



Title	振動式サブソイラの加振効果に関する研究
Author(s)	酒井, 憲司; SAKAI, Kenshi
Citation	北海道大学農学部邦文紀要, 18(1), 1-52
Issue Date	1992-03-23
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/12145
Type	departmental bulletin paper
File Information	18(1)_p1-52.pdf



振動式サブソイラの加振効果に関する研究*

酒井 憲 司

(北海道大学農学部農業機械学講座)

(平成3年10月7日受理)

The Study on the Vibrating Soil Cutting of Vibrating Subsoiler

Kenshi SAKAI

(Laboratory of Agricultural Machinery, Faculty of Agriculture,
Hokkaido University, Sapporo 060, Japan)

目 次

I 緒 論	2	2) 適正振動形態	15
1. 研究背景	2	3) けん引抵抗低減のための要因	15
2. 研究目的	2	5. まとめ	15
II 振動形態の分類とけん引抵抗低減機構	3	III けん引抵抗低減に対する振幅・振動数・切削刃形状及 び土壌条件の影響	16
1. 概説	3	1. 概説	16
2. けん引抵抗低減に関する理論的考察	3	2. 実験装置および実験方法	16
1) 振動方向による振動形態の分類	3	1) 実験装置	16
2) チゼル刃先の運動	4	2) 供試は場	17
3) 切削抵抗のモデル	5	3) 実験条件	17
4) 切削抵抗のモデルの土壌係数	6	3. 実験結果及び考察	17
5) けん引抵抗比	6	1) 振幅・振動数を変化させた際の けん引抵抗低減特性	17
3. 実験装置及び実験方法	7	a) 前後上下合成方向1	17
1) 供試機	7	b) 前後上下合成方向2	19
a) 供試機1号	7	c) 分散分析による寄与率検討	21
b) 供試機2号	8	d) 適正振幅及び適正振動数	22
c) 供試トラクタ	8	2) ウィングを装着した場合の けん引抵抗低減特性	22
2) 切削抵抗測定装置	8	3) 粘土におけるけん引抵抗低減特性	23
a) 原理と構造	8	4. まとめ	24
b) 校正試験	9	IV 所要動力に関する力学解析と所要動力特性	25
3) 計測手順	10	1. 概説	25
4) 供試は場	10	2. 所要動力に関する理論的考察	25
5) 実験条件	10	1) 動力の伝達経路	25
4. 実験結果及び考察	11	2) 所要動力の評価関数	26
1) 四つの振動形態における振動切削	11	3) 切削抵抗モデルによる 土壌切削動力比の導出	26
a) 前後方向	11	3. 実験装置及び実験方法	27
b) 前後上下合成方向1	12	4. 実験結果及び考察	27
c) 前後上下合成方向2	13	1) 土壌切削動力比	27
d) 上下方向	14	a) 振動方向角の影響	27

*本報は北海道大学審査学位論文の一部である。

b) 振幅の影響	29
2) 全所要動力比	30
a) 無負荷運動動力	30
b) 振動及び振動方向角の影響	30
3) PTO 軸負荷トルク波形の特徴	31
4) 適正加振条件	31
5. まとめ	31
V トラクタ車体の動的挙動と仮想けん引点	32
1. 概説	32
2. サブソイラに作用する外力のつりあいとトラクタ力学モデル	32
1) サブソイラに作用する力のつりあい	32
2) トラクタの力学モデル	33
3) 力学モデルの検証	34
3. 力学モデルの諸係数	35
1) トラクタの重心位置	35
2) トラクタ左右軸まわりの慣性モーメント	35
3) タイヤのばね定数	36
4) タイヤの粘性減衰係数	36
4. 数値実験結果	37
1) 仮想けん引点	37
2) 切削抵抗着力点	37
3) 定規車接地点	38
5. 実験装置及び実験方法	39
1) 供試機	39
2) 計測装置	39
3) 実験条件	39
6. 実験結果及び考察	40
1) 切削抵抗波形のパワースペクトル密度	40
2) トラクタの動的挙動	40
a) トラクタ各部の振動	40
b) 並進振動と回転振動	42
3) トラクタ車体振動の周波数分析	44
a) 仮想けん引点の影響	44
b) 振動方向角の影響	45
7. まとめ	45
VI 総括	46
Nomenclature	47
参考文献	49
Summary	51

I 結 論

1. 研究背景

サブソイラは、耕土改良用作業機として重要なものであり、心土破碎・弾丸暗渠造成等によって、根群域を広げ、排水を良好にし、作物の生育環境を改善する。

振動式サブソイラにおいては、その切削刃を強制

的に加振する事によって、けん引抵抗の低減が図られる。そのため、従来大型トラクタやクローラトラクタで行なわれて来た心土破碎等の重けん引作業が小・中型トラクタによっても可能となり、これらの作業が営農段階できめ細かく行なえる様になった事は実用上大きな意義がある。この事から、小・中型トラクタをその適用トラクタとする振動式サブソイラに関して、利用学的な面に重点を置いた試験・研究がこの数年わが国において、盛んに行なわれてきた¹⁾⁻⁸⁾。

サブソイラだけにとどまらず、プラウ・カルチベータなどの耕うん器具の切削刃を振動させる事によって、けん引抵抗を低減させうる事は19世紀後半から認識されており、この現象を利用して数々の振動耕うん器具が実際に、作製・市販されてきた。同時に、けん引抵抗低減の問題を主要な対象としながら、所要動力・碎土性等の付随する諸問題に関しても、基礎的・利用学的な数多くの研究が行なわれ、土壌の振動切削もしくは、土壌の振動耕うんに関する研究分野が形成されてきた⁹⁾⁻²⁶⁾。

これらの研究は、大別すると、サブソイラの様心土や下層土を切削・破壊するものと、プラウや傾斜平板の様に表土を破壊するもの2種類のものについてなされている。その結果、振動耕うんにおけるけん引抵抗低減の主要因として、『間欠切削状態における切削抵抗の時間平均化』という事項が、共通して認められている。また、振幅 a 、振動数 f 、作業速度 V_0 などのパラメータがけん引抵抗低減や所要動力の増大に対して、どのような影響を与えるかも明らかになってきた。その過程で、振幅 a ・振動数 f ・作業速度 V_0 を構成因子とする無次元数である、速度比 λ や接触比 α によって、けん引抵抗低減特性や所要動力特性を記述する方法が定着した。そして、各研究者毎に、種々の切削抵抗モデルを用いる事によって、理論的にけん引抵抗低減量や所要動力の増加量を予測する事が試みられている。

2. 研究目的

以上の様に、振動耕うんに関する研究は内外で数多く行なわれている現状にあるが、各研究者の提示した理論モデルが実験結果と十分に一致しているとは言いがたい。この事は、けん引抵抗低減の要因が、上記の主要因だけでなく、他の要因が存在しているためと考えられる。換言すれば、速度比 λ ・接触比

α 以外にも重要なパラメータが存在しているためとも言える。

土壌の振動切削は、その振動形態を前後方向振動・上下方向振動・振動方向角が正の前後上下合成方向振動および振動方向角が負の前後上下合成方向振動の4種類に分類しうるが、従来の研究においては、これらのうち一部を研究対象としているのみである。そのため、各研究成果相互間の比較対象が行ない難い場合もある。

これらの理由から、本研究においては、4種類すべての振動形態を研究対象に設定し、それらのけん引抵抗低減機構の相違を明らかにしたうえで、従来の考え方の妥当性を検討し、他の要因の存在を追求する。また、けん引抵抗低減や所要動力増大に対して、従来、それほど重視されて来なかった振動方向角の重要性についても明確にする。更に、振幅、振動数の影響度の相違を調べる事によって、けん引抵抗と所要動力の面から評価した場合の、適正振動条件決定指針を得る。

また、振動式サブソイラをトラクタに直装した場合には、トラクタ各部に大きな振動が発生し、乗心地が劣化する。特に、小・中型トラクタを使用する場合には、振動式サブソイラの利用上大きな障害となっている。そのため、わが国では、座席振動低減のための試験・研究が行なわれ^{5),7),27),28)}、一定の成果を得ている。しかし、この場合に最も基本的な問題である、トラクター振動式サブソイラ系の動的挙動の力学的解明が行なわれないまま放置されている現状にある³⁷⁾この事に鑑み、本研究では、トラクター振動式サブソイラ系の動的挙動を、理論的・実験的に把握し、その結果を基に座席振動低減の方策を探る。

II 振動形態の分類とけん引抵抗低減機構

1. 概 説

本章では、切削抵抗波形の観察から、振動式サブソイラの振動形態をその振動方向によって、前後方向、上下方向、前後上下合成方向1及び2の4種に分類することを試み、それぞれの振動形態下におけるけん引抵抗低減機構の比較を行った^{30),31)}。

また、GUNN¹¹⁾、SMITH¹³⁾らの切削抵抗のモデルに修正を加えた切削抵抗のモデルを提案し、従来の方法に従って加振時けん引抵抗の理論解析を行った。その上で、振動式サブソイラのけん引抵抗低減

機構を理論的・実験的に明らかにし、振動式サブソイラ設計上重要なパラメータと認められる振動方向角の適正值についての知見を得た。更に、けん引抵抗低減の要因について従来の考え方を追証するとともに、新たな要因の存在を示唆した。

2. けん引抵抗低減に関する理論的考察

1) 振動方向による振動形態の分類

振動式サブソイラの振動形態は図2-1 A~Dに示すように、振動方向によって4種に分類される。これらを、つぎのように呼称する。

振動式サブソイラにおいてはシャンクとチゼルが振動するが、チゼルによる土壌破壊が心土破碎の本質な機能であることから、本章での理論解析においては、チゼルの運動を中心に取扱う。

- A：前後方向
- B：上下方向
- C：前後上下合成方向1
- D：前後上下合成方向2

Aでは、チゼルはトラクタの進行方向軸上を前後に振動し、上下方向には運動しない。これと反対にBでは、チゼルは垂直方向のみに振動し、前後方向には振動しない。Cは、上記のAとBが合成されたものであり、かつ、チゼルは原点を中心に図中x-z平面の第1象限と第3象限を運動する。この時図示の β を振動方向角と呼ぶ事とし、この振動形態における β の符号を正と定める。Dも、AとBが合成されたものであるが、チゼルは原点を

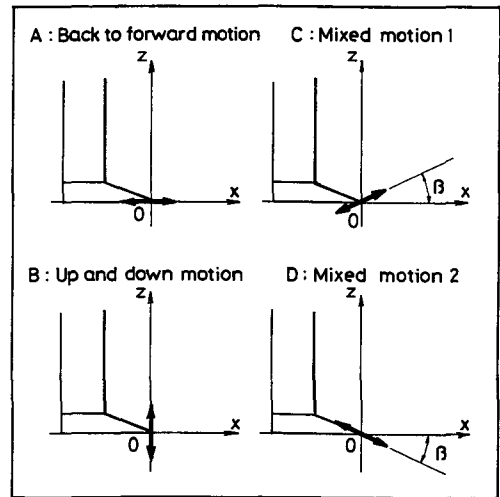


Fig. 2-1 Classification of vibrating soil cutting

中心に x-z 平面の第2象限と第4象限を運動する。この場合の β の符号は負である。

2) チゼル刃先の運動

チゼルはトラクタの進行方向及び垂直方向に対して、近似的な正弦運動を行う。チゼルのトラクタに対する水平方向の相対変位 $X_c(t)$ 及び垂直方向の相対変位 $Z_c(t)$ はそれぞれ次式で表される。この時、チゼルの後退速度が最大となる時刻を $t=0$ とする。

$$X_c(t) = -a \sin \omega t \quad [m] \quad (2-1)$$

$$Z_c(t) = \pm b \sin \omega t \quad [m] \quad (2-2)$$

但し、 a : チゼルの水平振幅 [m]

b : チゼルの垂直振幅 [m]

f : 振動数 [Hz]

$\omega = 2\pi f$: クランク軸の角速度 [rad/s]

前後上下合成方向1の時、 Z_c は負号

前後上下合成方向2の時、 Z_c は正号

前後方向の時、 $b=0$

上下方向の時、 $a=0$ かつ Z_c は正号

更に、チゼルが振動している状態でトラクタを一定の作業速度 V_0 で進行させた時の、チゼルの運動軌跡を図2-2 A~D に示す。この時の原点は、任意サイクルにおいてチゼルの後退速度が最大となっている地点である。

チゼルの水平方向の絶対変位 $X(t)$ 及び垂直変位 $Z(t)$ はそれぞれ次式で表される。

$$X(t) = V_0 t - a \sin \omega t \quad [m] \quad (2-3)$$

$$Z(t) = \pm b \sin \omega t \quad [m] \quad (2-4)$$

但し、前後上下合成方向1の時、 Z_c は負号

前後上下合成方向2の時、 Z_c は正号

前後方向の時、 $b=0$

上下方向の時、 $a=0$ かつ Z_c は正号

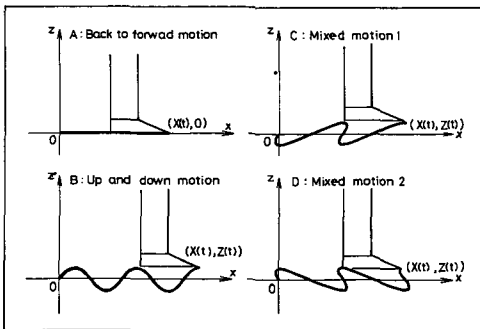


Fig. 2-2 Trajectory of chisel for 4 types of vibration types

(2-3)・(2-4) 式によって、4種類すべての振動形態におけるチゼルの運動を表現できる。

従来、けん引抵抗低減機構の理論解析の対象となってきたのは、本論文で言う前後方向・前後上下合成方向1・前後上下合成方向2の3者である。この場合に、チゼルの前後方向の運動を詳細に、考えておく必要がある。

作業速度 V_0 、チゼルの最大速度 $a\omega$ とすると、 $V_0 < a\omega$ の時にはチゼルは土壤中を後退する区間がある。 $V_0 > a\omega$ の時には、チゼルは常に土壌を切削している。このように、 V_0 と $a\omega$ の大小関係で振動切削の状態が二つに区別される。そこで、 V_0 と $a\omega$ の比を速度比 λ なるパラメータとして次式のようにを定義しておく。

$$\lambda = V_0 / a\omega \quad (2-5)$$

この場合、 λ が1より大きい小さいかにより切削状態が2つに区別される。 $\lambda > 1.0 (V_0 > a\omega)$ における、チゼルの水平方向の絶対変位 $X(t)$ と絶対速度 $\dot{X}(t)$ の時間変化を図2-3 に示す。なお、 $\dot{X}(t)$ は(2-3)式で与えられ、 $\dot{X}(t)$ は次式で与えられる。

$$\dot{X}(t) = V_0 - a\omega \cos \omega t \quad [m/s] \quad (2-6)$$

この時、チゼルの切削速度は正弦的に変動しながらも常に正である。そのために、チゼルは土壤中で後退運動を行うことなく、常に未耕土切削状態にある。

$\lambda < 1.0 (V_0 < a\omega)$ におけるチゼルの水平方向の絶対変位 $X(t)$ と絶対速度 $\dot{X}(t)$ の時間変化を図2-4 に示す。1サイクルの周期は T で表している。

任意サイクルの開始時刻 $t=0$ は、チゼルの後退

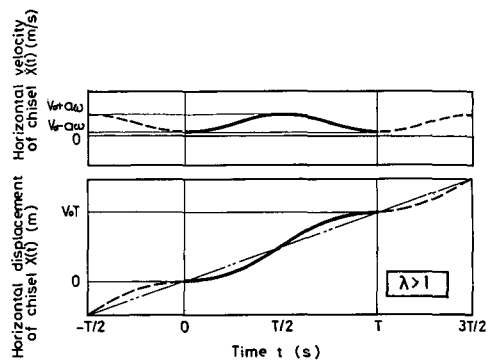


Fig. 2-3 Time behaviour of displacement and velocity of chisel for $\lambda > 1$

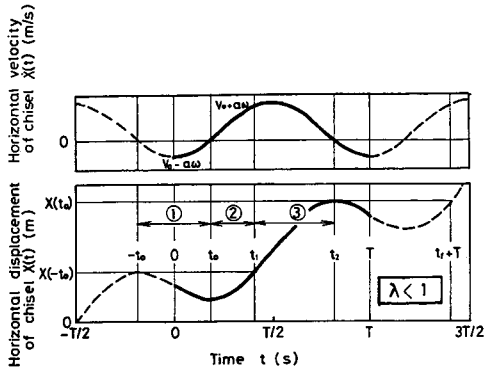


Fig. 2-4 The behaviour of displacement and velocity of chisel for $\lambda < 1$

速度が最大となる時刻である。この時チゼルは、①既耕土後退区間にあり、既耕土中を後方に運動している。そして、 $t=t_0$ においてチゼルは後退運動から前進運動へと転じ、②既耕土前進区間へと進む。その後、既耕土中を更に前進すると $t=t_1$ において未耕土に達し、 t_1 から t_2 まで③未耕土切削区間となる。 $t=t_2$ において後退運動に転じ、再び①既耕土後退区間となる。以上のように、①②③区間を経て1サイクルを完了する。このように1サイクルのうち一部の期間(t_1, t_2)で行う土壌切削を間欠切削とよぶことにする。間欠切削は以下の3区間から構成されている。

- ① 既耕土後退区間 (0, t_0) 及び(t_2, T)
- ② 既耕土前進区間 (t_0, t_1)
- ③ 未耕土切削区間 (t_1, t_2)

また、 t_0, t_1, t_2 は次のようにして求められる。

t_0 の場合、 $\dot{X}(t_0) = 0$

であるから、

$$\dot{X}(t) = V_0 - a\omega \cos \omega t$$

$$\cos \omega t_0 = \lambda$$

よって、

$$t_0 = \frac{1}{\omega} \cos^{-1} \lambda$$

t_2 の場合、

$$X(t_2) = 0$$

よって、

$$V_0 - a\omega \cos \omega t_2 = 0$$

$t_0 < t_2 < T$ より、

$$t_2 = T - \frac{1}{\omega} \cos^{-1} \lambda$$

t_1 の場合、

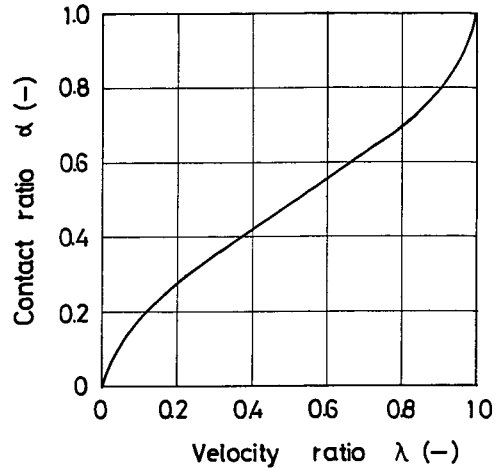


Fig. 2-5 Relation between contact ratio and velocity ratio

$$X(t_1 + T) = X(t_2) \quad [m] \quad (2-7)$$

ゆえに、

$$X(t_1 + T) - a \sin \omega t_1 = V_0 T_2 - a \sin \omega t_2 \quad [m] \quad (2-8)$$

これを整理して、

$$t_1 - \frac{a}{V_0} \sin \omega t_1 = C$$

$$\text{但し、} C = (t_2 - T) - \frac{a}{V_0} \sin \omega t_2$$

即ち、次式を0としたときの解を求めれば良い。

$$f(t) = t - \frac{a}{V_0} \sin \omega t - C \quad [s] \quad (2-9)$$

しかしながら、 $f(t) = 0$ を解析的に解くことは不可能である。ここでは数値計算によく使用される2分法によって近似解を求める。

また、接触比 α を次式で定義する。

$$\alpha = \frac{t_2 - t_1}{T} \quad (2-10)$$

これは、1サイクルに占める未耕土切削区間の時間割合を表す。 $\alpha < 1$ においては、 α と λ とは1対1に対応するが、その関係を図2-5に示す。 $\lambda > 1$ では、常に $\alpha = 1$ である。 α 及び λ は、加振時のけん引抵抗及び所要動力の解析上重要なパラメータである。

3) 切削抵抗のモデル

従来より、けん引抵抗低減特性の理論的予測に関する研究は数多く行われて来ている。その手順は、速度比 $\lambda < 1$ の間欠切削状態において1サイクルを既耕土後退区間・既耕土前進区間・未耕土切削区間

の3区間に分割し、各研究者独自の仮定の下で3区間の切削抵抗を数式化してけん引抵抗のモデルを定め、次にそれらを時間平均した加振時けん引抵抗 D_V を無加振時けん引抵抗 D_0 で除してけん引抵抗比 D_R を求める。これを、けん引抵抗低減の程度を評価する関数として用いる。その際に、切削抵抗のモデル化をどのような仮定の下に行うかが重要であるが、従来の研究においてその方法は二つに大別される。

KOFOED¹²⁾・HARRISON¹⁵⁾・CHOA¹⁷⁾等は、無加振時けん引抵抗 D_0 に適当な係数を乗じ、その値を各区間の切削抵抗値とする方法を採用した。また、GUNN¹¹⁾・SMITH¹³⁾・YOW²⁰⁾らは、切削抵抗を切削速度の一次関数としてモデル化した。本研究では、後者の方法を採用し、既耕土前進区間における切削抵抗の存在を実験的に確認したので、次式のように切削抵抗をモデル化した。

$$F_{xt} = \begin{cases} C_0 + K_0 X(t) & (t_1, t_2) \\ C_1 + K_1 X(t) & (t_0, t_1) \\ 0 & (0, t_0), (t_2, T) \end{cases} \quad [\text{KN}] \quad (2-11)$$

GUNN・SMITHらのモデルは(2-11)式で表したモデルの特別な場合に相当する。なお、 K_0 、 K_1 は切削抵抗の切削速度に依存する成分であり、 C_0 、 C_1 は切削速度に依存しない成分であると理解できる。これらを切削抵抗のモデルの土壌係数と総称する。

4) 切削抵抗のモデルの土壌係数

前項で述べた切削抵抗のモデルの土壌係数は、供試は場における作業速度 V_0 と無加振時の切削抵抗 F_0 の関係から、以下のように実験的に求められ

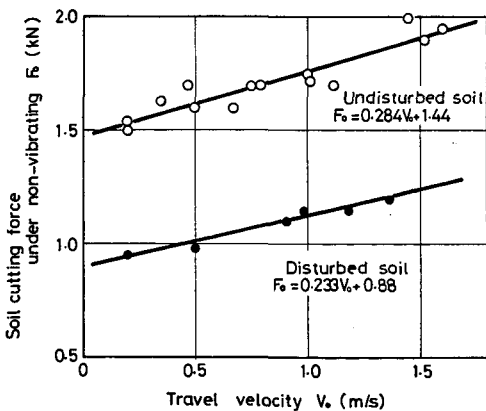


Fig. 2-6 Relation between soil cutting force under non-vibrating and travel velocity

る。

未耕土切削区間の土壌係数 C_0 、 K_0 については、供試は場において作業速度 V_0 を 0.25~1.60 m/s まで変化させて、無加振時の切削抵抗 F_0 を計測し、図 2-6 のように、作業速度と無加振時の切削抵抗の関係を決定する。この時の縦軸切片が C_0 、傾きが K_0 である。既耕土前進区間の土壌係数 C_0 、 K_0 については、一度サブソイラを施工した後の既耕土を再度切削して、 C_0 、 K_0 の場合と同様の方法で C_0 、 K_0 を決定する。このようにして求めた供試は場における切削抵抗のモデルの土壌係数は、 $C_0 = 1.44 \text{ kN}$ 、 $C_1 = 0.88 \text{ kN}$ 、 $K_0 = 0.284 \text{ kN}/(\text{m/s})$ 、 $K_1 = 0.223 \text{ kN}/(\text{m/s})$ である。

5) けん引抵抗比

サブソイラ作業におけるけん引抵抗とは、一般的にはチゼルとシャンクに作用する切削抵抗の水平分力及び定規車のころがり抵抗の和である。しかし、振動式サブソイラのけん引抵抗低減機構の解明に関する議論においては、チゼルに作用する切削抵抗の水平分力が議論の主要対象となるべきものと考え、本研究では、けん引抵抗をチゼルに作用する切削抵抗水平分力 F_H の時間平均値と定義する。ここでは、無加振時けん引抵抗を D_0 、加振時けん引抵抗を D_V の記号で表現し両者の区別を明らかにする。なお、この定義より無加振時けん引抵抗と前述した無加振時の切削抵抗とは、結果的に同一のものとなる。

けん引抵抗比 D_R は無加振時けん引抵抗 D_0 と加振時けん引抵抗 D_V の比として次式で定義され、けん引抵抗低減を量的に評価する関数として用いる。

$$D_R = \frac{1}{TD_0} \int_0^T F_x dt \quad (2-12)$$

けん引抵抗比 D_R を求めるために、まず、(2-9) 式の切削抵抗のモデルから加振時けん引抵抗 D_V を求めると、

$$\begin{aligned} D_V &= \frac{1}{T} \int_0^T F_{xt} dt \\ &= \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_1} \{C_1 + K_1(V_0 - a \omega \cos \omega t)\} dt \\ &\quad + \frac{1}{T} \int_{t_1}^{t_2} \{C_0 + K_0(V_0 - a \omega \cos \omega t)\} dt \\ &= \frac{1}{T} \{C_1 + K_1 V_0\} (t_1 - t_0) \\ &\quad - K_1 a (\sin \omega t_1 - \sin \omega t_0) \} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & + \frac{1}{T} \{ (C_0 + K_0 V_0)(t_2 - t_1) \\
 & - K_1 a (\sin \omega t_2 - \sin \omega t_1) \} \text{ [kN]} \quad (2-13)
 \end{aligned}$$

更に、無加振時けん引抵抗 D_0 は、

$$\begin{aligned}
 D_0 &= \frac{1}{T} \int_0^T F_0 dt \\
 &= \frac{1}{T} \int_0^T (C_0 + K_0 V_0) dt \\
 &= C_0 + K_0 V_0 \quad \text{[kN]} \quad (2-14)
 \end{aligned}$$

よって、(2-14) 式に (2-13)・(2-14) 式を代入して次式のようにけん引抵抗比 D_R が導かれる。

$$\begin{aligned}
 D_R &= \frac{1}{T(C_0 + K_0 V_0)} \{ (C_1 + K_1 V_0)(t_1 - t_0) \\
 & - K_1 a (\sin \omega t_1 - \sin \omega t_0) \\
 & + (C_0 + K_0 V_0)(t_2 - t_1) \\
 & - K_0 a (\sin \omega t_2 - \sin \omega t_1) \}
 \end{aligned}$$

式中、 C_0 、 C_1 、 K_0 、 K_1 は土壌係数であり前項で述べた実験によって値が決定されている。 V_0 、 ω は設定条件により既知である。更に、 t_0 、 t_1 、 t_2 の値はII-2-1)項で述べた方法によって決定されるから、 D_R の値は、これらの値から数値計算によって求めることができる。

また、(2-15) 式を (2-19) 式のように変形することによって、 D_R と $\lambda \cdot \alpha$ の関係を明瞭にすることができる。この変形に先立って、以下の式を準備しておく。まず、図2-1より $T - t_2 = t_0$ である事から、 $t_1 - t_0$ は次のように変形される。

$$\begin{aligned}
 t_1 - t_0 &= T - (t_2 - t_1) - (T - t_2) - t_0 \\
 &= T - (t_2 - t_1) - 2t_0 \quad \text{[s]} \quad (2-16)
 \end{aligned}$$

$X(-t_0) = X(t_1)$ であることから、

$$-V_0 t_0 + a \sin \omega t_0 = V_0 t_1 - a \sin \omega t_1$$

$$\sin \omega t_1 - \sin \omega t_0 = \frac{V_0}{a} (t_1 - t_0 - 2t_0) - 2 \sin \omega t_0$$

(2-4)、(2-16) より、

$$\begin{aligned}
 &= \frac{V_0}{a} (T - t_2 + t_1) - 2\sqrt{1 - \lambda^2} \\
 & \quad \text{[m]} \quad (2-17)
 \end{aligned}$$

また、(2-8) より、

$$a(\sin \omega t_2 - \sin \omega t_1) = V_0(t_2 - t_1 - T) \quad (2-18)$$

ここで、(2-5) 式、(2-10) 式および(2-16)~(2-18) 式を (2-15) 式に代入し、これを整理して、

$$\begin{aligned}
 D_R &= \frac{1}{C_0 + K_0 V_0} \{ C_0 \alpha + K_0 V_0 + C_1(1 - \alpha) \\
 & - \frac{1}{\pi} (C_1 + K_1 V_0) \cos^{-1} \lambda + \frac{K_1 V_0}{\pi \lambda} \sqrt{1 - \lambda^2} \} \\
 & \quad (2-19)
 \end{aligned}$$

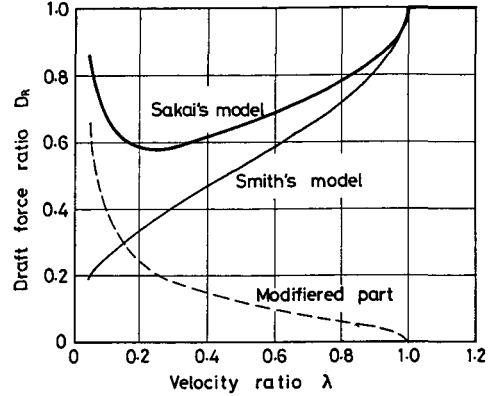


Fig. 2-7 Draft force ratio obtained theoretically by Sakai's model and Smith's model

α は図2-5で述べたように λ と 1 対 1 に対応する関数であるから、(2-19) 式によりモデル化されたけん引抵抗比 D_R は、土壌係数および作業速度が一定であれば、速度比 λ によって一義的に決定され、振幅 a や振動数 f とは独立になっていることが理解できる。これは従来全てのモデルに共通する事項である。図2-7に (2-19) 式で求めたけん引抵抗比 D_R と速度比 λ の関係を実線で示す。また、 $C_1 = K_1 = 0$ とした SMITH のモデルでは、けん引抵抗比 D_R は速度比 λ の減少にもなって常に低減するが、このモデルにおいては、既耕土前進区間での切削抵抗の存在を仮定しているため、速度比 λ が減少して既耕土前進区間の時間割合が増大すると、その分だけけん引抵抗比 D_R が増大する。

3. 実験装置及び実験方法

1) 供試機

a) 供試機 1 号：チゼルを前後方向及び前後上下合成方向に加振するために、スガノ VP-1 を改造して供試機 1 号とし、その概略を図2-8に示した。供試機 1 号においては、PTO 軸から伝達された回転運動がクランク軸と連接棒によって往復運動に変換され、ロッカーアームを前後に振動させる。ロッカーアームには 2 種類のシャンク取り付け板を装着することが可能で、シャンク取付位置を変えることにより、図示の振動方向角 β を選択することにより、3 種類の振動形態を実現しうる。なお、チゼル先端の軌跡は近似的に正弦運動を行う。そして、 β

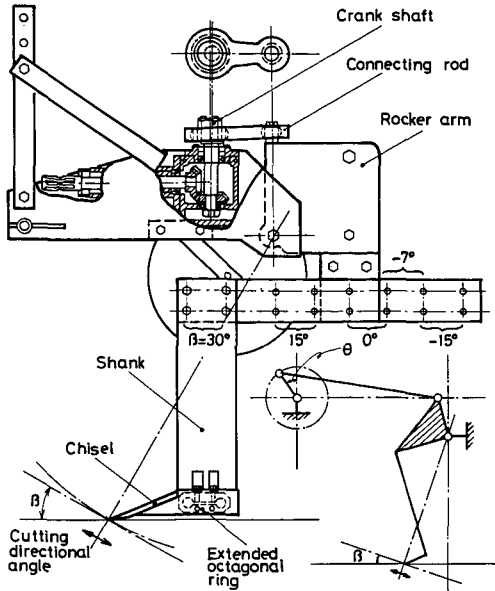


Fig. 2-8 Remodelled subsoiler No. 1. Cutting directional angle is adjustable for 30°, 15°, 0°, -7°, and -15°

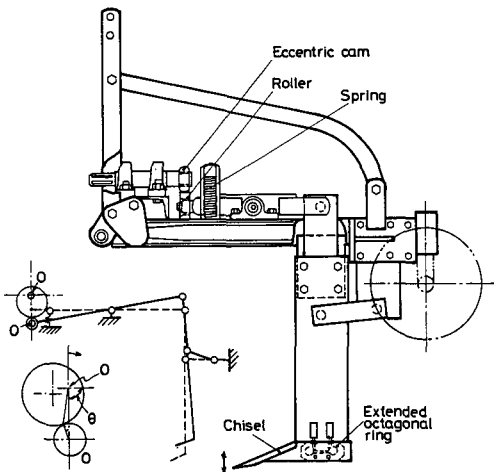


Fig. 2-9 Remodelled subsoiler No. 2. Cutting directional angle is adjustable for -90°

が変化しても水平振幅は一定である。

b) 供試機2号：上下方向の振動を得るために、図2-9のようなシバウラ SVM-2A を改造して供試機2号を試作した。PTO 軸から伝達された回転運動が偏心カムによって往復運動に変換され、ローラの取付部材の回転端にはシャンクが取り付けられている。シャンクは連接棒によって本体に拘束されて

いるため、チゼルは近似的な正弦運動を行う。

c) 供試トラクタ：供試機1号・2号の対象トラクタは11~25 kW 程度であるが、ここでは、作業速度やエンジン回転数が実験中に安定する必要があるため、DB 990(38 kW)、前車軸荷重 7.03 kW、後車軸荷重 13.7 kW を採用した。

2) 切削抵抗測定装置

a) 原理と構造：チゼルとシャンクに作用する切削抵抗を測定するために、図2-10のような装置を試作した。チゼルには拡張型八角リング3分力計が内蔵されている³²⁾⁻³⁵⁾。図2-11と図2-12にゲージ張り付け位置と結線方法を示した。一般に F_x を計測する場合、4つの傾斜面に一つずつゲージを貼って回路を構成するが、本図のように回路を組むことによって、垂直荷重による干渉がさらに改善されることを、予備実験によって知ったので、この方法を採用した。

この方法により、切削抵抗の合力、作用角 γ 、チゼル先端からの着点位置 l_c が、次式および図2-13より求められる。なお、分力計の上端面を自

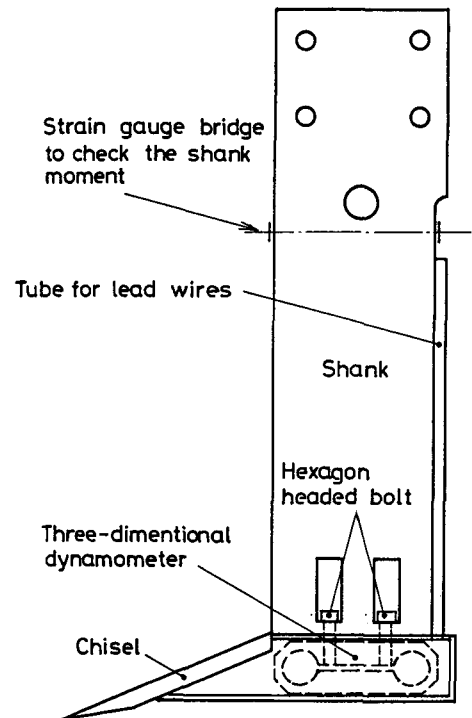


Fig. 2-10 Dynamometer of soil cutting force (Three dimensional dynamometer attached to the chisel of subsoiler)

由面にするために、シャンクにワッシャーを介してボルトで取り付けた。

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_z^2} \quad (2-20)$$

$$\gamma = \tan^{-1}(F_z/F_x) \quad (2-21)$$

$$X_c = \frac{\tan \alpha (X_a - \sin \gamma) + (y_a - \cos \gamma)}{\tan \alpha + \tan \gamma}$$

$$y_c = X_c \tan \gamma$$

$$l_c = \sqrt{X_c^2 + y_c^2}$$

b) 較正試験：試作した切削抵抗計測装置のひずみ出力感度を知り、力量計としての適性を知るために、較正試験を行った。較正試験用に製作した治具を図2-14のように八角リングにボルト締めして、水平方向と垂直方向に荷重をかけ、四つのブリッジ回路に発生するひずみ出力を静ひずみ計で読み取った。また、門型フレームに懸架したチェーンブロックによって、けん引力計を介して荷重をかけた。

切削抵抗水平分力 F_x ・切削抵抗垂直分力 F_z ・チゼルモーメント M_c 及びシャンクモーメント M_s 計測

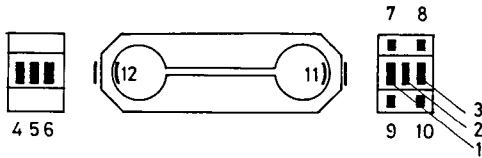


Fig. 2-11 Orientation of gauges on a extended octagonal ring for measuring two forces and one moment

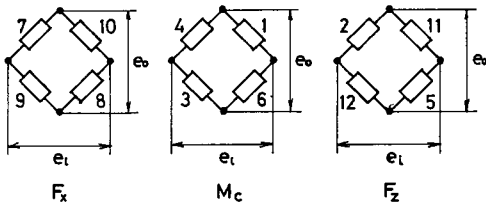


Fig. 2-12 Wiring diagram for 3 4-gauge bridges.

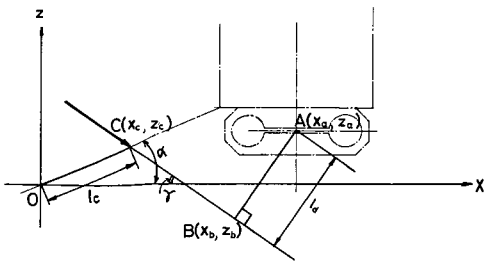


Fig. 2-13 Geometrical analysis to determine the soil cutting force acting on the chisel

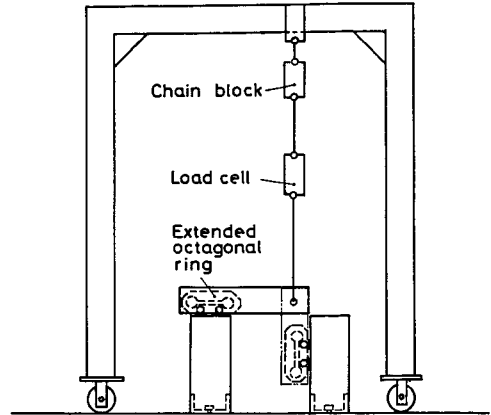


Fig. 2-14 Calibration method of the extended octagonal ring

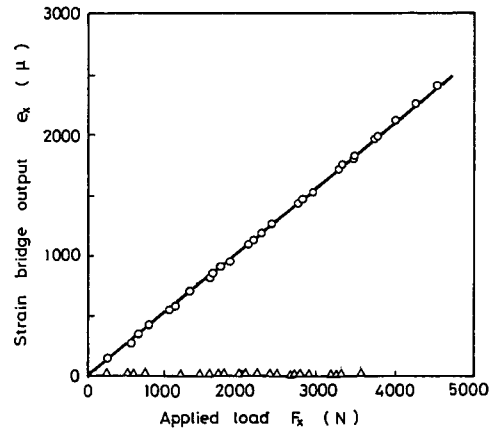


Fig. 2-15 Calibration curve for the horizontal soil cutting force

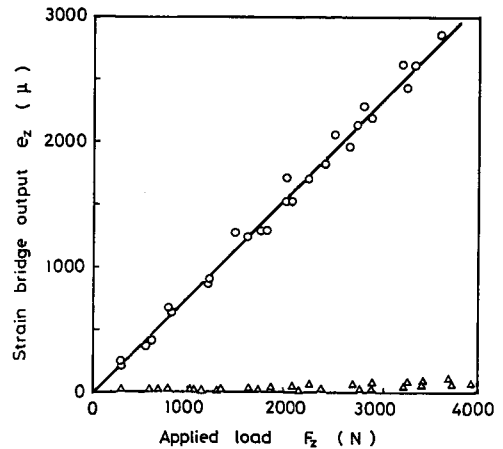


Fig. 2-16 Calibration curve for the vertical soil cutting force

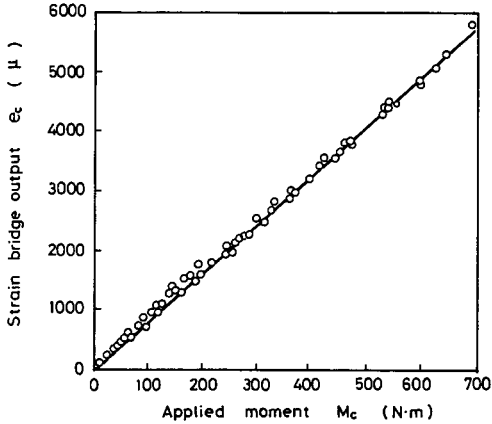


Fig. 2-17 Calibration curve for the chisel moment

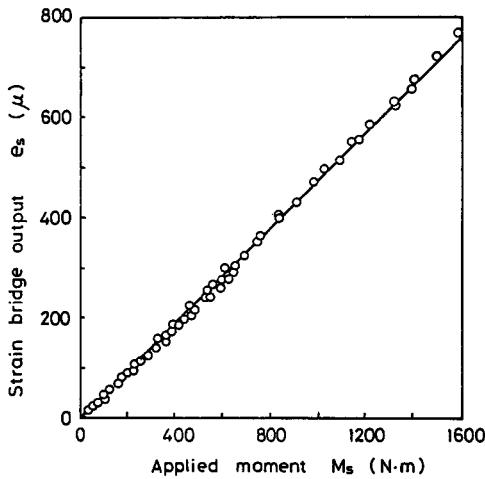


Fig. 2-18 Calibration curve for the shank-moment

部の較正試験結果をそれぞれ図2-15～図2-18に示す。

F_x ブリッジ回路のひずみ出力感度は $0.535 \mu/N$ で非直線性は1.0%以下である。また、同じ大きさの垂直荷重による干渉も0.60%以下と僅かなものである。 F_z ブリッジ回路のひずみ出力感度は $0.794 \mu/N$ で、非直線性は5.3%以下、水平荷重による干渉は3.0%以下である。 M_c ブリッジ回路のひずみ出力感度は $8.35 \mu/N\cdot m$ で、非直線性は3.4%以下である。 M_s ブリッジ回路のひずみ出力感度は $0.475 \mu/N\cdot m$ で、非直線性は3.0%以下である。これらの結果から、試作した切削抵抗計測装置は力量計として十分使用可能であることを知る。

3) 計測手順

チゼルに作用する切削抵抗の3分力 $F_x \cdot F_z \cdot M_c$

及びシャックモーメント M_s の信号を30mのキャブタイヤコードを介して動ひずみ計に送り、増幅後データレコーダに収録した。その際、クランク軸回転角の上死点と下死点の位置を電磁ピックアップによって検出し、データレコーダに収録した。これらの信号はペン書きレコーダに再生されるが、再生時のテープ送り速度は収録時のに減速し、現象波形の読み取り精度を高めた。また、三つの力量の時間平均を求める際には、シャ断周波数を2.5 Hzに設定したローパスフィルターを通過させて記録した。

4) 供試は場

供試は場として北海道大学農学部の室内人工土壌槽を用いた。供試土壌は粘土15.8%、シルト51.9%、砂33.1%のシルト質ロームである。

土壌の硬度を調整するため、最初にスクリーベータで膨土深50cmになるまで耕うんし、次いでサブソイルバッカー(径70cm、幅5cm、間隔25cm)に約7.8kNの荷重をかけて下層土を鎮圧する。最後にローラで表面を締め固める。このようにして調整された供試は場の平均コーン指数は437kPa (4.5 kgf/cm^2)、含水比は28.9%であった。耕深と貫入抵抗 kgf/cm^2 及び含水比の関係をそれぞれ図2-19、図2-20に示す。表層10cmは膨軟であり下層土は堅く締め固められている。また、水分は全層ではほぼ一定である。

5) 実験条件

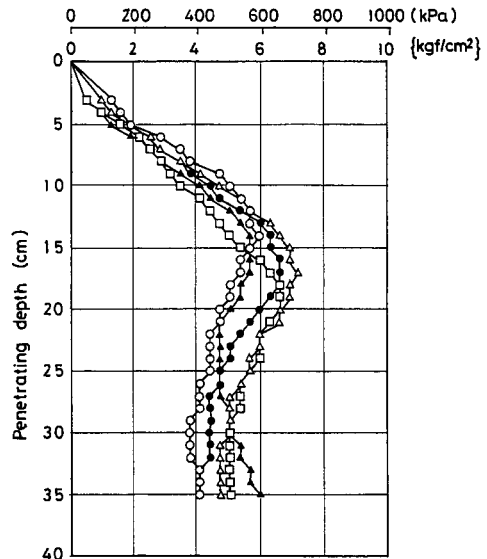


Fig. 2-19 Corn index-depth curves of test field

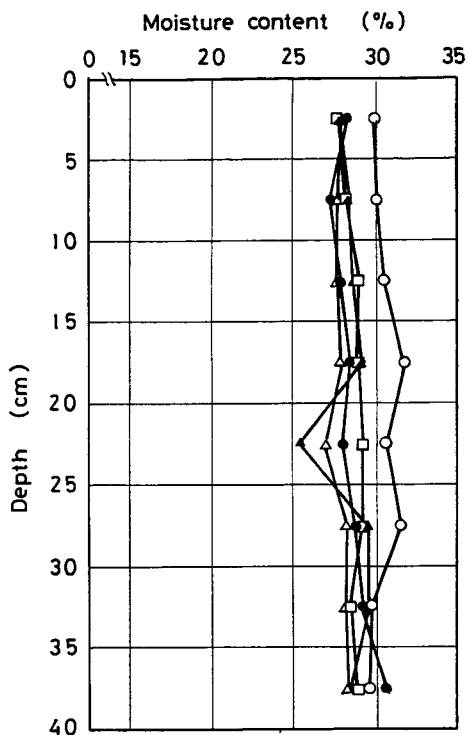


Fig. 2-20 Moisture content of test field

振動数 f はトラクタの PTO 軸回転速度と機関回転速度の調整により 5.0~15.0 Hz まで変化させた。作業速度 V_0 は 0.54 m/s 前後の値になるように走行ギヤを選択した。振幅は 15.9 mm の一種類であり、耕深は定規車によって 35.0 cm に設定した。

4. 実験結果及び考察

1) 四つの振動形態における振動切削

a) 前後方向：けん引抵抗低減の様子を把握するために、四つの振動形態におけるけん引抵抗比 D_R と速度比 λ の関係を図 2-21 に示した。前後方向 ($\beta=0^\circ$) では λ の減少につれてけん引抵抗は直線的に低下するが、 $\lambda > 1.0$ の範囲ではほとんどけん引抵抗の低減は見られない。これは、間欠切削状態においてのみけん引抵抗低減が期待されるとする GUNN¹¹⁾ や SMITH¹³⁾ の考えと一致する。図中の一点鎖線は、(2-11)式で与えられた切削抵抗のモデルによる計算値である。加振時の切削抵抗波形例を図 2-22 に示した。図中、太線は切削抵抗の水平分力 F_x 、細線は垂直分力 F_z 、一点鎖線は(2-11)式の切

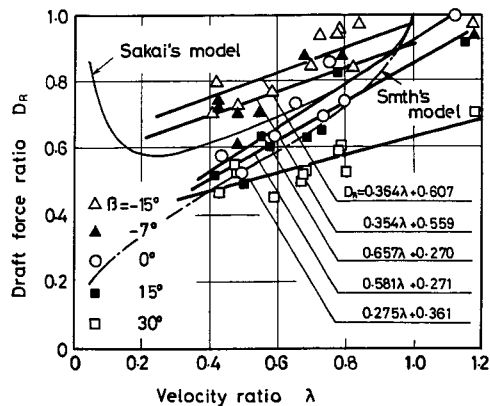


Fig. 2-21 Effect of velocity ratio and cutting directional angle

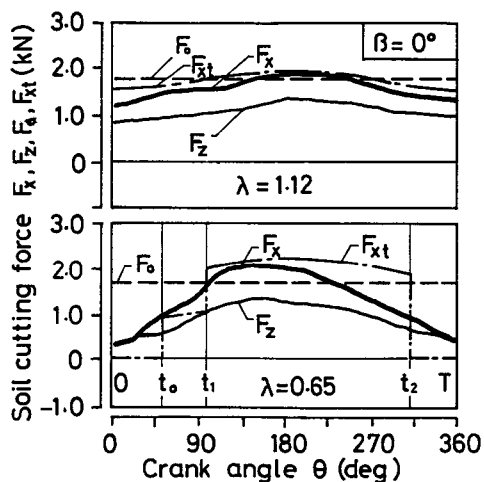


Fig. 2-22 Behaviour of soil cutting force observed at $\beta=0^\circ$

F_x : Horizontal soil cutting force
 F_z : Vertical soil cutting force
 F_0 : Non-vibrating soil cutting force
 F_{xt} : Theoretical horizontal soil cutting force

削抵抗のモデル F_z 、破線は無加振時切削抵抗の水平分力 F_0 を示す。これら各線の区分は以下の切削抵抗波形例においても同様である。

また、図 2-23 には、 $\lambda=1.12, 0.68$ におけるチセルの運動軌跡とチセルに作用する切削抵抗ベクトルの変化の様子を示した。

以下に 3 区間における切削抵抗について考察する。

既耕土後退区間：(2-11)式で示した切削抵抗のモデルや、GUNN, SMITH, YOW らのモデルではい

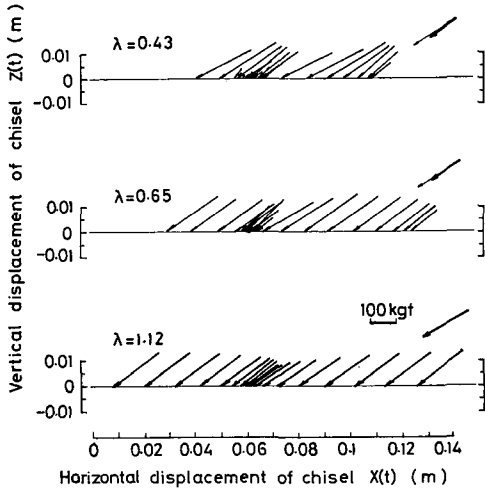


Fig. 2-23 Trajectory of chisel and soil cutting force vectors at $\beta=0^\circ$

ずれも本区間の切削抵抗は0であると仮定しているのに対し、図中の $\lambda=0.65$ では無視し得ない大きさの抵抗を生じ、その大きさは無加振時切削抵抗 F_0 の30~40%にも達している。これは既耕土がチゼル刃面におよぼす荷重によるものと推察される。しかし、 λ の減少につれてその大きさは減少する。

既耕土前進区間：本区間の抵抗は $\lambda=0.65$ の場合、 F_0 の約70%と切削抵抗のモデルよりも大きな値を示す。 λ が0.40付近では F_0 の約40%まで低下する。また、切削抵抗のモデルでは切削速度の影響によって抵抗が増大するが、実測された F_x は更に大きい。これは、既耕土が垂直方向の荷重に拘束されつつ、チゼルの前進に伴って圧縮され、破壊強度が急激に増大するためと考えられる。

YOW²⁰⁾は傾斜平板による土壌の振動切削に関する研究において、同様の結論を導き出している。

未耕土切削区間： $\lambda>1.0$ では、1サイクルを通して未耕土切削区間にある。本図の $\lambda=1.12$ では、 F_x は切削抵抗のモデル F_t とほぼ等しい波形を示す。これは、 $\lambda>1.0$ においては、切削抵抗の大きさが切削速度に強く支配されていることを示唆している。

λ が1.0より小さくなるにつれて、切削抵抗のモデルとの差が顕著になる。 $\lambda=0.68$ では、本区間初期の抵抗及び最大切削抵抗の大きさは切削抵抗のモデルに近いものであるのに対し、最大切削抵抗を生じた後は、抵抗は急激に低下し、切削抵抗のモデルとの差が大きくなる。これは、速い切削速度で土

壤を切削する際に、チゼルの到達点より前方に土壌の破壊域が広がり、その部分での土壌のせん断強度、切断抵抗などが低下し、切削抵抗そのものが急激に低下するものと推察される。この傾向は λ の減少につれて顕著となる。

このように、本振動形態では既耕土後退区間及び既耕土前進区間の既耕土の荷重による抵抗と、未耕土切削区間後期の抵抗低減が相殺されて、結果的には切削抵抗のモデルによって計算された値にほぼ近いけん引抵抗を示しているものと考えられる。

b) 前後上下合成方向1：本振動形態として、振動方向角 $\beta=15^\circ, 30^\circ$ の2種類のものについて実験を行った。図2-21から明らかのように、 $\beta=15^\circ$ では λ の全域にわたり、切削抵抗のモデルによる計算値に近い値を示している。PTO軸回転数が540 rpmに相当する $\lambda=0.60$ 付近では、けん引抵抗の低減量は40%、1000 rpmに相当する $\lambda=0.40$ は50%まで低減する。 $\beta=30^\circ$ では $\lambda>1.0$ においても30%の低減量を示している。これは切削抵抗のモデルから導かれたよりはるかに小さいものであり、本振動形態に特徴的な現象といえる。 $\beta=30^\circ$ における加振時切削抵抗波形をそれぞれ図2-24に示した。また、チゼルの運動軌跡とチゼルに作用する切削抵抗ベクトルの変化を図2-25に示した。

既耕土後退区間：本区間においては、 λ の大小にかかわらず切削抵抗は僅かであるが、その大きさは無加振時切削抵抗の高々10%で、通常はそれ以下である。更に、本区間での切削抵抗水平分力 F_x は僅かであるが負の値を示し図2-25に明らかのように切削抵抗ベクトルは上方を向いている。 $\beta=30^\circ$ の場合図からも理解されるように、本区間においてチゼルは既耕土中を下方に18.4 mmの距離を下降する。チゼルの垂直方向絶対速度 $\dot{Z}(t)$ は次式で求められる。

$$\dot{Z}(t) = -2b\pi f \cos \omega t$$

また、既耕土塊が初速度が0で自由落下するものと単純化して考えると、既耕土塊が距離 l だけ落下した時の速度 V_s は次式で求められる。

$$V_s = -\sqrt{bg l}$$

ここで、下降期間の中間点、即ち、 $t=0$ における $Z(0)$ 、 V_s を比較すると、 $V_s=0.43$ m/s、 $\lambda=0.68$ の時 $Z(0)=0.52$ m/sで $Z(0)>V_s$ となる。よって、チゼルは既耕土を離脱していることになり、 $\beta=0^\circ$ のように既耕土による大きな荷重を受け

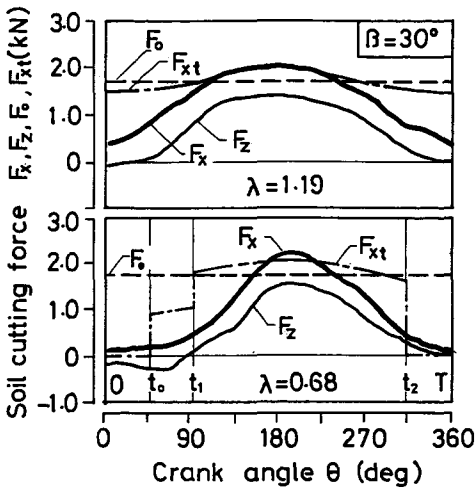


Fig. 2-24 Behaviour of soil cutting force observed at $\beta=30^\circ$
 F_x : Horizontal soil cutting force
 F_z : Vertical soil cutting force
 F_0 : Non-vibrating soil cutting force
 F_{xt} : Theoretical horizontal soil cutting force

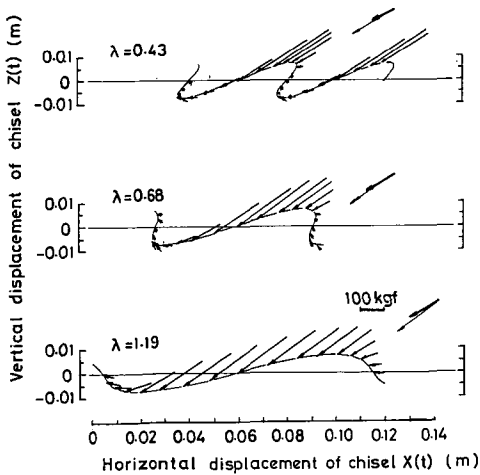


Fig. 2-25 Trajectory of chisel and soil cutting force vectors at $\beta=30^\circ$

ず、更に下方の土を圧縮するために、僅かであるが上向きの反力を受けることになるものと推論できる。

既耕土前進区間：既耕土前進区間における抵抗は、 $\beta=30^\circ$ の場合、切削抵抗のモデルの値より小さく、その大きさは、無加振時切削抵抗の20%である。抵抗はチゼルの前進につれて増大するが、増

加の度合は $\beta=0^\circ$ に比較して緩やかである。これは未耕土切削区間における土壌破壊が有効に行われ、未耕土壁が前方に移動するために、 $\beta=0^\circ$ で見られた既耕土の圧縮による破断強度の増大が起きていないためと考えられる。 $\beta=15^\circ$ では、これらの傾向が 30° に比較して顕著でなく、 $\beta=0^\circ$ との中間的な挙動を示す。

未耕土切削区間：本区間の平均切削抵抗は F_0 の70~80%である。チゼルとシャンクの土壌破壊においては数多くのせん断面が連続的に発生していると考えられるが、 $\beta=30^\circ$ の場合には最大切削抵抗を生じている時刻の近傍で、大多数のせん断面が生じて破壊が完了し、その直後から急激に抵抗が低減するものと推察し得る。また、土壌が破壊されている領域はチゼルの最大到達点前方20~30 mmまで達し、そのため次のサイクルの未耕土切削区間初期における抵抗が低下するものと考えられる。 $\beta=15^\circ$ では、 $\lambda < 0.60$ で上記の傾向が顕著に認められるが、 $\lambda > 0.60$ では $\beta=0^\circ$ に近い傾向を示す。

膨土の状態を図2-26に示した。 $\beta > 0^\circ$ では、未耕土切削区間において土壌を上方に持ち上げるために、施工後の土壌は元の地表面に対して数 cm 高くなっている。これとは逆に、後述の $\beta < 0^\circ$ では、未耕土切削区間において、チゼルが下方に進行するため、 $\beta > 0^\circ$ のように土壌は持ち上げられない。

c) 前後上下合成方向2：本振動形態のものとして、振動方向角 $\beta = -15^\circ \sim -7^\circ$ の2種類について実験を行った。けん引抵抗の低減量は $\lambda = 0.60$ でそれぞれ20%、15%、 $\lambda = 0.40$ で25%、30%に過ぎない。 $\beta = -15^\circ$ における加振時の切削抵抗波形例を図2-27に示す。また、 $\beta = -15^\circ$ についてチゼルの運動軌跡とチゼルに作用する切削抵抗のベクトルの変化を図2-28に示す。

既耕土後退区間：本区間では他の振動形態に比較して大きな抵抗を生じ、その平均値は $\lambda > 0.60$ では F_0 の50~70%にも達しており、 λ の減少につれては若干減少するにとどまる。しかし、垂直分力

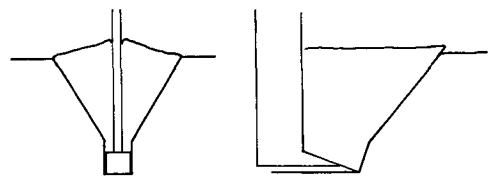


Fig. 2-26 Soil disturbance

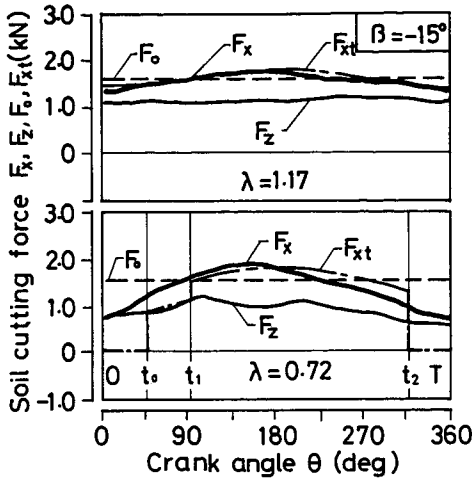


Fig. 2-27 Behaviour of soil cutting force observed at $\beta = 15^\circ$
 F_x : Horizontal soil cutting force
 F_z : Vertical soil cutting force
 F_0 : Non-vibrating soil cutting force
 F_{xt} : Theoretical horizontal soil cutting force

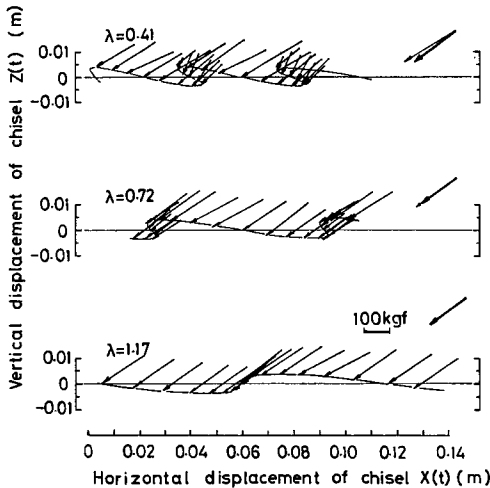


Fig. 2-28 Trajectory of chisel and soil cutting force vectors at $\beta = -15^\circ$

F_z は他の振動形態に比較して大きな値を示し、 $\lambda < 0.50$ では $F_z > F_x$ となる。これは、いままでの振動形態には見られなかった現象である。このことは、図 2-28 に示した切削抵抗ベクトルが本区間では下方に大きく傾斜していることから理解できる。チゼルは本区間において、既耕土を上方に持ち上げるように運動し、特に、 $\lambda > 0.70$ では垂直に近い急な角度で既耕土を持ち上げる。このため、垂直

方向に既耕土の荷重と慣性力を受け、 F_z は大きな値を示すと考えられる。

既耕土前進区間：本区間では、ほぼすべての λ について、切削抵抗のモデルより大きな抵抗を受ける。その平均抵抗は $\lambda > 0.60$ で F_0 の 80~90%、 $\lambda < 0.60$ で F_0 の 70~80% である。これは、未耕土切削区間における土壌破壊が不十分であるため、未耕土壁とチゼルの間で既耕土が再び圧縮されるためであると考えられる。

未耕土切削区間：ここでは、 $\beta > 0^\circ$ に見られたように、本区間後期における切削抵抗の急激な低下は見られない。チゼルは半無限体の土壌に強く拘束され、地表面のみが唯一の自由面である。このために、 $\beta > 0^\circ$ のごとくチゼルが土壌を上方に持ち上げるように破壊することが有効と推察される。このように、 $\beta < 0^\circ$ では $\beta > 0^\circ$ に比較して、3 区間の全てにおいて抵抗が大きくなり、けん引抵抗の低減が十分に実現されないものとなる。

d) 上下方向：上下方向の場合、 λ は常に 1 であり、これまでのように速度比 λ との関係でけん引抵抗低減の様子を記述することが不可能である。そのため、ここではけん引抵抗比と振動数の関係を図 2-29 に示した。なお、本振動形態において振動方向角は便宜上 $\beta = -90^\circ$ と表現する。また、他の振動形態との比較のために $\beta = 30^\circ, 0^\circ, -15^\circ$ の実験結果も併記した。

本図から明らかなように、振動数 f が 6~9 Hz では $\beta = -15^\circ$ の場合と同様に、低減量は 5% ほどで、 f を更に高くし 14 Hz で加振しても 10% しか低減せず、4 種類の振動形態の中でけん引抵抗低減効果は最も期待し得ない。加振時の切削抵抗波形例を図 2-30 に示した。また、チゼルの運動軌跡とチ

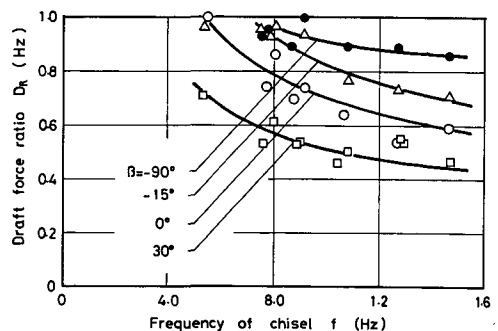


Fig. 2-29 Effect of frequency and cutting directional angle on draft force ratio

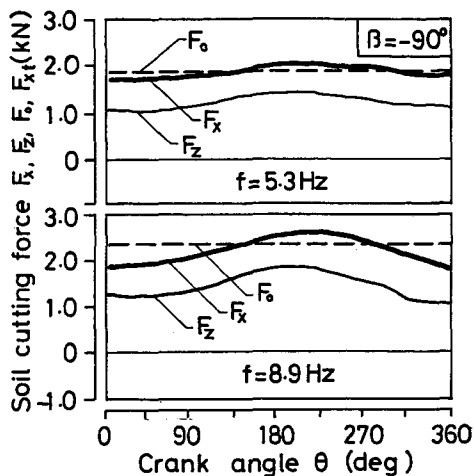


Fig. 2-30 Behaviour of soil cutting force observed at $\beta = -90^\circ$
 F_x : Horizontal soil cutting force
 F_z : Vertical soil cutting force
 F_0 : Non-vibrating soil cutting force
 F_{xt} : Theoretical horizontal soil cutting force

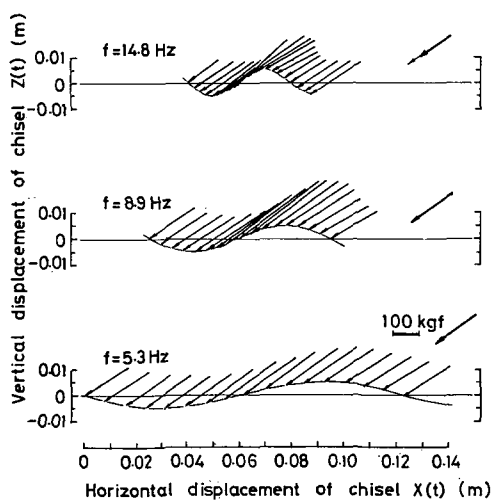


Fig. 2-31 Trajectory of chisel and soil cutting force vectors at $\beta = -90^\circ$

ゼルに作用する切削抵抗ベクトルの変化を図2-31に示した。振動数 $f = 5.3 \text{ Hz}$ では、1 サイクルの全過程で抵抗の大きさ及びその方向はほとんど変化せず一定である。

$f = 8.9 \text{ Hz}$ では1 サイクルの初期と後期に抵抗が低減しているが、その低減量は $\beta > 0^\circ$ の場合に比較して僅かなものである。

2) 適正振動形態

前後方向・上下方向・前後上下合成方向1及び前後上下合成方向2の4種類の振動形態について、切削抵抗波形の観察を通じて、それぞれのけん引抵抗低減機構を明らかにした。上下方向については、チゼルが加振されてはいるもののII-1.1)項で定義したような間欠切削状態にはない。そのため、けん引抵抗低減の第1要因である間欠切削状態下における切削抵抗の時間平均化が図られず、ほとんどけん引抵抗の低減は期待できない。

また、前後方向及び前後上下合成方向2では、既耕土後退区間、既耕土前進区間で抵抗が生じるため、不十分な間欠切削状態となっている。これに対し、前後上下合成方向1では、既耕土後退区間及び既耕土前進区間での抵抗が0に近く、ほぼ完全な間欠切削状態が実現されている。更に、その振動方向に起因する未耕土切削区間での切削抵抗低下という現象との相乗効果で、大幅なけん引抵抗低減が得られる。このため、けん引抵抗低減の観点から評価した場合には、前後上下合成方向1が適正な振動形態であると判断できる。

3) けん引抵抗低減の要因

本章では、加振によるけん引抵抗低減の理由として、GUNNやSMITH及びその他の研究者によって支持されて来た考え方、即ち、『速度比 $\lambda < 1.0$ の間欠切削状態において、交番する切削抵抗が時間的に平均される結果、けん引抵抗が低減する。』に則って解析を行った。その結果、上記の考え方が基本的には妥当なものであることを確認し得たが、振動形態の相違によって、3区間における切削抵抗の性質も、また、その大きさや作用角が異なる場合のあることを明らかにした。特に、 $\beta > 0^\circ$ の場合、未耕土切削区間における平均の切削抵抗そのものが低減しており、従来の切削抵抗のモデルから予想される以上のけん引抵抗低減が認められる。このことから、振動式サブソライのけん引抵抗低減の要因として、加振による未耕土切削抵抗の低下という現象を新たに指摘することが可能である。BURTON²²⁾らの報告において、凍土や堅く締め固めた土壌において90%以上のけん引抵抗低減が観察されているが、この結果は、上記の要因に起因するものと推察し得る。

5. まとめ

振動式サブソライはその振動方向によって四種類

の振動形態に分類されるが、本章では市販2機種種の振動式サブソイラを改造した供試機を試作して、加振時の切削抵抗波形の観察から、それぞれの振動形態におけるけん引抵抗低減機構を把握し、振動式サブソイラ設計上の重要パラメータである適正振動方向についての知見を得た。また、けん引抵抗低減の理由について、従来の考え方を基本的に確認し、更に、加振による未耕土切削抵抗の低下という現象を新たな要因として提示した。得られた結果は次の通りとなる。

1) 振動方向角 $0^\circ < \beta < 30^\circ$ の場合には、未耕土切削区間において有効に土壤破壊がおこなわれるため、この区間での平均切削抵抗は無加振時切削抵抗 F_0 を大幅に下回る。これに対し $-15^\circ < \beta < 0^\circ$ での平均切削抵抗は F_0 と同程度で、 $\beta > 0^\circ$ のように有効な土壤破壊が行われていないものと考えられる。

2) 既耕土後退区間において、 $0^\circ < \beta < 30^\circ$ ではチゼルが下降運動を行い、既耕土から離脱するために抵抗をほとんど受けないが、 $-15^\circ < \beta < 0^\circ$ では、チゼルは既耕土を持ち上げるように運動するため、既耕土の荷重、慣性力等による抵抗を受ける。

3) 既耕土前進区間において、 $-15^\circ < \beta < 0^\circ$ では、チゼルと未耕土壁の間で既耕土が圧縮・再硬化されるため、本区間後期に大きな抵抗が生じる。

4) けん引抵抗低減の観点から見た適正な振動形態は、前後上下合成方向1である。その中でも、特に、低振動数領域においてもこの振動形態の持つ有利な特性を発揮させるには、 $\beta = 30^\circ$ 程度の振動方向角が望ましい。

5) けん引抵抗低減の理由として、GUNN や SMITH らの考え方が基本的には妥当なもの認められるが、新たな要因として、 $0^\circ < \beta < 30^\circ$ において未耕土切削抵抗そのものが低下するという現象が挙げられる。

III けん引抵抗低減に対する振幅・振動数・切削刃形状及び土壤条件の影響

1. 概 説

第II章では、振動式サブソイラの振動形態を四種類に分類し、それぞれのけん引抵抗低減特性を把握すると共に、けん引抵抗低減機構の相違を論じたうえで、適正振動形態についての知見を得た。

従来より、間欠切削状態(速度比 $\lambda < 1.0$)における切削抵抗の時間平均化が、けん引抵抗低減の一次

的要因とみなされており、同時に、これを前提とした切削抵抗のモデルによって、けん引抵抗低減特性の理論的予測が試みられている。そして、それらは共通して、「作業速度・土壤条件が同一であれば、速度比 λ によってけん引抵抗低減量は一義的に決定される。」との結論を導いている。しかしながら、前章において、振動方向角 β が速度比 λ と同様に重要なパラメータであることが判明し、さらに、切削抵抗が単純な数式モデルとしてとらえ難いことが明らかになった。この事実は上記の論議の前提条件と矛盾するものであり、その結論に対しても、実験的に検討すべき必要が生じた。

本章では、以上の観点から、前後方向、前後上下合成方向1及び前後上下合成方向2の3振動形態について、新たに振幅・振動数を変化させて実験を行った。それによりけん引抵抗低減に対する影響度は、振幅と振動数で異なることを確認し、その結果、速度比が同一であっても、振幅を大きく振動数を小さく設定することが、けん引抵抗低減に有利であることを明らかにした³⁶⁾。

また、従来の研究や本研究で用いた切削抵抗のモデルが十分に実際の切削抵抗を表現していないので、けん引抵抗低減特性を量的に十分な精度で予測することが出来ない。そのために、幅広い作業条件・土壤条件・振動条件下でのけん引抵抗低減特性を実験的に把握しておく必要がある。よって本章では、土壤条件・作業速度・チゼル形状等も変化させて実験を行い、それらのけん引抵抗低減に対する影響を求めた。

2. 実験装置及び実験方法

1) 実験装置

実験装置は第II章で述べた供試機1号である。これは市販機を改造したもので、前後方向・前後上下合成方向1及び前後上下合成方向2の3種類の振動形態が得られる。

供試機の振幅は、ギャボックス内のクランク軸を交換する事によって変化させる。市販機のクランク軸偏心量は5.80 mmで、チゼル先端の振幅は15.9 mmである。第II章の実験ではこの振幅のみを供試したが、ここでは偏心量が2.98, 9.09, 12.8 mmクランク軸3本を試作し、チゼル先端の振幅を8.2, 15.9, 24.9, 35.0 mmの四種類に変化させる様工夫した。図3-1にクランク軸を示す。なお、

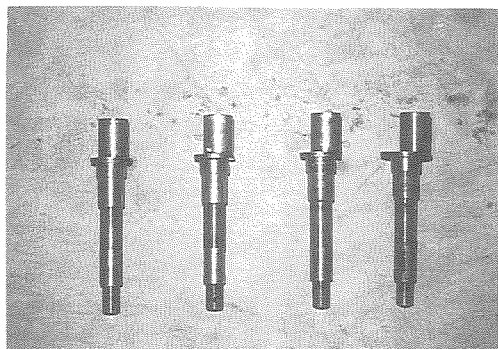


Fig. 3-1 Test crank shafts

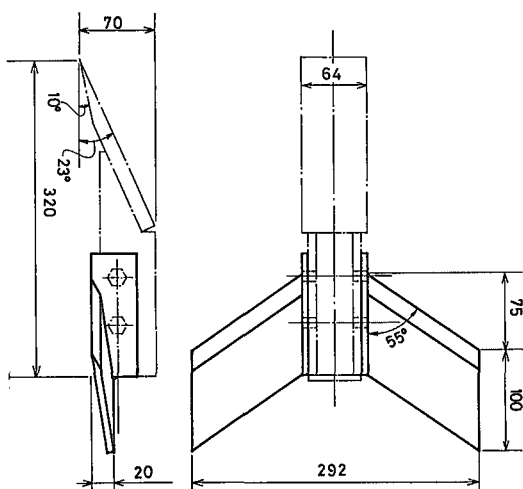


Fig. 3-2 Wing variables

また、切削刃は第II章で用いたチゼルとそれにウイングをボルトで装着したものの2種類を供試する。ウイングの形状・寸法を図3-2に示す。実線部がウイングであり、一点鎖線がチゼルである。なお、チゼル刃面の水平面となす角は23°であり、逃げ角は10°である。

2) 供試ほ場

供試ほ場としては、シルト質ロームのほ場に加えて、粘土のほ場を採用した。前者の土壌条件及び土壌調整法は第II章の同様である。粘土ほ場の組成は粘土53.2%、シルト27.1%、砂21.4%で三角座標による土質分類では粘土に分類される。土壌調整は、まず最初に、サブソイラを間隔20cm、膨土深45cm程度となる様ほ場全面に施工してから、サブソイルバック(径70cm、幅5cm、間隔25cm)に約7.8kNの垂直荷重をかけて鎮圧する。その後、

表面を普通爪ロータリで碎土し、最後に被けん引式ローラで表土を締め固める。土壌硬度は、シルト質ロームのほ場では平均549kPa(5.56kgf/cm²)、粘土は975kPa(9.94kgf/cm²)であった。また、含水比はそれぞれ27.0%、27.9%であった。

3) 実験条件

振幅aは8.2, 15.9, 24.9, 35.0mm, 振動数fは3.75~18.0Hz, 振動方向角βは30°, 0°, -15°にそれぞれ設定した。また、耕深は、供試機の定規車によって35cmに設定した。

3. 実験結果及び考察

1) 振幅・振動数を変化させた際のけん引抵抗低減特性

前述の振動形態は前後上下合成方向1, 前後上下合成方向2及び前後方向を採用したが、前後方向は定性的にも定量的にも他2者の中間の挙動を示すために、ここでは、それら前2者について述べる。

a) 前後上下合成方向1: 本振動形態として振動方向角β=30°のものを採用した。作業速度V₀=

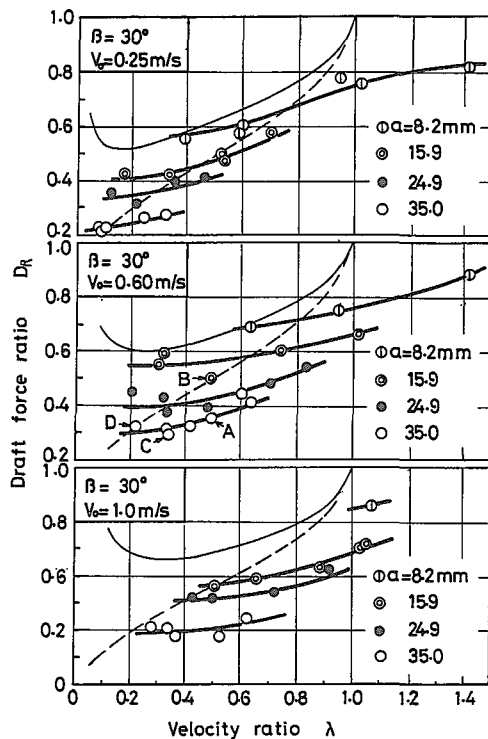


Fig. 3-3 Effect of velocity ratio and amplitude on draft force ratio at β=30°

0.25, 0.60, 1.0 m/sにおけるけん引抵抗低減特性をそれぞれ図3-3に示した。

振幅の影響 図3-3より明らかに、けん引抵抗低減特性に与える振幅の影響は顕著である。例えば、作業速度 $V_0=0.60$ m/s の場合、市販機振幅 $a=15.9$ mm では標準 PTO 回転速度付近 ($\lambda=0.73$, $f=8.55$ Hz) において、けん引抵抗比 $D_R=0.61$ と約40%の低減量を示す。これに対して、振幅 $a=35.0$ mm では標準 PTO 軸回転速度の半分近く ($\lambda=0.62$, $f=4.55$ Hz) で、 $D_R=0.42$, $\lambda=0.33$ ($f=8.62$ Hz) で $D_R=0.30$ と最大で70%もの低減量が得られている。また逆に、振幅を小さくして $a=8.2$ mm では、最大でも30%程度の低減量が得られるのみである。

これらの結果は、III-1. で述べたように『作業速度と土壌条件が同じならば、振幅 a 、振動数 f 個々の値には直接関係なく、速度比 λ によってけん引抵抗比は一義的に決定される。』との結論と異なるものである。このことは、既往理論における切削抵抗のモデルと実際に観測された切削抵抗の間に相違のあることを示している。

以上の結果を定性的に理解するために、図3-3中 A, B で示した測点の切削抵抗波形をそれぞれ図

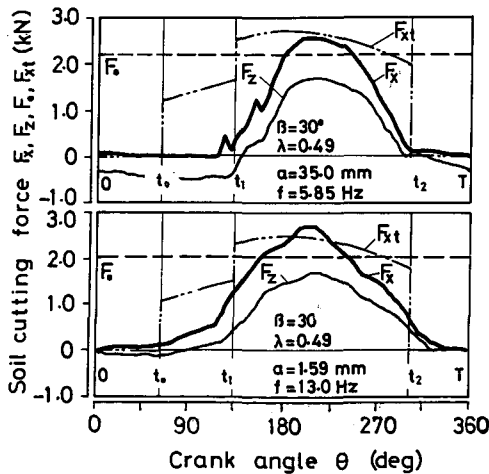


Fig. 3-4 Behaviour of soil cutting force observed at $\beta=30^\circ$ (a) $\lambda=0.49$, $a=35.0$ mm (b) $\lambda=0.49$, $a=15.9$ mm

F_x : Horizontal soil cutting force
 F_z : Vertical soil cutting force
 F_0 : Non-vibrating soil cutting force
 F_{xt} : Theoretical horizontal soil cutting force

3-4のに示した。図中、太線は切削抵抗の水平分力 F_x 、細線は垂直分力 F_z 、一点鎖線は(2-11)式で示した切削抵抗のモデル F_{xt} 、破線は無加振時切削抵抗の水平分力 F_0 を示す。(以下、特に断わらない時は、 F_x を切削抵抗と呼ぶ。)

A, B の両点ともに、速度比 λ は0.49と等しいが、振幅 a 、振動数 f はそれぞれ ($a=35.0, 15.9$ mm, $f=5.85, 13.0$ Hz) と相異なる。本図より既耕土後退区間では、両者ともに切削抵抗はほとんど0である。既耕土前進区間においても、A点 ($a=35.0$ mm) では切削抵抗はほとんど0であり、理想的な間欠切削状態が実現されているといえる。B点 ($a=15.9$ mm) では、既耕土の移動もしくは圧縮によるものとみられる抵抗を受けている。未耕土切削区間における切削抵抗が、加振時けん引抵抗の大小に大きな影響を与えるが、A点では最大切削抵抗の生じた後、急激に抵抗が低下し、本区間後期には切削抵抗はほぼ0となる。B点ではA点に比較して切削抵抗の低下は緩やかで、更に、最大切削抵抗そのものも大きく、結果的に本区間での平均切削抵抗はA点の方が小さくなる。このように、振幅の大きい方が同一の λ においても未耕土の切削が有利に行われている。これらの要因としては、切削ピッチの大小、チゼルの上下振幅、チゼルの切削加速度等が考えられる。以上のように、3区間すべてにおいて、特に未耕土切削区間の平均抵抗が小さいために、同一の速度比でも振幅の大きい方がけん引抵抗はより低減する、このことは他の速度比、作業速度においても同様に指摘し得る。

振動数の影響 図3-2において、各振幅の特性曲線の傾きは緩やかである。このことは、供試した振動数領域内では、振動数を増加させることによって速度比を小さくしても、けん引抵抗の図示以上の低減は期待し難いことを示している。

この現象を理解するために、図3-3中、矢印A, C, Dで示した測点の切削抵抗波形をそれぞれ図3-5に示す。既耕土後退区間では3者ともに切削抵抗はほとんど0である。なお、3者とも振幅は3.50 mmと等しいが、振動数 f ・速度比 λ はそれぞれ $f=5.85, 8.69, 13.1$ Hz, $\lambda=0.49, 0.33, 0.23$ と異なっている。

既耕土前進区間では、A点, C点, D点の順に、即ち、振動数が増加して速度比が小さくなる順に、抵抗は増大して行く。未耕土切削区間でも、A点、

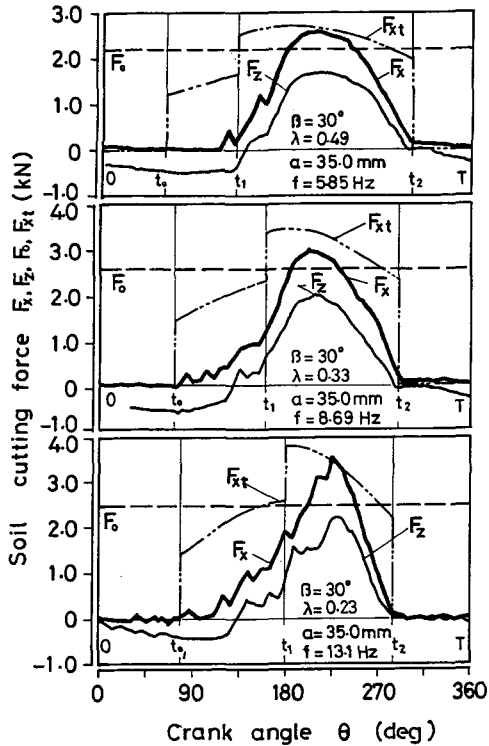


Fig. 3-5 Behaviour of soil cutting force observed at $\beta=30^\circ$ (a) $\lambda=0.49$, $a=35.0$ mm (b) $\lambda=0.33$, $a=35.0$ mm (c) $\lambda=0.23$, $a=35.0$ mm
 F_x : Horizontal soil cutting force
 F_z : Vertical soil cutting force
 F_o : Non-vibrating soil cutting force
 F_{xt} : Theoretical horizontal soil cutting force

C点、D点の順に最大切削抵抗は大きくなり、本区間の平均切削抵抗も大きくなる。この要因としては、切削速度の増大による未耕土破壊強度の増加、既耕土慣性抵抗の増加等が考えられる。

このように本振動形態においては、それぞれの振幅で、振動数を増加させて速度比を小さくする際に、けん引抵抗低減に対するプラス因子として、II-2.-1)項で述べた接触比 α の減少が挙げられ、マイナス因子として、各区間での平均切削抵抗の増大が指摘される。これら正負の因子が相殺し合うために、振動数を増加させて速度比を小さくしても、けん引抵抗比 D_R はそれほど低下せず、各振幅の特性曲線の傾きが緩やかになるものと理解される。

図3-3より明らかなように、同一の速度比 λ 、振幅 a で比較した場合、作業速度が小さくなるほど

けん引抵抗比 D_R は小さくなる。このことは、II-2.-4)項で述べた結果とも一致する。従って、作業速度を低速 $V_0=0.25$ m/sとして、振幅 $a=35.0$ mmとすれば、標準PTO軸回転速度540 rpmの1/2以下に相当する $\lambda=0.32$ ($f=13.5$ Hz)で、けん引抵抗比 $D_R=0.28$ と70%の低減量を示し、更に速度比 λ を小さくして、 $\lambda=0.09$ ($f=13.5$ Hz)では、 $D_R=0.22$ と80%近くの大幅なけん引抵抗低減が得られている。

b) 前後上下合成方向2：本振動形態は前述した前後上下合成方向1に比較して、すべての速度比 λ の範囲でけん引抵抗低減の効果は劣っている。このことについては既に前章で詳述した。ここでは本振動形態として、振動方向角 $\beta=-15^\circ$ のものを採用し、作業速度 V_0 が0.25, 0.60, 1.0 m/sにおけるけん引抵抗低減特性をそれぞれ図3-6のに示した。

振幅の影響 図3-6より、この作業速度において振幅の影響は認められる。しかし、隣り合う2振幅を比較した場合には、速度比 λ が大きくなるとそ

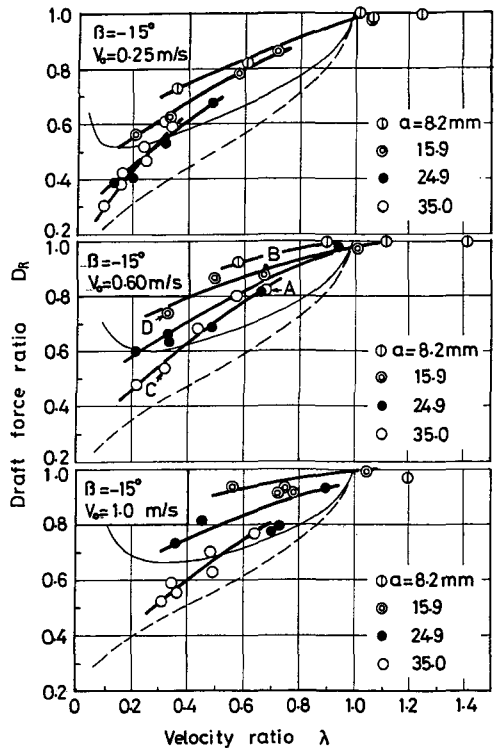


Fig. 3-6 Effect of velocity ratio and amplitude on draft force ratio at $\beta=-15^\circ$

の影響が認められない場合が存在する。

例えば、作業速度 $V_0=0.60$ m/s の場合、市販機振幅 $a=15.9$ mm で、標準 PTO 軸回転速度 540 rpm 付近 ($\lambda=0.67$, $f=8.7$ Hz) において、けん引抵抗比 $D_R=0.88$ であり、 $\lambda=0.32$ ($f=17.9$ Hz) においては $D_R=0.74$ と 30% 弱の低減量しか示さない。振幅を大きくして $a=35.0$ mm にすると、 $\lambda=0.31$ ($f=8.6$ Hz) では $D_R=0.51$ と 50% の低減量を示し、振幅 $a=15.9$ mm に比較し同程度の速度比下でもより大きな低減量が得られている。しかしながら、これらより大きな速度比 $\lambda=0.68$ ($f=4.55$ Hz) では $D_R=0.82$ であり、振幅 $a=15.9$ mm の場合と同程度の低減量を示している。

これらの現象を理解するため図 3-5 中、矢印 A, B 及び C, D における測点の切削抵抗波形をそれぞれ図 3-7, 図 3-8 に示した。なお, A, B 両者ともに速度比は 0.68, 0.67 とほぼ等しいが、振幅 $a \cdot$ 振動数 f はそれぞれ、 $a=35.0, 15.9$ mm, $f=4.55, 8.70$ Hz と異なっている。また, C, D 両者ともに速度比は 0.31, 0.32 とほぼ等しく、振幅 a , 振動数 f はそれぞれ $a=35.0, 15.9$ mm, $f=8.62, 17.9$ Hz である。

まず最初に図 3-7 より、A 点と B 点を比較すると、無加振時切削抵抗 F_0 に対する切削抵抗 F_x の

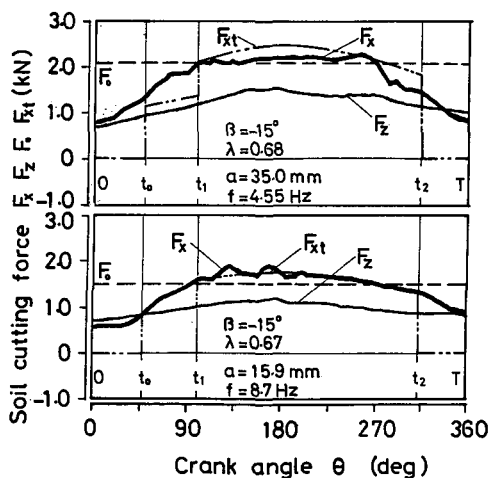


Fig. 3-7 Behaviour of soil cutting force observed at $\beta = -15^\circ$
 F_x : Horizontal soil cutting force
 F_z : Vertical soil cutting force
 F_0 : Non-vibrating soil cutting force
 F_{xt} : Theoretical horizontal soil cutting force

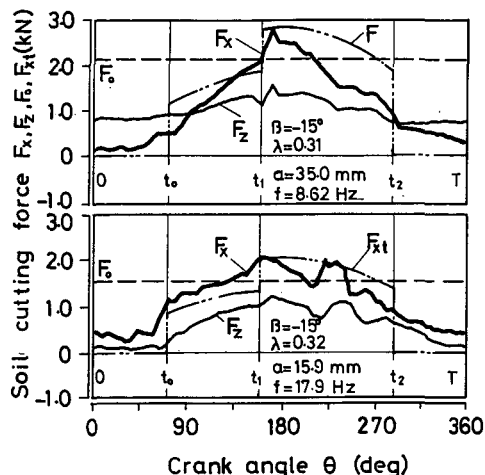


Fig. 3-8 Behaviour of soil cutting force observed at $\beta = -15^\circ$ (a) $\lambda=0.31$, $a=35.0$ mm (b) $\lambda=0.32$, $a=15.9$ mm
 F_x : Horizontal soil cutting force
 F_z : Vertical soil cutting force
 F_0 : Non-vibrating soil cutting force
 F_{xt} : Theoretical horizontal soil cutting force

大きさは、3 区間それぞれに同程度である。よって、けん引抵抗比 D_R は同程度となり、振幅による影響は認められなくなる。

次に図 3-8 より、D 点は C 点よりも 3 区間のすべてで切削抵抗は大きいことが理解される。よってこの速度比 λ の範囲では、振幅による影響が認められ、同一速度比 λ の下でもけん引抵抗比 D_R は異なる。

振動数の影響 図 3-5 から明らかなように、速度比 $\lambda < 1.0$ の範囲では、 λ が小さくなるにつれてけん引抵抗比 D_R は急激に減少し、図 3-2 の振動方向角 $\beta=30^\circ$ の場合に比較しても、各振幅の特性曲線の傾きは大きくなっている。このことを理解するために、図 3-6 中 A 点、B 点の切削抵抗波形を図 3-9 に示す。A, C 両者ともに振幅は 35.0 mm と等しく、振動数 $f \cdot$ 速度比 λ がそれぞれ $f=4.55, 8.62$ Hz, $\lambda=0.68, 0.31$ と異なっている。速度比 λ が小さくなると既耕地後退区間、既耕地前進区間の切削抵抗は低下し、未耕地切削区間の抵抗も僅かながら減少している。このように、速度比 λ の減少はけん引抵抗低減に対して、接触比 α の減少及び各区間での平均切削抵抗の低下というプラス因子としてのみ作用し、振動方向角 $\beta=30^\circ$ の場合のよ

うにマイナス因子は存在しない。そのため速度比 λ が小さくなるとけん引抵抗比 D_R は急激に減少し、 $\beta=30^\circ$ の場合に比較して特性曲線の傾きは大きくなるものと理解される。

作業速度の影響 図 3-6 より明らかに、同一の速度比 λ 、振幅 a で比較した場合、作業速度が小さ

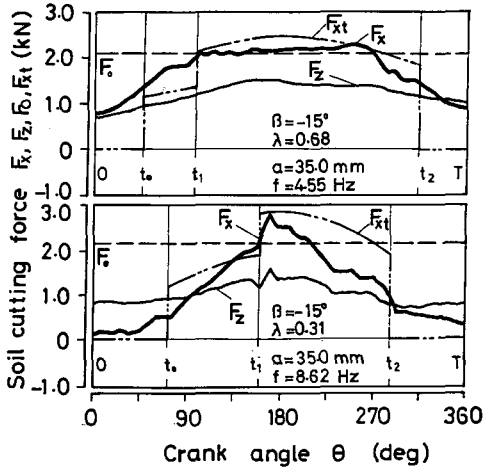


Fig. 3-9 Behaviour of soil cutting force observed at $\beta=-15^\circ$, $a=35.0$ mm (a) $\lambda=0.68$, $f=4.55$ Hz (b) $\lambda=0.31$, $f=8.62$ Hz
 F_x : Horizontal soil cutting force
 F_z : Vertical soil cutting force
 F_o : Non-vibrating soil cutting force
 F_{xt} : Theoretical horizontal soil cutting force

いほどけん引抵抗比 D_R は小さくなる。そのため、作業速度を低速 $V_0=0.25$ m/s として、振幅 $a=35.0$ mm とすれば、標準 PTO 軸回転速度 540 rpm 付近 ($\lambda=0.15$, $f=7.69$ Hz) でけん引抵抗比 $D_R=0.39$ 、更に、速度比を小さくして $\lambda=0.09$ ($f=13.4$ Hz) で $D_R=0.31$ と 70% 近くのけん引抵抗低減が可能となっている。

c) 分散分析による寄与率検討：前項では、振幅 a と振動数 f がけん引抵抗低減に与える影響について、けん引抵抗比 D_R 及び切削抵抗波形の観察によって調べた。ここでは、分散分析によってけん引抵抗低減に対する振幅 a と振動数 f の寄与率を調べ、前項の結論を補充しておく。けん引抵抗比 D_R を特性値とし、振幅 a 、振動数 f を因子として、繰返しのない 2 元配置の分散分析を行い、その結果を表 3-1 に示した。表中、factor の項 a 、 f はそれぞれ振幅、振動数の意味であり、 F_0 は分散比、 ρ は寄与率を表している。A (excluding non-vibration) では、振幅を $a=8.2, 15.9, 24.9, 35.0$ mm の 4 水準、振動数は、 $V_0=0.25$ m/s では、 $f=3.75, 5.0, 7.9, 13.8$ Hz の 4 水準、作業速度 $V_0=0.60$ m/s では $f=6.0, 9.0, 13.5, 13.5, 18.0$ Hz の 4 水準、作業速度 $V_0=1.0$ m/s では $f=10.0, 9.0, 15.4$ Hz の 3 水準に設定して分散分析を行った。また、B (including non-vibration) は無加振時を含めて処理したもので、上記の水準に振幅 $a=0$ mm、振動数 $f=0$ Hz をそれぞれに加えたも

Table 3-1 The results of analysis of variance

travel velocity V_0 (m/s)	cutting directional angle (deg.)	factor	A excluding non-vibration		B including non-vibration	
			$F_0(-)$	$\rho(\%)$	$F_0(-)$	$\rho(\%)$
0.25	30°	a	63.09**	83.4	14.38*	46.2
		f	8.36	9.9	10.59*	33.1
	-15°	a	148.37**	68.6	12.50*	45.6
		f	63.49**	29.1	8.72*	30.6
0.60	30°	a	46.69**	86.0	13.52*	49.6
		f	3.43	4.6	7.71*	26.6
	-15°	a	85.26**	81.6	12.74*	53.8
		f	15.01*	13.6	5.10*	18.8
1.00	30°	a	10.89*	68.0	13.59*	47.2
		f	0.51	0.0	6.80*	29.0
	-15°	a	56.31**	88.4	13.14*	57.5
		f	2.15	2.8	2.97	12.4

a : amplitude f : frequency
 F_0 : deviation ratio
 ρ : ratio of contribution

のである。

振動方向角 $\beta=30^\circ$ の場合、A (excluding non-vibration) において、けん引抵抗比 D_R の変動に対する寄与率は、振幅が 68.0~86.0%、振動数が 0~9.9% であり、振幅の影響が非常に強い。これに対し B (including non-vibration) では、振幅の寄与率が 46.2~49.6%、振動数の寄与率が 26.6~33.1% と、振幅の寄与率の方が大きい、振動数の影響もかなり強いことがわかる。これらの結果から、振動方向角 $\beta=30^\circ$ の場合、供試振動数領域では振動数を増大させても、それ以上のけん引抵抗低減は期待し難い事、及び供試振動数領域より小さな振動数で、けん引抵抗低減に対して振動数が強い影響をおよぼすことが理解される。

また、振動方向角 $\beta=-15^\circ$ の場合、A (excluding non-vibration) において振幅の寄与率は 68.6~88.4%、振動数の寄与率は 2.8~29.1% で、B (including non-vibration) において振幅の寄与率は 45.6~57.5%、振動数の寄与率は 12.4~30.6% ある。このように、振動方向角 $\beta=-15^\circ$ の場合にも、振幅の寄与率は振動数に対して大きい、その差は $\beta=30^\circ$ ほど大きくなく、供試振動数領域においても振動数の影響のあることが理解される。

d) 適正振幅及び適正振動数：前項までに述べたように、振幅 a が振動数 f に比較してけん引抵抗低減に与える影響は大きく、同一速度比 λ では振幅 a を大きく、振動数 f を小さく設定することがけん引抵抗低減に対して有効である。このことは、前後上下合成方向 1 に顕著である。よって振幅 a を市販機振幅 $a=15.9$ mm 以下に設定することは望ましくない。振動方向角 $\beta>0^\circ$ の場合には、振動数 f を 9.0 Hz 程度以上に増加させても、それ以上のけん引抵抗低減は期待しにくい。

しかしながら、前後上下合成方向 1 では、既耕土後退区間でチセルが下層土を下方に押し付けるように運動するため、図 3-4、図 3-5 で観察されるように、切削抵抗の垂直分力 F_z が負の値となる場合がある。そのため、土壌の圧縮強度が大きな場合には、チセルの下方への食いこみが不安定となる危険性がある。このような場合に、所要動力の増大というデメリットを許容すれば、振動方向を負にして下方への食いこみを良好にした上で、振幅 a 、振動数 f をともに大きく設定し、かつ作業速度を低速にしてけん引抵抗の低減を図ることが可能である。

2) ウイングを装着した場合のけん引抵抗低減特性

作業速度 $V_0=0.60$ m/s に設定し、チセルにウイングを装着した場合について実験を行った。図 3-10 に、ウイング装着時における振幅の影響を示した。

図 3-3 に示したように、チセル単体の場合よりも全体的にけん引抵抗比 D_R の値は大きい、同様の特性曲線であり、振幅の大きなものほどけん引抵抗低減効果のあることが理解される。

図 3-11 にウイング装着時における振動方向角の影響を示した。この場合も、チセル単体の場合と全く同様に、 $\beta=30^\circ$ のものが最もけん引抵抗が低減している。ウイング装着時とチセル単体の切削抵抗波形をそれぞれ図 3-12 に示す。速度比 λ は

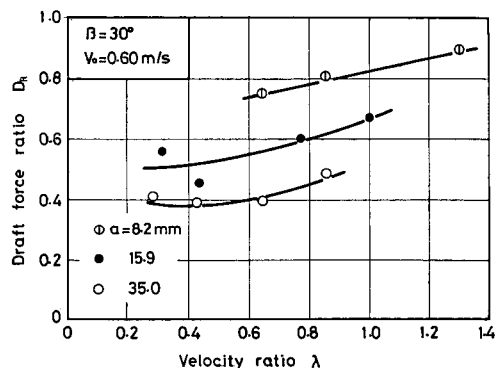


Fig. 3-10 Effect of amplitude on draft force reduction for winged-chisel

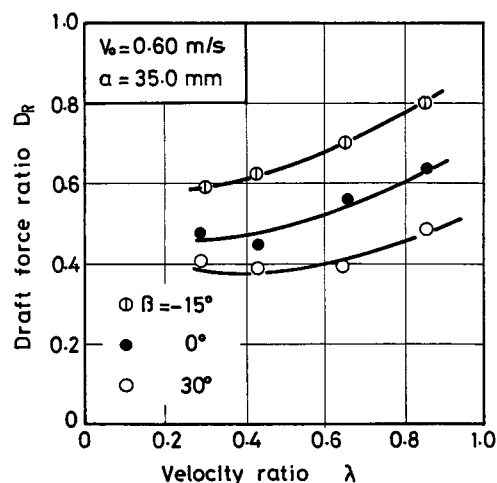


Fig. 3-11 Effect of cutting directional angle on draft force reduction for winged-chisel

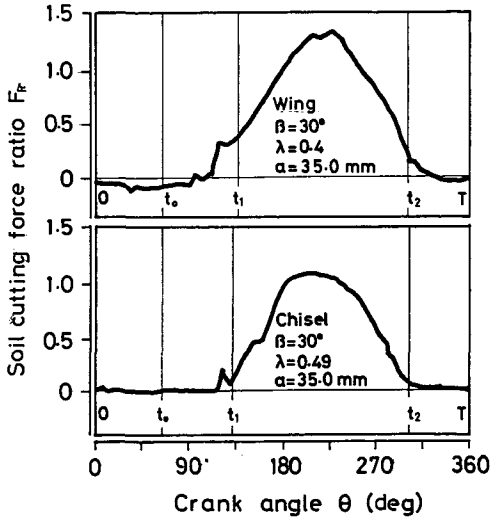


Fig. 3-12 Behaviour of soil cutting force for winged-chisel and conventional chisel

0.48, 0.49 と 1.0 よりも小さく間欠切削状態にある。また、ウイング装着時とチゼル単体では切削抵抗そのものの値が 1.5 倍程度異なるために、ここでは、それぞれの無加時切削抵抗の値を 1.0 とした切削抵抗比 F_R で、切削抵抗波形を表現する。両者ともに、既耕土後退区間および既耕土前進区間での抵抗はほとんど 0 であり、理想的な間欠切削状態にある。このことから、ウイング装着時とチゼル単体で、けん引抵抗低減のメカニズムに全く差はなく、『間欠切削状態における切削抵抗の時間平均化』という考え方が適用できるものと判断される。また、未耕土切削区間の切削抵抗比 F_R はウイング装着時のほうが若干大きく、そのためけん引抵抗比 D_R の値は僅かに大きくなっている。

3) 粘土におけるけん引抵抗低減特性

作業速度 $V_0 = 0.25 \text{ m/s}$ に設定して、粘土において実験を行った。強度上の問題から作業速度を低速とし、振幅 $a = 35.0 \text{ mm}$ については実施していない。

粘土における振動方向角の影響を図 3-13 に示す。粘土ではシルト質ロームに比較して 3~5 倍の切削抵抗が生じ、その理工学的性質は大きく異なるが、シルト質ロームの場合と同ように振動方向角 β の影響を受け、 $\beta = 30^\circ$ の方が $\beta = -15^\circ$ より有効であることが認められる。

粘土における振幅の影響を図 3-14 に示す。この

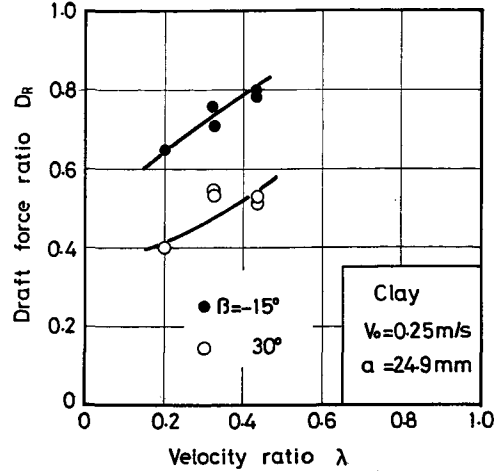


Fig. 3-13 Effect of amplitude on draft force reduction in a clay field

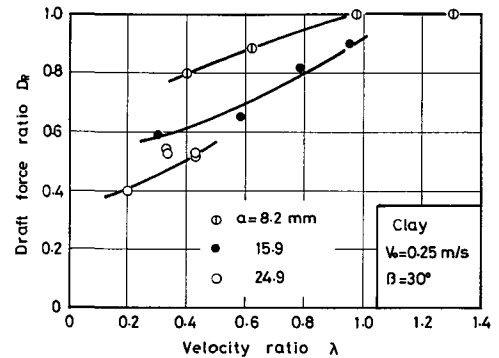


Fig. 3-14 Effect of cutting directional angle on draft force reduction in a clay field

場合も、シルト質ロームより 10~20% 程度けん引抵抗比 D_R の値は大きくなっているが、振幅の影響が認められ、同一速度比下において、振幅を大きく、振動数を小さくすることが有効であると判断し得る。

粘土とシルト質ロームにおける切削抵抗波形を図 3-15 に示した。粘土においては、強度上の問題からチゼルに内蔵した 3 分力計によって切削抵抗は測定できない。そこで、シャンク上部で曲げモーメントを計測し、それによって切削抵抗波形を類推した。比較対照したシルト質ロームの切削抵抗波形も、シャンク上部の曲げモーメントにより求めたものである。

両者ともに、未耕土切削区間での切削抵抗が大きく、既耕土後退区間および既耕土前進区間で小さ

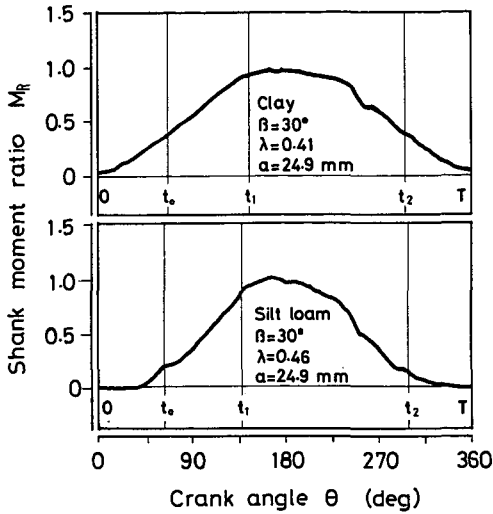


Fig. 3-15 Behaviour of soil cutting force in a clay field and a silt loam field

く、間欠切削状態となっている。しかしながら、粘土では既耕土後退区間および既耕土前進区間、シルト質ロームでは既耕土前進区間で、無視できない切削抵抗を生じている。これは、供試機の加振機構では、チゼル先端から回転支点に近づくにしたがって、その部分での振幅が小さくなり、チゼル先端では既耕土後退区間もしくは既耕土前進区間にあっても、シャंक上部では未耕土を切削している場合があって、その抵抗が表れているものと理解できる。しかしながら、基本的には粘土においてもシルト質ロームと同様、『間欠切削状態下における切削抵抗の時間平均化』がけん引抵抗低減の主要因であると判断できる。

4. まとめ

本章では、振動式サブソイラ設計上重要なパラメータである振幅 a と振動数 f が、けん引抵抗低減に与える影響の度合について調べ、既往諸理論の問題点を指摘した。同時に、振幅 a 、振動数 f の適正範囲についての考察を試みた。

1) 前後上下合成方向1では、振幅 a のけん引抵抗低減特性に与える影響は大きく、同一速度比 λ の下では、振幅 a が大きいものほどけん引抵抗は低減する。更に、供試したそれぞれの振幅 a (8.2 mm~35.0 mm) において振動数 f を大きくしても、ある限界以上にけん引抵抗は低減しない。また、本振動形態では、振幅 $a=35.0$ mm、作業速度 $V_0=$

0.25 m/s において最大 80% のけん引抵抗低減が得られた。

2) 前後上下合成方向2では、特性曲線の傾きは大きく、その大きさは振幅 a が大きくなるにつれて増大する。そのため、大小隣り合う2振幅間では、速度比 λ の小なる領域において振幅のけん引抵抗低減に与える影響は顕著であるのに対し、速度比 λ の大なる領域ではその影響は顕在化していない。また、本振動形態は一般的にけん引抵抗低減に対して有効でないが、作業速度 V_0 を低速にして、振幅 a 、振動数 f を共に大きく設定するという特別な条件下では、50~70% 程度のけん引抵抗低減は可能である。

3) 分散分析を行った結果、けん引抵抗比 D_R の変動に対する振幅 a の寄与率は、振動数 f のそれよりも常に大きく、けん引抵抗低減に対して振幅 a の影響が強いことが判明した。この結果は、既往の諸理論に共通な『作業速度と土壌条件が同一であるならば、振幅 a 、振動数 f の個々の値とは直接関係なく、速度比 λ によってけん引抵抗比 D_R は一義的に決定される。』との結論と異なっている。これは、それらの切削抵抗モデルが実際の切削抵抗と相違している事に起因している。また、この結果は、振幅および振動数が速度比の構成因子として重要であるのみならず、速度比とは別に、独自にけん引抵抗低減に対して影響を与えるパラメータであることを示唆している。

4) けん引抵抗低減の観点から評価すれば、振幅は市販機振幅 $a=15.9$ mm 以上とすることが望ましい。また、振動数を標準 PTO 軸回転数 540 rpm 以上にするのはあまり意味がなく、9 Hz 以下に設定すべきである。

5) ウイングを装着した場合も、けん引抵抗低減機構及びけん引抵抗低減に対する速度比、振動方向角、振幅、振動数の影響はチゼル単体の時と全く同一であると考えてよい。

6) 理工学的性質が大幅に異なるシルト質ロームと粘土のは場において、けん引抵抗低減機構とけん引抵抗低減特性を比較した。その結果、粘土の場合も、シルト質ロームにおけると同様のけん引抵抗低減機構を示すことが判明した。また、けん引抵抗低減に対する、速度比、振動方向角、振幅および振動数の影響もシルト質ロームと粘土の場合で等しいものと認められた。

IV 所要動力に関する力学解析と所要動力特性

1. 概 説

振動式サブソイラにおいては、第II章・第III章で述べたようなけん引抵抗低減効果が得られる反面、加振による所要動力の増大という負の加振効果ともいべき問題が存在しており、本報ではこの問題を取り扱うこととする^{37),38)}。

振動式サブソイラはPTO軸と駆動輪軸の2経路から動力が伝達され、土壌の切削・破壊を行なう。ここでは、第II章で用いた切削抵抗のモデルを使用して動力の伝達機構を把握し、土壌切削動力比 P_s のモデル化によって、振動方向角 β ・振動数 f の影響を理論的にとらえることを試みた。その上で所要動力に対する振動方向角 β ・速度比 λ ・振幅 a ・振動数 f の影響を実験的に調べ、所要動力の観点から評価した場合の、振動方向角 β ・速度比 λ ・振幅 a ・振動数 f の適正範囲について検討を加え、振動式サブソイラの設計及び利用上に有意義とみなされる知見を得た。

また、振動式サブソイラのPTO軸負荷トルクは大きく正負に変動するが、このような負荷変動はロータリ耕うんやスクリュウ式耕うん装置等の駆動式耕うん装置には見られない。これは、振動式サブソイラに特徴的な現象であるが、そのために、動力伝達系破損等の危険性が指摘されている²⁹⁾。よって、ここでは、PTO軸負荷トルクについても観察を行ない、振幅 a ・振動数 f ・振動方向角 β 等の加振条件がPTO軸負荷トルクに与える影響についても究明した。

2. 所要動力に関する理論的考察

1) 動力の伝達経路

振動式サブソイラでは、土壌の切削及び破壊に要する動力が、PTO軸及び駆動輪軸の2経路から供給されていると考えられる。以下、これらを理論的に考察する。

最初に、土壌の切削抵抗と切削速度の積から、直接に土壌切削動力を求める。前後上下合成方向振動で土壌切削を行なう場合、チゼルは土中において、その水平方向への絶対速度 $X(t)$ 及び垂直方向への絶対速度 $Z(t)$ がそれぞれ次式で表される運動を行なう。

$$\dot{X}(t) = V_0 - a\omega \cos \omega t \quad [\text{m/s}] \quad (4-1)$$

$$\dot{Z}(t) = b\omega \cos \omega t \quad [\text{m/s}] \quad (4-2)$$

けん引抵抗低減を論じる際には、第II章のように切削抵抗の水平分力のみを考慮すれば良かったが、所要動力について考える場合には、垂直方向の運動によって消費される動力も考慮に入れなければならない。そこで、切削抵抗の水平分力を $F_x(t)$ 、垂直分力を $F_z(t)$ とすれば土壌切削動力比 N_s は次式で求められる。

$$N_s = \frac{1}{T} \left\{ \int_0^T F_x \dot{X}(t) dx + \int_0^T F_z \dot{Z}(t) dt \right\} \quad [\text{kW}] \quad (4-3)$$

式中、第1項、第2項がそれぞれ、水平方向及び垂直方向の運動で消費される動力を表している。また、 $b/a = \tan \beta$ である事と(4-1)～(4-3)から次式が得られる。

$$N_s = D_v V_0 - \frac{a\omega}{T} \int_0^T (F_x + \tan \beta F_z) \cos \omega t dt \quad [\text{kW}] \quad (4-4)$$

但し、 $D_v = \int_0^T F_x(t) dt / T$: 加振時けん引抵抗 [kW]

次に、切削抵抗によってPTO軸に生じる抵抗トルクを計算して正味振動動力 N_n を求め、更に、加振時けん引抵抗 D_v と作業速度 $V(t)$ の積から、駆動輪軸で消費される加振時けん引動力 N_{Dv} を求める。

供試機の加振機構を図4-1に示す。切削抵抗 $F(t)$ がチゼルに作用すると、接続棒の軸方向に軸力 R を生じ、その接線方向成分 R_T はPTO軸に抵抗トルクとして作用する。これを正味振動トルク T_n

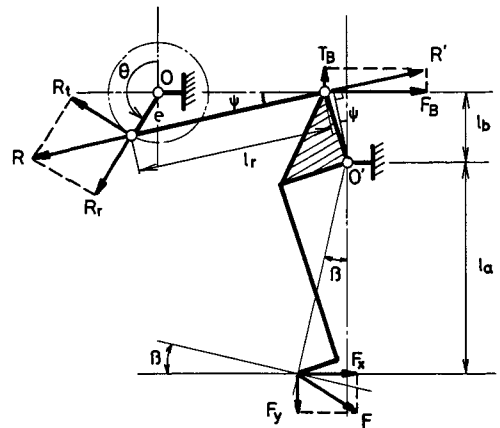


Fig. 4-1 Mechanism of test vibrating subsoiler

と呼ぶ。 R' は軸力 R の反力であり、回転支点 O' まわりのモーメントのつり合いから次式が得られる。

$$\frac{R'l_b}{\cos \phi} l_a F_x + l_a \tan \beta F_z \quad [\text{kN} \cdot \text{m}] \quad (4-5)$$

2) 所要動力の評価関数

正味振動トルク T_n の正方向を時計回りとする、

$$T_n = eR_T = -eR' \cos(\omega t - \phi) \quad [\text{kW} \cdot \text{m}] \quad (4-6)$$

いま、 ψ は 0.086 rad であるので、これを無視し、(4-5) (4-6) 式から、

$$T_n = \frac{el_a}{l_a} (F_x + \tan \beta F_z) \cos \omega t \quad [\text{kN} \cdot \text{m}]$$

また、 $el_a/l_b = a$ であることから、

$$T_n - a(F_x + \tan \beta F_z) \cos \omega t \quad [\text{kN} \cdot \text{m}] \quad (4-7)$$

これより、切削抵抗に抗して PTO 軸から伝達される正味振動動力 N_n は次式のように表される。

$$\begin{aligned} N_n &= \frac{1}{T} \int_0^T \omega T_n dt \\ &= -\frac{a\omega}{T} \int_0^T (F_x + \tan \beta F_z) \cos \omega t dt \quad [\text{kW}] \quad (4-8) \end{aligned}$$

駆動輪軸から供給される加時けん引動力 N_{Dv} は、切削抵抗 $F_x(t)$ と作業速度 V_0 の積として次式で求められる。

$$N_{Dv} = \frac{1}{T} \int_0^T F_x V_0 dt = D_v V_0 \quad [\text{kW}] \quad (4-9)$$

(4-4) (4-8) (4-9) 式を比較して、土壌切削動力 N_s は加振時けん引動力 N_{Dv} と正味振動動力 N_n の和であるが、実際の作業ではこれに加えて、トタクタを静止した状態で供試機を駆動した時に発生する、無負荷運動動力 N_0 が PTO 軸から供給されている。そこで、加振時けん引動力 N_{Dv} 、正味振動動力 N_n 及び無負荷運動動力 N_0 の和を全所要動力 N_t と呼ぶことにする。

また、振動式サブソイラの所要動力特性を評価するために、2つの動力比を以下のように定義する。

まず、土壌切削動力比 P_s を次式で定義する。

$$P_s = \frac{N_s}{N_{D0}} \quad [\text{kW}] \quad (4-10)$$

但し、 $N_{D0} = D_0 V_0$: 無加振時けん引動力

これは、土壌切削動力 N_n を無加振時けん引動力 N_{Dv} で除したものであり、土壌の切削・破壊に要す

る動力の、加振による量的変化を記述するために用いる。次に、全所要動力比 P_t を次式で定義する。

$$P_t = \frac{N_t}{N_{D0}} \quad (4-11)$$

これは、全所要動力 N_t を無加振時けん引動力 N_{D0} で除したものであり、振動式サブソイラが全体として消費する動力の、加振による量的変化を記述するために用いる。

3) 切削抵抗のモデルによる土壌切削動力比の導出

第II章では、切削抵抗の水平分力 F_x を(4-12)のようにモデル化した、(4-4)によって土壌切削動力 N_s を求める際には、切削抵抗の垂直分力 F_z も必要であるため、これを(4-12)にならって(4-13)のようにモデル化する。

$$F_{xt} = \begin{cases} C_0 + K_0 \dot{X}(t) & (t_1, t_2) \\ C_1 + K_1 \dot{X}(t) & (t_0, t_1) \\ 0 & (0, t_0), (t_2, T) \end{cases} \quad [\text{kN}] \quad (4-12)$$

$$F_{zt} = \begin{cases} C'_0 + K'_0 \dot{X}(t) & (t_1, t_2) \\ C'_1 + K'_1 \dot{X}(t) & (t_0, t_1) \\ 0 & (0, t_0), (t_2, T) \end{cases} \quad [\text{kN}] \quad (4-13)$$

切削抵抗を切削速度の一次関数、もしくは定数とみなしたモデルは、数多く使用されてきたが、第II章で述べたように、実際の切削抵抗波形を表現するには完全なものではない。しかしながら、ここでは、量的な予測を第1目的とはせず、振動方向角 β ・速度比 λ の定性的な影響を理論的に把握することを意図しているために、上記の切削抵抗のモデルを使用して、土壌切削動力比 P_s のモデル化を行なう。(4-4)、(4-12)、(4-13)を(4-10)に代入して、

$$\begin{aligned} P_s &= \frac{1}{V_0(C_0 + K_0 V_0)} \left[\frac{V_0(t_2 - t_1)}{T} (C_0 + K_0 V_0) \right. \\ &\quad - \frac{K_0 V_0^2}{2\pi\lambda} (\sin \omega t_2 - \sin \omega t_1) \\ &\quad + \frac{V_0(t_1 - t_0)}{T} (C_1 + K_1 V_0) \\ &\quad - \frac{K_1 V_0^2}{2\pi\lambda} (\sin \omega t_1 - \sin \omega t_0) \\ &\quad \left. - \frac{V_0}{2\pi\lambda} \{ C_0 + K_0 V_0 + \tan \beta (C'_0 + K'_0 V_0) \} \right. \\ &\quad \left. (\sin \omega t_2 - \sin \omega t_1) + \frac{V_0^2}{\lambda^2} (K_0 + K_0' \tan \beta) \left\{ \frac{t_2 - t_1}{2T} \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{1}{8\pi} (\sin 2\omega t_2 - \sin 2\omega t_1) \right\} \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & -\frac{V_0}{2\pi\lambda}\{C_1+K_1V_0+\tan\beta(C_1'+K_1'V_0)\} \\
 & (\sin\omega t_2-\sin\omega t_1)+\frac{V_0}{\lambda^2}(K_1+K_1'\tan\beta)\left\{\frac{t_1-t_0}{2T}\right. \\
 & \left.+\frac{1}{8\pi}(\sin 2\omega t_1-\sin 2\omega t_0)\right\} \quad (4-14)
 \end{aligned}$$

土壌係数は実験的に求められた値で、供試土壌では $C_0=1.44$ kN, $K_0=0.284$ kN/(m/s), $C_1=0.88$ kN, $K_2=0.223$ kN/[m/s] $C_0'=0.932$ kN, $K_0'=0.171$ kN/(m/s), $C_1'=0.568$ kN, $K_1'=0.145$ kN/[m/s] である。

なお、SMITH¹³⁾のモデルでは、既耕土前進区間における切削抵抗を0と仮定しており、(4-12)式中の $C_1=K_1=0$ に相当する。本報では、既耕土前進区間の切削抵抗を考慮に入れて上記土壌係数をそのまま採用した場合のモデルを、モデルAとし、SMITHのモデルのように、既耕土前進区間の抵抗を0、即ち、 $C_1=K_1=C_1'=K_1'=0$ とした場合のモデルをモデルBとする。

振動方向角 β をパラメータとして、モデルAとモデルBをそれぞれ実線及び破線で図4-2に示した。モデルAはモデルBよりも大きな値を示しているが、これは既耕土前進区間の抵抗の有無、即ち、(4-14)式中の C_1, K_1, C_1', K_1' の有無によるものである。また、両モデルともに、振動方向角 β が大きくなるにしたがって、 P_s も増大している。これは、 β の増加によって垂直変位も大きくなり、そのため、(4-3)式の第2項で示した垂直方向の運

動で消費される動力が増大するためであると理解できる。

3. 実験装置及び実験方法

供試サブソライは供試機1号であり、これは前後方向・前後上下合成方向1及び前後上下合成方向2を行なう。また、切削抵抗計測装置・計測手順・供試トラクタ及び供試は場も第二章で述べた通りである。

供試機の入力軸にひずみゲージを貼布し、伝達されるトルクを計測した。この入力軸は、供試機のケーシングに固定された自動調心ころ軸受によって両端支持されている。較正試験の結果、非直線性は1.0%以下(F.S.=184 N・m)であり、力量計として使用可能である。振幅 a は8.2, 15.9, 24.9, 35.0 mmの4種類。振動数 f は4.5~18.0 Hz。作業速度は0.60 m/s。振動方向角 β は30°と-15°の2種類である。また耕深は定規車によって35 cmに設定した。

4. 実験結果及び考察

1) 土壌切削動力比

土壌切削動力 N_s はIV-2.-1)項で述べたように、加振時けん引動力 N_{Dv} と正味振動動力 N_n との和である。そのため、ここでは土壌切削動力比 P_s だけでなく、けん引動力比 P_0 及び正味振動動力比 P_n についても同時に検討する。なお、 P_s 及び P_n はそれぞれ次式で定義される。

$$P_D = \frac{N_{Dv}}{N_{D0}} \quad P_n = \frac{N_n}{N_{D0}}$$

a) 振動方向角の影響：振動方向角 β が土壌切削比 P_s に与える影響を調べるために、図4-3に、土壌切削動力比 P_s 、正味振動動力比 P_n 及びけん引動力比 P_0 と速度比 λ の関係を β をパラメータとして示した。なお、この時の振幅は $a=15.9$ mm である。

けん引動力比 P_0 はその定義式を変形すると、けん引抵抗比 D_R と同一のものとなる。よって、速度比 λ の減少に対して急激に増大し、また、振動方向角 $\beta=-15^\circ$ の方が $\beta=30^\circ$ に比較して小さな値となり、けん引動力比 P_0 とは全く逆の傾向を示している。

図4-3上段には土壌切削動力比 P_s を示し、モデルAとモデルBをそれぞれ細線と破線で示した。

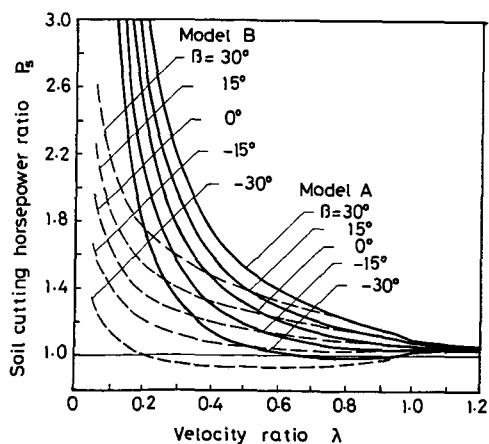


Fig. 4-2 Relation between soil cutting horsepower ratio P_s and velocity ratio λ obtained theoretically by Model A and Model B

$a=15.9\text{ mm}$ において、 $\beta=30^\circ$ のものはモデルBと比較的良く一致しているが、 $\beta=-15^\circ$ では両モデルより大きな値を示している。土壌切削動力比 P_s は、速度比 λ の増加につれてしだいに減少する。速度比 $\lambda=0.30$ 付近では、 $\beta=30^\circ$ の方が $\beta=-15^\circ$ よりも20%程度大きな値を示すが、 $\lambda>0.50$ では両者の差は認められない。

IV-2.-3)項で予測したように、同一の切削抵抗が作用する場合には、振動方向角 β の影響により、図4-2のごとく土壌切削動力比 P_s は $\beta=30^\circ$ の方が $\beta=-15^\circ$ よりも大きくなるはずである。しかしながら本実験条件下では、既耕土前進区間や未耕土切削区間における平均切削抵抗は、 $\beta=-15^\circ$ における方が $\beta=30^\circ$ におけるよりも大きく、それだけ余分な動力が消費される。そのために、振動方向角 β の影響が打ち消されて、図4-3上段のように速度比 λ の大きな領域では振動方向角 β の影響は認められない。逆に言えば、下段のけん引動力が $\beta=-15^\circ$ の方が大きく、土壌切削動力も $\beta=-15^\circ$ の方が大きいように思われるが、IV-2.-3)項で述べた β の影響が存在するので、実際には、両者とも同程

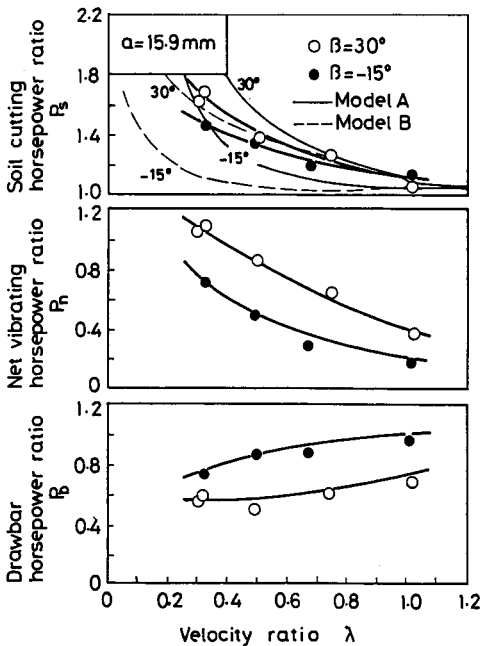


Fig. 4-3 Effect of velocity ratio and cutting directional angle β on soil cutting horsepower ratio P_s , net vibrating horsepower ratio P_n , drawbar horsepower ratio P_d , at $a=15.9\text{ mm}$

度の土壌切削動力比 P_s を示すものと考えられる。

また、速度比 λ が小さくなると $\beta=-15^\circ$ の切削抵抗波形に近似してくるために、IV-2.-3)項で述べた β の影響が存在し、両者とも同程度の土壌切削動力比 P_s を示すものと考えられる。

また、速度比 λ が小さくなると $\beta=-15^\circ$ の切削抵抗波形に近似してくるために、IV-2.-3)のモデルから予測される振動方向角 β の影響がしだいに顕在化し、 $\beta=30^\circ$ の方が $\beta=-15^\circ$ よりも20%程度大きな土壌切削動力比 P_s を示す。他の振幅 $a=8.2, 24.9, 35.0\text{ mm}$ における土壌切削動力比 P_s を、それぞれ図4-4に示した。図4-3と同ように、 $\beta=30^\circ, -15^\circ$ におけるモデルAとモデルBをそれぞれ細線及び破線で示してある。3振幅ともに、実験結果がモデルに対して量的に十分一致しているとは言えない。また、速度比 λ の大きい領域では、振動方向角 β の影響が顕在化していない。しかし、速度比 $\lambda<0.2$ の範囲では 15.9 mm の場合と同様の理由で、振動方向角 β の影響が認められ、 $\beta=30^\circ$ では $\beta=-15^\circ$ よりも、10~20%程度土壌切削動力比は大きくなっている。即ち、これらの範囲では、振動方向角 β の影響と言う定性的な側面については、モデルと実験結果は一致していると言え

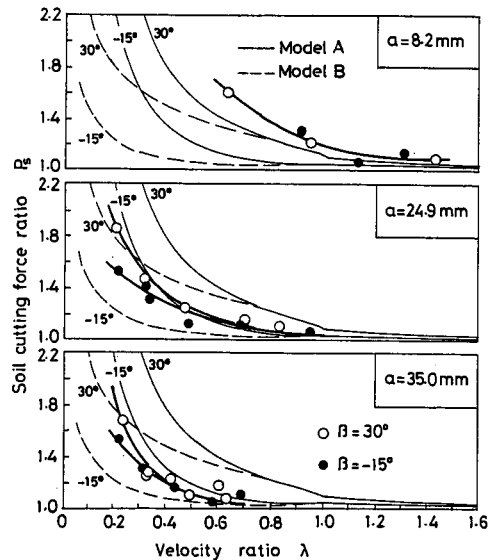


Fig. 4-4 Effect of velocity ratio cutting directional angle β on soil cutting horsepower ratio P_s , net vibrating horsepower ratio P_n , drawbar horsepower ratio P_d , at $a=8.2, 24.9$ and 35.0 mm

る。

b) 振幅の影響：振幅 a が土壌切削動力比 P_s に与える影響を調べるために、振動方向角 $\beta=30^\circ$ における土壌切削動力比 P_s 、正味振動動力比 P_n 及びけん引動力比 P_b と速度比 λ の関係を、振幅 a をパラメータとして図 4-5 に示した。 $\beta=-15^\circ$ の場合についても同様に図 4-6 に示した。また、モデル A 及びモデル B をそれぞれ細線と破線で示している。

振動方向角 $\beta=30^\circ$ の場合には、けん引動力比 P_s に対する振幅 a の影響は顕著であり、同一の速度比 λ で比較した場合、振幅 a を大きくし振動数 f を小さくした方がけん引動力比 P_s は小さくなる。これに対して、正味振動動力比 P_n に与える振幅 a の影響は認められない。

土壌切削動力比 P_s に対しては、振幅 a の影響が認められる。同一速度比 λ においては、振幅 a を大きく振動数 f を小さくする方が、土壌切削動力比 P_s は小さくなる。具体例として、振幅 $a=35.0$ mm、振動数 $f=5.85$ Hz、速度比 $\lambda=0.63$ では、けん引抵抗比 $D_R=0.36$ と 64% ものけん引抵抗低減が得られ、かつ、土壌切削動力比 $P_s=1.11$ と無加振時に対して 11% の増加にとどまっている。これ

に対し、振幅 $a=8.2$ mm、振動数 $f=18.0$ Hz、速度比 $\lambda=0.63$ では、けん引抵抗比 $D_R=0.69$ と 31% のけん引抵抗低減しか得られないうえに、土壌切削動力比 $P_s=1.61$ と無加振時に比較して土壌切削動力は 61% 増加している。

振幅 $a=15.9$ mm ではモデル B にかなり近い値を示すが、 $a=24.9$ 及び 35.0 mm では、第三章においても述べたように、未耕土切削区間内での平均切削抵抗が大幅に低下するために、モデル B よりも小さくなっている。図 4-6 に示したように、振動方向角 $\beta=-15^\circ$ の場合でも、けん引動力比 P_s に対する振幅 a の影響は認められるが、正味振動動力 P_n に対しては認められない。更に、土壌切削動力比 P_s に対する振幅 a の影響は認められる。また、各振幅ともに、モデル A よりも大きな値を示している。これは、 $\beta=-15^\circ$ においては、既耕土前進区間における切削抵抗が 0 とならず、無視出来ない抵抗が生じているためである。

以上のように、切削抵抗のモデルが実際の切削抵抗波形を完全には表現し得ていないため、モデル A、B とも量的に実験結果と十分一致しているとは言えない。しかしながら、振動方向角 β ・速度比 λ による定性的な影響については、モデルと実験結果

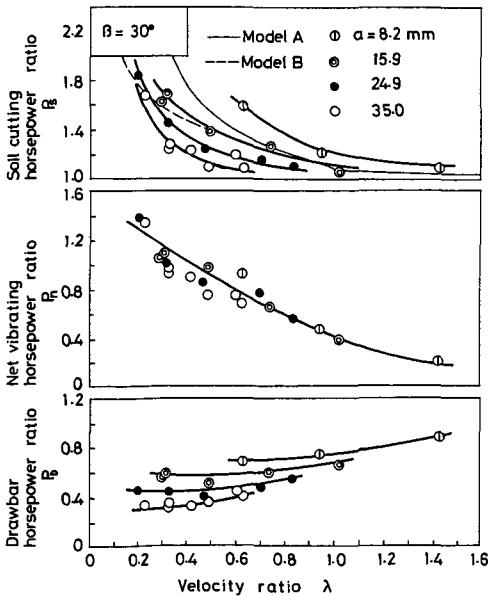


Fig. 4-5 Effect of velocity ratio and amplitude on soil cutting horsepower ratio P_s , net vibrating horsepower ratio P_n , drawbar horsepower ratio P_b , at $\beta=30^\circ$

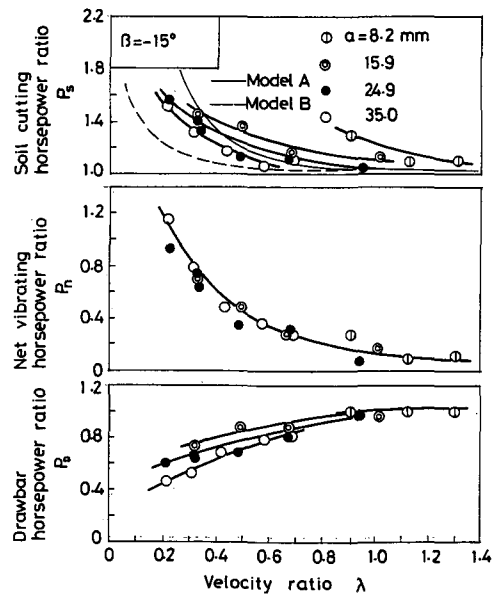


Fig. 4-6 Effect of velocity ratio and amplitude on soil cutting horsepower ratio P_s , net vibrating horsepower ratio P_n , drawbar horsepower ratio P_b , at $\beta=15^\circ$

は一致しており、振動方向角 β を新たなパラメータとして考慮に入れた土壌切削動力比 P_s のモデル化の目的は一応達せられたと言える。

2) 全所要動力比

既往の研究事例で実用性に重点を置いたものには^{3),4)}、振動式サブソイラの動力特性を記述する際に、本研究で言う全所要動力比 P_t もしくは全所要動力 N_t を用いている場合が多い。全所要動力 N_t は土壌切削動力 N_s に無負荷運転動力 N_0 を加えたものであるが、振幅 a 、振動数 f 、振動方向角 β という振動条件が全く同一でも、その加振機構及びチゼルーシャック部質量・形状が異なれば、当然無負荷運転動力 N_0 も異なる。したがって、振動式サブソイラの動力特性を記述する際には、全所要動力 P_t のみでは不十分であり、前述の土壌切削動力比 P_s も考慮に入れる必要がある。また、無負荷運転動力 N_0 の特性についても調べておく必要がある。

a) 無負荷運転動力：振幅 a 及び振動数 f の増加につれて、無負荷運転動力 N_0 は増加する。実験を行ったすべての計測点について、無負荷運転動力 N_0 と速度比 λ の関係を振幅 a をパラメータとして示すと図4-7のようになる。速度比 λ の増加に対して無負荷運転動力 N_0 は急激に減少する。また、速度比 $\lambda > 0.50$ では振幅 a の影響が顕著で、同一の速度比 λ においては、振幅 a を大きく、振動数

f を小さくした方が無負荷運転動力 N_0 は小さい。しかしながら、速度比 $\lambda < 0.5$ では次第にその影響は認めにくくなる。また、振幅 $a = 24.9$ 及び 35.0 mm では、振動方向角 $\beta = 30^\circ$ の方が無負荷運転動力 N_0 は若干小さな値を示しているが、ただし、これは本供試機のみには当てはまるもので一般的な特性とは言えない。

b) 振幅及び振動方向角の影響：振動方向角 $\beta = 30^\circ$ 及び -15° における全所要動力比 P_t と速度比 λ の関係を、振幅 a をパラメータとして図4-8に示す。両者ともに、振幅 a の影響は認められ、それは速度比 $\lambda > 0.40$ において特に顕著である。そして、同一の速度比 λ においては、振幅 a を大きく振動数 f を小さくする方が、全所要動力比 P_s は小さくなる。これは、図4-5、図4-6に示した土壌切削動力比 P_s と同様の傾向である。その理由は、全所要動力 N_t が土壌切削動力 N_s と無負荷運転動力 N_0 の和であり、かつ、後2者が速度比 λ 及び振幅 a の変化に対して同様の傾向を示すことによる。

全所要動力 N_t は土壌切削動力 N_s と無負荷運転動力 N_0 の和であるが、振動方向角 β の変化に対して後2者は逆の傾向を示す。そのため、振動方向角 β の全所要動力 N_t におよぼす影響は相殺され、結

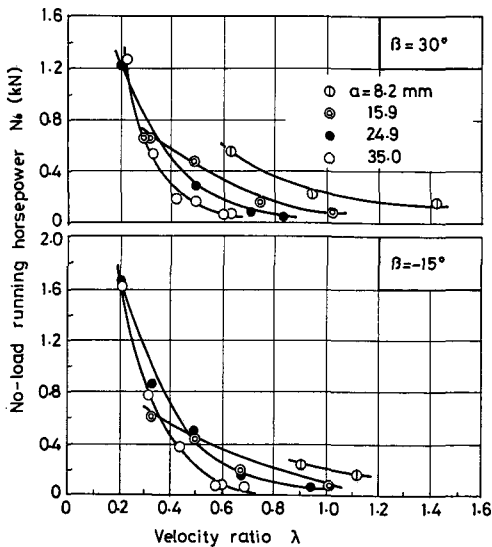


Fig. 4-7 Effect of velocity ratio and amplitude on no-load running horsepower at $a = 8.2, 15.9, 24.9$ and 35.0 mm

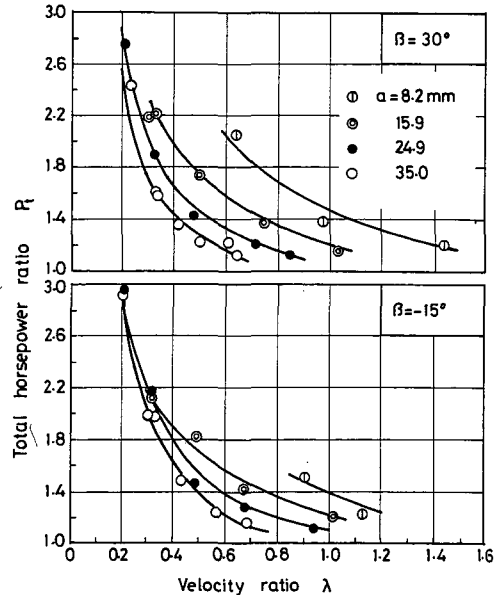


Fig. 4-8 Effect of velocity ratio and amplitude on total horsepower ratio at $\beta = 30^\circ$ and $\beta = -15^\circ$

果的に本供試機においては、全所要動力比 P_t に対する振動方向角 β の影響は顕在化していないことが判明した。

3) PTO 軸負荷トルク波形³⁹⁾

振動式サブソライにおいては、チゼルが間欠的に土壌を切削するために、切削抵抗が大きく変動し、そのため PTO 軸負荷も同様に激しく変動する。PTO 軸負荷トルク波形を速度比 $\lambda > 1.0$ 及び $\lambda < 1.0$ の 2 例についてそれぞれ図 4-9 に示す。上段の振幅 $a = 8.2$ mm, 速度比 $\lambda = 1.91$ では間欠切削状態にはなく、切削抵抗 F_x は変動しつつも常に大きな値を示している。このため、 $0 < t < T/4$ 及び $3T/4 < t < T$ に相当する区間で、PTO 軸負荷トルク T_p は負の値を示す。

下段は振幅 $a = 35.0$ mm, 速度比 $\lambda = 0.43$ であり、十分な間欠切削状態にある。そのため、既耕土後退区間では切削抵抗はほとんど 0 であり、 $a = 8.2$ mm においてみられたように大きな負のトルクは生じていない。また、平均 PTO 軸トルク T_m は $a = 8.2$ mm においては、 9.8 N·m, $a = 35.0$ mm においては 56.8 N·m で、加振時に PTO 軸によって伝達される動力は数馬力程度のものである。しかし、図 4-9 に示したようにトルクの負荷変動は激しく、その最大値及び変動幅に着目しなければならない。

4) 適正加振条件

土壌切削動力比 P_s 及び全所要動力比 P_t によって、振動式サブソライの所要動力特性を究明してきたが、振動方向角 β については、速度比 λ の小さな領域を除いて顕著な影響は認められず、けん引抵

抗低減の観点から評価した振動方向角 β の適正值を採用しても差支えないことが理解される。

土壌切削動力比 P_s 及び全所要動力比 P_t は速度比 λ の減少に対して急激に増大するので、速度比 λ を小さくし過ぎないように配慮すべきである。

また、振幅 a の土壌切削動力比 P_s 及び全所要動力比 P_t に対する影響は顕著であり、同一の速度比 λ で比較した場合に、振幅 a を大きく振動数 f を小さく設定することが望ましい。具体的には、振幅 $a = 15.9$ mm 以下にすべきでなく、振動数 $f = 9.0$ Hz 以上で使用することも避けるべきである。

5. まとめ

本章では、所要動力特性の評価関数として、土壌切削動力比 P_s 及び全所要動力比 P_t の 2 量を設定し、それらに対する振動方向角 β ・速度比 λ ・振幅 a ・振動数 f の影響を理論的、実験的に求めた。その結果をもとに、所要動力の観点から評価したこれらパラメータの適正範囲について検討を加えた。

1) 土壌切削動力比 N_s はけん引動力 N_{Dv} と正味振動動力 N_n の和であり、これに無負荷運転動力 N_0 を加えたものが全所要動力 N_t である。正味振動動力 N_n 及び無負荷運転動力 N_0 は PTO 軸から伝達され、けん引動力 N_{Dv} は駆動輪軸より伝達される。

2) けん引動力比 P_D はけん引抵抗比 D_R と同一のものであり、速度比 λ の減少にしたがって低下し、また、振動方向角 $\beta = 30^\circ$ の方が $\beta = -15^\circ$ よりも小さな値を示す。同一の速度比 λ においては、振幅 a を大きく振動数を小さくする方がけん引動力比 P_D は小さくなる。

正味振動動力比 P_n は速度比 λ の減少に対して急激に増加する。また、 $\beta = -15^\circ$ の方が $\beta = 30^\circ$ よりも小さな値を示す。速度比 λ が同一であれば、振幅 a が異なっても正味振動動力比に差は認められない。

3) 土壌切削動力比 P_s は速度比 λ の減少とともに急激に増大する。また、速度比 λ が小さい範囲では、 $\beta = 30^\circ$ の方が $\beta = -15^\circ$ よりも 10~20% 程度大きな値を示すが、速度比 λ が大きくなると振動方向角 β の影響が顕在化しなくなる。同一速度比 λ の下では、振幅 a を大きく振動数 f を小さくした方が土壌切削動力比 P_s は小さな値を示す。

4) 土壌切削動力比 P_s のモデル A, B とともに量

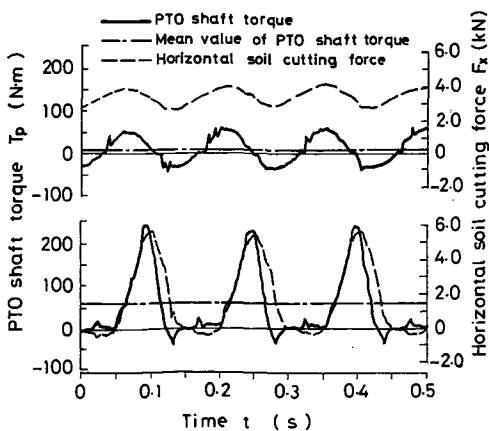


Fig. 4-9 Behaviour of PTO shaft torque

的には実験結果と十分合致しているとは言えないが、振動方向角 β 及び速度比 λ の影響という定性的な側面では、実験結果と良く一致している。

5) 全所要動力比 P_t は速度比 λ が減少すると急激に増大する。しかし、振動方向角 β による影響はほとんど認められない。また、同一速度比 λ の下では振幅 a を大きく振動数 f を小さくする方が、全所要動力比 P_t は小さな値を示す。

6) 所要動力の観点から評価する場合、振幅 a を大きく振動数 f を小さく設定することが望ましい。具体的には、振幅 $a=15.9$ mm以下に設定すべきでなく、振動数 $f=9$ Hz以上とすることも避けるべきである。この場合には、所要動力をほとんど増大させることなく、けん引抵抗の大幅な低減が実現出来る。また、速度比 $\lambda>0.2$ では、振動方向角 β を供試条件 $-15^\circ<\beta<30^\circ$ の範囲内で自由に選択しても、所要動力面は大きく変化しない。

V トラクタ車体の動的挙動と仮想けん引点

1. 概 説

振動式サブソイラにおいては、既に述べてきたように大幅なけん引抵抗の低減が実現される反面、大きく変動する切削抵抗が起振力となってトラクタ各部を振動させる。わが国のように、振動式サブソイラを小型トラクタに直装して使用する場合には、座席での振動は運転者に対して悪影響を与える。そのために、従来より振動低減を目的とした研究が国内において行われてきた。金ら²⁸⁾は、起振力が激しく変動する切削抵抗及び切削刃の加振によって生じる不つり合い振動にあるものとの判断から、切削刃を進行方向に対して前後2本設置し、それらの振動位相を 180° ずらして、それぞれの切削抵抗の変動を相殺することにより、振動加速度を低減させ得ると述べている。また、唐橋ら⁷⁾はロータリ耕うん装置と組み合わせることによる、振動低減の可能性を示した。更に、山本⁴⁰⁾は数値実験により、切削刃とトラクタの間にばね・ダンパからなる緩衝器を設置することにより、大幅な振動低減の可能性が報告している。このように、振動式サブソイラの機構上の改良・緩衝器等の設置により、振動低減対策が行われている。またその反面、振動低減対策を合理的に行うために、トラクタ・振動式サブソイラ・土壌系の動的挙動の解明等の基礎的研究の必要性が、三浦ら²⁹⁾によって指摘されている。

本章では、振動式サブソイラを直装して作業する場合のトラクタ車体の動的挙動を理論的かつ実験的に解明し、更に、座席振動低減に対する基礎的知見を得るのを目的とする。その際に、柴田らのトラクタ力学モデルを用いて数値実験を行い、トラクタ車体の動的挙動を把握するとともに、トラクタ車体振動に対して影響を有するパラメータを推測して、これらのパラメータの影響を実機実験で明らかにした。

2. サブソイラに作用する外力のつりあいとトラクタ力学モデル

1) サブソイラに作用する力のつりあい

サブソイラに作用する力のつりあいを図5-1に示す。サブソイラは自由三点ヒッチの状態ではトラクタに直装されており、仮想けん引点は上部リンクと下部リンクの延長線上の交点である。チゼルに切削抵抗の水平分力 F_x と垂直分力 F_z が作用する。シャックには僅かであるが既耕土による抵抗 F_s が作用している。サブソイラの自重 mg が重心に作用している。定規車には、接地点反力 R_z と転がり抵抗 $\mu_4 R_4$ が作用している。また上部リンクと下部リンクの軸力 R_t, R_l が作用しており、これらの外力が力学平衡状態にある。なお、定規車の接地反力と転がり抵抗の作用点は接地面上で定規車中心より前方 $f_4 = \mu_4 r_4$ の位置とみなす。水平方向の力のつりあいより、

$$R_t \cos \phi_t - R_l \cos \phi_l + F_x + F_s + \mu_4 R_4 = 0 \tag{5-1}$$

垂直方向の力のつりあいにより、

$$R_t \sin \phi_t + R_l \sin \phi_l - F_z - mg + R_z = 0 \tag{5-2}$$

仮想けん引点まわりのモーメントのつりあいより、

$$(h_3 + h_6) F_x - (l_7 + l_6) F_z + (l_7 + l_6) R_4$$

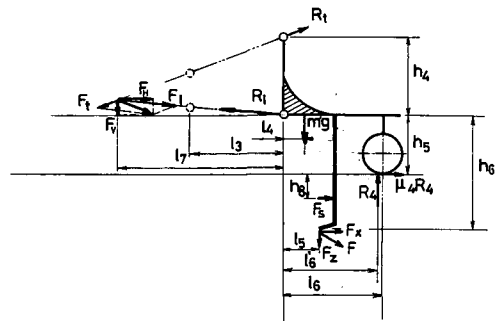


Fig. 5-1 Free-body diagram of the tested subsoiler

$$\begin{aligned} &+(h_3+h_5)\mu_4 R_4-(l_7+l_4)mg \\ &+(h_5+h_8)F_s=0 \end{aligned} \quad (5-3)$$

よって、

$$R_4 = \frac{(l_7+l_5)F_z-(h_3+h_6)F_x+(l_7+l_4)mg-(h_5+h_8)F_s}{(l_7+l_6)+(h_3+h_5)\mu_4} \quad (5-4)$$

ここで、(5-1)、(5-2)より軸力 R_t 、 R_l が次式のよ
うに求められる。

$$R_t = \frac{(F_2mg-R_4)\cos\phi_l-(F_x+F_s+\mu_4R_4)\sin\phi_l}{\sin(\phi_l+\phi_t)} \quad (5-5)$$

$$R_l = \frac{(F_2mg-R_4)\cos\phi_t+(F_x+F_s+\mu_4R_4)\sin\phi_t}{\sin(\phi_l+\phi_t)} \quad (5-6)$$

また、軸力 R_t 、 R_l の反力 F_t 、 F_l がトラクタに
外力として作用しており、これらの合力 F_T が仮想
けん引点に作用する。この合力の水平成分 F_H 、垂
直成分 F_V はそれぞれ次式で求められる。

$$F_H = -F_t \cos\phi_t + F_l \cos\phi_l$$

$$F_V = F_t \sin\phi_t + F_l \sin\phi_l$$

更に、 $F_t = R_t$ 、 $F_l = R_l$ 及び (5-1)、(5-2) 式より、

$$F_H = F_x + F_s + \mu_4 R_4 \quad (5-7)$$

$$F_V = F_2 + mg - R_4 \quad (5-8)$$

F_x 、 F_z 、 F_s はそれらの平均成分 F_x 、 F_z 、 F_s と
変動成分 ΔF_x 、 ΔF_z 、 ΔF_s に分割され、以下のよ
うに定義される。

$$F_x = \bar{F}_x + \Delta F_x \quad (5-9)$$

$$F_z = \bar{F}_z + \Delta F_z \quad (5-10)$$

$$F_s = \bar{F}_s + \Delta F_s \quad (5-11)$$

F_H 、 F_V 、 R_4 についてもこれと同様に、

$$F_H = \bar{F}_H + \Delta F_H \quad (5-11)$$

$$F_V = \bar{F}_V + \Delta F_V \quad (5-12)$$

$$R_4 = \bar{R}_4 + \Delta R_4 \quad (5-13)$$

また、(5-9)~(5-14) を (5-7)、(5-8) に代入して
整理すると、

$$\Delta F_H = \Delta F_x + \Delta F_s + \mu_4 \Delta R_4$$

$$\Delta F_V = \Delta F_z - \Delta R_4$$

これらが、トラクタ車体振動の起振力となる。

なお本章の実験条件では、チセルの水平変位及び
垂直変位はそれぞれ $a=15.9$ mm、 $b=9.2$ mm だ
る。これに対して、トラクタ重心から切削抵抗着
力点までの水平距離は $l_s=1580$ mm、垂直距離は
 $h_7=936$ mm である。よって、 $a/l_s=0.010$ 、 $b/$
 $h_7=0.0098$ であるから、チセルの振動による着力

点の変動は実際問題として無視して良い程度のも
のであり、ここでは着力点位置は一定であるとして、
サブソライに作用する力のつりあいを考えた。

2) トラクタの力学モデル

柴田らは、ロータリ耕うん装置をトラクタに直装
しての作業で、トラクタの動的挙動解析を行うため
に、3自由度の運動方程式によって構成される、ト
ラクタの力学モデルを提案している^{41)~45)}。

本研究はその力学モデルが振動式サブソライを直
装したトラクタの動的挙動解析にも実用上有効であ
ると確認できたので、これをトラクタの力学モデル
として使用することにした。図5-2にトラクタの力
学モデルを示す。このモデルにおいては、タイヤは
前後方向と上下方向についてそれぞればね-ダンパ
系におきかえられている。また、車体の運動が上下
振動 z ・前後振動 x 及びピッチング振動 ϕ のみと考
えた3自由度のモデルである。

以下に、力学モデルの運動方程式を示す。

前後方向については、

$$\begin{aligned} (M+m)\ddot{x} = &-\mu_1 R_2 - \mu_2 R_2 + R_3 - F_H \\ &-c_3 \dot{x} - k_3 x + (-\mu_1 c_2 - \mu_2 c_2) \dot{z} \\ &+ (\mu_1 k_1 - \mu_2 k_2) z \\ &+ (-\mu_1 c_1 l_{10} + \mu_2 c_2 l_{20}) \dot{\phi} \\ &+ (-\mu_1 k_1 l_{10} + \mu_{10} k_2 l_{20}) \phi - F_H \end{aligned} \quad (5-15)$$

上下方向については、

$$\begin{aligned} M\ddot{z} = &-R_1 - R_2 + F_V \\ = &(-c_1 - c_2) \dot{z} + (-k_1 - k_2) z \\ &+ (-c_1 l_{10} + c_2 l_{20}) \dot{\phi} + (-k_1 l_{10} + k_2 l_{20}) \phi + F_V \end{aligned} \quad (5-16)$$

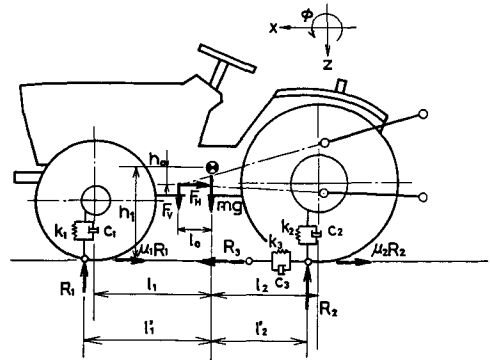


Fig. 5-2 Representation of the tractor as 3 degree of freedom spring-mass-damper system by Sibata

ピッチング方向については、

$$\begin{aligned}
 J_C \ddot{\phi} &= l_{10} R_1 + l_{20} R_2 + h_1 \mu_1 R_1 + h_1 \mu_2 R_2 \\
 &- h_1 R_3 + h_0 F_H + l_0 F_V \\
 &= h_1 c_3 \dot{x} + h_1 k_3 x + \{ (h_1 \mu_1 - l_{10}) c_1 \\
 &+ (h_1 \mu_2 + l_{20}) c_2 \} \dot{z} \\
 &+ \{ (h_1 \mu_1 - l_{10}) k_1 + (h_1 \mu_2 + l_{20}) k_2 \} z \\
 &+ \{ (h_1 \mu_1 - l_{10}) c_1 l_1 - (h_1 \mu_2 + l_{20}) c_2 l_{20} \} \dot{\phi} \\
 &+ \{ (h_1 \mu_1 - l_{10}) k_1 l_1 - (h_1 \mu_2 + l_{20}) k_2 l_{20} \} \phi \\
 &+ h_0 F_H + l_0 F_V
 \end{aligned}
 \tag{5-17}$$

3) 力学モデルの検証

前項で導いた運動方程式 (5-15) ~ (5-17) を解いた計算結果と実測値を比較することにより、力学モデルの妥当性を検証する。比較する物理量はトラクタ座席取付部とトラクタフロント部における上下方向の加速度 α_z , β_z 及び前後方向の加速度 α_x , β_x である。加速度計の取り付け位置は、図 5-3 に示した。また、力学モデルの本章第 3 節において決定した値を用いており、実験方法は本章第 4 節に示す通りである。

座席取付部における上下方向加速度 α_z と前後方向加速度 α_x を図 5-4 に示し、トラクタフロント部における上下方向加速度 β_z 及び前後方向加速度 β_x を図 5-5 に示した。図中、実測値を実線で、数値計算結果を破線で示した。

トラクタフロント部の上下方向加速度 β_z においては、実測値と数値計算結果が良く一致している。これに対して、座席取付部及びトラクタフロント部の前後方向加速度は、大きな差を生じている。

これらの差の原因としては、トラクタの機関振動が完全に除去されていないこと、及びチゼル・シャック部の加振から生じる慣性力によって引き起こされる振動が存在すること等が考えられる。そのために、座席取付部やトラクタフロント部の前後方向加速度 α_x , β_x のように、変動する切削抵抗によって

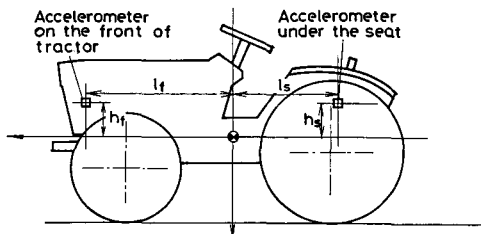


Fig. 5-3 Location of two accelerometers

生じる加速度が小さい場合には、慣性力や衝撃力等の影響が相対的に大きく、実測値と数値計算結果の差が大きくなる。これに対して、トラクタフロント

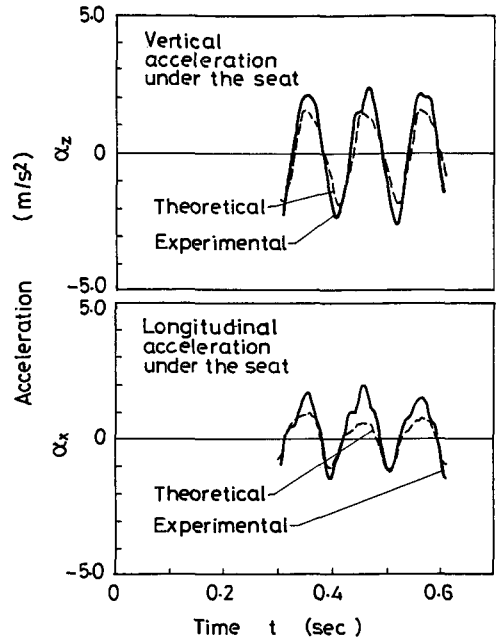


Fig. 5-4 Comparison between theoretical and experimental under-seat accelerations

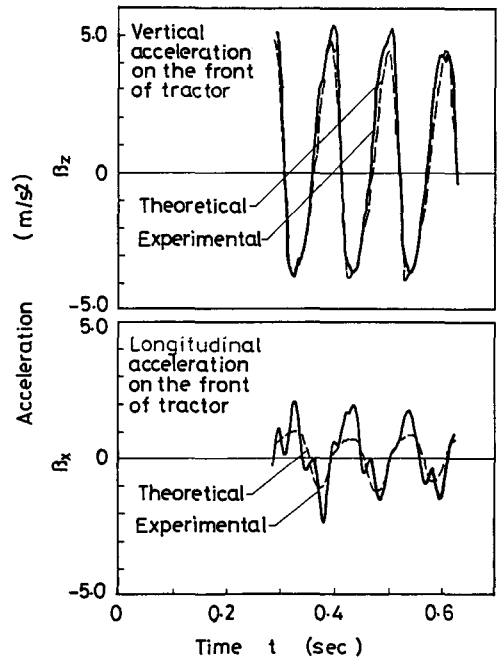


Fig. 5-5 Comparison between theoretical and experimental front accelerations

部の上下方向加速度 β_z のように、変動する切削抵抗によって引き起こされる加速度が大きい場合には、慣性力や衝撃力等の影響が相対的に小さくなり、実測値と数値計算結果が良く一致している。

以上のことから、実際にトラクタ車体に生じる加速度は、ここで提示した力学モデルによっては、完全には表現することはできない。しかし、この場合変動する切削抵抗がトラクタ車体の最大かつ根源的な起振力である。よって、これによって生じる加速度の大きさや、この加速度に対する各種パラメータの影響を予測するには、本力学モデルが十分使用可能であると判断した。

3. 力学モデルの諸係数

1) トラクタの重心位置

トラクタを水平面上に静置した時の前・後車軸荷重と、トラクタを傾斜させた時の重量転移を計測することによって、重心位置を求めることができる⁴⁶⁾。その原理を図5-6に示す。水平静置時の車軸荷重は、けん引計を介して両車軸をワイヤロープとチェーンブロックによって懸架して計測した。傾斜静置時には、後車輪をコンクリート床面上に設置

させた状態で、前車輪のみをけん引計を介して懸架し、重量転移を測定した。

水平静置時には次の関係式が成立している。

$$l_1 = \frac{lR_2}{R_1 + R_2} \quad l_2 = \frac{lR_1}{R_1 + R_2}$$

よって、前・後車軸荷重 R_1 及び R_2 を計測することによって l_1 , l_2 の値を決定することができる。

図5-6において、傾斜角 α の傾斜静置時には次の関係式が成立している。

$$l' = l \cos \alpha_1 + (r_2 - r_1) \sin \alpha_1$$

$$a' = l \cos \alpha_1 + (h_1 - r_1) \sin \alpha_1$$

$$b' = l \cos \alpha_1 + (h_1 - r_2) \sin \alpha_1$$

$$a' = \frac{l'R_2'}{R_1' + R_2'}$$

$$b' = \frac{l'R_1'}{R_1' + R_2'}$$

ここで、 l' , r_1 , r_2 , α_1 は実測した既知量であるから、傾斜静置時の前・後車軸荷重 R_1' 及び R_2' を計測することにより、 h_1 を求めることができる。上記の方法によって求めた供試トラクタの重心位置はトラクタ単体時には、 $l_1 = 0.719$ m, $l_2 = 0.666$ m, $h_1 = 0.586$ m, 運転者乗車時には、 $l_1 = 0.694$ m, $l_2 = 0.691$ m, $h_1 = 0.586$ m であった。なお、運転者の質量は 77 kg である。

2) トラクタ左右軸まわりの慣性モーメント

トラクタ重心まわりのモーメントは、鉛直振子の原理から求めた^{47), 48)}。トラクタの質量 M , 支点と重心間の距離 l , 重心まわりのモーメント J_G , 重力加速度 g 及び固有振動周期 T_n の間には次の関係式が成立している。

$$\frac{l}{T_n} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{Mgl}{J_G + MI^2}}$$

M , l は実測される既知量であるから、 T_n を計測することによって J_G を求めることができる。この原理をもとに、ここでは図5-7のように、トラクタをつり下げて振子とした。門型フレームの梁中央に、自動調心ころ軸受の回転支点をボルトで取り付け、これにトラクタ前車軸をワイヤロープで、後車軸を山形鋼によってそれぞれ懸架した。門型フレームの柱を、チェーンブロックによりコンクリート床面上に固定した。また、 T_n は車体に加速時計を取り付け、加速度の振動周期を計測することによって求めた。

このようにして求めた、トラクタ左右軸まわりのモーメント J_G は、トラクタ単体で $J_G = 257$ kg-m,

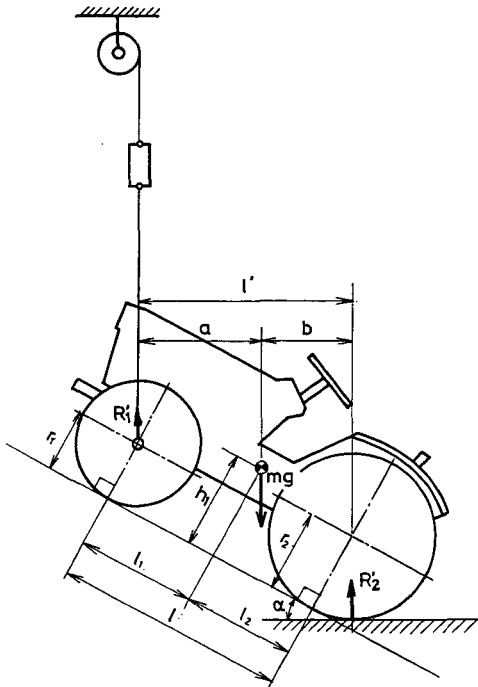


Fig. 5-6 Determination of the center of gravity using the weighing method

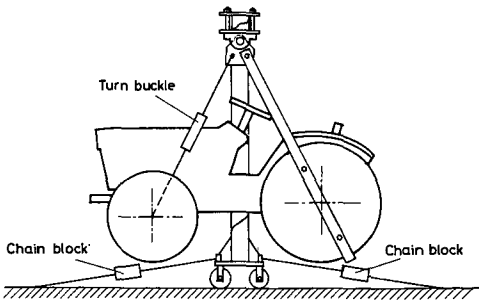


Fig. 5-7 Determination of the pitch moment of inertia of a tractor using the pendulum method

運転者乗車時には $J_G = 320 \text{ kg}\cdot\text{m}$ であった。

3) タイヤのばね定数

前・後車輪の上下方向のばね定数は、BS社のタイヤ試験部による計測値を採用した。後車輪の水平方向のばね定数は、図5-8のようにブレーキをかけた状態でトラクタをコンクリート床面上に静置し、それをけん引力計を介してチェーンブロックによって水平方向に荷重をかけ、その時の車体の水平変位を変位計によって計測して求めた。

供試車輪のばね定数を以下に示す。

前車輪の上下方向ばね定数：

$$k_1 = 15.5 \text{ kgf/cm} \\ = 152000 \text{ N/m}$$

後車輪の上下方向ばね定数：

$$k_2 = 19.0 \text{ kgf/cm} \\ = 186000 \text{ N/m}$$

後車輪の前後方向ばね定数：

$$k_3 = 16.1 \text{ kgf/cm} \\ = 158000 \text{ N/m}$$

なお、ばね定数計測時の空気圧は、前車輪が 1.18 bar (1.20 kgf/cm²)、後車輪が 0.98 bar (1.0 kgf/cm²) であった。

4) タイヤの粘性減衰係数

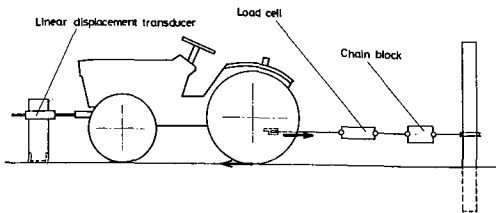


Fig. 5-8 Determination of horizontal spring constant of rear tires

最初に、前車輪の上下方向の粘性減衰係数を求める。図5-9のように、トラクタの後車軸を自動調心ころ軸受の回転支点 O' によって支持する。この時、回転支点 O' まわりのモーメントのつりあいから次式が成立する。

$$J_0 \ddot{\phi}' + c_1 l_0^2 \dot{\phi}' + k_1 l_0^2 \phi' = 0$$

この時、 c_1 は J_0 、 k_1 、 l_0 及び減衰比 ξ によって次のように表される。

$$c_1 = 2\xi \sqrt{J_0 k_1 l_0^2} \quad (5-18)$$

また、 ξ は対数減衰率 δ によって、次式で求められる。

$$\xi = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}} \quad (5-19)$$

δ は、トラクタに衝撃荷重を加え、回転角の減衰波形から求める。この δ を (5-18)・(5-19) に代入して c_1 を決定する。但し、ここでは回転角の減衰波形を求める代わりに、前車軸付近の上下方向の振動加速度の減衰波形を求め、これによって対数減衰率 δ を求めた。これは、回転角を計測するよりも加速度計によって加速度を測定する方が簡易なためである。

後車輪の粘性減衰係数 c_2 もこれと同様の方法で求められる。このようにして、求められた c_1 、 c_2 は次の通りである。

前車輪の上下方向の粘性減衰係数 $c_1 = 5500 \text{ N/(m/s)}$ 。後車輪の上下方向の粘性減衰係数 $c_2 = 6690 \text{ N/(m/s)}$ 。次に、後車輪の前後方向の力のつりあいから次式が成立する。

$$\ddot{x} + c_3 \dot{x} + k_3 x = 0$$

この時、 c_3 は次式で求められる。

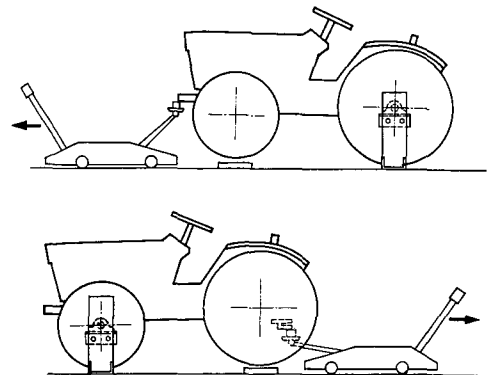


Fig. 5-9 Determination of viscous damping coefficients of front and rear tires

$$c_3 = 2\xi\sqrt{M_0k_3}$$

ξ は(5-16)式によって求められるから、この系の対数減衰率 δ を求めることによって、 c_3 は決定される。

なおここでは、トラクタに前後方向の衝撃荷重を加え、その時の前車軸付近の前後方向の振動加速度を計測することによって、 δ を求めた。この方法によって求めた後車輪の前後方向の粘性減衰係数 $c_3 = 6400 \text{ N/(m/s)}$ であった。

4. 数値実験結果

ここでは、本章第2節で検証した力学モデルを用いて、どのようなパラメータが振動式サブソライ直装時のトラクタの動的挙動に大きな影響を与えるかを求める。検討するパラメータは、仮想けん引点、切削抵抗着力点及び定規車接地点の3種類である。なお、振動の大小を表現する物理量としては、加速度の実効値を採用した。

1) 仮想けん引点

仮想けん引点を変化させた際の、座席取付部における上下方向加速度実効値 α_z の変化を図5-10に示す。図中、横軸を仮想けん引点とトラクタ重心間の水平距離 l_0 、パラメータを仮想けん引点とトラクタ重心の垂直距離 h_0 とした。本図より、仮想けん

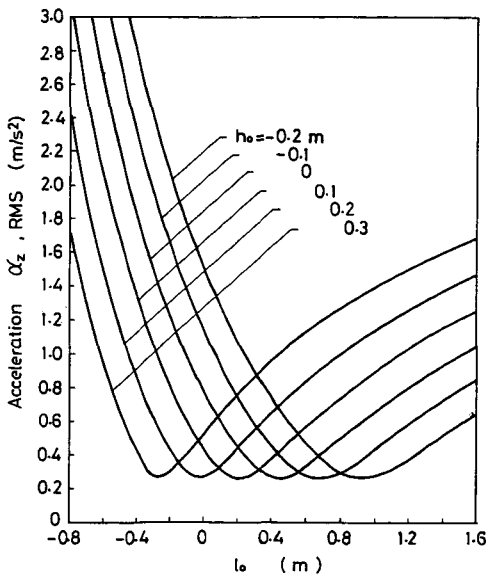


Fig. 5-10 Simulation for the effect of a virtual hitch point on vertical under-seat acceleration α_z (rms)

引点が変わると、座席取付部の上下方向加速度実効値は大きく変化している。各曲線とも、極小値を有しており、仮想けん引点を適正に設定することによって、大幅に α_z を低減させうることを示している。また、仮想けん引点をその適正位置からトラクタの前方もしくは後方に移動させると、 α_z は急激に増大する。なお、 α_z が極小となる仮想けん引点位置は、 h_0 が大きくなるにつれてトラクタ後方へ移動する。

更に本図をもとに、縦軸を h_0 、横軸を l_0 として、等座席取付部上下方向加速度実効値直線を求め、図5-11に示した。本図より、仮想けん引点を斜線の範囲内に設定すれば、 α_z を 0.4 m/s^2 以内と小さく押え得ることを示している。今回の数値実験条件下では仮想けん引点の位置 (l_0, h_0) が $l_0 + 2.380 h_0 - 0.446 = 0$ の関係を満たしている時に、 α_z は最小となる。

仮想けん引点位置を変化させた際の、座席取付部での水平方向加速度実効値 α_x の変化を図5-12に示す。この場合も、仮想けん引点の影響が顕著に現われている。仮想けん引点が重心より下方または前方に移動するにしたがって、座席取付部での水平方向加速度実効値 α_x が小さくなってゆく。逆に、仮想けん引点が上方や後方に移動すると、 α_x は増大する。

2) 切削抵抗着力点

(5-3)~(5-8)式から理解されるように、切削抵抗着力点と下部ヒッチ点間の水平距離 l_5 や、定規車接地点と下部ヒッチ点間の水平距離 l_6 が変化すると、仮想けん引点に作用する外力、 F_H, F_V も変化する。そのために、 l_5 や l_6 が、トラクタ車体振動に対して影響を与えるパラメータであるものと予測できる。

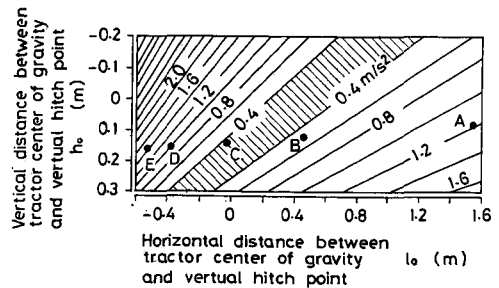


Fig. 5-11 Contour lines of vertical under-seat acceleration α_z (rms) from simulation

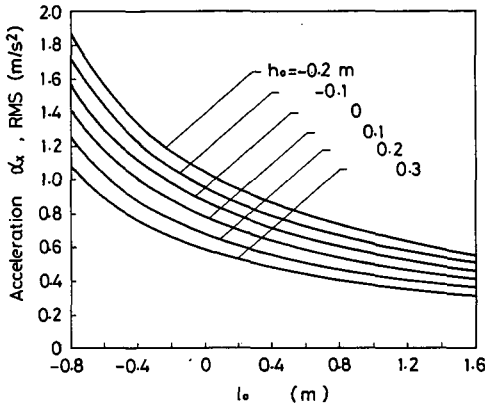


Fig. 5-12 Simulation for the effect of vertical hitch point on horizontal under-seat acceleration α_x (rms)

切削抵抗着力点と下部ヒッチ点間の水平距離 l_0 をパラメータとして、座席取付部上下方向加速度実効値 α_z の仮想けん引点と重心間の水平距離 l_0 の関係を図5-13に示した。

なお、この時の、仮想けん引点と重心間の垂直距離は $h_0=0.1$ m で一定である。仮想けん引点がトラクタ前方及び後方に移動するにしたがって l_0 の影響は大きくなる。この時、 l_0 が大きいものほど α_z は小さくなっている。 $l_0=0.80$ m においては、

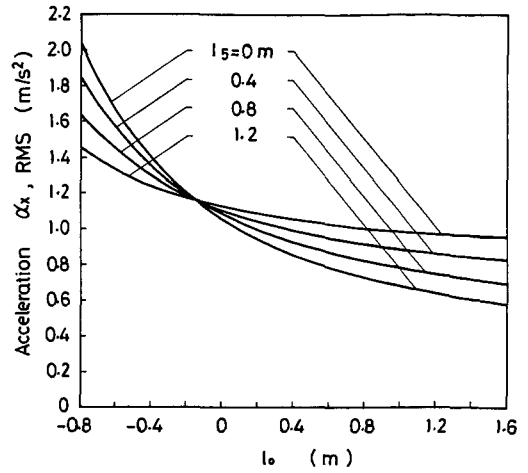


Fig. 5-14 Simulation for the effect of soil cutting force acting point on horizontal under-seat acceleration α_x (rms)

$l_0=0$ m の時 $\alpha_z=3.72$ m/s, $l_0=0.80$ m では $\alpha_z=1.93$ m/s と切削抵抗着力点を 0.8 m 後方に移動させると、 α_z が半減する。また、 α_z が極小となる仮想けん引点の位置も、 l_0 の増大につれて後方へ移動する。極小値も l_0 の増大につれて減少するが、これは僅かなものであり、 l_0 が 0 m から 0.8 m に変化しても、 α_z は $12\sim 13\%$ 程度減少するのみである。図5-14に、切削抵抗着力点と下部ヒッチ点間の水平距離 l_0 をパラメータとして、座席取付部水平方向加速度実効値 α_x と仮想けん引点と重心間の水平距離 l_0 の関係を示した。この場合も、 l_0 の影響が見られる、 $l_0=0.2$ m 付近ではその影響は僅かである。仮想けん引点がこれより後方にある場合には、 l_0 が大きいほど α_x は小さくなる。反対に、仮想けん引点がこれより前方にある場合には、 l_0 が小さいほど α_x は小さくなる。

3) 定規車接地点

図5-15に、定規車接地点と下部ヒッチ点間の水平距離 l_0 をパラメータとして、座席取付部での上下方向加速度実効値 α_z と仮想けん引点と重心間の水平距離 l_0 の関係を示した。なお、この時も、 $h_0=0.1$ m と一定である。

仮想けん引点がトラクタ前方及び後方にある場合には、 l_0 の影響が現われており、 l_0 が大きいほど α_z は小さい。しかし、 α_z の極小値付近では l_0 の影響はほとんど認められない。

図5-16に、定規車接地点と下部ヒッチ点間の水

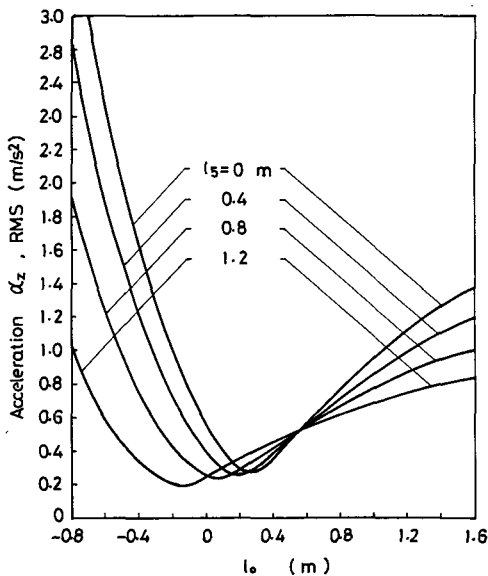


Fig. 5-13 Simulation for the effect of soil cutting force acting point on vertical under-seat acceleration α_z (rms)

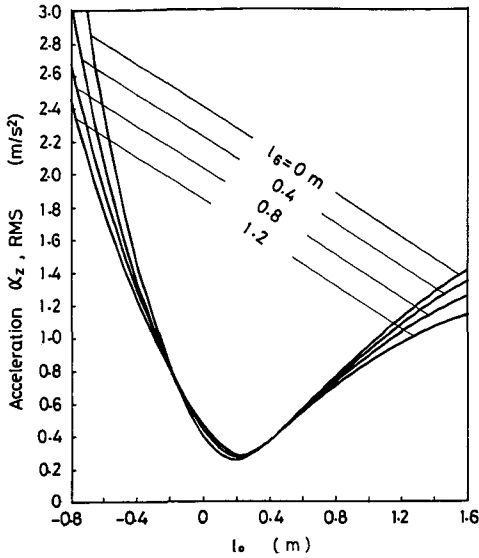


Fig. 5-15 Simulation for the effect of gauge wheel location on vertical under-seat acceleration α_z (rms)

平距離 l_0 をパラメータとして、座席取付部水平方向加速度 α_x と仮想けん引点と重心間の水平距離 l_0 の関係を示した。

なお、この時も、 $h_0 = 0.1$ m と一定である。

l_0 が大きいほど、座席下水平方向加速度は小さくなるが、 -0.4 m $< l_0 < 0.4$ m では、その影響はほとんど僅かなものとなっている。

5. 実験装置及び実験方法

1) 供試機

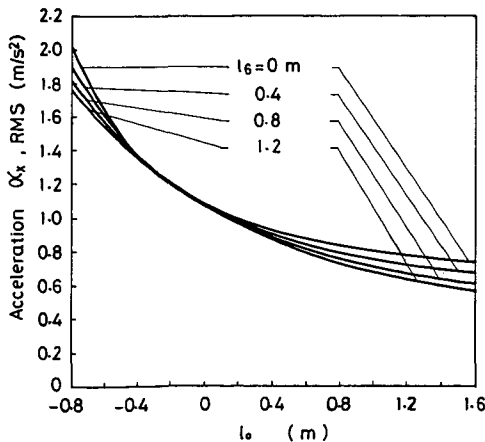


Fig. 5-16 Simulation for the effect of gauge wheel location on horizontal under-seat acceleration α_x (rms)

供試振動式サブソライは第II章で述べた供試機1号である。本供試機の適応トラクタは11 kW~22 kW (15 Ps~30 Ps) 程度と考えられるが、前章までの実験では作業速度・機関回転数が安定した状態で実験を行う必要があったので、上述のものより容量の若干大きなトラクタを使用した。しかし本章においては、トラクタによる振動の影響がはっきりと観察されるように、小型トラクタを採用した。供試トラクタは15 Ps級のL1501 DTを後輪駆動で使用した。その主要諸元を表5-1に示す。

2) 計測装置

トラクタの加速度は座席取付部及びトラクタフロント部の2箇所計測する。切削抵抗は、第II章で述べたようにチセルに内蔵した3分力計で計測している。これらの信号はすべてデータレコーダに収録され、A/D変換後マイクロコンピュータによって処理を行った。

3) 実験条件

作業速度 V_0 は0.25 m/s前後の値となるように、機関回転数、走行速度段数を設定した。振動数は6.0, 9.0, 13.5 Hzの3種類である。振幅は、 $a = 15.9, 24.9, 35.0$ mmである。また、振動方向角 β は、 $\beta = 30^\circ, 15^\circ, 0^\circ, -7^\circ, -15^\circ$ の5種類を採用した。なお、供試は場条件は第II章~第IV章と同じである。トラクタの設定条件を表5-2に示す。

Table 5-1 L1501 specification

Overall length	2.365 m
Overall width	1.240 m
Overall height	1.940 m
Tread	0.94 m (front), 1.0 m (rear)
Wheelbase	1.385 m
Load on front wheel	3.85 kN (393 kgf)
Load on rear wheel	4.16 kN (424 kgf)
Gross vehicle mass	817 kg
Rated power	11 kw (15 PS)/2800 rpm

Table 5-2 Speed selection

Selected gears	7th (1L H)
Engine speed	2450 rpm
Selected PTO gears	1 st
PTO speed	540 rpm
frequency	9.0 Hz

6. 実験結果及び考察

1) 切削抵抗波形のパワースペクトル密度

第II章で述べたように、間欠切削状態が十分実現されていることによって、大幅なけん引抵抗低減が得られる。理想的間欠切削状態では、既耕土後退区間や既耕土前進区間で切削抵抗はほとんど0であり、未耕土切削区間では無加振時切削抵抗と同程度かそれ以上の切削抵抗が発生する。そのために、チゼルに作用する切削抵抗は図5-17に示すように、大きく変動する。これが起振力となって、振動式サブソイラを直装した作業においては、他の駆動式耕うん作業機に比較して激しい振動がトラクタに発生することになる。即ち、振動式サブソイラ最大のメリットであるけん引抵抗低減の主要因が同時に、トラクタ車体振動発生のもとなつてきている。このことから、ここでは切削抵抗の変動の性質を把握するために、パワースペクトル密度によって、その周波数成分を求めた。切削抵抗の水平分力 F_x 及び垂直分力 F_z の信号はデータレコーダに収録されているが、それをA/D変換してマイクロコンピュータに入力し、数値計算によってそれぞれの自己相関関数を計算し、それをフーリエ変換してパワースペクトル密度を求める。

切削抵抗の水平分力 F_x 及び垂直分力 F_z パワースペクトル密度を、振動方向角 β をパラメータとして、図5-18に示した。切削抵抗のパワースペクトル密度は加振周波数に鋭いピークを有し、それ以外の周波数成分はほとんど存在していない。李ら²⁵⁾は、室内人工土壌槽において傾斜平板による振動切削の実験を実施し、切削抵抗の変動が加振周波数成分とともに、せん断周波数成分を有することを示したが、ここではせん断周波数成分は観測されなかつ

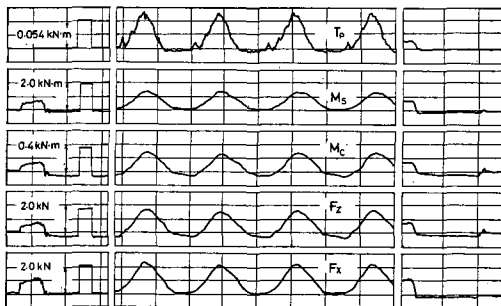


Fig. 5-17 Example of oscillogram for soil cutting force, chisel moment, shank moment, and PTO-shaft torque

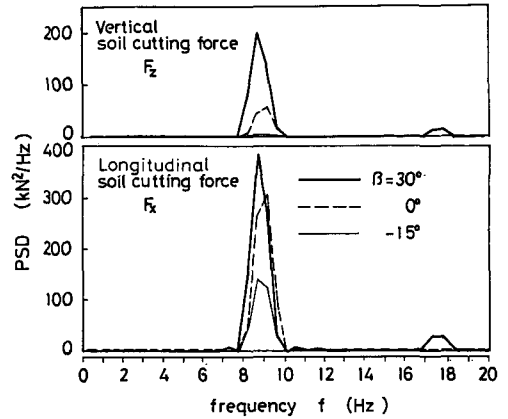


Fig. 5-18 Power spectrum density of soil cutting force

た。

$\beta=30^\circ$ では F_x の PSD ピーク値が $450 \text{ kN}^2/\text{Hz}$ 、 F_z ピーク値が $194 \text{ kN}^2/\text{Hz}$ である。 $\beta=-15^\circ$ では F_x のピーク値が $142 \text{ kN}^2/\text{Hz}$ 、 F_z はほとんどピーク値を有しない。よって、振動方向角 β が大きくなるほど、切削抵抗の変動は激しく、トラクタに発生する振動も大きくなるものと予測される。このことは第II章の図2-20、図2-21等に示した切削抵抗波形からも理解できる。このように、振動方向角 β を大きくすることは、けん引抵抗低減の観点からは有効であるが、トラクタ振動に対しては負の影響を与えるものと考えられる。

2) トラクタの動的挙動

a) トラクタ各部の振動：振動式ブソイラを直装した場合のトラクタの動的挙動に対して、仮想けん引点が支配的なパラメータであることが、前節の数値解析結果から予測される。このことを実証するために、座席取付部及びトラクタのフロント部に加速度計を置いて上下方向・前後方向の加速度を計測した。仮想けん引点が、 $(l_0, h_0) = (1.549 \text{ m}, 0.078 \text{ m})$ 、 $(-0.032 \text{ m}, 0.140 \text{ m})$ 、 $(-0.521 \text{ m}, 0.160 \text{ m})$ である場合の座席取付部における上下方向加速度 a_z と前後方向加速度 a_x の波形例を、それぞれ図5-19、図5-20示した。

上下方向加速度 a_z は、仮想けん引点が重心点付近 $(-0.032 \text{ m}, 0.140 \text{ m})$ の場合に小さくなる。しかし、仮想けん引点がトラクタ前方 $(1.549 \text{ m}, 0.078 \text{ m})$ 及びトラクタ後方 $(-0.521 \text{ m}, 0.160 \text{ m})$ にある場合には、大きなものとなる。

また、図5-19から明らかに、仮想けん引点がトラクタ後方に移動するにしたがって、前後方向加速度 α_x は増大する。これらの結果は、本章第4節の

数値実験結果と一致するものである。

トラクタフロント部における、上下方向加速度 β_z 及び前後方向加速度 β_x を、それぞれ図5-21、図5-22に示した。

仮想けん引点がトラクタ前方、 $(l_0, h_0) = (1.549 \text{ m}, 0.078 \text{ m})$ にある場合には、大きな上下方向加速度 α_z が生じる。この大きさは、座席取付部での上下方向加速度 α_z よりも大きなものである。仮想けん引点がトラクタの重心付近 $(l_0, h_0) = (0.032 \text{ m}, 0.140 \text{ m})$ にある場合、座席取付部においては上下方向加速度は 0.1 m/s 以下という小さなものであったが、フロント部では、逆に 0.4 m/s 以上の大きな加速度を示している。仮想けん引点がトラクタ後方、 $(l_0, h_0) = (-0.521 \text{ m}, 0.160 \text{ m})$ にある場合、座席取付部では上下方向加速度 α_z は大きなものであったのに対し、フロント部では、小さな上下方向加速度 α_z を示す。また、前後方向加速度 β_x は、仮想けん引点がトラクタの後方に移動するにしたがって大きくなる。

このように仮想けん引点は、トラクタの動的挙動に重大な影響を与えるパラメータであり、またトラクタ車体各部で振動の大きさも異なることが実証さ

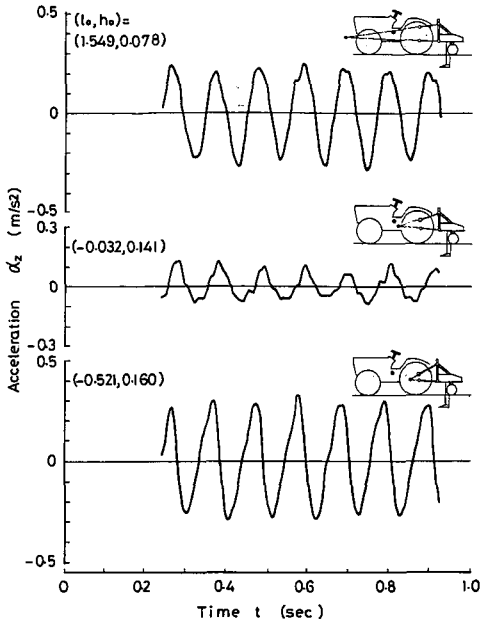


Fig. 5-19 Behaviour of vertical under-seat acceleration

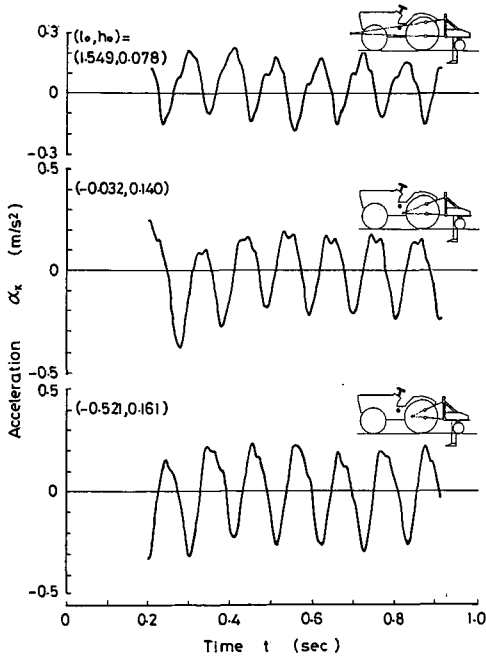


Fig. 5-20 Behaviour of horizontal under-seat acceleration

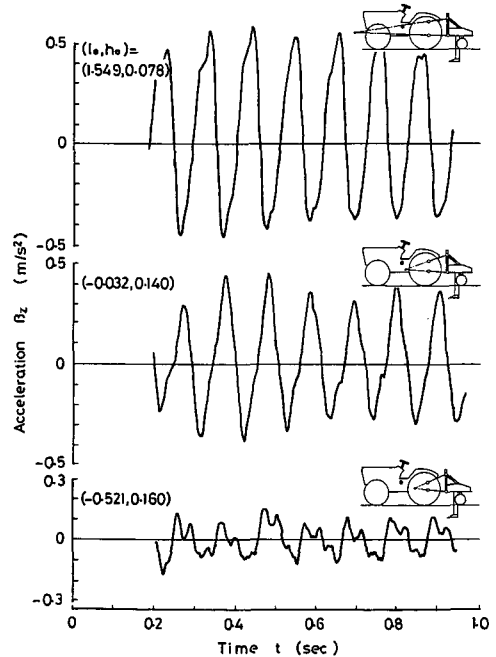


Fig. 5-21 Behaviour of vertical front acceleration

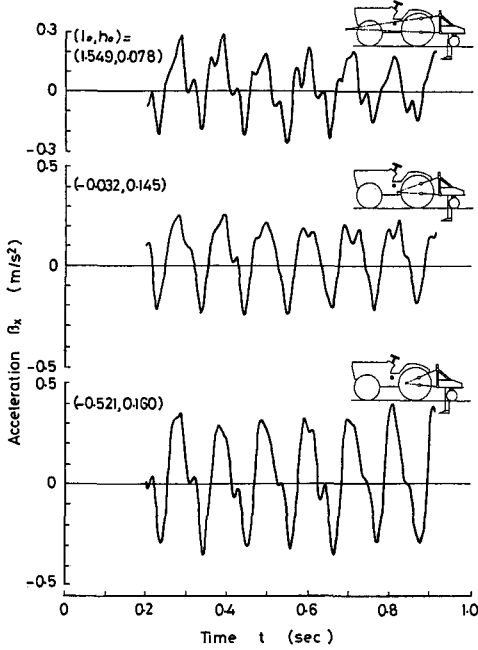


Fig. 5-22 Behaviour of horizontal front acceleration

れた。

b) 並進振動と回転振動：仮想けん引点と加速度計取り付け測位置の違いによって大きく加速度は異なるが、この現象を前節で提示した力学モデルによって説明する。

トラクタ車体の振動は、上下振動 z ・前後振動 x 等の並進振動と回転振動が連成したものである。よって座席取付部での加速度計測位置は、トラクタ重心から前後方向に l_s 、上下方向に h_s だけ離れた地点 $(l_s, h_s) = (-0.642 \text{ m}, 0.294 \text{ m})$ であるから、座席取付部での上下方向加速度 α_z 及び前後方向加速度 α_x は次式のようになる。

$$\alpha_z = \ddot{z} + \ddot{\phi}l_s$$

$$\alpha_x = \ddot{x} + \ddot{\phi}h_s$$

同様に、トラクタフロント部での加速度計測位置を $(l_f, h_f) = (0.933 \text{ m}, 0.284 \text{ m})$ とすると、フロント部の上下方向加速度 β_z 及び前後方向加速度 β_x は次式で表される。

$$\beta_z = \ddot{z} + \ddot{\phi}l_f$$

$$\beta_x = \ddot{x} + \ddot{\phi}h_f$$

仮想けん引点が $(l_0, h_0) = (1.549 \text{ m}, 0.078 \text{ m})$ 、 $(-0.032 \text{ m}, 0.140 \text{ m})$ 、 $(-0.521 \text{ m}, 0.160 \text{ m})$ に

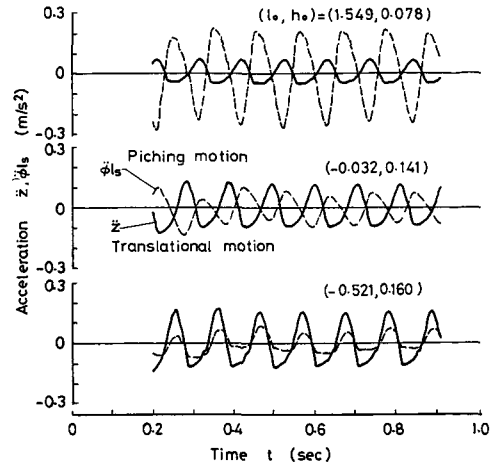


Fig. 5-23 Vertical under-seat accelerations of translational motion and pitching motion

おける、座席取付部での上下方向の並進振動加速度 \ddot{z} と回転振動加速度 $\ddot{\phi}l_s$ を図 5-23 に示した。仮想けん引点がトラクタ前方 $(l_0, h_0) = (1.549 \text{ m}, 0.078 \text{ m})$ の場合には、並進振動加速度 \ddot{z} と回転振動加速度 $\ddot{\phi}l_s$ の位相は逆転しているが、前者が後者よりはるかに大きいので、上下方向加速度 α_z は図 5-19 上段のように大きくなるものと理解される。仮想けん引点がトラクタ重心付近 $(l_0, h_0) = (-0.032 \text{ m}, 0.140 \text{ m})$ の場合には、並進振動加速度 \ddot{z} と回転振動加速度 $\ddot{\phi}l_s$ の大きさが同程度でかつ位相が逆転しているために、両者が相殺しあって、図 5-19 中段のように上下方向加速度 α_z は小さくなる。仮想けん引点がトラクタ後方 $(l_0, h_0) = (-0.521 \text{ m}, 0.160 \text{ m})$ にある場合には、並進振動加速度 \ddot{z} と回転振動加速度 $\ddot{\phi}l_s$ の位相が同位相であるために、両者が加算されて図 5-19 下段のように、大きな上下方向加速度が生じているものと理解される。

トラクタフロント部における、上下方向の並進振動加速度 \ddot{z} と回転振動加速度 $\ddot{\phi}l_f$ を図 5-24 に示す。フロント部の並進振動加速度は座席取付部と全く同一である。しかし、 $l_s = -0.642 \text{ m}$ 、 $l_f = 0.933 \text{ m}$ で両者の符号が逆であるために、フロント部の回転振動加速度 $\ddot{\phi}l_f$ は座席取付部の回転振動加速度 $\ddot{\phi}l_s$ と逆位相となっている。よって、トラクタ前方では並進振動加速度 \ddot{z} に回転振動加速度 $\ddot{\phi}l_f$ が加算されて、座席取付部より更に大きな上下方向加速度 α_z

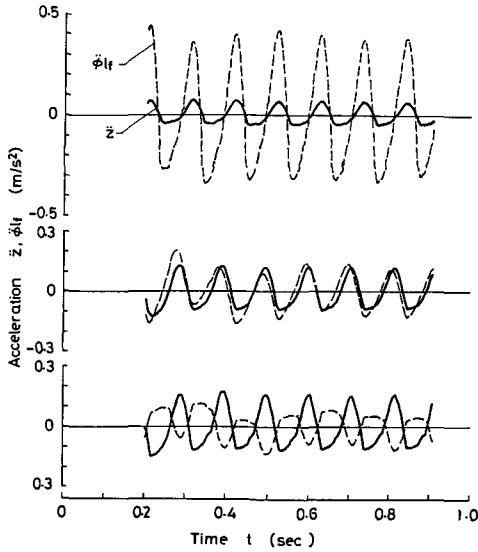


Fig. 5-24 Vertical front acceleration of translational motion and pitching motion

を生じている。仮想けん引点がトラクタ重心付近 $(l_0, h_0) = (-0.032 \text{ m}, 0.140 \text{ m})$ の場合には、並進振動加速度 \ddot{z} と回転振動加速度 $\dot{\phi}_{lf}$ が同位相で、座席取付部とは逆に大きな上下方向加速度 α_z が生じている。また、仮想けん引点がトラクタ後部 $(l_0, h_0) = (0.521 \text{ m}, 0.170 \text{ m})$ の場合には、並進振動加速度 \ddot{z} と回転振動加速度 $\dot{\phi}_{lf}$ が逆位相で、座席取付部とは逆に小さな上下方向加速度 β_z を生じている。

仮想けん引点が $(l_0, h_0) = (1.549 \text{ m}, 0.078 \text{ m}), (0.032 \text{ m}, 0.140 \text{ m}), (-0.521 \text{ m}, 0.160 \text{ m})$ の場合の、座席取付部における前後方向の並進振動加速度 \ddot{x} と回転振動加速度 $\dot{\phi}_{hs}$ を図 5-25 に示す。

仮想けん引点がトラクタ前方 $(1.549 \text{ m}, 0.078 \text{ m})$ においては、並進振動加速度 \ddot{x} と回転振動加速度 $\dot{\phi}_{hs}$ の位相が逆転しているので、図 5-20 のように前後方向加速度 α_x が小さくなるものと理解される。仮想けん引点がトラクタの重心付近 $(l_0, h_0) = (-0.032 \text{ m}, 0.140 \text{ m})$ の場合には、両者の位相は逆転しているが、回転振動加速度が小さいので、 $(l_0, h_0) = (1.549 \text{ m}, 0.078 \text{ m})$ の場合よりも、 α_x は大きくなる。仮想けん引点がトラクタ後方 $(l_0, h_0) = (-0.521 \text{ m}, 0.160 \text{ m})$ にある場合には、回転振動加速度 $\dot{\phi}_{hs}$ は小さいが、両者の位相が同位相であるために、前 2 者に比較して前後方向加速度 α_x は更に大きなものとなる。

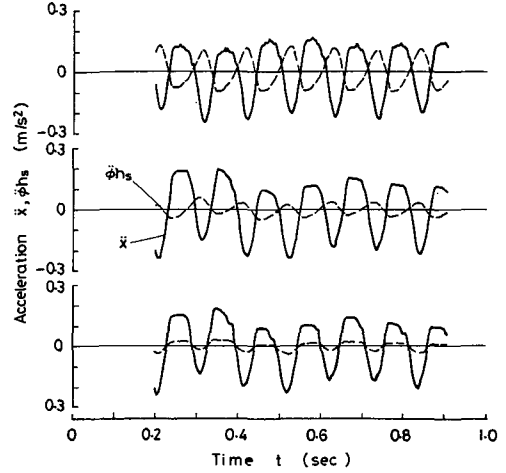


Fig. 5-25 Horizontal under-seat acceleration of translational motion and pitching motion

フロント部における、前後方向の並進振動加速度 \ddot{x} と回転振動加速度 $\dot{\phi}_{hs}$ を図 5-26 に示す。 $h_s = 0.294 \text{ m}$, $h_f = 0.284 \text{ m}$ と両者はほぼ等しいので、フロント部と座席取付部の回転振動加速度 $\dot{\phi}_{hs}$, $\dot{\phi}_{hf}$ はほとんど同一である。また、並進振動加速度 \ddot{x} はトラクタ各部において同一であるので、フロント部の前後方向加速度 β_x は座席取付部の前後方向加速度 α_x とほぼ等しい。

3) トラクタ車体振動の周波数分析

a) 仮想けん引点の影響：本章第 4 節において、

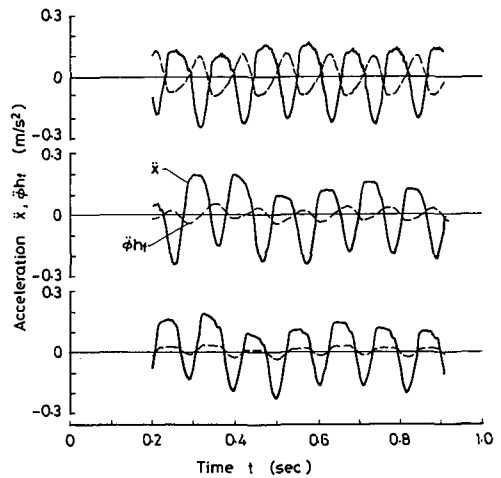


Fig. 5-26 Horizontal front acceleration of translational motion and pitching motion

仮想けん引点はトラクタ車体振動に大きな影響を与えるパラメータであることが予測された。よって、上部ヒッチ点及び上部リンク点の位置を変えることにより、仮想けん引点位置(l_0, h_0)を、A点(1.549 m, 0.078 m), B点(0.455 m, 0.121 m), C点(-0.032 m, 0.141 m), D点(-0.377 m, 0.154 m), E点(-0.521 m, 0.160 m)の5種類に変化させ、それぞれの座席取付部振動加速度を計測した。そして、これらに対し1/3オクターブ分析による周波数分析を行った。

座席取付部に発生した振動加速度は、座席を経て運転者に伝達され、これが乗心地に影響を与える。乗心地の評価にはISO 2631が広く採用されている⁵⁰⁾。ここでは座席取付部に発生した振動加速度が乗心地に対してどの程度の影響を有するものかを推定するために、参考としてISO 2631の疲労能率減退限界(fatigue-decreased proficiency boundary)を以下の図中に併記した。供試振動数は9 Hzであるが、この値は座席の固有振動数に比較して大きく、座席によって振動が減衰するため、図示したよりも許容時間は長くなる^{51)~53)}。

振動方向角 $\beta=30^\circ$ の場合について、座席取付部上下方向振動に対する仮想けん引点の影響を図5-27に示した。

振動加速度は9.0 Hzと80 Hz付近でピークを有する。前者はサブソイラの加振周波数であり、変動する切削抵抗によって引き起こされる振動である。後者は、トラクタの機関振動によって発生する振動である。ピーク値は後者が前者より大きいが、疲労能率減退限界で評価する場合には、9.0 Hzにおけ

る周波数成分の大きさが問題となり、80 Hzにおける周波数成分は乗心地に関する論議の対象とならない。

仮想けん引点がトラクタ前方及びトラクタ後方にある場合、即ち、A点(1.549 m, 0.078 m), E点(-0.531 m, 0.160 m)においては大きな振動が発生している。これに対して、仮想けん引点がトラクタ重心のやや下方となるC点(-0.032 m, 0.140 m)では、大幅に振動は低減し、加速度実効値で比較するとA, E点の1/3以下である。C点は、図5-11で示した仮想けん引点の適正範囲内にあり、逆にA, E点は振動の大きくなる領域に属している。

座席取付部前後方向振動に対する仮想けん引点位置の影響を図5-28に示した。仮想けん引点がトラクタ前方に移動するにしたがって、E, D, C, B, A点の順に座席取付部での前後方向振動は小さくなっていく。最も振動の大きいE点では、加速度実効値は上下方向の場合と同程度であるが、前後方向と上下方向では、疲労能率減退限界が異なり、上下に比較して人体に対する影響は小さいものと考えられる。この結果は図5-12に示した数値実験結果と一致するものである。

このように、仮想けん引点のトラクタ車体振動に対する影響が大きなものであることが実験的にも確認され、かつ、その結果は本章第4節の数値実験結果と一致するものであった。

また、三輪車⁵⁴⁾によれば、加振周波数付近においては、人体は上下方向振動に対して敏感で、前後方向振動に対しては耐性が強いと考えられている。

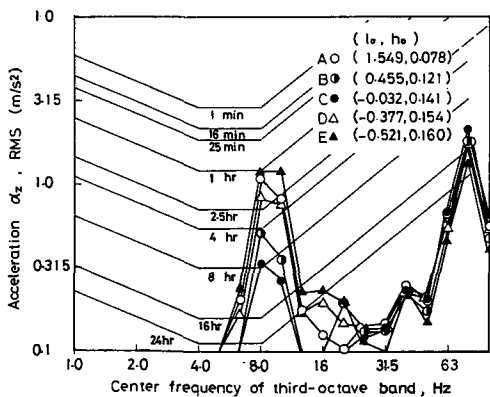


Fig. 5-27 Effect of virtual hitch point on vertical under-seat acceleration

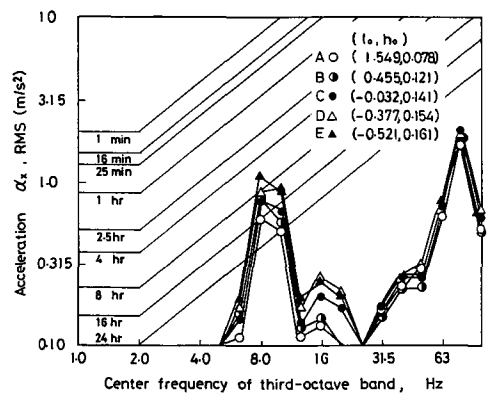


Fig. 5-28 Effect of virtual hitch point on horizontal under-seat acceleration

そのため、図5-27、図5-28の9.0 Hz 付近のピーク値を比較しても理解できるように、加速度実効値が同じでも、許容時間は上下方向の方がはるかに長い。よって、この場合乗心地に対して問題となるのは上下方向の振動であり、上下方向振動加速度が小さくなるように仮想けん引点を決定すべきである。

b) 振動方向角の影響：本章第6節で述べたように、振動方向角 β の大小によって、トラクタの起振力となる切削抵抗の変動幅は大きく異なる。即ち、振動方向角 $\beta > 0^\circ$ では大きなけん引抵抗低減が得られる反面、切削抵抗の変動も大きい。逆に、 $\beta < 0^\circ$ では、けん引抵抗低減は $\beta > 0^\circ$ に比較して劣るが、切削抵抗の変動は小さい。

振動方向角 β をパラメータとして、座席取付部上下方向振動加速度の周波数分析を行い、その結果を図5-29～図5-31に示した。なお、仮想けん引点位置はそれぞれ $(l_0, h_0) = (1.549 \text{ m}, 0.078 \text{ m})$ 、 $(-0.032 \text{ m}, 0.140 \text{ m})$ 、 $(-0.521 \text{ m}, 0.160 \text{ m})$ である。振動方向角 β の影響は顕著であり、小さくなるにしたがって、それぞれの加速度実効値も小さくなる。 $\beta = -15^\circ$ では $\beta = 30^\circ$ に比較して加速度実効値は約1/2になっている。しかし、 $\beta = -15^\circ$ の場合でも、図3-29、図5-31に示すように仮想けん引点がA点やE点のように不適切な位置にあれば振動は 0.6 m/s^2 以上の大きなものとなる。反対に、 $\beta = 30^\circ$ の場合でも図5-32に示すように、仮想けん引点をC点のように適正な位置に設定すれば振動は 0.32 m/s^2 程度に低減する。このように、座席取付部振動に対する振動方向角の影響は明らかに存在す

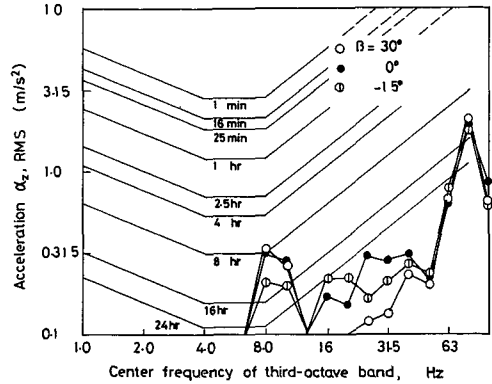


Fig. 5-30 Effect of cutting directional angle on vertical under-seat acceleration at $(l_0, h_0) = (-0.032 \text{ m}, 0.141 \text{ m})$

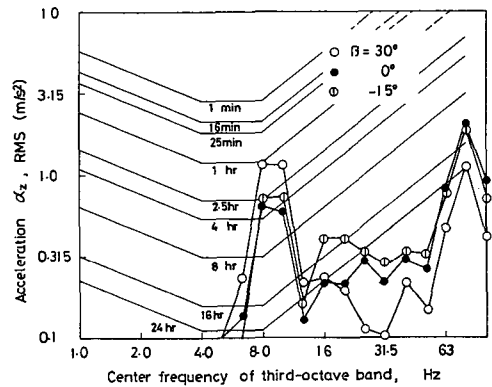


Fig. 5-31 Effect of cutting directional angle on vertical under-seat acceleration at $(l_0, h_0) = (-0.521 \text{ m}, 0.16 \text{ m})$

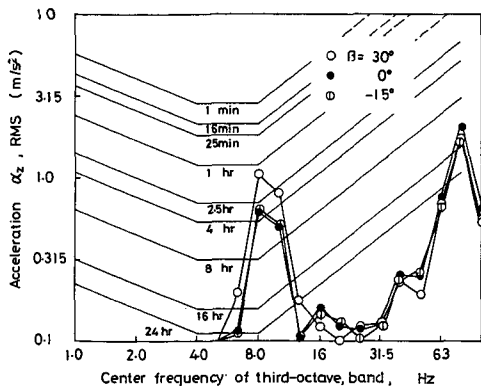


Fig. 5-29 Effect of cutting directional angle on vertical under-seat acceleration at $(l_0, h_0) = (1.549 \text{ m}, 0.078 \text{ m})$

るものの、仮想けん引点の影響がより重要であると判断できる。

7. まとめ

振動式サブソイラを直装した作業では、大きく変動する切削抵抗によって、トラクタ車体に激しい振動が発生する。本章においては、トラクタの力学モデルを用いて、振動式サブソイラを直装した際のトラクタの動的挙動を把握し、更に、トラクタ車体振動に影響を与えるパラメータについて検討した。その結果、仮想けん引点の影響が極めて大きなものであることを理論的・実験的に解明し、適正な仮想けん引点位置決定に関する知見を得た。

1) トラクタの力学モデルは、前後振動・上下振動・ピッチング振動のみを考えた3自由度の運動方

程式によって構成され、3元2階の連立常微分方程式で表される。本モデルは、変動する切削抵抗によって発生するトラクタ各部の加速度を量的・質的に予測するモデルとして、使用可能と判断された。

2) 力学モデルを用いた数値実験により、仮想けん引点、切削抵抗着力点及び定規車接地点の3者が座席振動に与える影響を検討した。その結果、仮想けん引点の影響は最も大きく、図5-11に示した適正範囲に仮想けん引点位置を設定することにより大幅なトラクタ車体振動低減の可能性が得られた。特に、今回の数値実験条件下では仮想けん引点の位置(l_0, h_0)が $l_0 + 2.380 h_0 - 0.446 = 0$ の関係を満たしている時に、 α_z は最小となる。他2者についても、トラクタ車体振動に対する影響が明確に予測されるが、仮想けん引点が適正に設定されている場合には、これらの影響は大きなものではない。そのため、実機実験においては、仮想けん引点の影響のみを調べた。

3) 実機実験結果からも、トラクタ車体振動に対する仮想けん引点の影響が顕著であることが認められた。供試実験条件下において、図5-11のC点のように適正に仮想けん引点を設定した場合には、図5-11に示したA、E点のような不適正な場合に比較して、加速度実効値は約1/4に低減する。また、この仮想けん引点の適正位置は、数値実験結果から求めたものと一致している。

4) チゼルに作用する切削抵抗のパワースペクトル分析結果から、その周波数成分は加振周波数成分がほとんどで、それ以外の周波数成分は無視できるものと判明した。また振動方向角 $\beta = 30^\circ$ では $\beta = -15^\circ$ に比較して、切削抵抗のパワースペクトル分析から求めた加振周波数成分のピーク値は約2倍である。このことは、 $\beta > 0^\circ$ の場合、大幅なけん引抵抗低減が得られる反面、切削抵抗の変動幅が大きいために、トラクタ車体の振動も大きくなることを示唆している。

5) 振動方向角 β のトラクタ車体振動に対する影響は実験的にも確認され、 $\beta = 30^\circ$ の方が $\beta = -15^\circ$ よりも、加速度実効値は1.3~2.0倍程度大きい。しかし、 $\beta = -15^\circ$ の場合でも、仮想けん引点の設定が不適正であれば、大きな座席取付部での振動が発生する。また逆に、 $\beta = 30^\circ$ の場合でも、仮想けん引抵抗の設定が適正であれば、座席取付部での振動は小さく抑えられる。よって、振動方向角 β

の座席取付部での振動に対するの影響は明らかに認められるものの、仮想けん引点位置が第一義的に重要な影響を与えるパラメータであり、これを適正に設定することが最も重要である。

6) 仮想けん引点は上部リンクと下部リンクの延長線の交点であるので、設計段階では仮想けん引点が図5-11等に示す適正範囲内に位置するよう、振動式サブソイラの上部ヒッチ穴位置を決めるべきである。

また、各種振動式サブソイラの車体振動にたいする影響を調べる場合には、同一のトラクタを用いた上で、仮想けん引点位置がそれぞれの振動式サブソイラで変わらないように装着する必要がある。

VI 総 括

本論文においては、振動式サブソイラにおけるけん引抵抗低減・所要動力増大・トラクター振動式サブソイラ系の動的挙動解明と座席振動低減対策に関する諸問題を研究対象としている。研究の方法として、4種類全ての振動形態が実現可能な2供試機による実機実験、切削抵抗モデルおよびトラクター振動式サブソイラ系の力学モデルによる数値実験という、理論・実験両面からの解析手法を採用した。その結果、振動式サブソイラ設計上重要な諸パラメータの適正值決定に関する知見を得た。また、トラクター振動式サブソイラ系の動的挙動を把握し、座席振動低減のための、適正なトラクターへの装着方法を明らかにした。その大要は以下の通りである。

1. 振動式サブソイラの振動形態をその振動方向角によって、前後方向振動・上下方向振動・振動方向角が正の前後上下合成方向振動および振動方向角が負の前後上下合成方向振動の4種類に分類する事を試み、各振動形態におけるけん引抵抗低減機構の相違を明らかにした。

また、けん引抵抗低減に対して、従来重要視されていたパラメータである速度比 λ や接触比 α の外に、振動方向角 β がこれらと同様に支配的な影響を与えるパラメータである事が明らかになった。

2. 土壌の振動切削および土壌の振動耕うんにおけるけん引抵抗低減の主要因は、『間欠切削状態下における、切削抵抗の時間平均化』である事が、従来の多くの研究成果から共通に導かれる。ここでは、幅広い実験条件下で実験を行ない、振動式サブソイラにおけるけん引抵抗低減の基本的要因とし

て、従来の考え方が妥当なものである事を追証した。その上で、『未耕土切削区間における平均切削抵抗の低下』という新たな要因の存在を、切削抵抗波形の詳細な観察から、現象論的に明らかにした。

3. 振幅 a および振動数 f は、両者ともに速度比の構成因子であり、かつ、振動式サブソライ設計上重要なパラメータであるが、両者のけん引抵抗低減に対する影響度には差がある事が判明した。即ち、速度比 λ が同一でも、振幅を大きく振動数を小さくする事がけん引抵抗低減に対してより効果的である。具体的には、振幅を 15.9 mm 以下に設定する事は避けるべきであり、振動数を 9.0 Hz 以上に設定する事も望ましくない。

4. 切削抵抗モデルを用いて、動力の伝達機構を機械力学的に認識した。そして、土壌切削動力比のモデル化によって、振動方向角 β と速度比 λ の所要動力に対する影響を理論的に把握した。その上で、振動方向角 β ・速度比 λ ・振幅 a ・振動数 f の所要動力特性に対する影響を実験的に調べた。その結果、けん引抵抗低減の場合と同様に、振幅を大きく振動数を小さくする事が、所要動力の面からも望ましい事を知った。更に、適正な振動条件下においては、無加振時に比べて所要動力をほとんど増加させる事なく、大幅なけん引抵抗低減の可能性を実証した。

5. 3元2階の連立微分方程式から成る運動方程式によって、トラクター振動式サブソライ系の力学モデル化を試みた。そして、このモデルが、変動する切削抵抗によって引き起こされるトラクターの動的挙動を表現するためには、十分使用可能なものである事を検証した。

6. 上記の力学モデルを用いた数値実験により、仮想けん引点位置、切削抵抗着力点位置およびゲージホイール接地点位置が座席振動に与える影響を調べた。その結果、仮想けん引点位置の影響が大きなものである事が予測された。これを基に、実機実験によって仮想けん引点の影響を調べた。供試実験条件下において、適正に仮想けん引点を設定した場合と、不適正な場合とでは、加速度実効値にして約 1/4 に振動が低減した。このため、大幅に乗心地が改善され、連続作業の許容時間が増大した。また、この実機実験における適正仮想けん引位置は数値実験から予測されたものと良く一致している。この事は、各種トラクターに振動式サブソライを直装した

時の、仮想けん引点の適正位置決定に、この力学モデルによる数値実験が有効である事を示している。

7. 営農現場において、仮想けん引点位置は、上部リンク点および上部ヒッチ位置を変化させる事によって、容易に変化させる事が出来る。そのため、座席振動が最も小さくなる様に、上部リンク点および上ヒッチ点の位置を選択すれば良い。

また、振動式サブソライの座席振動低減のための試験・研究において、座席振動の大小について論じる場合には、仮想けん引点位置に十分留意する必要がある。

謝 辞

本研究は1980年4月から1986年2月までの、5年10月間に、課程博士の学位請求論文として、北海道大学大学院農学研究科に在学中に行ったものである。研究の取りまとめにあたり、終始懇切なる御指導と論文の御校閲を賜った北海道大学農学部南部悟教授ならびに池内義則元教授に対し、衷心より感謝の意を表す。また、研究着手当初より、終始適切な御指導と御鞭撻を賜った北海道大学農学部寺尾日出男教授ならびに松居勝広元教授に謹んで感謝する。実験の実施ならびに実験装置の設計にあたって、研究遂行に不可欠の御協力と限りない御助言を賜った、北海道大学農学部元助手、松見高俊先生に心より感謝する。数々の御助力と御助言を頂いた近江谷和彦助教授、今野繁雄技官、若沢幸夫技官に感謝する。さらに、本論文に関連する諸研究を卒業論文のテーマに選び、共同研究者として惜しめない協力をいただいた、卒業生各位に心より感謝する。

Nomenclature

a	: チセルの水平振幅	[m]
a'	: 傾斜静止時のトラクタ重心と前車軸間の水平距離	[m]
b	: チセルの垂直方向の振幅	[m]
b'	: 傾斜静止時のトラクタ重心と後車軸間の水平距離	[m]
C_0	: 土壌係数	[N]
C_1	: 土壌係数	[N]
C_0'	: 土壌係数	[N]
C_1'	: 土壌係数	[N]
c_1	: 前車輪の上下方向の粘性減衰係数	[N/(m/s)]
c_2	: 後車輪の上下方向の粘性減衰係数	[N/(m/s)]
c_3	: 後車輪の前後方向の粘性減衰係数	[N/(m/s)]

D_0	: 無加振時けん引抵抗	[N]	l_2	: トラクタの重心と後車軸間の水平距離	[m]
D_R	: けん引抵抗比		l_3	: 下部リンク点と下部ヒッチ点間の水平距離	[m]
D_V	: 加振時けん引抵抗	[N]	l_4	: 下部ヒッチ点とサブソイラ重心間の水平距離	[m]
e	: クランク軸の偏心量	[m]	l_5	: 切削抵抗着力点と下部ヒッチ点間の水平距離	[m]
F_H	: 仮想けん引点に作用する外力の水平成分	[kN]	l_6	: 定規車接地点と下部ヒッチ点間の水平距離	[m]
F_1	: R_1 の反力	[N]	l_7	: 仮想けん引点と下部ヒッチ点間の水平距離	[m]
F_0	: 無加振時切削抵抗の水平分力	[N]	l_8	: 切削抵抗着力点とトラクタ重心の水平距離	[m]
F_s	: シャンク抵抗	[N]	l_{10}	: トラクタ重心と前車輪接地点反力作用点の水平距離	[m]
F_T	: 仮想けん引点に作用する外力	[N]	l_{20}	: トラクタ重心と後車輪接地点反力作用点の水平距離	[m]
F_t	: R_t の反力	[N]	l'	: 傾斜静止時の車軸間の水平距離	[m]
F_V	: 仮想けん引点に作用する外力の垂直成分	[N]	l_a	: ロッカーアーム回転支点とチゼル先端の垂直距離	[m]
F_x	: 切削抵抗の水平分力	[N]	l_b	: コネクティングロッドロッカーアーム側の回転支点とロッカーアーム回転支点間との垂直距離	[m]
F_{xt}	: 切削抵抗モデルの水平分力	[N]	l_c	: チゼル先端から切削抵抗着力点までの距離	[m]
F_z	: 切削抵抗の垂直分力	[N]	l_d	: 八角リング中心点から切削抵抗ベクトルまでの距離	[m]
\bar{F}_H	: F_H の平均値	[N]	l_e	: 支点 O' とトラクタ重心間の距離	[m]
\bar{F}_s	: F_s の平均値	[N]	M	: トラクタの質量	[kg]
\bar{F}_x	: F_x の平均値	[N]	M_c	: チゼルモーメント	[N-m]
\bar{F}_z	: F_z の平均値	[N]	M_s	: シャンクモーメント	[N-m]
ΔF_H	: F_H の変動成分	[N]	m	: サブソイラの質量	[kg]
ΔF_V	: F_V の変動成分	[N]	N_D	: けん引動力	[kW]
ΔF_x	: F_x の変動成分	[N]	N_{D0}	: 無加振時けん引動力	[kW]
ΔF_z	: F_z の変動成分	[N]	N_{DV}	: 加振時けん引動力	[kW]
f	: 振動数	[Hz]	N_n	: 正味振動動力	[kW]
h_0	: トラクタの重心と仮想けん引点間の垂直距離	[m]	N_0	: 供試機のから回し動力	[kW]
h_1	: トラクタの重心高さ	[m]	N_s	: 土壌切削動力	[kW]
h_2	: サブソイラの重心高さ	[m]	N_t	: 全所要動力	[kW]
h_3	: 下部ヒッチ点と仮想けん引点間の垂直距離	[m]	P_D	: けん引動力比	
h_4	: 上部ヒッチ点と下部ヒッチ点間の垂直距離	[m]	P_s	: 土壌切削動力比	
h_5	: 下部ヒッチ点の地上高	[m]	P_t	: 全所要動力比	
h_6	: 切削抵抗着力点と下部ヒッチ点間の垂直距離	[m]	R	: コネクティングロッドに作用する軸力	[N]
h_7	: 切削抵抗着力点とトラクタ重心の垂直距離	[m]	R'	: 軸力 R の反力	[N]
h_8	: シャンク抵抗着力点と地表面の垂直距離	[m]	R_1	: 前車輪の垂直方向の接地反力	[N]
J_G	: トラクタ左右軸の慣性モーメント	[kN-m]	R_2	: 後車輪の垂直方向の接地反力	[N]
J_0	: 支点 O まわりの慣性モーメント	[kN-m]	R_3	: 後車輪の水平方向の接地反力	[N]
K_0	: 土壌係数	[N/(m/s)]	R_4	: 定規車の接地点反力	[N]
K_1	: 土壌係数	[N/(m/s)]	\bar{R}_4	: R_4 の平均値	[N]
K_0'	: 土壌係数	[N/(m/s)]			
K_1'	: 土壌係数	[N/(m/s)]			
k_1	: 前車輪の垂直方向のばね定数	[N/m]			
k_2	: 後車輪の垂直方向のばね定数	[N/m]			
k_3	: 後車輪の水平方向のばね定数	[N/m]			
l_0	: トラクタの重心と仮想けん引点間の水平距離	[m]			
l_1	: トラクタの重心と前車軸間の水平距離	[m]			

R_r	: 軸力 R_r の半径方向成分	[N]	
R_r	: 軸力 R_r の接線方向成分	[N]	
ΔR_4	: R_4 の変動成分	[N]	
R_1'	: 傾斜静止時の前車軸荷重	[N]	
R_2'	: 傾斜静止時の後車軸荷重	[N]	
r_1	: 前車輪の有効半径	[m]	
r_2	: 後車輪の有効半径	[m]	
r_4	: 定規車の有効半径	[m]	
T	: 周期	[s]	
T_n	: 正味振動トルク	[N・m]	
T_p	: PTO 軸負荷トルク	[N・m]	
t_0	: チゼルが後退運動から前進運動に変化する時刻	[s]	
t_1	: チゼルが未耕土切削を開始する時刻	[s]	
t_2	: チゼルが未耕土切削を終了する時刻	[s]	
V_0	: トラクタの作業速度	[m/s]	
V_s	: 既耕土の落下速度	[m/s]	
$X(t)$: チゼルの水平方向の絶対変位	[m]	
$\dot{X}(t)$: チゼルの水平方向の絶対速度	[m/s]	
$X_c(t)$: トラクタに対するチゼルの水平方向の相対変位	[m]	
$Z(t)$: チゼルの垂直方向の絶対変位	[m]	
$\dot{Z}(t)$: チゼルの垂直方向の絶対速度	[m/s]	
α	: 接触比		
α_1	: トラクタの傾斜角	[deg]	
α_x	: 座席直下部の前後方向加速度	[m/s ²]	
α_z	: 座席直下部の上下方向加速度	[m/s ²]	
β	: 振動方向角	[deg]	
β_x	: トラクタフロント部の前後方向加速度	[m/s ²]	
β_z	: トラクタフロント部の上下方向加速度	[m/s ²]	
δ	: 対数減衰率		
ξ	: 減衰比		
θ	: クランク軸回転角	[rad]	
λ	: 速度比		
μ_1	: 前車輪の転がり抵抗係数		
μ_2	: 後車輪の転がり抵抗係数		
μ_4	: 定規車の転がり抵抗係数		
ϕ	: トラクタのピッチ方向回転角	[rad]	
ϕ'	: 支点 O'まわりの回転角	[rad]	
ϕ_1	: 下部リンクと水平面のなす角	[rad]	
ϕ_2	: 上部リンクと水平面のなす角	[rad]	
ψ	: コネクティングロッドの角変位	[rad]	
ω	: クランク軸の角速度	[rad/s]	

参 考 文 献

1. 手塚・遠藤：振動式心土破砕機に関する研究（第1報），農機誌 24(1)，21～24,1962
2. 手塚・遠藤：振動式心土破砕機に関する研究（第2報），農機誌 24(2)，49～52,1962
3. 手塚・遠藤：振動式心土破砕機に関する研究（第3報），農機誌 25(2)，76～82，1963
4. 三浦他：振動式サブソライの所要動力，農機研研究成績 54-4，1～9，1979
5. 三浦他：振動式サブソライとトラクタ座席の振動，農機研研究成績 54-4，11～22,1979
6. 三浦他：振動式サブソライ付ロータリに関する研究，55-2，10～12，1980
7. 唐橋他：溝切りロータリ付き弾丸暗渠せん孔機の開発研究，第43回農機学会講演要旨 東京，75,1984
8. 北海道立十勝農試：サブソライに関する性能試験，昭和53年度十勝農試成績報告(4)，21～25，1978
9. EGGENMÜLLER, A.: Schwingende Bodenbearbeitungswerkzeuge-Kinematik und Versuch mit einzelnen Modellwerkzeugen, Grundl. Landtechnik Heft 10, 55～59, 1958
10. SCHKURENKO, N. S.: Experimental Data on the Effect of Oscillation on Cutting Resistance of Soil, JAER 5, 226～233, 1967.
11. GUNN, J. and V. N. TRAMONTINI: Oscillating of Tillage implements, Agricultural Engineering, 36(11), 725～729, 1955
12. KOFOED, S. S.: Kinematics and Power Requirement of Oscillating, Tillage Tools, JAER 14(1), 54～73, 1969
13. SMITH, J. L.: Theoretical Analysis of Vibrating Tillage, T. of ASAE 15(5), 831～833, 1972
14. SMITH, J. L.: Experimental Analysis of Vibrating Tillage, T. of ASAE, 15(5), 834～837,1972
15. HARRISON, H. P.: Draft Torque and Power Requirement of Simple Vibratory Tillage Tool, Canadian Agricultural Engineering 15(2), 71～74, 1973
16. LAWYER, J. N.: Performance of a Subsoiler Incorporating Repeating Inertial Propulsion Drive, T. of ASAE 16(2), 208～213, 1973
17. CHOA, S. L.: Optimum Design and Operating Parameters for a Resonant Oscillating Subsoiler, T. of ASAE 16(6), 1200～1208, 1973
18. BRIXIUS, W. W.: Soil Failure Characteristics for Oscillating Tillage Tool and Bulldozer Blade Models, T. of ASAE 18(4), 633～637 1975
19. TRAPP, A. D.: The Performance of Longitudinal Vibrating Earth Cutters, JAER 19,

- 371~390, 1974
20. YOW, J. and J. L. SMITH: Sinusoidal vibratory tillage, *Journal of Terramechanics*, **13** (4), 211~226, 1976
 21. BUTSON, M. J. and D. H. RACKAM: Vibratory Soil Cutting, *JAER* **26**, 419~439, 1981
 22. BURTON, R. T.: Vibratory soil shearing for agriculture and off-highway application, *Proc. 7th Int. Conf. ISTVS. Calgary*, 1981
 23. SOMMER, S. M. and J. A. WEBER: Model Study of Vibrating Tine-Bulldozer Blade System, *T. of ASAE* **20**(1), 18~20, 1977
 24. TOMPKINS, F. D. and B. L. BLEDSOE: Vibratory Furrow Opening Tool for Minimum Tillage Planters, *T. of ASAE* **22**(3), 498~503, 1979
 25. 李・木谷: 振動耕うんの自動制御に関する基礎的研究 (第1報), *農機誌* **44**(2), 274~280, 1982
 26. TOTTEN, D. S.: Dynamic Response of a Clay Soil to an Oscillating Subsoiler, *T. of ASAE* **14**(5), 793~800, 1971
 27. 石川他: 転換畑用作業機を装着したトラクタの振動, *農機研研究成績* **55-2**, 64~72, 1980
 28. 金容煥: 平衡式弾丸暗渠せん孔の研究, *農機学会誌* **39**(3), 229~304, 1977
 29. 三浦他: 振動式サブソイラを装着したトラクタの座席振動について, *農機研研究成績* **54-1**, 1~16, 1979
 30. 酒井・寺尾・松居: 振動式サブソイラの加振効果に関する研究 (第1報), *農機北支報* **22**号, 65~70, 1981
 31. 酒井・寺尾・松居: 振動式サブソイラにおける土壌の振動切削に関する研究 (第1報), *農機誌* **45**(1), 55~62, 1983
 32. O'DOHERTY, M. J.: A Dynamometer to Measure the Force on a Sugar Beet Topping Knife, *JAER* **20**, 339~345, 1975
 33. GODWIN, R. J.: An Extended Octagonal Ring Transducer for Use in Tillage Studies, *JAER* **20**, 347~352, 1975
 34. 渋谷・川村: 深耕ロータリ耕うんに関する基礎的研究 (第2報), *農機誌* **43**(2), 181~187, 1981
 35. 竹山秀彦: 大学講義 切削加工, 丸善株式会社, 65~69, 1980
 36. 酒井・寺尾: 振動式サブソイラにおける土壌の振動切削に関する研究 (第2報), *農機誌* **47**(1), 43~49, 1985
 37. 酒井・寺尾・松居: 振動式サブソイラの加振効果に関する研究 (第2報), *農機北支報* **23**, 27~33, 1982
 38. 酒井・寺尾: 振動式サブソイラにおける土壌の振動切削に関する研究 (第3報), *農機誌* **47**(3), 293~300, 1985
 39. 酒井・寺尾: PTO軸負荷トルク波形にみられる振動式サブソイラの振幅・振動数および振動方向角の影響について, *農機北支報* **25**, 28~33, 1984
 40. 山本 愷: 数値実験による振動耕うんの研究, 第45回 農機学会講演要旨 東京, **46**, 1984
 41. 柴田・坂井: ロータリ耕トラクタの動特性に関する設計論的研究 (第2報), *農機誌* **41**(1), 37~42, 1979
 42. 自動車技術会編: 新編自動車ハンドブック, 3~70, 図書出版社, 1970
 43. HORTON, D. N. L. and D. A. CROLLA: Designing off-road vehicles with good ride behaviour, *Proc. 8th. Int. Conf. ISTVS Cambridge*, vol I of III, 171~184, 1984
 44. 柴田・坂井: ロータリ耕トラクタの動特性に関する設計論的研究 (第1報), *農機誌* **40**(3), 345~353, 1978
 45. 柴田・坂井: ロータリ耕トラクタの動特性に関する設計論的研究 (第3報) *農機誌* **41**(2), 207~214, 1979
 46. LILIJEDAHN, J. B.: *Tractor and their Power Units third-edition*, John Wiley & Sons. Inc., 264~267, 1979
 47. 入江敏博: *機械振動学通論* 第2版, 朝倉書店, **19**, 1983
 48. LILIJEDAHN, J. B.: *Tractor and their Power Units third-edition*, John Wiley & Sons. Inc., 267~268, 1979
 49. 入江敏博: *機械振動学通論* 第2版, 朝倉書店, 24~27, 1983
 50. 振動工学ハンドブック編集委員会編: *振動工学ハンドブック*, 養賢堂, 797~801, 1976
 51. MATTHEWS, J.: Ride Comfort for tractor Operators, *JAER* **9**(1), 3~31, 1964
 52. 田中他: トラクタの座席振動に関する研究 (統報), *農機誌* **36**(3), 361~366, 1974
 53. GRAEF, M.: Der Einfluß einstellbarer Sitzdämpfung auf die Schwingungbelastung von Schlepperfahren, *Grundl. Landtechnik* **29**(2), 55~60, 1979
 54. 三輪・米川: 正弦振動の評価法, *日本音響学会誌* **27**(1), 11~20, 1971
 55. SAKAI, K., H. TERAOKA and S. NAMBU: The Dynamic Behaviour of a Tractor-Vibrating Subsoiler System and the Effect of the Virtual

Hitch Point, J. of Terramechanics 25(4), 241-247, 1988

Summary

1. Classification of Vibrating Soil Cutting and Mechanism of Draft Force Reduction

1) Vibratory tillage tool can be classified as either subsoiler or plow, according to the mechanism of soil cutting. Each can be divided into 4 types, according to the cutting directional angle β , such as back to forward motion, up & down motion, a mixed motion of $\beta > 0^\circ$ and mixed motion of $\beta < 0^\circ$. It was clarified that β is the one of the most predominant parameter as well as velocity ratio and contact ratio.

2) For $\beta > 0^\circ$, the firm soil cutting force average was much smaller than that of the non-vibrating soil cutting force. This phenomena is not expected by the previous model by Gunn, Smith and Yow. For $-15^\circ < \beta < 0^\circ$, the firm soil cutting force average was almost the same as that of the non vibrating soil cutting force.

3) On retracting in loosen soil stage, soil cutting force became almost zero for $\beta > 0^\circ$. However, for $-15^\circ < \beta < 0^\circ$, as the chisel moves upward, tilled soil exerted its weight on the chisel. And on advancing in loosen soil stage, as the tilled soil was recompressed by the chisel, some resistance force exerted its weight on the chisel. For $\beta = 30^\circ$, draft force was reduced to 30% of non-vibrating condition and it was recognized as the suitable cutting directional angle in terms of draft force reduction.

2. Effect of Amplitude, Frequency and Chisel Type and Soil Type on Draft Force Reduction

1) In a previous in chapter 2, it was found that the cutting directional angle β is the predominant parameter for draft force reduction. In this chapter, experimental analysis was conducted to know how effective the amplitude and frequency are on draft force reduction under $\beta = 30^\circ$.

2) In the previous theoretical studies, draft force reduction was described as the function of the velocity ratio $\lambda = V_0/a\omega$. Velocity ratio λ consists of amplitude and frequency. Experimental analysis was conducted to know how effective the amplitude and the frequency are on draft force reduction. It was concluded that the effect of the amplitude on draft force reduction was greater than

that of the frequency. At the same velocity ratio, the draft force decreased as the amplitude grew larger.

3) To know the performance of draft force reduction for different soil types, soil bin tests were conducted on the silt loam soil and heavy clay soil. These two soil textures were much different from each other. The effects of velocity ratio λ , cutting directional angle β , amplitude a and frequency f were almost the same for two different soil types.

4) Draft force reduction performance and vibrating soil cutting mechanism were compared for conventional chisel and winged chisel. The effect of amplitude, frequency, velocity ratio and cutting directional angle were almost the same for these two types of chisels.

3. Performance of Power Requirement

1) On vibrating tillage tools, the required power for soil cutting is supplied as draft force power and net PTO power. And the power requirement is recognized as the sum of soil cutting power and no-load power. In this chapter, these two type of power were investigated experimentally and theoretically.

2) As the velocity ratio λ decreased, soil cutting power ratio P_s increased. At velocity ratio λ of 0.3, P_s was around 1.4 to 1.6 for $a = 15.9$ mm. Total power ratio P_t also increased, with the decrease of λ . At λ of 0.2 P_t was around 2.8 to 3.0.

3) Experimental investigation was conducted to know how effective the amplitude and the frequency are on power consumption. At the same velocity ratio, power requirement decreased as the amplitude became greater.

4. Dynamic Behavior Tractor-Vibrating Subsoiler System

1) With the small tractor, tractor body is vibrated so violently that the operator cannot continue his work. Theoretical and experimental study was conducted to investigate the dynamic behavior of the tractor-vibrating subsoiler system and determine optimal parameters for ride comfort.

2) Linear mathematical model of 3 degrees of freedom was developed to describe the tractor-vibrating subsoiler system. The system parameters were determined experimentally. Field tests were

conducted to validate the model.

3) Parameter study was carried out to determine the effect of hitch point location (virtual hitch point VHP), gauge wheel location and chisel location on tractor body vibrations. It was concluded that the effect of VHP was predominant on tractor

body vibrations for all conditions tested. This effect was clarified theoretically and experimentally. At the optimal position of the VHP, the vertical acceleration under the seat was reduced to 1/4 of the acceleration at the inferior position of VHP.