

トラクタ性能の向上に関する研究

—研究所報告—

金 須 正 幸

STUDIES ON THE IMPROVEMENT
OF TRACTOR PERFORMANCE

—Technical Report—

Masayuki KISU

Institute of Agricultural Machinery

Omiya, Japan

March, 1971

昭和46年3月

農業機械化研究所

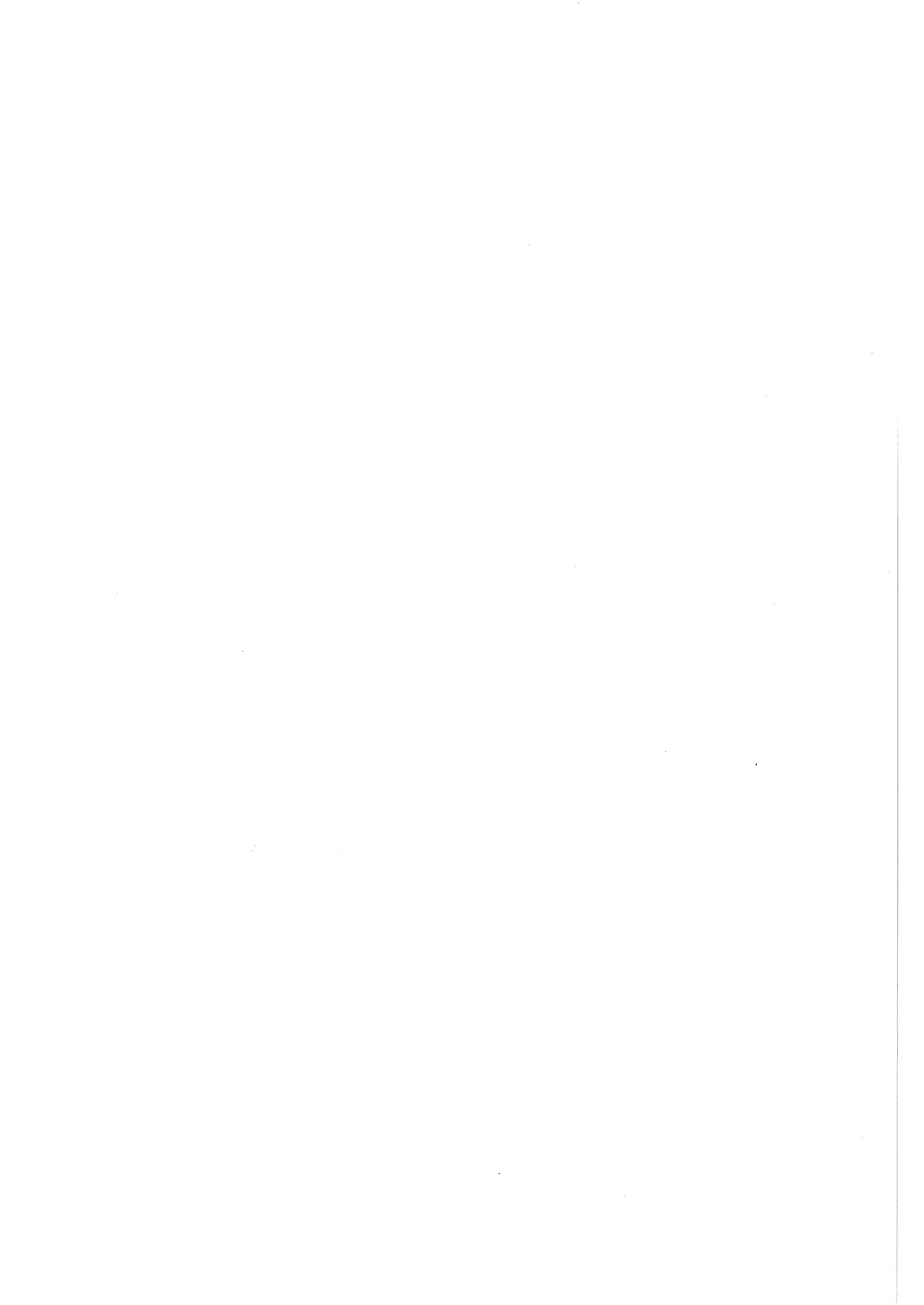
埼玉県大宮市日進町1丁目

目 次

緒 言	1
I 土壤の物理性とトラクタ性能	2
1. 矩形板の沈下	2
2. 土壤の物理性と牽引性能	8
3. 土壤の物理性とプラウの比抵抗	14
4. 土壤の物理性とロータリ耕負荷	19
5. 総 括	20
II 走行装置に関する研究	21
1. 接地部の形状が牽引性能に及ぼす影響	21
2. 油圧揚げ装置による牽引性能の向上	28
3. 水田用ハイラグ・タイヤの性能	32
4. スクリュー・トラクタの試作	37
5. 総 括	41
III 耐久性能に関する研究	44
1. ロータリ耕耘作業負荷特性	44
2. 路上走行負荷特性	58
3. 後方転倒時の挙動	60
4. 急発進時におけるトルク挙動	65
5. 耐久試験装置の試作	67
6. ラフロードの負荷条件と車体負荷の関係	75
7. 室内耐久試験方法	84
8. 総 括	96
IV 摘 要	97
参考文献	99
Summary	101

CONTENTS

FOREWORD.....	1
I SOIL PHYSICAL PROPERTIES AND TRACTOR PERFORMANCE.....	2
1. Sinkage of rectangular plate	2
2. Soil physical properties and drawbar performance.....	8
3. Soil physical properties and draft of plow	14
4. Soil physical properties and rotary tilling load	19
5. Conclusion	20
II STUDIES ON TRACTION DEVICES.....	21
1. Effect of shape of contact area on tractive performance.....	21
2. Improvement of drawbar performance by hydraulic lift	28
3. Tractive performance of high lug tire.....	32
4. Studies on auger tractor.....	37
5. Conclusion	41
III STUDIES ON DURABILITY OF TRACTOR	44
1. Load characteristics of rotary tilling	44
2. Load characteristics of road running	58
3. Behaviour of rearward overturning	60
4. Torque behaviour at rapid starting	65
5. New durability testing apparatus	67
6. Rough road test condition and load on tractor.....	75
7. Laboratory method for testing tractor durability	84
8. Conclusion	96
IV SUMMARY	97
Literatures	99
Summary in English	101



緒 言

本報告は1966年から1970年にわたる5年間に行なった乗用トラクタの性能向上に関する試験結果の一部をとりまとめたものである。

1962年から1965年までの間において行なった研究結果については、すでに「乗用トラクタの走行・牽引および耕耘性能に関する研究」—研究所報告—(昭和41年9月)において報告したが、その研究の結果摘出された問題点等について、さらに試験を進めたものをとりまとめたのがこの論文である。

わが国における乗用トラクタの基本性能としては、走行性能および耐久性能を最も重要な性能としてあげなければならないが、本論文においては、第I章において土壌の物理性とトラクタの性能との関連について究明し、第II章においては各種走行装置の性能を明らかにした。また第III章ではトラクタの耐久性について、実作業時の負荷特性の測定に基づいて室内試験装置を試作し、これによる耐久試験方法案を作成した。

これらの試験は研究第1部の原動機・トラクタおよび

耕耘整地用機械研究室に所属する国府田佳弘(現九州大学助教授)、八木茂、伊沢敏彦、瀬山健次の諸氏のほか、昭和42年度および43年度に佐藤造機株式会社およびヤンマー農機株式会社からそれぞれ派遣された千田尾国義、下村武岡研修生等の協力のもとに行なわれたものであって、多年にわたるこれら諸兄の絶大なる御協力に対し、心から感謝する次第である。

なお試験の実施にあたり、I-1については三重大学小中俊雄助教授(当時農林省農事試験場技官)から計画に関して示唆を得、IIIについてはヤンマー農機株式会社の御協力を得た。

またこの論文の取り纏めに当たっては、当研究所鑄木豪夫理事長の御教示を得、さらに東京大学安田与七郎教授の御指導を得た。ここに記して深甚の謝意を表する次第である。

1971. 3

著 者

土壌の物理性とトラクタ性能

トラクタあるいは耕耘整地用機具に関しては、多くの研究者によって有益な研究が行なわれているが、それらの研究はある特定の土壌条件下における実験に基づくものであったり、あるいは実際への適用を考えない抽象的なものであって、ある試験研究の結果を他の土地においてあてはめることは不可能であったといっても過言ではなからう。したがってそれぞれの研究結果は単なる1事例に止まり、それら多数のデータを積み上げて1つの体系を立てることができず、土に関する機械の設計あるいは利用に対して寄与する所が少なかったといわねばなるまい。

この原因は土の条件を的確に表現する方法がないため

であって、トラクタの性能と密接な関連をもつ土の物理的性質を把握できれば、個々の試験に共通のベースができ、体系づけることが可能になるとともに、土の性質を測定することによって機械の性能を予知することも可能になる。

もとよりこれは既往において多数の研究者が試みた命題であり、一朝一夕にして解決できるものではないが、この問題が土に関する機械の研究において根底となるものである以上、その糸口だけでもつかみたいと考え、土壌の物理性とトラクタおよび耕耘整地用機具の性能との関連を究明した。

1. 矩形板の沈下

1) 目的

車両の走行性に大きな影響を与える沈下現象が、接地部の形状により異なることは知られている。そこで形状により「接地圧-沈下」の関係がどのように異なるかを解析し、走行可能性の予知、接地部形状の改良への資料を得ようとするものである。

2) 方法

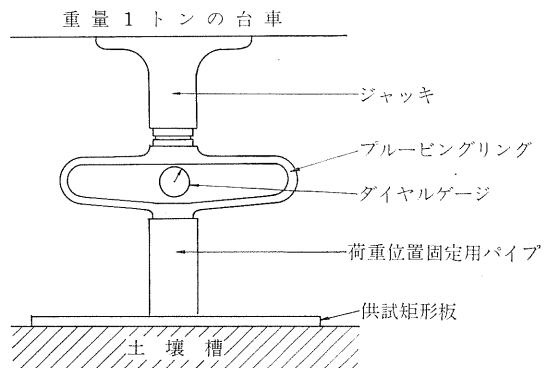
室内土槽 (7,800×1,350×750 mm, 埴壤土) を深さ20cmほど耕耘灌水し、代かき状態として均平する。均平後落水し、2日後、1週間後、3週間後にそれぞれ実験を行なう。また灌水は行なわず完全な乾燥のままの状態でも実験を行ない、土壌の含水状態は合計4段階とする。

この圃場面に第 I-1表に示す5種類の矩形板を置き、第 I-1および I-2図のようにジャッキの力が下向きに作

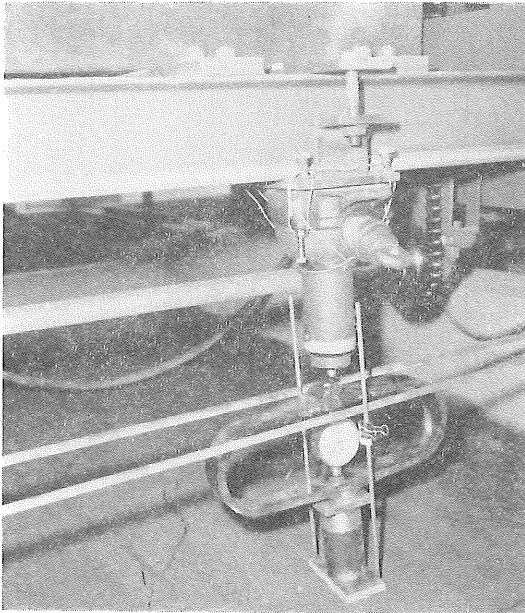
第 I-1表 供試矩形板諸元

矩形板 No.	1	2	3	4	5
長 辺 (mm)	100	200	200	200	400
短 辺 (mm)	50	50	100	200	200

用できるようにセットする。ジャッキを作用させて荷重を与え、30秒間一定値に保ったところでの沈下量をノギスで測定する。荷重はジャッキと矩形板の間に挿入したプルービングリングのダイヤルゲージで読みとり、これによりジャッキ操作を行なう。与える荷重は接地圧 0.1 kg/cm² から 1.0 kg/cm² まで 0.1 kg/cm² 刻みとする。5種類の矩形板は No. 1, 3, 5 は相似形でその相似比を



第 I-1図 矩形板載荷方法

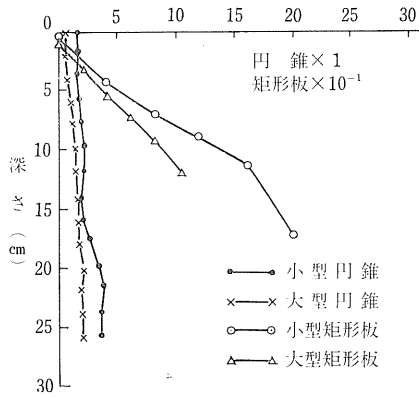


第 I-2 図 矩形板荷装置

1:2:4にしたもの、No.2, 3, 4は長辺を一定とし、短辺長を1:2:4にしたものである。土壌の不均一、実験操作ミスからくるデータの誤差を除くため、圃場を3分割し、同一土壌条件における1つの矩形板に対し3ヵ所で測定し、これを平均して計測値をえた。

3) 結果および考察

実験を行なった4段階の土壌状態をSR-2型土壌測定器(第I-15図)で測定した結果を第I-3図~I-6図に示す。この4段階をそれぞれ乾燥、半乾、半湿、湿と呼ぶことにする。この表現は4段階の状態を相対的に表わし貫入抵抗(kg/cm²)



第 I-3 図 湿状態土壌条件

たものであり、一般に湿田、半湿田、乾田等と呼んでいる圃場表示法とは直接対応しない。

計測された接地圧-沈下のグラフを第I-7図~I-10図に示す。この図からただちに明らかなように、乾燥、湿の2条件では矩形板の形状および大きさの違いによる沈下量の差はほとんど見られなかったが、半乾、半湿では同一接地圧に対する沈下量は、面積の大きいものほど大きかった。またこれらの接地圧-沈下曲線は、前2条件では直線に近く、後2条件では下に凸な曲線となっている。このように沈下量に差がみられるときとみられないときとは、沈下曲線の形に違いがあることがわかった。

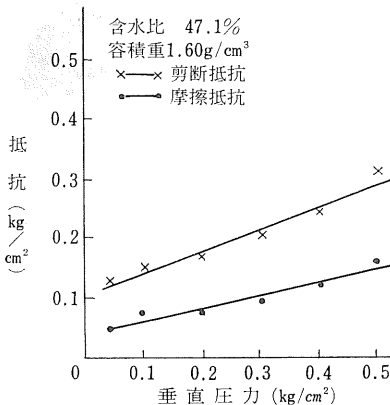
矩形板面積が沈下量に大きく影響を与えている2条件では、沈下量と相似比あるいは短長辺比の関係を明らかにしなければならない。従来の理論によれば、粘土地盤の沈下を考えると、同一沈下量に対し、

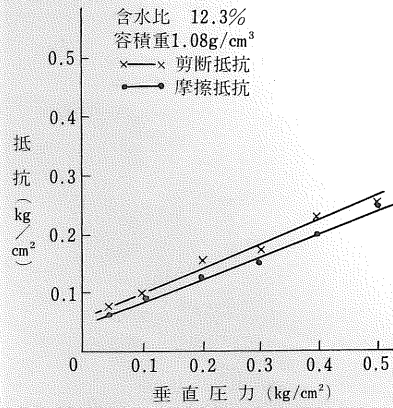
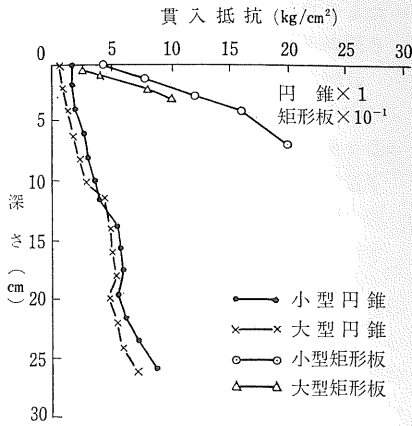
$$Q(s) = \sigma A + mL \dots\dots\dots(1)$$

ただし、 $Q(s)$: 全荷重 A : 載荷面積 L : 周長 σ, m : 沈下量により定まる定数

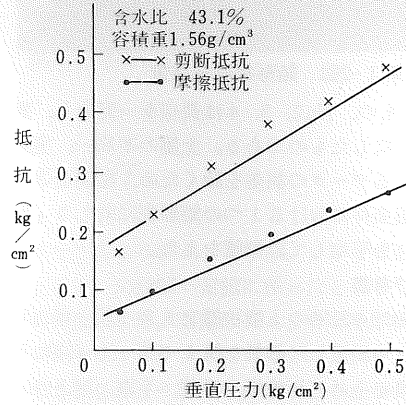
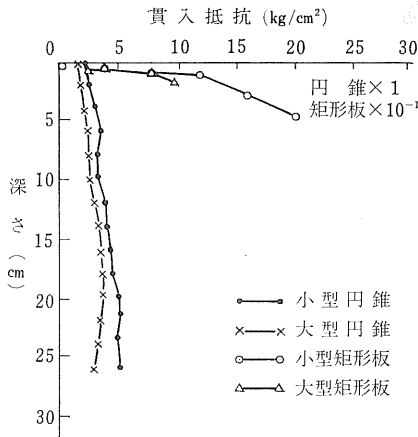
と表わすことができるといわれている。(1)式が適用できるか否かを、半湿における沈下20mmと30mm、半乾における5mm、10mm、30mm(30mmについてはNo.3, 4, 5の間だけ)について検討してみた。 Q をkg、 A をcm²、 L をcmの単位にそれぞれとった。

実測値を代入して求めた σ, m の値を第I-2表に示す。半乾状態の σ, m はNo.1~5までそれぞれの間から解かれた値は、完全に一致はしないが狭い範囲に集まっている。これに対し半湿状態では、No.1, No.2, No.3の間とNo.3, No.4, No.5の間とから算出される σ, m

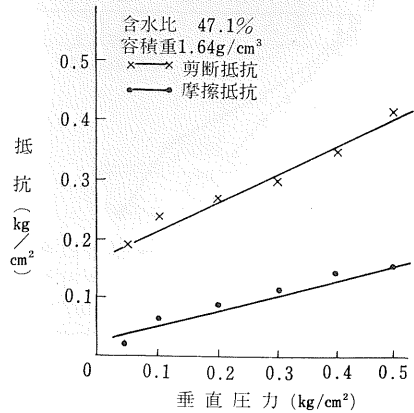
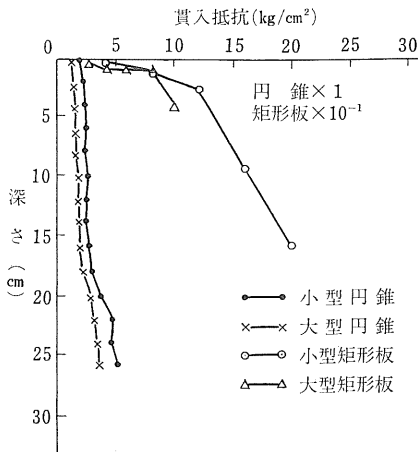




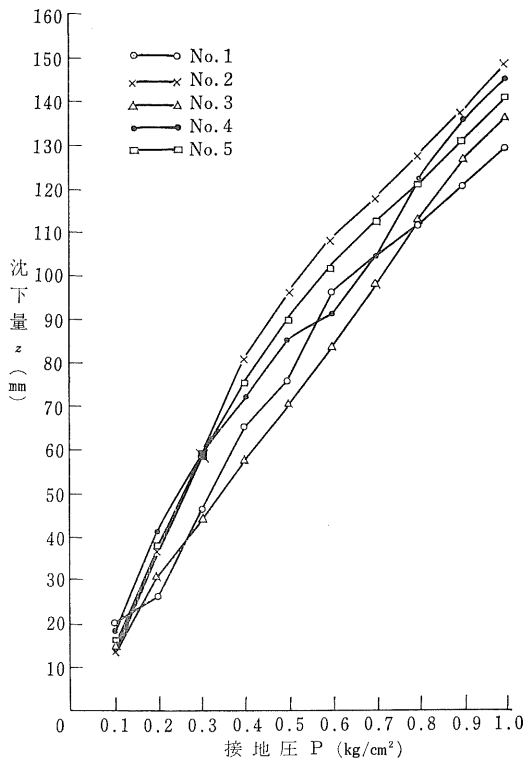
第I-4図 乾燥状態土壤条件



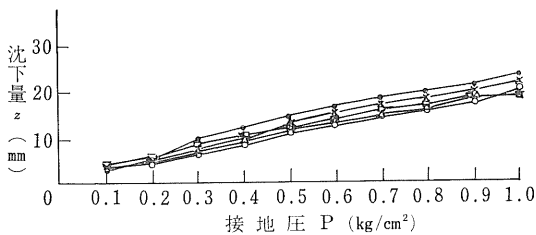
第I-5図 半乾状態土壤条件



第I-6図 半湿状態土壤条件



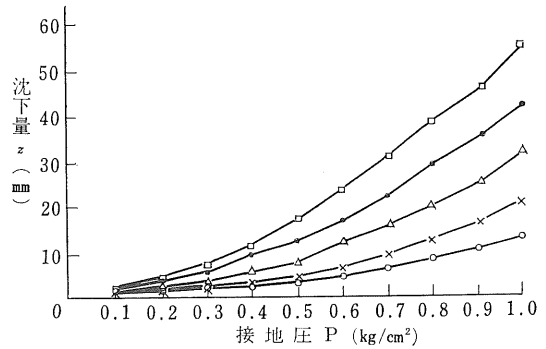
第 I-7 図 湿状態沈下曲線



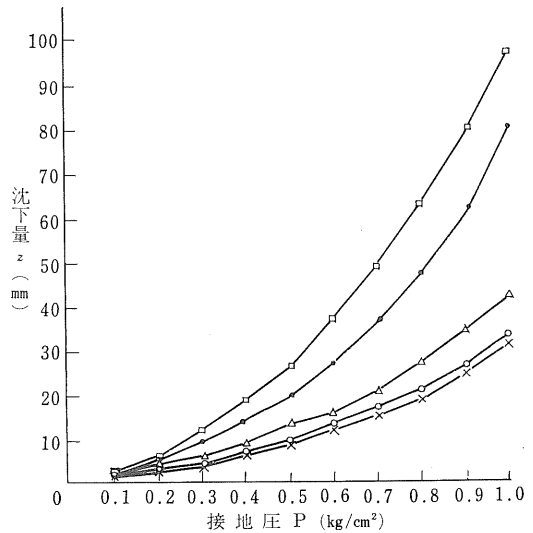
第 I-8 図 乾燥状態沈下曲線

の値にかなりの差があり、前者のグループから得られた σ , m 値を後者のグループに代入してみたところ実測値と大きな差が認められた。このことから接地部形状に基づく接地圧の差を(1)式で表わし評価するのは完全とはいえないと思われる。しかし半乾状態では適用可能と思われるので、その適用が何によって制限されるかを知る必要がある。湿、乾燥状態のような場合にも(1)式の特殊な場合として、 $m=0$, $\sigma=Q(s)/A$ で表わされ、この式を適用できることにもなるが、完全には沈下量が一致しないため、かえって不正確な表現となってしまう。

つぎに同一接地圧に対し、沈下量の差がどのように出



第 I-9 図 半乾状態沈下曲線



第 I-10 図 半湿状態沈下曲線

るかを検討してみる。沈下量-支持力理論では Bekker による次の式がある。

$$p = \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) z^n \dots \dots \dots (2)$$

ただし、 p : 接地圧, z : 沈下量, n : 沈下指数
 k_c, k_ϕ : 変形係数, b : 接地幅

n の値は接地形状によらず土壌状態により定まるものとされている。 $p-z$ 曲線を両対数グラフに描き、これから(2)式の妥当性を検討した(第 I-11 図~I-14 図)。半乾、半湿の両条件では、 $0.3 \leq p \leq 1.0$ の範囲で大体各矩形板とも直線にのり、 n も一定に近い。乾燥、湿の 2

第 I-2表 σ, m 算出値

矩形板 No.-No.		1-2	1-3	1-4	1-5	2-3	2-4	2-5	3-4	3-5	4-5
半 湿 20mm	σ	1.03	0.59	0.36	0.30	0.48	0.29	0.24	0.14	0.15	0.17
	m	-0.40	-0.33	0.71	0.88	0.70	1.08	1.17	1.85	1.80	1.70
同 30mm	σ	1.19	0.75	0.48	0.40	0.67	0.39	0.35	0.17	0.22	0.31
	m	-0.40	0.33	0.79	0.91	0.65	1.20	1.28	2.30	2.13	1.80
半 乾 5mm	σ	-0.15	0.09	0.09	0.10	0.15	0.12	0.11	0.09	0.10	0.11
	m	1.30	0.90	0.90	0.89	0.70	0.77	0.77	0.90	0.87	0.80
同 10mm	σ	-0.17	0.19	0.21	0.18	0.28	0.26	0.20	0.22	0.17	0.12
	m	1.80	1.20	1.18	1.22	0.90	0.92	1.06	1.00	1.27	1.60
同 30mm	σ								0.57	0.44	0.31
	m								1.30	1.73	2.60

(注) 半湿 20mm 1-2の σ, m 値 (1.03, -0.40) とは, No. 1 と No. 2 の矩形板の実測値を(1)式に代入して得られる 2元1次連立方程式から σ, m の値を解いたものである。以下同じ。

第 I-3表 グラフから読みとった $(\frac{k_c}{b} + k_\phi)$ の値

対象矩形板 土壤条件	No. 1	No. 2	No. 3	No. 4	No. 5
	半 乾	0.97	0.69	0.53	0.44
半 湿	0.52	0.54	0.44	0.34	0.28
両者の比	1.86	1.28	1.21	1.29	1.29

条件では, 各矩形板による点が入り乱れており, かつ直線では表わしきれない。 n の値は半乾, 半湿ともに約0.6となっている。接地圧0.3以下における直線からのはずれは, 次のように考えられる。沈下量の小さい範囲では, 表面の微細な凹凸による影響のために接地面積が小さく

なり, 沈下量が大きく表われてきてしまう。そしてその値が絶対的には大きくないのだが, 対数目盛であるため大きくはずれてしまったのではなからうか。

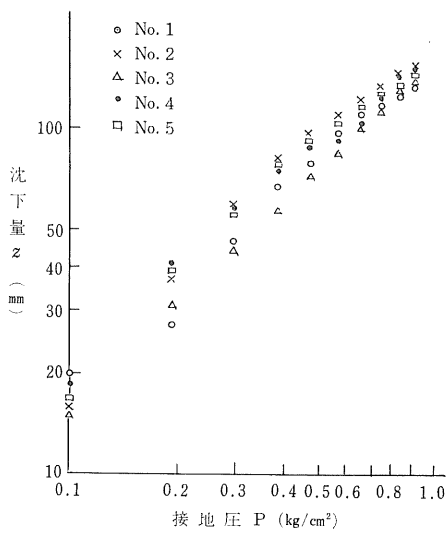
次に両対数グラフから $(\frac{k_c}{b} + k_\phi)$ の値を読みとり第 I-3表に示す。 b の値が3段階と少ないが, k_c, k_ϕ の値を試算してみると, 相似形の3種に対しては k_c, k_ϕ の差が大きく, この式による表現は十分とはいえない。長辺一定の3種では, この2条件では成り立つようである。両条件における $(\frac{k_c}{b} + k_\phi)$ 値の比をそれぞれの矩形板について求めると, No. 1を除いて近い値を示し, 両条件において矩形板形状による沈下量の差は同じように現われているとも考えられる。

第 I-4表 算出された k_c, k_ϕ の値

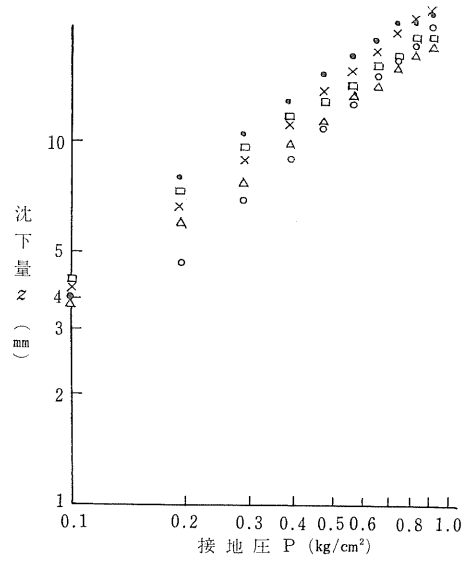
土壤条件	算出対象 矩形板 算出値	1-2	1-3	1-4	1-5	2-3	2-4	2-5	3-4	3-5	4-5
		半乾	k_c の 値	—	4.40	3.53	4.06	1.60	1.66	2.20	1.80
	k_ϕ の 値	—	0.09	0.26	0.18	0.37	0.36	0.25	0.35	0.19	—
半湿	k_c の 値	—	0.80	1.20	1.60	1.00	1.24	1.73	2.00	3.20	—
	k_ϕ の 値	—	0.36	0.28	0.20	0.34	0.27	0.19	0.24	0.12	—

第 I-5表 b (矩形板幅) のかわりに L (矩形板周長) を代入して算出した k_c, k_ϕ の値

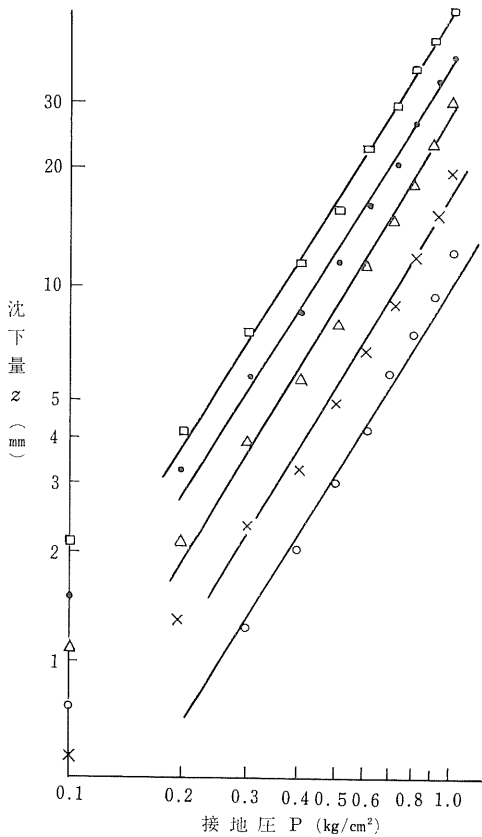
土壤条件	算出対象 矩形板 算出値	1-2	1-3	1-4	1-5	2-3	2-4	2-5	3-4	3-5	4-5
		半乾	k_c の 値	21.0	26.4	25.4	24.3	48.0	33.3	28.3	21.6
	k_ϕ の 値	0.27	0.09	0.12	0.18	-0.27	0.02	0.12	0.17	0.19	0.20
半湿	k_c の 値	-1.50	4.80	8.65	9.60	27.1	2.69	21.5	26.3	19.2	14.4
	k_ϕ の 値	0.57	0.36	0.23	0.20	0.00	0.00	0.11	0.00	0.12	0.16



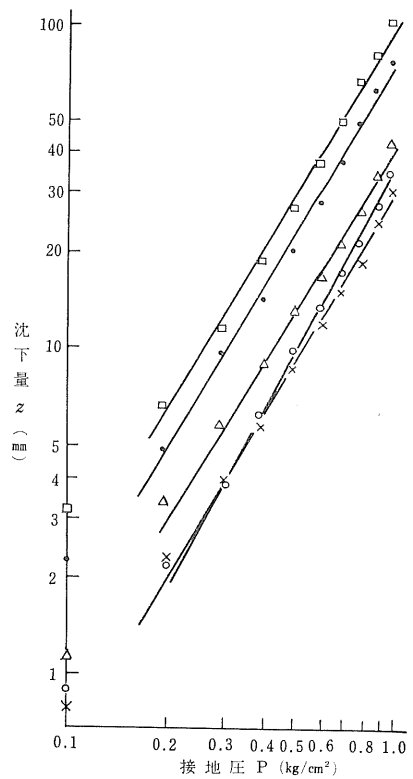
第 I-11 圖 湿状態沈下曲線 (对数尺)



第 I-12 圖 乾燥状態沈下曲線 (对数尺)



第 I-13 圖 半乾状態沈下曲線 (对数尺)



第 I-14 圖 半湿状態沈下曲線 (对数尺)

読みとった $\left(\frac{k_c}{b} + k_\phi\right)$ の値に、それぞれのプレートの幅の値を代入して k_c , k_ϕ の値を算出すれば第 I-4 表のとおりとなる。この表から Bekker の式は、半湿、半乾のような土壌状態で長辺の長さが一定という条件ならば、ある程度成立するものと思われる。しかし長辺の長さも変化する場合には成立しない。すなわち k_c , k_ϕ は土壌だけにより定まるものではなく、矩形板の形状にも支配されるものと思われる。

つぎに長辺の長さも変わる矩形板を考慮して、幅のかわりに周長を用いて $\left(\frac{k_c}{L} + k_\phi\right)$ として k_c , k_ϕ を求めると第 I-5 表のとおりとなり一定の傾向は読みとれない。

4) 結 論

2. 土壌の物理性と牽引性能

1) 目 的

各種土壌状態において、SR-2型土壌抵抗測定器の測定値より直接牽引力を推定することの可能性を検討する。

2) 方 法

人工圃場 Pl.1 (砂壤土), Pl.2 (軽埴壤土), Pl.3 (埴土), Pl.5 (埴壤土) において、土壌条件を湿潤状態から乾燥状態まで日々水分を変えて、SR-2型土壌抵抗測定器の測定値と牽引力とを比較検討した。

牽引負荷は測定台車によって与え、そのときの牽引力、車軸トルク、進行低下率、走行速度、トラクタの沈下量を測定した。

牽引力は抵抗線式張力計 (共和製 LL-1T) を使用し、車軸トルクはトラクタ駆動車輪軸にストレンゲージを貼付し、車軸取付けフランジに防水カバーで被覆したスリップリングを取り付け、ストレンメータに接続し、ビジグラフ (三栄製) によって記録した。

進行低下率はPTO回転数と走行速度とから次式によって算出した。

$$s = \left(1 - \frac{v}{v_0} \cdot \frac{n_0}{n}\right) \times 100$$

s : 進行低下率 (%)

v_0 : 無負荷時のコンクリート上の走行速度 (m/秒)

n_0 : 無負荷でコンクリート上を速度 v_0 で走行したときのPTO回転数 (rpm)

v : 負荷時の走行速度 (m/秒)

n : 負荷時のPTO回転数 (rpm)

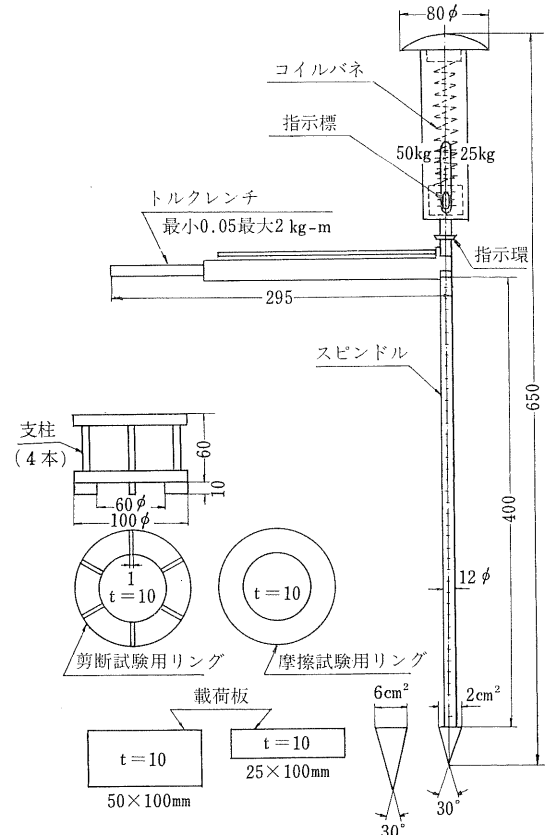
沈下量子知法を考えると、今回行った4段階の土壌条件下での実験からは、明確な結論は得られなかったが、つぎのことはいえよう。

(1) 土の流動性が大きくなる含水状態、あるいは乾燥してパサパサの状態では、沈下量は接地面の形状や大きさによらず、接地圧に支配される。

(2) 半乾・半湿状態では、沈下量が接地部の形状により同一接地圧でも異なってくることもあり、このような条件下で沈下量-接地圧を十分表現できる式はまだない。これについての検討を行ないたいが、今回行ったテストは、2段階しかこの状態の条件が得られなかったため、今後の問題として残されている。

供試したトラクタの主な諸元は次のとおりである。

機種名 : フォードソン・スーパーデキスタ (39.5 PS)



第 I-15 図 SR-2型土壌抵抗測定器

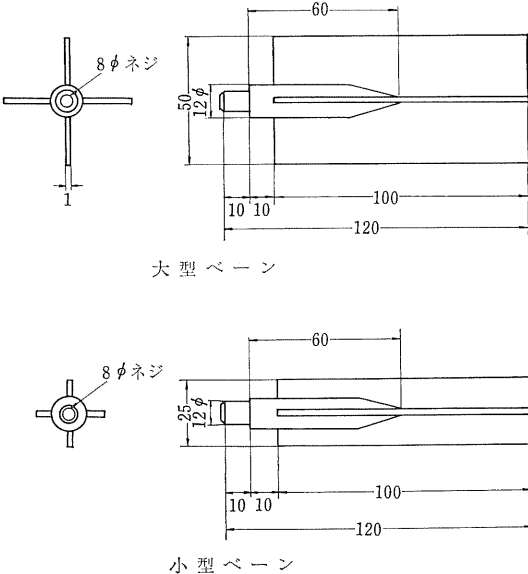
重量：前輪 588kg
 後輪 892kg
 合計 1,480kg

タイヤ：前輪 5.50-16 6プライ
 空気圧 1.4kg/cm²
 後輪 14.9-24 6プライ (ハイラグタイヤ)
 空気圧 0.8kg/cm²
 牽引桿高さ 600mm

土壌条件の測定にはSR-2型土壌抵抗測定器(第I-15図)を使用した。剪断抵抗の測定にはSR-2型に使用しているリング型他にペーン型のものも使用した。リング型は土中の剪断抵抗を測定するとき、表土を剥ぎ取らなければならないが、ペーン型は土壌を乱すことなく、所要の位置、深さで測定できるという長所がある。

今回使用したペーンの形状、寸法は第I-16図のようであり、直径5cm、長さ10cmの大型ペーンと直径2.5cm、長さ10cmの小型ペーンの2種類である。

剪断抵抗の計算法は破壊面がペーンの回転円筒面に沿って生じ、その直径および長さはペーンの寸法と同じものとして、最大回転モーメントを生ずる時の応力分布が円筒面のどの部分においても均一であるものと仮定²⁾し、測定するときには地表面より順次連続的に剪断していくため、円筒の上端面における剪断は無視するものとする、次のような関係式が成立つ。



第I-16図 ペーンの形状

$$M_b = \frac{1}{100} \int_0^{d/2} 2\pi r S r dr = \frac{\pi S d^3}{12} \times 10^{-2}$$

$$M_s = \frac{1}{100} \int_0^{2\pi} S h \left(\frac{d}{2}\right)^2 d\theta = \frac{\pi S h d^2}{2} \times 10^{-2}$$

$$M = M_b + M_s = \frac{\pi d^3 S}{12} \times 10^{-2} + \frac{\pi d^2 h S}{2} \times 10^{-2}$$

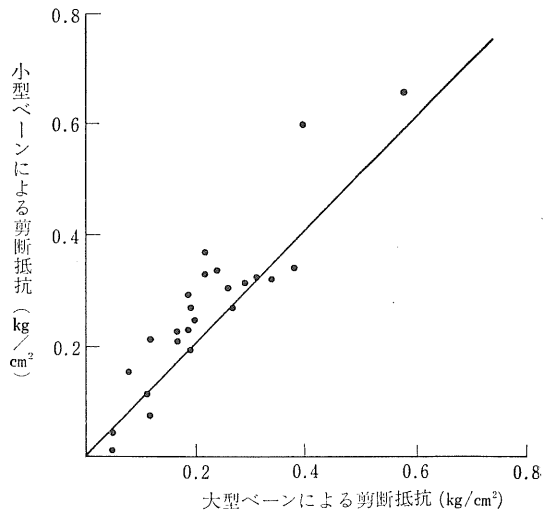
$$= \left(\frac{\pi d^3}{12} + \frac{\pi d^2 h}{2} \right) S \times 10^{-2}$$

$$\therefore S = \frac{100M}{\frac{\pi}{2} d^2 \left(\frac{d}{6} + h \right)} \dots \dots \dots (1)$$

- ここに
- S: 剪断抵抗 (kg/cm²)
 - M_s: 側面における回転モーメント (kg-m)
 - M_b: 底面 " " (")
 - M: 全体の回転モーメント (")
 - d: ペーンの直径 (cm)
 - r: ペーンの半径 (")
 - h: ペーンの長さ (")
- (1)式に大型ペーン、小型ペーンの数値を代入すると
- 大型ペーン S=0.235M
- 小型ペーン S≒M

となる。

大型ペーンと小型ペーンとの測定値を比較したものを第I-17図に示す。



第I-17図 小型ペーンによる剪断抵抗と大型ペーンによる剪断抵抗との関係

3) 結果

試験の結果は第I-6表および第I-18~I-29図に示すとおりである。

第 I-6 表 試 験 結 果

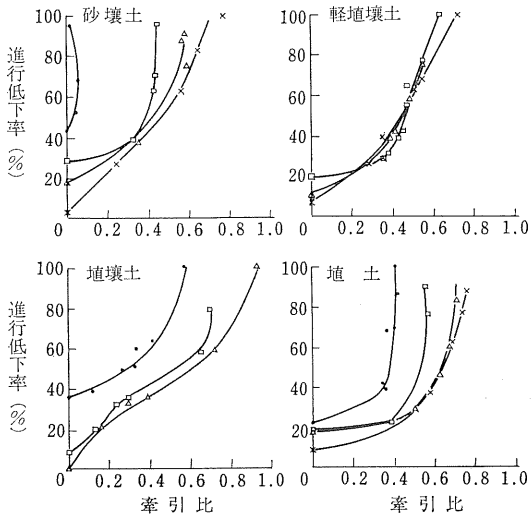
測定項目 土質 No.		片足沈下量 65kg (cm)	含水比 (%)	容積重 (g/cc)	乾密 燥度 (g/cc)	円錐貫入抵抗 (0~20cm)		小型矩形板量 沈下		剪断抵抗 (kg/cm ²)		
						小型 (kg/cm ²)	大型 (kg/cm ²)	30kg (cm)	50kg (cm)	リング型 (荷重25kg)	小型 ベーン	大型 ベーン
砂壤土	A	40.0	28.9	1.93	1.50	1.55	0.68	23.5	29.5	0.29	0.01	0.05
	B	5.0	26.8	1.95	1.53	3.13	2.2	3.9	9.66	0.36	0.21	0.17
	C	1.25	26.3	1.91	1.51	4.59	3.12	0.63	1.75	0.47	0.32	0.29
	D	0.5	24.6	1.85	1.49	6.80	5.07	0.18	0.29	0.55	0.32	0.34
軽埴壤土	A	50.0	79.2	1.51	0.84	1.5	0.72	27.7	31.3	0.29	0.05	0.04
	B	2.0	68.3	1.32	0.79	2.82	2.54	1.58	5.0	0.43	0.11	0.11
	C	1.0	65.6	1.31	0.79	5.26	3.89	0.7	1.75	0.47	0.24	0.19
	D	0.5	63.9	1.21	0.74	6.87	4.64	0.32	1.02	0.50	0.25	0.20
埴壤土	A	16.0	20.0	2.06	1.74	2.75	0.97	16.5	31.0	0.33	0.08	0.12
	B	0.5	20.0	2.10	1.75	3.89	2.22	5.58	9.0	0.39	0.26	0.27
	C	0	20.8	1.85	1.53	14.17	7.62	0	0.04	0.83	1.07	-
埴土	A	10.0	35.5	1.88	1.39	3.05	2.28	7.5	9.5	0.381	0.32	0.31
	B	1.5	33.8	1.92	1.44	4.59	2.76	1.75	3.72	0.63	0.34	0.38
	C	1.0	33.4	1.87	1.36	6.40	5.23	0.17	0.38	0.82	0.66	0.58
	D	0	29.0	1.72	1.33	-	-	-	-	-	-	-

測定項目 土質 No.		凝集力 <i>c</i> (kg/cm ²)	内部摩擦角 ϕ (度)	付着力 <i>a</i> (kg/cm ²)	外部摩擦角 ϕ_0 (度)	変形係数		沈下 指数 <i>n</i>	スリップ50% のときの 後輪沈下量 (cm)	進行低下 率50%の ときの牽 引比
						<i>k_c</i>	<i>k_{\phi}</i>			
砂壤土	A	0.02	27.5	0.01	23.0	0.05	0.005	1.3	26.0	0.05
	B	0.14	23.5	0.02	26.0	0.3	0.38	0.63	17.5	0.41
	C	0.15	34.5	0.01	20.0	0.95	1.36	0.83	10.25	0.46
	D	0.23	34.5	0	20.0	4.50	1.40	0.57	5.5	0.50
軽埴壤土	A	0.01	28.0	0	31.0	0.08	0.06	0.64	-	0
	B	0.06	37.0	0	35.5	0.95	0.41	0.78	16.0	0.45
	C	0.21	27.5	0.06	28.0	2.25	0.70	0.64	13.0	0.45
	D	0.42	32.0	0	30.5	2.50	2.15	0.82	8.0	0.46
埴壤土	A	0.01	31.0	0	21.0	0.04	0.03	1.15	19.5	0.30
	B	0.15	27.5	0.02	20.0	0.53	0.18	0.65	18.0	0.53
	C	0.32	45.0	0.03	20.0	-	-	-	3.0	0.60
埴土	A	0.14	25.5	0.04	18.5	0.38	0.03	0.87	15.0	0.37
	B	0.22	39.0	0.01	18.5	0.35	0.72	0.68	13.0	0.54
	C	0.27	49.0	0.02	18.5	7.70	0.22	0.53	11.5	0.65
	D	-	-	-	-	-	-	-	2.0	0.65

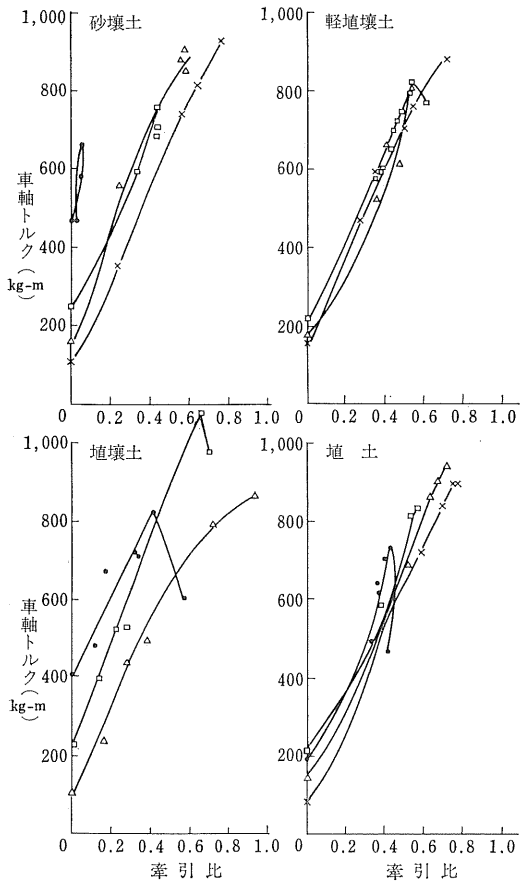
土壌の物理性と牽引力を比較する場合、トラクタの牽引力を1つの数値によって表わすことは困難なので、ここではトラクタの牽引走行時の進行低下率50%を実用限界と仮定して、このときの牽引比によって比較する。以

下単に牽引比と記した場合は進行低下率50%のときの牽引比を表わす。

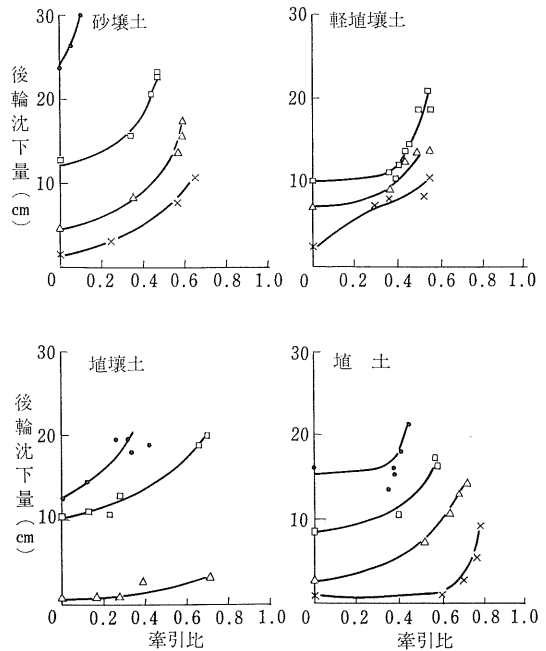
土壌の物理性と牽引比との関係は次のようである。円錐貫入抵抗と牽引比との関係は第 I-23~I-24図のよう



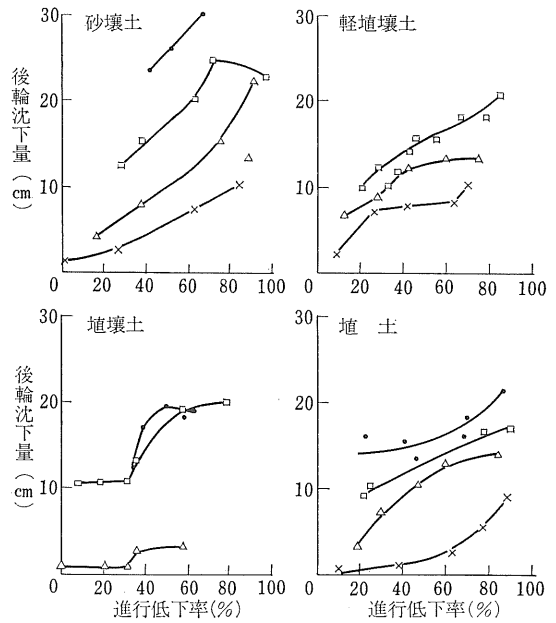
第 I-18 図 進行低下率と牽引比との関係



第 I-19 図 車軸トルクと牽引比との関係

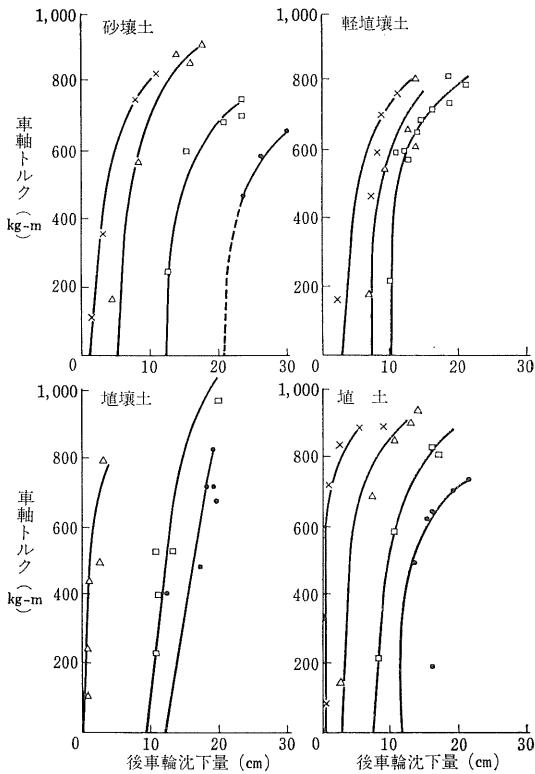


第 I-20 図 後輪沈下量と牽引比との関係

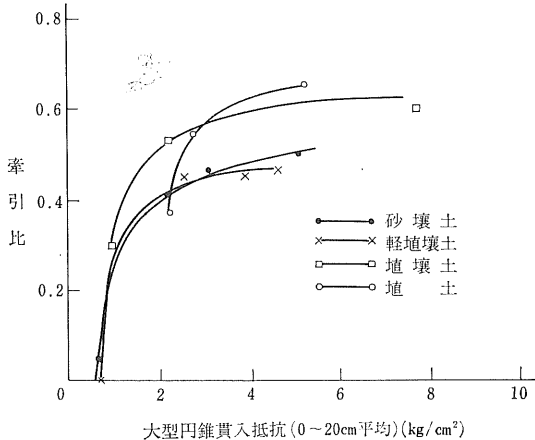


(注) ● A □ B △ C × D

第 I-21 図 後輪沈下量と進行低下率との関係



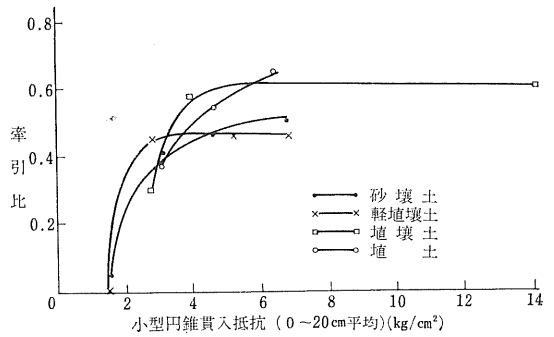
第 I-22図 車輪トルクと後輪沈下量との関係



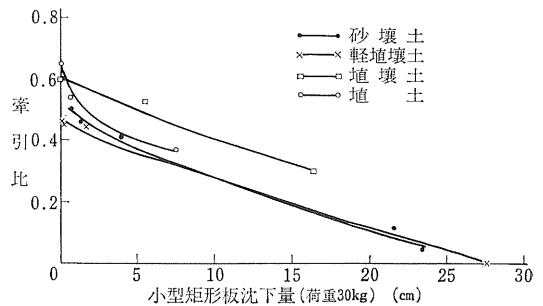
第 I-23図 牽引比と大型円錐貫入抵抗との関係

になり、大型、小型円錐とも同じ傾向を示すが、土壌の種類による影響がある。

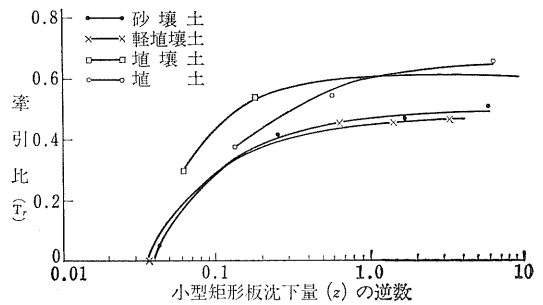
小型矩形板沈下量と牽引比との関係は第 I-25図のようになり、円錐と同様土壌の種類による影響がある。土



第 I-24図 牽引比と小型円錐貫入抵抗との関係

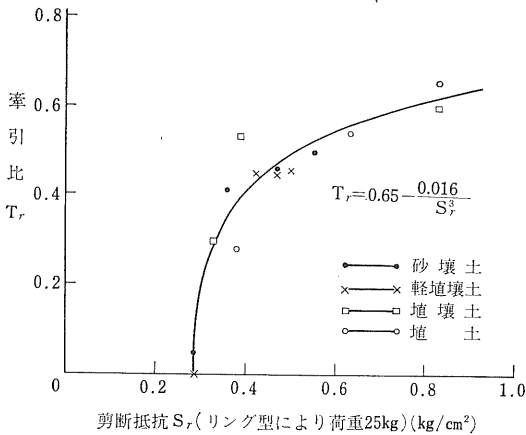


第 I-25図 牽引比と小型矩形板沈下量との関係

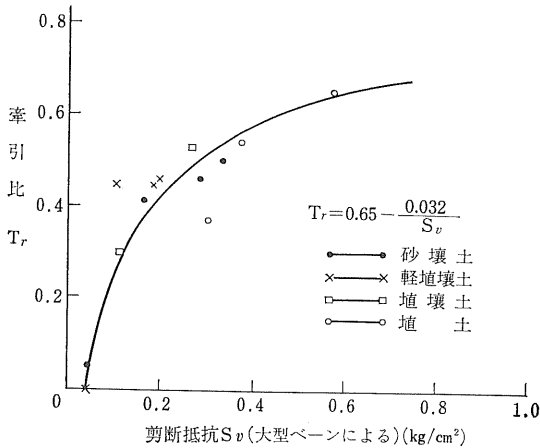


第 I-26図 牽引比と小型矩形板沈下量の逆数との関係

壤の乾燥状態のときには矩形板沈下量の変化に対して牽引比の変化が大きく、沈下量がほとんど0になるとグラフの縦軸上に来てしまうため、乾燥状態での変化がわかりにくい。そこで矩形板沈下量(z)の逆数($1/z$)で表わしたのが第 I-26図である。しかし $z=0$ では $1/z$ が無限大になり、また沈下量が0においても牽引比が変化することも考えられるので好ましい表現とはいえない。また測定値 z が小さくなるにしたがって測定値の相対誤差が大きくなるが、土壌が湿潤なときには曲線がねてくるため、測定誤差による影響が小さくなる。したがって矩形板沈下量による方法は土壌が湿潤な場合に適しているといえよう。



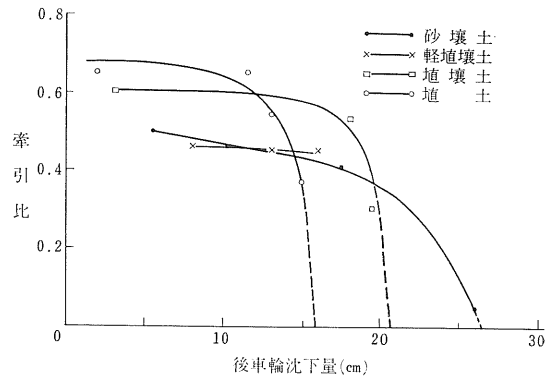
第 I-27図 牽引比と剪断抵抗



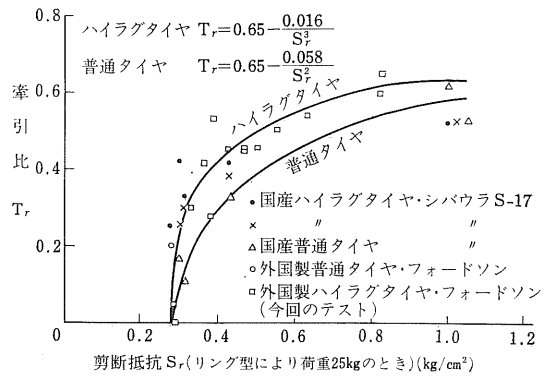
第 I-28図 牽引比と剪断抵抗との関係

剪断抵抗と牽引比との関係は第 I-27～I-28図のようになり、各土壌間の差はほとんどない。

第 I-29図は後輪沈下量と牽引比との関係である。土壌が固いときには粘質土の方が同一沈下量に対して牽引比が大きいが、土壌が軟弱な場合には同一牽引比に対して沈下量が少ない。これは柔軟な場合に、粘質土は砂質土に比べ粘りが強いので走行抵抗が大きくなるのと、土壌が滑りやすいので、沈下量が少なくてもスリップが増すために牽引比が小さくなるのではないと思われる。したがって走行不能になる車輪の沈下量においても、土質による差が生じると思われ、車輪沈下量のみで走行性



第 I-29図 牽引比と後車輪沈下量との関係



第 I-30図 各種タイヤの牽引比と剪断抵抗との関係

を判断することは好ましくないとと思われる。

4) 考察

試験の結果より剪断抵抗値から牽引比を推定することができると思われる。とくにリング型による方が優れている。

過去の試験データより牽引比と剪断抵抗との関係を示すと第 I-30図のようになる。この図によれば自走不能になる剪断抵抗の値はハイラグタイヤでも普通タイヤでも同じであり、剪断抵抗が増加するとラグの高さが牽引比に影響して、ハイラグタイヤの方が大きい牽引比を発生する。しかし剪断抵抗が1.0kg/cm²付近以上では、ハイラグタイヤと一般タイヤとの差はほとんどなくなってくる傾向がある。したがってハイラグタイヤは極軟弱地の走行を可能にすることよりも、中程度に湿った土壌での牽引力を増大する効果が大きいものと思われる。

3. 土壌の物理性とプラウの比抵抗

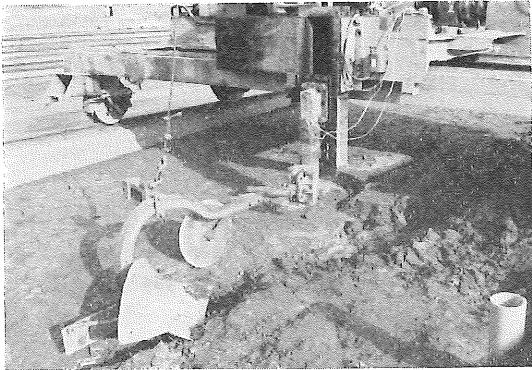
1) 目的

各種土壌における土壌の物理性とプラウの牽引抵抗との関連を把握する。

2) 方法

人工圃場のPl.1(砂壤土), Pl.2(軽埴壤土), Pl.4(埴土), Pl.6(埴壤土)において, 土壌条件を湿潤状態から乾燥状態までかえて, 土壌の物理性とプラウの牽引抵抗との関係を比較検討する。

牽引抵抗の測定はプラウを装着した測定用台車の作業機取付けビームにストレンゲージを貼付し, ストレンメータ, ビジグラフによって記録した(第I-31図)。



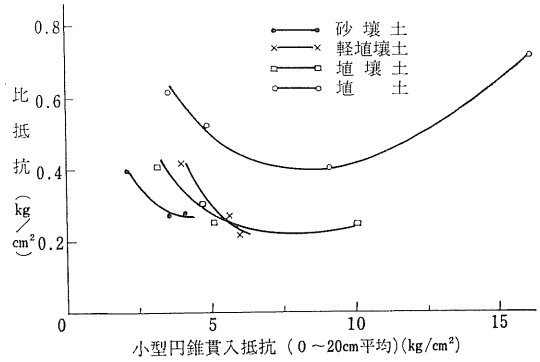
第I-31図 プラウ試験装置

供試したプラウはボトムプラウ16"×1連であって, 実験条件として牽引速度1.5m/秒, 耕深20cm, 耕幅40cmを基準とした。

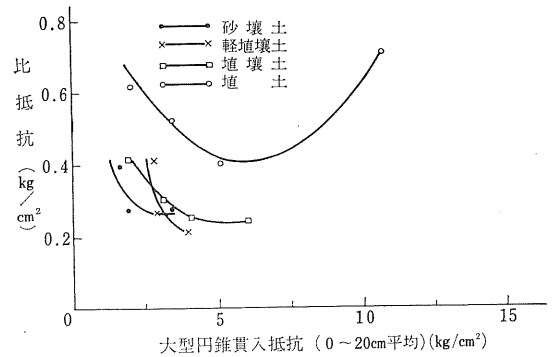
供試圃場の粒度分布およびコンシステンシーは第I-7

第I-7表 供試圃場の土壌の性質

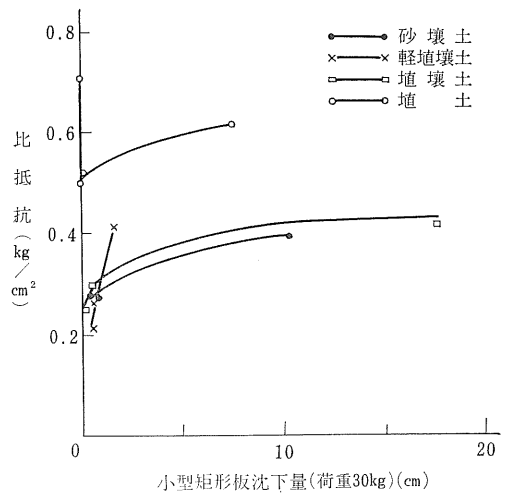
		圃場番号					
		Pl.1	Pl.2	Pl.3	Pl.4	Pl.5	Pl.6
粒度分布	粗砂	2.00~0.25	12.0	14.0	3.0	2.0	
	細砂	0.25~0.05	43.0	44.0	7.0	60.0	
	シルト	0.05~0.005	37.5	37.0	58.0	25.5	
	粘土	0.005以下	7.5	5.0	32.0	12.5	
コンシステンシー	液性限界	26.0	61.8	48.0	44.5	25.5	24.0
	塑性限界	24.6	52.0	29.9	22.2	21.0	18.6
	塑性指数	1.4	9.8	18.1	22.3	4.5	5.4
	流動指数	14.5	4.2	26.5	23.5	3.0	3.0



第I-32図 比抵抗と小型円錐貫入抵抗との関係



第I-33図 比抵抗と大型円錐貫入抵抗との関係



第I-34図 比抵抗と小型矩形板沈下量との関係

第 I-8表 試 験 結 果

項目 土質	片足沈下量 65kg (cm)	含水量 (%)	容積重 (g/cc)	乾燥密度 (g/cc)	円錐貫入抵抗 (0~20cm)		小型矩形板 沈下量		剪 断 抵 抗			凝集力 c (kg/cm ²)	内部摩 擦角 φ (度)
					小 型 (kg/cm ²)	大 型 (kg/cm ²)	30kg (cm)	50kg (cm)	リング型 荷重25kg (kg/cm ²)	小 型 ペーン (kg/cm ²)	大 型 ペーン (kg/cm ²)		
砂 壤 土	12.0	27.7	1.89	1.47	2.22	1.70	10.3	16.0	0.33	0.16	0.08	0.02	31.5
	0.5	26.2	1.92	1.52	3.65	1.95	0.9	3.0	0.47	0.27	0.19	0.26	25.0
	0.2	26.1	1.87	1.48	4.07	3.45	0.3	1.5	0.57	0.33	0.24	0.27	30.5
軽 埴 壤 土	2.0	71.3	1.43	0.84	3.97	2.76	1.6	4.0	0.34	0.21	0.12	0.08	29.0
	0.5	66.2	1.36	0.82	5.76	2.99	0.8	2.0	0.43	0.22	0.18	0.11	33.5
	0.2	64.5	1.25	0.76	5.93	3.98	0.7	1.7	0.45	0.31	0.26	0.15	30.0
埴 壤 土	10.0	22.8	2.07	1.69	3.20	1.95	17.8	27.0	0.31	0.19	0.18	0.05	30.25
	1.4	20.4	2.05	1.70	4.79	3.20	0.5	1.3	0.68	0.28	0.20	0.28	46.0
	0.5	21.3	2.04	1.68	5.07	4.10	0.3	0.8	0.79	0.31	0.29	0.27	40.5
	0	20.5	1.96	1.56	10.08	6.06	0	0	1.18	0.86	-	0.49	51.0
埴 土	2.0	37.2	1.91	1.39	3.60	2.02	7.7	11.7	0.37	0.32	0.22	0.01	33.5
	0.3	33.1	1.89	1.42	4.86	3.46	0.2	0.9	0.97	0.30	0.26	0.45	45.5
	0	32.1	1.87	1.41	9.16	5.06	0	0	1.20	0.59	0.40	0.68	59.0
	0	25.4	1.59	1.27	16.06	10.75	0	0	1.4	-	-	0.73	48.5

項目 土質	付着力 a (kg/cm ²)	外部摩 擦角 φ ₀ (度)	変 形 係 数		沈 指 下 数 n	耕 深 (cm)	耕 幅 (cm)	断面積 (cm ²)	牽 引 抵 抗 (kg)	比抵抗 (kg/cm ²)	走 行 度 (m/sec)	牽引馬力 (PS)
			k _c	k _φ								
砂 壤 土	0.015	18.0	0.035	0.036	1.34	18.7	39.0	730.0	286.0	0.392	1.43	5.45
	0.015	25.0	1.0	0.85	0.69	20.0	42.1	842.0	230.0	0.273	1.59	4.90
	0.03	22.5	4.0	0.85	0.74	21.1	43.5	918.0	252.0	0.275	1.59	5.34
軽 埴 壤 土	0.035	29.5	1.0	0.4	0.68	21.8	40.4	879.0	362.0	0.412	1.43	6.90
	0.035	34.5	1.0	0.95	0.63	21.5	37.3	798.0	214.0	0.268	1.59	4.54
	0.065	30.5	1.25	1.0	0.64	20.9	41.0	857.0	185.0	0.216	1.59	3.92
埴 壤 土	0	16.5	-	-	1.17	20.7	39.9	826.0	340.0	0.412	1.27	5.76
	0.02	25.0	3.05	0.73	0.78	20.4	44.0	898.0	271.0	0.302	1.43	5.17
	0.02	27.5	5.5	2.1	1.50	20.9	42.4	886.0	224.0	0.254	1.43	4.27
	0.04	24.0	-	-	-	20.4	43.0	875.0	212.0	0.242	1.59	4.50
埴 土	0	17.0	0.085	0.039	1.36	19.8	39.4	780.0	480.0	0.615	1.43	6.87
	0.02	29.5	4.25	1.15	0.72	20.3	39.7	804.0	417.0	0.519	1.59	8.84
	0.025	30.5	-	-	-	16.5	41.1	677.0	272.0	0.399	1.43	5.22
	0	20.0	-	-	-	21.0	30.8	646.0	455.0	0.705	1.59	9.65

表のとおりである。

3) 結果と考察

結果は第 I-8~I-9表、および第 I-32~I-39図のとおりである。

牽引抵抗は耕深、耕幅を各試験とも基準値に保つことができず、ばらつきがあるため、比抵抗によって比較検

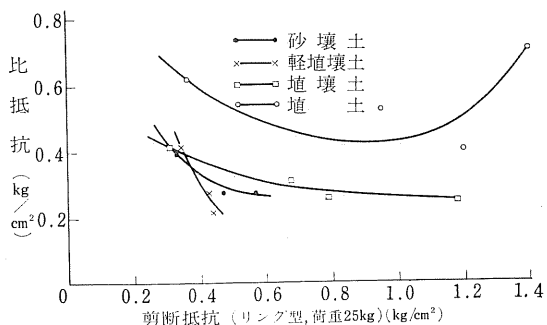
討する。

円錐貫入抵抗と比抵抗との関係は第 I-32~I-33図のとおりである。大型、小型の円錐とも同じような傾向で、下に凸の曲線を示し、かつ土壌の種類による影響がある。

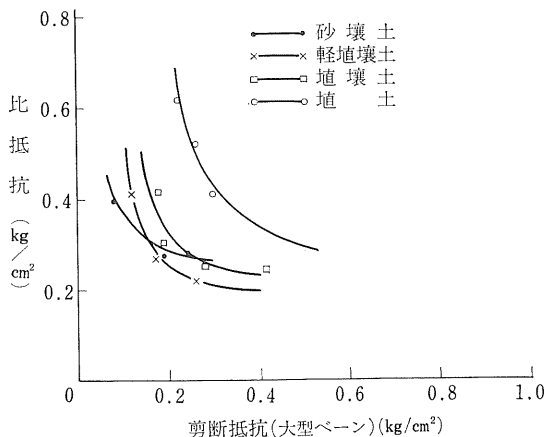
矩形板沈下量と比抵抗との関係は第 I-34図のとおり

第 I-9表 試 験 結 果

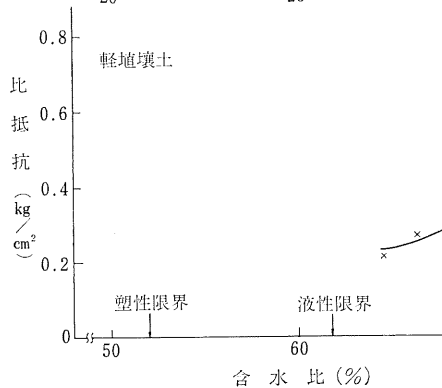
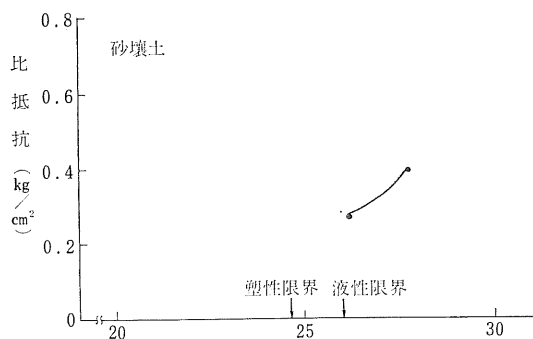
土 質	比 抵 抗 (F) (kg/cm^2)	塑性指数 (I_p) (%)	コンステンシ -指数 (I_c) (%)	粘土含有率 C (%)	0.005 mm 以上の土 粒子による比抵抗 $F_1 = F \left(1 - \frac{C}{100} \right)$ (kg/cm^2)	塑性指数より求め た 0.005 mm 以上の 土粒子による比抵抗 F_2 (kg/cm^2)
砂 壤 土	0.392	1.4	-1.21	7.5	0.363	0.368
	0.273		-0.14		0.253	0.256
	0.275		-0.07		0.254	0.258
軽 埴 壤 土	0.412	9.8	-0.97	5.0	0.391	0.338
	0.268		-0.45		0.265	0.220
	0.216		-0.03		0.205	0.197
埴 壤 土	0.412	5.4	0.22	12.5	0.360	0.362
	0.302		0.67		0.267	0.266
	0.254		0.50		0.222	0.224
	0.242		0.74		0.212	0.217
埴 土	0.615	22.3	0.33	32.0	0.418	0.417
	0.519		0.51		0.353	0.352
	0.399		0.56		0.271	0.271
	0.705		0.86		0.479	0.479



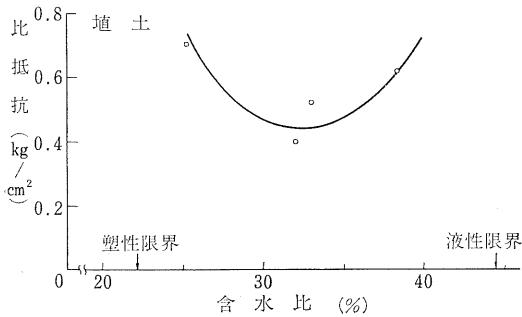
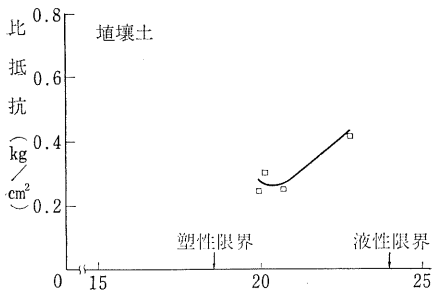
第 I-35図 比抵抗と剪断抵抗(リング型)との関係



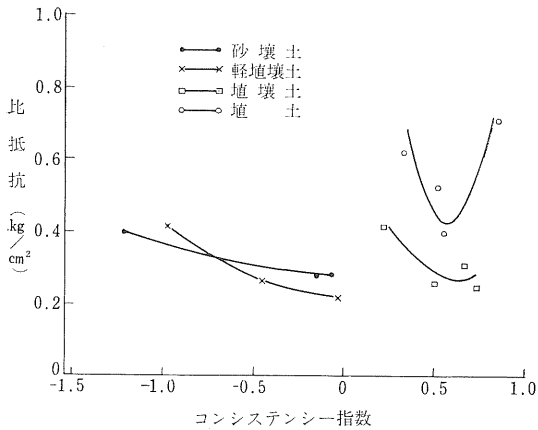
第 I-36図 比抵抗と剪断抵抗(大型ペーン)との関係



第 I-37図 比抵抗と含水比との関係



第 I-38 図 比抵抗と含水比との関係



第 I-39 図 比抵抗とコンシステンシー指数との関係

である。土壤の含水比が塑性限界に近づくと矩形板沈下量 α も 0 に近づいたため、比抵抗との関係がわかりにくい。

剪断抵抗と比抵抗との関係は第 I-35 ~ I-36 図のようになり、円錐と同じような傾向を示し、土壤の種類による影響がある。

含水比と比抵抗との関係は第 I-37 ~ I-38 図に示すが、砂壤土、軽埴壤土においては、液性限界を越えると比抵抗が増加している。また埴土、埴壤土においては塑性限界と液性限界とのほぼ中間のころから比抵抗が増加

している。埴土においては土壤状態が塑性限界に近づくと比抵抗が増加しているが、これは Nichols⁹⁾ の牽引抵抗は塑性限界のわずかに上で極大値に達するという事と一致している。他の土壤については試験した含水比が高かったためこの傾向は現われなかったが、乾燥がさらに進むと同様の傾向を示すのではないと思われる。

コンシステンシー指数と比抵抗との関係は第 I-39 図に示すとおりである。

コンシステンシー指数は次式で表わされる。

$$I_e = \frac{w_l - w}{w_l - w_p} = \frac{w_l - w}{I_p}$$

ただし、 I_e : コンシステンシー指数

w_l : 液性限界 %

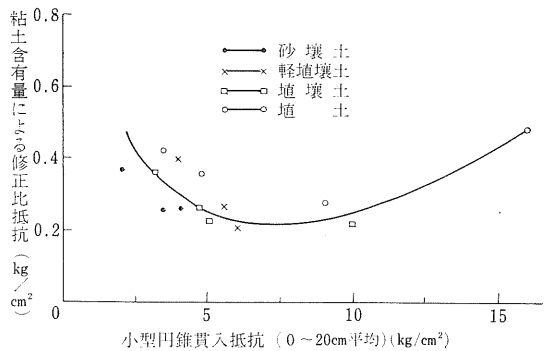
w_p : 塑性限界 %

I_p : 塑性指数 %

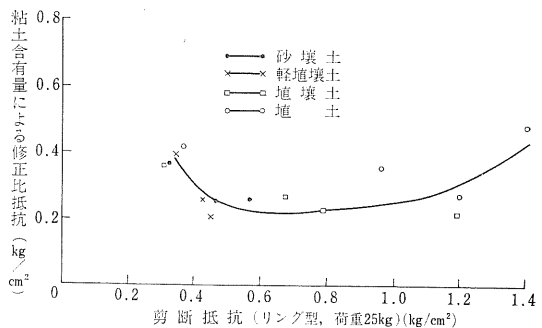
w : 自然状態の含水比 %

したがって $I_e = 0$ のときは自然状態の含水比が液性限界であることを示し、 $I_e = 1$ のときは塑性限界を示す。

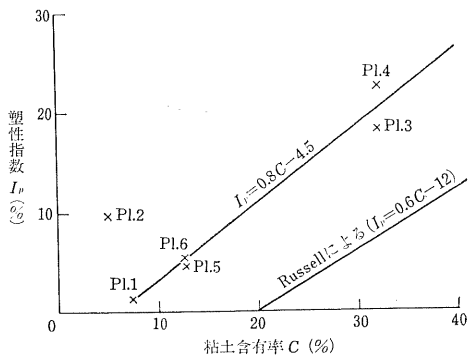
第 I-39 図の埴土においては I_e が 0.5 付近で極小値をもつ下に凸な曲線を示しているが、他の土壤においても



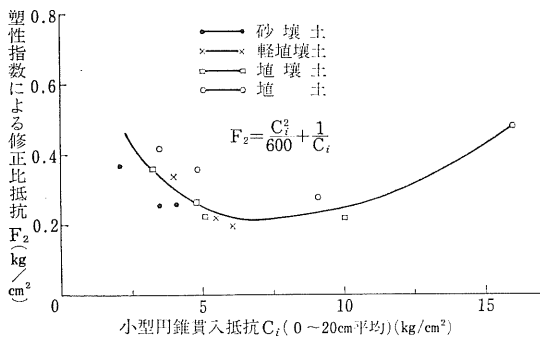
第 I-40 図 粘土含有量による修正比抵抗と小型円錐貫入抵抗との関係



第 I-41 図 粘土含有量による修正比抵抗と剪断抵抗との関係



第 I-42 図 塑性指数と粘土含有率との関係



第 I-43 図 塑性指数による修正比抵抗と小型円錐貫入抵抗との関係

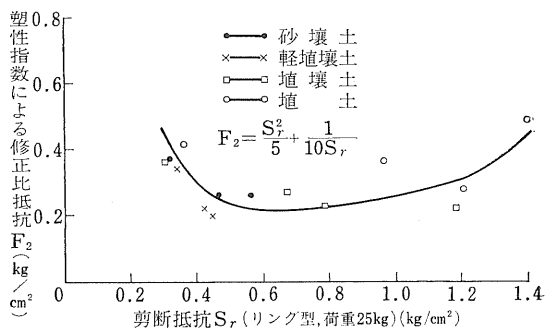
同様な曲線を示すのではないと思われる。

第 I-32~I-36 図において土壤の種類による影響があるが、これを第 I-5 表の粒度分布と比較してみると、粘土の含有量の多いものほど、同一の測定値に対して大きい比抵抗を示している。これは土壤の粘りによるものではないかと思われる。この粘りを表わすものに粘着点⁴⁾あるいはネバツキ限界⁵⁾と呼ばれるものがあり、ネバツキの程度はコロイドの量によって異なるが、凝集力および付着力の水膜理論から考えると粘土含有量と置換えて考えることができる。そこで粘土以下の粒径(0.005 mm 以下)の土粒子によって各土壤間の比抵抗の差が生じるものと考えて、比抵抗に粒径 0.005 mm 以上の土粒子の含有率を乗じて、0.005 mm 以上の土粒子による比抵抗を計算してみると第 I-7 表(既出)および第 I-40~I-41 図のようになり、ほぼ同一曲線を示している。

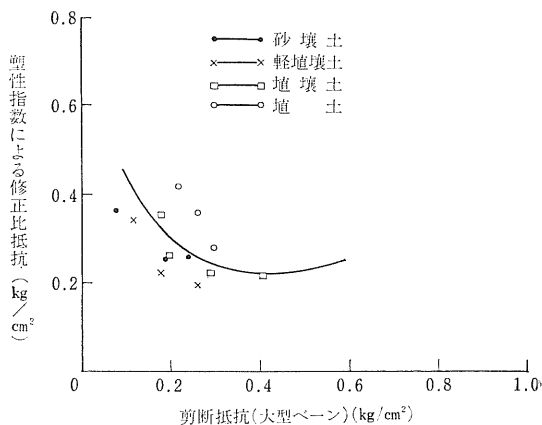
Russell によれば粒径 5 μ の粘土含有量と塑性指数とは次式の関係がある⁶⁾。

$$I_p(\text{塑性指数}) = 0.6C(\text{粘土量}) - 12$$

しかし第 I-5 表の値によると両者の関係は第 I-42 図のようになり一致しないが、これは粘土の定義の違いに



第 I-44 図 塑性指数による修正比抵抗と剪断抵抗との関係(リング型)



第 I-45 図 塑性指数による修正比抵抗と剪断抵抗との関係(大型ベーン)

よるものであろう。また図中の Pl. 2 は軽埴壤土であるので、やや特異な性質を示すのではないかと思われる。しかし他の土壤においてはほぼ次式の関係がある。

$$I_p = 0.8C - 4.5 \dots\dots\dots(1)$$

ここに I_p : 塑性指数 %

C : 粘土含有率 %

したがって粘土含有率を塑性指数でおきかえると

$$F_2 = \frac{F}{100} \left(100 - \frac{I_p + 4.5}{0.8} \right) \dots\dots\dots(2)$$

または

$$F = \frac{100F_2}{\left(100 - \frac{I_p + 4.5}{0.8} \right)} = \frac{80F_2}{75.5 - I_p} \dots\dots\dots(3)$$

ここに F_2 : 塑性指数により修正した比抵抗 (kg/cm²)

F : 比抵抗 (kg/cm²)

I_p : 塑性指数 (%)

で表わされ、第 I-7 表(既出)および第 I-43~I-45 図

のようになる。

以上の結果を総括して比抵抗の推定を試みると次のようになる。耕耘すべき圃場の剪断抵抗（リング型、ベーン型）小型円錐貫入抵抗のいずれかを測定し、その値によって第 I-43～I-45 図から、塑性指数による修正比抵抗 F_2 値を求める。この F_2 値と塑性指数 I_p とから(3)式

によって比抵抗 F が得られる。

しかしこの方法では塑性指数が前もってわかっていない圃場で即座に求めることはできない。したがって圃場で簡便な方法によって塑性指数を求める測定器の開発が必要と思われる。

4. 土壌の物理性とロータリ耕負荷

1) 目的

各種土壌状態において、SR-2型土壌抵抗測定器の測定値より、直接ロータリ作業時の負荷を推定することの可能性を見出す。

2) 方法

トラクタにロータリを装着し、土壌の種類および含水量を変えて耕耘作業を行ない、その際のトルク、進行低下率等を測定した。

土壌は軽埴壤土、埴壤土、埴土の3種類とし、それぞれ含水量を調節して、半乾、湿、湛水の3つの状態にして試験した。以上は人工圃場において行なったが、参考のために実際の圃場でも試験した。湿および湛水の時には、タイヤの代わりに水田車輪を取り付けた。また湛水の場合には代かき作業を行なった。トラクタの走行速度

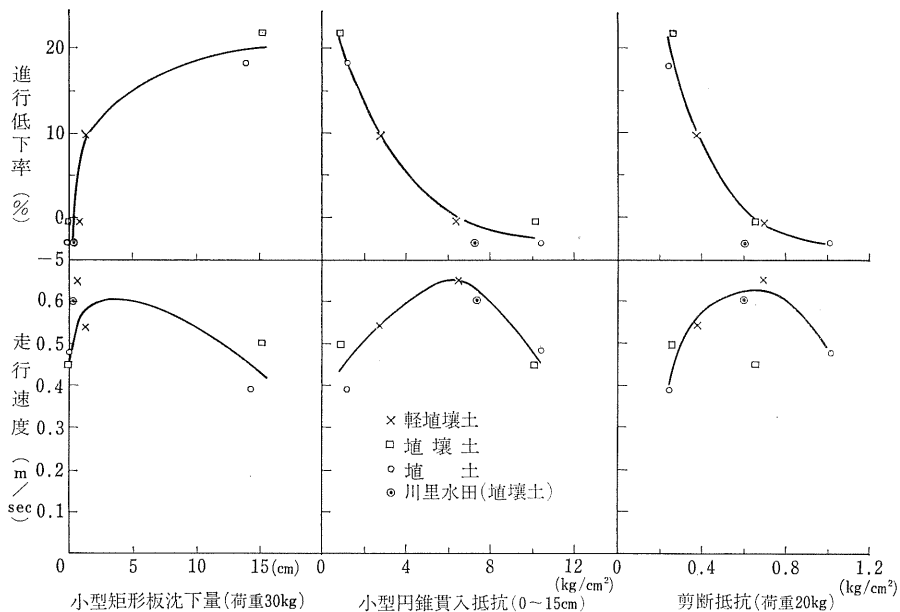
は1速で、ロータリの回転速度は、PTOが540 rpmのときに176 rpmとなるようにセットし、耕耘ピッチは約17 cmにした。耕深は15 cmを目標とし、加速レバーは全開にして作業を行なった。

供試トラクタはフォードソン・スーパー・デキスタ(39.5PS)で、これにハワード・ロータベータE型(耕耘幅1,280 mm)を装着した。

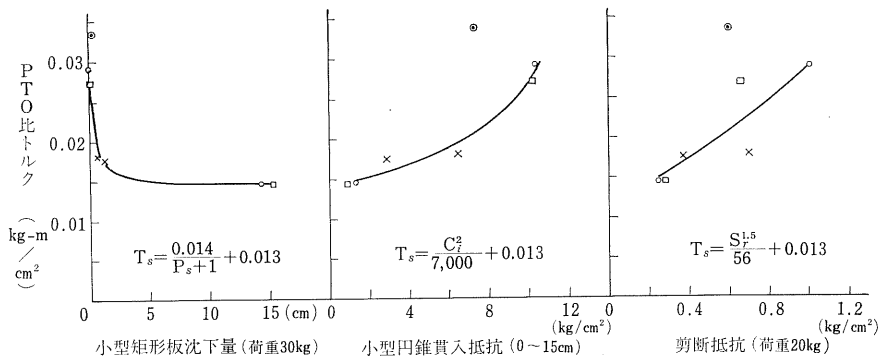
試験時の条件は後述の III-1 の場合とまったく同じである。

3) 結果

土壌条件すなわちSR-2型土壌抵抗測定器による小型矩形板沈下量(垂直荷重30 kg時)、小型円錐貫入抵抗(深さ0～15 cm間の平均値)および剪断抵抗(垂直荷重20 kg時)と、ロータリ作業時における進行低下率、走行速度



第 I-46 図 土壌常数とロータリ耕耘時の性能 (a)



第 I-47 図 土壌常数とロータリ耕耘時の性能(b)

および PTO 軸比トルク (すなわち耕耘断面積当りトルク) との関係を示す。

まず土壌の各常数とロータリ作業時進行低下率との関係を見ると、小型矩形板沈下量と進行低下率とは放物線関係があり、小型円錐貫入抵抗および剪断抵抗と進行低下率とはいずれも双曲線関係にあり、土が柔軟なほど進行低下率は増加する。

つぎに土壌の各常数とロータリ作業時走行速度とは、いずれも中間に極大値を有する曲線となる。すなわち土壌が固いときはロータリ耕耘部の負荷が大きいため、機関速度が低下し、その結果走行速度が低下するが、土が柔軟すぎると進行低下率が增加するばかりでなく、沈下にとまらぬ走行抵抗の増加による機関速度の低下により

走行速度は低下する。

また PTO 比トルクは第 I-47 図に示すように土壌が固いほど大きくなる傾向が認められるが、実際の水田(川里)の場合は人工圃場における測定値群よりやや大きい値を示した。

以上の結果からロータリ耕耘作業時の性能を土壌常数から推定することは可能であると考えられる。

4) 結論

ロータリ耕耘作業時の進行低下率、走行速度、PTO トルク等を、矩形板沈下量、円錐貫入抵抗、剪断抵抗等により推定することが可能と思われるが、矩形板沈下量による方法は土が固い場合は不適當である。

5. 総括

トラクタの性能を云々するためには、その前段階としてベースとなる土の状態を的確に表示することが必要である。そこでトラクタの性能と密接な関連をもつ土の物理的性質を把握するために、土の各常数と沈下量、牽引力、ブラウ抵抗、ロータリ耕負荷との関連を実験的に求めた。

まず矩形板沈下試験の結果、走行部の沈下は n , k_0 , k_0 等で必ずしも表わすことができず、その解明にはさらに多くのデータの積重ねが必要であることが認められた。

つぎにトラクタの牽引力は剪断抵抗と一義的な関連があり、またブラウの抵抗は剪断抵抗あるいは円錐貫入抵

抗に塑性指数を加味したものと関連があること、およびロータリ耕耘時の進行低下率とトルクは、矩形板沈下量、円錐貫入抵抗、または剪断抵抗と関連があることが認められた。したがってこれらに共通なものとして、剪断抵抗で土壌条件を表示するのが最も適當であると思われる。しかし剪断抵抗の測定はやや面倒なので、精度は低下するが次善の策として円錐貫入抵抗を用いてもよいといえよう。

以上の結果に基づき、次章の試験においては、円錐貫入抵抗、矩形板沈下量、および剪断抵抗により土壌条件を表示するようにした。

II

走行装置に関する研究

トラクタの走行装置に関しては「乗用トラクタの走行・牽引および耕耘性能——研究所報告——」¹⁾において、水田車輪、ガードル、4輪駆動、セミクローラ、クローラ等について、その性能を調査した。

本章においては、その後市販されあるいはわれわれが試作した走行装置について、性能試験を行なった結果について報告する。

1. 接地部の形状が牽引性能に及ぼす影響

1) 試験の目的

接地部の形状が牽引性能に及ぼす影響を調べ、走行性向上のための基礎資料とする。

2) 試験方法

ラグの高さ、幅、厚さ、枚数を異にする9種の車輪を模型トラクタに装着し、室内土槽(長7.8×幅1.3×深0.7m、2列)において実験を行なった(第II-1図)。

模型トラクタの諸元は、次の通りである。

全長：550mm 全幅：500mm 全高：250mm

重量：28kg 計算速度：0.26m/s

原動機：0.25kW 单相誘導電動機

供試車輪は軟鋼製で、その寸法は第II-1表の通りである。供試土壌は埴壤土であって、次の4種の水分状態について試験を行なった。

湿：湛水してこねかえしたのち排水し、1日放置した

状態。やや湛水。

半湿：同上の処理後2日目、湿って軟かい。

半乾：同上の処理後8日目、湿っているが固い。

乾：かなり乾燥した土を耕起・碎土・均平して2日目、乾燥状態でバサバサしている。

各土壌状態における物理的常数を第II-2～II-5図および第II-2表に示す。

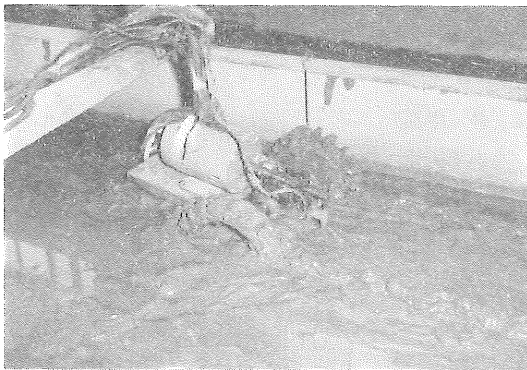
牽引負荷は滑車を通じて重錘により与えた。

牽引力、車軸トルク、車輪回転数の測定にはストレンゲージを使用し、ストレンメータ(新興製DS6-MT)を通じて直視式電磁オシログラフ(三栄製ビジグラフ)で記録した。進行低下率および走行速度の測定はピン、巻尺および秒時計により行なった。また車輪沈下量はラグ先端の沈下深さを測定し次式¹⁾により修正を行なった。

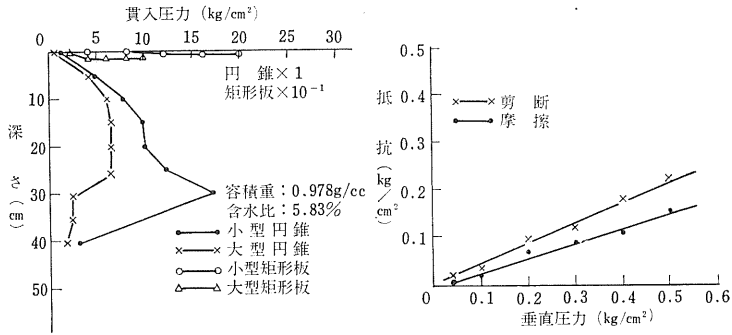
第II-1表 供試車輪の諸元

(単位：mm)

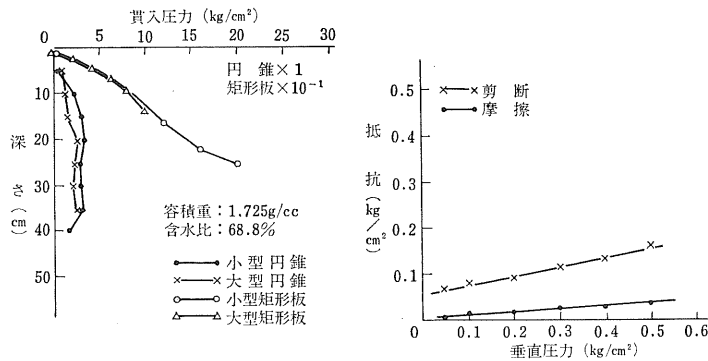
車輪番号	リム径	車輪幅	ラグ枚数	ラグ厚さ	ラグ高さ	備考
1	200	50	16	2	20	標準車輪
2	200	50	16	2	10	ラグ高さ小
3	200	50	16	2	30	ラグ高さ大
4	200	30	16	2	20	車輪幅小
5	200	70	16	2	20	車輪幅大
6	200	50	16	10	20	ラグ厚さ中
7	200	50	16	20	20	ラグ厚さ大
8	200	50	14	2	20	ラグ枚数少
9	200	50	18	2	20	ラグ枚数多



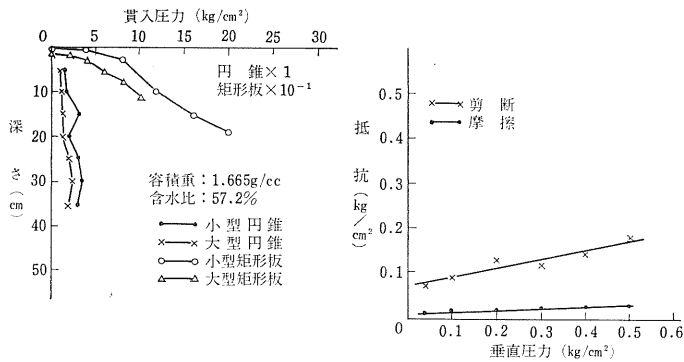
第II-1図 模型トラクタによる車輪試験状況



第II-2図 土 壤 条 件 (乾)



第II-3図 土 壤 条 件 (湿)



第II-4図 土 壤 条 件 (半湿)

$$s = s_1 - h \left\{ \left(1 - \frac{\theta}{p} \right) \left(1 - \frac{\sigma}{100} \right) \right\}$$

ここに s : 平均沈下量 (cm)

s_1 : ラグ先端部沈下量 (cm)

h : ラグ高さ (cm)

θ : ラグ厚さ (cm)

p : ラグピッチ (cm)

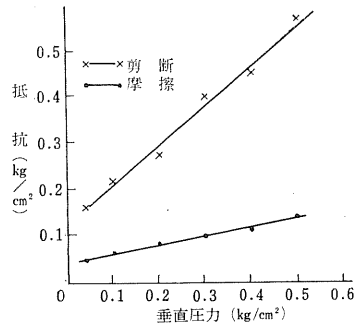
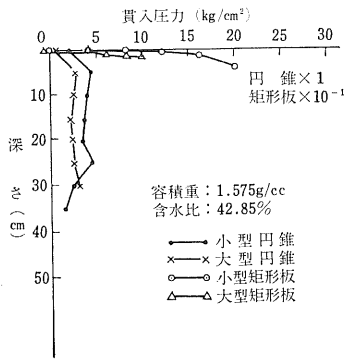
σ : 進行低下率 (%)

なお牽引比 (牽引力と機体総重量との比) および牽引効率 (牽引馬力と車軸馬力との比率) は、比較の便宜上、進行低下率 0~40% の範囲内の平均牽引力から算出した。

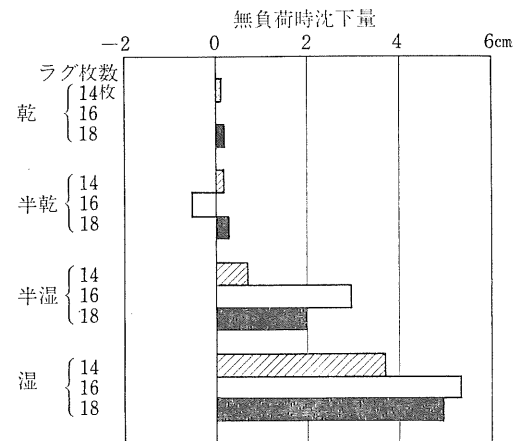
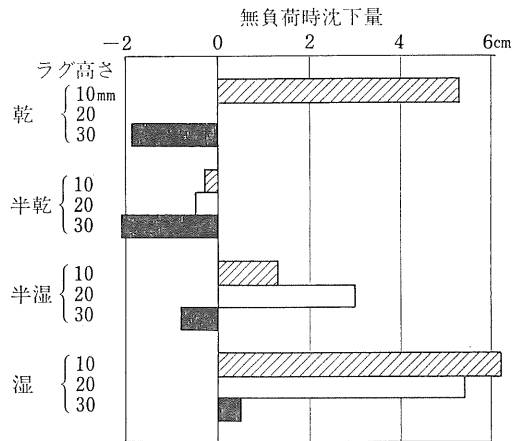
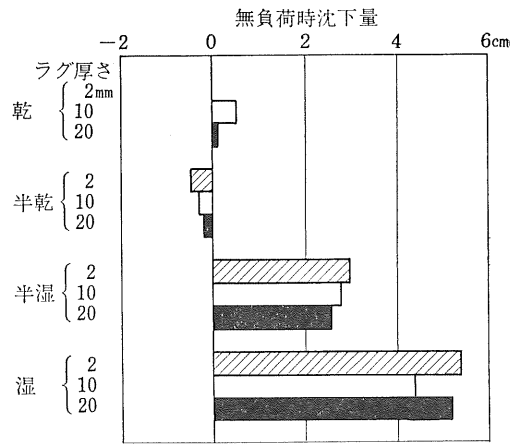
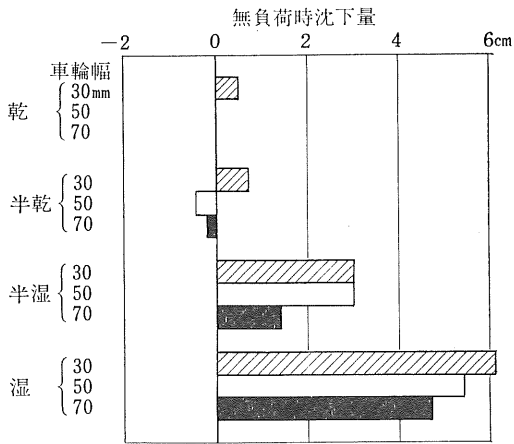
3) 試験結果

(1) ラグの影響

ラグ諸元を異にする 9 種の車輪の、4 種の土壌条件における無負荷時車輪沈下量、無負荷時進行低下率、平均



第II-5図 土 壌 条 件 (半乾)



第II-6図 各車輪の無負荷時沈下量 (1)

第II-6図 各車輪の無負荷時沈下量 (2)

牽引比, 平均牽引効率を第II-3表および第II-6~II-9図に示す。

これらの図から次の結論が得られる。

(i) 無負荷時車輪沈下量 (第II-6図)

a 車輪幅の影響

一般に車輪幅の広い方が沈下量が少ない。

b ラグ高さの影響

ラグの高いほど沈下量が少ない。

第II-2表 土 壤 条 件

項 目 \ 土 壤	乾	半乾	半湿	湿
含 水 比 (%)	5.8	42.8	57.2	68.8
容 積 重 (g/cc)	0.98	1.58	1.66	1.72
小型矩形板沈下量 (荷重 30kg) (cm)	0.4	0.7	8.8	16.5
小型円錐貫入抵抗 (深さ0~15cmの平均) (kg/cm ²)	5.8	3.6	1.5	1.5
剪断抵抗 (荷重 20kg) (kg/cm ²)	0.18	0.46	0.16	0.14
凝 集 力 c (kg/cm ²)	0.005	0.120	0.072	0.055
内部摩擦角 ϕ (度)	24.0	42.0	11.8	11.8
付 着 力 a (kg/cm ²)	0.005	0.045	0.015	0.010
外部摩擦角 ϕ_0 (度)	16.0	11.0	2.4	2.3
沈 下 指 数 n	1.09	0.73	0.67	0.93
変形係数 k_c	5.30	0.50	0.485	0.020
変形係数 k_ϕ	1.14	1.35	0.096	0.084

c ラグ厚さの影響

差はほとんど認められない。

d ラグ枚数の影響

ラグ枚数の少ない方が沈下量が少ない。

(ii) 無負荷時進行低下率 (第II-7図)

a 車輪幅の影響

不規則で、一定の傾向が認められない。

b ラグ高さの影響

土壌が乾燥している時には差がほとんどないが、水分が多くなるとラグの高い方が進行低下率は少なくなる。

c ラグ厚さ

水分が少ない時は差は認めがたいが、水分が多い時にはラグ厚さの薄い方が進行低下率が少ない。

d ラグ枚数

一般にラグ枚数が少ない方がよいが、湿状態では多い方がよい。

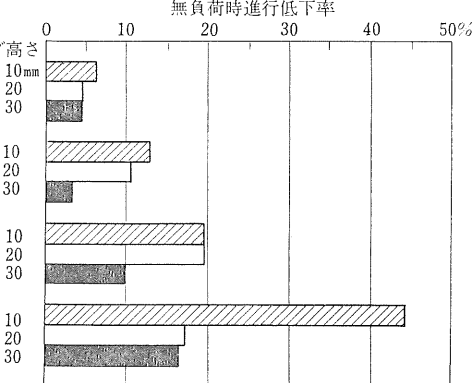
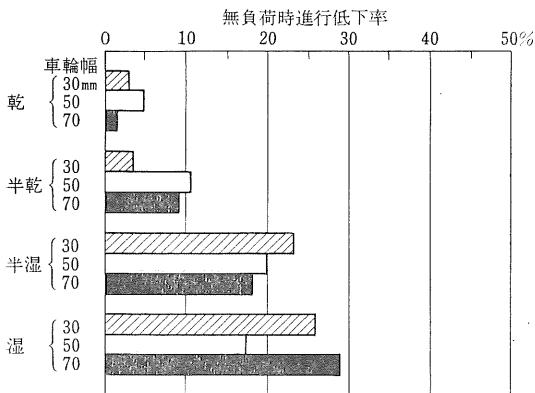
(iii) 平均牽引比 (第II-8図)

a 車輪幅

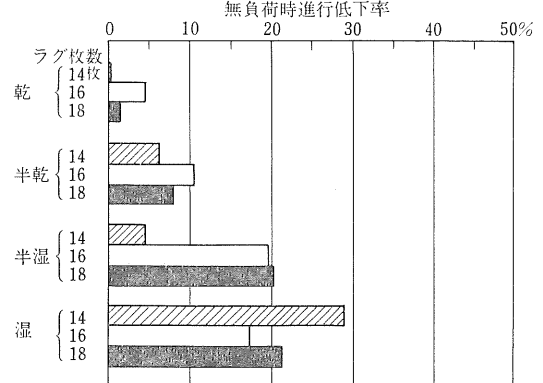
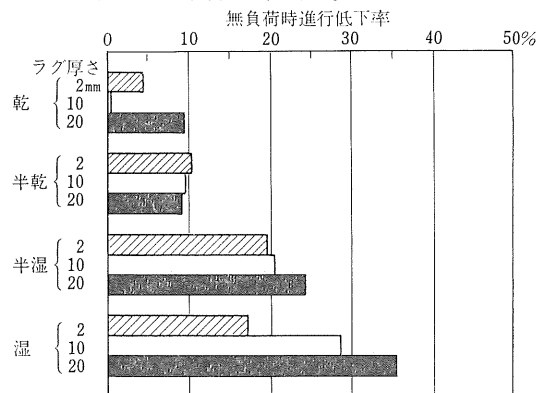
概して車輪幅の狭い方が牽引比が大きい。

b ラグ高さ

高い方が牽引比は大きい。



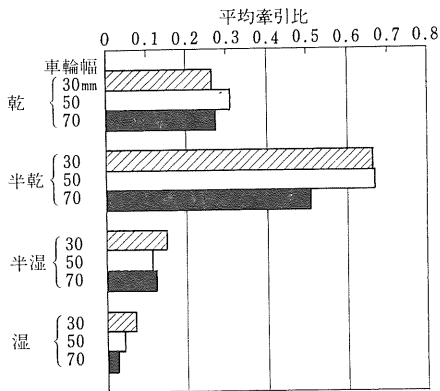
第II-7図 各車輪の無負荷時進行低下率 (1)



第II-7図 各車輪の無負荷時進行低下率 (2)

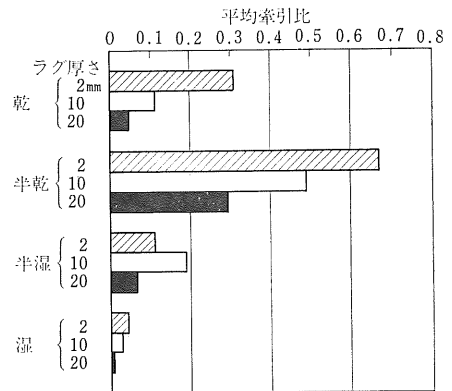
第II-3表 各種ラグの牽引性能

No.	車輪 ラ グ	無負荷時沈下量 (cm)				無負荷時進行低下率(%)				平均牽引比				平均牽引効率(%)			
		乾	半乾	半湿	湿	乾	半乾	半湿	湿	乾	半乾	半湿	湿	乾	半乾	半湿	湿
1	標準ラグ	-	-0.5	3.0	5.4	4.6	10.5	19.7	17.2	0.310	0.671	0.111	0.043	43.7	51.6	11.6	6.7
2	ラグ高さ10mm	5.3	-0.3	1.3	6.2	6.2	13.0	19.6	44.4	0.132	0.471	0.061	0.000	21.0	48.2	2.1	0.6
3	同 30	-1.9	-2.1	-0.8	0.5	4.5	3.2	9.7	16.6	0.304	0.615	0.314	0.082	32.0	53.6	27.0	8.7
4	ラグ幅30mm	0.5	0.7	3.0	6.1	2.8	3.3	23.3	25.9	0.264	0.665	0.150	0.072	35.0	66.0	13.5	8.7
5	同 70	-	-0.2	1.4	4.7	1.5	9.0	18.2	29.0	0.275	0.510	0.121	0.025	37.0	49.0	18.0	2.7
6	ラグ厚さ10mm	0.5	-0.3	2.8	4.4	0.5	9.7	20.6	28.8	0.114	0.493	0.193	0.029	16.0	39.3	13.6	2.7
7	同 20	0.1	-0.2	2.6	5.2	9.6	9.3	24.3	35.6	0.050	0.296	0.068	0.004	10.7	39.1	7.0	0.9
8	ラグ数14枚	0.1	0.2	0.7	3.7	0.2	6.3	4.6	29.1	0.256	0.645	0.168	0.054	37.7	51.8	20.7	2.7
9	同 18	0.2	0.3	2.0	5.0	1.5	8.0	20.3	21.3	0.257	0.655	0.086	0.039	37.6	53.1	12.3	3.7
平均		0.7	-0.3	1.8	4.6	3.5	8.0	17.8	27.6	0.218	0.557	0.143	0.039	30.1	50.2	13.9	4.2



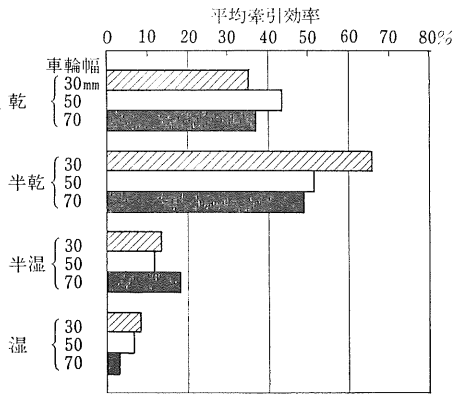
第II-8図 各車輪の平均牽引比 (1)

- c ラグ厚さ
薄い方が牽引比は大きい。
- d ラグ枚数
水分が少ないときは中程度の枚数がよいが、水



第II-8図 各車輪の平均牽引比 (2)

- 分が多いときは枚数の少ない方が牽引比は大きい。
- (iv) 平均牽引効率 (第II-9図)
- a 車輪幅



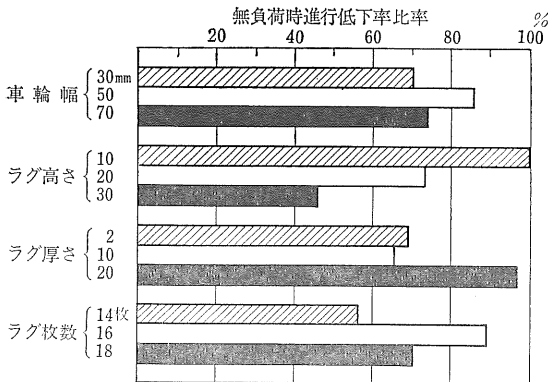
第II-9図 各車輪の平均牽引効率 (1)

車輪幅が狭い方が牽引効率がやや高い。

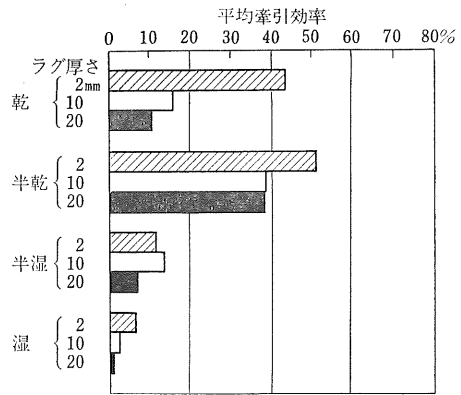
b ラグ高さ

土壌水分が少ないときは中程度の高さのラグが効率はよいが、水分が多くなるとラグ高さの高い方が効率はよくなる。

c ラグ厚さ



第II-10図 各車輪の総合性能 (1)



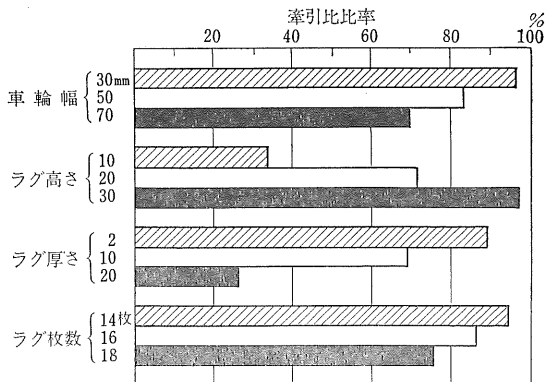
第II-9図 各車輪の平均牽引効率 (2)

ラグ厚さは薄い方が効率がよい。

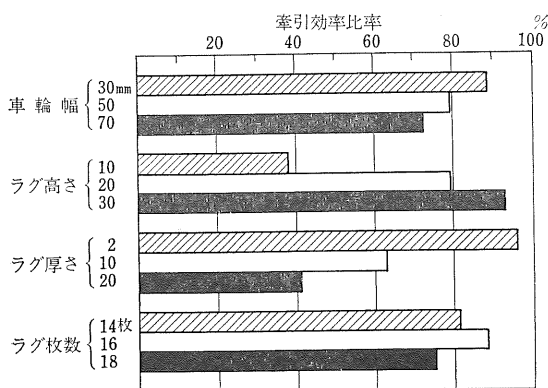
d ラグ枚数

一定の傾向を認めがたい。

車輪の性能には土壌条件に応じてそれぞれ適応限界があり、乾燥して固い土壌に適する車輪が湿潤で柔軟な土壌にも適するという事は少ないが、理想的には1種類



第II-10図 各車輪の総合性能 (2)



第Ⅱ-10図 各車輪の総合性能 (3)

の車輪で可能な限り広範囲の土壌条件に適応しうるものが、経費的にも労力的にも望ましいことはいうまでもない。

そこで4種の土壌条件に対する各車輪の総合性能を知るために、全土壌条件に対する各性能の平均値を求めたが、その結果を第Ⅱ-10図に示す。この場合、各土壌条件に対するウェイトを等しくするために、第Ⅱ-6～Ⅱ-9図中の各3組の値のうち最高値のものを100とし、他の2つをそれに対する比率で表わして、この比率を車輪別に集計した。

第Ⅱ-10図によれば、全土壌条件に対する総合性能としては、車輪幅は狭く、ラグ高さは高く、ラグ厚さは薄

第Ⅱ-4表 土壌条件別走行および牽引性能
(全車輪平均値)

項目	土 壤			
	乾	半乾	半湿	湿
無負荷時沈下量 (cm)	0.7	-0.3	1.8	4.6
無負荷時進行低下率 (%)	3.5	8.0	17.8	27.6
平均牽引比	0.218	0.557	0.143	0.039
平均牽引効率	30.1	50.2	13.9	4.2

く、ラグ枚数は少ない方が概して良いといえよう。

(2) 土壌条件の影響

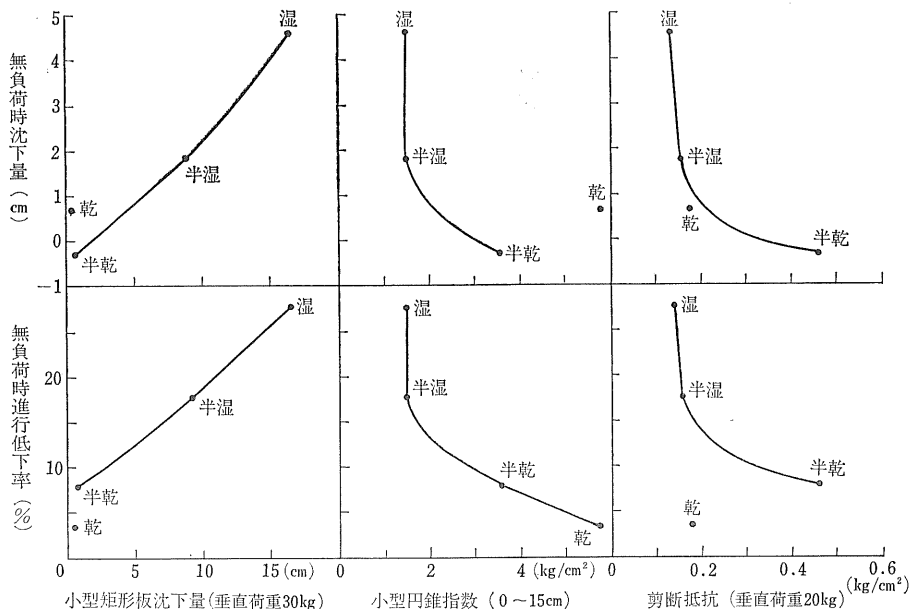
土壌条件が牽引および走行性能に及ぼす影響を明らかにするために、4種の土壌条件別に全車輪の無負荷時沈下量、無負荷時進行低下率、平均牽引比、平均牽引効率をそれぞれ平均すると第Ⅱ-4表のようになる。

この表と前出の第Ⅱ-2表とから、土壌常数と走行および牽引性能との関係を求めると第Ⅱ-11～Ⅱ-12図が得られる。

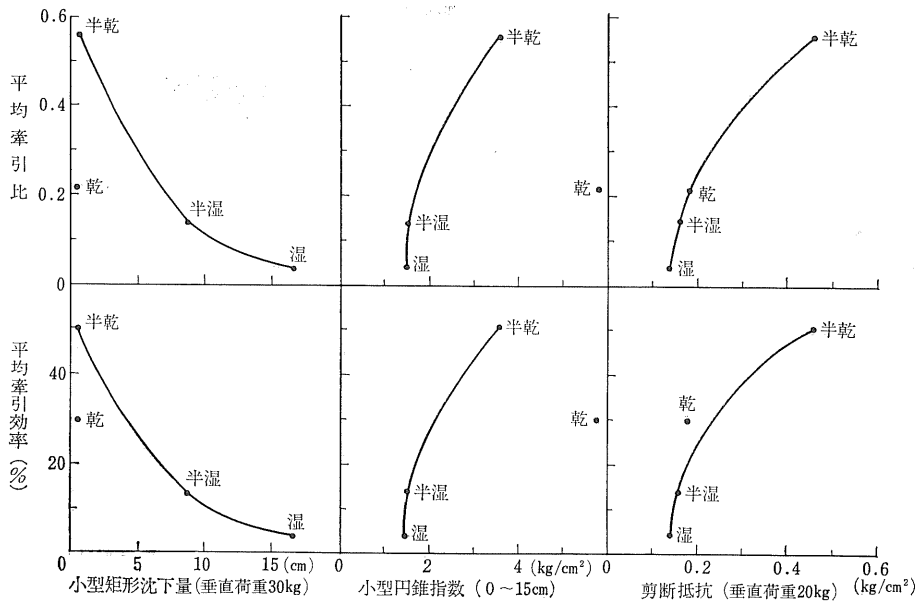
これらの図から次のことがいえる。

(i) 土壌常数と無負荷時沈下量

小型矩形板沈下量と無負荷時沈下量とは、ほぼ直線に近い関係がある。小型円錐指数と沈下量との関係は双曲線的であるが、湿と半湿時の円錐指数に差がなく、また乾の時の点が離れている。剪断抵抗と沈下量とは双曲線的な関係にある。



第Ⅱ-11図 土壌常数と走行性能との関係



第 II-12 図 土壤常数と牽引性能との関係

(ii) 土壤常数と無負荷時進行低下率

矩形板沈下量と進行低下率はほぼ直線の関係にある。円錐指数と進行低下率は双曲線に近い関係にあるが、湿と半湿の区分が明瞭でない。剪断抵抗と進行低下率との関係も双曲線的であるが、乾の場合の点が離れている。

(iii) 土壤常数と平均牽引比

矩形板沈下量と牽引比とは双曲線の関係にあるが、乾の場合の点が離れている。円錐指数と牽引比との関係は放物線的であるが、乾状態の点が離れている。剪断抵抗と牽引比とは放物線的な関係がある。

(iv) 土壤常数と平均牽引効率

各土壤常数と平均牽引効率との関係は、前項の牽引比の場合と同傾向である。

以上の結果を総合すると、本実験の範囲内では無負荷走行性能の予知には矩形板沈下量が適しており、牽引性能の予知には剪断抵抗が適しているといえよう。

4) 結論

ラグの諸元が走行や牽引性能に及ぼす影響のうち、車輪幅の影響は少なく、ラグ高さは高い方がよく、ラグ厚さは薄い方がよく、ラグ枚数は概して少ない方がよい。

また、走行および牽引性能の予知法としては、無負荷時走行性能の予知には矩形板沈下量が、牽引性能の予知には剪断抵抗がそれぞれ適している。

2. 油圧揚げ装置による牽引性能の向上

1) 試験の目的

固い路面において牽引力を増加させるには、駆動輪荷重を増せばよいことはよく知られているが、その簡便な手段として油圧揚げ装置による駆動輪荷重の増加が牽引性能に及ぼす効果を調べる。

2) 試験方法

(1) 供試機の概要

a. トラクタ

製作者 マッセイ・ファーガソン

型式 MF-135型

製造番号 SNMY 4251

b. エンジン

製作者 パーキンス社

番号 No. 2313943

直接噴射 4 サイクル 3 気筒 ディーゼル

ボア/ストローク 91.44 mm × 127 mm

総排気量 2,502cc

圧縮比 18.5:1

c 車輪

操向車輪 6.00-16 6 プライ

駆動車輪 11-28 6 プライ

d 動力揚げ装置

製作者 マッセイ・ファーガソン社

型式 プランジャ往復運動式

作動油 モータオイル30~50番

容量 31.8ℓ

最高作動圧力 176kg/cm²

油吐出量 18.4ℓ/min

e プレッシャ・コントロール・ヒッチ装置

この装置は牽引式の作業機、たとえば4輪式トラレーヤや牽引式プラウなどを牽引するとき、プレッシャ・コン

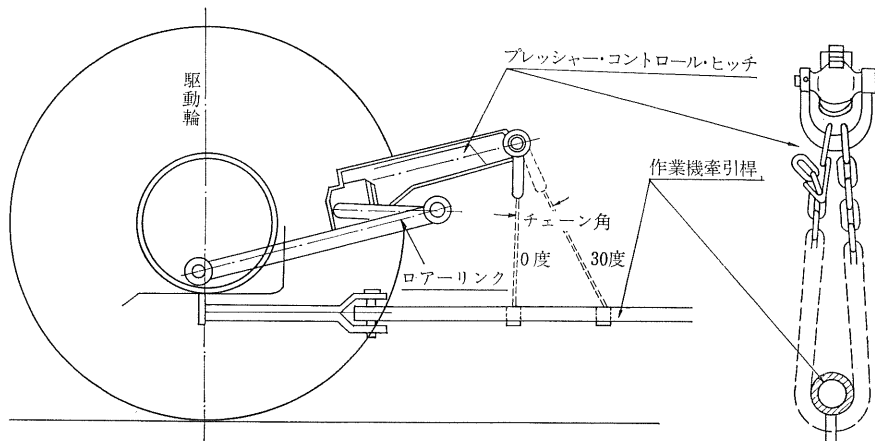
トロール・ヒッチのチェーンで牽引桿を垂直方向に持ち上げることによって、作業機の荷重をトラクタの駆動輪へウエイト・トランスファさせて駆動輪荷重を増加させ、牽引性能を向上させるものである。PTOを使用する作業機の場合にも使用できる。

装置図は第II-13~II-14図のようである。

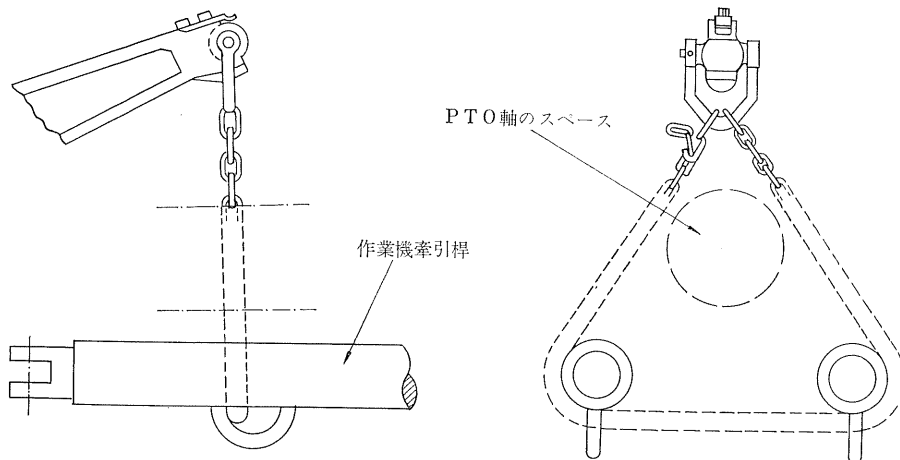
(2) 測定方法

トラクタの固定ヒッチとダイナモメータ・カーとを牽引桿(80φの軟鉄棒)で連結し、チェーンが垂直(以下チェーン角0度という)および垂直と30度の角度(以下チェーン角30度という)になる位置にフックを取り付けて2つの角度について試験を行なった。

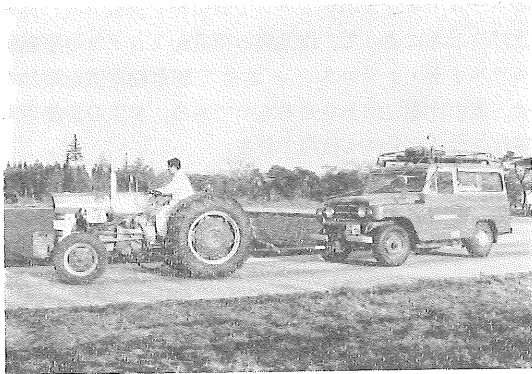
試験時の付加重錘は後輪に49kgを4個、フレーム前端に29kgを4個装着した場合(以下付加重錘付きという)とバランス・ウエイトとしてフレーム前端に29kgの重錘



第II-13図 プレッシャ・コントロール・ヒッチ装置図



第II-14図 PTOを使用する場合の装置図



第Ⅱ-15図 プレッシュャ・コントロール・ヒッチの牽引性能試験状況（於テストコース）

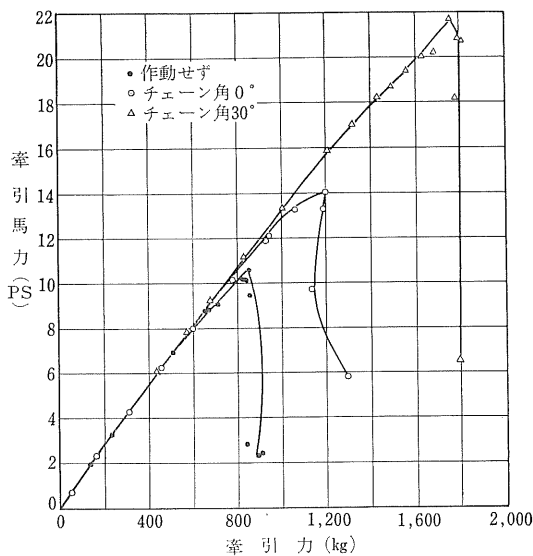
を6個装着した場合（以下付加重錘なしという）について試験を行なった。変速段は2速についてのみ行なった。

測定は農業機械化研究所テストコースのコンクリート路上において、昭和41年3月1日および2日の両日に行なつて行なつた（第Ⅱ-15図）。

3) 試験結果

プレッシュャ・コントロールを作用させた場合と、作用させない場合のトラクタ分担荷重を静止状態で測定した結果を第Ⅱ-5表に示す。

プレッシュャ・コントロール・ヒッチ装置における牽引

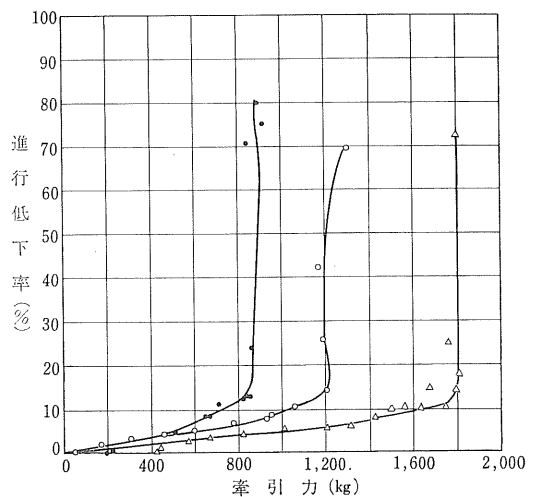


第Ⅱ-16図(a) プレッシュャ・コントロール・ヒッチの牽引性能に及ぼす効果（付加重量付きの場合）

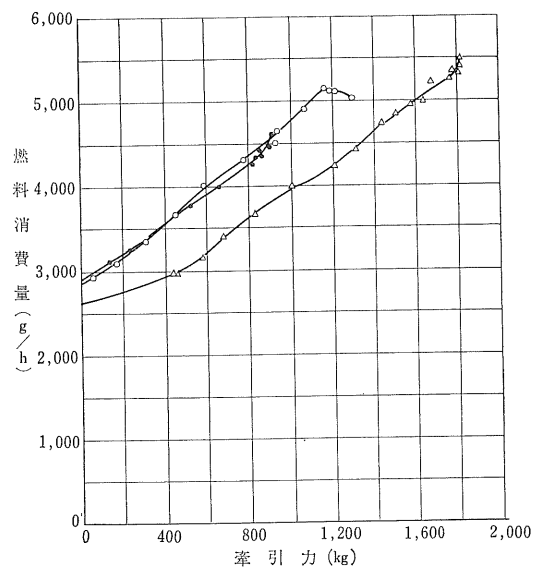
第Ⅱ-5表 トラクタ重量（静止時）

（単位：kg）

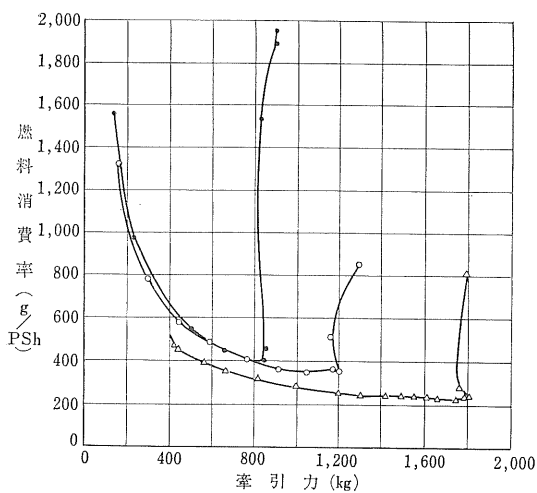
	プレッシュャ・コントロール使用せず		プレッシュャ・コントロール使用			
	前輪	後輪	チェーン角0度		チェーン角30度	
付加重量なし	837.0	967.5	598.0	1,393.0	439.0	1,662.0
付加重量付き	837.0	1,181.2	598.0	1,634.5	439.0	1,860.0



第Ⅱ-16図(b) 同 前



第Ⅱ-16図(c) 同 前



第II-16図(d) 同 前

性能は第II-16, II-17図のようである。

付加重量を付けた場合と付加重量なしの場合におけるプレッシャ・コントロールを使用しないときとチェーン角が0度および30度のときの比率を第II-6表に示す。

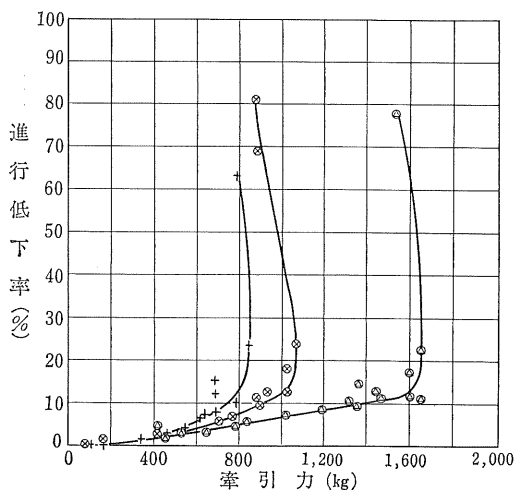
また、チェーン角が30度における付加重量付きと付加重量なしとの関係を第II-7表に示す。

以上の結果からコンクリート上におけるプレッシャ・コントロールの効果として次のことがいえよう。

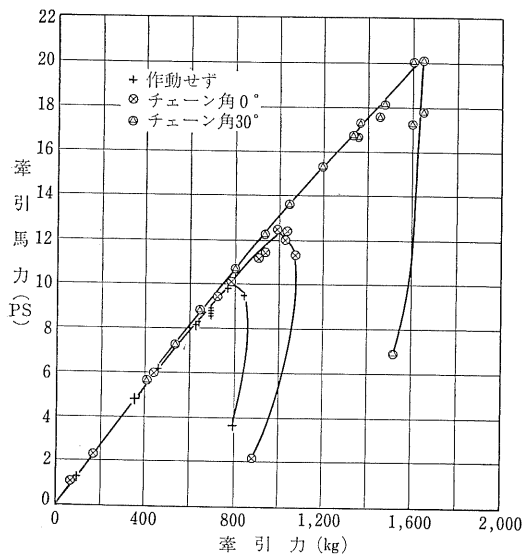
a 最大牽引力は付加重量付きの場合、プレッシャ・コントロールを使用しないときに比べて、チェーン角0度が約1.4倍、30度が約2.0倍、付加重量なしの場合にはチェーン角0度が約1.3倍、30度が約2.0倍になる。

b 最大牽引馬力は付加重量付き、なしとも使用しないときに比べて、チェーン角0度が約1.3倍、30度が約2.1倍になる。

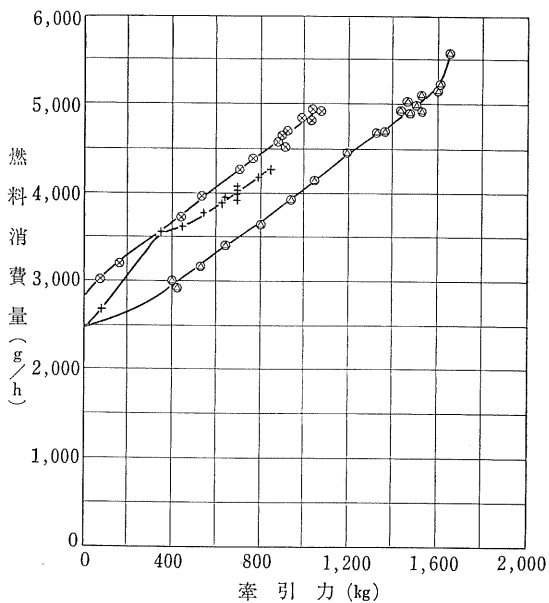
c 燃料消費量は使用しない時に比べて、付加重量付きの時、チェーン角0度、30度とも約1.2倍、付加重量



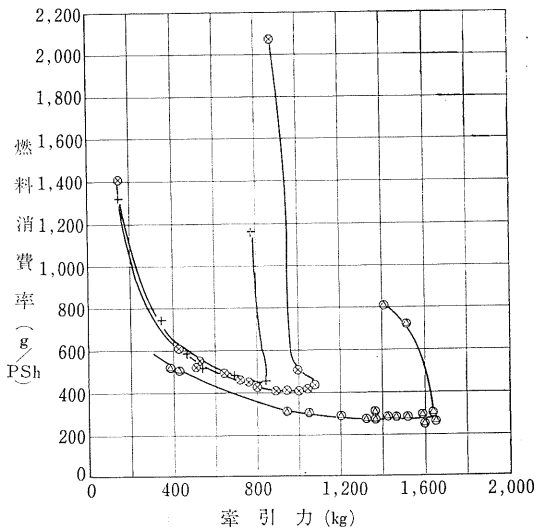
第II-17図(b) 同 前



第II-17図(a) プレッシャ・コントロール・ヒッチの牽引性能に及ぼす効果(付加重量なしの場合)



第II-17図(c) 同 前



第II-17図(d) 同 前

なしの時はチェーン角0度が約1.1倍、30度が約1.3倍になる。

d 燃料消費率は使用しない時に比べて付加重量付き、なしともチェーン角0度が約0.9倍、30度が約0.6倍になる。

e 牽引出力が約2倍の増加に対して、燃料消費量の増加は約1.2倍であり、効率が高い。

4) 考 察

プレッシャ・コントロール・ヒッチを使用すると牽引性能は著しく向上する。とくにチェーン角度30度の場合にその効果は著しい。しかし駆動輪に重錘を取り付けても大きな効果は見受けられなかった。つまりバランスウェイトだけで十分と思われる。

またプレッシャ・コントロール・ヒッチを使用する場合、作業機とトラクタを接続する牽引桿に大きい曲げ応力が働くので、十分な強度の牽引桿を用いる必要がある。

第II-6表 プレッシャ・コントロールの効果

	プレッシャ・コントロール使用せず	チェーン角		
		0度	30度	
付加重量付き	最大牽引力率 (kg) *比	910 100	1,295 142	1,810 198
	最大牽引馬力率 (PS) *比	10.6 100	14.0 132	21.7 205
	**燃料消費量率 (g/h) *比	4,400 100	5,100 116	5,270 120
	**燃料消費率率 (g/PS.h) *比	423 100	370 87	240 57
付加重量なし	最大牽引力率 (kg) *比	850 100	1,070 126	1,645 194
	最大牽引馬力率 (PS) *比	9.8 100	12.5 128	20.5 209
	**燃料消費率率 (g/h) *比	4,150 100	4,580 110	5,250 126
	**燃料消費率率率 (g/PS.h) *比	470 100	410 87	280 60

(注) * プレッシャ・コントロールを使用しない場合を100としたときのチェーン角0度および30度のときの値。

** 最大牽引馬力のときの値。

第II-7表 チェーン角30度における付加重量付きと付加重量なしとの関係

	最大牽引力 (kg)	最大牽引馬力 (PS)
付加重量付き	1,810	21.7
付加重量なし	1,645	20.5
*比 率	110	10.6

(注) * 付加重量なしを100としたときのもの。

なお数式計算は本章の末尾に記した。

3. 水田用ハイラグ・タイヤの性能

1) 試験の目的

路上走行が困難な鉄車輪に代わるべきものとして製作された水田用ハイラグ・タイヤの水田におけるブラウイングおよび代かき時の牽引性能、および土ばなれの状態を現用タイヤと比較し、その実用性を検討するためにこの試験を行なった。

2) 試験方法

1) 試験場所

埼玉県鴻巣市鴻巣 農業機械化研究所 人工圃場

2) 試験期日

昭和41年4月15, 16日

同 5月12, 13日

第Ⅱ-8表 供試タイヤの諸元

	A (水田用 タイヤ)	B (水田用 タイヤ)	C (普通 タイヤ)
規格	8.3/8-24 4PR	同 左	同 左
ラグ数	複列 16	複列 14	複列 18
ラグ高さ	55mm	55mm	30mm
パターン形状	オープン タイプ	同 左	同 左

3) 供試タイヤの概要

供試タイヤの諸元は第Ⅱ-8表のとおりで、水田用タイヤの製作意図はラグを大幅に高くし、水田における走行性を向上させ、牽引力を増すことにある。

4) 測定方法

ブラウイングおよび代かき作業時の性能は、結局は牽引および走行性能であり、また作業機を取り付けた状態で牽引性能等を測ることは困難をとまなうばかりでなく、広範囲の任意の負荷を与えることができない。したがって人工圃場測定台車によって広範囲の負荷を与える方が、各タイヤの性能を比較するためには合理的であるので人工圃場を使用した(第Ⅱ-18図)。

使用した圃場は Pl.5 および 6 (埴壤土) で、ブラウイングを想定した場合には Pl.5 をあらかじめ耕起し、長期間放置して試験の20日前に灌水し、10日前に落水した。一方 Pl.6 は20日前に耕起、整地して直ちに灌水し Pl.5 と同時に落水したが、含水量調節のため試験前日灌水し直ちに落水したので表面はやや軟弱であった。

また、代かきのためにはブラウイング想定試験後、Pl.5 を耕深15cm、Pl.6 を耕深25cmで耕起し、耕盤の深さの異なる2種類の圃場を作り試験前日に灌水した。前者は通常の水田を、後者は軟弱の湿田を想定している。以上の一覧が第Ⅱ-9表で、以下同表の試験番号を用いる。

試験に際してはトラクタの変速位置を2速とし、ロー



第Ⅱ-18図 ハイラグ・タイヤの試験状況
(於 人工圃場)

ドセル(共和電業製, LT-1AA, 容量1トン)を介して測定台車によって0~100%の進行低下率を生じる各種の牽引負荷を加え、それぞれのときの走行速度、進行低下率、走行部沈下量および牽引力を実測し、さらに土の付着状況について観察した。なお、牽引力は歪計(新興通信製 DS-6MT)を介し、直視式電磁オシログラフ(三栄測器製 FR-102)に記録した。土壤測定はすべて SR-2型土壤測定器によった。

供試トラクタは、石川島芝浦機械製のシバウラ S-17(水冷ディーゼル18PS搭載)で、重量は前輪分担 428.5kg、後輪分担584.5kg、計1,013.0kgとなり、付加重錘はついていない。

3) 試験の結果および考察

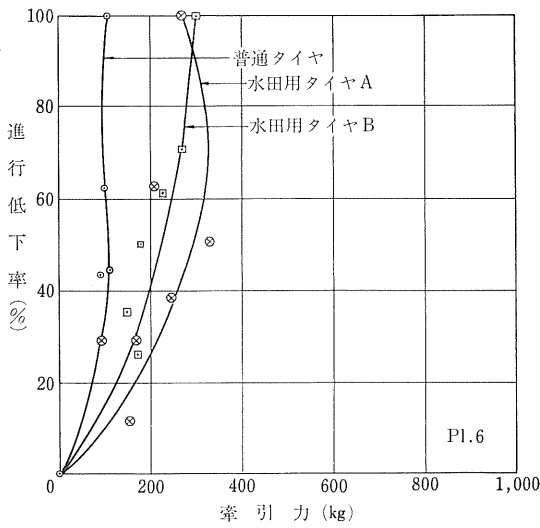
試験の結果は第Ⅱ-19図(a)~(d)(牽引性能)、第Ⅱ-20図(a)~(d)(走行部沈下量)および第Ⅱ-10表(土の付着状態)に示すとおりである。またおのおのの土壤条件は第Ⅱ-21図(a)~(d)のとおりであった。

まず現用の普通タイヤと水田用タイヤ2種とを比較すると、代かきを想定した水田では耕盤の深浅にかかわらず明らかに水田用タイヤの方がすぐれている。すなわち

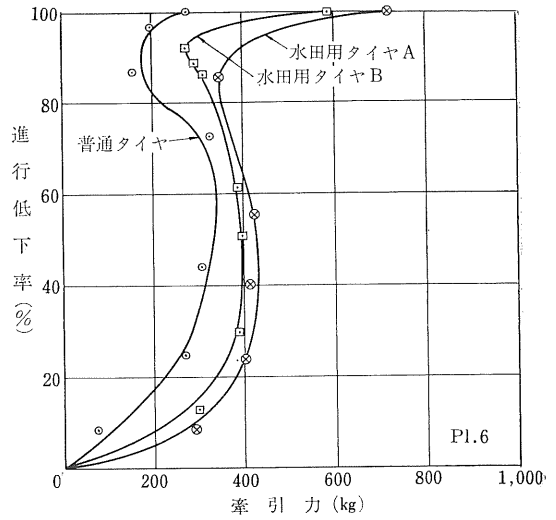
第Ⅱ-9表 作業条件および結果一覧

Test No.	想定作業	圃場 (埴壤土)	条 件	測 定 結 果			
				牽引性能	土の付着	走行部沈下	土壤条件
1	代かき	Pl. 6	耕盤35cm, 湿田相当, 灌水状態	第1図(a)	第3表(a)	第2図(a)	第3図(a)
2	"	Pl. 5	耕盤20cm, やや軟弱な水田相当, 灌水状態	" (b)	" (b)	" (b)	" (b)
3	ブラウ耕	Pl. 6	表面が軟弱な水田相当, 含水比24.9%	" (c)	" (c)	" (c)	" (c)
4	"	Pl. 5	やや硬い乾田相当, 含水比20.9%	" (d)	" (d)	" (d)	" (d)

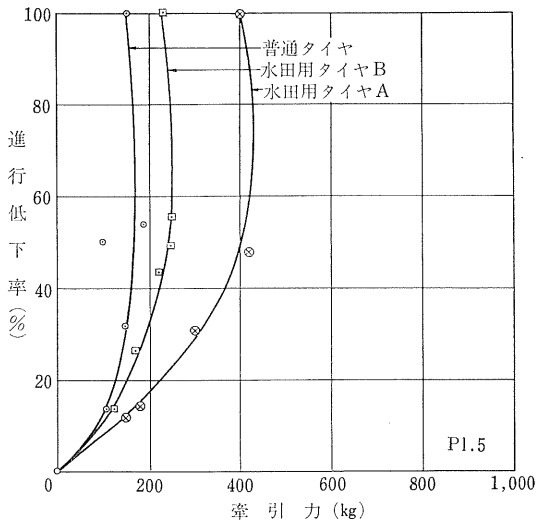
(注) 耕起深さは15cmとしたが、前回作業の影響で耕盤は20cmの所にできた。



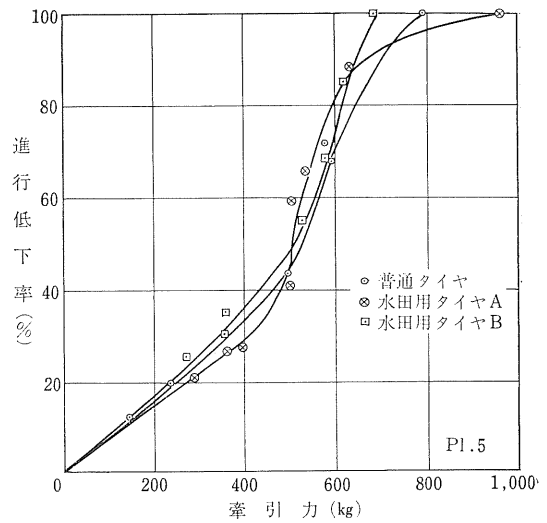
第II-19図(a) 湛水状態で耕盤が深いとき(35cm)の牽引性能 (Test 1)



第II-19図(c) 表面がやや軟弱な水田での牽引性能 (Test 3)



第II-19図(b) 湛水状態で耕盤が浅いとき(20cm)の牽引性能 (Test 2)



第II-19図(d) やや硬い水田での牽引性能 (Test 4)

Test 1 の耕盤が深いときの圃場(第II-19図(a))においては、普通タイヤは最大110kgの牽引力(牽引比10.9%)しか得られないのに対し、水田用タイヤAでは、330kg(32.5%)、水田用タイヤBでは300kg(29.5%)とほぼ3倍に近い牽引力が得られる。また Test 2 の耕盤が浅い圃場の場合(第II-19図(b))でも普通タイヤが170kg(16.8%)の牽引力しか得られないのに対し、水田用タイヤAは440kg(43.5%)、同Bタイヤは250kg(24.5%)と約1.5

~2.5倍の牽引力を出しうる。さらにブラウニングを想定した場合の圃場のうち、Test 3の表面を軟弱にした場合(第II-19図(c))も水田用タイヤは普通タイヤに対し、ほぼ1.3倍の最大牽引力を示し、特に実作業に使われる0~30%程度の進行低下率のときには、約2倍の牽引力を出しうる事がわかる。しかしながら Test 4 のように土壌の含水比がさほど高くなく、剪断抵抗が大きい場合(第II-19図(d))には、3種類ともほとんど差が認めら

れず、わずかに進行低下率が100%のときに牽引比67~95%と開くだけである。

以上を実作業に必要な牽引力の範囲内だけについても同様である。すなわち本試験の圃場におけるトラクタ用刃車形砕土機による代かき時の牽引抵抗は、Pl. 5, Pl. 6のいずれにおいても70~80kgであったので、Test 1 (第II-19図(a))のように軟弱な水田では、普通タイヤの牽引力は最大牽引力で110kgであり、進行低下率20%のときに70kg程度であるから作業はきわめて困難である。これに対し水田用タイヤAおよびBは進行低下率20%時にそれぞれ120~170kgの牽引力を発揮しうるので、代かき作業は比較的容易と考えられる。

また同圃場のブラウイング想定試験時の比抵抗(耕深20cm, 16インチブラウ)はTest 3の場合に0.18kg/cm², Test 4の場合に0.26kg/cm²であったので、供試タイヤを取り付けるトラクタに通常取り付けられる30cm幅のブラウによる耕深20cmの場合の牽引抵抗はそれぞれ110kg, 160kg内外である。したがってブラウ作業時に普通タイヤはTest 3の場合には、水田用タイヤの約2倍近い進行低下を生じ、著しく不利であるが、Test 4の条件ではほとんど差がないものと考えられる。

次に水田用タイヤAとBとを比較すると、Test 4の場合には全く差が認められないが、他の場合はいずれもわ

第II-10表 土の付着状況(観察)

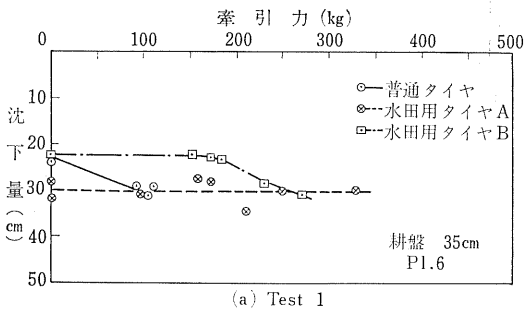
(単位: %)

タイヤ Test No.	普通 タイヤ	水田用 タイヤ A	水田用 タイヤ B
1	70~100	0~80	0~20
2	70~100	10~80	30~80
3	60~100	10~85	5~70
4	0	0	0

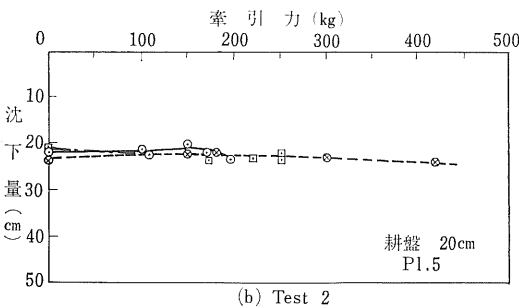
(注) ラグ間にタイヤ露出部が全くないときを100%とする。

ずかながらAタイヤの方が大きい牽引力を出しうる。土の付着は第II-10表のようにわずかながらAタイヤの方が多いため、これらのタイヤの場合は、土はけの良否は直接牽引性能に影響を及ぼしていないものと思われる(水田車輪などでは土はけは車両の走行性能に対して大きな影響を及ぼすと考えられている)。

なお、走行中のタイヤの沈下量は第II-20図のとおりで、いずれのタイヤも耕盤が20cmのときにはほぼ耕盤上を走行しており、35cmのときにも耕盤に近いところを走行し、ブラウ耕想定試験の場合はすべり量に応じた沈下量を示している。すなわち水田用タイヤの方が普通タイヤよりもより高い牽引力を出しうるのは、耕盤上走行などの影響ではないことが明らかである。

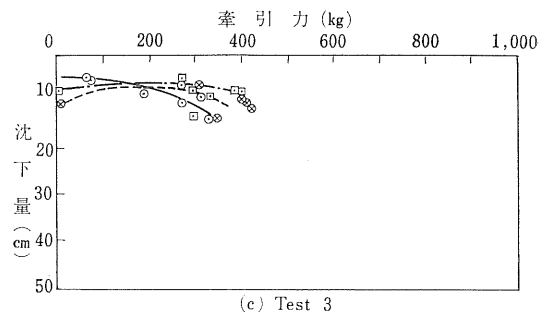


(a) Test 1

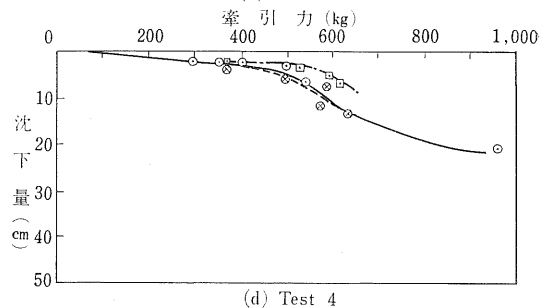


(b) Test 2

第II-20図(a), (b) 代かき作業想定時の牽引力と走行部沈下量(ラグ先端)

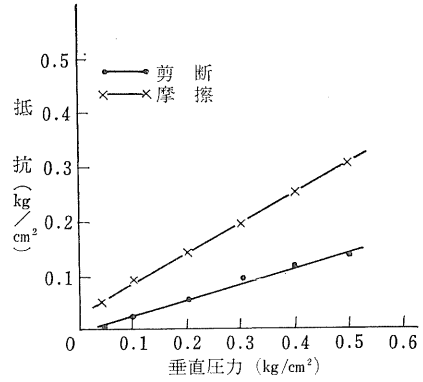
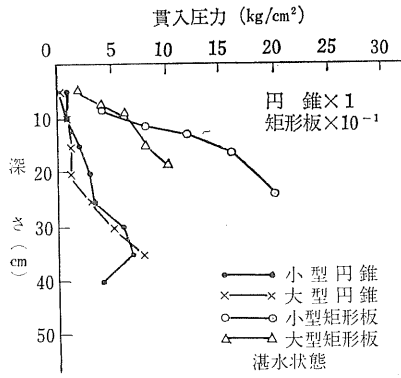


(c) Test 3

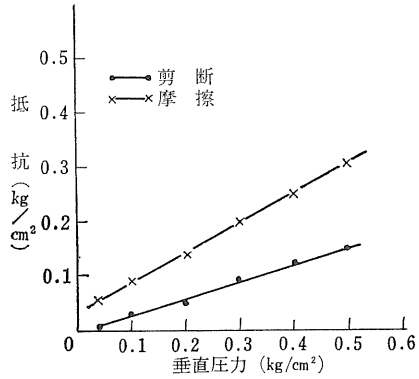
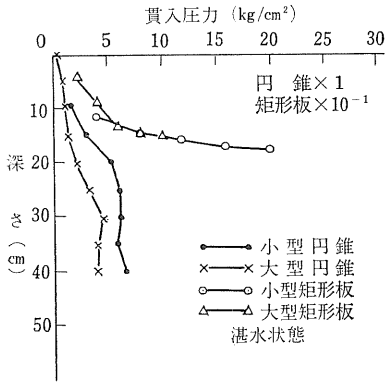


(d) Test 4

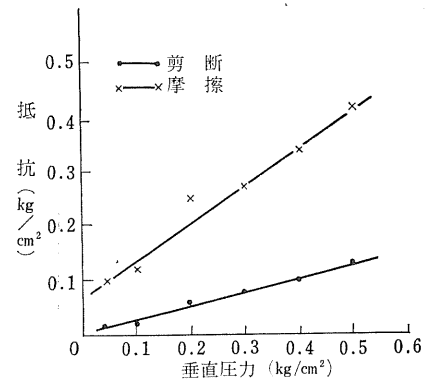
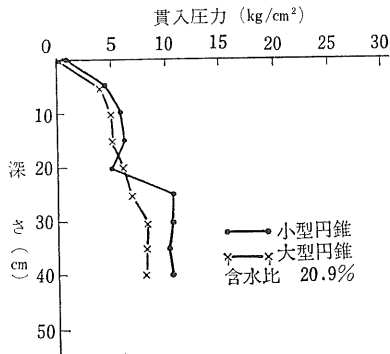
第II-20図(c), (d) ブラウ耕想定時の牽引力と走行部沈下量(ラグ先端)



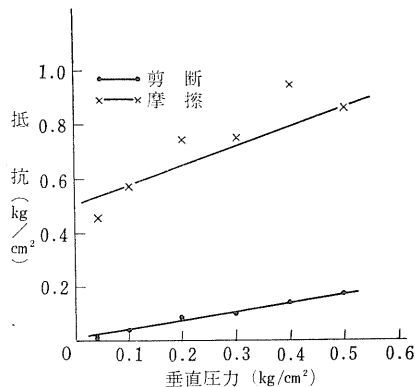
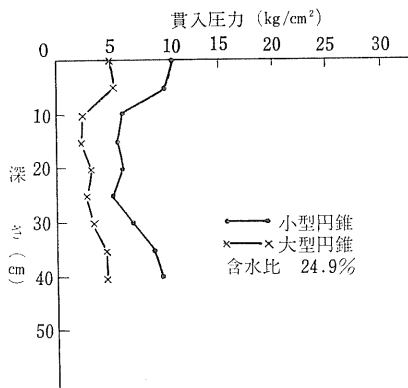
第II-21図(a) Test 1の土壤条件 (人工圃場 Pl.6)



第II-21図(b) Test 2の土壤条件 (人工圃場 Pl.5)



第II-21図(c) Test 3の土壤条件 (人工圃場 Pl.6)



第Ⅱ-21図(d) Test 4 の土壤条件 (人工圃場 Pl. 5)

そのほか供試各タイヤを付けて土道を走行し、機体の安定性に及ぼす影響を観察したが、供試トラクタの最高速度約15km/hでは水田用タイヤと普通タイヤとの間に明らかに感じられるような差は認められなかった。しかし走行中にタイヤの接地部を観察すると、水田用タイヤではラグの変形が著しく、疲労損耗がはなはだしいものと思われる。

4) 要約

供試水田用タイヤは、軟弱な水田では明らかに現用の

普通タイヤよりもすぐれた牽引性能を示すが、含水比が比較的少ない圃場では差が認められない(第Ⅱ-19図)。また水田用タイヤAとBとを比較すると、わずかながらAタイヤの方がすぐれた牽引性能を示す。以上の各場合にラグ間の土の付着状況は多少異なるが、牽引性能には影響を及ぼしていないものと思われる。なお水田用タイヤは路上走行に際してラグの曲げ歪が大きいので、耐久性について検討が望ましい。

4. スクリュー・トラクタの試作

1) 目的

既存の機体支持機構および推力発生機構では、過度の湿田状態や干拓初期状態における走行が不能である。そこで中空のロータで浮力を受け、ロータのフィンにより推力を得て走行するスクリュウ・トラクタを試作した。

2) 試作

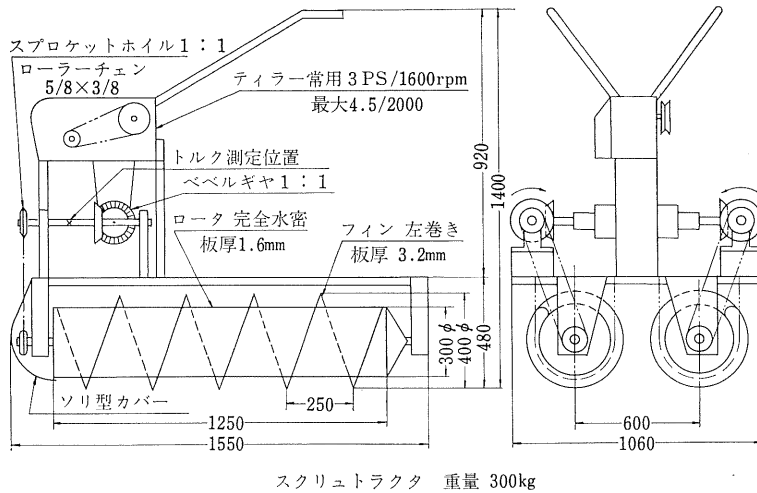
試作機はティラー(ダイキンTA-23)の車軸部より先を改造し、第Ⅱ-22図およびⅡ-23図のようにスクリュウをとりつけたものであって、その諸元は次の通りである。

エンジン出力	常用	3PS at 1,600 rpm
	最大	4.5PS at 2,000 rpm
減速比	約	43 (ティラーミッション第1速)
重量		300kg (運転者を含まず)
全長		1,550mm
全幅		1,060mm

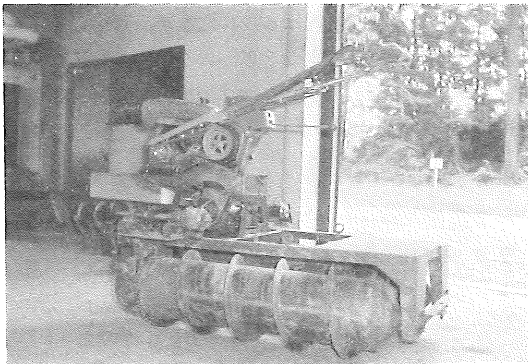
ロ - タ	全長	1,250mm
	直径	300mm
	フィン外径	400mm

3) 試験成績

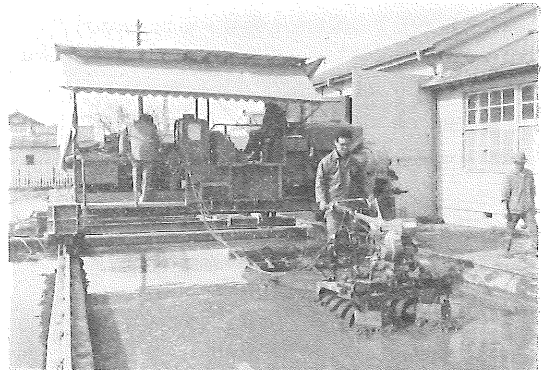
人工圃場の Pl. 1 (砂壤土), Pl. 2 (軽埴壤土), Pl. 3 (埴土) を約25cmの深さに耕起し、湛水1週間後にテストを行なった(第Ⅱ-24図)。このときの土壤条件を第Ⅱ-25図に示す。走行性を知るため、これら各条件で自走状態および牽引状態の数段階にわたり、牽引力、車軸トルク、速度を測定した。牽引負荷は前年度試作の湿田用それに重錘をのせて与え、スクリュウ・トラクタとそりの間の牽引ワイヤの途中にロードセルを入れて牽引力を測定した。車軸トルクは、車軸部からベベルギヤで向きを変えたところの伝動軸(第Ⅱ-22図参照)にストレングージを貼り、測定した。各測定ともエンジンを無負荷時1,800rpmに設定して行なった。



第Ⅱ-22図 試作スクリュウ・トラクタ組立図



第Ⅱ-23図 スクリュウ・トラクタ



第Ⅱ-24図 スクリュウ・トラクタ試験状況
(於 人工圃場)

4) 試験結果および考察

各土壌における牽引力、速度、牽引馬力、沈下量、進行低下率を第Ⅱ-11表に示す。また牽引力-進行低下率曲線を第Ⅱ-26図に示す。

土壌条件の図と沈下量の値との比較により明らかなように、Pl. 2 の軽埴壤土は流動性が大きく、自走状態でもほとんど硬盤走行となった。それに対し Pl. 1, Pl. 3 のように土が粘性を示す条件では、浮力を得て硬盤走行とはならなかったが、牽引力(スリップ)の増加にしたがい沈下も増加した。

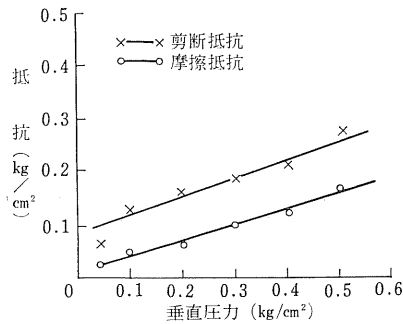
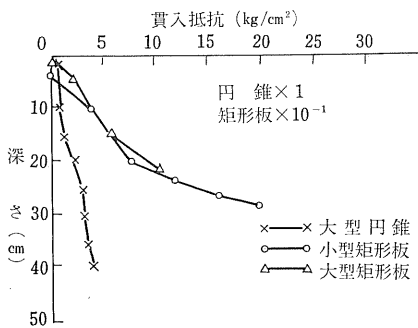
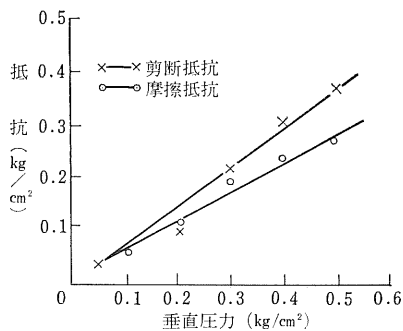
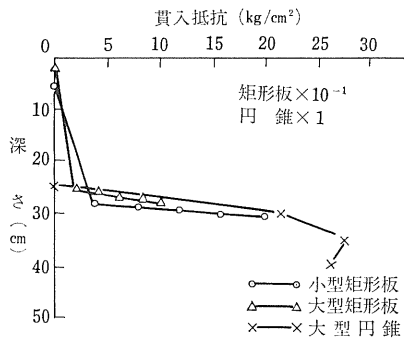
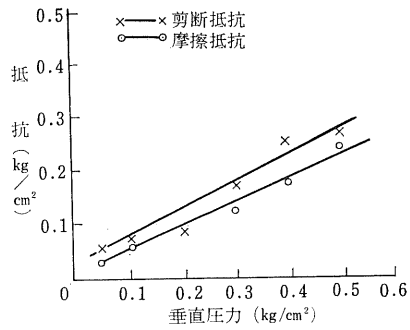
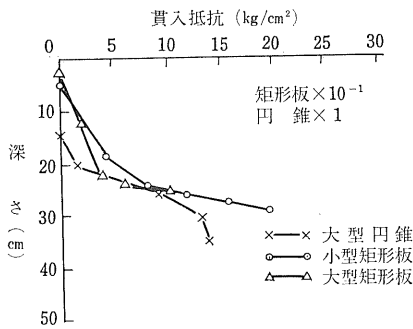
スクリュウ・トラクタの走行跡には、溝ができるが、このあとをそりが通過すると土が移動し平坦となった。したがって、もしスクリュウ式走行装置にさらに跡消し

機構を取り付けたとしても、その機構の牽引抵抗に打ちかつだけの牽引力は十分発揮できるものと思われた。

フィンピッチ(25 cm)とロータ回転速度をかけ合わせて得られる理論走行速度を基準に、自走時の進行低下率を算出するといずれの土壌においても6.5%であった。

各土壌において測定された最大牽引力は Pl. 1, Pl. 3 で約160kg, Pl. 2 で40kgであり、これは運転者重量および付加重量を加えたスクリュウ・トラクタ総重量400kgに対し、40%、10%であった。

Pl. 1 において前記の実験のほかに走行速度を上げて(ティラーのギヤを2速にして)実験を試みたが、エン



第II-25図 土 壤 条 件

ストを起こした。

試作機はティラー改造であったために、車軸部からの力の伝達はベベルギヤで向きを変え、チェーンによりロータ軸部までおろす方法となった。したがって効率も悪く、またティラーのミッションをそのまま利用しているために、フィンピッチに対し適当な回転速度を知るための実験も行なえなかった。

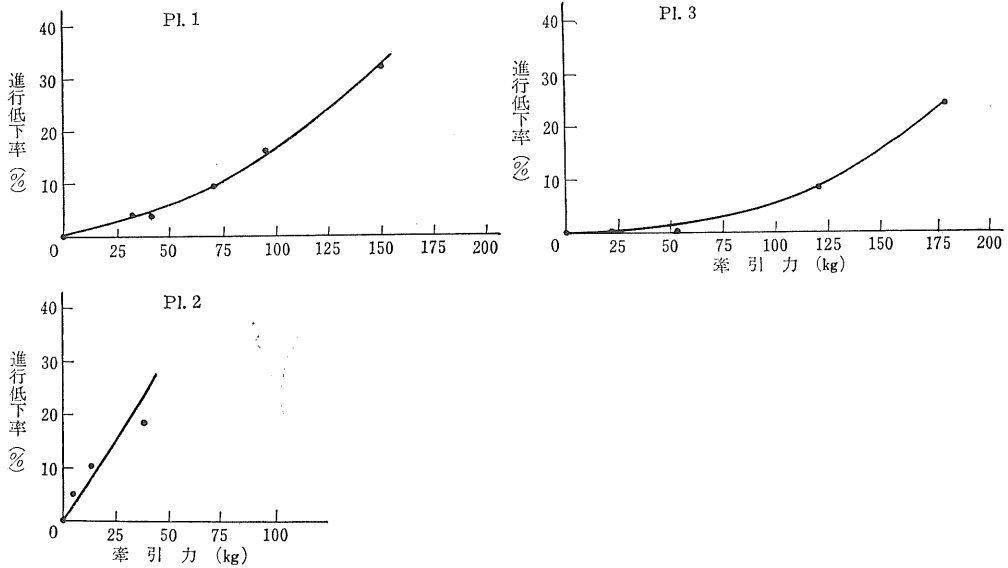
この試作機の算出接地圧(車体重量/投影接地面積)

が0.04kg/cm²と小さくはあったが、Pl.2のような条件では沈下量が大きく満足な走行は得られなかった。しかし、ロータ径をさらに大きくし、エンジンやミッション等も軽量にすれば、十分な浮力を得て、走行可能であろうと思われた。また Pl.1, Pl.3 で見られるように土の粘性による支持がある程度期待できる条件であるならば、この試作機で、硬盤がなくても走行可能であることは確認できた。

第II-11表 実験結果

Pl.	テスト No.	牽引力 (kg)	速度 (cm/sec)	牽引馬力 (PS)	車軸部馬力 (両車軸合計) (PS)	沈下量 (cm)	進行低下率* (%)	進行低下率 (算出速度基準) (%)
1	1-1	0	15.6	0	1.436	15	4	6.5
	1-2	33.3	14.9	0.0662	1.464	15	4.5	10.6
	1-3	45.4	14.9	0.0903	1.741	15	4.5	10.6
	1-4	74.4	14.1	0.139	1.767	17.5	9.9	15.9
	1-5	97.9	13.1	0.170	2.061	18	16.5	21.7
	1-6	150.8	10.6	0.213	2.262	18	32.3 途中で完全スリップ	36.5
	1-7	192.4	—	—	2.878	20		
2	2-1	0	15.8	0	1.374	26	0	6.5
	2-2	4.7	15.2	0.0095	1.698	26	5.2	11.3
	2-3	17.2	14.4	0.0339	1.637	28	9.3	15.4
	2-4	39.4	13.0	0.0682	1.938	28	18.1	23.0
3	3-1	0	15.3	0	1.344	10	0	6.5
	3-2	21.4	15.3	0.0436	1.690	14.5	0	6.6
	3-3	51.8	15.4	0.1063	1.798	15	0.8	5.7
	3-4	119.7	14.1	0.225	2.126	16	7.8	14.1
	3-5	181.6	11.6	0.28	2.452	16	24.3	29.5

(注) * 基準走行が得られなかったため、各条件の自走時を0%とした。本文中にも記したが、これらは理論算出速度に対していずれも6.5%減の速度となっている。



第II-26図 スクリュー・トラクタの牽引性能

5. 総 括

トラクタの走行装置としては、できるだけ広範囲の土壌条件に適合するものが望ましいことはいうまでもない。そこでまず室内試験により、各種の形状を有する車輪の性能を、水分状態を変えて比較した結果、全土壌条件に対する総合性能としては、車輪幅が狭く、ラグの高さが高く、厚さが薄く、枚数が少ないものが概して良好であることが認められた。

つぎに路上あるいは固い圃場面における牽引性能向上の1手段としての、プレッシャ・コントロールによる駆動輪荷重増加の効果を実験的に調査した結果、最大牽引力を2倍程度にまで向上させることができ、その効果が著しいことを認めた。

また軟弱な水田における牽引性能向上策としてのハイラグタイヤの効果を調べたが、代かき状態で耕盤が深い時には、普通タイヤの3倍に近い牽引力が得られ、耕盤が浅い場合でも1.5～2.5倍の牽引力が得られた。また軟弱な水田でのブラウニング状態では約2倍の牽引力を出しうることを認めたが、土が固い場合にはその差はほとんど認められなかった。

さらに過度の湿田状態や干拓初期状態において使用することを目的としてスクリュウ・トラクタを試作したが、鉄車輪やクローラでは全く走行不能な極柔軟土壌においても走行可能であることを確認した。

〔付〕 プレッシャ・コントロール・ヒッチの数式計算（第2節）

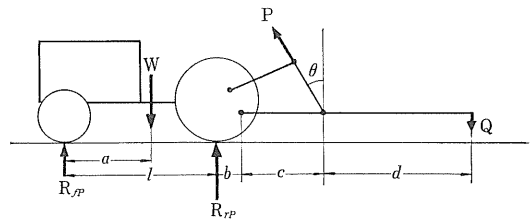
1) 記号

- W : 機体重量(kg)
- R_{r0} : 静止時前輪荷重(kg)
- R_{r0} : 同 後輪荷重(kg)
- R_{rP} : プレッシャ・コントロール作用時前輪荷重(kg)
- R_{rP} : 同 後輪荷重(kg)
- R_{rH} : 牽引抵抗作用時前輪荷重(kg)
- R_{rH} : 同 後輪荷重(kg)
- R_{rPH} : プレッシャ・コントロールおよび牽引抵抗作用時前輪荷重(kg)
- R_{rPH} : 同 後輪荷重(kg)
- P : 油圧揚力(kg)
- Q : 牽引桿後端揚力(kg)
- H : プレッシャ・コントロールを作用させない場合の最大牽引力(kg)
- H_P : プレッシャ・コントロールを作用させた場合の最大牽引力(kg)
- θ : チェーン角(度)
- h : 牽引桿地上高(mm)
- l : 軸距(mm)
- a : 機体重心と前車軸間水平距離(mm)
- b : ヒッチと後車軸間水平距離(mm)

- c : ヒッチとチェーン取付部間距離(mm)
- d : チェーン取付部と牽引桿後端間距離(mm)
- κ : 最大牽引係数

2) プレッシャ・コントロール作用時の後輪荷重（静止時）

静止時におけるプレッシャ・コントロール作用時の牽引桿後端の揚力は第Ⅱ-付1図より



第Ⅱ-付1図 静止時にプレッシャ・コントロールを作用させた場合の力関係

$$Q = \frac{c}{c+d} P \cos \theta \dots\dots\dots(1)$$

となる。また前輪接地点まわりのモーメントの平衡条件より

$$R_{rP} l = W a + Q (l + b + c + d)$$

$$\therefore R_{rP} = R_{r0} + Q + Q \frac{b+c+d}{l} \dots\dots\dots(2)$$

(1)および(2)式に実測値を代入し、プレッシャ・コントロール作用時の後輪荷重を求める。

1) 付加重量付きの場合

a) チェン角0度するとき

(1)式において

$$c = 201 \text{ mm} \quad d = 1,425 \text{ mm}$$

$$P = 1,156 \text{ kg} \quad \cos \theta = 1.00$$

したがって

$$Q = \frac{201}{201+1,425} \times 1,156 \times 1.00 = 143 \text{ kg}$$

また(2)式において

$$R_{r0} = 1,181.2 \text{ kg} \quad b = 727 \text{ mm} \quad \ell = 1826 \text{ mm}$$

したがって

$$R_{rP} = 1,181.2 + 143 + 143 \times \frac{727 + 201 + 1,425}{1,826}$$

$$= 1,509 \text{ kg}$$

これに対する実測値は、第II-5表に示すように1,634.5kgであった。

b) チェン角30度するとき

(1)式において

$$c = 575 \text{ mm} \quad d = 1,051 \text{ mm}$$

$$P = 1,445 \text{ kg} \quad \cos \theta = 0.866$$

したがって

$$Q = \frac{575}{575+1,051} \times 1,445 \times 0.866 = 442 \text{ kg}$$

また(2)式は

$$R_{rP} = 1,181.2 + 442 + 442 \times \frac{727 + 201 + 1,425}{1,826}$$

$$= 2,193 \text{ kg}$$

これに対する実測値は1,860kgであった。計算値と実測値の差は、ヒッチ点における摩擦および牽引桿の回転中心の移動によるものと思われる。

2) 付加重量なしの場合

a) チェン角0度するとき

(1)および(2)式中の数値は R_{r0} を除いてすべて 1) a) の場合と同じである。

$$R_{r0} = 967.5 \text{ kg}$$

$$\therefore R_{rP} = 967.5 + 143 + 143 \times \frac{727 + 201 + 1,425}{1,826}$$

$$= 1,295 \text{ kg}$$

これに対する実測値は1,393kgである。

b) チェン角30度するとき

$$R_{rP} = 967.5 + 442 + 442 \times \frac{727 + 201 + 1,425}{1,826}$$

$$= 1,979 \text{ kg}$$

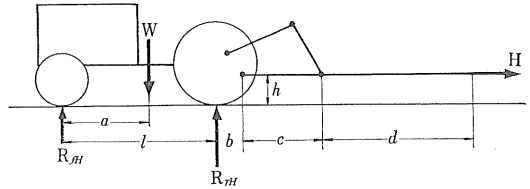
これに対する実測値は1,662kgである。

3) プレッシュャ・コントロール作用時の牽引力

まずプレッシュャ・コントロールを作用させない時の最大牽引係数を求める。第II-付2図において

$$R_{rH} \ell = Wa + Hh$$

$$\therefore R_{rH} = \frac{Wa}{\ell} + \frac{Hh}{\ell} = R_{r0} + \frac{h}{\ell} H \dots\dots\dots(3)$$



第II-付2図 プレッシュャ・コントロールを作用させずに牽引した場合の力関係

したがって最大牽引係数は次のようになる。

$$\kappa = \frac{H}{R_{rH}} = \frac{H}{R_{r0} + \frac{h}{\ell} H} \dots\dots\dots(4)$$

本実験においては(4)式中の値は次の通りであった(第II-6表参照)。

• 付加重量付きの場合

$$H = 910 \text{ kg} \quad h = 362 \text{ mm}$$

したがって

$$\kappa = \frac{910}{1,181.2 + \frac{362}{1,826} \times 910} = 0.67$$

• 付加重量なしの場合

$$H = 850 \text{ kg}$$

したがって

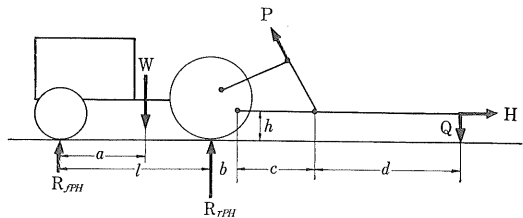
$$\kappa = \frac{850}{967.5 + \frac{362}{1,826} \times 850} = 0.75$$

付加重量付きとなしの場合の最大牽引係数の平均値をとれば

$$\kappa = 0.71$$

となる。

つぎにプレッシュャ・コントロールを作用させた場合の牽引力を求める(第II-付3図)。



第II-付3図 プレッシュャ・コントロールを作用させながら牽引した場合の力関係

$$R_{rPH} = H_P / \kappa \dots\dots\dots(5)$$

また前輪接地地点まわりのモーメントの平衡条件より

$$R_{rPH} = R_{rP} + \frac{h}{\ell} H_P \dots\dots\dots(6)$$

(3), (4)式より

$$H_P = \frac{R_{rP}}{\frac{1}{\kappa} - \frac{h}{\ell}} \dots\dots\dots(5)$$

(5)式によりプレッシャ・コントロール作用時の牽引力を求めると次のようになる。

1) 付加重量付きの場合

a) チェン角0度するとき

$$H_P = \frac{1,509}{\frac{1}{0.71} - \frac{362}{1,826}} = 1,250\text{kg (実測値 1,295kg)}$$

b) チェン角30度するとき

$$H_P = \frac{2,184}{\frac{1}{0.71} - \frac{362}{1,826}} = 1,810\text{kg (実測値 1,810kg)}$$

2) 付加重量なしの場合

a) チェン角0度するとき

$$H_P = \frac{1,295}{\frac{1}{0.71} - \frac{362}{1,826}} = 1,070\text{kg (実測値 1,070kg)}$$

b) チェン角30度するとき

$$H_P = \frac{1,970}{\frac{1}{0.71} - \frac{362}{1,826}} = 1,630\text{kg (実測値 1,645kg)}$$

Ⅲ

耐久性能に関する研究

トラクタの利用経費に最も大きな影響を与えるものは償却費であって、この償却費を低減させるためには耐久年限を長くすることが必要である。加えるに故障の頻発は修理費の問題となるのみならず、農作業の遂行にも支障をきたすので、これを最小限に止めなければならぬことはいうまでもない。しかし耐久性の向上を追求するあまり過剰品質になることは、価格上からも避けなければならない、したがって適正な耐久性をトラクタに付与することは容易ではない。

トラクタの製作販売にあたっては、最初試作機について数百時間の圃場耐久試験を行ない、ついで試行販売により様子を見たのち市販に移し、以後クレームが生じる

ごとにその部分を改造するという試行錯誤の繰返しによりトラクタを改良していく例が多いようである。

トラクタを市販に移すまえに十分な圃場試験を行なうことが望ましいのであるが、労力的、時間的に不可能な場合が多く、圃場試験に代わって短時間に耐久性を判断しうる試験方法の確立が望まれている。

そこで圃場における耐久試験に代替する室内試験方法を確立するために、まずトラクタの各種作業時における負荷特性を調べて、これを単純化した負荷を室内で与える試験装置を試作し、この装置による短時間耐久試験方法を立案した。

1. ロータリ耕耘作業負荷特性

1) 目的

ロータリ耕耘によって生ずるPTOトルクの測定は、今までに数多くなされている。そして、PTOトルクの平均値、極大値平均、トルク変動の波等についての考察が行なわれてきた。しかしながら、まだ極大値の頻度分布特性についての考察はなされていない。そこで本研究においては、PTOトルクの極大値の頻度分布特性を、土壌、含水比などとの関連において調べた。そして耕耘中には、PTO最大トルク以上のトルクが、いかなる頻度で現われるかを具体的な数字をもって示した。

また車軸トルクについても、耕耘作業時、無負荷走行時、既耕地後退時、旋回時に生ずるトルクを測定し、車軸の強度計算の時には、それらのトルクをどのように考えたらよいかを検討した。

(注)1 「PTO最大トルク」とは、動力計で一定負荷を与えた時に測定された各回転速度時のトルクをさす。

2 「PTO最高トルク」とは、PTO最大トルクの中で最高のトルクをさす。

2) 試験方法および測定方法

トラクタにロータベータを装着し、土壌および含水比を変えて耕耘した。土壌は、軽埴壤土、埴壤土、埴土の3種類とし、水分の量を調節して、半乾、湿、湛水の3つの状態にして試験した。以上は人工圃場でおこなったが、参考のために実際の圃場(川里付属農場)でも試験した。湿および湛水の時には、タイヤの代わりに、水田車輪を取りつけた。湛水の場合は代かき作業をした。トラクタの走行速度は1速で、ロータリの回転速度は、PTOが540rpmの時に176rpmとなるようにセットし、耕耘ピッチを17cm位とした。耕深は15cmを目標とし、スロットルは、耕耘作業時には全開とした。

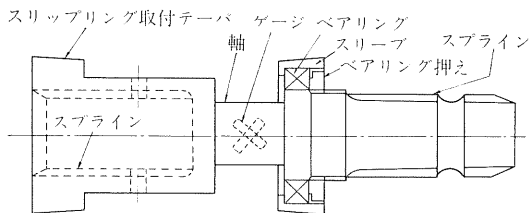
この試験で測定したものは、PTOトルク、車軸トルク、3点リンク推力、PTO回転速度、車軸回転速度で、これと同時に耕深、耕幅、走行速度、進行低下率などの作業性能も測定した。

測定方法としては、PTOトルクは第Ⅲ-1～Ⅲ-2図に示すトルクピックアップをPTOとユニバーサルジョイントとの間に入れ、スリップリング、ストレインメー

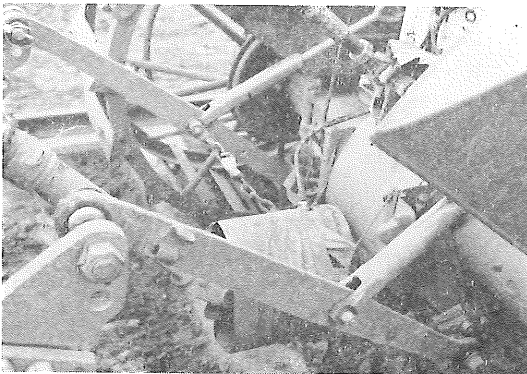
タを経てビジグラフに記録した。車軸トルクは、車軸に直接ゲージを貼り、車軸外端に取りつけたスリップリングから取り出し(第Ⅲ-3図)、リンク推力は、リンクダイナモメータ^リをリンクに取りつけて測定した。PTO回転速度は1回転ごと、車軸の回転速度は1/10回転ごとのマークを記録した。

供試トラクタや測定器などは第Ⅲ-1～Ⅲ-4表、第Ⅲ-4、Ⅲ-5図に示すとおりである。

また、SR-2型で測定した供試圃場の条件を第Ⅲ-6～Ⅲ-12図に示す。



第Ⅲ-1図 PTO軸トルク・ピックアップ



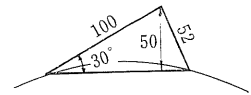
第Ⅲ-2図 防水被覆をしたPTOトルク・ピックアップ



第Ⅲ-3図 防水被覆をした車軸トルク・ピックアップ

第Ⅲ-1表 供試トラクタ

フォードソン・スーパー・デキスタ		
エンジン	3気筒ディーゼル	
気筒容積	2,500cc	
機関出力/回転数	39.5PS/2,000rpm	
総重量	1,407kg	
輪距	1,335mm	
軸距	1,835mm	
最低地上高	320mm(オイルパン下)	
車輪	前輪	5.50-16 6P
	後輪	11-28 6P
(水田車輪) ²⁾		
幅448mm、リムの外径1,100mm、ラグ高さ50mm、ラグ角度30°のアングルラグ		



第Ⅲ-2表 供試ロータリ諸元

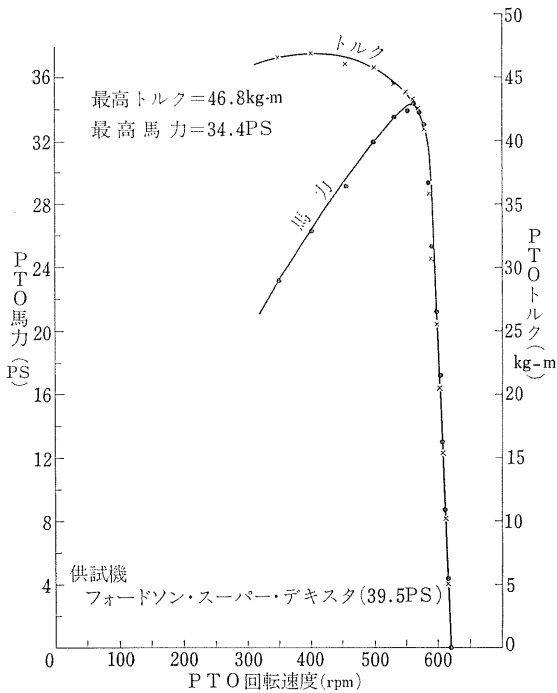
ハワード・ロータベータE型	
駆動方式	サイドドライブ
全幅	1,570mm
重量	444kg
耕耘幅	1,280mm
耕耘爪本数	30本
耕耘回転半径	290mm
回転数	PTO540rpm時に、140, 154, 176, 198, 226, 249rpm
耕耘爪	L型爪

第Ⅲ-3表 供試圃場

人工圃場	P1.2(軽壇壤土), P1.3(壇土), P1.6(壇壤土)
農場	川里(壇壤土水田水稻刈跡で半乾状態, 条播で条間32cm)

第Ⅲ-4表 使用測定器

ストレインメータ	新興通信製 DS6-MT
〃	共和電業製 DPM-4ATS
記録計	三栄測器製ビジグラフFR-102

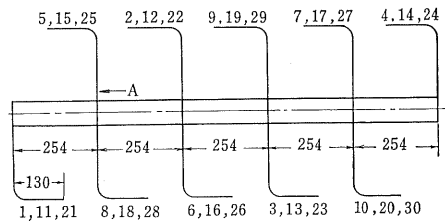


第Ⅲ-4図 供試トラクタのPTO出力線図

3) 結果および考察

(1) PTOトルク波形

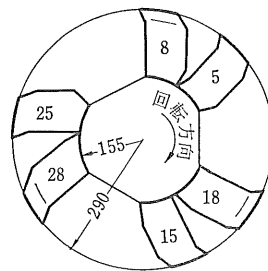
耕耘作業によりオシログラム上に描かれたPTOトルクの波形を第Ⅲ-14図(a)(b)に示す。いずれの場合も大きい波と小さい波からなっており、埴土の湿、半乾の場合は小さい波がほとんど見られない。軽埴壤土(半乾)、埴壤土(湿)、埴土(湛水)の場合は、小さい波がたくさん出ている。大きい波の周期は、軽埴壤土(湿)と埴土(湿)の場合は、PTOの回転速度と一致して、PTOの1回転に2回現われている。しかしその他の場合は、PTOの回転速度とは一致せず、ロータリの回転速度と一致して、ロータリ1回転に3回大きい波が現われている。埴土(半乾)、川里などの場合は、あたかもPTOの回転と一致しているように見えるが、数秒間にわたって調べてみると、PTOの回転とはずれてくる。第Ⅲ-13図はユニバーサルジョイントのジョイント角を変えて、ロータリを空転させた時に生ずるPTOトルクの波である。 θ が 40° 位になると、PTOの1回転に大きな波が2つ出ている。なおこの時のトラクタとロータリとは水平であり、耕耘中もロータリをほぼ水平に保つようにした。耕耘中のジョイント角は 19° を越えない。



(注) 爪のところの番号は、打込む順番を示す。

爪と爪とのなす角度

	角度($^\circ$)	角度($^\circ$)	角度($^\circ$)
1~2	11.5	16~17	10.0
2~3	5.5	17~18	25.0
3~4	8.5	18~19	11.5
4~5	20.5	19~20	3.0
5~6	5.5	20~21	20.5
6~7	8.5	21~22	9.5
7~8	26.0	22~23	5.5
8~9	10.0	23~24	9.5
9~10	5.5	24~25	19.0
10~11	19.5	25~26	7.0
11~12	11.5	26~27	8.5
12~13	5.0	27~28	25.5
13~14	9.5	28~29	10.0
14~15	20.0	29~30	5.5
15~16	4.5	30~1	18.5



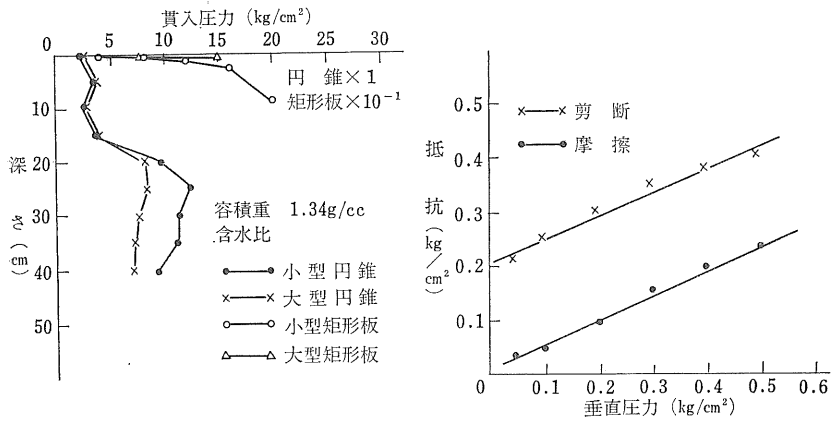
Aの方向から見た爪の取付状態

(注) 図中の寸法の単位はmmである。

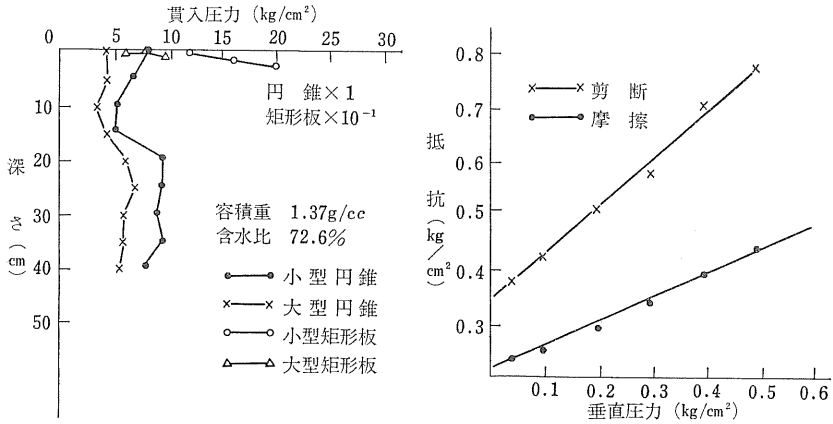
第Ⅲ-5図 供試ロータリの爪の配列

(2) PTOトルク極大値の頻度分布

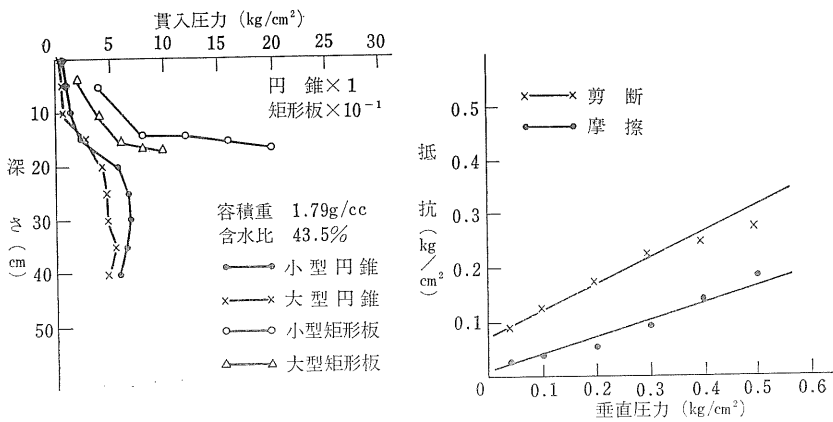
耕耘作業の条件および負荷状態は、第Ⅲ-5、Ⅲ-6表のとおりである。オシログラムからPTOトルクの極値の大きさと頻度を調べ、ヒストグラムに表わしたのが第Ⅲ-15図である。縦軸は1秒間の頻度を示しているが、実際には3秒間の頻度を調べ、その平均を記した。なお極値を採るにあたっては、振幅が1kg-m以下の変動は



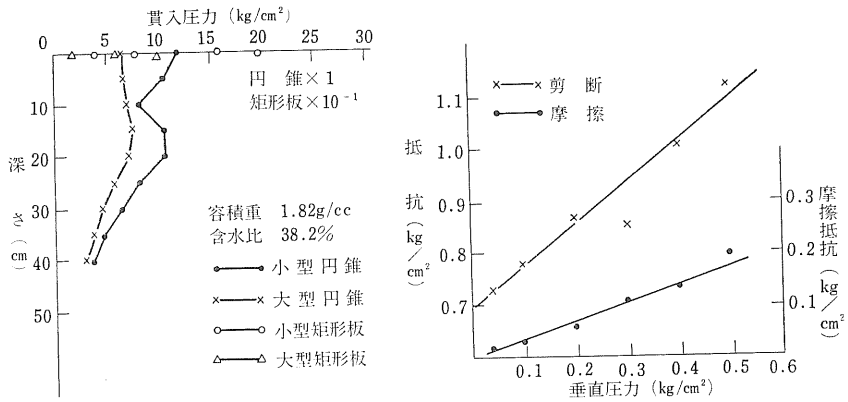
第Ⅲ-6図 Pl. 2(湿)の土壤条件



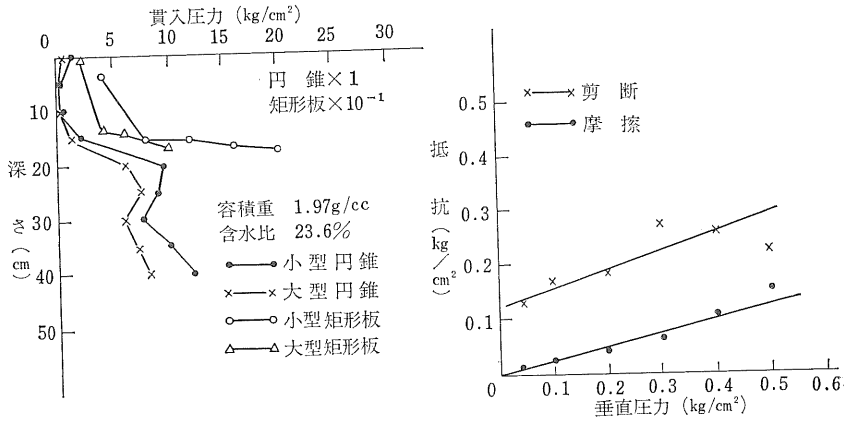
第Ⅲ-7図 Pl. 2(半乾)の土壤条件



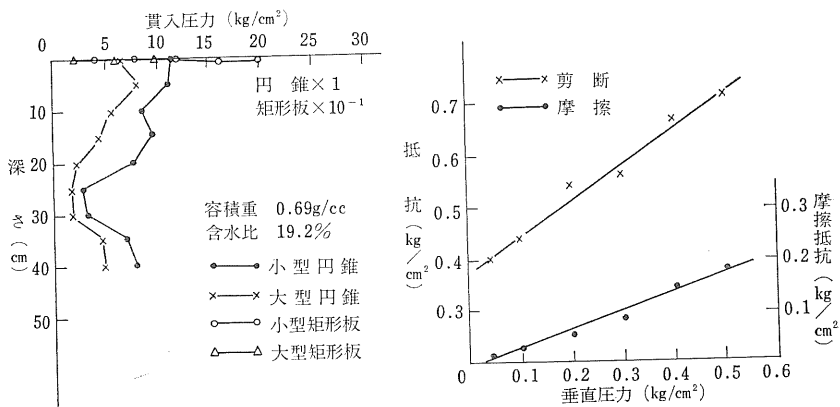
第Ⅲ-8図 Pl. 3(湿)の土壤条件



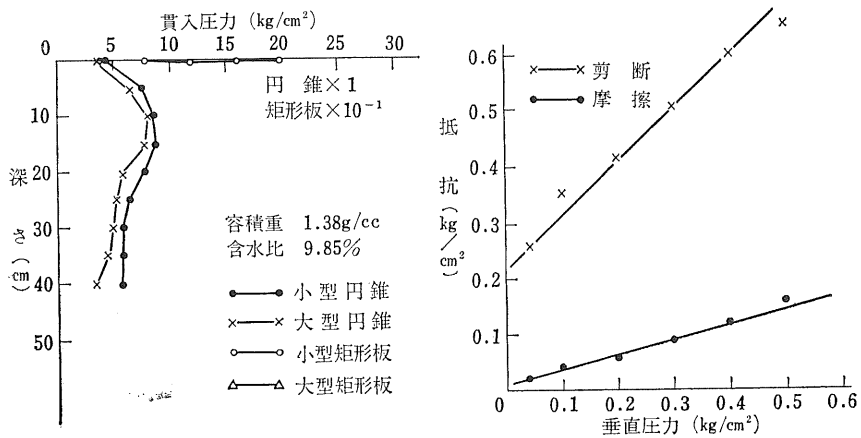
第Ⅲ-9図 Pl. 3(半乾)の土壤条件



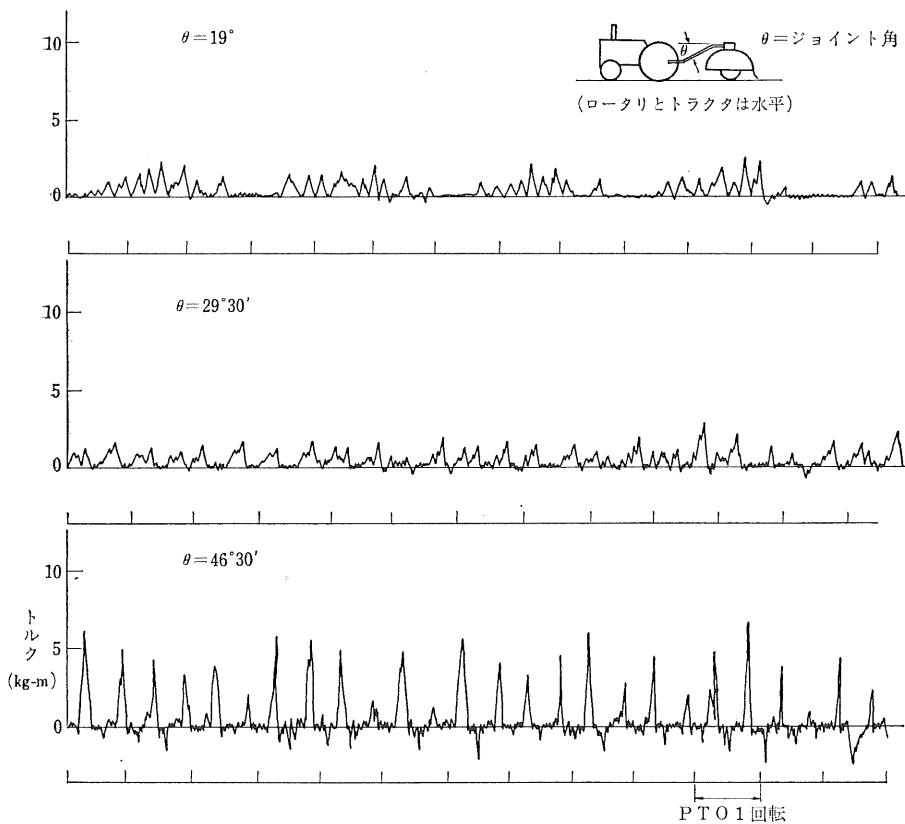
第Ⅲ-10図 Pl. 6(湿)の土壤条件



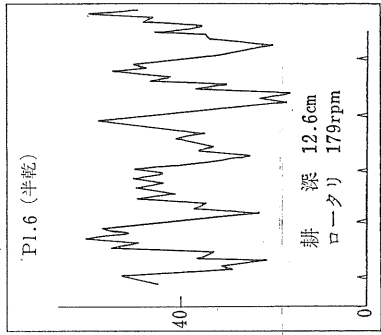
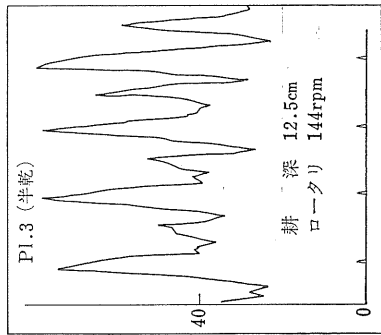
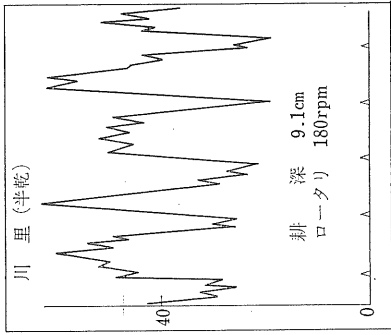
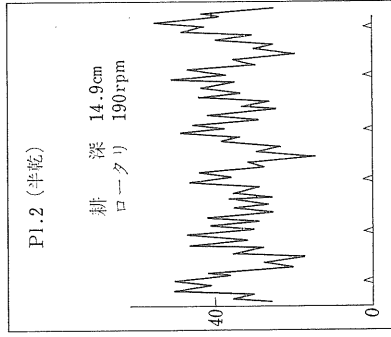
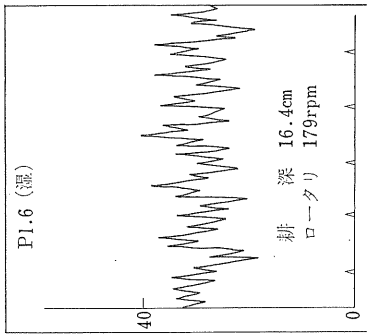
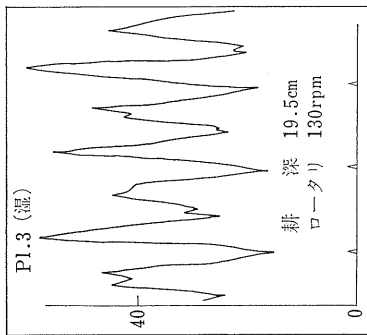
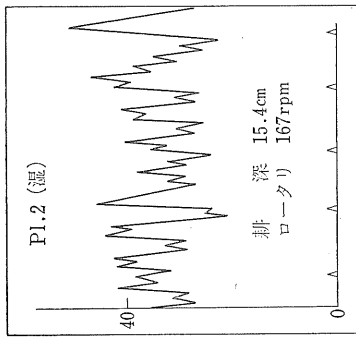
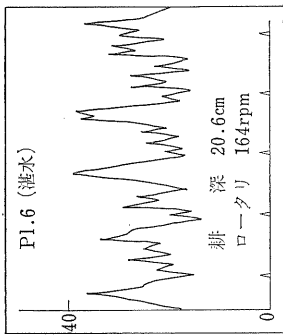
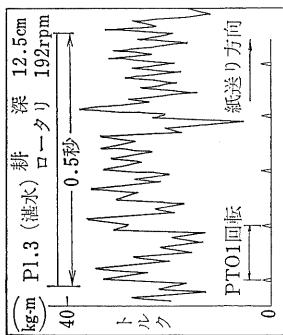
第Ⅲ-11図 Pl. 6(半乾)の土壤条件



第Ⅲ-12図 川里(半乾)の土壤条件



第Ⅲ-13図 ジョイント角とPTOトルク(ロータリ空転時)



第III-14図(b) PTOトルクのオシログラム記録例

第III-14図(a) PTOトルクのオシログラム記録例

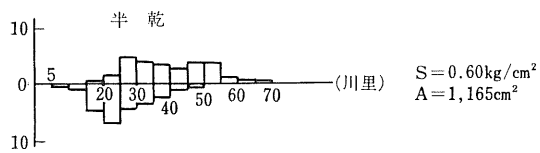
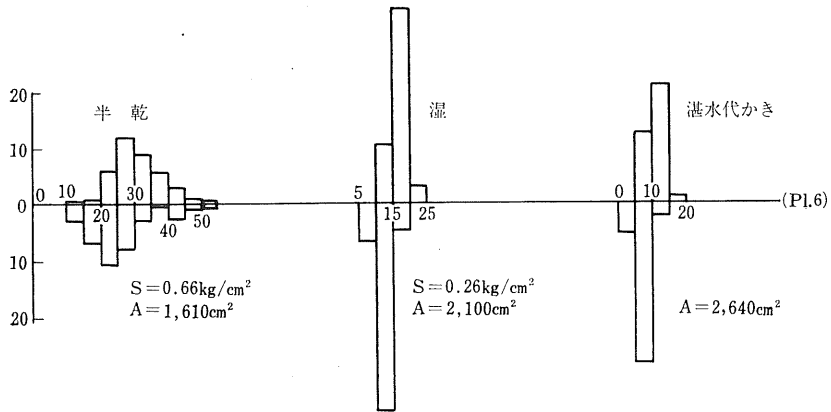
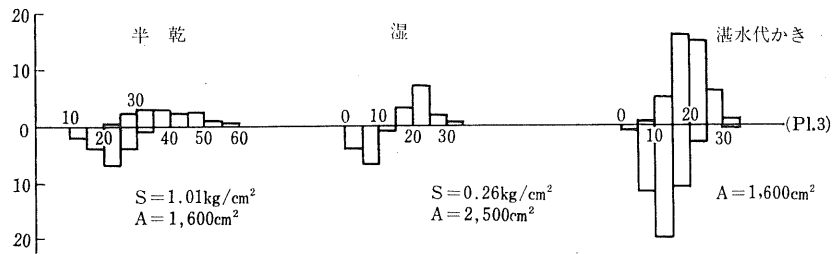
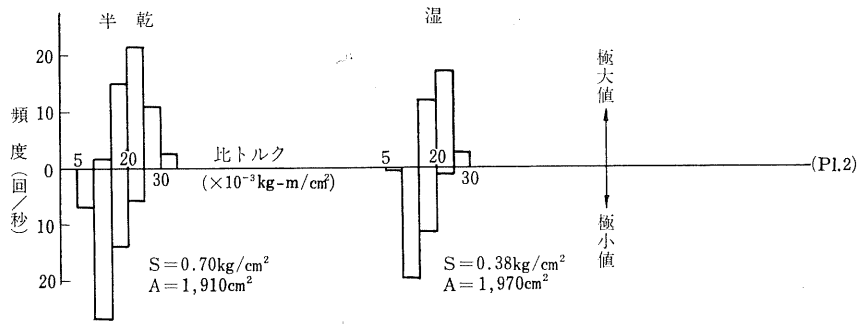
第Ⅲ-5表 作 業 条 件

	Pl. 2		Pl. 3			Pl. 6			川 里	
	半 乾	湿	半 乾	湿	湛 水	半 乾	湿	湛 水	半 乾	
走 行 速 度 (m/sec)	0.65	0.54	0.48	0.39	0.60	0.45	0.50	0.41	0.60	
耕 深 (cm)	(右)	15.3	14.7	14.2	19.3	12.5	14.3	15.6	20.3	9.2
	(左)	14.6	16	10.8	19.6	12.5	11.0	17.1	21	9.1
	(平均)	14.9	15.4	12.5	19.5	12.5	12.6	16.4	20.6	9.1
耕 幅 (cm)	128.0	128.0	128.0	128.0	128.0	128.0	128.0	128.0	128.0	
耕 耘 断 面 積 (cm ²)	1,910	1,970	1,600	2,500	1,600	1,610	2,100	2,640	1,165	
P T O 回 転 数 (rpm)	583	512	440	400	587	547	548	502	552	
ロ ー タ リ 回 転 数 (rpm)	190	167	144	130	192	179	179	164	180	
耕 耘 ピ ッ チ (cm)	6.8	6.5	6.7	6.0	6.3	5.0	5.6	5.0	6.7	
進 行 低 下 率 (%)	(右)	-2.3	8.4	-1.8	18.4	17.6	-4.0	23.4	23.4	-2.4
	(左)	0.9	11	-4.5	17.8	16	2.9	20.4	25.7	-4
	(平均)	-0.7	9.7	-3.1	18.1	16.8	-0.5	21.9	24.5	-3.2

第Ⅲ-6表 負 荷 状 態

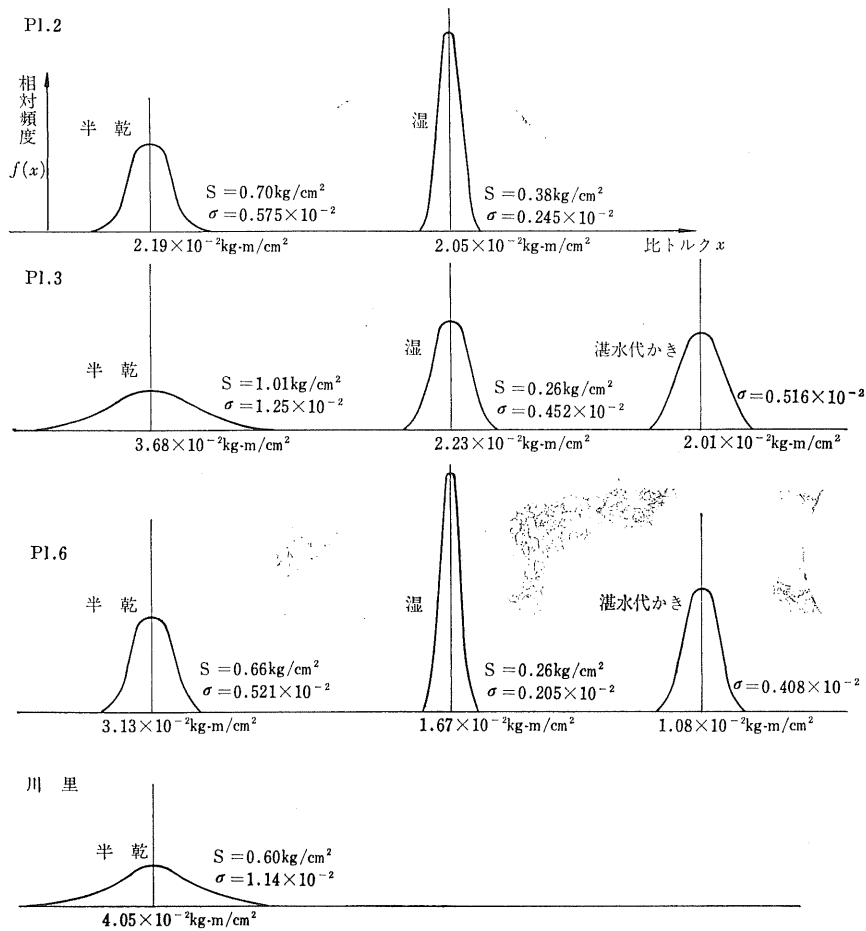
		P T O 軸 ト ル ク					P T O 回 転 数 (rpm)	P T O 作 業 時 馬 力 (P S)	その回転における可能P T O最大トルク (kg-m)	その回転における可能P T O最大馬力 (P S)
		極大値平均 (kg-m)	極小値平均 (kg-m)	平 均 (kg-m)	頻 度 (c/s)	最 高 (kg-m)				
Pl. 2	半 乾	41.8 (0.0219)	26.9 (0.0141)	34.4 (0.0180)	53.1	70.5	583	28.1 (0.0147)	40	32.3
	湿	40.4 (0.0205)	28.8 (0.0146)	34.5 (0.0175)	32.6	55.3	512	24.6 (0.0125)	45.5	32.5
Pl. 3	半 乾	58.8 (0.0368)	33.9 (0.0212)	46.4 (0.0290)	16.2	90.1	440	28.5 (0.0178)	46.8	28.6
	湿	55.8 (0.0223)	16.7 (0.0067)	36.3 (0.0145)	12.6	80.6	400	20.2 (0.0081)	46.8	26.3
	湛 水	32.2 (0.0201)	20.5 (0.0128)	26.3 (0.0164)	46.0	59.3	587	21.5 (0.0134)	39	30.5
Pl. 6	半 乾	50.4 (0.0313)	37.2 (0.0231)	43.8 (0.0272)	37.0	127.5	547	33.5 ₂ (0.0208)	44	34
	湿	35.1 (0.0167)	25.8 (0.0123)	30.5 (0.0145)	49.1	50.1	548	23.3 (0.0111)	44	34
	湛 水	28.5 (0.0108)	18.7 (0.0071)	23.5 (0.0089)	36.6	48.2	502	16.6 (0.0063)	45.7	31.9
川 里	半 乾	47.2 (0.0405)	31.8 (0.0273)	39.5 (0.0339)	27.3	112	552	30.4 (0.0261)	43.5	34.2

(注) () 内の数値は、比トルク (kg/cm²)、比馬力 (PS/cm²) を示す。

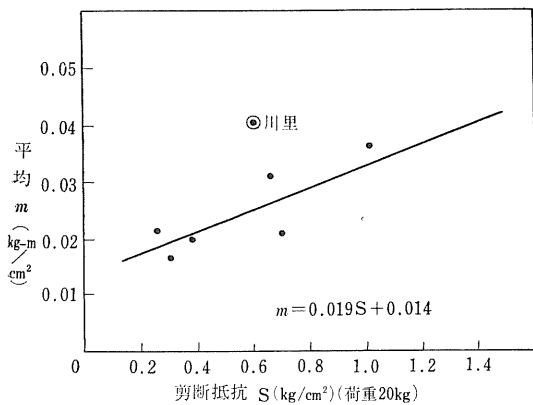


(注) Sは荷重20kgの時の剪断抵抗, Aは耕耘断面積である。

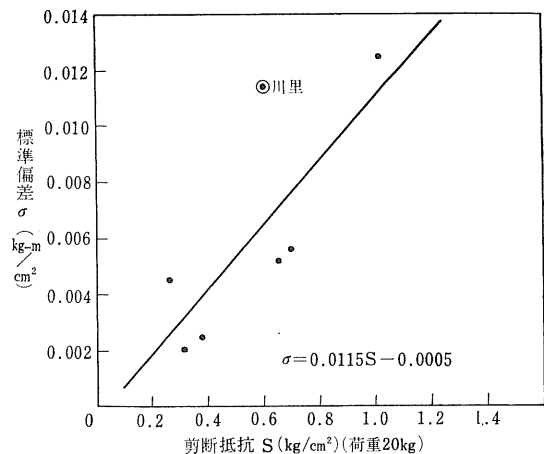
第Ⅲ-15図 P T O軸トルク極値のヒストグラム



第Ⅲ-16図 PTOトルク極大値の正規分布 (Sは荷重20kgの時の剪断抵抗)



第Ⅲ-17図 PTO比トルク極大値の平均と剪断抵抗



第Ⅲ-18図 PTO比トルク極大値の標準偏差と剪断抵抗

第Ⅲ-7表 標準偏差 σ および平均 m

	Pl. 2		Pl. 3			Pl. 6			川 里
	半 乾	湿	半 乾	湿	湛 水	半 乾	湿	湛 水	半 乾
$\sigma \times 10^{-2}$ (kg-m/cm ²)	0.575	0.245	1.25	0.452	0.516	0.521	0.205	0.408	1.14
$m \times 10^{-2}$ (kg-m/cm ²)	2.19	2.05	3.68	2.23	2.01	3.13	1.67	1.08	4.05

極値としなかった。横軸には比トルクを示した。これは各試験ごとに耕深が異なっているので、比較しやすいように単位断面積（耕深×耕幅）当りのトルクとしたのである。上は極大値を、下は極小値を示している。このヒストグラムから、PTOトルクの極大値の頻度分布は正規分布をなすことがわかる。正規分布の式

$$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} e^{\left\{-\frac{1}{2}\left(\frac{x-m}{\sigma}\right)^2\right\}}$$

の係数 σ , m を計算すると、第Ⅲ-7表に示す値となり、各場合の正規分布の大まかな形状が第Ⅲ-16図のようになる。ここで m は極大値の平均で、 σ は極大値の標準偏差である。第Ⅲ-16図で分布の中央の数値は m の値である。この図から各土壤に共通な傾向が見られる。すなわち、半乾の場合は山が低く、すそが広がっているのに対し、湿の場合は山が高く、すそがせまい。湛水の場合は半乾と湿の中間の形状をしているが、この場合は耕耘でなく、代かき作業なので、半乾、湿とは同じに扱えな

い。したがって、水分が多くなると、極大値のばらつきが少なくなり、その分布が中央に集中してくるといえる。

次に土壤の剪断抵抗と、極大値の平均 m , 標準偏差 σ との関係は第Ⅲ-17, Ⅲ-18図のようになり、ほぼ直線的な関係にあるといえる。したがって土壤の剪断抵抗がわかると、極大値の頻度分布の状態が予想できる。なお両図において、剪断抵抗の値が 0.6kg/cm^2 の時の m , σ は、どちらも直線からはなれている。これはこの時の圃場が川里農場で、稲の切株のある水田であったために、稲株その他の要因によるものと思われる。

(3) PTOトルク極大値とPTO最大トルク

第Ⅲ-19図で、作業時にPTOにかかるトルクの平均、極大値平均、瞬間最高トルクと、最大トルクとを比較してみると、平均値はいずれも最大トルクより低い。極大値平均は約半数が最大トルクを上回っている。瞬間最高トルクは、最大トルクの2倍から3倍に達している。そこで最大トルクを上回る極大値が実際に何回現われたかを調べ、その結果を第Ⅲ-8表に示す。極大値の半数以上が最大トルクを越えているのは、軽埴壤土(半乾), 埴壤土(半乾), 埴土(半乾, 湿), 川里の時である。

さて、PTO軸の設計において、その軸径を求めるのに、次の式を用いるとする。

$$d = \sqrt{\frac{32S}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M_w + M_o}{\mu\sigma_{wb}} + \frac{M_o}{\sigma_s}\right)^2 + \left(\frac{T_w + T_o}{\mu\sigma_{wb}} + \frac{T_o}{\sigma_s}\right)^2}}$$

ここで

d = 軸直径

S = 安全率

M_w = 繰返し曲げモーメントの振幅

M_o = 一定の曲げモーメント

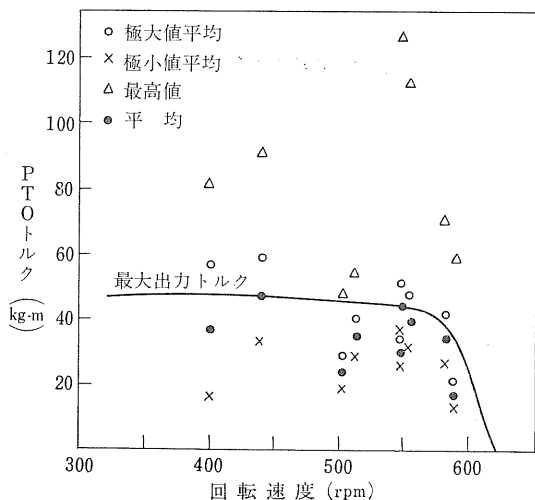
T_w = 繰返しトルクの振幅

T_o = 一定のトルク

σ_{wb} = 回転曲げ疲労限度

σ_s = 降伏点

μ = 疲労限度の低下率（繰返し曲げ）



第Ⅲ-19図 PTO最大トルクと作業時トルクの極大値平均、極小値平均、瞬間最大、平均

第Ⅲ-8表 最大トルクを越えた極大値の頻度 (c/s)

	Pl. 2		Pl. 3			Pl. 6			川 里
	半 乾	湿	半 乾	湿	湛 水	半 乾	湿	湛 水	半 乾
最大トルクの100~120%	17 (32)	5.6 (17)	3.4 (21)	4.6 (36)	6.3 (13.7)	12 (32.5)	1.7 (3.5)	0	5.3 (19.4)
" 120~140%	10.6 (20)	0	3.5 (21.6)	4.3 (34)	1.3 (2.8)	8.3 (22.4)	0	0	4.8 (17.6)
" 140~160%	2.3 (4.3)	0	3.2 (19.7)	1.0 (7.9)	0	3.7 (10)	0	0	3.9 (14.3)
" 160~180%	0.3 (0.6)	0	1.7 (10.5)	0.6 (4.8)	0	1.3 (3.5)	0	0	1.4 (5.1)
" 180~200%	0	0	0.8 (5)	0	0	0	0	0	0.2 (0.7)
" 200%以上	0	0	0	0	0	0	0	0	0

(注) () 内の数値は、極大値の1秒間当りの総頻度に対する百分率を示す。

μ_t =疲労限度の低下率 (繰返しトルク)

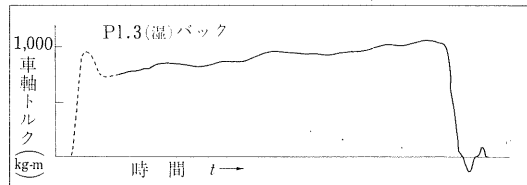
この式で、PTOトルクの平均 T_0 と、振幅 T_w の値をいくらにとって計算すればよいであろうか。今回の試験結果から考えてみよう。

第Ⅲ-6表をみると、墾壤土(半乾)と埴土(半乾)の時のPTOトルクの平均は、PTO最高トルクに近い値を示している。次に第Ⅲ-8表をみると、PTOトルクの極大値が、いずれの場合もPTO最大トルクの200%以内におさまっている。そして、埴土(半乾)の場合、PTO最大トルクの200%近い極大値の頻度が0.8c/sとなっている。この場合はPTO最大トルクが第Ⅲ-4図からもわかるように、PTO最高トルクの値に近い。以上のことから、PTO軸の設計においては、PTOトルクの平均 T_0 および振幅 T_w の値に、PTO最高トルクをとればよいと思われる。

(4) 車軸トルク

車軸トルクの測定結果を第Ⅲ-9表および第Ⅲ-20図に示す。全体で最も大きいトルクは、埴土(湿)の既耕地後退時の1,080kg-mである。この時の駆動力係数(車輪の駆動力とトラクタ全重量との比)を求めてみる。水田車輪の重量は、タイヤの重量とほぼ同じであり、この時のオペレータの重量が55kgなので、

$$\begin{aligned} \text{トラクタの全重量 } W &= \text{トラクタ重量} + \text{ロータリ重量} \\ &\quad + \text{オペレータ重量} \\ &= 1,407\text{kg} + 444\text{kg} + 55\text{kg} \end{aligned}$$



第Ⅲ-20図 Pl. 3 (湿) バックの時のオシログラム (始動時の記録なし)

$$= 1,906\text{kg}$$

右車輪の駆動力 $D/2$ = 右車軸トルク / 車輪半径

$$= 1,080\text{kg-m} / 0.6\text{m}$$

$$= 1,800\text{kg}$$

後車輪の左右分担荷重の割合を5:5とすれば

$$\text{駆動力係数} = \frac{D}{W} = \frac{2 \times 1,800}{1,906} \approx 1.9$$

このように駆動力係数が1.9にもなったのは、このとき水田車輪をつけていたことと、車輪の中に土がいつまっていたためと思われる(第Ⅲ-21図)。ふつう車輪の設計では、このような低速の場合の駆動力係数は1.0以下にとることが多い。しかしながら、低速でも今回のように大きなトルクがかかるということも十分考慮しなければならない。

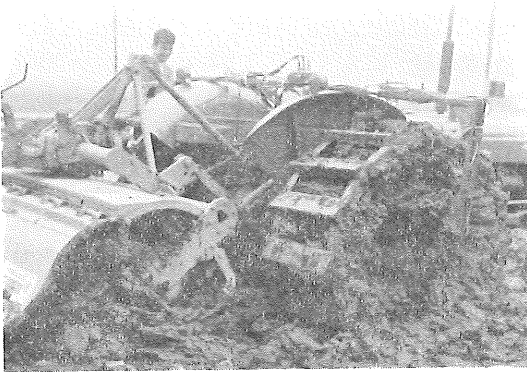
(5) 衝撃負荷

ロータリ作業中に遭遇すると思われる各種の衝撃的負荷について、PTO軸および3点リンクが受ける負荷の

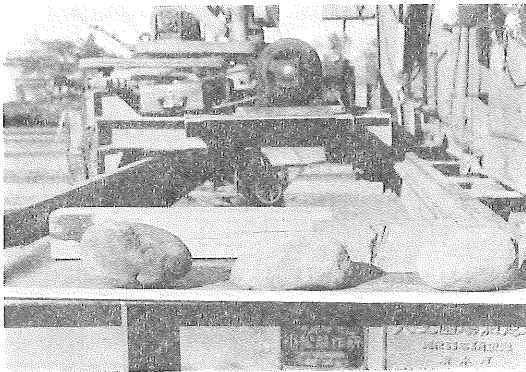
第Ⅲ-9表 車 軸 負 荷

				車 軸 ト ル ク				車軸回転数 (rpm)	車軸馬力 (PS)	左右車軸 合計馬力 (PS)
				最 高 (kg-m)	極大値平均 (kg-m)	極小値平均 (kg-m)	平 均 (kg-m)			
耕	Pl. 2	半 乾	右左	340 335	69.5 61.2	-15.2 -15.4	27.1 22.9	10.4 10.5	0.4 0.3	0.7
		湿	右左	341 286	123 101	90 74	106.5 87.5	8.7 8.8	1.3 0.1	1.4
	Pl. 3	半 乾	右左	321 319	4.2 3.0	-118 -106	-56.9 -51.5	8.0 8.0	- 0.6 - 0.6	- 1.2
		湿	右左	454 456	274 285	240 247	257 266	7.1 7.1	2.6 2.6	5.2
		湛 水 代かき	右左	334以上 341以上	266 243	214 184	240 213.5	9.8 9.8	3.3 2.9	6.2
	耘	Pl. 6	半 乾	右左	263 262	13.2 12.1	-86.4 -84.6	-36.6 -36.3	9.8 9.8	- 0.5 - 0.5
湿			右左	363 373	257 300	231 265	244 282.5	9.8 9.6	3.3 3.8	7.1
湛 水 代かき		右左	352 359	188 178	161 147	174.5 162.5	9.3 8.8	2.3 2.0	4.3	
川 里		半 乾	右左	151 224	-12 -11	-58 -64	-35 -37.5	11.2 10.8	- 0.5 - 0.6	- 1.1
前 進	川里既耕地 (半 乾)	右左	352 398	90 97	45 43	67.5 70	10.4 10.5	1.0 1.0	2.0	
	農道(不整地)	右左	310以上 309以上	132 124	3 - 0.4	67.5 61.8	10.5 10.7	1.0 0.9	1.9	
既耕地 バック	Pl. 2 (湿)	右左	274以上 241以上	250 223	207 175	228.5 199	7.4 6.9	2.4 1.9	4.3	
	Pl. 3 (湿)	右左	1,080 749	738 -	630 -	684 -	6.4 6.8	6.1 -	-	
	Pl. 6 (湿)	右左	920以上 -	548 -	440 -	494 -	11.4 11.3	7.9 -	-	
既耕地 旋回	Pl. 3 (湿) 右旋回	右左	547以上 456以上	417 376	319 295	366 335.5	5.6 6.8	2.9 3.2	6.1	
	Pl. 3 (湿) 左旋回	右左	746以上 802以上	675 696	567 535	621 615.5	9.9 -	8.6 0	8.6	
	Pl. 6 (湿) 右旋回	右左	546 450	464 404	398 361	431 382.5	4.6 7.2	2.8 3.9	6.7	
	川 里 右旋回	右左	351 421	278 316	165 182	221.5 249	0 7.4	0 2.6	2.6	
	川 里 左旋回	右左	510 412	420 364	255 220	337.5 292	5.8 0	2.7 0	2.7	

(注) 湿および湛水の場合は、水田車輪装着。



第Ⅲ-21図 車輪等への土の付着状況

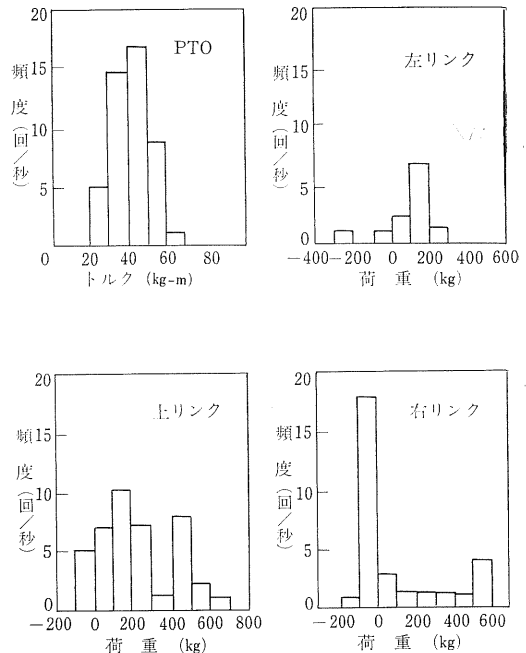


第Ⅲ-22図 ロータリ試験時に土中に埋設した
玉石と木材

特性を記録した。衝撃負荷としては、直径約16cmの玉石および $8.5 \times 8.5 \times 53$ cmのヒノキ材(第Ⅲ-22図)を土中に埋設し、耕耘爪がこれに衝突した時に各部に生じる荷重の速度、絶対値および頻度を測定したほか、耕耘軸を回転させながら地中に落下させた時のトルクを測定した。

試験は人工圃場の塩土区において行なった。試験の結果は次の通りであった。

- (a) 通常作業時の各部荷重の絶対値、頻度は第Ⅲ-23図のとおりであるが、荷重ピークの分布状態はPTO軸は正規分布型であるのに対し、リンク荷重の分布は不定である。
- (b) 玉石に当たったときのPTO軸のピークトルクは135kg-mで、負荷時間は80msである。この時の各部の荷重は上リンク2,250kg、左リンク385kg、右リンク1,401kgであった(推力を正とする)。
- (c) 材木に当たったときのPTO軸トルクは166kg-mであり、玉石に当たったときよりも大きく、負荷時



第Ⅲ-23図 PTO軸トルクおよび3点リンク荷重の頻度分布

間は90msでわずかに長い。このときの各部の荷重は上リンク1,829kg、左リンク462kg、右リンク1,570kgであった。

- (d) 作業機を回転しながら急速に下げるときにPTOが受けるトルクは最大236kg-mで、また静かに下げるときは215kg-mで両者の間に大きな差はない。

4) 結論

- a PTOトルク極大値の頻度は、正規分布をなす。
- b PTOトルク極大値の平均 m および標準偏差 σ と剪断抵抗とは、それぞれ直線的な関係にあり、剪断抵抗がわかると、 m 、 σ の値、すなわち分布の状態が予想できる。
- c PTO軸の設計において、PTOトルクの平均および振幅の値は、どちらもPTO最高トルクをとればよいと思われる。
- d 車軸の設計においては、低速の場合でも、駆動力係数が1.9になる時があるので、十分注意しなければならない。
- e 耕耘爪が石および材木に衝突したときのPTOトルクは、通常作業時のそれぞれ3および4倍程度に達する。また、耕耘部を地中に下した瞬間のトルクは通常時の5~6倍に及ぶ。

2. 路上走行負荷特性

1) 目的

トラクタの路上走行中、トラクタの各部が受ける振動を測定して、トラクタ耐久性試験の基礎資料とする。

2) 方法

供試トラクタとしてフォードソン・スーパーデキスタ(39.5PS)を用い、土道、砂利道、コンクリート道を走行する時の、前車軸、後車軸、座席、運転者頭部における上下加速度を測定した。トラクタの装備はトラクタ単体の場合、ロータリを付けた場合、後車輪タイヤにガードルを付けてロータリを付けた場合(以下ガードル付きという)の3種類について試験した。

そのほか参考として固い砂利道について、ガードル付きでの試験を行なった。

上下加速度の測定には新興製抵抗線式加速度計(BA-10-102型)を用い、またトラクタの速度が速いので、測定用コードを使用することは危険なため、FM式ストレンメータ(プリモ製)によって送信および増幅し、直視式電磁オシロ(三栄測器製ビジグラフ)に記録させた(第Ⅲ-24図)。

供試トラクタ諸元

(1) 機種名 フォードソン・スーパー・デキスタ

(2) 重量

トラクタ単体の場合

前輪 592kg

後輪 880kg

ロータリ付きの場合

前輪 503kg

後輪 1,409kg

ガードル付きの場合

前輪 503kg

後輪 1,507kg

運転者 75kg

(3) タイヤおよび空気圧

前輪 5.50-16 6 ply rating 2.0kg/cm²

後輪 11-28 6 ply rating 1.0kg/cm²

(4) ガードルのラグ高さ 30mm

(5) ガードルのラグ枚数 9枚

3) 結果

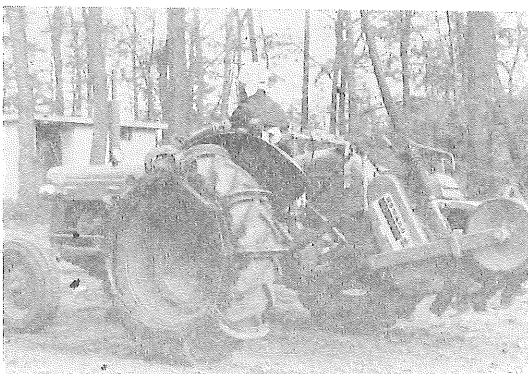
結果を第Ⅲ-10～Ⅲ-13表および第Ⅲ-25～Ⅲ-28図に示す。

(i) 速度による影響

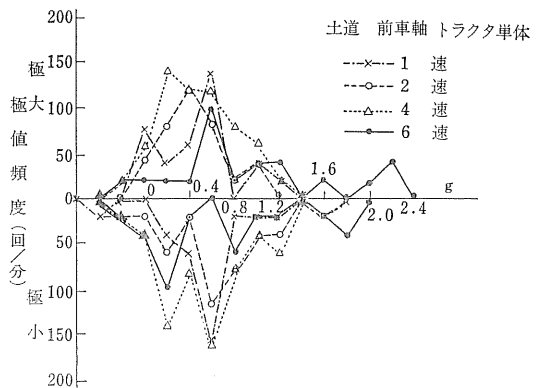
速度が早くなるにしたがって、第Ⅲ-10表に示すように極大値の平均は増加するが、極小値の平均はほとんど

第Ⅲ-10表 各速度における加速度の極値平均
(土道、トラクタ単体、前車軸)

速度 (m/秒)	極大 (g)	極小 (g)
0.62 (1速)	0.42	-0.59
1.11 (2速)	0.47	-0.66
2.45 (4速)	0.52	-0.61
5.93 (6速)	0.75	-0.66



第Ⅲ-24図 振動ピックアップおよび発信装置を取り付けたトラクタ



第Ⅲ-25図 速度による影響

第Ⅲ-11表 速度の変化による加速度の振幅, 振動数
(土道, トラクタ単体, 前車軸)

速度 (m/秒)	振 幅 (g)	振 動 数 (c/s)
0.62 (1速)	1.01	9.88
1.11 (2速)	1.13	8.89
2.45 (4速)	1.13	14.71
5.93 (6速)	1.41	7.42

第Ⅲ-12表 各部における加速度の極値平均
(6速=5.93m/s) (単位: g)

装備	部 位	極 値	土 道	砂利道	コンク リート 道	固い砂 利道
トラ ク タ 単 体	前車軸	極大	0.75	0.78	-	-
		極小	-0.66	-0.15	-	-
	後車軸	極大	0.82	0.79	0.13	-
		極小	-0.33	-0.15	0.21	-
	座 席	極大	0.38	0.71	-	-
		極小	-0.74	-0.26	-	-
	運転者 頭 部	極大	0.59	0.83	-	-
		極小	-0.85	-0.57	-	-
ロ タ リ 付 き	前車軸	極大	0.99	0.78	-	-
		極小	-0.80	-0.87	-	-
	後車軸	極大	0.47	0.73	-	-
		極小	-0.43	-0.33	-	-
	座 席	極大	0.49	0.81	-	-
		極小	-1.17	-0.60	-	-
	運転者 頭 部	極大	1.58	1.29	-	-
		極小	-0.58	-0.84	-	-
ガ ー ド ル 付 き	前車軸	極大	0.83	0.67	-	1.01
		極小	-0.52	-0.47	-	0.47
	後車軸	極大	0.57	0.54	-	0.72
		極小	-0.44	-0.34	-	0.36
	座 席	極大	0.44	0.58	-	-
		極小	-0.61	-0.29	-	-
	運転者 頭 部	極大	0.55	0.68	-	-
		極小	-0.72	-0.63	-	-

変化しない。加速度の振幅は速度の増加につれて増加している。

(ii) 部位による差

振幅は前車軸が後車軸より大きく、振動数も高い。し

第Ⅲ-13表 加速度の振幅, 振動数 (速度: 5.93m/s)
(単位: 振 幅 g
振動数 c/s)

装備	部 位		土 道	砂利道	コンク リート 道	固い砂 利道
ト ラ ク タ 単 体	前車軸	振 幅	1.41	0.93	-	-
		振動数	7.42	11.72	-	-
	後車軸	振 幅	1.15	0.94	0.03	-
		振動数	4.01	3.28	4.69	-
ロ タ リ 付 き	前車軸	振 幅	1.79	1.65	-	-
		振動数	9.42	12.82	-	-
	後車軸	振 幅	0.90	1.06	-	-
		振動数	7.03	7.13	-	-
ガ ー ド ル 付 き	前車軸	振 幅	1.35	1.14	-	1.48
		振動数	9.63	10.28	-	8.17
	後車軸	振 幅	1.01	0.88	-	1.08
		振動数	11.30	12.93	-	11.74

かし極大値を平均してみるとほぼ同程度である。座席および頭部は振動数は小さいが、極大値平均では大きい加速度が働いている。

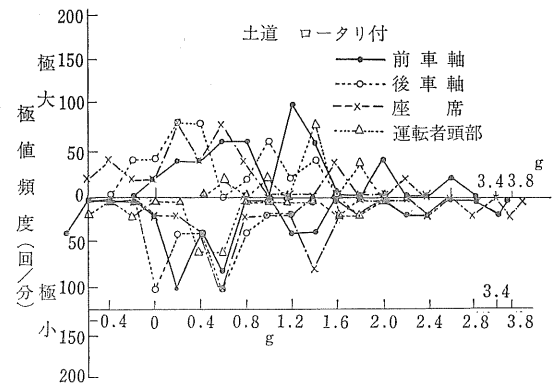
(iii) 路面による影響

土道および砂利道では大差がなく、最大で1.13gである。後車軸の平均値でもほぼ同程度である。しかし前車軸においては土道の方がやや大きい。

コンクリート道においては極端に小さく、最大の加速度においても0.34gであった。

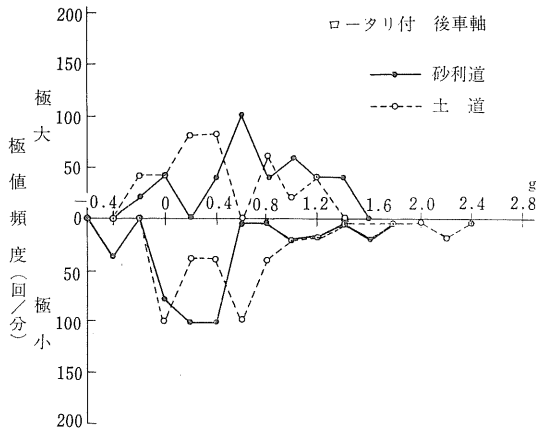
(iv) 装備による影響

トラクタ単体の場合が最も小さく、ガードル付き、ロータリ付きはほぼ同程度であった。土道での最大の加速



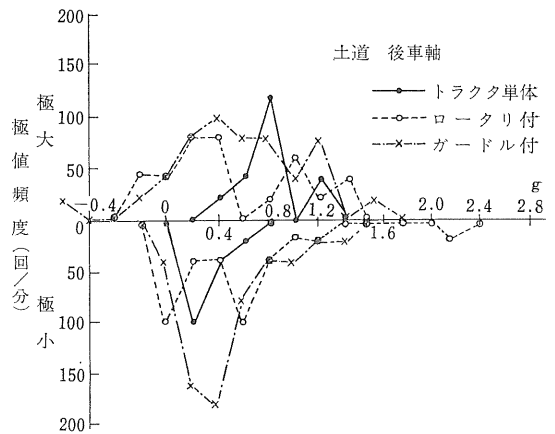
第Ⅲ-26図 部位による差

度はトラクタ単体の場合が1.4g、ガードル付きの場合が1.6g、ロータリ付きの場合が2.3gであった。



第Ⅲ-27図 路面による影響

参考に試験を行なった固い砂利道においては最大6.08gが働いた。



第Ⅲ-28図 装備による影響

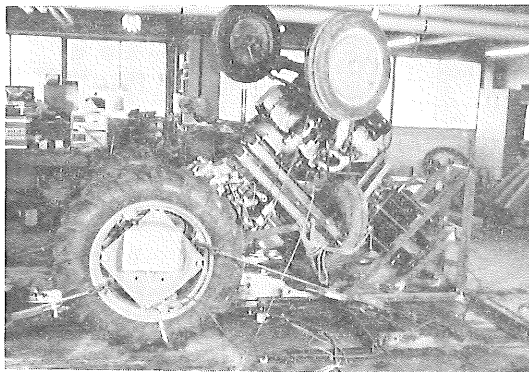
3. 後方転倒時の挙動

1) 目的

乗用トラクタの駆動輪が土に強く拘束された場合、機体は駆動輪車軸まわりにふりまわされ後方へ転倒する。このようなとき運転者は座席から脱出することができず機体と土にはさまれることになり非常に危険である。またこのとき駆動軸にかかるトルクは、駆動輪荷重から逆算した牽引力に基づく値よりはるかに大きくなる可能性がある。本研究は後方転倒時のトラクタの挙動および車軸トルクの変化を明らかにしようとするものである。

2) 試験方法および測定方法

室内において、トラクタ後輪をワイヤを用いて固定し



第Ⅲ-29図 後方転倒試験状況

た。クラッチ操作はエア・シリンダを使うことにより遠隔操作ができるようにした。供試トラクタのバッテリー、燃料タンク等はずし、転倒の際機体が破損しないようフレームを組み、これが後方に組まれたフレームにあたってとまるようにした(第Ⅲ-29図)。

供試トラクタの実験時の諸元は次の通りであった。

総重量	953kg
全高	1,400mm (フレーム上端)
輪距	前輪 1,290mm 後輪 1,250mm
軸距	1,500mm
重心位置	後車軸前方 660mm 高さ 570mm
後車輪	タイヤサイズ 8.3/8-24 4 ply rating
エンジン	最大出力 24PS 定格速度 2,700rpm

実験はⅠ速(減速比357.3)、Ⅱ速(同262.3)、Ⅲ速(同155.9)、Ⅳ速(同74.2)に対し、エンジン回転575, 960, 1,440, 1,920, 2,400, 2,850各rpmの6段階合計24回行なった。供試トラクタの両車軸にストレンゲージを貼付し、ストレンメータを通し電磁オンシロに記録させ車軸トルクを測定した。そして車軸トルクの値からクラッチ接

続後直立状態になるまでの所要時間を読みとった。

3) 実験結果

エンジン回転速度が低い場合にはエンジンが止まってしまったが、それ以外の大部分では実際に転倒が起こった。Ⅳ速でエンジン回転の速い場合には危険であるのでトラクタ直立前にクラッチを切った。各実験におけるトラクタ直立までの所要時間を復元トルク0になるまでの時間で代用させると第Ⅲ-14表のようになり、これをグラフにあらわせば第Ⅲ-30図のようになる。所要時間は同一変速段内ではエンジン回転速度に大体反比例するが、回転速度があがるとそれ以上に所要時間が短くなる。これはエンジン回転速度の高いものの方がクラッチが接続された時のエンジン回転の低下割合が小さいためであろうと思われる。同一エンジン回転速度のときには、所要時間は大体減速比に比例する(第Ⅲ-31図)。減速比の小さいものの方は、この算出値よりやや所要時間が長くなる。これもエンジンへの負荷のかかり方によるものと思われる。

第Ⅲ-14表 復元トルク0になるまでの時間

(単位: 秒)

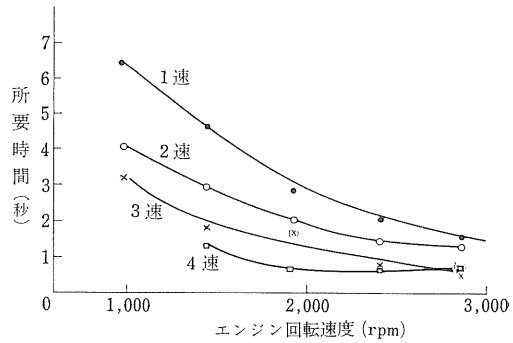
エンジン回転 rpm	575	960	1,440	1,920	2,400	2,900
変速						
I	エンスト	6.45	4.65	2.84	2.06	1.56
II	"	4.05	3.00	2.00	1.45	1.30
III	"	3.26	1.86	1.73*	0.75	0.62
IV	"	エンスト	1.25	0.66	0.70**	0.74**

(注) *途中で車輪をおさえているワイヤがのびた。
**直立する前にクラッチを切った。

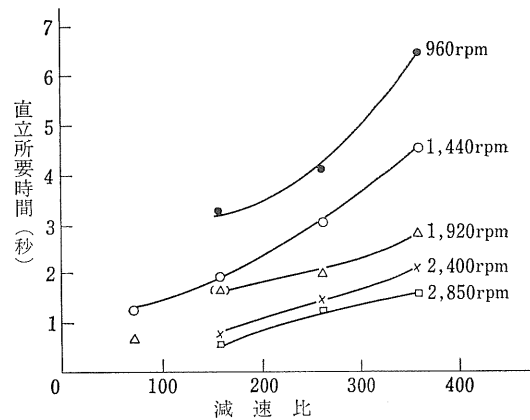
第Ⅲ-15表 片車軸最大トルクおよび出現時間

変速	エンジン速度 (rpm)	575	960	1,440	1,920	2,400	2,900
I	トルク (kg-m)		251	369	427	521	529
	時間 (秒)		0.55	0.45	0.35	0.31	0.28
II	トルク (kg-m)	393	447	472	513	560	612
	時間 (秒)	0.62	0.51	0.42	0.28	0.27	0.25
III	トルク (kg-m)	418	500	591	534	608	763
	時間 (秒)	0.47	0.35	0.29	0.58	0.19	0.24
IV	トルク (kg-m)		227	566	665	665(690)	747
	時間 (秒)		0.09	0.16	0.16	0.16(0.35)	0.14

(注) () 内は2つめのピークの値。



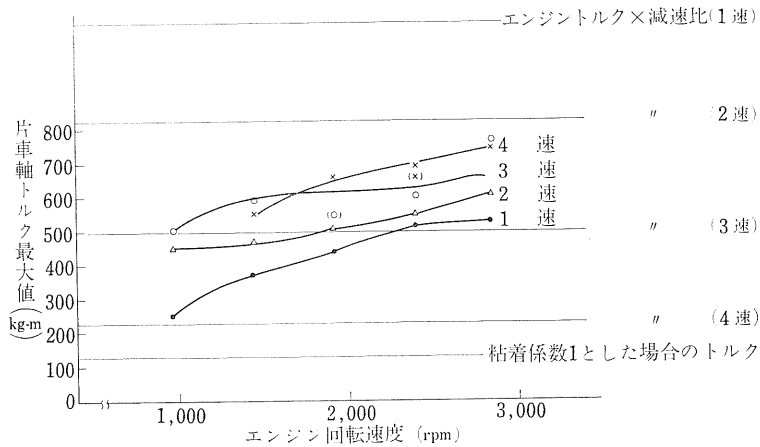
第Ⅲ-30図 エンジン回転速度とトラクタ直立所要時間



第Ⅲ-31図 減速比とトラクタの直立所要時間

のと思われる。

次に車軸トルクの変化であるが、クラッチ接続後直線的に増加してゆき最大値をとる。低速度段では最大値到達後すぐに減少をはじめるが、高速度段になってくると



第Ⅲ-32図 エンジン回転速度と車軸トルク最大値

最大値到達後も高い値をしばらくとり続ける。これは加速が引き続き行なわれているためと思われる。最大トルクおよびその値がクラッチ接続後何秒後に出現したかを第Ⅲ-15表に示す。変速段が高くなるほど、またエンジン回転速度が速くなるほど、車軸トルクは増加しその出現時間も早くなった。Ⅳ速フルスロットル時の車軸トルクは、(注)に示すようにエンジン最大トルクに減速比を乗じた値の3倍以上の値を示し、静的な車体持ち上げトルク(後車軸と重心間距離×重量)の値の2倍以上となっている。これらを図にすれば第Ⅲ-32図のようになる。このような状態では負荷トルクがエンジン最大トルクを越えたとしても衝撃的にクラッチを入れたとすれば、エンジンが止まる前に転倒が起こってしまい危険であることがわかった。またこの最大トルクは車軸荷重に基づく牽引力から算出される車軸トルクの5.5倍にも達している。

(注)

エンジントルク 6.4kg-m
 減速比(4速) 74.2
 $6.4 \times 74.2 = 475 \text{kg-m}$
 車軸トルク
 $747 \times 2 = 1,494 \text{kg-m}$
 $1,494 \div 475 = 3.14$ 倍
 後車軸と重心間距離 66.0cm
 総重量 953kg
 $953 \times 0.66 = 630 \text{kg-m}$
 $1,494 \div 630 = 2.36$ 倍
 後車軸荷重 533kg

後輪半径 50.5cm
 $533 \times 1 \times 0.505 = 269 \text{kg-m}$
 $1,494 \div 269 = 5.55$ 倍

4) 考察

後方転倒試験の結果からエンジン回転がアイドリング状態以外の場合には、実際にトラクタが転倒することがわかった。

それでは運転者が実際にクラッチを入れてしまい、「しまった」と考えてあわててクラッチを切るのは何秒以内でなければならないか。この限界時間を求めるために、まずトラクタの後車軸まわり慣性モーメントを算出し、エネルギーの面から限界角度を計算し、この角度をもとに実験結果の傾斜角-時間図から限界時間を読みとった。

トラクタ重量(後輪重量を除く) 809kg
 軸 距 1,500mm
 重心位置(後輪を除く) 後車軸前方 777mm
 高 さ 585mm

第Ⅲ-33図(a)のようなトラクタに対し重心まわりの慣性モーメントを求めるにあたり、第Ⅲ-33図(b)のような直方体のモデルを考え、このx軸まわりの慣性モーメントを求める式を利用する。

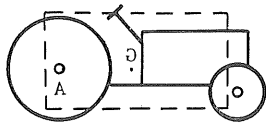
$$I_x = M \frac{b^2 + c^2}{12} \quad \left(\begin{array}{l} b = 1.4\text{m} \\ c = 0.7\text{m} \end{array} \right) \text{を代入}$$

$$I_G = 809 \times \frac{(1.4)^2 + (0.7)^2}{12} = 166 \text{ (kg-m}^2\text{)}$$

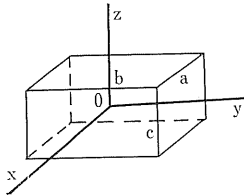
次に後車軸まわりの慣性モーメントは

$$I = 809 \times 0.78^2 + 166 = 660 \text{ (kg-m}^2\text{)}$$

F. L. T. で表現すれば



第Ⅲ-33図(a) 対象トラクタモデル



第Ⅲ-33図(b) 直方体の慣性モーメント

$$I = 67.3 \quad (\text{kg}\cdot\text{m}\cdot\text{sec}^2)$$

一方トラクタ車軸トルクとトラクタ姿勢から得られる復元トルクとの差を加速有効トルクとし、加速有効トルクを時間に対し積分し、この値と角運動量変化とから慣性モーメントを算出する。

3速960rpmの場合

$$\int_{0.18}^{0.5} T_{\text{acc}} dt = 33.6 (\text{kg}\cdot\text{m}\cdot\text{sec}) \quad \dots \text{第Ⅲ-34図より読みとり値}$$

$$\omega(t=0) = 0 \quad (\text{rad}/\text{sec})$$

$$\omega(t=0.5) = 0.445 \quad (\text{rad}/\text{sec})$$

$$I = 33.6 / 0.445 = 75.5 (\text{kg}\cdot\text{m}\cdot\text{sec}^2)$$

3速2,900rpmの場合

$$\int_{0.08}^{0.53} T_{\text{acc}} dt = 206.8 \quad \dots \text{第Ⅲ-35図より読みとり値}$$

$$\omega(t=0) = 0$$

$$\omega(t=0.6) = 2.303$$

$$I = 206.8 / 2.303 = 89.8 (\text{kg}\cdot\text{m}\cdot\text{sec}^2)$$

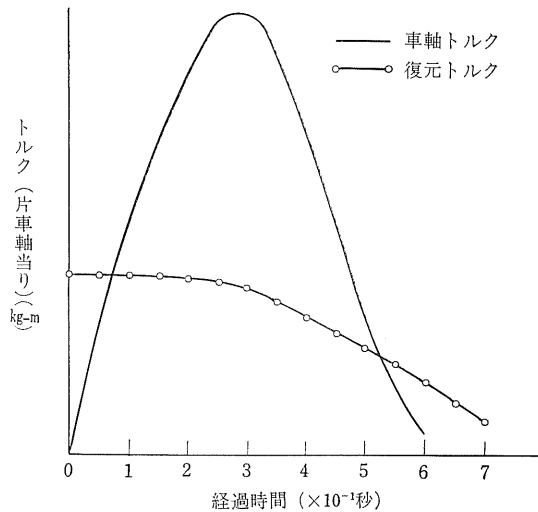
オシロからの読みとり値に基づくものの方が大きな値を示しているが、精度的にみてこの程度のものであり、また摩擦等による抵抗項を無視しているわけで、まずまずの一致とみて差し支えないのではないだろうか。今後

の計算には $I = 67$ を用いる。

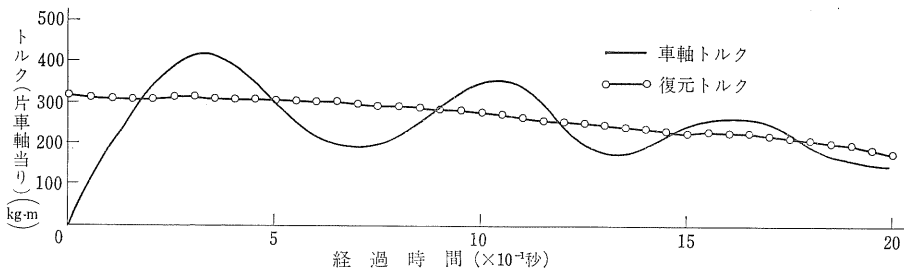
転倒時の挙動を撮映した 8 mm のフィルム (16 コマ / 秒) から読みとり、加速終了時間、そのときの角速度および直立時間を求めると第Ⅲ-16表のようになった。

一方復元トルクと傾斜角の関係は第Ⅲ-36図の通りでこれから復元トルクが 0 となるのは 84° と考えられる。

8 mm フィルムからの読みとりによる転倒時間と車軸トルクからの算出時間は低速の場合にはかなりの一致が見られるが、回転速度が速くなると多少のずれが見られる。これはフィルムの 1 コマが (1/16 秒) でクラッチ接続時刻の十分な読みとりができなかったこと、車軸トルクによる角度推定の限界、といった点に由来するものと思われる。一方加速所要時間と最大トルク出現時間との間に見られる傾向は特にないが、高速度のものほど加速終了時における角変位および到達速度は大きい。大体 0.2~0.3 秒で加速は終了する。



第Ⅲ-35図 車軸トルクと復元トルクの時間変化 (3速 2,900rpm)



第Ⅲ-34図 車軸トルクと復元トルクの時間変化 (3速 960rpm)

第Ⅲ-16表 転倒時の加速終了時間・角速度・直立時間（8 mm フィルムからの読み取り）

変速	エンジン速度 rpm	加速終了時間 秒	角速度		直立時間 秒
			度/秒	rad/秒	
1 速	960	0.4	13.5	0.236	6.3
	1,440	0.5	21.0	0.366	4.0
	1,920	-	30.0	0.524	2.6
	2,400	0.5	38.5	0.672	2.2
	2,900	0.3	51.0	0.890	1.8
2 速	960	0.4	21.0	0.366	4.1
	1,440	0.25	33.5	0.585	3.0
	1,920	0.25	45.5	0.794	2.0
	2,400	0.225	57.0	0.995	1.6
	2,900	0.27	70.0	1.222	1.4
3 速	960	0.3	25.5	0.445	3.4
	1,440	0.25	52.0	0.908	1.8
	1,920	0	79.5	1.387	1.5
	2,400	0.25	110	1.920	1.0
	2,900	0.27	132	2.303	0.8
4 速	1,440	-	66	1.152	1.4
	1,920	0.3	121	2.112	0.9
	2,400	0.3	160	2.792	0.7
	2,900	0.4	210	3.665	0.6

つぎにクラッチを断つことによりトラクタが復元できる限界角およびその時間を求める。

計算法は、クラッチを切ったときトラクタの持つ角運動エネルギーが直立時までの位置エネルギーに等しいとして角度を計算する。式で表現すれば

$$\frac{1}{2} I \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 = W \{ H(\theta)_{\theta=90} - H(\theta) \}$$

から θ を解くこととなる。位置エネルギーの高さ項 H は θ の関数として次式で表わされる。

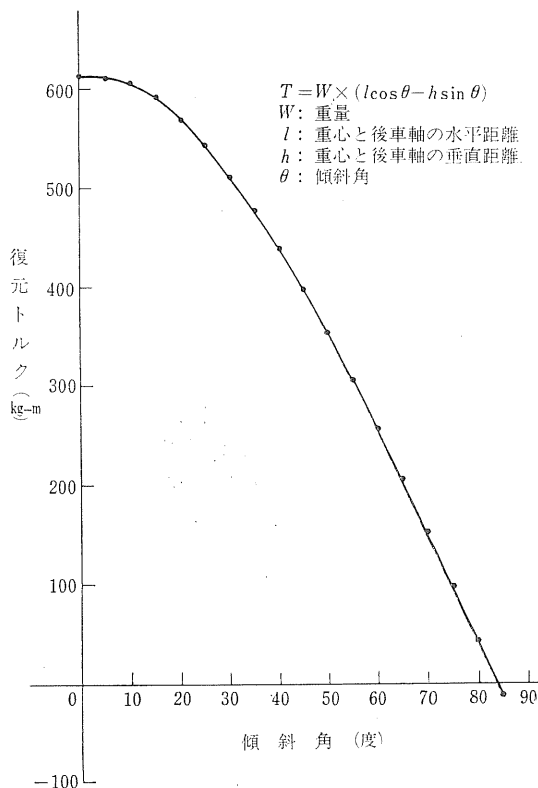
$$H(\theta) = (l \sin \theta + h \cos \theta)$$

$\frac{d\theta}{dt}$ の値として第Ⅲ-16表の到達角速度の値を代入し、 θ をそれぞれの場合について解けば第Ⅲ-17表のようになる。

以上のようにクラッチを切断して元に戻る限界時間は高速度段ほど短くなり、4速フルスロットルの場合には0.35秒となって、実際に運転者が反応できるかどうか疑問である。

第Ⅲ-17表 クラッチ切断限界角および限界時間

変速	エンジン速度 rpm	限界角 θ 度	限界時間 t 秒
1 速	960	80.5	6.10
	1,440	78.5	3.82
	1,920	76.0	2.41
	2,400	73.0	1.95
	2,900	70.5	1.56
2 速	960	78.5	3.87
	1,440	75.0	2.81
	1,920	72.0	1.80
	2,900	66.5	1.12
3 速	960	77.5	3.12
	1,440	70.5	1.56
	1,920	63.0	1.20
	2,900	48.5	0.50
4 速	1,440	66.5	1.13
	1,920	51.5	0.61
	2,400	41.0	0.45
	2,900	26.0	0.35



第Ⅲ-36図 供試トラクタの傾斜角と復元トルク

4. 急発進時におけるトルク挙動

1) 目的

既述の後方転倒試験は、駆動車輪が完全に固定された場合におけるトラクタの挙動を明らかにするものであった。しかし、車輪が完全に固定された状態でなくてもクラッチの急激な接続を行えば、前輪が浮き上がるようなことはしばしば観察され、この時の車軸トルクもかなり大きいのではないかと思われる。本実験はこのようなクラッチの急激な接続の際のトラクタの挙動を明らかにしようとするものである。

2) 方法

ロータリを装着した別表に示す諸元のトラクタを供試し、常に一定の接続速度となるようにエヤ・シリンダを利用してクラッチの接続を行なった。測定事項はクラッチ軸トルク・車軸トルク・車軸回転数および第5車輪による対地速度とした。実験はコンクリート路面と草地路面の2ヵ所で行ない、変速段を1速、3速、5速、6速

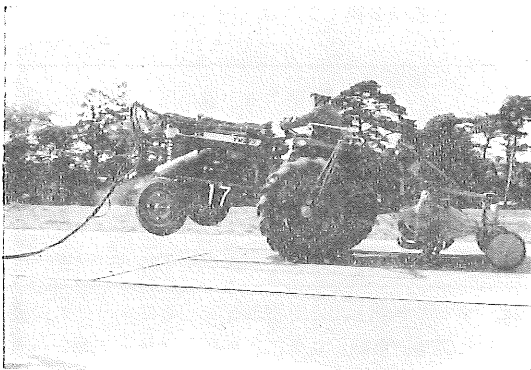
とかえ、各速度段の中でエンジン回転速度を600rpm、1,500rpm、2,900rpmと3段階にかえた(第Ⅲ-37図)。

供試トラクタ諸元(実験時・ロータリ装着運転者こみ)

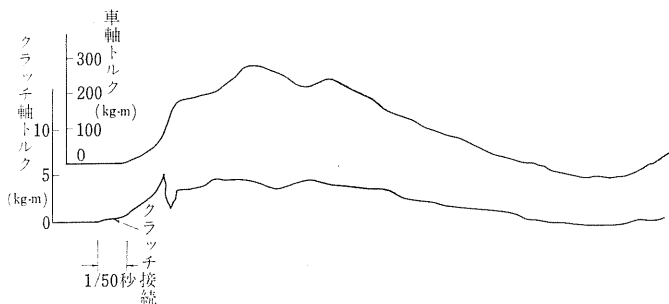
総重量	1,557.5kg		
(前車軸荷重)	348kg		
(後車軸荷重)	1,109.5kg		
輪距	1,250mm		
軸距	1,500mm		
エンジン	最大出力 24PS		
	定格速度 2,700rpm		
減速比	1速	357	2速 262
	3速	156	4速 74
	5速	54	6速 32

3) 結果

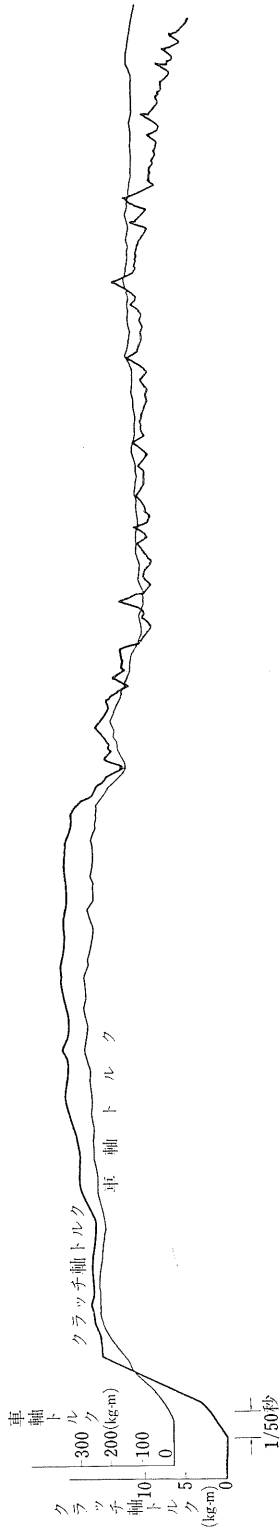
いずれの場合もエンジン停止が起こることなくトラクタは発進した。このときの車軸トルク、クラッチ軸トルクの記録例を示せば第Ⅲ-38、Ⅲ-39図のとおりである。この記録例に見られるように、低速度段(3速)と高速度段(6速)とでは両軸トルクの波形が違うことがわかる。特にクラッチ軸トルクの最初の立ちあがりのピークは低速度段では、はっきり現われるもので、これはクラッチ軸から車軸にいたる伝達部を急激に加速するときに生じるショックトルクである。高速度段になると伝達部の減速比が小さくなり車軸からくるトルクの値の中にかくれてしまい、ショックトルクは、はっきりとは見られない。ショックトルクのピーク値を読みとれば第Ⅲ-18表に示すとおりとなった。ここで値の記入していないところはショックトルクのはっきりと見られなかったものである。もちろんこのショックトルクが最大値をとる時



第Ⅲ-37図 急発進試験状況



第Ⅲ-38図 クラッチ軸トルクと車軸トルクの時間変化(3速 2,900rpm)



第Ⅲ-39図 クラッチ軸トルクと車軸トルクの時間変化（6速 2,900rpm）

第-18表 クラッチ軸ショックトルク値（ピーク値）
（単位：kg-m）

エンジン回転rpm	速度段			
	1 速	3 速	5 速	6 速
600			6.29	
1,500	2.22 (1.90)	3.23 (3.34)	13.15	
2,900	3.82 (4.04)	5.03 (6.45)		

第Ⅲ-19表 出現トルク最大値（片車軸）

（単位：kg-m）

エンジン回転rpm	速度段			
	1 速	3 速	5 速	6 速
600		98 (98)	208 (190)	252 (233)
1,500	106 (107)	196 (183)	273 (315)	288 (291)
2,900	174 (163)	284 (226)	399 (388)	284 (277)

（注） コンクリート路面の値が上に示すもので，（ ）内は草地上における値である。

第Ⅲ-20表 クラッチ軸トルク値

（第Ⅲ-19表の車軸トルク最大値に対応する点の値）

（単位：kg-m）

エンジン回転rpm	速度段			
	1 速	3 速	5 速	6 速
600		1.29 (1.78)	8.60 (8.05)	18.01 (15.87)
1,500	0.89 (0.40)	3.23 (2.67)	11.93 (12.30)	19.35 (20.16)
2,900	1.23 (1.21)	4.09 (4.04)	15.72 (15.21)	19.35 (20.16)

には、すでに車軸トルクも増加をはじめており、この表に示した値は、車軸トルクにともなうクラッチ軸トルクの増加分と伝達部加速のショックトルクとの和である。車軸トルクの値はクラッチ接続後ややおくれて（1/100～2/100秒）増加をはじめ最大値に達する。しかし6速の例に見られるように、クラッチの伝達トルク容量に達してしまると、最初の急激な増加のあと漸増し、やがて最大値になる。この最大値を速度段やエンジン回転速度の違いに対し一覧表に示せば第Ⅲ-19表のとおりとなり、またこのときのクラッチ軸トルクの値を同じく一覧表にすれば第Ⅲ-20表のとおりとなる。これからクラッチの伝達トルク容量以内であれば車軸トルクの値は高速度段ほど、またエンジン回転速度の高いほど大きくなることがわかる。実際に測定された中で最も大きい5速でエン

ジン回転速度 2,900rpm のときの車軸トルクの最大値は約400kg-mであり、これから算出される車輪周辺力は約1,500kg(車輪角加速必要トルクを車軸トルクの値から差し引いて考える)となり、機体全重とほぼ一致している。すなわち急発進時に前輪が浮きあがり後輪だけで機体を支持した状態では、後車輪と路面との間の摩擦係数は約1となっていると考えられる。今回の実験では、コンクリート路面と草地路面の違いはほとんど見られなかった。これは草地路面が草丈が短く土も締まっている条

件であったためと考えられる。高速度段でエンジン回転速度も高い発進では、路面と後車輪との間の滑りが見られたが、この滑りが車軸トルク最大値を制限していると考えられるのはすでに記したとおりである。したがって付加重量をつけたトラクタの場合には、あるいはさらに大きな車軸トルクが急激な発進に際し出現するのではないとも考えられる。また車輪が沈下して完全にではなくても固定したような状態の場合にも、車軸トルクの値が大きくなることが考えられる。

5. 耐久試験装置の試作

1) 目的

作業中にトラクタが受ける負荷を大別すると、

- (i) 車体および車輪の動力伝達系統に加わる負荷
- (ii) PTOの動力伝達系統に加わる負荷
- (iii) 油圧系統に加わる負荷

のようになる。

このような負荷に対してトラクタの耐久性試験を圃場で行なう場合には、試験条件を一定に保つことが困難であり、かつ理論的に解析することがむずかしい。そのうえ労力や経費の面でも問題がある。そこで室内において、圃場での負荷特性を解析的に再現して試験することが望ましい。

今回は車体および車輪負荷装置と、PTOに変動負荷を与えるPTO変動負荷装置を試作した。

2) 車体および車輪負荷装置

(1) 各種負荷装置の特徴

車体および車輪に負荷を与える方法には次のようなものが考えられる。

車体負荷装置

- (i) 特殊試験路による方法
- (ii) 振動試験機による方法
- (iii) ドラムに突起をつけたラフロード試験機による方法

車輪負荷装置

- (i) 牽引負荷車(ダイナモメータ・カー)による方法
- (ii) 車軸に直接負荷を与える方法
- (iii) ドラムによる方法(シャーンダイナモメータ)

これらの方法は一長一短があるが、今回の設計の条件としては、

- (i) トラクタに上下加速度を与えられること
- (ii) 車輪負荷を与えられること
- (iii) 牽引出力試験が行なえること
- (iv) 長時間安定した負荷を与えられること

を目標としている。これを前述の試験装置の中から選択すると、室内試験装置は実験条件が統制でき、理論解析にも便利であり、また天候に左右されず、長時間の試験、労力の軽減の点で優れている。

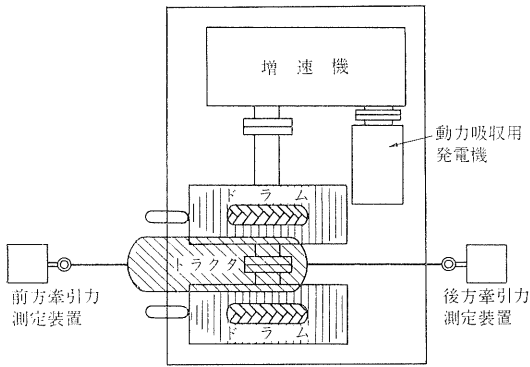
車体負荷装置のうち、振動試験機には、電磁型のものと油圧型のものがあり、特に油圧型の場合にはランダムモーションを行なわせることができ、自動車や航空機関係の計器、電装品類の試験には適しているが³⁾、トラクタの場合には牽引負荷を与えた上に上下の加速度を与える必要があり、不向きである。ドラムに突起物を取り付けて行なうラフロード試験の場合には、牽引負荷を与えた上に上下の振動を加えることができるので、トラクタの場合はラフロード試験機が適している。

車輪負荷装置は牽引出力試験を行なうためにはドラム方式が良く、上下加振試験装置とも兼用でき経済的である。車軸に直接負荷を与える方法の場合には、大きい負荷を与えることができるが、実際の負荷状態と異なるおそれがある。また牽引出力試験を行なうことは不可能である。

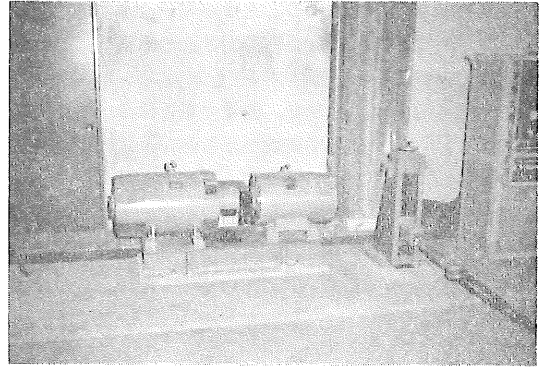
以上の事柄を考え合わせると、車輪、車体負荷装置としてはドラムを使用した方式がよいといえよう。

(2) 試験装置の概要(第Ⅲ-40~Ⅲ-46図)

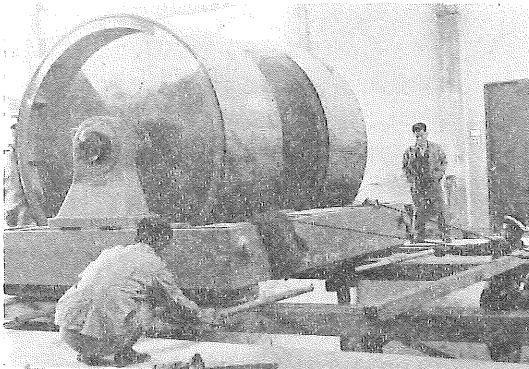
装置の配置図は第Ⅲ-40図に示したとおりである。トラクタ駆動車輪をドラムの上ののせて、車輪を回転させて、車輪駆動力をドラム・増速機を介して動力吸収用発電機によって吸収させ、そのとき発生する牽引力を前方



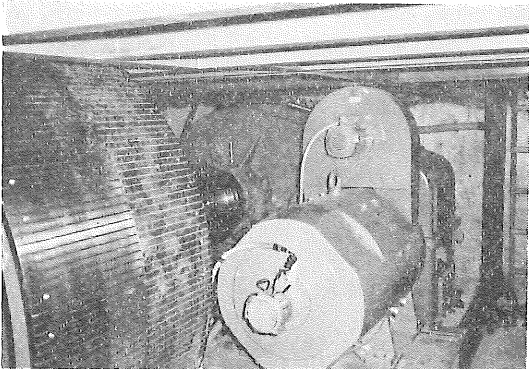
第Ⅲ-40図 車輪負荷装置構成図



第Ⅲ-43図 電源用直流発電装置と牽引ヒッチ



第Ⅲ-41図 シャーシ・ダイナモ用ドラムの搬入状況

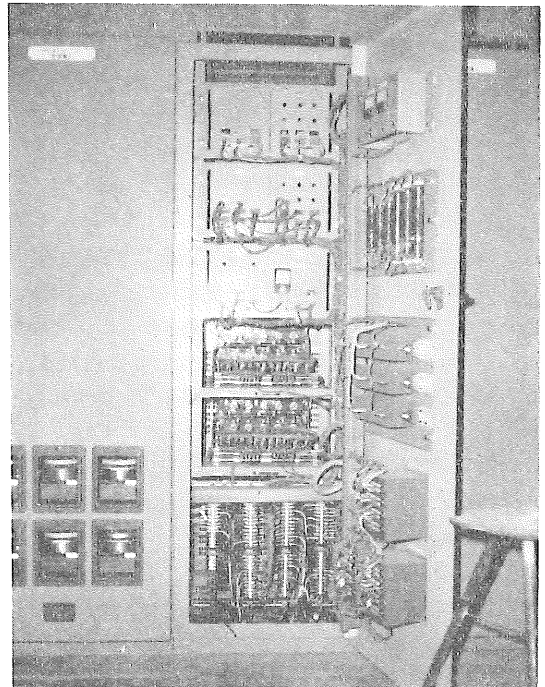


第Ⅲ-42図 ビット内に設置したドラムと動力吸収用直流発電機

および後方にある牽引力測定装置で測定する。

上下の加振試験を行なう場合には、ドラム表面に突起物を取り付けてトラクタに上下加速度を与える。加速度の大きさは突起物の大きさを変えて調節し、周期は突起物の位置を変えて調節する。

(i) 試験の対象トラクタ



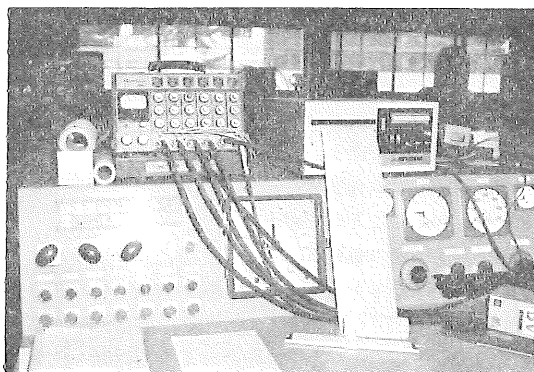
第Ⅲ-44図 制御盤

対象トラクタの諸元は次のようである。

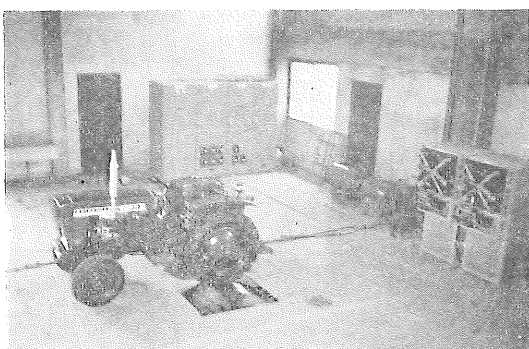
車両総重量	3,600kg以下
後車軸重量	3,600kg以下
走行速度	26km/h以下
エンジン出力	55PS以下
最大牽引力	3,000kg以下
後輪動荷重	5,000kg以下

(ii) ドラム

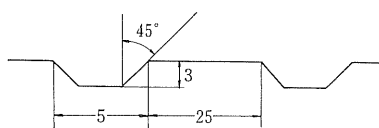
ドラム上でトラクタのタイヤが実際の路面に接地するのと同じ状態にするためには、2本ロール式のドラムで



第Ⅲ-45図 操作盤



第Ⅲ-46図 シャーシ・ダイナモ全景



第Ⅲ-47図 ドラム表面の溝横断面

は好ましくなく、直径の大きい1本のドラムでなければならない。

本装置においては直径を1,910mmとした。この程度あれば、路面に近い状態であり、またこの外周が6mになり、ドラムの回転速度rpmを1/10にしたものが走行速度m/秒の単位で表わされ測定をするとき便利である。

なおドラムの表面に第Ⅲ-47図のような溝をつけ、ドラムの両端にはピッチ100mmの間隔で上下加振用の突起物を取り付けるためのボルト穴をあけた。

(iii) 増速機

トラクタ車輪の回転速度が遅く、しかもドラムの直径が大きいためドラム軸の回転速度が非常に小さくなる。このままの回転速度で動力を吸収しようとするとき非常に大きい吸収用発電機が必要となるため、2段変速の

増速機を中間に入れた。

(iv) 動力吸収用発電機

動力吸収およびラフロード試験のための駆動するために直流発電機を使用し、制御方式にはワードレオナード方式を採用した。

(v) 牽引力測定装置

第Ⅲ-40図に示すように前方と後方に牽引力測定装置を設ける。牽引力の測定には抵抗線式ロードセルを用い、前方と後方とのロードセルの出力の差によって測定する。牽引ヒッチの高さは200~600mmまで無段階に調節できる。

(3) 仕様

車体および車輪負荷装置各部の仕様は下記の通りである。

(i) ドラム

- (イ) 個数 2個
- (ロ) 形式 単胴形
- (ハ) 寸法 直径 1,910mm
幅 800mm
- (ニ) 材質 S45C
- (ホ) 最高回転速度 73.1rpm(26.4km/h)
- (ヘ) 潤滑方式 グリース潤滑
- (ト) 伝達動力 最大 3,000kg-m
- (チ) 許容荷重 5,000kg

(ii) 増速機

- (イ) 数量 1台
- (ロ) 増速比 約22/1, 42/1
- (ハ) 定格動力 40kW
- (ニ) 潤滑方式 強制潤滑
- (ホ) ドラム固定装置 電磁ブレーキ

(iii) 動力吸収用直流発電機

- (イ) 数量 1台
 - (ロ) 形式 保護他力通風形直流分巻発電機
 - (ハ) 定格
 - 時間 連続
 - 軸入力 40kW
 - 回転速度 500~1,610rpm
- 500rpm以上トルクコンスタント

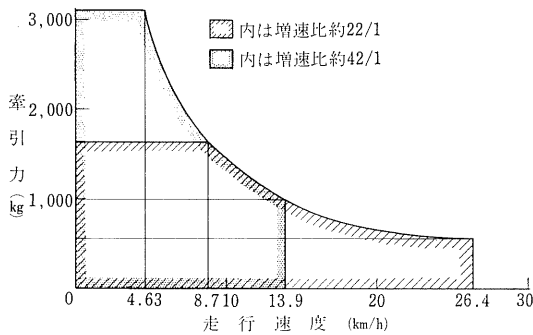
(4) 性能

第Ⅲ-48図に牽引動力吸収範囲を示す。また第Ⅲ-49図には牽引負荷特性を示す。

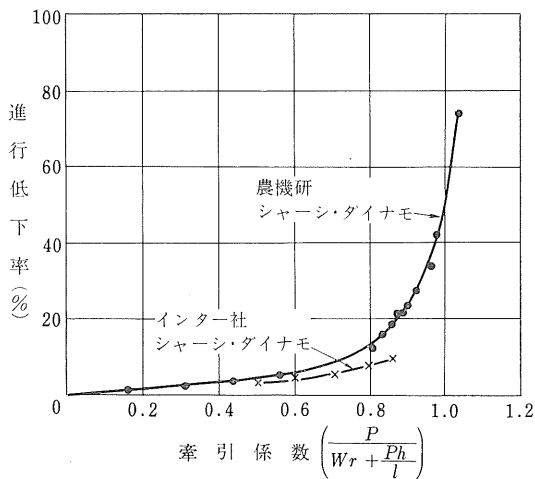
同図中にアメリカ・イリノイ州インター社の技術研究センターにあるシャーシダイナモメータりのものを比較のため記入したが、両者を比較すると、インター社の牽引係数の方がやや大きい。これはインター社ではラグを有さない平滑タイヤを用いたために、大きくなっているものと思われる。

なおインター社のシャーシダイナモメータの概要は、ドラム直径が5ft(1,650mm)で、増速機を介して100PSの直流発電機で動力を吸収している。

3) PTO変動負荷装置



第Ⅲ-48図 シャーシ・ダイナモメータ動力吸収範囲



第Ⅲ-49図 シャーシ・ダイナモにおける牽引負荷特性

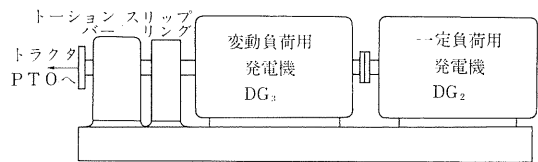
供試トラクタ：フォード3000
 前輪重量： $W_f=817\text{kg}$
 後輪重量： $W_r=1,309\text{kg}$
 輪距： $l=1,918\text{mm}$
 牽引桿高さ： $h=300\text{mm}$
 牽引力： P

トラクタのPTO動力伝達系統および機関には本章第1節で述べたように、作業中は常に大きい負荷変動が加わっている。これを室内で試験するためには、実際の負荷特性との関連性を高めるために、トルク変動の可能な試験装置が必要である。

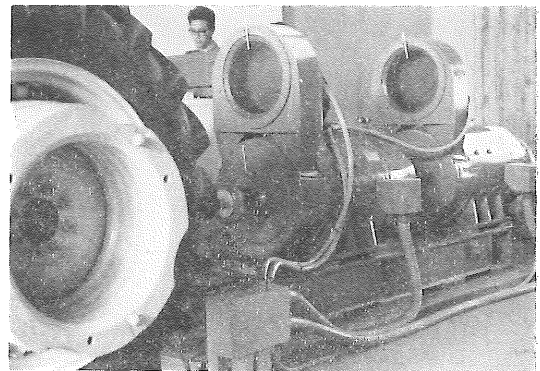
今回試作した負荷装置では平均トルクの±100%までの変動を与えることができる。

(1) 試験装置の概要

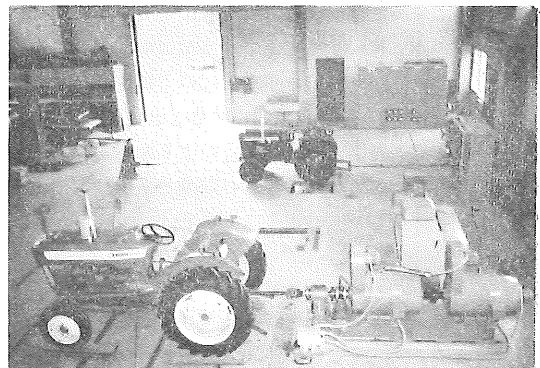
変動トルクを与えるためには、動力吸収用発電機の振動モーメントGD²の小さなもの、つまり慣性の小さいものでなければならない。慣性を小さくするには、回転半



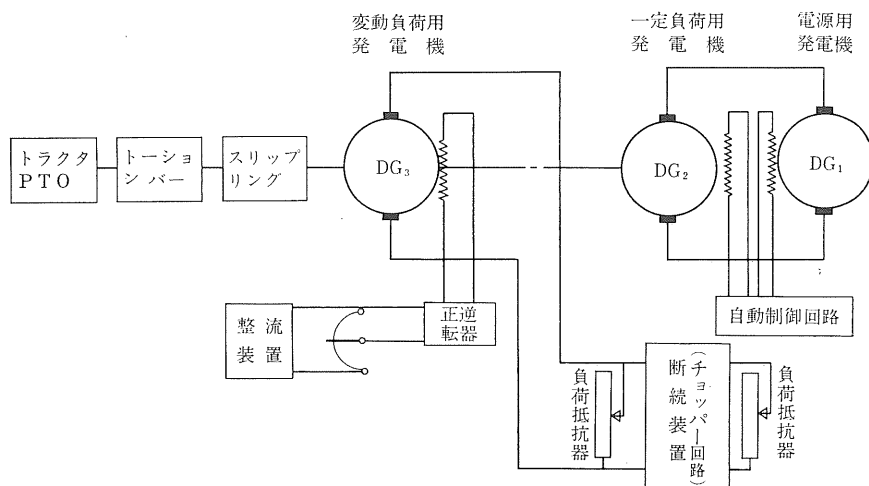
第Ⅲ-50図 PTO変動負荷装置外形図



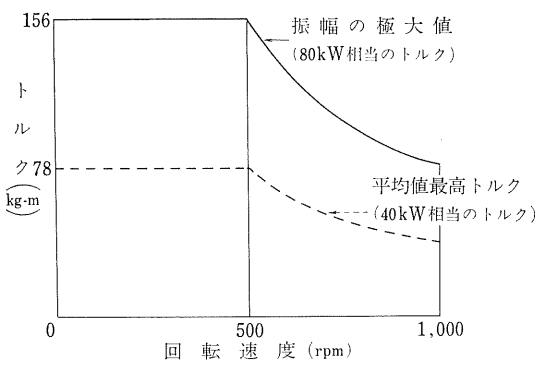
第Ⅲ-51図 PTO変動負荷装置



第Ⅲ-52図 PTO変動負荷試験状況



第Ⅲ-53図 PTO変動負荷装置ブロックダイアグラム



第Ⅲ-54図 PTO変動負荷装置の動力吸収範囲

径を小さくするか、あるいは回転重量を小さくする必要がある。回転重量を軽くすることは電気的容量が定まっている以上あまり期待できない。しかし回転半径を小さくすることは可能である。そのうえ半径が2乗で利いているので、半径を小さくすることは有効である。本装置では第Ⅲ-50～Ⅲ-52図に示すように20kWの発電機を2台タンデムに結合してGD²を小さくしている。この装置での概算振動モーメントGD²は13.3kg-m²であり、一般の発電機では22kg-m²で約半分になっている。

変動負荷を与えるためには、第Ⅲ-53図に示すように発電機DG₃の電機子電流を断続させてトルク変動を起こさせ、トーションバーによって共振させてPTOに正弦波状のトルク変動を発生させ、動力を吸収させる。

トルク振幅を変化させるには電機子電流を変化させて行なう。トルク振幅の極大値は第Ⅲ-54図の実線で示し

た部分であり、このトルクは80kW相当のトルクとなる。極小値は0 kg-m までである。

振動数は発電機の慣性モーメントが一定であるので、トラクタの機関および動力伝達系統の慣性モーメントと、トーションバーとによって変化する。その関係は下式によって表わされる⁵⁾。

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{\frac{I_1 I_2}{I_1 + I_2}}}$$

f₀: トラクタ-トーションバー-発電機系のねじり振動の固有振動数

I₁: 発電機の慣性モーメント

I₂: トラクタの機関および動力伝達系統の慣性モーメント

k: ねじりこわさ

円形断面軸においては軸長をℓ、軸径をd、剪断弾性係数をGとすれば

$$k = \frac{\pi d^4 G}{32 \ell}$$

で表わされる。

変動トルクの平均値の大きさを変えるために、第Ⅲ-50図に示すように、一定負荷を与える発電機によって平均値を上下させる。

その最高は第Ⅲ-54図の点線で示した部分であり、40 kW相当のトルクである。

トルクの測定はトーションバーに抵抗線式歪ゲージを貼付し、スリップリングおよびストレンメータを介してビジグラフに記録させる。

(2) 仕様

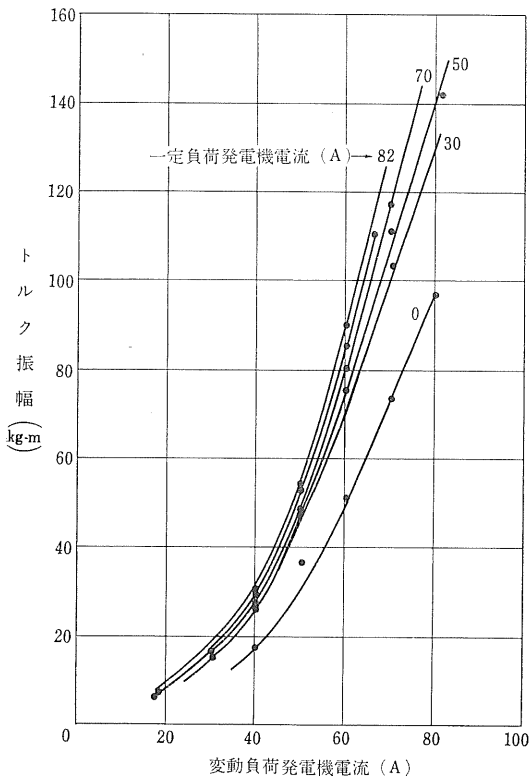
(i) PTO動力吸収用発電機

- (イ) 数量 1台
- (ロ) 形式 保護他力通風形直流分巻発電機
- (ハ) 定格
 - 時間 連続
 - 軸入力 40kW(20kW 2台タンデム)
 - 回転速度 500~1,000rpm
(500rpm以下トルクコンスタント)

- (ニ) トルク振幅範囲 平均トルクの200%
- (ヒ) 振幅の極大値 80kW相当のトルク
- (ヘ) 振幅の極小値 0 kg-m
- (ホ) 周波数範囲 20~50c/s
- (ヘ) 概算振動モーメント GD^2 13.3kg-m²

(3) トーションバーの設計

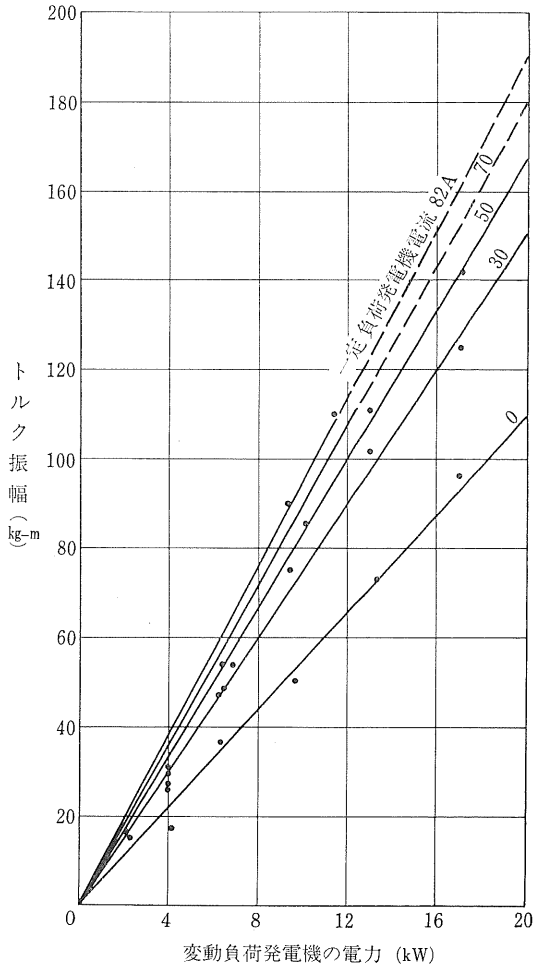
PTO変動負荷装置は変動負荷発電機と一定負荷発電



第Ⅲ-55図 トルク振幅と変動負荷発電機電流との関係

機およびトーションバーから構成されている。

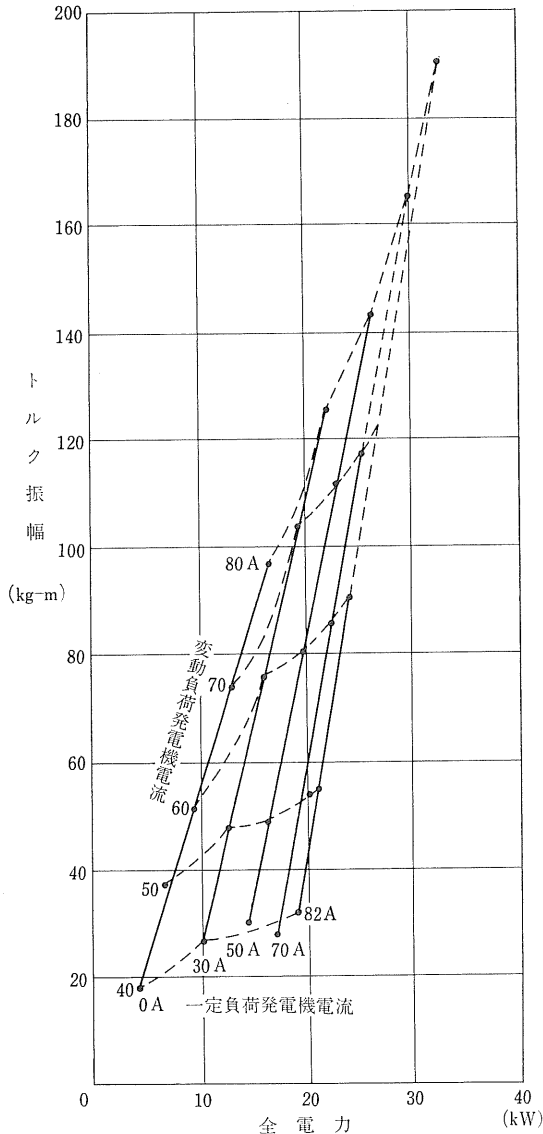
変動負荷は変動負荷発電機の界磁電流を断続し、吸収トルクを振動させ、トラクタトーションバー-発電機の振動系の固有振動数と吸収トルクの振動数を一致させ、共振状態を起こし、トラクタに変動した負荷を与える。共振を起こさせるためにはトラクタおよび発電機の慣性モーメントとトーションバーのねじりこわさを知る必要がある。発電機の慣性モーメントとトーションバーのねじりこわさは簡単に計算から求められるが、トラクタの機関および伝達系の慣性モーメントは伝達系のねじりこわさ、質量および速度比がわかっても、歯車などの遊びによって計算値と実測値とが異なることが考えられる。



第Ⅲ-56図 トルク振幅と変動負荷発電機の電力との関係

計算値と実測値を比較するために、すでに慣性モーメント、ねじりこわさのわかっている変動負荷発電機とトーションバーを用いて、トラクタトーションバー-発電機の振動系を作り、変動負荷を与え固有振動数を測定した。固有振動数の測定は変動トルクの振動数によって求めた。

その結果軸径30 mmのトーションバーを用いたとき固有振動数(f_0)は91c/sであった。



第Ⅲ-57図 トルク振幅と全電力[(変動負荷発電機電力)+(一定負荷発電機電力)]との関係

この値とすでにわかっている発電機の慣性モーメント(I)およびトーションバーのねじりこわさ(k)とから、ねじり振動方程式によってトラクタの機関および動力伝達系統の慣性モーメント(I_2)を求めてみた。

前述の(1)式に

$$f_0=91(\text{c/s}), I_1=33.7(\text{kg-cm-sec}^2)$$

$$l=20.5(\text{cm}), d=3(\text{cm}), G=8 \times 10^5(\text{kg/cm}^2)$$

を代入して計算すると

$$I_2=1.0(\text{kg-cm-sec}^2)$$

となる。

計算値は $I_2 \approx 40(\text{kg-cm-sec}^2)$ であるから実測値は計算値の1/40になっている。このため当初考えていたトーションバーでは軸径が太すぎ、固有振動数が高くなって共振が起こらず、十分な振幅が得られなかった。

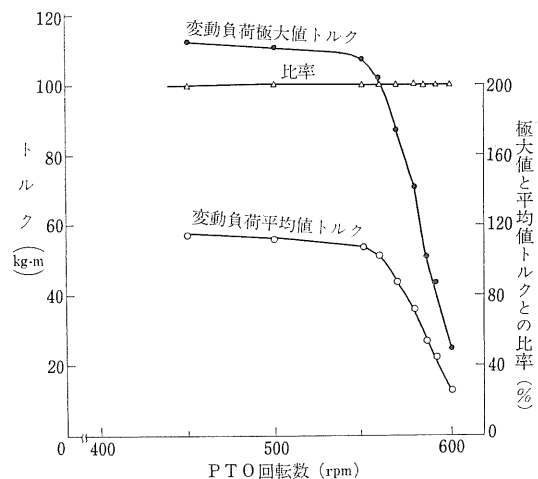
共振を起こさせる対策として、

- (1) 変動負荷発電機の吸収トルク振動数を高くする。
- (2) トーションバーの直径を細くする。
- (3) トーションバーの長さを長くする。

以上の3つが考えられるが、(1)の方法は電氣的に振動数を高くすることは困難であり、(2)の方法は軸径を細くすると強度的に問題がある。したがって装置が長くなるが(3)の方法によらなくてはならなかった。その結果直径30 mmφ、長さ225.0 cmのトーションバーを使用することにした。

(4) 性能

性能試験はフォード3000 (PTO馬力40.5PS, $I = 40\text{kg-cm-sec}^2$) によって行なった。結果を第Ⅲ-21表および第Ⅲ-55~Ⅲ-58図に示す。



第Ⅲ-58図 各回転数での変動負荷

変動負荷発電機の電流を増すとトルク振幅は放物線状に増加する。一定負荷発電機と併用運転しても同じ傾向をしめし、一定負荷発電機の電流を増すほどトルク振幅は大きくなっている（第Ⅲ-55図）。

変動負荷発電機の電力を増すとトルク振幅は直線的に増加する。このトラクタートーション発電機系での最大トルクの振幅は約190kg-m程度であろうと推定される（第Ⅲ-56図）。

第Ⅲ-21表 P T O 変 動 負 荷 装 置 の 性 能

テ ス ト No.	変動負荷発電機			一定負荷発電機			全電力 (kW)	P T O 回転数 (rpm)	極大値 トルク (kg-m)	極小値 トルク (kg-m)	トルク 振 幅 (kg-m)	平 均 トルク (kg-m)	平均値 に対する 比率 (%)	備 考	
	電流 (A)	電圧 (V)	電力 (kW)	電流 (A)	電圧 (V)	電力 (kW)									
I 1	40	103	4.12	0	-	0	4.12	570	19.3	2.1	17.1	10.7	160.0	変動負荷発電機のみ使用	
	2	50	131	6.55	0	-	0	6.55	570	32.1	- 5.4	36.4	12.8		284.4
	3	60	160	9.60	0	-	0	9.60	570	43.9	- 8.0	50.4	17.4		289.7
	4	70	170	13.30	0	-	0	13.30	570	61.1	-11.0	72.9	25.5		285.9
	5	80	211	16.88	0	-	0	16.88	570	81.4	-17.1	96.4	31.3		308.0
II 1	40	98	3.92	30	210	6.30	10.22	590	32.0	6.0	26.0	19.0	168.4	変動負荷発電機と一定負荷発電機との併用	
	2	50	124	6.20	30	210	6.30	12.50	583	47.0	0	47.0	23.5		200.0
	3	60	156	9.36	30	208	6.24	15.60	581	65.0	-10.0	75.0	27.5		236.4
	4	70	184	12.88	30	205	6.15	19.03	574	88.0	-15.0	103.0	37.0		237.8
	5	80	208	16.64	30	202	6.06	22.70	568	105.0	-20.0	125.0	42.5		247.1
	6	30	75	2.25	50	203	10.15	12.40	590	30.0	15.0	15.0	22.5		133.3
	7	40	98	3.92	50	202	10.10	14.02	587	39.0	10.0	29.0	24.5		159.1
	8	50	128	6.40	50	200	10.00	16.40	583	54.0	6.0	48.0	30.0		180.0
	9	60	153	9.18	50	198	9.90	19.08	570	75.0	- 5.0	80.0	35.0		214.3
	10	70	183	12.81	50	196	9.80	22.61	566	98.0	-13.0	111.0	42.5		230.6
	11	81	209	16.93	50	190	9.50	26.43	556	122.0	-20.0	142.0	51.0		239.2
	12	30	73	2.19	70	191	13.37	15.56	590	36.0	20.0	16.0	28.0		128.6
	13	40	98	3.92	70	190	13.30	17.22	578	45.0	18.0	27.0	31.5		142.8
	14	50	136	6.80	70	189	13.23	20.03	573	63.0	10.0	53.0	36.5		172.6
	15	60	153	9.18	70	186	13.02	22.20	565	85.0	0	85.0	42.5		200.0
	16	70	182	12.74	70	182	12.74	25.48	555	107.0	-10.0	117.0	49.0		218.4
	17	18	43	7.74	82	185	15.17	15.94	593	34.0	27.0	7.0	30.5		111.4
	18	30	76	2.28	82	184	15.09	17.37	588	41.0	25.0	16.0	33.0		124.2
	19	40	98	3.92	82	183	15.01	18.93	570	51.0	20.0	31.0	35.5		143.6
	20	50	128	6.40	82	182	14.92	21.32	568	68.0	14.0	54.0	41.0		165.9
	21	60	154	9.24	82	179	14.68	23.92	560	90.0	0	90.0	45.0		200.0
	22	66	173	11.42	82	171	14.02	25.44	541	105.0	- 5.0	110.0	50.0		210.0
III 1	66	168	11.09	81	138	11.18	22.27	450	112.5	0	112.5	56.3	200.0	極小値を0とした場合	
	2	76	198	15.05	82	129	10.58	25.63	500	110.5	0	110.5	55.3		200.0
	3	77	200	15.40	82	128	10.50	25.90	550	107.0	0	107.0	53.5		200.0
	4	78	204	15.91	82	105	8.61	24.52	560	102.2	0	102.2	51.1		200.0
	5	81	209	16.93	50	118	5.90	22.83	570	86.9	0	86.0	43.5		200.0
	6	82	210	17.22	0	-	0	17.22	579	70.6	0	70.6	35.3		200.0
	7	71	186	13.21	0	-	0	13.21	585	51.2	0	51.2	25.6		200.0
	8	65	160	10.40	0	-	0	10.40	592	44.0	0	44.0	22.0		200.0
	9	49	120	5.88	0	-	0	5.88	600	24.6	0	24.6	12.3		200.0

変動負荷発電機の電力と一定負荷発電機電力とを加えた全電力とトルク振幅との関係を第Ⅲ-57図に示す。これによれば変動負荷発電機の電流が小さいときには、一定負荷発電機の電流を増しても、トルク振幅の増加は小さいが、変動負荷発電機電流が大きいたときには一定負荷発

電機電流の増加に対してトルク振幅の増加は大である。第Ⅲ-58図は供試トラクタの各回転数における変動負荷トルク状態を示したものである。変動負荷のトルク極大値と平均値の比率が、いかなる回転数のときでも200%になることが確認できた。

6. ラフロードの負荷条件と車体負荷の関係

1) 緒言

自動車においては室内耐振耐久試験法として機械式、電磁式、油圧式、電磁油圧式などの加振器によって上下方向の振動を与える方法が行なわれているようである。しかしトラクタにおいてはこの方法では装置が大規模となり、また前後方向の振動が与えられない等の不利は避けられない。一方、トラクタの路上走行時負荷を室内で与える方法として、ドラム上に取り付けた突起によって振動負荷を与える耐振耐久試験が考えられる。本研究は突起による車体負荷試験における負荷条件とトラクタの車体負荷の関係を明らかにし、路上走行負荷の室内耐振耐久試験化のための資料とするために行なった。

2) 試験方法および測定方法

供試機を前述の試作シャーシダイナモのドラム上にセットして、負荷条件中の要因を何水準かに変化させ、お

のおのの車体負荷をストレングージ、ストレンメータを介してオシロに記録した(第Ⅲ-22表および第Ⅲ-59、Ⅲ-60図)。供試機の仕様を第Ⅲ-23~Ⅲ-25表に示す。

第Ⅲ-24表 供試ロータリ

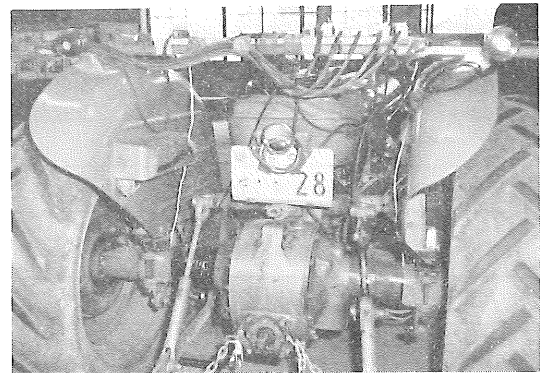
ハワード・ロータベータ	
駆動方式	サイドドライブ
総重量	444kg
取付型式	直装カテゴリー1

第Ⅲ-22表 使用測定器

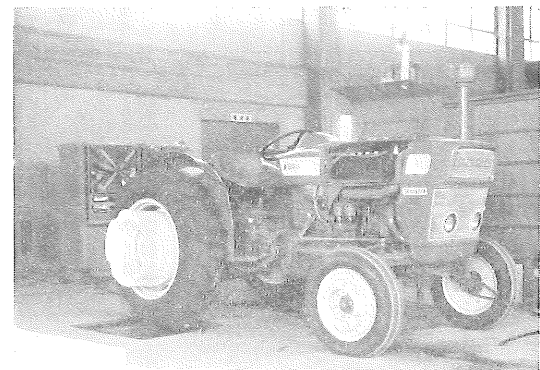
ストレングージ	共和製 KP-3-A1
加速度ピックアップ	共和製 120A-5C
ストレンメータ	新興通信製 DS6-MT
電磁オシロ	三栄測器製 FR-102 (200cps まで感度一様)

第Ⅲ-23表 供試トラクタ

フォードソン・スーパー・デキスタ	
エンジン	3気筒ディーゼル 39.5PS
総重量	1,407kg
軸距	1,835mm
輪距	1,335mm
車輪 前輪	5.50-16 6P
// 後輪	11-28 6P
ラグ 前輪	リブラグ3本 ラグ高さ12mm
// 後輪	山形複列ラグ40個 ラグ高さ33mm
前車軸	角形 ルモアン式
後車軸	半浮動式



第Ⅲ-59図 車体負荷測定用ピックアップ



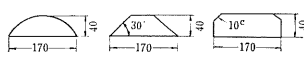
第Ⅲ-60図 ラフロード・テストの状況

負荷条件の要因とその水準を第Ⅲ-26表、また車体負荷の測定項目と測定位置を第Ⅲ-27表、第Ⅲ-61図に示す。

第Ⅲ-25表 供試ドラム・シャーシダイナモ

型式	単胴型
個数	2個
寸法	直径 1,910mm 幅 880mm
材質	S45C
最高速度	26.4km/h
出力	40kW

第Ⅲ-26表 負荷条件の要因とその水準

要因	水準
負荷位置	前輪、後輪
駆動方法	モータリング、ファイヤリング
タイヤ圧(kg/cm ²)	0.5, 1.0, 1.4
走行速度(km/h)	5, 10, 15, 20, 25
突起形状 (材質SS)	円形 三角 四角 
三角突起高さ(mm) (幅170, 傾角30°)	0, 20, 40, 60, 75
左右突起のズレ (deg)	0, 90, 180
装備	ロータリなし, ロータリあり

第Ⅲ-27表 車体負荷の測定項目

測定項目	記号
上下方向加速度	
左前車軸	×1
右前車軸	×2
左後車軸	×3
右後車軸	×4
ロータリ	×5
上下方向荷重	
左前車軸	△1
右前車軸	△2
左後車軸	△3
右後車軸	△4
前後方向荷重	
左前車軸	●1
右前車軸	●2
左後車軸	●3
右後車軸	●4
トルク	
左後車軸	※1
右後車軸	※2

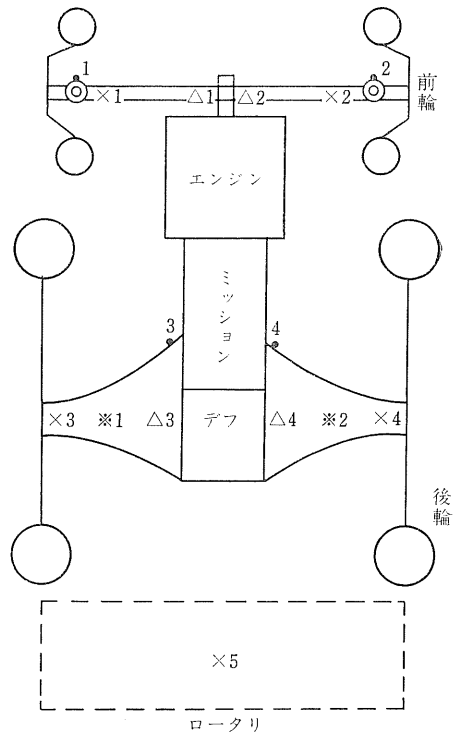
3) 結果と考察

後輪ラフロード時の上下方向車体負荷について主に述べる。

(1) 測定波形と車体負荷状態の定性的考察

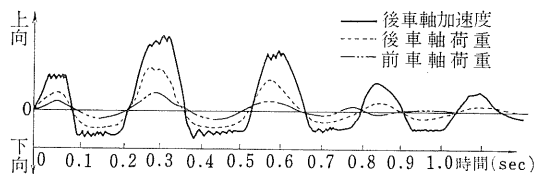
測定された波形の1例を第Ⅲ-62図に示す。各測定項目は同一傾向で変化している。このうち加速度波形を1回、2回積分して速度、変位波形を求めてみたのが第Ⅲ-63図である。この図から波形は第Ⅲ-64図のように説明され、現象としては簡単である。

下向負荷は重力しかないから、上向負荷のみ考える



(注) 記号は第Ⅲ-20表と対応している。

第Ⅲ-61図 車体負荷の測定位置



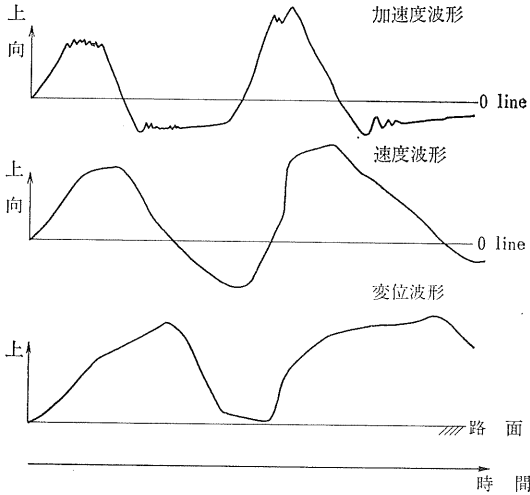
試験条件 後輪ラフロード, モータリング, 走行速度 10km/h, タイヤ圧 1.4kg/cm², 三角形突起高さ 40mm, 突起のズレなし, ロータリなし

第Ⅲ-62図 測定波形の1例

と、車体負荷は突起との衝突、突起よりの落下時のドラム（路面に相当）との衝突、振動減衰時のドラムとの衝突の3段階に分けて考えられる。

(2) 測定波形の周波数および外力

後輪ラフロード時の後部車体負荷の変動周波数は高・中・低の周波数が見られ、高・中周波数は、タイヤ圧、

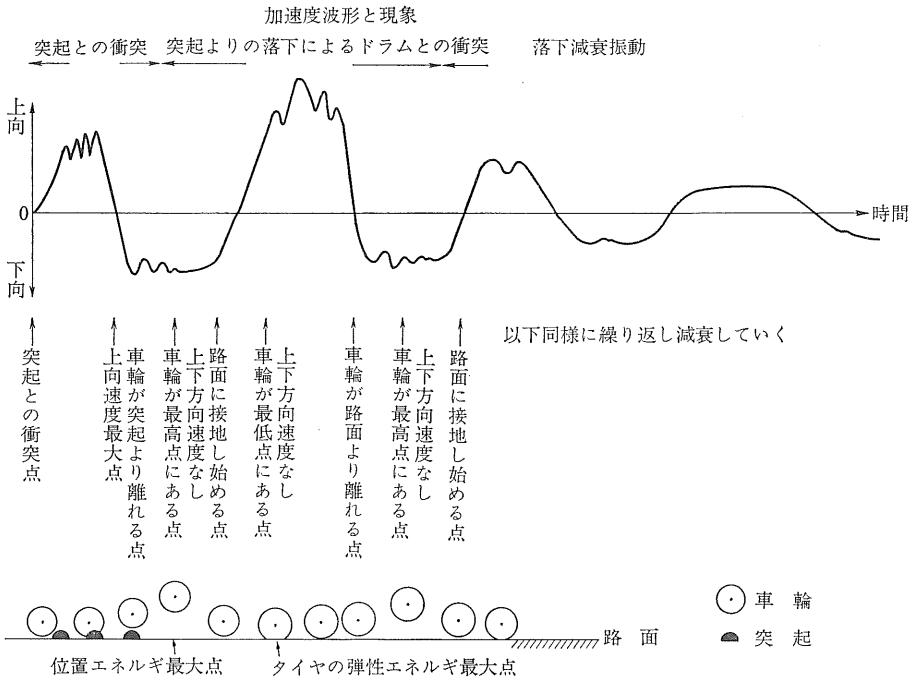


第Ⅲ-63図 加速度、速度、変位波形

走行速度、突起種類等に関係しないため、それぞれ衝突時の過渡振動、後部足まわりの固有振動の周波数と思われる。しかしこの高・中周波成分の振幅は小さく、累積疲労を考える耐久試験では無視するのが普通であるから、ここでは主として低周波成分について考察しよう。低周波数はタイヤ圧によって変化しており、トラクタの前部支点まわりの固有振動と思われる。このことはトラクタを自由減衰振動させて測定したトラクタ前部支点まわりの固有振動数（第Ⅲ-28表）と全く一致していたことから確認される。この周波数は時間当りの負荷回数を決めるもので、これにしたがって突起個数、走行速度の上限が決まる。すなわちトラクタの固有振動数によって耐久試験能率の上限が決まってくる。また第Ⅲ-28表よりこの振動数はタイヤ圧の変更によってもあまり変えない点にも注目すべきである。

第Ⅲ-28表 自由振動による実測固有振動数

タイヤ圧 (kg/cm ²)	前部支点まわりの固有振動数 (cps)
1.4	4.06
1.0	4.31
0.5	4.58



第Ⅲ-64図 加速度波形と現象

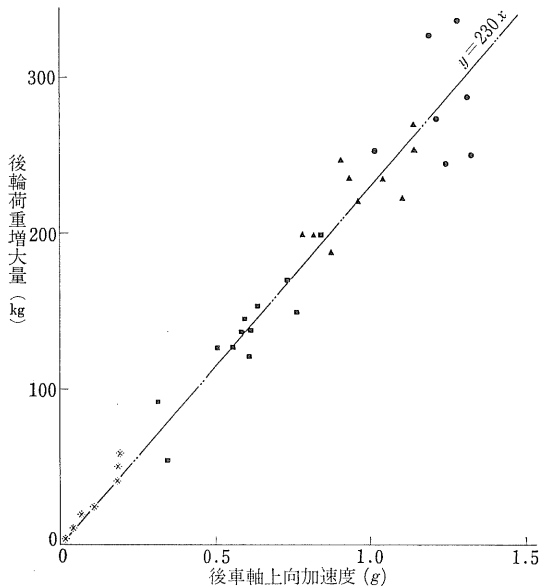
トラクタ前方負荷の変動波形は、立ち上がりは後方負荷より10msec位のタイムラグが見られるが、各部のガタなどを考えて妥当と思われる。周波数は低周波成分のみであり、本試験では、2.8cpsであった。これは後方支点まわりの固有振動数と思われる。

外力としては後方負荷の上向力として突起の衝撃力、落下時のドラムの反力、下向力として重力、固定用ロープの張力が考えられる。前方負荷の外力としてはトラクタの傾斜重心移動による車輪反力が考えられる。

前輪ラフロード時の周波数および外力についても同様に考えられる。

(3) 加速度と荷重の関係

突起より落下してドラムに衝突した瞬間について調べると、第Ⅲ-65～Ⅲ-66図のように両者には直線関係が認められた。これは従来から荷重倍数として種々の文献に見られるものである。しかし本実験では、いわゆる荷重倍数の定義（静荷重からの変動量＝加速度×静荷重）の関係は認められない。すなわち静荷重からの変動量の方



(注) 三角形, 四角形突起においてもまた下向加速度と荷重減少量の間にも同様の関係

$$y = (230 \sim 245)x \text{ が認められた。}$$

試験条件 後輪ラフロード, モータリング, 円形突起高さ40mm, 突起ズレなし, ロータリなし, 走行速度5, 10, 15, 20, 25km/h, 後輪タイヤ圧●1.4kg/cm², △1.0kg/cm², ■0.5kg/cm², ※は突起なしの場合

第Ⅲ-65図 加速度と後輪荷重との関係

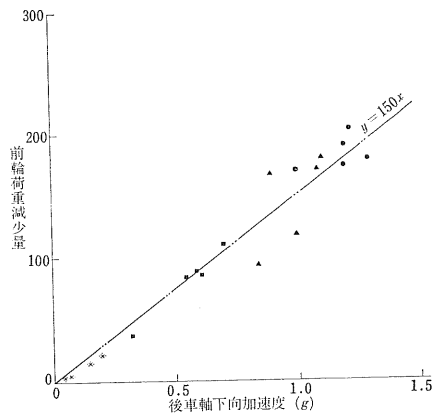
が加速度と静荷重の積より小さい。この点については模試型試験を行なって確認をしたので別に考察する。ともかく車体負荷と加速度とは直線性があるので、加速度を車体負荷の代用特性と考えてよいと思われる。したがって、以後加速度について主に述べる。

(4) 突起との衝突による車体負荷

突起よりの落下によるドラムとの衝突時の負荷(A)と突起との衝突による負荷(B)との比A/Bを調べると、第Ⅲ-67図のように突起形状やタイヤ圧に関係なく走行速度によって変化している。すなわちこの比(%)と走行速度(x km/h)との関係は本試験条件下では $y = -0.1x + 3$ と表わされた。すなわちxが大きくなるほど、突起と車輪との衝突が衝撃的となりBが増大するのである。しかし実用の使用範囲では常にAの方がBより大きいと考えてよい。

(5) 振動減衰時のドラムとの衝突による車体負荷

この振動は突起との衝突, 持ち上げによって起こるので、タイヤはじめ足まわりの弾性歪エネルギーとトラクタの位置エネルギー間の振動であり、当然第Ⅲ-67図の突起よりの落下時の負荷が最大で、以後諸抵抗のために減衰することが考えられる。また走行速度や突起の種類などに関係のないことが当然予想される。測定波形から減衰比を求めてみたのが第Ⅲ-29表である。すなわち減衰



(注) 三角形, 四角形突起においてもまた上向加速度と荷重増大量の間にも同様の関係

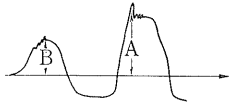
$$y = (140 \sim 180)x \text{ が認められた。}$$

試験条件 後輪ラフロード, モータリング, 円形突起高さ40mm, 突起ズレなし, ロータリなし, 走行速度5, 10, 15, 20, 25km/h, 後輪タイヤ圧●1.4kg/cm², △1.0kg/cm², ■0.5kg/cm², ※は突起なしの場合

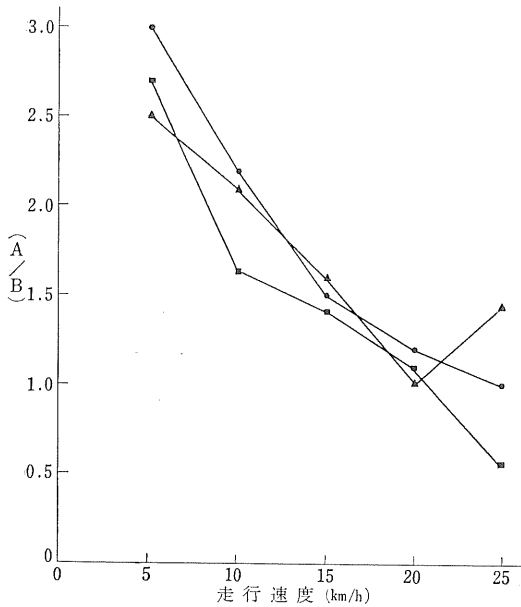
第Ⅲ-66図 加速度と前輪荷重との関係

特性はタイヤ圧によって大きく変わっている。実際の耐久試験では(2)の固有振動数とともに突起数、走行速度をセットする時十分考えなければならない点である。

(4), (5)を考え合わせるとラフロードによる3段階の負荷のうちで突起よりの落下時のドラムとの衝突による負



A: 突起よりの落下衝突時負荷
B: 突起との衝突時負荷



試験条件 後輪ラフロード, モータリング, 三角形突起, 高さ40mm, 突起ズレなし, ロータリなし, 後輪タイヤ圧 ● 1.4kg/cm², ▲ 1.0kg/cm², ■ 0.5kg/cm²

(注) 円形, 四角形突起においてもタイヤ圧に関係なく $y = -0.1x + 3$ の関係がみられた。

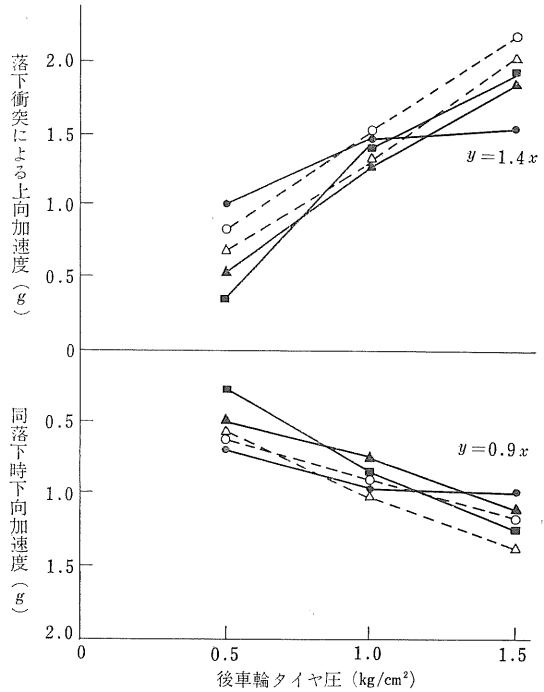
第Ⅲ-67図 突起との衝突による車体負荷

第Ⅲ-29表 タイヤ圧と車体負荷の減衰特性

タイヤ圧 (kg/cm ²)	1.4	1.0	0.5
減衰特性	1.4	1.0	0.5
1サイクル後の振幅の大きさ	1/1.2	1/1.4	1/2.0
対数減衰率 $n\tau$	0.178	0.334	0.692

(注) $n\tau$ は振幅が1サイクル当り $e^{-n\tau}$ の比で対数的に減少することを示す。

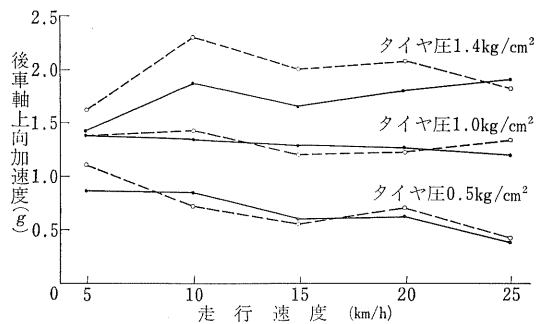
荷が最大で他の2段階の負荷はこの値と、関連付けうるといえる。したがって以後、突起よりの落下による車体負荷について述べる。



走行速度 ● 5 km/h, ○ 10km/h, ▲ 15km/h, △ 20km/h, ■ 25km/h

試験条件 後輪ラフロード, モータリング, ロータリなし, 前輪タイヤ圧 1.4kg/cm², 三角形突起高さ40mm, 突起ズレなし

第Ⅲ-68図 タイヤ圧の効果



試験条件 後輪ラフロード, モータリング, 前輪タイヤ圧 1.4kg/cm², ロータリなし, 三角形突起高さ40mm, 突起ズレなし

●——● 右後車軸上下方向加速度
○……○ 左

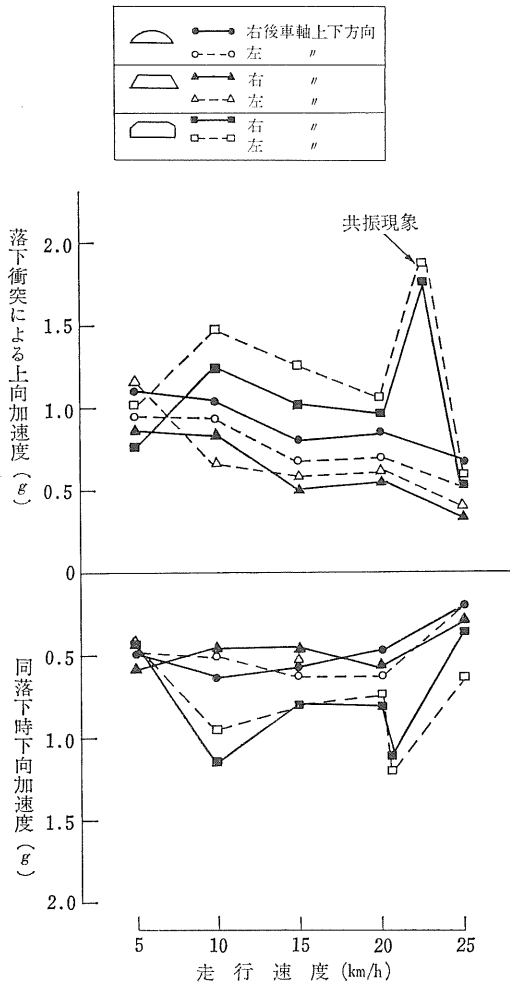
第Ⅲ-69図 走行速度およびタイヤ圧の効果

(6) タイヤの影響

第Ⅲ-68, Ⅲ-69図のごとく, 突起形状や走行速度と関係なく, 常に車体負荷 ν (g)とタイヤ圧 ω (kg/cm²)との関係は, 本試験条件下では $\nu=1.5\omega$ と表わしうる。これはタイヤ圧の増大をバネ常数の増大とみるなら, 反発時の加速度負荷が増大することはいずれも。

(7) 走行速度の影響

第Ⅲ-68, Ⅲ-69図に示すように突起形状, タイヤ圧などと無関係に走行速度の車体負荷に及ぼす影響は小さく



試験条件 後輪モータリング, 突起高さ40mm, 突起ズレなし, ロータリなし, タイヤ圧 F : 1.4 kg/cm², R : 0.5kg/cm²

(注) 後輪タイヤ圧1.4kg/cm², 1.0kg/cm²でも同傾向であった。

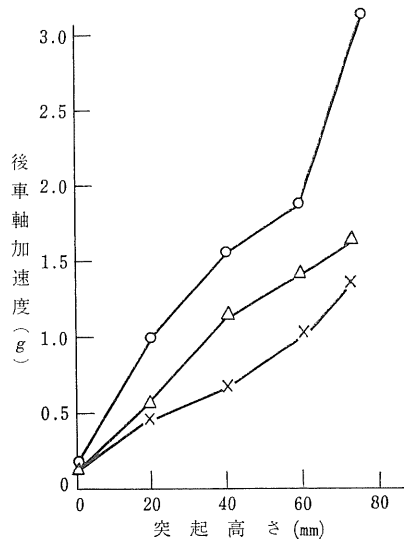
第Ⅲ-70図 突起形状の効果

無視しうることがわかる。しかし突起との衝突時の車体負荷については走行速度が関与することは(4)で述べた。このように突起よりの落下時の車体負荷が走行速度に関係しないことは, タイヤ圧に関係なく成立する点に注目して考えると, 突起によりトラクタに与えられる位置エネルギーが, 走行速度に関係なく突起高さなどによって決まることを示している。

(8) 突起形状の影響

第Ⅲ-70図のごとくタイヤ圧や走行速度に関係なく, 突起形状の車体負荷に及ぼす効果は小さく, また一定の傾向もなく無視してよいことがわかる。しかし4角形突起でタイヤ圧, 走行速度のある種の組み合わせ(本実験ではタイヤ圧1.4kg/cm², 10kg/cm²で走行速度21km/h)においては共振現象が見られ, 減衰が見られず車体負荷は大きくなった。

本実験のような大きなタイヤに対して, これ位の突起形状の差は影響を及ぼさないことがあらかじめ推定されていたが, これが正しいことを確認した。またタイヤ圧の変化によっては突起形状の影響も考へるが, 本実験ではこの場合の突起形状の影響を無視しうることが示している。共振現象が突起形状に関連して起こることは説明が困難であるが, 計測しなくても一見して共振して負荷が大きいことがわかる共振が観察された。

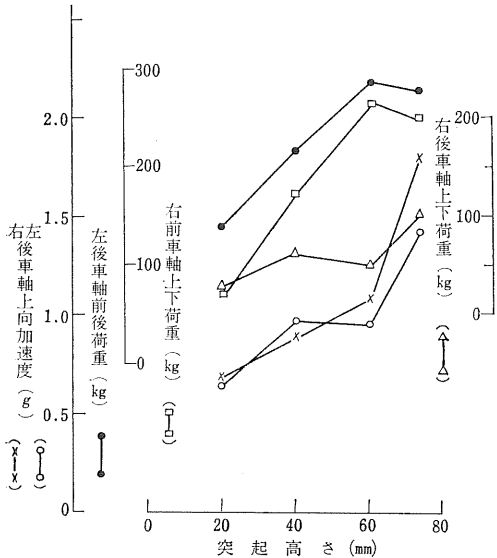


試験条件 前輪タイヤ圧1.4kg/cm², 後輪モータリング, ロータリなし, 突起ズレなし, 三角形突起, 速度15km/h, 後輪タイヤ圧○1.4kg/cm², △1.0kg/cm²×0.5kg/cm²

第Ⅲ-71図 突起高さの効果

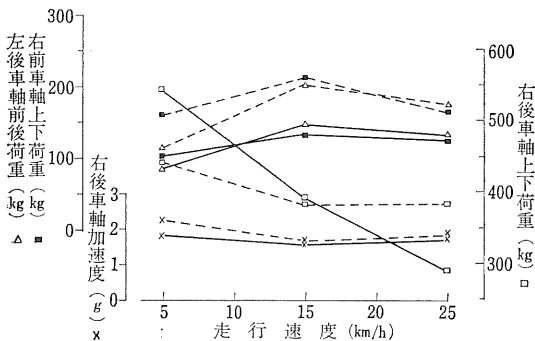
(9) 突起高さの影響

第Ⅲ-71, Ⅲ-72図に示すように突起との衝突による負荷, 突起よりの落下による負荷とも突起高さによって, ほとんど直線的に増大している。またタイヤ圧の効果, 走行速度の効果なども前述と同傾向である。このことは, やはり突起高さが増大すると持上げ高さが増大することによる位置エネルギーの増大と, タイヤ圧によって決



試験条件 後輪モータリング, ロータリなし, 突起ズレなし, 三角形突起高さ40mm, 速度15km/h, タイヤ圧F: 1.4kg/cm², R: 0.5kg/cm²

第Ⅲ-72図 突起高さの効果



試験条件 後輪ラフロード, ロータリなし, タイヤ圧F: 1.4kg/cm², R: 1.4kg/cm², 三角形突起高さ40mm, 突起ズレなし

(注) 他の突起高さでも同傾向であった。

第Ⅲ-73図 駆動法の効果

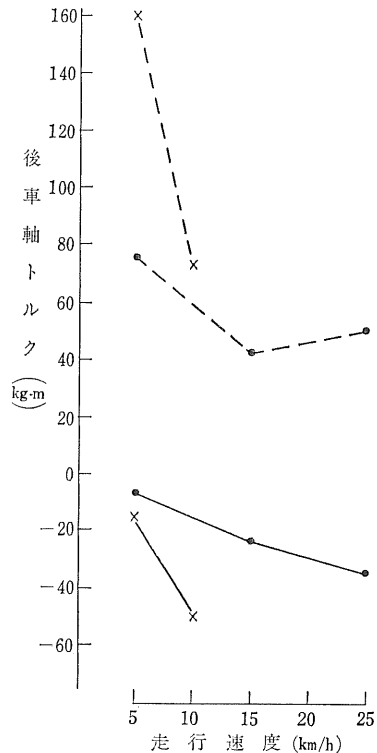
まるドラムとの反発特性によって説明される。

(10) 駆動法の影響

実験データが少なく不明であるが, 第Ⅲ-73, Ⅲ-74図に示すように, ファイヤリングとモータリングでは車軸トルク波形が逆になること, およびファイヤリングでは低速で突起をよじ登る時の車軸トルクが注目される程度で, 車体負荷としては駆動法の影響は小さいと思われる。どちらかといえばファイヤリングの方がモータリングよりきびしいと思われるが, 車軸耐久試験などを兼ねさせる目的でなければ, 駆動法はどちらでもよいといえる。

(1) 装備の影響

ロータリを装着した場合との比較を第Ⅲ-75図に示す。ロータリ有の場合は加速度が小さくなり各負荷の振幅もロータリなしの場合に比して小さくなる。これはロータ



試験条件 後輪ラフロード, タイヤ圧F: 1.4kg/cm², R: 1.4kg/cm², 三角形突起高さ40mm, 突起ズレなし, ロータリなし

…… ファイヤリング × 突起高さ75mm
—— モータリング ● // 40mm

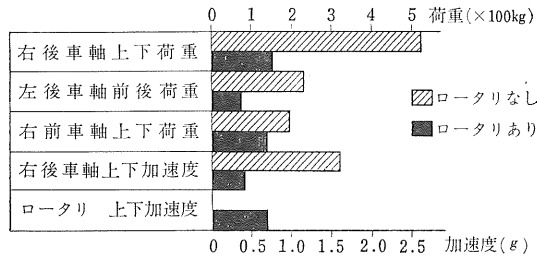
第Ⅲ-74図 駆動法の効果 (突起に衝突した瞬間のトルク)

りによる車輪荷重の増大にもなっており、突起による持ち上げ高さが減少して、タイヤのへこみによって突起を通してしまふ現象が観察されたことからもうかがえる。すなわちロータリを付けると後車軸関係の平均荷重は増大することが当然予想されるが、突起による車体負荷の増大はあまり期待できない。

(12) 左右の突起のズレの影響

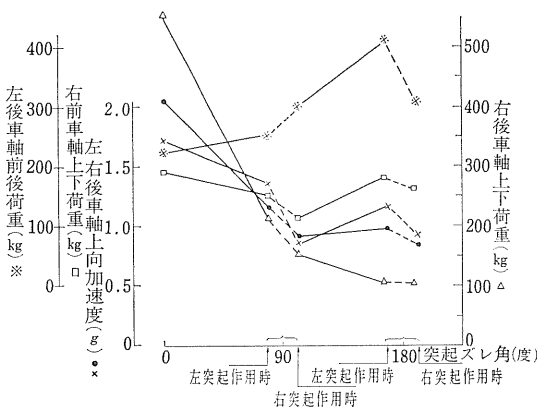
左右の突起がズレていない時は、第Ⅲ-69、Ⅲ-70図からもわかるように左右で大きな負荷の差は認められないことは当然であるが、最大の場合 0.5g 程度の差が見られる。この理由としてはトラクタの姿勢、左右非対称要素などが考えられる。

左右の突起をズラすと第Ⅲ-76図のごとく左突起が作用した時でも右側にも負荷が与えられている。すなわちトラクタの足まわりの機構が左右で一体となった構造だ



試験条件 後輪モータリング、突起ズレなし、三角形突起高さ 40mm、走行速度 15km/h、タイヤ圧 F : 1.4kg/cm²、R : 1.4kg/cm²

第Ⅲ-75図 装備の効果



試験条件 後輪モータリング、ロータリなし、三角形突起高さ 40mm、走行速度 15km/h、タイヤ圧 1.4kg/cm²

第Ⅲ-76図 左右突起のズレの効果

から、左右の突起をズラしてもねじり荷重の効果はあまり期待できないことがわかる。また負荷の絶対値はズレていない時より小さくなる。しかし前後方向の負荷は増大している。

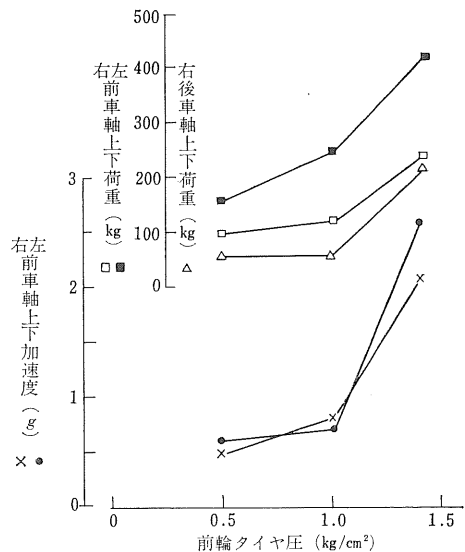
(13) 前輪ラフロード時の車体負荷

実験データが少なく明らかでないが、第Ⅲ-77図に示すごとく、後輪ラフロード時の車体負荷のデータの定性的な流用は可能であろうと思われる。すなわち突起高さ、タイヤ圧の影響が大きく、走行速度の影響が小さいことが推定される。しかし突起形状、突起のズレに対しては異なった特性を示す可能性も考えられる。

(14) 試験技術的問題点

本方式によって耐久性試験を実施する場合の問題点としては、

- (i) 運転、停止時のトラクタの移動を拘束するためのトラクタ固定用のロープは、なるべく車体負荷に関係しないように配慮して取り付けるべきであるが、第Ⅲ-68図にみられるように下向加速度が 1g 以上もかかることがあり、ロープの影響はないとはいえない。
- (ii) 突起によるタイヤの損傷については、突起形状の効果はとくに見られなかったが、走行速度をあまり速くして試験能率を上げようとする、タイ



試験条件 前輪モータリング、ロータリなし、後輪タイヤ圧 1.4kg/cm²、走行速度 15km/h、三角形突起高さ 40mm、突起ズレなし

第Ⅲ-77図 前輪ラフロード時車体負荷

ヤの発熱ねばりが起こった。また極端な高圧、低圧のタイヤ圧での試験はタイヤの損傷が大きく、耐久試験に適さないことはもちろんである。

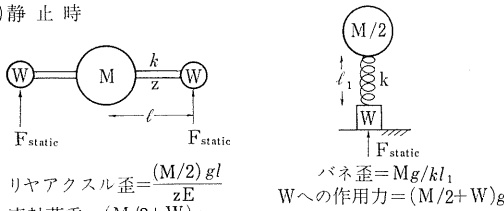
- (iii) 後輪ラフロード時はあまり問題とならないが、前輪ラフロード時はキャスト効果は全然期待できず、トラクタが横移動してドラムからはずれることがしばしば起こる。特別な装置でも考えないかぎり、前輪ラフロードの無人耐久試験は行なえないと思われる。
- (iv) とくにファイヤリングの時など固定用のロープが切れた場合に対する安全装置を考えることが、耐久試験実施上は必要となってくると思われる。
- (15) 負荷倍数の定義に合致しない点について
 - (i) この実験で測定した荷重と加速度

トラクタ後部の上下方向の運動を考えると、バネをかいして拘束された2質点系の運動と等価である(第Ⅲ-78図)。

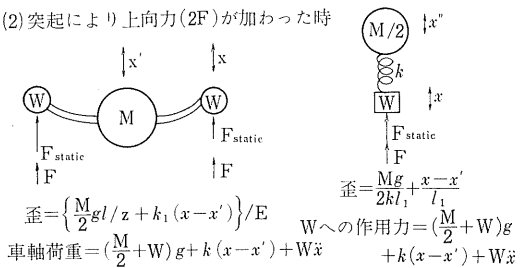
すなわち静止状態からの運動方程式は次のようになる。

車輪について $F = W\ddot{x} + k(x-x') + c(\dot{x}-\dot{x}')$
 ミッション部について $k(x-x') = M/2 \cdot \ddot{x}'$
 F = 車輪に働く力
 W = 車輪部質量
 x = 車輪部上下変位
 k = リヤアクスルハウジングの上下方向バネ常数

(1) 静止時



(2) 突起により上向力(2F)が加わった時



第Ⅲ-78図 トラクタ後部とバネに拘束された2質点系

c = リヤアクスルハウジングの粘性係数

M = ミッション部質量

x' = ミッション部上下変位

c 項を無視すると、車輪に働く力 F は車輪を加速するための力 $W\ddot{x}$ と、内部歪(この内部歪によりミッション部を加速する) $k(x-x')$ に使われることになる。このうち測定した車軸荷重はリヤアクスルハウジングの曲げの静的較正に基づいている。すなわち F ではなくて $k(x-x') = M/2 \ddot{x}'$ を測定したことになる。したがって車輪部で測定した加速度 \ddot{x} との間に $k(x-x') = F_{static} \cdot \ddot{x}$ (F_{static} = 静止時車軸荷重) が成立しないことは当然である。

(ii) 模型試験

車輪への外力 F がどのような割合で上記2者に配分されるかを知るために模型試験を行なった。トラクタ後部の簡単な模型を、 F を測定できる台に自由落下させて次の4項目を測定した。

ミッション部上下加速度 \ddot{x}'

リヤアクスルの曲げによる車軸荷重

$k(x-x') = F'$

右車輪上下方向加速度 \ddot{x}

右車輪への地面の反力 F

この結果 $F' = 0.84F$, $\ddot{x}' = 0.73\ddot{x}$, $F' \propto x'$, $F' \propto \ddot{x}$, $F \propto \ddot{x}$ の関係が認められ $F' = F_{static} \cdot \ddot{x}$ が成立せず、 $F' = (1/2 \sim 1/3) F_{static} \cdot \ddot{x}$ が成立することを確認した。すなわち負荷倍数の定義は物体の同一位置での荷重、加速度の関係であり、本実験では成立しなくて当然である。

4) 要約

路上走行時のトラクタの負荷特性について、Ⅲ-2において若干調査したが、この負荷を室内で与えて耐久試験を行なう1方法としてラフロード法が考えられる。室内試験を実用化する場合に必要なと思われる負荷条件と車体負荷の関係を調べた結果、次のことが明らかになった。

- (1) 突起による車体負荷は、突起との衝突、突起よりの落下、落下負荷の減衰の3段階でおこり、落下時が最大である。またこの3者には一定の関連があった。
- (2) 車体負荷の大きさは、持上げ高さなどの位置エネルギーと、タイヤ圧などの足まわりのバネ特性で決まる。
- (3) 車体負荷はタイヤ圧や突起高さによって直線的に

増大するが、突起形状や駆動法が異なっても大差はない。走行速度の影響も無視してよいといえる。

- (4) 左右突起がズレると上下方向負荷は減少し前後方向の負荷は増大するが、車体のねじれ負荷は期待できない。
- (5) ロータリなしの場合の方が有りの場合より持ち上げ高さが大きくなり、車体負荷の変動は大きくな

る。

- (6) 前輪ラフロード時の前方車体負荷についても後輪ラフロード時と同様なことが成り立ち、主にタイヤ圧、突起高さでできる。
- (7) 室内耐久試験として実用化する際の試験技術上の実際の問題点がいくつか見出された。

7. 室内耐久試験方法

トラクタの耐久性について、わが国では荷重倍数の測定、各種の振動特性や実作業時負荷特性の解析、爪刃の磨耗試験など間接的な研究がみられる。また外国においては耐用年数の実態調査、負荷特性からの累積疲労の研究などが行なわれている。

圃場耐久試験を行なうには多大の労力と時間を要し、解析的取扱いも困難である。室内で迅速に耐久性能を明らかにする耐久試験方法（試験条件、負荷方法、計測方法、結果の評価法）の確立が望まれるわけであるが、著者らは前節までに述べてきたように、トラクタの各種作業時負荷特性の解明に努めるとともに、室内耐久試験装置の試作を行なってきた。

そこでこれらの資料ならびに装置を利用して、トラクタの耐久性を室内で短時間に推定しようとする試験方法についての試案を作成した。もとより耐久試験方法の正当性は長時間にわたる実用試験による裏付けを必要とするものである。著者らはまだわずかな試験データ³⁷⁾しか持っておらず、この方法はあくまでも1試案にすぎないのであるが、その当否の確認に長年月を要するであろうことを予想し、あえてここに提案して識者の批判を乞う次第である。

1) 耐久試験について

(1) 耐久性能の意味

トラクタ・エンジンの発生した力、またはその他の外力が作用、伝達される時、そのエネルギーの一部は消耗部品、内部摩擦、疲労などの損失として使われる。この損失エネルギーによって起こる破損、磨耗、変形、ガタ、ヘタリ、ゆるみ、クラック、剝離、変質、焼付などの耐久強度が狭義の耐久性能である。

上記損失エネルギーや気象条件などによって起こる機能、性能（出力、効率、抵抗、取扱性、保守、外観美）の経時変化なども広義の耐久性能に含まれる（第Ⅲ-79

図）。

(2) 不具合のパターンと耐久試験

不具合のパターンはわれわれの調査³²⁾でも明らかなように、初期不具合、偶発的不具合、寿命による不具合の順に起こり、初期および寿命時に高いワイブル分布をしている。耐久試験はそのシステムの寿命長さを知るとともに、その寿命期間中の品質の信頼性を保障する目的をもっている。

(3) 耐久試験のプロセス

耐久試験のプロセスをフローチャートで表わすと第Ⅲ-80図のようにになる。耐久試験はおのおののステップが複雑で、しかも互いにフィードバックがなければならぬ。また測定、調査、評価、シミュレート法、負荷法など、各試験技術ごとにむずかしい問題が多数ある。この解決手段としては統計的手法、デジタル計測などの導入が必要となる。ちなみに実験データ1に対するトラクタの環境係数は15~40程度と思われる。

(4) 耐久試験方法の種類

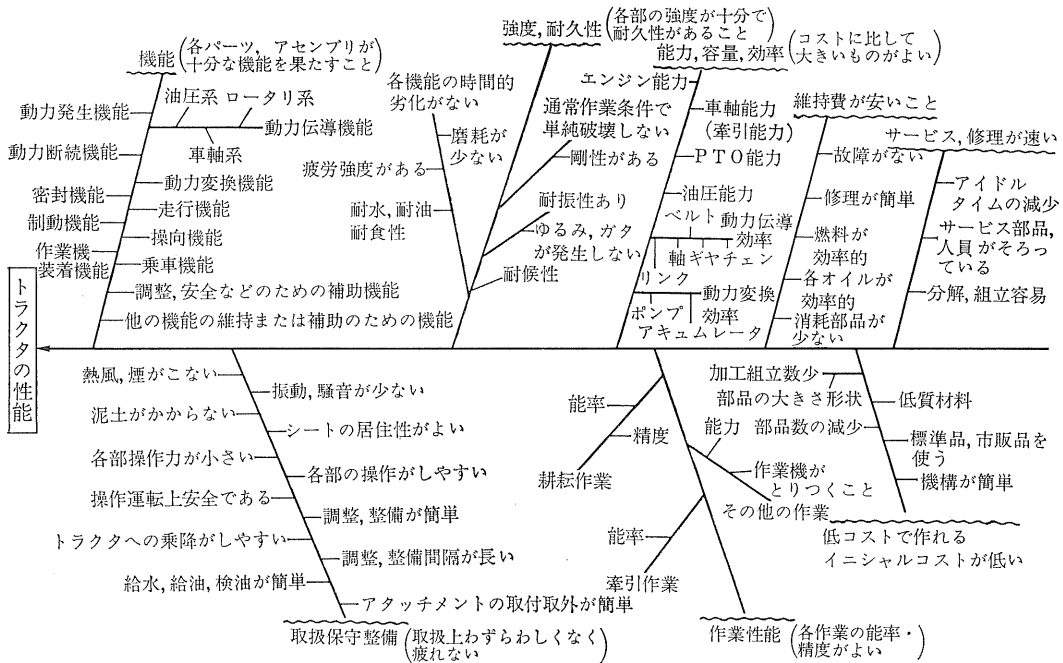
耐久試験方法を各項目に分類すれば次のようになる。

対象物：トラクタ組込状態、フルサイズ、アセンブリ、セミアセンブリ、パーツ単体、試験片
試験能率：加速テスト、実動時と同一テスト
負荷状態：苛酷負荷テスト、実動負荷シミュレート・テスト、実動負荷テスト

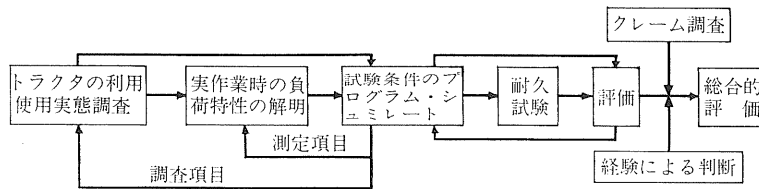
対象耐久性能：機械的機能、機械的性能、人間工学的性能、耐候性、耐久強度（強度、疲労、磨耗、焼付など）

プロセス的分類：利用実態調査、実動負荷特性調査、シミュレート法調査、負荷方法調査、評価法、統計的取扱法調査

対象部位別：車体、足まわり、エンジン、PTO系、車軸系、ブレーキ、クラッチ、操向系、油圧昇



第Ⅲ-79図 トラクタの性能要因図



第Ⅲ-80図 耐久試験のプロセス

降、3点ヒッチ、電装、艀装、ロータリ、その他
(5) 必要耐久性能

トラクタの部品およびアセンブリには重要度があり、必要な耐久性能にも差がある。すなわち消耗品的なものから、修理、交換がむずかしく機能的にも重要なものや、オペレータの安全上重要なものまである。すなわち耐久性能をランク付けする必要性は、試験方法、評価段階からも認められる。

(6) トラクタの各部耐久試験法の1例

耐久試験のプロセスとして、市場での利用使用実態、および実作業時の負荷特性の調査は、試験条件の決定、試験結果の評価にあたって重要なポイントとなる。この調査は試験技術の発達により互いに関係して、調査項目、試験方法にしたがって変化する。

第Ⅲ-30表に代表的な使用時のフルサイズのシミュレー

ト耐久試験方法の1例を示す。特殊な使用または単体、テストピース、アセンブリ耐久試験、あるいは苛酷加速テストでは当然異なってくる。

2) 試験項目および試験順序

(1) 耐久試験前の諸性能調査試験

点検整備、ならし運転、PTO性能、機械損失、各部温度上昇特性、振動特性、騒音特性、ブレーキ性能、操舵性能

(2) 耐久性能試験

- 車体、足まわり、艀装品、電装品、操舵装置
- 車軸駆動系動力伝導部
- エンジン、PTO駆動系動力伝導部
- ブレーキ装置
- クラッチ装置

(3) 耐久試験後の諸性能調査試験

第Ⅲ-30表 トラクタ耐久試験方法

試験部位	市場での利用, 使用実態調査	実作業時負荷特性の調査
エンジンアセンブリ	1. 地域別年間使用時間分布 2. 作業別使用時間割合 3. 使用環境 (温度, 泥水等) 分布	1. 代表的作業の負荷特性 2. 回転数, トルクの頻度分布 3. 負荷変動サイクルの頻度分布 4. 使用環境, ガイドファクタ測定
車体足まわり	1. 作業別使用状態 (走行速度, 輪距, 装備, 土壌, 路面状態)	1. 代表的作業の負荷特性 (負荷倍数の分布 変動サイクルの頻度分布 負荷倍数のスペクトル分布)
P T O系動力伝導部	1. 作業別使用状態 (速度段, エンジン回転速度, 土壌状態, 作業機状態) 2. 取扱保守状態	1. 代表的作業の負荷特性 (トルク変動状態 振幅, 周波数, スペクトル頻度分布) 2. ガイドファクタ測定
車軸系動力伝導部	1. 作業別使用状態 (速度段, エンジン回転速度) (土壌状態, 車輪の状態) 2. 取扱保守状態	1. 代表的作業の負荷特性 (トルク変動状態 振幅, 周波数, スペクトル頻度分布) 2. ガイドファクタ測定
ブレーキアセンブリ	1. 年間使用回数の分布 2. 装備, 路面の種類 3. 踏力, 使用環境の状態 4. ステアリングブレーキ・制動ブレーキ別 5. 制動時初速度, エンジン回転数	1. 減速度, 使用サイクル分布 2. 1 回当たりの負荷特性の解明 (吸収トルク, 吸収エネルギー, 滑り速度, 滑り距離, 面圧) 3. 各部温度などの測定
クラッチアセンブリ	1. 年間使用回数の分布 2. 装備, 使用速度段の状態 3. 踏力, 操作法の状態 4. エンジン回転速度	1. エンジン減角速度使用サイクル 2. 1 回当たりの負荷特性の解明 (伝達トルク, 伝達エネルギー, 滑り速度, 滑り距離, 面圧) 3. 各部温度などの測定
油圧昇降装置	1. 年間使用回数の分布 2. 装備および昇降時間 3. 油圧ロック使用状態 4. 降下時路面の状態	1. 降下速度, 使用サイクル分布 2. 昇降時負荷特性の解明 (各部負荷倍数) 3. 路上走行時負荷の測定
機装電装品	1. 実作業時使用状態 (路面, エンジン回転速度) 2. 使用環境 (水, ほこり)	1. 実作業時振動特性の解明 (周波数, スペクトル分布) 2. 使用頻度, 使用時間頻度
操舵装置	1. 前輪荷重状態 2. 操向角, 走行速度, 走行抵抗	1. サイドフォース, ステアリングトルクの頻度分布, スペクトル 2. 使用頻度, 使用時間頻度

(代表的使用時のフルサイズ・シミュレート試験)

シミュレート, 試験条件の設定	試験方法, 荷荷方法	試験結果の評価, フィードバック
1. 試験時間の決定 2. 回転速度, トルクの変動プログラム 3. 荷荷変動サイクルの決定 4. ガイドファクタのリミット値決定	機関単体ベンチテスト (レギュレータハンドルおよび動力計荷荷のプログラムによる自動制御)	<ul style="list-style-type: none"> ・シミュレート時の1結果を示す。 ・性能試験, 強度剛性試験およびアセンブリ単体試験, 実用耐久試験を合わせて評価する。 ・各試験段階でフィードバックが必要
1. 変動総サイクルの決定 2. 荷荷倍数およびその周波数の決定 3. 装備状態の決定	各種バルセータ, またはラフロード法, または人工悪路走行試験	<ul style="list-style-type: none"> ・シミュレート時疲労寿命の推定 ・実用耐久試験, 強度試験と合わせて評価する。
1. 試験時間の決定 2. 一定トルクレベルまたは変動トルクレベルとそのサイクルの決定 3. ガイドファクタのリミットの決定	一定トルクまたは変動トルク試験 (電気動力計使用)	<ul style="list-style-type: none"> ・シミュレート時疲労寿命の推定 ・システムの信頼性の保障 ・実用耐久試験と合わせて評価 ・単体試験, トルク循環式アセンブリ試験結果もフィードバック
1. 試験時間の決定 2. 一定トルクレベルまたは変動トルクレベルとそのサイクルの決定 3. ガイドファクタのリミットの決定	一定トルクまたは変動トルク試験 (シャーンダイナモ, または人工路走行または台上)	<ul style="list-style-type: none"> ・シミュレート時疲労寿命の推定 ・実用耐久試験と合わせて評価
1. 試験回数の決定 2. 吸収エネルギーの決定 3. 踏力などのエネルギー吸収勾配およびサイクルタイムの決定 4. ガイドファクタのリミット決定	入力一定法または出力一定法 (シャーンダイナモまたはブレーキダイナモ使用)	<ul style="list-style-type: none"> ・ブレーキの実用寿命の推定 ・メンテナンスフリー期間の推定 ・テストピース耐久, アセンブリ耐久試験 ・実用耐久試験と合わせて評価
1. 試験回数の決定 2. 伝達エネルギーの決定 3. 伝達エネルギー勾配, サイクルタイムの決定 4. ガイドファクタのリミット決定	シャーンダイナモまたはクラッチダイナモ試験	<ul style="list-style-type: none"> ・クラッチの実用寿命の推定 ・メンテナンスフリー期間の推定 ・実用耐久, テストピース耐久, 各種性能テストもフィードバック
1. 試験回数の決定 2. 昇降エネルギーの決定 3. 昇降時各部荷荷の決定 4. ガイドファクタのリミット決定	ピットおよびデッドウエイトによる昇降試験	<ul style="list-style-type: none"> ・実用耐久試験と合わせて評価 ・システムの信頼性保障
1. 振動周波数, 振幅の試験サイクルプログラム 2. 試験時間の決定	<ul style="list-style-type: none"> ・バルセータまたはエンジンによる起振 ・オールウエザ試験 	<ul style="list-style-type: none"> ・システムの信頼性の保障 ・実用耐久試験と合わせて評価
1. 荷荷トルク, 周波数のプログラム 2. 試験時間の決定	機械式などの疲労試験またはラフロード法	<ul style="list-style-type: none"> ・システムの信頼性の保障 ・実用耐久試験と合わせて評価

(1)と同一項目

(4) 総分解調査試験

なお油圧リフト装置については試験法が一応確立しているものと考え省略した。また試験方法の計画において、室内試験、迅速試験であり、しかも現有試験装置が使えること、計測が簡単、人員を要しないことなどを考慮した。また部品、アSEMBリの単体耐久試験でなく、トラクタに組み込んだ状態での試験を目標とした。

3) 耐久試験前の諸性能調査試験

耐久試験後の諸性能と比較するために、次の項目について実施する。

(1) 点検、整備、ならし運転

取扱説明書にしたがって点検整備を行なう。またPTO軸に正規回転速度で部分負荷をかけ、ならし運転とする。

(2) ブレーキ性能

コンクリート路面上を最高速度で単体走行している場合の急制動特性を調査する。

(3) クラッチ性能

定置状態でペダルのディスエンゲージ操作からPTO軸が静止するまでの時間を計測して切れ時間とする。またクランク軸の回転をロックし、PTO軸からトルクを加えて最大静止伝達可能トルクを測定する。

(4) PTO性能

J I Sの作業時負荷試験を行なってエンジン性能を調べる。

(5) 機械損失

PTO軸から正規回転速度でモータリングして損失出力を測定する。

(6) 各部温度上昇特性

PTO軸から正規回転速度で最高馬力を吸収する時の昇温特性を調べる。

(7) 振動特性

定置状態でエンジン回転速度を変えた場合の振動特性を測定する。

(8) 騒音特性

PTO軸に正規回転で各負荷を加えた時の騒音特性を測定する。

(9) 操舵性能

ターニング・ラジラス・ゲージ上に定置して、切れ角と操作トルクを調べる。

4) 車体および走行部耐久性能試験

(1) 対象性能

車体および走行部の耐振動性能、および電装品、艤装品の耐振動性能。

(2) 性能の代用特性

路上走行時の周期的外力(振動)による車体、走行部、電装品、艤装品の機能の劣化、能力および効率の低下、取扱性能の劣化、故障の発生。

(3) 試験条件

(i) トラクタの調整(トレッド、フロントアライメント、カウンタウエイト、タイヤ圧等)および整備(給油脂、給水、各ペダルの遊び量等)などは通常の路上走行時と同一とし、ロータリは最高位置にロックする。

(ii) 運転者は乗車せず、シートに50~60kgのデッド・ウエイトを載せる。

(iii) トラクタが水平状態になるようにシャーシダイナモにセットする。

(4) 負荷条件

(i) 走行変速最高速、定格回転数にセットして、ドロワーにエンジン出力の80%負荷の牽引抵抗を与えるようにダイナモを操作する。

(ii) ダイナモ・ドラム上の突起乗越え時は11/10くらいの負荷にする。

(iii) 後車軸に上下方向の加速度(上向き3g、下向き0.8~1g)を、トラクタの固有振動数と一致した周波数で加える。

(iv) 前車軸についても同様に上向き4g、下向き0.8~1gを加える(前輪はもちろんモータリングで牽引負荷はない)。

(v) 左右の車輪に上向き加速度を加える時期は同一とする。

(vi) 試験時間は加速度繰返し数が 10^6 回に達するまでとする。したがって4cpsとすれば約70時間となり、前後車軸について行なえば計140時間(9時間/日として16日)となる。

(5) 負荷条件の計測

下記の項目を測定する。

前後車軸上下方向加速度(左右各車軸について)

後車軸吸収トルク、吸収馬力

牽引力

全重量、前後車輪荷重配分(左右各車輪について)

突起による持ち上げ高さ=落下高さ

(6) 耐久性の代用特性の計測、観察

耐久性の代用特性の計測、観察間隔は 10^4 回(40分)以

下とし、つぎの項目について行なう。

a) 観察項目

①車体、走行部（トラクタの主要関係位置の保持、強度メンバー……機能）

（前後車輪、前後車軸、フロントブラケット、シリンダブロック、クラッチハウジング、ミッションケース、ファイナルドライブケース、後車軸ハウジング）

- 亀裂の発生
- 永久変形の発生
- 各締付部のゆるみ、トルクダウンの発生
- 油もれの発生
- タイヤの磨耗、損傷

②車軸系動力伝導部（エンジン動力の駆動輪への伝導……機能）

（エンジン、クラッチ、メインドライブシャフト、ミッションギヤトレイン、デフ、後車軸、後車輪）

- 軸の疲労破壊、永久ねじれ変形
- ギヤ歯面の磨耗、損傷
- スプライン部の磨耗、損傷
- シールの磨耗、損傷
- ハブボルト、リム取付ボルトのゆるみ、損傷
- 軸受の磨耗、損傷
- クラッチフェーシングの磨耗
- フランジ、リム、ディスクの永久変形

③エンジン部（動力の発生、クラッチへの動力伝達……機能）

- 軸受、軸、歯車の磨耗
- ライナ、ピストン、リングの磨耗、損傷
- パルプシート、パルプタペット、プッシュロッド、ロッカーアームの磨耗、損傷
- 冷却、潤滑機構、燃料機構の不具合（水もれ、油もれ、ファンベルト、ラジエータなど）

④電装品（始動、充電、蓄電、照明、合図など……機能）

（セルモータ、ジェネレータ、バッテリー、レギュレータ、ヒューズ、スイッチ、ランプ、コード）各部品取付ボルト、ナット、ブラケットのゆるみ、変形、脱落

- 各部品の有害な機能低下、故障
- 漏電、ショート、導線のはずれ、切断

⑤3点リンク部（作業機の装着、トラクタとの関係

位置の保持……機能）

- リンク部の変形、破壊、スタビライザ、ロッドの変形、破壊
- ビン、ソケットの磨耗、ガタ

⑥操向、操縦装置（操向、速度調整、作業機調整……機能）

- ステアリングホイールのガタ、遊びの増大
- ペダル、レバーの作動、機能の不具合
- ステアリング・リンク、シャフトの変形、損傷
- スイング機構の磨耗、焼付、損傷

⑦機装品（乗車、オペレータの保護、デザイン、取扱保守の容易さなどの補助機能）

（ステップ、フェンダ、ボンネット、パネル、ミラー、シート、フロントアクセサリ、工具箱）

- 取付部ブラケット、ステーなどの変形、脱落
- 取付ボルトのゆるみ、ノブ、カバーなどの脱落
- 本体の不具合（亀裂発生、溶接はずれ）
- その他の機能の低下

b) 計測事項

①試験前後に測定する項目

- クラッチフェーシング厚さ
- クラッチペダルの遊び量
- ステアリングホイールの遊び量
- 主要ボルト、ナットの締付トルク
- PTO出力、排気濃度
- 水平面上での各部振動振幅（エンジン回転速度200rpmごと、無負荷時）
- 路上走行時騒音

②試験途中での測定項目

- ミッション油温
- エンジン油温
- 燃料油温
- 室温
- 排気濃度
- SNゲージ出力

(7) 結果の判定

a) 実用負荷

①実用時前後車軸の上下方向負荷は、走行速度が速いほど、路面がコンクリート、アスファルトより土道、砂利道の方が、装備は単体よりロータリ付き、ガードル付きの方がそれぞれ大きい。

②上記の最高組合せ条件下での負荷の測定値は次表のとおりであり周波数は7～12cpsである。

	極大値平均	最大値	頻度
前車軸上向加速度	0.99g	3.4～3.8g	20回/分
後車軸 " "	0.73g	2.4～2.6g	20回/分
前車軸下向 " "	0.87g	バラツキは小さい	
後車軸 " "	0.43g	"	

b) 負荷条件の検討

試験負荷は過小応力と思われるものを無視し、実用時負荷より若干苛酷にし、試験能率の向上のため高周波を無視し約200回/分の加速度を与え、実走行時の1/10程度の時間で終了させる。

試験負荷は実用時負荷より若干苛酷であるが、実用時に比して過小応力を無視しているため、疲労被害については実用時と同一負荷と仮定する。

したがって本試験において

- 疲労被害がなかった場合……トラクタが通常使われる最悪の条件で使用されても、トラクタ各部に疲労強度以上の応力は発生せず、無限時間使われても疲労被害を受けることはなく、パーフェクト・デザインであるが、過剰品質の可能性がある。
- x 時間で疲労被害が現れた場合……そのトラクタが上記のような最悪条件で使われた場合、約10 x 時間で疲労被害が現れると思われる。したがって10 x 時間と疲労被害の程度により改善の必要性を考えなければならない。

この試験において発生した不具合は次のような意味をもっている。

(i) 電装品、艀装品

実用時最大と考えられる上下振動の150時間連続負荷における機能低下、不具合の発生の有無を示す。

(ii) 車軸伝導系

10⁶回の片振りトルク変動に対して、疲労被害発生の有無、および異常磨耗、ガタ発生の有無を示す。

(iii) 車体、エンジン

上記実用時最大振動の150時間連続および10⁶回の応力変動に対して、疲労被害、ガタ発生、その他の機能低下の有無を示す。

c) トラクタ寿命中の路上走行時間と試験時間

トラクタの耐用時間は、6,000時間程度と推定され

るが、全作業中のトレーラ作業に使われる時間割合は15%程度といわれており、トラクタ寿命中のトレーラ使用時間は900時間程度と思われる。

また農業構造改善事業で導入された畑地利用を主とするトラクタでは、平均年間193時間使われており（水田作業を主とするものでは64時間）、耐用年数8年として1,524時間となる。したがって高周波を無視すれば、本試験時間は実用使用時間の代用として成り立つものと思われる。

5) PTO伝動系耐久性試験

(1) 対象性能

エンジン、PTO動力伝導系の耐久性

(2) 性能の代用特性

ねじり振動に対する動力伝導機能の低下、または低下の原因となる不具合、効率の劣化、取扱性能の低下など。

(3) 試験条件および負荷条件

(i) トラクタは水平状態とし、ユニバーサル・ジョイントのジョイント角は15°以下になるように変動負荷ダイナモメータにセットする。

(ii) エンジン・レギュレータは試験中常に全開とする。

(iii) PTO負荷トルクはPTO性能試験の結果得られた最高トルク（トルク特性が一定型または増大型の場合はPTO規定回転速度における最大トルク）を平均トルクとする。

(iv) PTOトルク振幅はPTO性能試験の結果得られた最高トルク以下、平均負荷トルクの60%以上の間で加えうる最大トルク振幅とする。

(v) PTOトルク変動周波数はロータリ回転速度の3倍の倍数のうち、装置が与えうる最大周波数とする。

(vi) 試験時間はトルク変動回数10⁷回、または実用時200時間相当のトルク変動回数のうち、多い方とする（試験時間約7時間）。

(vii) PTO変速は最大減速比となる変速とする。

(4) 負荷条件の計測

下記の項目を測定する。

PTOトルク波形（平均トルク、トルク振幅、周波数）、PTO回転速度

(5) 耐久性の代用特性の計測、観察

動力伝導エレメント（軸、歯車、スプライン、軸受）および補助部品（Oリング、オイルシール）の

磨耗，損傷，永久変形，疲労の有無，程度について測定および観察を行なう。なお1,000 μ 以上の歪の出る可能性のある所にはSNゲージを貼り，疲労程度を調査する。

(i) 試験前後に測定する項目

- クラッチ・フェーシング厚さ
- クラッチ・ペダル遊び量
- PTO出力，排気濃度
- その他の必要事項

(ii) 試験途中での測定項目

- ミッション油温
- エンジン油温
- 燃料油温
- 室温
- 排気濃度
- SNゲージ出力

その他試験中の大きな不具合，故障の発生の有無を調査する。

(6) 結果の判定

a) 実用時負荷

ロータリ作業時におけるPTOの負荷についてはすでにⅢ-1において記したが，これを要約すれば次の通りである。

① 普通の条件下での実用時負荷

PTO平均トルク 各回転速度での最大トルクの80%

PTOトルク振幅 PTO平均トルクの約20%

変動周波数 爪軸回転速度の3倍

② 相当苛酷な条件下での実用時負荷(埴土)(第Ⅲ-31表)。

第Ⅲ-31表 埴土におけるPTOトルク振幅

トルク振幅/最大トルク	≤ 0.2	$0.2 \leq 0.4$	$0.4 \leq 0.6$	$0.6 \leq 0.8$	$0.8 \leq 1.0$
頻度 (cps)	3.4	3.5	3.2	1.7	0.8
(%)	21.0	21.6	19.7	10.5	5.0

PTO平均トルク 各回転速度での最大トルク

PTOトルク振幅 最大値で各回転速度での最大トルク

変動周波数 爪軸回転速度の3倍，高周波成分は小さく無視で

きる。

b) 試験負荷条件の検討

- (i) 予想される最大負荷条件は，平均トルクおよびトルク振幅ともにPTO最高トルクであるが，試験の安定性および実用時負荷を考慮すると，これより若干低めにとることが望ましいと思われる。すなわち平均トルクはPTO最高トルクとしトルク振幅をこの装置で実用的に与えうる最大振幅にすれば，苛酷な条件下での作業のうち最も苛酷な負荷部分が継続した状態をシミュレートしたことになる。

トルク変動周波数は軸系へのねじり共振の影響をなくすために実用時の倍数とする。いま実用時周波数 f_0 の n 倍とすれば，時間を $1/n$ に短縮することができる。なお f_0 は次式から求められる。

$$f_0 = \frac{3 \times N}{60} (\text{cps})$$

ここに N : 爪軸回転速度(rpm)

- (ii) ユニバーサル・ジョイントはジョイント角 25° くらいまではPTOトルク変動に大きな影響を及ぼさないが，安全を見て 15° 以下とした。

またPTO変速は各軸とも平均トルクおよびトルク振幅が大きくなるように最低速とした。

- (iii) 試験時間はねじり疲労および回転磨耗を考慮，変動回数 10^7 回，または実用時200時間相当時間のうち長い方とした。

したがって実用時の最苛酷条件での作業で，最も苛酷な負荷が連続した場合の負荷となり， h 時間で発生した不具合は実用時使用时间 H 時間に換算すると $\frac{100}{15} \cdot \frac{f}{f_0} \cdot h$ 時間以上と思われる(f は試験負荷周波数cps)。また圃場試験に比して $\frac{100}{15} \cdot \frac{f}{f_0}$ 倍の試験能率となる($N=180$ ， $f=50$ とすれば37倍)。

本試験では実用時最大トルクで 10^7 回の変動を与えているので，疲労の有無の可能性はすべて出るものと考えられる。したがって 10^7 回まで6時間，200時間相当まで7時間で試験を終了することが可能である。

- (iv) 結局本試験で疲労被害がなかった場合は，無限に使われても疲労は考えられず，逆に過

剰品質の可能性がある。 h 時間で疲労被害が現われた場合は、実用 $\frac{f}{f_0}h$ 時間以上、 $\frac{100}{15} \cdot \frac{f}{f_0}h$ 時間以下で被害が現われると推定される。

6) クラッチ耐久性能試験

(1) 対象性能

クラッチ・アセンブリおよびペダル関係の耐久性能。

(2) 性能の代用特性

クラッチ・フェーシングの磨耗、ペダル・ヘッドの遊びの増大、静的伝達トルクの減少、クラッチ切れ時間の変化などクラッチ機能の劣化。

(3) 試験条件

- (i) クラッチの遊びは正規に調整する。
- (ii) 走行変速段は最高速度段とし、レギュレータは全閉にする。
- (iii) トラクタはシャーン・ダイナモ・ドラム上にセットし、トラクタの最高速度になるようモータリングする。トラクタ・エンジンは無噴射とし、デコンプしない。
- (iv) クラッチ踏力は踏力線図の最大値以上とし、完全に切る。サイクル・タイム30秒、クラッチ切時間15秒、クラッチ入時間15秒で、繰返し数10,000回とする。クラッチの断続は瞬間的に行なう(ソレノイド、タイムスイッチ利用)。

(4) 耐久性の代用特性の観察、計測

(i) 試験前後に計測する項目

- クラッチ・フェーシング厚さ
- 静的伝達トルク

(ii) 1,000回繰返しごとに計測する項目

- ペダル・ヘッドの遊び量
- クラッチ切れ時間

(iii) 試験終了時に観察する項目

- フェーシング、プレッシャプレート磨耗、当り
- ペダル、リンク関係のガタ、焼付
- パイロットベアリングのグリスもれ
- レリーズベアリング、レリーズフォークの当り

(iv) 試験中は異常音、異常臭によりクラッチのすべりを推定する。

(5) 結果の判定(試験条件の検討)

- (i) 本試験はエンジンの慣性モーメントを主体としたエンジン・ブレーキにより、クラッチに負

荷を与えるのであるが、これはシャーン・ダイナモの慣性モーメントがトラクタの慣性モーメントと一致しないための処置である。

実用時エンジンは $T_c = J_E \dot{\omega}$ 、 $E = \frac{1}{2} J_E \omega^2$ を出してトラクタを $F = m\dot{v}$ で加速し、 $E = \frac{1}{2} m v^2$ を与えているが、逆にエンジンをモータリングする場合は、 m 、 v に関係なくクラッチ自体によって T_c が定まり、 J_E はファイリング時と同じであるから、 $\dot{\omega}$ が逆になるだけで伝達トルクは変わらない。

(T_c : クラッチが伝えるトルク、 J_E : エンジンの慣性モーメント、 F : トラクタ加速度、 m : トラクタ質量(回転部分換算値を含む)、 v : 車速)

したがってクラッチ伝達トルクの方向が実用時と逆になるだけで、伝達トルクおよびその変化は実用時と同一であり、滑り状態も同一となる。

- (ii) 入、切時間15秒は滑りがなくなる完全接続、完全切断の時間よりも長くなるようにした。
- (iii) 繰返し数10,000回はトラクタを普通にした場合、50回/10a、100ha/年として2年間の使用と対応すると考えられる。

7) ブレーキ耐久性能試験

(1) 対象性能

ブレーキ・アセンブリの耐久性能。

(2) 性能の代用特性

ブレーキ・ライニングの磨耗、ドラムとの当り、ドラムの磨耗、カム、カム・シャフト、アンカーピンのガタ、カムレバー、リンク、ペダルのガタ。

(3) 試験条件

ペダル・ヘッドの遊び量、シューとドラムのすきまなどの調整部は正規に調整。

(4) 試験方法、負荷方法

トラクタをシャーン・ダイナモ上にセットし、デフロク状態でその時の牽引力(P)を測定し、ついで左右均等にブレーキをかけて行き、そのブレーキ時の牽引力(P_B)を測定し、 P 、 P_B の差よりブレーキ吸収トルクを算出する。またブレーキ時のPTO回転速度よりドラム回転速度を算出する。レギュレータハンドル、走行ギヤ、ブレーキペダル踏力、シャーンダイナモ吸収トルクの4つを適当にセットまたは調整して、所要のブレーキ吸収トルク、ブレーキドラム回転速度(ドラムとシュー

間の滑り率、ブレーキ吸収馬力)をセットする。ブレーキ吸収トルクおよびドラム滑り速度はコンクリート路上における急制動試験時の平均値とする。

上記試験条件(ブレーキ吸収トルク、ドラム滑り率)のもとで連続運転し、ブレーキケース表面温度が80℃になれば運転を中止(走行ギヤ中立、車輪停止)して、表面温度の降下(室温程度まで)をまって再開する。制動時間の合計は路上制動時間の10,000倍とする。

(5) 計測法

(i) 試験条件の計測

ブレーキトルク、ドラムとシュー間の滑り速度、ブレーキケース表面温度、制動時間

(ii) 試験前後の性能計測

最高速度での制動距離の計測

ペダルヘッドの遊び量

シューとドラムのすきま

各部品のガタ発生の有無と当たり状態、変形の有無

(6) 結果の判定

(i) 試験負荷は実用時最大負荷(コンクリート上の制動試験結果)の平均負荷を静的、継続的にかけるため、ダイナモドラムやトラクタなどの慣性モーメントは関係なく、一応シュー、ドラムの磨耗などは実用時と同様と思われる。また路上走行ではクラッチを切るためブレーキトルクが逆向きとなるが、代かきあるいはロータリ耕などではクラッチを切らないので、この室内試験の方法で差支えないと思われる。

(ii) 高温ブレーキは実用上少ないと思われ、フェード現象を避けるためブレーキケース表面温度で制動継続時間を制限した。

(iii) 制動時間は路上ブレーキ試験の制動時間の10,000倍で、路上急ブレーキ10,000回分となり、クラッチの場合と同様2年間の使用に対応すると思われる。

8) 車軸駆動系耐久性能試験

(1) 対象性能

負荷条件が最も苛酷と思われる水田車輪直装時の、走行部、車軸系動力伝導部の強度、耐久性。

(2) 試験項目の設定にあたって

(i) 水田車輪直装によって起こると予想される強度、耐久性に対する不利な条件

- 車軸トルク負荷の増大(トルク振幅、平均ト

ルクの増大)

2次的なものとして牽引力増大、およびウエイト・トランスファによる後輪荷重増大。

- 振動特性の変化による振動負荷の増大(振動変位、振動加速度の増大)

(ii) 作業の種類とそれによって起こる強度、耐久性に対する不利な条件の種類

圃場牽引作業 車軸トルクの増大

圃場PTO作業 なし。自己走行時車軸トルクの増大

路上牽引作業 振動負荷の増大

(iii) 強度耐久性に対する不利な条件と、その影響を受けると思われるトラクタの部分

- 車軸トルク負荷の増大 車軸動力伝導系(後車軸、ミッション、クラッチ、エンジン)

●牽引力増大 作業機装着系(牽引桿、3点リンク)

●後輪荷重の増大 後側走行系(ミッションケース、後車軸ハウジング、後車軸)

●振動負荷の増大 車軸動力伝導系、走行系、電装機部品

(iv) 水田車輪の使用目的、使用方法

関東、東北、北海道の軟弱地盤の水田で、ロータリ耕とロータリ代かきを同一行程で行なうため補助車輪を装着すると、車輪外幅がロータリ幅より広くなり残耕が生じるので、これを防ぎ、かつ走行性を改善し、あわせて籠車輪により碎土効果を得るため水田車輪を直装することが多い。

水田車輪の装着は水田に入る直前に行なうことが望ましいが、近距離の走行は水田車輪直装のまま行なうのが通例である。

(3) 試験項目

車軸系が最も苛酷に使われる場合の、車軸系動力伝達部の強度、耐久性

(4) 試験条件

車軸系にかかる負荷はⅢ-1に示したように駆動力係数で1.2くらいになることがある。その1回当りの持続時間は1~2秒以下であり、水田車輪での後退や旋回時に起こっている。10a当り50回とした場合、年間100ha作業するとしても5,000回程度であり、トラクタ寿命中

にも35,000回である。したがって軸系がこのよう少ない繰返し数で疲労被害を受けることは考えられない。

また変動負荷を与えるのは試験技術的に障害が多いので、繰返し数の多いギヤ系統の疲労をみるため、一定負荷で2年間相当時間と思われる5時間を目標として試験を行なう。

(5) 負荷方法

トラクタをシャーシ・ダイナモのドラム上にセットして、後車軸トルクをタイヤを通してダイナモに吸収する。なお負荷が大きくタイヤ損傷が大きくなるおそれがあるので、車軸荷重を増して滑りを低減させる。

負荷の大きさ、種類：後車軸で駆動力係数1.2相当の一定トルク

負荷時間：2年間使用に相当すると思われる5時間

走行変速段：エンストしない変速段

車軸荷重：試験技術的に可能な限り滑りを低めうる荷重

(6) 耐久性の計測、観察

試験中の計測、観察は困難であるから、正常運転をしているか否かのガイドファクタの計測、観察にとどめ、分解時に調査する。

(7) 結果の判定

2年間の使用に対する車軸系(タイヤを除く)の耐久性判定の資料とする。

(8) 車軸トルクについての考察

(i) 吸収トルクは十分大きくでき、各部強度も十分であるとしたとき、車軸より放出しうる最大トルク(T_{W1})は次の要因によってきまる。

静的トルク(定常的)

エンジンのトルク特性 $T_E(\omega)$

車軸までの減速比 γ

クラッチの静的容量 T_s

動的トルク(非定常的)はさらに

クラッチの動的容量 T_d

エンジンの慣性モーメント I

エンジン回転速度 ω

したがって出しうるトルク T_{W1} は静的には

$T_s > T_E(\omega)$ のとき

$T_{W1} \leq T_E(\omega)\gamma$ エンスト

$T_s = T_E(\omega)$ のとき

$T_{W1} \leq T_s\gamma$ クラッチ滑り,
エンスト

制限因子

$T_s < T_E(\omega)$ のとき

$T_{W1} \leq T_s\gamma$ クラッチ滑り

また動的には

制限因子

$T_d > T_E(\omega) + I\dot{\omega}$ のとき

$T_{W1} \leq (T_E(\omega) + I\dot{\omega})\gamma$ エンスト

$T_d = T_E(\omega) + I\dot{\omega}$ のとき

$T_{W1} \leq T_d\gamma$ エンスト, クラ
ッチ滑り

$T_d < T_E(\omega) + I\dot{\omega}$ のとき

$T_{W1} \leq T_d\gamma$ クラッチ滑り

普通 $T_s = (2 \sim 3)T_E(\omega)$ とすることが多く、 $T_s > T_E(\omega)$ である。

(ii) 車軸での吸収トルクは、上記放出可能トルクが十分大きくでき、各部強度が十分であるとした場合は、車軸で吸収しうる最大トルク(T_{W2})は次の要因によってきまる。

静的トルク(定常的)

車輪荷重 W

車輪外径 R

土の剪断面積 A

剪断応力 τ

摩擦係数 μ

付着土の重量 W_1

動的トルク(非定常的)はさらに

回転部分慣性モーメント
(車軸に換算) I_m

車軸回転速度 ω_w

車輪付着土の重心と車軸間の距離 R_1

往復部分の慣性モーメント I_r

したがって静的吸収最大トルク T_{W2} は

$$T_{W2} = \int_0^R \int_0^A \tau dr da + \int_0^R \mu(W + W_1) dr + W_1 R_1$$

動的吸収最大トルクは

$$T_{W2} = \int_0^R \int_0^A \tau dr da + \int_0^R \mu(W + W_1) dr + (I_m + I_r)\dot{\omega} + W_1 R_1^2 \dot{\omega}$$

(iii) 車軸に現われる最大トルク(T_w)

制限因子

$T_{W1} > T_{W2}$ のとき

$T_w \leq T_{W2}$ 車輪スリップ

$T_{W1} = T_{W2}$ のとき

$T_w \leq T_{W1} = T_{W2}$ 車輪スリップ, クラ

ッチ滑り, またはエンスト

$T_{W1} < T_{W2}$ のとき

$T_W \leq T_{W1}$ クラッチ滑り, またはエンスト

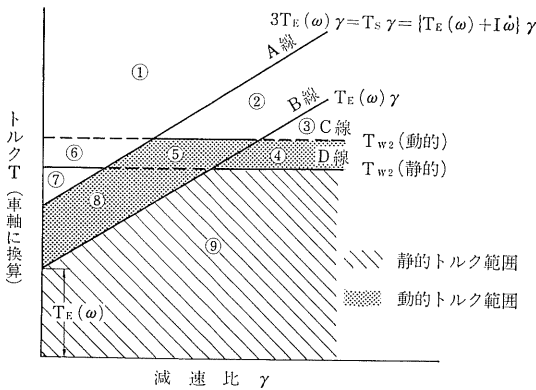
したがって T_s , $T_E(\omega)$, T_{W2}/γ の3者の大小関係より, 車輪, エンジン, クラッチのどの部分で車軸トルクが制限されてくるかがわかる。

(iv) クラッチ伝達トルク T_c とエンジントルク $T_E(\omega)$

$T_E(\omega)$ は定常的な値で, 一時的には $T_E(\omega) + I\dot{\omega} \doteq 3T_E(\omega)$ となりうるため, クラッチ伝達トルク $T_s \doteq 3T_E(\omega)$ として, クラッチの滑りに対する耐久性の増大をはかっている。したがって定常的には $T_c > T_E(\omega)$ としてよく, 車軸で放出しうるトルクはエンジンによって制限されている。したがって $T_E(\omega) = T_{W1}$ としてよい。

(v) T_{W1} と T_{W2} の減速比による変化

第Ⅲ-81図に示すように横軸に減速比, 縦軸



第Ⅲ-81図 減速比とトラクタの挙動

に車軸トルクをとり, A, B, C, Dの4直線を引いたとき, これらの直線で区切られる各部分におけるトラクタの挙動は第Ⅲ-32表のようになる。

したがって同図の番号で示した各領域におけるトラクタの挙動は第Ⅲ-33表のようになる。

なお今後の課題として, C, D線が土地条件, 走行装置によっていかに変わるかを調べる必要があろう。

第Ⅲ-32表 各減速領域におけるトラクタの挙動(1)

CまたはD線が	エンジン回転	クラッチ
A線より	急低下, エンスト	滑る
B線より		滑らない
	急低下, 長ければエンスト	滑らない
	一定連続回転	滑らない
AまたはB線が	発進	定常走行
C線より	可能	可能
D線より	不可能	可能
	不可能	不可能

第Ⅲ-33表 各減速領域におけるトラクタの挙動(2)

	エンジン回転	クラッチ	車輪	発進	定常走行
①	ありえない	—	—	—	—
②	低下	滑らず	滑る	可	不可
③	一定	滑らず	滑る	可	可
④	一定	滑らず	滑る	不可	可
⑤	低下	滑らず	滑る	不可	可
⑥	低下	滑る	滑らず	不可	不可
⑦	低下	滑る	滑らず	不可	不可
⑧	一定	滑らず	滑る	不可	可
⑨	一定	滑らず	滑る	可	可

8. 総 括

トラクタの耐久性能を向上させるためには、圃場試験に代替する室内耐久試験により、その耐久性を短時間に推定しうることが望ましいが、そのためにはまず作業時における負荷状態を把握することが必要なので、ロータリ耕耘作業、路上走行、後方転倒、急発進等の際の負荷特性を実測した。

その結果、ロータリ耕耘作業時におけるPTOトルクの平均はPTO最高トルクに近い値を示し、ピークトルクは200%に達するものもあること、および水田車輪に泥土がつまった状態では駆動力係数が1.9に達することもあることを認めた。

また土道における最高速走行時の上下方向加速度の極

値は、前車軸においては平均0.99g、最大3.4~3.8g、後車軸において平均0.73g、最大2.4~2.6gであった。

トラクタの駆動輪が土に拘束されて機体が後方に転倒する際の車軸トルクは、粘着係数を1として計算した車軸トルクの5.5倍に達するが、このように大きなトルクに耐えるような強度をトラクタに付与することは疑問であり、むしろ安全装置により過大トルクを逃がすべきであろうと思われる。

以上の結果に基づき、車体および車輪負荷装置と、PTO変動負荷装置を試作し、その機能を確認するとともに、これらの装置を利用する室内耐久試験方法案を作成した。

IV

摘 要

わが国における乗用トラクタの基本的性能として、最も重要と思われる走行性能および耐久性能について実験的研究を行なった。

1. 土壌の物理性とトラクタ性能

トラクタの性能と密接な関連をもつ土の物理的性質を把握するために、土の各常数と沈下量、牽引力、ブラウの抵抗、ロータリ耕負荷との関連を究明した。

1) 土の流動性が大きくなる含水状態、あるいは乾燥してパサパサの状態では、沈下量は接地面の形状によらず接地圧に支配されるが、土がこの中間の状態にあるときは、同一接地圧であっても沈下量は接地部の形状によって異なってくる。

2) 土壌の物理性からトラクタの牽引性能を予知する手段のうち、円錐貫入抵抗および矩形板沈下量による方法は、土壌の種類により影響されるが、剪断抵抗による方法はこの影響がなく、牽引性能の予知には剪断抵抗が適しているものと認められた。

3) ブラウの抵抗は円錐貫入抵抗または剪断抵抗に塑性指数を加味することによって予知することができる。

4) ロータリ耕作業時におけるトラクタの進行低下率およびPTOトルクを、矩形板沈下量、円錐貫入抵抗および剪断抵抗により予知することは可能である。

2. 走行装置に関する研究

各種土壌条件に対する牽引性能向上のための方法について実験的に検討した。

1) 車輪の性能には土壌条件に応じてそれぞれ適応限界があるが、理想的には1種類の車輪で可能な限り広範囲の土壌条件に適応しうることが望ましい。その観点からいえば、車輪幅は狭く、ラグ高さは高く、ラグ厚さは薄く、ラグ枚数は少ない方がよい。

2) コンクリート上においてプレッシャ・コントロール・ヒッチを作用させると、牽引力は1.3~2.0倍に増加する。

3) 水田用ハイラグ・タイヤは軟弱な水田では明らかに普通タイヤよりもすぐれた牽引性能を示し、最大牽引力は1.5~3倍になる。ただし含水量の比較的に少ない圃

場ではほとんど差が認められない。

4) 中空のロータで浮力を受け、ロータのフィンにより推力を得て走行する小型スクリュウ・トラクタを試作し、通常のホイールあるいはクローラ・トラクタでは走行不能となる超柔軟地において試験した結果、牽引比10~40%を得、これらの地帯における諸作業への利用の可能性を見出した。

3. 耐久性能に関する研究

トラクタの室内耐久試験法を確立するために、各種作業時における負荷特性を調べ、これに基づいて室内試験装置を試作し、さらに耐久試験方法案を作成した。

1) 埴壤土および埴土の半乾時におけるロータリ耕転作業では、PTOトルクの平均はPTO最高トルクに近い値を示し、ピークトルクは200%に達するものもある。さらに耕転爪が石および材木に衝突したときのPTOトルクは、通常作業時のそれぞれ3および4倍程度に達する。また耕転部を地中に下した瞬間のトルクは通常時の5~6倍に及ぶ。なお水田車輪に泥土がつまった状態では車輪の駆動力係数が1.9に達することもある。

2) 路上走行時における前後車軸の上下方向負荷は、走行速度が早いほど、路面はコンクリートやアスファルトより土道や砂利道の方が、また装備はトラクタ単体よりロータリ付き、ガードル付きの方がそれぞれ大きい。土道におけるロータリ付きトラクタの最高速度における負荷は次の通りであった。

前車軸加速度	極値平均 0.99g
	最大値 3.4~3.8g
後車軸加速度	極値平均 0.73g
	最大値 2.4~2.6g

振動周波数は7~12cpsであり、上記最大値の出現する頻度は毎分20回であった。

3) トラクタの駆動輪が土に強く拘束され、機体が後方に転倒する場合の車軸トルクは、変速段が高いほど、またエンジン回転速度が高いほど大きくなり、その出現時間も早くなった。4速フルスロットル時の車軸トルクは、エンジン最大トルクに減速比を乗じた値の3倍以上

の値を示し、静的な車体持上げトルクの2倍以上となった。またこの最大トルクは車軸荷重に基づく牽引力から算出される車軸トルクの5.5倍にも達している。

またこのような場合にクラッチを切断して機体を元に戻すための限界時間は、4速フルスロットルの場合には0.35秒と推定され、実際には不可能といってよい。

4) 車輪が完全には固定されていなくても、クラッチを急激に接続すれば前輪が浮上がり、伝動部にかなり大きなショックトルクが作用する。この場合路面と駆動輪

との間の滑りによりトルクの最大値は制限されるが、車輪周辺力は機体全重に等しい程度にまで達する。

5) 車体上下振動および車軸伝動系負荷を与えるためのドラム型シャーシ・ダイナモ、およびPTOに繰返荷重を与えるための負荷装置を試作し、その特性を検討した。

6) トラクタの耐久性を室内で短時間に推定するための試験方法について試案を作成した。

参 考 文 献

(Literatures)

I 土壌の物理性とトラクタ性能

- 1) 土質工学会編：土質試験法解説（第2集）p. 231.
- 2) 土質工学会編：土質工学ハンドブック，p. 341.
- 3) Nichols, M. L. : The dynamic properties of soil. III. Shear values of uncemented soils. Agr. Eng., Vol. 3, No. 8, 1932.
- 4) Baver, L. D. : Soil physics, John Wiley & Sons, Inc. (1948) p. 122.
- 5) 土質工学会編：土質工学ハンドブック，p. 55.
- 6) Baver, L. D. : Soil physics, John Wiley & Sons, Inc. (1948) p. 118.

II 走行装置に関する研究

- 1) 金須正幸他：乗用トラクタの走行・牽引および耕耘性能に関する研究，農業機械化研究所報告，1966，p. 19.

III 耐久性能に関する研究

- 1) 金須正幸他：乗用トラクタの走行，牽引および耕耘性能に関する研究，農機研報告，p. 88~p. 89.
- 2) 同上 p. 58~p. 59.
- 3) 狼嘉郎，兼重一郎：車体の耐久性に関連した各種計測の問題，自動車技術，Vol. 17, No. 3, 1963.
- 4) Bennett, R. T. : A new look at propulsion drive testing. For presentation at the 1961 winter meeting ASAE.
- 5) 谷口修：機械振動論，コロナ社（1944）
- 6) 梅田重夫，竹内竜三：小型トラクタの構造強度に関する研究（第1報），農機誌，24巻3号，（第2報）同25巻1号。
- 7) 金元忠雄：自動車の軽量化と耐久性，自動車技術，Vol. 21, No. 10, 1967.
- 8) 葭原和典：車体構造の疲労強度試験，自動車技術，Vol. 19, No. 5, 1965.
- 9) 増田正三，田中孝，山崎稔：過渡時におけるトラクタ動力伝達系トルクおよび車輪の動荷重測定に関する研究，農機誌，29巻，4号。
- 10) Kyle, J. T. & Harrison, H. P. : The use of the accelerometer in simulating field conditions for ac-

celerated testing of farm machinery. For presentation at the 1960 winter meeting ASAE.

- 11) Coering, C. E., Marley, S. J., Koch, J. A. & Parish, R. L. : Determining the mass movement of inertia of a tractor using floor suspension. Trans. ASAE, 1968.
- 12) 泉良和，黒沢信行：超小型加速度変換器（AS-A型）の特性について，共和技報 No. 127.
- 13) 自動車の計測法，自動車技術，Vol. 22, No. 9, 1968.
- 14) Military Standard. 259C, 259B.
- 15) Gerlach, A. : Field measurement of tractor transmission forces. Presented at ASAE summer meeting 1958.
- 16) Graham, J. A., Bern, D. K. & Olberts, D. R. : Use of cumulative damage to analyze tractor final drives. For presentation 1961 winter meeting ASAE.
- 17) Corton, H. T. : Design considerations for limited fatigue life under complex stress histories. (mimeograph) 1959.
- 18) 青木和彦：ブレーキ試験の問題点，自動車技術，Vol. 17, No. 5, 1963.
- 19) 杉山博：制動の問題点，自動車技術，Vol. 18, No. 1, 1964.
- 20) 木船敏夫他：急発進時の駆動軸系に発生するショックトルクの防止法，自動車技術，Vol. 21, No. 9, 1967.
- 21) 曾田範宗他：クラッチの摩擦，自動車技術，Vol. 17, No. 1, 1963.
- 22) 川村光明：空冷農用発動機摩耗試験報告，農機誌，第11巻，第1号。
- 23) 金須正幸他：農業機械化研究所昭和42年度研究成果，1968.
- 24) 五味努：内燃機関の出力修正，内燃機関，5巻，3号。
- 25) Graham, J. A. : Use of stress analysis in design. (mimeograph) 1961.
- 26) 塚田悠治他：トレーラー用慣性ブレーキの動特性

- について, 自動車技術, Vol. 17, No. 2, 1963.
- 27) 鎌倉重三他: 乾式クラッチの動向, 自動車技術, Vol. 17, No. 1, 1963.
- 28) 川村登他: ロータリ耕耘部のトルク制御(第3報), 農機誌, 第30巻, 第3号.
- 29) 強度設計データブック, p. 641~655. 裳華房.
- 30) 堀川明: ランダム変動の解析, 共立出版.
- 31) 川田雄一: 機械要素の疲労と設計, 日刊工業新聞社.
- 32) 金須正幸他: トラクタの利用および故障調査, 農業機械化研究所, 1968.
- 33) 主要農業機械に関する問題点の調査, 農業機械化研究所.
- 34) Schilling, E.: Landmaschinen. I Band. Ackerschlepper. s. 122-141.
- 35) 牧野孝之: デジタル化された多元応力頻度計, 共和技報, No. 116.
- 36) 自動車の振動測定, 機械試験所報告, 第45号.
- 37) 金須正幸他: トラクタの耐久性に関する研究, (未発表), 農業機械化研究所.

SUMMARY

Experimental research was conducted on the tractive and the endurance performances which are considered most important as fundamental performances of riding tractor in Japan. The results are as follows.

1. Soil physical properties and tractor performances

For the purpose of knowing the physical properties of soil which have close correlations with tractor performances, the relations between soil constants and sinkage and drawbar pull of tractor, draft of plow and torque of rotary tiller were investigated.

1) The sinkage are governed not by the shape of ground contact area but by contact pressure when the soil is wet and fluid or is dry and fragmental. On the contrary, when the soil condition is between them the sinkage depends on the shape of contact area even if the contact pressure is the same.

2) There are several methods for predicting tractive performance of tractor from the physical properties of soil. The prediction by cone penetration or plate sinkage is affected by soil types, but the prediction by shearing resistance is not affected by soil types. The shearing resistance method is considered most suitable for predicting tractive performance of tractor.

3) The draft of plow can be predicted by cone penetration or shearing resistance which are modified by plasticity index.

4) It is considered to be possible to predict travel reduction and PTO torque at rotary tilling operation by plate sinkage, cone penetration or shearing resistance.

2. Studies on traction devices

Methods of improving traction performance in different soil conditions were experimentally studied.

1) There is a limit of adaptability for each wheel according to the soil condition, and it is needless to say that the adaptability should be as wide as possible. From this point of view, narrow wheel with high, thin and less number of lugs will be better.

2) By using pressure control hitch, the drawbar pull increases by 1.3 to 2.0 times on concrete road.

3) The high lug tire shows predominant performance on wet soft soil, and the drawbar pull increases by 1.5 to 3 times as that of ordinary tire. However, no significant difference is recognized when the soil water content is comparatively low.

4) An auger (screw) tractor was trially produced which gets floatation by hollow rotors and traction by rotor fins. The traction test was conducted on very wet soft soil on which ordinary wheel or crawler tractors cannot travel, and the traction ratio of auger tractor was 10 to 40%. With this traction performance it will be possible to use it for farm operations on very wet soft soils.

3. Studies on durability

To establish the method of laboratory endurance test, the load characteristics of tractor operations were measured. Laboratory testing apparatus based on the results were constructed and a procedure of endurance test using the apparatus was proposed.

1) In the case of rotary tilling operations on clayey loam and clay in semi-dry condition, mean PTO torque is nearly equal to the maximum attainable PTO torque and the peak torques often reach up to 200% of the latter.

When the rotary tines strike to a stone or timber, the PTO torques reach up to 3 and 4 times respectively. When the rotary tilling part goes down into the soil, the PTO torque reaches up to 5 to 6 times of the one in ordinary condition.

The coefficient of driving force increases up to 1.9 when the soil mud clogs in the steel wheels.

2) The vertical accelerations of front and rear axles when running on the road increase as the speed is higher. They are higher when the tractor is running on the earth or the gravel road than on concrete or asphalt road. They are also higher when the tractor is equipped with rotary tilling parts or girdle than the tractor alone.

The accelerations of a tractor equipped with rotary tilling parts on the earth road at the highest speed were as follows.

Acceleration at front axle

Average peak value 0.99 g

Maximum value 3.4 to 3.8 g

Acceleration at rear axle

Average peak value 0.73 g

Maximum value 2.4 to 2.6 g

The frequency of vibration was 7 to 12 cps, and the above maximum values appear at the frequency of 20 cycles per minutes.

3) In the case of tractor overturning to the rearward when the driving wheels are restricted to the soil, the axle torque is bigger and it appears faster when the change gear shift and/or engine speed is higher.

The axle torque at 4th gear shift and highest engine speed was over three times of engine maximum torque multiplied by reduction ratio and over two times of static front wheel raising torque. This maximum torque reaches up to 5.5 times of axle torque calculated from drawbar pull based on axle load when the coefficient of traction is assumed to be 1.

The time limit to put back the tractor by

disengaging clutch is assumed to be 0.35 second at 4th gear shift and highest engine speed, and practically it can be said impossible to put back the tractor.

4) Even if the driving wheels are not completely fixed, the front wheels are raised and the transmission gears are suffered considerable shock torque when the clutch is engaged rapidly. In this case the maximum torque is limited by the slippage between driving wheels and soil surface, but the peripheral force becomes about the same as total tractor weight.

5) A drum type chassis dynamometer to give vertical vibration to tractor and transmission load to wheel axles and a PTO dynamometer to give oscillating torque to PTO transmission system were manufactured, and their characteristics were studied.

6) A tentative plan was proposed for laboratory testing of tractor durability in a short time.

トラクタ性能の向上に関する研究
—研究所報告—

昭和46年3月25日印刷
頒価 1,400 円

埼玉県大宮市日進町1丁目 農業機械化研究所