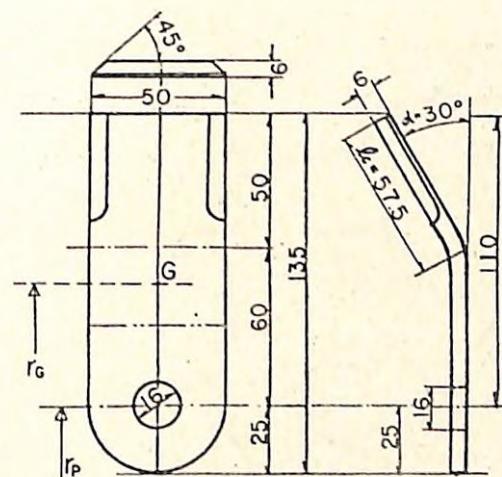


図-1 カッタ刃

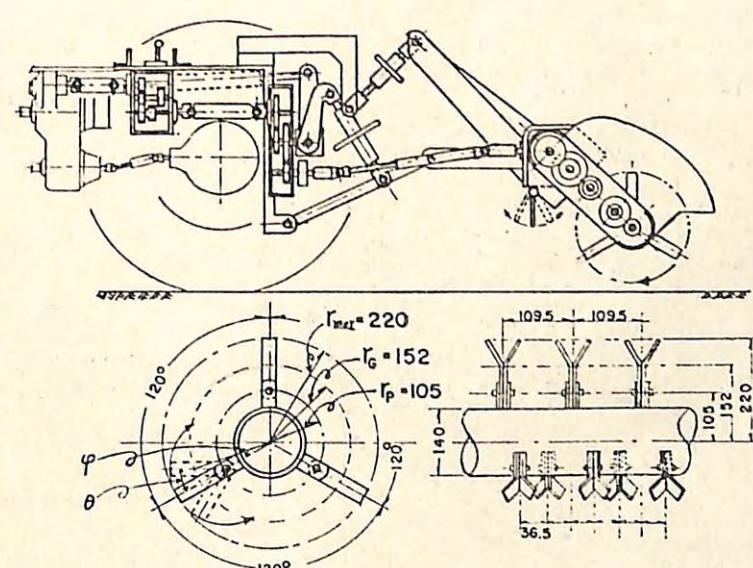


図-2 試作機とカッタ刃の配列

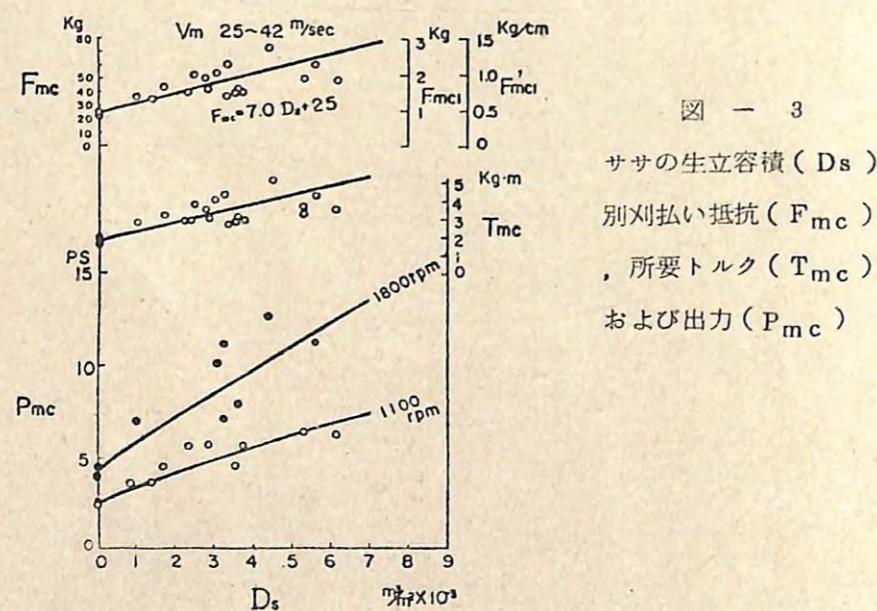
表-1 トランクタ・フレイルモアの主要諸元

大きさ	1,330・1,720・950 mm (全長・全幅・全高)
質量・刈払幅	370 kg, 1.44 m (有効1.4 m)
動力伝達	歯車・減速比 ピニオン/ペベルリングギヤ $29/15 = 1.933$
	歯車・減速比 スパーギヤ/チェーン $19/40 \cdot 21/35 \cdot 15/33 \cdot 12/12 = 0.1295$
	減速比 0.25
ロータ軸	直径・長さ・質量 140 mm, 1.410 mm (1,566), 10 kg
	プラケットの配列 円周上3等分の位置、軸方向3列、1列13個計39個
カッタ刃	形・枚数・配列 Y形・78枚(2枚1組39組)・プラケットに同じ
	回転半径・質量 220 mm, 24 kg (26 kg取付ピン含)
懸架・駆動	三点支持装置・PTO軸

(2) 刈払い所要動力

刈払物は、多数のカッタ刃で地際で刈取られ、そのまま防護板内にすくい込み、細断されて林地に放出される。この細断機能をもっているために高密度の植生地すなわち単位面積当たりの生立容積の大きいササ生地の刈払いに容易に適応できた。

刈払い性能は、ササの単位面積当たりの生立容積(0.001~0.006 m³/m²)の大・小の違いによる刈払い抵抗、所要トルクおよび所要馬力を図-3、灌木の根元直径別の刈払い抵抗、所要トルクおよび所要馬力を図-4にそれぞれ示した。



- 58 -

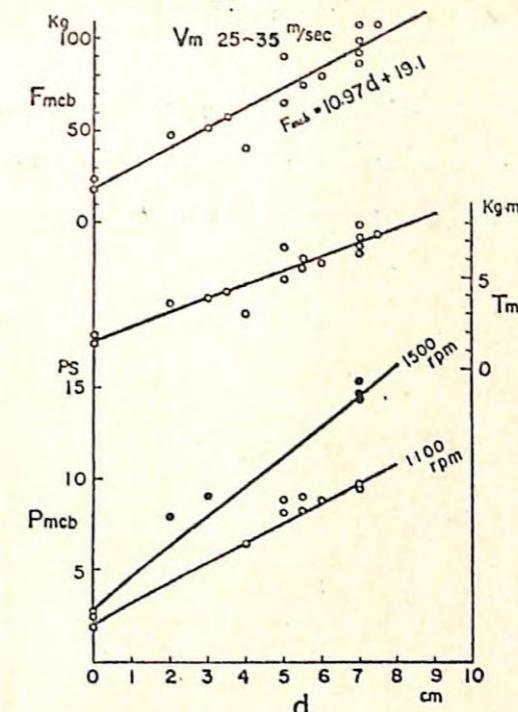


図-4

灌木の直径 (d) 別刈払い抵抗 (F_{mc})、所要トルク (T_{mc}) および出力 (P_{mc})

カッタ刃軸における刈払い所要動力の計算式を下記のように導いた。

$$P_{mc} = \frac{2\pi \cdot N_{mc} \cdot T_{mc}}{75 \cdot 60} = \frac{2\pi \cdot N_{mc} \cdot F_{mc} \cdot r_p^2 / r_G^2}{75 \cdot 60}$$

ここで、 P_{mc} : 刈払い所要馬力 (PS), F_{mc} : 刈払い抵抗 = $7.0 D_s + 2.5$ 実験式で与えた, D_s : ササの生立容積 (0.001~0.006 m³/m²), r_p : カッタ刃取付けピン中心の回転半径 (0.105 m), r_G : 空回転中のカッタ刃重心 (G) の回転半径 (0.152 m), r_G' : カッタ刃が刈払いのため抵抗をうけたときピンを支点として逃げた角 (θ) における重心 (G) の回転半径 = $\sin \theta (r_G - r_p) \cdot \frac{1}{\sin \phi}$ ただし θ (5度以内) および ϕ (2度以内) は小さいとみなすことができるので実用的には $r_G \approx r_G'$ としてさしつかえない, $\tan \theta = F_{mc} / F_{mi}$: カッタ刃1枚当たりの慣性力 = $W_c / g \cdot r_G \cdot \omega^2 (kg)$, g : 重力の加速度 (9.8 m/sec²), W_c : カッタ刃1枚の質量 (0.308 kg), W : カッタ刃の回転角速度 (rad/sec), ϕ : カッタ刃が抵抗をうけないときの重心 (G) と、回転軸中心を結ぶ線と抵抗をうけたとき逃げ角 (θ) における重心 (G) と回転軸中心を結ぶ線とのさむ角 (2度以内), F_{mc1} : カッタ刃1枚当たりの刈払い抵抗 = F_{mc} / n , n : 1列のカッタ刃の枚数 (26枚), $\ell \sin \alpha$: カッタ刃1枚当たりの刈払い幅, ℓ_c : 屈折部の長さ (0.057 m), α : 屈折角 (30度), F_{mc1} :

- 59 -

単位刈払い幅当りの刈払い抵抗 = $F_{mc} / \ell c s \sin \alpha$, N_{mc} : カッタ刃軸の回転数 (rpm)。

(3) フレイルモーア改良機

改良機の主要改良部は、伐根などの障害物あるいは大小の凸凹などに追随しやすくするために作業機の全長を短くするとともに、接地櫓と揺動リンクを採用した。防護箱の内容積を大きくして、防護箱内へのつめ込みによる抵抗を小さくすることをはかった。改良機の全体図は図-5 のとおりである。

(三 村 和 男)

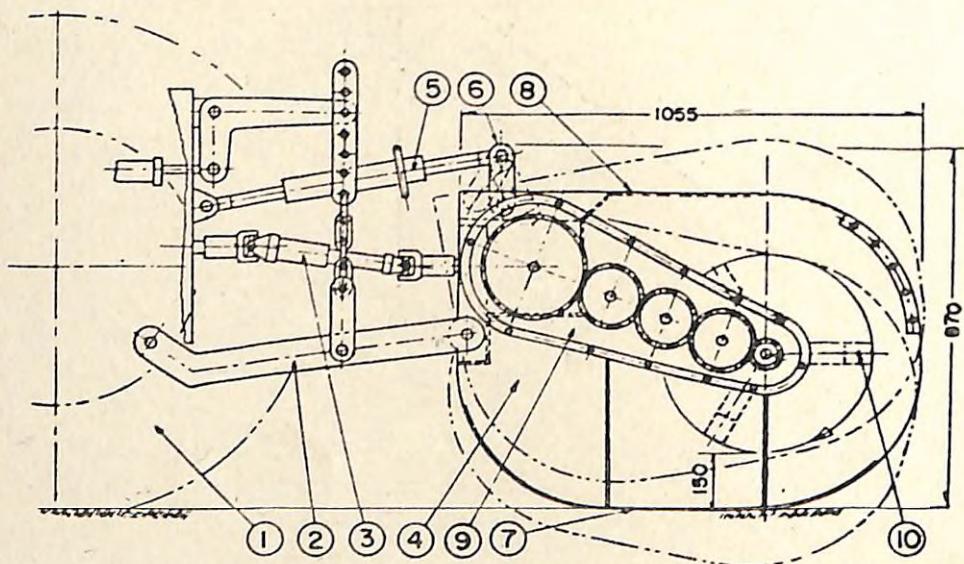


図-5 改良機

No.	名 称	No.	名 称
1	ホイールトラクタ	6	揺動リンク
2	三点支持装置	7	櫓
3	自在継手	8	防護箱
4	フレイルモーア	9	サイドギヤケース
5	トップリンク	10	カッタ刃