

平衡式 振動彈丸 暗渠穿孔機의 研究 (Ⅳ)(Ⅴ)

—實機 設計 製作 및 圃場實驗—

Development of Balanced-Type Oscillating Mole Drainer (Ⅳ)(Ⅴ)

—Design and Field Test—

金 容 煥* 李 昇 揆* 徐 相 龍*
Kim, Yong Whan · Lee, Seung Kyu · Suh, Sang Ryong

Summary

This paper is the fourth and fifth one of the study on balanced type oscillating mole drainer. In the light of the results from previous reports about the model tests, some design criteria were established and a prototype machine was set up for experimental purpose. Motion characteristics and function of the each parts of the machine were checked and analyzed. After that, performance tests of the prototype machine were carried out in the field.

Obtained results are summarized as follows;

1. Ten centimeter of the bullet diameter was determined so as to be able to attach it to the tractors with capacity of 30 PS to 40 PS.
2. To maintain the balance between the moments of the front shank and rear shank, the oscillating amplitude of the rear bullet was determined to be larger than that of the front bullet. At the same time, the oscillating direction of the rear bullet was designed with the inclines of ten to thirty degrees.
3. An octagonal dynamo transducer was developed for measuring the compressive force of the upper link in measuring the draft force of the machine. Acceptable linear relationship between forces and strain responses from O.D.T. was obtained.
4. Analysing the balancing mechanism of the acting part of the machine, it was found that the total draft force of the machine was equal to the difference between the sum of the draft forces produced from the right and left side bending moments of the lower drawbar and the compressive force on the upper link.
5. There are acceptable linear relationship between the strain and twisting moment by driving shaft, and between strain and shank moment. Above results enable us to carry out the field experiment with prototype machine.
6. When the test machine was used in the field, it was possible to reduce the

*慶尙大學 農工學科

oscillating acceleration by forty percent in average as compared it with the single bullet mole drainer.

7. When the test machine was used under the oscillating condition, the draft force was reduced by 27 percent to 59 percent as compared it with the test machine under non-oscillating condition, while the draft force was increased by 7 percent to 20 percent as compared it with the mole drainer having oscillating single bullet. The reasoning behind this fact was considered as the resistance force due to the rear shank and bullet.

8. As the amplitude and frequency of the bullet were increased, the torque was increased accordingly. This tendency could be varied with the various characteristics of the given soils. And the larger frequency and amplitude, the more increasing oscillating power but decreasing draft force were needed, and draft force was increased as the velocity was increased.

9. When the amplitude of the rear bullet was designed to be larger than that of the front bullet, the minimum value of the moment was lowered and oscillating acceleration was reduced. And when the oscillating direction of the rear bullet was declined backwards, oscillating acceleration was increased along with the increasing angle of declination. When the test machine was operated in high speed, the difference between maximum moments and minimum ones became narrow. This varying magnitude of moments appeared on the moment oscillogram seems to be correlated to the oscillating acceleration and draft force.

10. From the analysis of variance, it was found that those factors such as frequency, amplitude, and operating velocity significantly affected in the oscillating acceleration, the draft resistance, the torque, the moment, and the total power required. And interaction between frequency and amplitude affected in the oscillating acceleration.

11. Within the given situation of this study, the most preferable operating conditions of the test machine were 7 Hz in oscillating frequency, 0.54 m/sec in operating velocity, and 39.1 mm in oscillating amplitude of front and rear bullets. However, it is necessary to select the proper frequency and magnitude of oscillation depending on the soil properties of the field in which the mole drainer is practiced by use of a balanced type oscillating mole drainer.

12. It is recommended that a comparative study of the mole drainers would be performed in the near future using two separate balanced oscillating bullet with the one which is operated by oscillating the movable bullet in a single cylinder or other balanced type which may be single oscillating bullet with spring, damper or balancing weight, and that of thing.

To expand the applicability of the balanced type oscillating mole drainer in practical use, it is suggested to develop a new mechanism which perform mole drain with vinyl pipe or filling material such as rice hull.

1. 緒 言

從來에 주로 향하여졌던 地表排水에 비하여 地下

排水는 土壤의 乾燥에 의한 農作物의 安定 增加⁵⁾, 地下水位 低下에 의한 裏作 可能, 潜在地力 增強, 機械 運用을 위한 土壤의 物理性 改善, 특히 合理的인 물管理 等に 그 重要性이 있다. 또 最近에 많

이 이루어진 干拓地에서도 地下排水로서 除鹽함이 더욱 有利한 것이다. 지금까지 開發된 여러가지 地下排水法 中에서 가장 經費가 적게 들고 勞力과 時間이 節約되는 方法은 彈丸暗渠穿孔機이나 從來에 利用된 非振動式 穿孔機는 60馬力 以上の 大型 트랙터나 윈치로서 施工해야 하기 때문에 經濟성과 能率面 等に 여러가지 問題點이 있어왔다. 따라서 本研究에서는 이러한 問題點들은 解決할 수 있는 合理的인 作業機를 開發하기 위하여 振動式을 採擇하였는데 이것은 振動式 耕耘作業機가 非振動式에 비하여 牽引抵抗을 大幅 減少시킬 수 있다는 여러가지 既存 研究結果^(1,2,3,4)로부터 비롯되었다. 그러나 振動式의 本質의 缺點은 트랙터 및 作業機에 激基한 振動이 傳達되어 作業이 困難하다는 點이다, 이러한 缺點을 除去하기 위하여 本研究에서는 平衡式 振動法을 試圖하여 보았다.

이미 發表한 바 있는 本研究의 第1, 2, 3報^(1,2,3)에서는 平衡式 振動 彈丸 暗渠穿孔機의 模型 設計 製作과 그 性能試驗을 함으로서 平衡式 振動의 特性 및 問題點을 發見하였다. 여기서는 그와같은 模型實驗에서 얻은 結果에 바탕을 두어 實機試驗機를 設計 製作하고 各 作用部의 力學的 問題와 計測에 關한 檢討을 한 後 實機 試驗機의 性能을 直接圖裝에서 試驗함으로써 그 實用性을 確認하고 問題點을 改善코져 하였다.

2. 試作機의 設計 製作

가. 試作機의 設計 製作 方針

試作機의 設計 計劃은 既存 트랙터(30~40ps)의 作業機로서 쉽게 着脫이 可能하며 各部 調節 範圍를 넓게하는 것을 主眼으로 하여 다음 7個 項目을 目標로 하였다.

1) 트랙터 P.T.O.軸의 回轉力을 利用함으로써 前後 샙크를 振動시킬 수 있는 平衡式 振動 彈丸 暗渠穿孔機로 하였다.

2) 振動 方式은 偏心輪을 利用하는 4連鎖 回轉機 構로 하였다. 따라서 彈丸은 進行方向에 水平인 相互 反對方向으로 振動하게 된다.

3) 後部彈丸은 進行面 內에서 上下 方向으로 振動시킬 수 있도록 하였다.

4) 彈丸의 振幅 및 振動數는 調節이 可能하고 前後 彈丸은 偏心輪으로 振幅을 變化시킬 수 있게 하였다.

5) 크기가 다른 샙크(shank)를 交換함으로써 彈丸의 直徑을 變化시킬 수 있게 하였다.

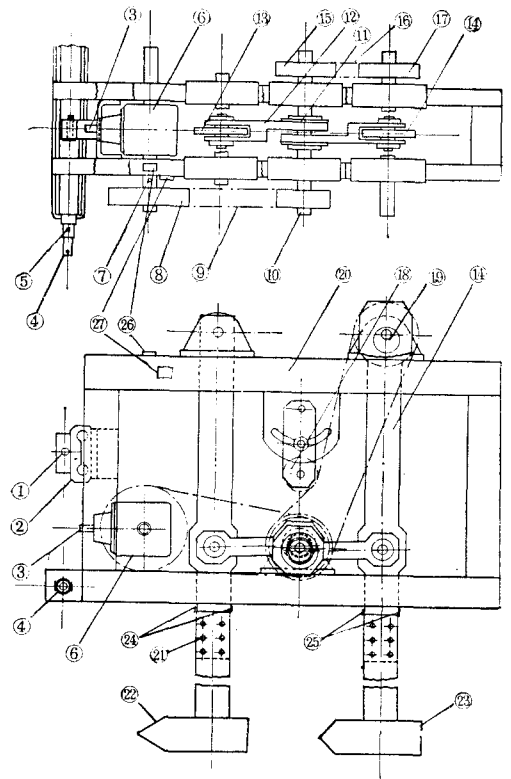
6) 트랙터의 3점링크 릿치機構로 作業機를 上下 移動시키므로써 穿孔 깊이의 調節이 可能하게 하였다.

7) 穿孔 速度는 트랙터의 速度에 따라 變速이 可能하다.

彈丸體의 直徑, 進行速度, 穿孔深 等은 模型實驗에서의 次元解析에서 얻어진 相似條件에 따라서 정하였다. 模型 彈丸과 實機 彈丸의 크기의 比는 1:4로 하였다.

나. 試作機의 構造와 作動

設計方針에 따라 製作한 試作機의 組立圖는 Fig. 1과 같다.



1. upper link point
2. octagonal dynamometer
3. power take-in
4. draw bar
5. strain gage for draft force
6. bevel gear box
7. strain gage for torque
8. V-pulley
9. V-belt

10. main shaft (for eccentric ring)
11. eccentric ring
12. connecting rod
13. fore shank
14. rear shank
15. sprocket
16. chain
17. sprocket
18. tension sprocket
19. eccentric ring for rear shank
20. frame
21. bolt
22. fore bullet
23. rear bullet
24. 25. strain gage for moment of shank
26. accelerometer for horizontal
27. accelerometer for vertical

Fig. 1. Construction of prototype balanced oscillating mole drainer.

實機는 Fig. 1에서 8角形 分力計①와 牽引棒④으로 트랙터의 3점링크 히치에 連結된다. 本機의 上下運動은 이 3점링크 機構의 上下運動으로 이루어지고 穿孔深이 調節된다. 彈丸의 振動方向은 恒常 水平이 되도록 上部링크로서 調節된다. 트랙터의 PTO 回轉動力은 스플라인軸③에서 取入되어 減速기어⑥를 거쳐 V풀리⑧⑨와 벨트를 통하여 軸⑩을 回轉시킨다. 이 軸에는 偏心輪이 別個로 2個 있어서 이것을 거쳐 連結棒으로부터 前後 생크⑬⑭를 서로 反對方向으로 振動시킨다. 彈丸의 振動數는 풀리⑧⑨의 크기를 바꾸어 變化시킨다. 振動은 偏心軸을 交換함으로써 任意로 變化시킬 수 있다. 또 驅動軸⑩으로부터 체인⑮을 거쳐 偏心輪⑯을 回轉시키므로서 後部 생크의 運動을 上下方向으로 할 수 있다. 이 上下運動과 中央驅動軸의 後部생크의 偏心輪을 適當히 組合시키므로서 後部彈丸의 振動方向을 進行面內에서 任意의 角度로 振動시킬 수 있다. 連結보울트⑱에 의하여 생크와 一體로 되어있는 彈丸을 交換할 수 있어 穿孔 直徑을 變化시킬 수 있다.

다. 後部생크의 運動

後部생크의 振動 軌跡이 進行面에 對하여 傾斜되는 角을 구하기 위하여 다음과 같이 計算하였다. Fig. 2에서 O_1 은 中央驅動軸의 中心을 나타내며 $P_1(C, D)$ 는 그 偏心輪의 中心으로 偏心距離는 r 이다. O_2 는 後部생크의 上部軸 中心을 나타내며 $P_2(E, F)$ 는 그 偏心輪의 中心으로 偏心距離는 R 이다. P_1 과 P_2 의 位相을 各各 θ 와 $\theta + \alpha$ (但 $\theta = \omega t$)라고 하면 P_1 과 P_2 點의 座標는 各各 $[r\cos\theta, r\sin\theta]$ 및 $[1 +$

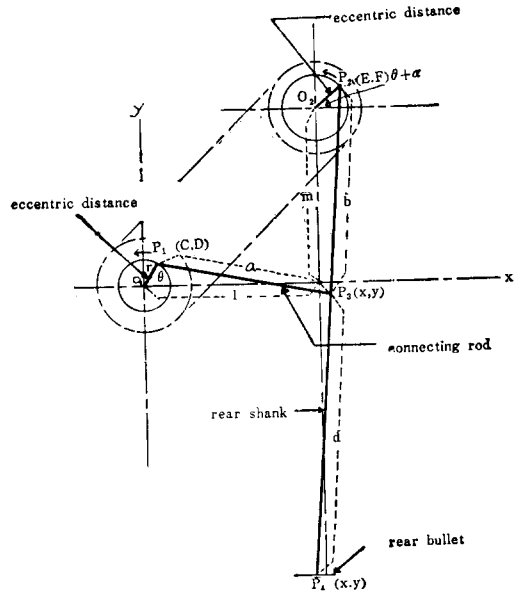


Fig. 2. Motion of rear shank.

$R\cos(\theta + \alpha), m + R\sin(\theta + \alpha)]$ 가 된다. 또 $P_3(x, y)$ 點과 $P_4(X, Y)$ 點의 軌跡을 구하면 各各 다음 式들과 같다.

$$x = Gy + H \dots\dots\dots (1)$$

$$y = \frac{-J \pm \sqrt{J^2 - IK}}{I} \dots\dots\dots (2)$$

$$X = LY + M \dots\dots\dots (3)$$

$$Y = \frac{-P \pm \sqrt{P^2 - NQ}}{N} \dots\dots\dots (4)$$

但 여기서

$$G = \frac{D - F}{E - C} \dots\dots\dots (5)$$

$$H = \frac{a^2 - b^2 + E^2 - C^2 + F^2 - D^2}{2(E - C)} \dots\dots\dots (6)$$

$$I = G^2 + 1 \dots\dots\dots (7)$$

$$J = GH - GC - D \dots\dots\dots (8)$$

$$K = H^2 + C^2 - 2HC + D^2 - a^2 \dots\dots\dots (9)$$

$$L = \frac{y - F}{E - x} \dots\dots\dots (10)$$

$$M = \frac{E^2 - x^2 + F^2 - y^2 + C^2 - (b + d)^2}{2(E - x)} \dots\dots\dots (11)$$

$$N = L^2 + 1 \dots\dots\dots (12)$$

$$P = LM - Lx - y \dots\dots\dots (13)$$

$$Q = M^2 + x^2 - 2Mx + y^2 - C^2 \dots\dots\dots (14)$$

위의 $\theta, (\theta + \alpha)$ 에 따른 彈丸의 跡跡 中에서 使用이 可能한 것을 選擇하기 위하여 Fig. 3과 같이 flow chart를 作成하고 คอมพิวเตอร์로 處理 計算시켜 軌跡을 구했다. 컴퓨터로 그린 軌跡中에서 振幅 및 傾

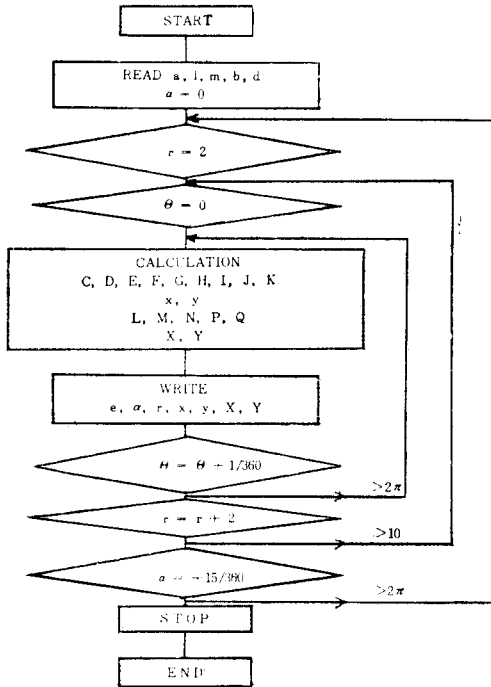


Fig. 3. Flow chart for drawing locus of rear gradient and various bullet.

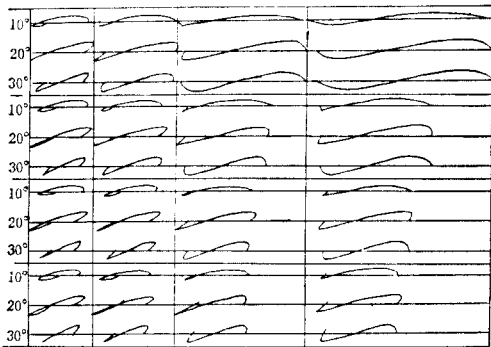


Fig. 4. Locus of rear bullet operating various velocities.

斜角이 42mm 및 10°, 53mm 및 20°, 40mm 및 30° 되는 세種類를 選擇하여 振動하면서 穿孔할 때의 實際 跡跡을 그린 結果는 Fig. 4와 같았다.

라. 各部 作用力

Fig. 5는 機械를 固定링크로 트랙터에 固定하였을 때의 힘의 平衡狀態를 나타낸다. 機械의 重量 W_p 와 彈丸의 反力 S 가 彈丸과 생크의 抵抗 R_f 및 R_r

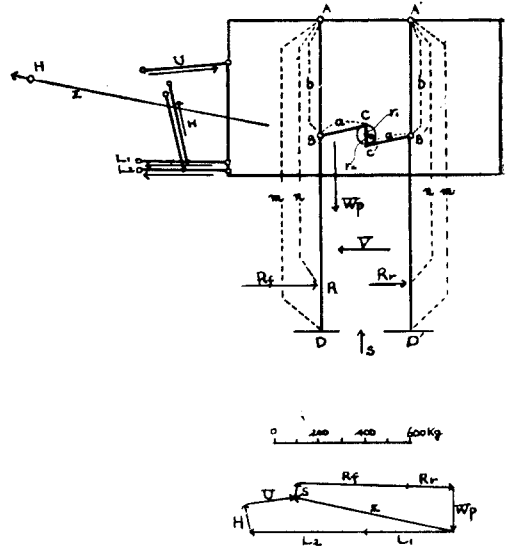


Fig. 5. Balance of force on three point hitch.

과 合成되어 Z 가 되고 Z 는 上部링크의 壓縮力 U 와 下部링크의 引張力 L_1, L_2 및 리후트의 引上力 H 와 平衡을 이룬다. 그림에서 上部링크와 下部링크를 平行하다고 보고 L_1+L_2 에서 U 를 빼면 생크와 彈丸의 抵抗은 R_f+R_r 로 된다.

마. 作用部の 運動

振動하는 彈丸 및 생크는 質量을 갖고 加速度 運動을 하므로 이들에 대한 흙의 掘削抵抗 外에도 加速度에 의한 慣性力이 作用하며 慣性力은 彈丸 및 생크의 質量에 의하여 定해진다. 또 連結棒의 一部는 往復運動이 되고 다른 一部는 回轉運動을 하게 되므로 그 往復重量과 생크 및 彈丸의 重量을 合하여 往復運動部の 重量 W 라 한다. Fig. 5에서 A, A' 는 생크의 支點이며 OC, OC' 는 偏心輪의 偏心距離 r_1, r_2 를 나타낸다. R, R_r 는 어떤 瞬間에서 흙의 抵抗이 集中되는 點이라 한다. 偏心軸의 角速度를 ω 라 하면 r_1, r_2 의 位相은 各各 $\theta = \omega t$ 및 $\theta' = (\omega + \pi)t$ 이다. 그러나 實際 r_1, r_2 의 長이는 4~10mm인데 比하여 a, l, m 의 長이는 250~1,587mm로 매우 크므로 B, R, D 等의 運動은 피스톤-크랭크 機構로 取扱할 수 있다. 이렇게 하여 B 點 및 B' 點에서의 慣性力 F_B 및 $F_{B'}$ 를 구하면 各各式 (15), (16)과 같다.

$$F_B = -\frac{W}{g} \alpha_1$$

$$= -\frac{W}{g}r_1\omega^2(\cos\omega t + \lambda_1\cos 2\omega t) \dots\dots(15)$$

$$F_B' = \frac{W}{g}\alpha_2$$

$$= \frac{W}{g}r_2\omega^2\{\cos(\omega + \pi)t + \lambda_2\cos 2(\omega + \pi)t\} \dots(16)$$

但 $\lambda_1 = \frac{r_1}{a}$, $\lambda_2 = \frac{r_2}{a}$

α_1, α_2 : B點 및 B'點의 水平 加速度

A點과 A'點에서 이 慣性力의 水平分力 F_{BH} 와 $F_{B'H}$ 에 대한 모우멘트와 R_f, R_r 에 대한 모우멘트를 생각하면 A點에서의 모우멘트 M_A 와 A'點에서의 모우멘트 $M_{A'}$ 는 (17), (18)式과 같다.

$$M_A = R_f \cdot n - F_{BH} \cdot b \dots\dots(17)$$

$$M_{A'} = R_r \cdot n + F_{B'H} \cdot b \dots\dots(18)$$

그런데 $M_A + M_{A'} > 0$ 이면 本機는 反時計方向의 回轉을 일으킬 것이고 $M_A + M_{A'} = 0$ 이면 中立, $M_A + M_{A'} < 0$ 이면 時計方向의 回轉을 일으키게 될 것이다. 따라서 모우멘트의 합이 0이 되기 위하여는 (19)式과 같아야 한다.

$$(R_f + R_r) \cdot n < 0 \dots\dots(19)$$

即 R_f 와 R_r 은 서로 反對方向으로 作用하여야 한다. 그런데 前部彈丸은 아직 풀리지 않은 生土속을 穿孔하므로 큰 抵抗을 받고 後部彈丸은 이미 풀린 구멍속을 따라가므로 그 抵抗은 前部彈丸에 比하여 相當히 작아진다. 그래서 模型實驗에서 後部彈丸의 直徑을 前部彈丸에 比하여 1.2倍 및 1.4倍로 하였으

나 모우멘트의 平衡效果를 얻지 못하였으므로 本研究에서는 彈丸과 흙과의 接觸速度의 差異로서 抵抗增대를 考하여 보았다.

바. 作用部の 回轉力

생크에 作用하는 흙의 抵抗의 크기 및 位置는 恒常 變動하나 그 水平方向의 平均分力을 R_{fH}, R_{rH} 라 하면 慣性力과의 合成力 P_f, P_r 은 (20), (21)式과 같이 된다.

$$P_f = \frac{n}{b}R_{fH} - \frac{W}{g}\alpha_1 \dots\dots(20)$$

$$P_r = \frac{n}{b}R_{rH} + \frac{W}{g}\alpha_2 \dots\dots(21)$$

P_f, P_r 의 偏心輪 方向의 分力 P_{fc} 와 P_{rc} 는 그림 (5)의 \overline{OC} 方向에 따르는 힘과 \overline{OC} 에 直角方向의 힘 P_{fct1}, P_{fct2} 및 P_{rct1}, P_{rct2} 로 分解하면 P_{fct2} 과 P_{rct1} 가 偏心輪을 回轉시키는 힘이 된다. 그러므로 偏心輪 驅動軸의 토크 T 는 (22)式으로 表示된다.

$$T = P_{fct1} \cdot r_1 + P_{rct2} \cdot r_2 \dots\dots(22)$$

3. 圃場實驗

가. 材料 및 方法

1) 機械의 條件

本機의 驅動에 使用된 트랙터는 Massey Ferguson 165(2,000 rpm/60HP)이며 全實驗中 1,200rpm으로

Table 1. Operating condition of testing machine.

operating tractor	Massey Ferguson 165(2,000rpm/60HP)											
velocity(m/sec)	V ₁		V ₂		V ₃		V ₄					
	0.32		0.54		1.00		1.40					
frequency(c/s)	f ₁		f ₂		f ₃		f ₄					
	7.0		11.0		14.5		17.0					
eccentric distance fore, rear(mm)	A ₄₄		A ₆₈		A ₈₈		A ₄₈		A ₄₈		A ₈₈	
	4	4	6	6	8	8	4	6	4	8	6	8
amplitude of bullet(mm)	19.5	19.5	29.3	29.3	39.1	39.1	19.5	29.3	19.5	39.1	29.3	39.1
oscillating direction (horizontal for fore bullet, inclination for rear bullet)	A _{8, 10°}		A _{8, 10°}		A _{8, 20°}		A _{8, 20°}		A _{8, 20°}		A _{8, 30°}	
	6°	10°	8°	10°	6°	20°	8°	20°	6°	30°	8°	30°
amplitude of bullet(mm)	29.3	42.0	39.1	42.0	29.3	53.0	39.1	53.0	29.3	40.0	39.1	40.0
diameter of bullet(cm)	10		7									
piercing depth(cm)	40±5											

Table 2 Results for sieve analysis.

gravel %	sand %	silt %	clay %	max. dia. mm	60% dia. mm	10% dia. mm	uniform coefficient
—	8.6	63.9	27.5	—	0.024	0.0013	18.46
2000M sieve passing(%)	420M sieve passing(%)	74M sieve passing(%)	classification on triangle coordinate	remarks			
100.00	99.62	91.35	silty clay loam	many botanical organic material			

서 驅動하였다. 速度 變化는 트랙터 變速裝置의 1, 2, 3, 4速의 4段으로 하였으며 振動數는 驅動軸과 偏心輪軸의 V 풀리를 交換하므로써 變化시켰고 振幅은 偏心輪을 交換하여 變化시켰다. 穿孔 깊이는 트랙터의 3점링크 히치機構를 上下로 作動시켜 調節하였으며 機械의 圃場實驗 作動 條件은 Table 1과 같이 하였다.

2) 實驗圃場의 條件

實驗圃場은 干拓地로서 土壤의 比重이 18.2°C의 물에 대하여 2.61이었으며 土壤의 含水比는 깊이에 따라 多少 差異가 있었으나 平均 13.64%이었다. 흙의 粒度試驗 結果는 Table 2와 같으며 三角座標法으로 分類하면 실트質-粘土-로움이고 植物性 有機物이 많았다. 또 土壤의 慣入抵抗은 콘 페네트로미터(Cone Penetrometer)에 의하여 測定하였으며 Fig. 6은 그 測定例로서 깊이 20cm程度까지는 10kg/cm²程度로서 단단하였으나 機械가 穿孔하는 깊이 40cm 附近에서는 6~8kg/cm²이었다.

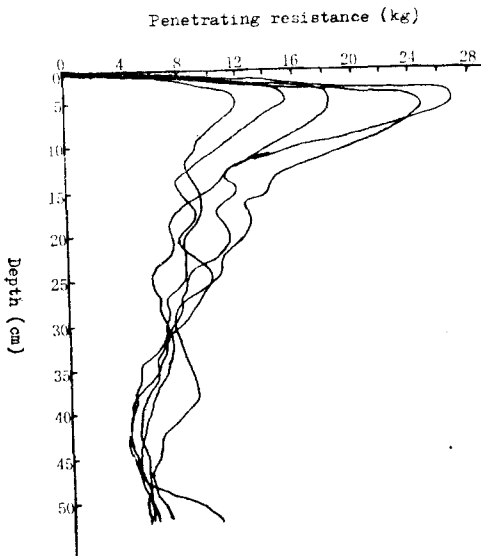


Fig. 6. Example of penetrating resistance.

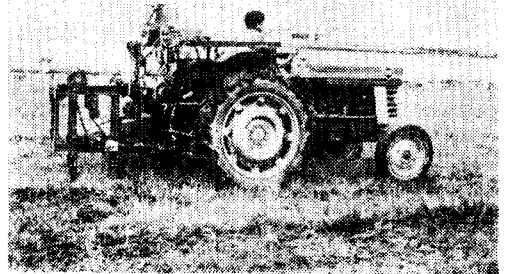


Fig. 7. Testing machine installed on tractor

3) 計 測

牽引力, 토오크 및 모우멘트의 計測은 Fig. 8과 같이 모우멘트나 힘에 의한 作用部의 變形을 스트레인 게이지로서 電氣抵抗 變化를 바꾸어서 檢出하고 記錄紙에 記錄하였다.

가) 토오크(Torque)

기어박스의 動力取出軸 Fig. 1의 ①에 十字型 스트레인 게이지를 附着하여 그 導線을 슬립링을 거쳐 휘이트스톤 브릿지 회로(Wheatstone bridge circuit)를 통하여 스트레인 미터로 引導해서 軸에 생기는 스트레인을 測定하므로써 軸의 回轉力을 檢出하였다. 牽引動力은 一定 走行距離를 달리는 時間을 스톱워치로 測定 計算한 走行速度와 牽引力으로 부터 算出하였으며 彈丸 振動에 要하는 振動動力은 變速軸의 토오크와 振動의 角速度로부터 算出하였다.

振動 驅動에 要하는 軸의 回轉力을 구하기 위해 캘리브레이션한 비틀림 스트레인과 토오크와의 關係는 식(23) 및 그림(9)과 같다.

$$T = 0.03235\epsilon \text{ [kg} \cdot \text{m]} \dots \dots \dots (23)$$

나) 牽引力(draft force)

트랙터 3점링크 히치機構의 上部링크에 걸리는 힘을 測定하기 위해 8角形으로 된 分力計를 設計製作하였는 바 製作한 8角形 分力計의 構造는 Fig. 10과 같다. 이것은 萬能材料試驗機(UTM)를 利用해서 캘리브레이션한 結果 牽引力 測定에 바로 活用할 수

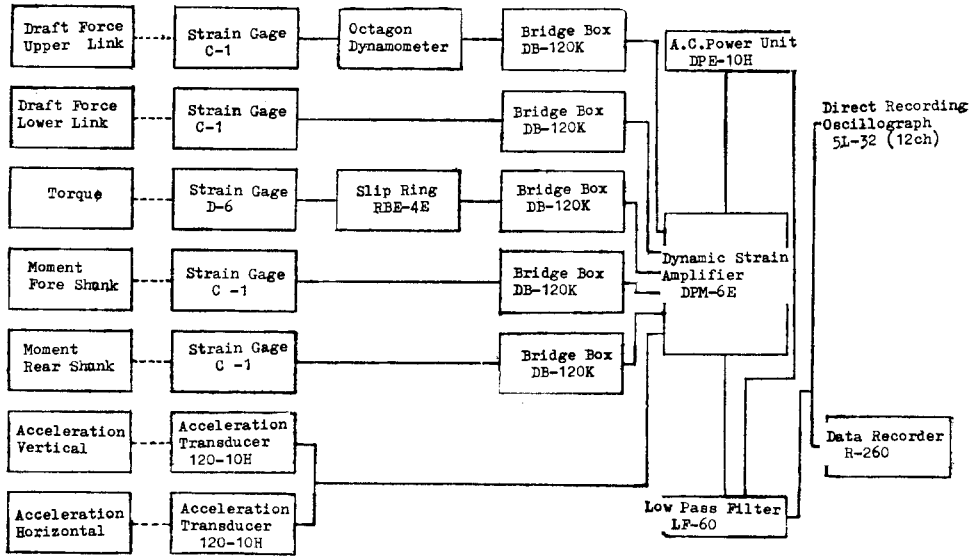


Fig. 8. Block diagram of strain measurement apparatus.

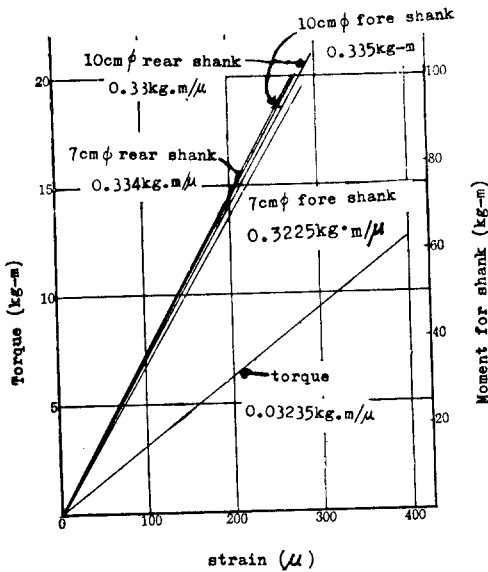


Fig. 9. Calibration curve for torque and moment of shank.

있는 良好한 性能을 보여 주었다.

Fig. 1의 軸④에 附着한 스트레인 게이지⑤로서 트랙터 下部 牽引棒 左右에서의 굽힘모우멘트를 구하고 Fig. 10과 같은 8角形 分力計를 上部링크와

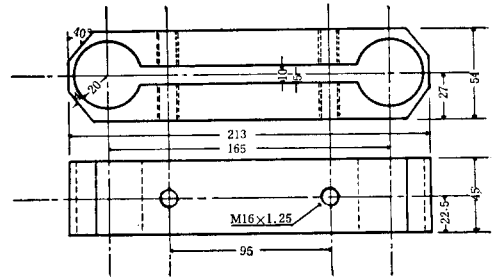


Fig. 10 Octagonal dynamo transducer.

本機 사이에 裝着하여 壓縮力을 測定해서 全牽引力을 算出하였다. 即 下部 牽引棒 左右에 굽힘모우멘트로부터 算出한 牽引力 P_{1d} 및 P_{2d} 와 8角形 分力計로 測定한 Fig. 5의 U로 表示된 壓縮力 P_{3d} 를 實測하여 트랙터가 本試作機를 牽引하는데 所要되는 全牽引力 P_d 를 (24)式과 같이 計算하였다. 이것들을 實測한 結果는 (25)~(27)式 및 Fig. 11과 같다

$$P_d = P_{1d} + P_{2d} - P_{3d} \dots\dots\dots(24)$$

$$P_{1d} = 0.862\varepsilon \text{ [kg]} \dots\dots\dots(25)$$

$$P_d = 0.9345\varepsilon \text{ [kg]} \dots\dots\dots(26)$$

$$P_{3d} = 0.1619\varepsilon \text{ [kg]} \dots\dots\dots(27)$$

다) 모우멘트

前部생크와 後部생크의 휨의 抵抗에 의한 모우멘

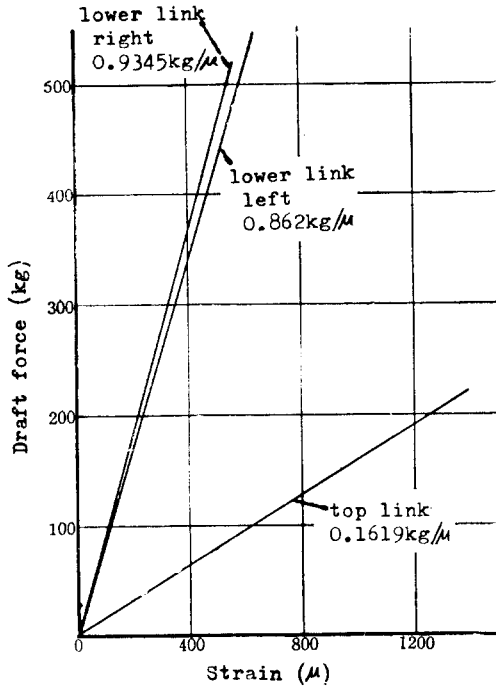


Fig. 11. Calibration curve of top link and lower link(right, left).

트는 Fig. 1에서 생크部分㉔㉕에 스트레인 게이지를附着하여檢出하였다. 彈丸의 直徑變化에 따른前後 생크의 모우멘트와 스트레인 사이의關係는實測한結果 (28)~(31)式과 같았으며 Fig. 9에 토오크와 함께表示하였다.

前部φ7cm : $M_{f7} = 0.3225\epsilon_f$ [kg·m](28)

前部φ10cm : $M_{f10} = 0.335\epsilon_f$ [kg·m].....(29)

後部φ7cm : $M_{r7} = 0.334\epsilon_r$ [kg·m].....(30)

後部φ10cm : $M_{r10} = 0.330\epsilon_r$ [kg·m](31)

라) 振動 加速度(Oscillating acceleration)

穿孔時 試作機 自體 프레임의 振動加速度는 Kyo-wa製 120-10H의 10g用 加速度計를 使用해서 프레임 上部(Fig. 1의 ㉔)에서 水平 加速度를, 프레임 側部(Fig. 1의 ㉕)에서 垂直 加速度를 各各 測定하였다. 測定한 加速度와 스트레인과의 關係는 式(32)와 같다.

$\alpha = 0.00277 \epsilon_x$ [g].....(32)

나. 實驗結果 및 考察

1) 오실로그램과 穿孔部

Fig. 12는 振動數 17Hz, 走行速度 0.32m/sec, 彈丸의 振幅이 前後 모두 19.5mm이며 彈丸의 直徑 10cm, 穿孔深 40cm일 境遇의 實驗結果를 oscillo-

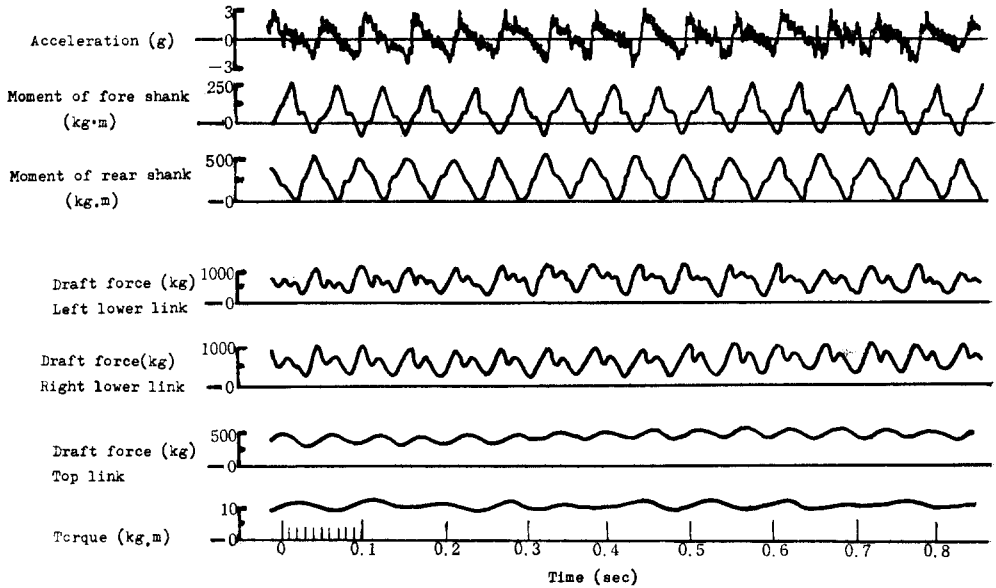


Fig.12. Example of oscillogram.



Fig. 13. Photograph of pierced hole.

gram으로 나타낸 것이다. 牽引力, 토오크, 생크의 모우먼트 및 振動 加速度는 모두 加振 振動數와 一致하는 週期的인 變動을 하고 있음을 보여주고 있

다.

Fig. 13은 穿孔部 斷面의 一例이다. 구멍의 上部에는 생크가 通過한 痕跡을 볼 수 있는데 排水時 泥土가 이 틈으로 들어와 渠底에 堆積되어 渠孔斷面을 閉塞할 可能性이 있어 暗渠 耐用性 消失의 原因이 되지 않을까 憂慮되므로 앞으로 暗渠의 耐用性에 關하여 調査한 必要性을 느낀다. 그러나 本實驗에서는 機械, 自身의 性能試驗에 主目的을 두었기 때문에 여기에 寫眞을 掲載하는 것으로 그친다. 또 排振動으로 粘土質의 土壤에 暗渠를 造成하는 것에 比하여 本實驗과 같이 振動시키면서 穿孔한 境遇는 振動에 의하여 土壤에 龜裂이 생기므로 그 龜裂을 通하여 排水性이 더욱 좋아지고 土壤 物理性이 크게 向上 될 것으로 期待되는 바 作物收量에 關한 比較實驗等 實用化 試驗이 앞으로 行해져야 할 것이다.

2) 振動 加速度

平衡 振動式 暗渠穿孔機의 主目的이 既存 暗渠穿孔機로는 牽引抵抗이 커서 施工이 困難한 곳에 振動을 利用하자는 것이고 또 1個의 彈丸을 使用할 境遇의 激甚한 機械의 振動을 輕減시킬 目的으로 2個의 彈丸을 利用하는 平衡式을 考案하게 된 것이므로 여기에서는 1個의 彈丸일 境遇와 2個일 境遇의 振動

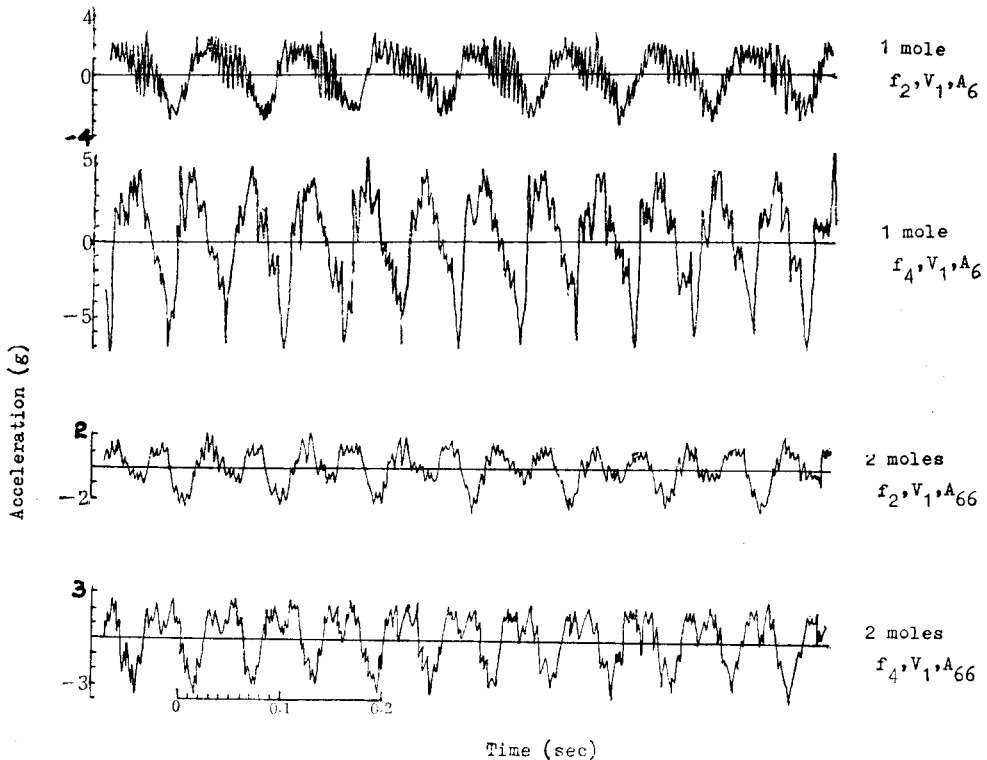


Fig. 14. Effect of balanced type oscillation on acceleration.

平衡式 振動彈丸 暗渠穿孔機の 研究(IV)(V)

加速度 輕減의 效果에 關해서 主로 論하기로 한다. Fig. 14는 單一彈丸일 境遇와 平衡式일 境遇의 振動加速度的 變化를 나타내는 Oscillogram의 一例인데 振動加速도는 平衡式에 大幅減少 했음을 明白히 알 수 있다.

彈丸 1個일 境遇와 平衡式일 境遇의 振幅에 따른 彈丸의 振動數와 發生 振動加速度的 變化를 보면 Fig. 15와 같이 振動加速도는 振動數가 增加함에 따라 커지게 되고 振幅이 클수록 커지고 있다. 또 單一彈丸時에 比하여 平衡式일 境遇는 振動加速도가 大幅 減少하고 있는데 그 傾向은 振動數 f_1 에서 35~43%, f_2 에서 41~42% 減少하였다. Fig. 16은 速度에 따른 振動加速度的 變化를 보여주고 있다. 大體로 速度가 增加함에 따라 g 는 減少하고 있다. 이 傾向은 後述할 모우멘트의 오실로그람에서도 알 수 있는 바와 같이 생크의 振動에 의한 모우멘트의 變化가 速度와 더불어 減少하기 때문이라고 생각된다. 또 振幅이 커지면 생크의 모우멘트도 커지고 振

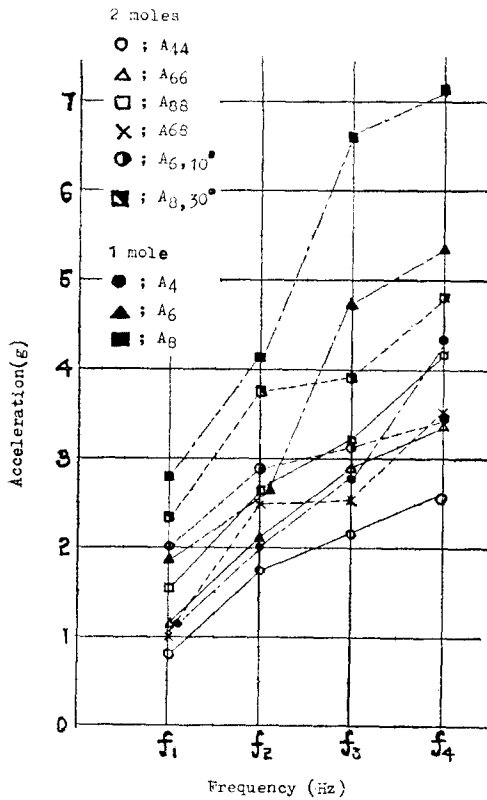


Fig. 15. Variation of acceleration with frequency for the number of moles and various amplitudes.

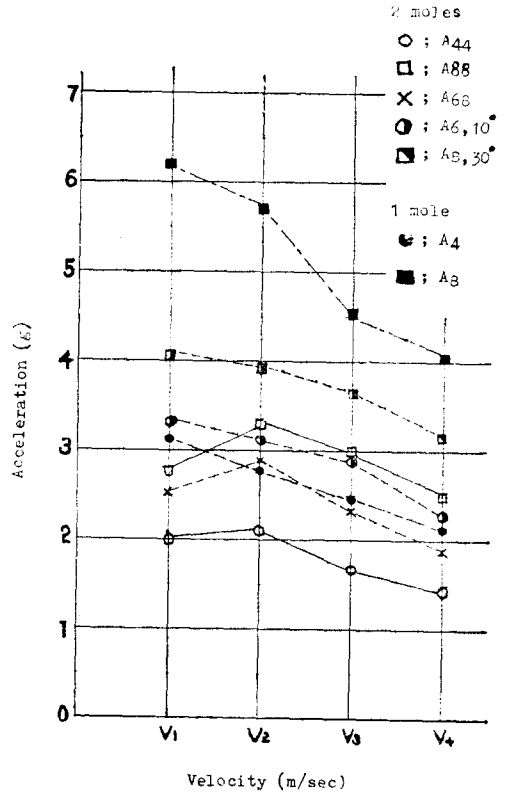


Fig. 16. Variation of acceleration with velocity of tractor for the number of moles and various amplitudes.

動數가 커지면 역시 생크의 모우멘트도 커지므로 모우멘트의 크기의 變化 即 모우멘트의 振幅이 振動加速도에 크게 影響을 주고 있는 것으로 判斷된다. 또 A_{88} 과 같이 前後 彈丸을 다른 振幅으로 振動시켰을 境遇와 前後 같은 振幅일 境遇는 後部彈丸을 後下方으로 傾斜시켜서 振動시켰을 境遇에 比하여 振動加速도가 減少하였다. 또 10°, 20°, 30°로 後部彈丸의 傾斜角이 커질수록 振動加速도는 增加하였다. 이것을 分散分析한 結果 振動의 種類에 따라 g 에는 差異가 있다는 것이 5%의 有意差水準에서 認定되었다. 前後 異振幅으로 實驗한 目的은 後部彈丸의 突出의 接觸速度를 크게하므로써 突出의 抵抗을 보다 크게하여 前部彈丸이 生土속을 突入할 때 받는 突出의 큰 抵抗과 平衡시키려 함이었는데 實用的으로는 振動에 要하는 動力抵抗에 의한 牽引動力 增加等の 面이 考慮되어야 한다.

振動加速度(α)에 대한 3個 因子 - 振動數(f), 振

Table 3. ANOVA table for acceleration.

Factor	d.f	S.S	M.S	F-value
f	3	60.0149	20.0050	159.06**
V	3	13.9173	4.6391	5.84**
A	5	35.9007	7.1801	57.19**
$f \times V$	9	2.7978	0.3109	2.47*
$f \times A$	15	5.8389	0.3891	3.095**
$V \times A$	15	1.2529	0.0835	0.6642
E	45	5.6595	0.1258	

幅(A), 走行速度(V)의 效果 및 이들의 相互作用을 分散分析한 結果 表(3)과 같이 振動加速度는 振動數, 進行速度, 振幅 및 振動數와 振幅의 交互作用의 效果가 크게 나타났다. 따라서 振動加速度를 輕減시키려면 振動數와 振幅을 너무 크게 할 수 없음을 알 수 있다. 또 振動加速度를 더욱 輕減시키려면 機械의 振動部分을 支持하고 있는 베어링과 프레임 사이에 防振材料를 挿入하는 方法도 좋을 것으로 생각된다.

3) 牽引力

振幅別로 본 牽引抵抗과 振動數와의 關係는 Fig. 17에서 알 수 있는 바와 같이 牽引抵抗이 振動數가

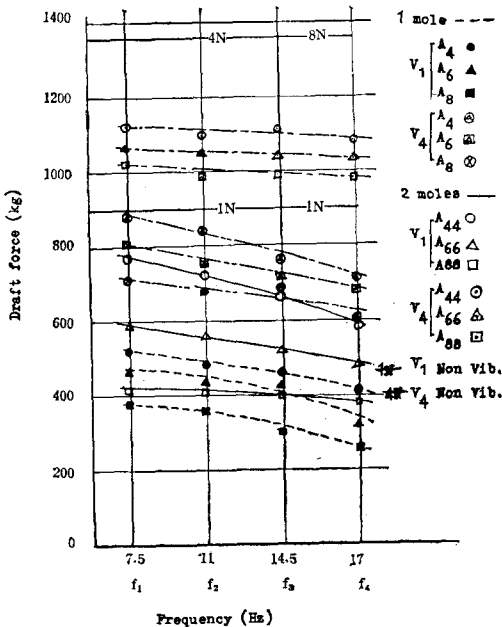


Fig. 17. Relationship between the draft force and the frequency for various amplitudes.

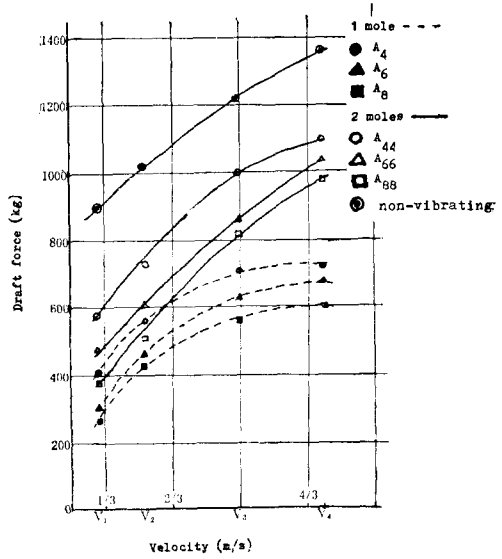


Fig. 18. Relationship between the draft force and the velocity for various amplitudes.

增加할수록, 또 振幅이 클수록 減少하고 있다. 또 彈丸 1個일 境遇보다 平衡式일 境遇가 牽引抵抗이 7~40% 더 크다. 그러나 平衡式일 境遇의 牽引抵抗은 無振動일 境遇에 比較하면 27~59% 減少하고 있다.

Fig. 18은 振幅別로 본 牽引抵抗과 走行速度와의 關係를 나타내고 있다. 走行速度가 빨라질수록 牽引抵抗은 增加하며 큰 速度에서는 平衡式이 單一彈丸時보다 增加率이 크게 나타나고 있다. 即 單一彈丸일 境遇는 V_4 에서의 牽引抵抗이 V_1 에서보다, 77% 增加하였고 平衡式일 境遇는 95% 增加하였다.

Fig. 19는 振動時의 牽引抵抗을 非振動時의 牽引抵抗으로 나누어서 無次元化한 것과 振動數와의 關係를 나타낸 것으로 振幅이 클수록 抵抗減少率이 클을 보여주고 있다. 또 速度가 클 때는 작을 때에 比較하여 牽引力比가 커서 그만큼 牽引力 減少率이 작다는 것을 알 수 있고 어느 振動數 以上에서는 抵抗이 一定值 以下로 減少하지 않을 것을 暗示하고 있다. 그 理由는 後述할 모우멘트의 頂과 같이 速度가 크면 모우멘트도 커지지만 極大値와 極小値의 差 即 모우멘트 變化의 振幅은 작게 되며 또 다음에 論할 V/Af 의 값이 커짐에 따라 振動方向이 前方일 때의 彈丸의 軸에 대한 相對速度가 작아지는 등의 原因이 複合된 結果라 생각된다.

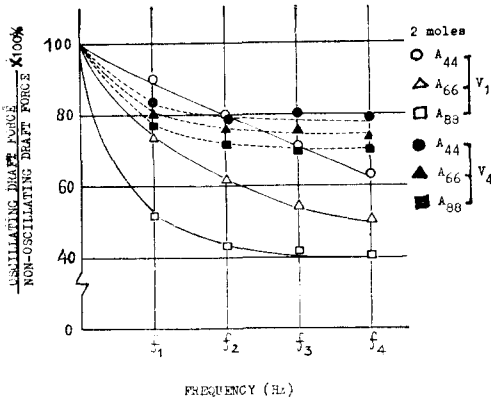


Fig. 19. Relationship between the ratio of oscillating draft force to non-oscillating and frequency for various amplitudes.

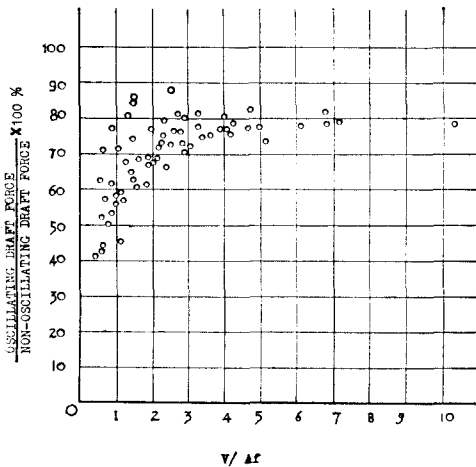


Fig. 20. Relationship between the ratio of oscillating draft force to non-oscillating and V/Af .

抵抗減少率와 無次元量 V/Af 와의 關係를 보면 Fig. 20과 같이 振動에 의하여 牽引抵抗을 減少시키기 위해서는 V/Af 의 값에 制限이 있음을 알 수 있다. 예를 들면 60% 以下로 牽引抵抗比를 減少시키려면 V/Af 의 값을 1보다 작게 해야하고 따라서 V 를 작게 하든가 A 나 f 를 크게 해야하나 여기에는 振動動力이 增加하는 등의 問題가 따르게 된다.

振動의 種類別로 본 牽引抵抗과 速度와의 關係를 分散分析한 結果 振動의 種類에 따른 牽引抵抗은 5%

Table 4. ANOVA table for draft force.

Factor	d.f	S.S	M.S	F-value
f	3	262, 864.75	87, 621. 58	12. 14**
V	3	3, 951, 280. 20	1, 317, 093. 400	182. 45**
A	5	442, 157. 02	88, 431. 404	12. 25**
$f \times V$	9	148, 769. 90	16, 529. 988	2. 29*
$f \times A$	15	125, 696. 07	8, 379. 738	1. 161
$V \times A$	15	169, 576. 78	11, 305. 118	1. 57
E	45	324, 848. 80	7, 218. 862	

有意水準에서 有意差가 있었으므로 牽引力의 差가 認定된다. 또 牽引力에 대한 主要因을 分散分析한 結果 Table 4와 같이 牽引抵抗은 振動數, 振幅 및 速度의 影響이 컸다. 따라서 牽引抵抗을 減少시키려면 振動數와 振幅을 크게하고 進行速度를 작게하는 것이 좋다. 그러나 振動數와 振幅을 크게하면 振動加速度나 驅動에 要하는 動力이 增大할 것이므로 適切な 條件을 選擇해야 할 必要가 있다.

4) 토오크 및 所要 動力

Fig. 21은 振動數와 토오크의 關係를 振幅別로 表示한 것인데 振動數가 늘수록, 또 振幅이 늘수록 彈丸을 振動시키는 驅動軸의 토오크가 크게 나타났다. 그런데 토오크가 振動數와 더불어 增加한다는 것은 振動動力이 매우 增加한다는 것을 意味한다. 예를 들면 A_{44} 의 振幅에서는 f_4 때가 f_1 때의 5.4배로 토오크가 增加되었고 A_{88} 때는 3.1배로 增加되었다. 또 振動數 f_1 일 境週 振幅 A_{88} 에서의 토오크는 A_{44} 의 約 2.4배이었다. 또 彈丸 2個 및 1個로 振動시킨 境週의 토오크를 比較해 보면 A_{44} 가 A_{88} 에 比하여 1.8배로 增加하였다. 模型實驗 結果에서는 같은 振幅에서는 振動數가 增加하여도 토오크는 거의 增加하지 않았지만 本實驗에서는 sFig. 21과 같이 많이 增加하였는데 이것은 對象 土壤의 特性에 關係가 있다고 생각된다. 即 模型實驗의 供試土는 砂分 56%, Silt分 29%, 粘土質 14%이었는데 本實驗의 干拓地 土壤은 砂分이 8.6%로서 매우 적고 silt質이 63.9% 粘土分이 27.5%로서 相當히 많기 때문에 이것의 粘着性에 基因한 結果로 여겨진다. 이것은 粘土質 土壤에서의 牽引抵抗 增大가 砂質土壤보다 크다는 既存의 實驗結果⁽⁶⁾와 符合된다. 또 模型實驗時 彈丸을 半으로 分割한 截斷模型을 透明板으로 된 土槽의 안쪽에 接觸시켜서 穿孔實驗을 하였을 때 單位길이 당 흙의 斷層은 砂質土壤에서 많이 發生하였다. 即 砂質土壤에서는 摩擦應力은 크지만 粘着應力과 凝集應力이 작기 때문에 이들을 總合하면 抵抗이 작

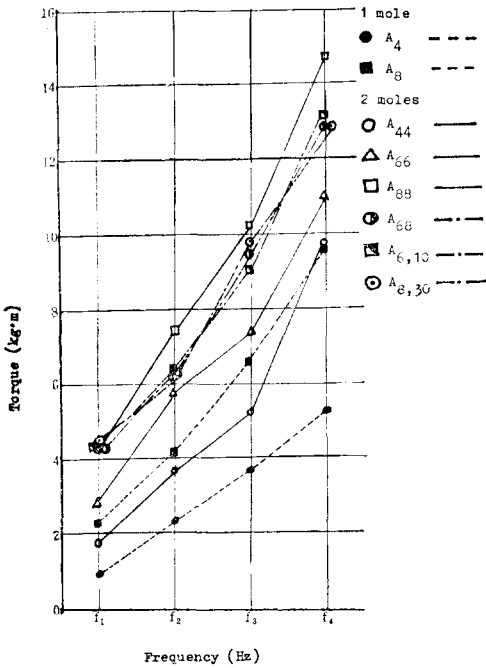


Fig. 21. Relationship between the torque and the frequency.

계되고 粘土 土壤에서는 이와 反對이기 때문에 다른 傾向이 나타나는 것으로 생각된다. 따라서 土壤의 種類別로 더욱 精密한 實驗이 要求된다.

進行速度와 트오크의 關係를 振幅別로 살펴보면 Fig. 22과 같이 速度가 增加함에 따라서 트오크는 減少하며 振動數가 클때 그 傾向이 더욱 크게 나타났다. 이것은 同一 振動數에서는 速度가 크면 모우멘트 變化의 幅이 작아지는데 基因하고 있는 것이라 생각된다.

Fig. 23은 振動에 要하는 動力을 振動의 種類別로 表示한것이다. 그림에서 明白한 것과 같이 振動數가 增加할수록, 또 振幅이 클수록 振動動力은 增加하였다. 예를 들면 振幅 A_8 일 境遇 振動數 f_4 에서의 振動動力은 f_1 보다 8.8倍로 增加하였다. 또 振動動力은 進行速度의 增加에 따라 약간 減少하였다.

Fig. 24은 牽引動力(黑色部分)과 振動動力(白色部分)과의 合을 振動 種類別로 또 振動數別로 分類配列한 것이다. 勿論 여기에 表示된 總動力은 牽引動力의 合만을 表示하며 走行抵抗이나 機械의 傳導效率等은 包含하지 않았으므로 이대로 엔진의 所要馬力을 나타내는 것은 아니라는 點에 注意를 要한

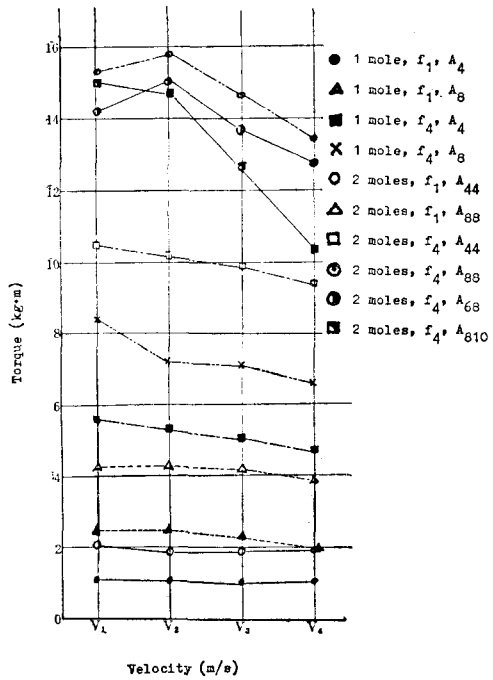


Fig. 22. Relationship between the torque and the velocity

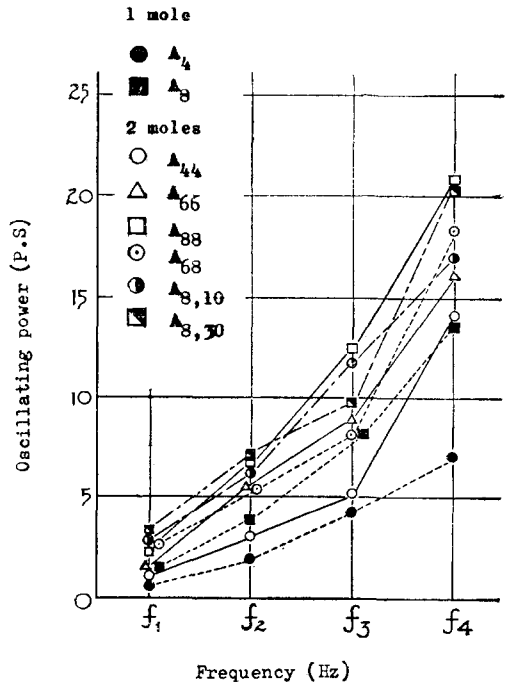


Fig. 23. Relationship between the oscillating power and the frequency.

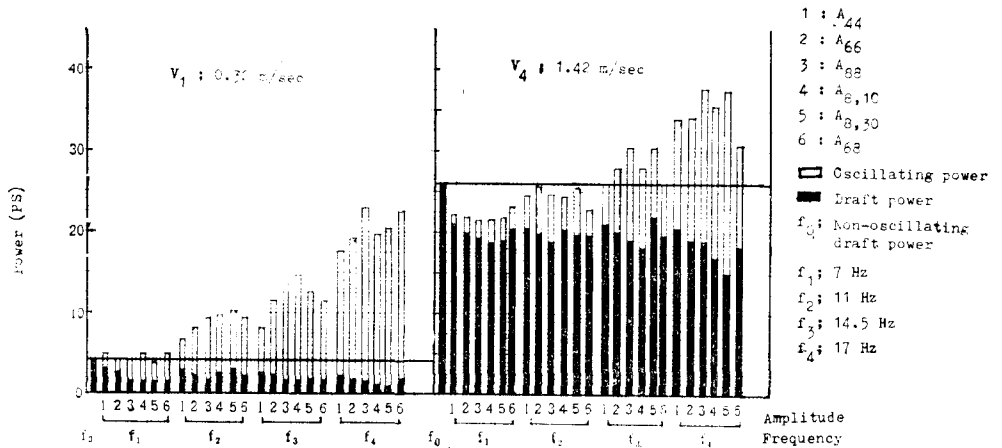


Fig. 24. Required total power.

다. 그림에서 進行速度가 작을 境遇에는 振動數가 크면 振動動力이 牽引動力에 比較하여 顯著하게 크다. 卽 振幅 A_{88} 의 境遇 振動數 f_4 에서는 振動動力이 牽引動力의 13.4배로 나타났다. 그러나 速度가 增加하면 牽引動力도 增加하여 振動動力과의 比率이 逆으로 작아진다. 例를 들면 振幅 A_{88} , 振動數 f_8 에서 V_1 때는 振動動力과 牽引動力의 比가 1.7 : 12.6이 있었으나 V_4 때는 19 : 11.5로 變하였다. 여기서 注目할 點은 V_4 때 振動數 f_1, f_2 에서는 非振動時에 比較하여 總動力이 작게 나타났다는 事實이다. 이러한 現象은 V_3 의 速度에서도 마찬가지였다. 卽 振動시 키므로서 非振動時보다 總動力이 節減될 수 있다는 것을 알 수 있다.

토크에 대한 各要因別 分散分析 結果 Table 5와 같이 토크는 振動數 速度, 振幅 및 振動數와 振幅의 交互作用 效果가 컸다. 따라서 振動數와 振幅을 同時에 크게 한다는 것은 토크가 매우 增大된과 同時에 動力의 增大도 隨伴된다는 點을 考慮하여야 할 것이다.

Table 5. ANOVA table for torque.

Factor	d.f	S.S	M.S	F-value
f	3	1,001.0822	333.6941	972.77**
V	3	85.1792	28.3930	82.77**
A	5	213.8345	42.7669	124.67**
$f \times V$	9	2.9323	0.3258	0.9498
$f \times A$	15	27.7344	1.8490	5.39**
$V \times A$	15	7.7820	0.5188	1.51
E	45	15.4365	0.3430	

5) 모우멘트

Fig. 12의 Oscillogram에서 본 바와 같이 생크의 모우멘트는 週期的인 變動을 하고 있다. 卽 前部생크의 모우멘트가 極大가 될 때 後前部생크는 反對로 極小가 된다. 또 그 瞬間의 牽引力을 나타내는 上部링크와 上部牽引部 部分의 Oscillogram도 極值를 나타내고 있다. 이것은 振動의 1사이클中 이러한 極值를 나타내는 位相에서 彈丸이 土壤의 抵抗을 最大로 받고 있음을 나타낸다.

Fig. 25는 前後 同振幅인 境遇와 異振幅인 境遇 및 後部彈丸을 後下方으로 傾斜시켜 振動시켰을 境遇 振動數에 따른 前後 생크의 모우멘트 變化를 나타내고 있으며 Fig. 26은 같은 境遇에서 速度에 따른 모우멘트의 變化關係를 나타낸다. 여기서 모우멘트는 各 사이클中의 最大值를 取했다. 그림에서는 各 線이 交叉하여 傾向이 뚜렷하지 못하나 分散分析 結果 Table 6과 같이 振動數, 速度, 振幅 및 모우멘트 사이에는 1% 以內의 有意差가 認定되었다. 卽 後部생크의 모우멘트는 振動數, 速度, 振幅 및 振動數와 速度의 交互作用, 振動數와 振幅의 交互作用, 速度와 振幅의 交互作用의 效果가 컸다. 이 結果中에서 進行速度가 클수록 모우멘트도 增加한다는 事實은 模型實驗의 結果와 一致하였으나 振幅과 振動數의 影響은 反對의 傾向을 나타내었는데 이것은 實驗對象地의 土性의 相違點 때문이라고 생각된다.

Fig. 27은 振動의 種類와 速度別로 본 모우멘트 變化의 oscillogram이다.

흙의 抵抗의 平衡에 關하여 考察하여 보면 同一瞬間에서 前脚의 모우멘트와 後脚의 모우멘트의 合이

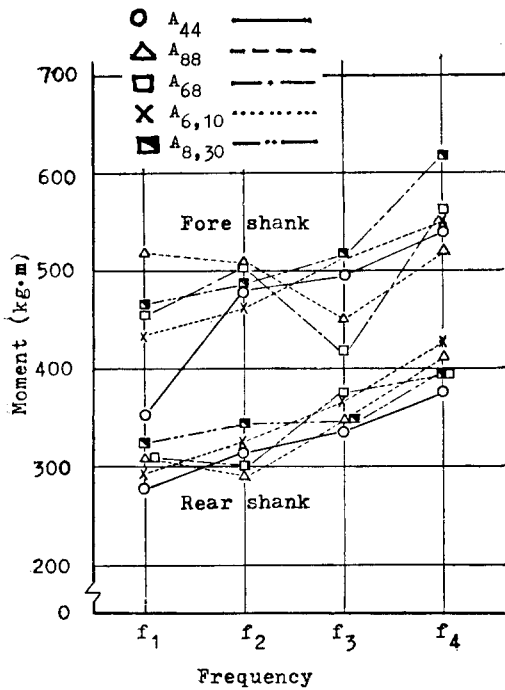


Fig. 25. Relationship between the moment and the frequency for various amplitudes.

恒常 零이 된다면 平衡을 이룰 것이다. 그러나 Fig. 27에서 볼 수 있는 바와 같이 前脚의 모우멘트는 零으로부터 十의 極值 사이에서 增減하고 있고 後脚은 若干의 一值와 十值 사이에서 增減하고 있다. 따라서 그 合計는 恒常 十의 값을 가지게 되고 또 그것이 變動하고 있으므로 前脚 모우멘트의 合計의 變化가 機械의 振動이란 形態로서 外部에 나타나게 되는 것이다. 앞에서 論한 바와 같이 後部彈丸의 振幅을 前部보다 크게 하거나 後部下方으로 傾斜시켜 振動시키므로써 後脚의 모우멘트를 크게 하여 前脚

Table 6. ANOVA table for moment.

Factor	d.f	S.S.	M.S.	F-value
f	3	181,943.03	60,647.676	37.92**
V	3	108,428.03	36,142.676	22.59**
A	5	51,118.68	10,223.73	6.39**
f×V	9	44,515.09	4,846.12	3.09**
f×A	15	97,421.03	6,494.73	4.35**
V×A	15	52,039.04	3,469.26	2.16*
E	45	71,969.09	1,599.31	

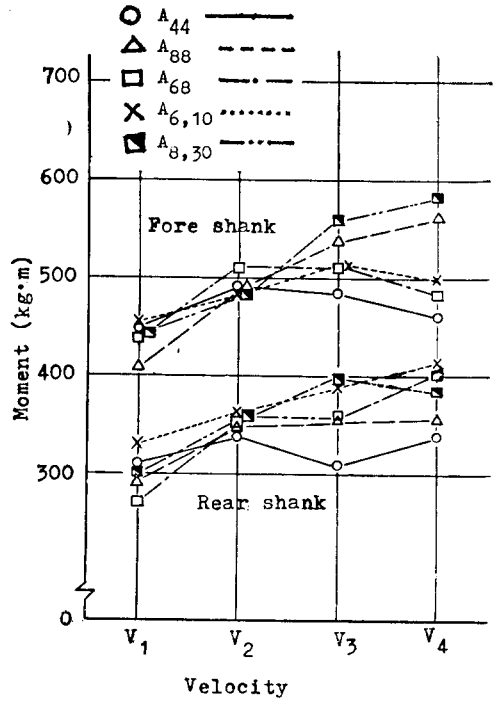


Fig. 26. Relationship between the moment and the velocity for various amplitudes.

과 平衡시켜 보려하였던 實驗結果는 振動의 種類에 따른 前脚의 모우멘트는 類似한 傾向으로 나타났으나 後脚의 모우멘트는 A_{88} 에 比하여 A_{88} , $A_{6,10}$ 에서 所謂 stretch effect가 作用하는 것으로 생각되었다 그러나 振動加速도가 여기에 符合되게 減少하고 있는지는 疑問스러웠다. 그것은 흙의 抵抗에 의한 平衡보다는 機械의 不平衡의 影響이 보다 크기 때문이라고 생각된다. 따라서 平衡에 關한 이 方式이 期待되는 效果를 거두지 못한다면 機械의 複雜化와 所要動力等의 觀點으로 보아 後部彈丸을 土中에 넣지 않고 空氣中에 露出시켜 스프링이나 댐퍼 또는 均衡 錘 등으로 平衡을 試圖하여 本드든가 2個의 彈丸을 別途로 하지 않고 1個의 圓筒속에서 前頭部와 後尾部로 나누어 油壓이나 空氣壓 등으로 振動시켜 보는 등의 研究를 해 볼 價値가 있다고 본다.

6) 最適 作業 條件

以上の 結果에서 最適 作動條件을 구한다는 것은 어려운 일이다. 왜냐하면 動力이 적어도도록 하면 速度가 늦어져 作業能率이 오르지 않을 것이고 速度를 增加시키면 牽引動力이 커져서 振動의 效果가 작아지기 때문이다. 또 牽引動力을 작게 하면 振動動力

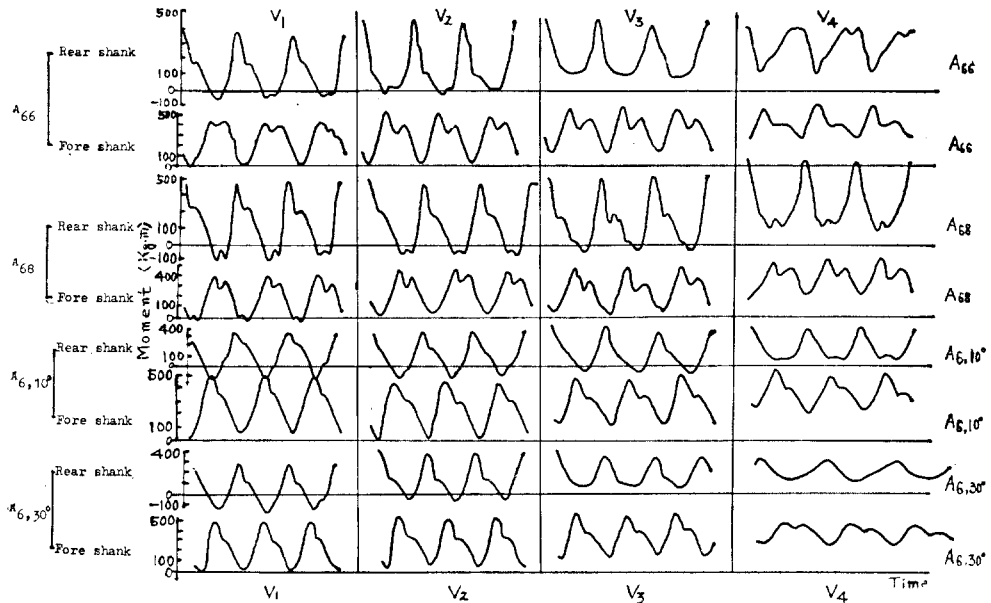


Fig. 27. Variation of moment for fore and rear shank depending on various activities and amplitudes.

이 많이 所要되어야하고 振動加速度도 커지게 되기 때문이다. 그러나 그 중에서도 가장 良好하다고 생각되는 作業條件을 구하여 보면 振動數는 $f_1(7\text{Hz})$, 振幅은 A_{68} 이고 進行速度는 $V_2(0.54\text{m/sec})$ 로서 이때의 振動加速度는 $2.1g$ 가 되고 牽引動力은 4.92PS 로 無振動時의 7.92PS 에 比하면 67% 로 減少된 것이다. 그러나 振動動力은 2.5PS 로서 總動力이 7.42PS 가 되어 非振動時보다 1.8% 많아지게 된다. 따라서 實際 圃場에서 穿孔할 때는 土壤의 性質에 따라서 f 와 A 및 V 를 適切히 選擇하여야 할 必要性이 있으므로 앞으로 土性別 最適作動條件에 關한 研究도 遂行되어야 하겠다. 또 本試作機가 測定研究용으로 設計製作된 것이기 때문에 最適條件을 定하여 機械를 簡單化하면 振動加速度, 動力等 모든 測定値가 보다 좋은 結果를 보여 줄것으로 期待된다.

4. 結 論

이미 發表한 바 있는 平衡式 振動彈丸 暗渠穿孔機의 研究 第1,2,3報에서 얻은 模型實驗의 結果에 따라 몇가지 設計 着眼點을 設定하고 實機 試驗用 試作機를 設計 製作하여 各部의 運動特性과 機能을 分析하고 計測을 檢討한 後 直接圃場에서 性能試驗을

實施한 結果를 要約하면 다음과 같다.

가. 實機는 $30\sim 40$ 馬力程度의 트랙터에 裝着할 수 있도록 彈丸의 直徑을 10cm 로 決定하였고

나. 前部생크와 後部생크의 모우멘트를 平衡시키기 위하여 後部彈丸의 振幅을 前部彈丸보다 크게 하고 또 後下方으로 $10^\circ, 20^\circ, 30^\circ$ 傾斜되게 振動하도록 하는 等 設計方針에 따라 試作機를 製作하였다.

다. 牽引力 測定時 上部링크의 壓縮力을 測定하기 위하여 8角形 分力計를 考案 製作하고 스트레인과 힘 사이의 關係를 調査하였던 바 直線성이 良好하였다.

라. 試作機의 各 作用部の 平衡에 대하여 檢討한 結果 下部 牽引棒의 左右 굽힘모우멘트에서 얻어지는 牽引力에서 上部링크의 壓縮力을 除하면 全牽引力이 얻어짐이 밝혀졌다.

마. 聯動軸의 비틀림모우멘트와 스트레인, 생크의 모우멘트와 스트레인 사이의 關係는 計測結果 매우 좋은 直線성이 나타났다.

以上の 結果로서 直接 實機 圃場實驗을 着手할 수 있게 되었으며 圃場實驗結果는 다음과 같다.

바. 振動加速度는 平衡式으로 함으로서 單一彈丸 境遇에 比하여 平均 40% 程度 減少시킬 수 있었다. 사. 平衡式振動은 無振動時에 比하여 牽引力을 27

~59% 減少시킬 수 있었으나 單一彈丸 振動에 比하면 7~20% 增加하였다. 이것은 後部생크와 彈丸의 抵抗 때문에 생긴 것이라 생각된다.

아. 토오크는 振幅이 커짐에 따라 또 振動數가 커짐에 따라 增加하였으나 이 傾向은 供試土壤의 特性에 따라 달라지는 것으로 判斷되었다. 또 所要動力은 振動數가 커짐에 따라 牽引動力과 振動動力의 配分이 逆으로 나타났다. 即 振動數 및 振幅이 커지면 牽引動力이 減少하는 代身 振動動力이 增加하고 速度가 커지면 牽引動力이 커진다.

자. 後部彈丸을 前部彈丸의 振幅보다 크게하면 前後 同振動時보다 모우멘트의 極小值가 내려가고 振動加速度를 減少시켜 주었으나 後下方으로 傾斜시켰을 境遇는 角度가 클수록 振動加速度가 增加하였다. 또 高速으로 作動할수록 모우멘트의 極大值와 極小值의 變動幅이 좁아졌는데 이러한 모우멘트의 變化 振幅이 振動加速度 및 牽引力과 連關性이 있는 것으로 判斷되었다.

차. 얻어진 資料를 分散分析한 結果 振動加速度, 牽引抵抗, 토오크, 모우멘트 및 所要動力에 대하여 振動數, 速度 및 振幅이 모두 큰 影響을 주고 있음을 알 수 있었다.

카. 주어진 作業環境下에서 가장 適合한 作動條件을 摸索한 結果 振動數 7Hz, 速度 0.54m/sec, 振幅은 前後 다 같이 39.1mm로서 作動시킬 때였다. 그러나 實際 圃場에서 穿孔作業을 할 때는 土性에 따라 振動數와 振幅을 適切히 選擇할 必要性이 있다. 即土壤의 貫入抵抗이 클수록 振動數나 振幅을 크게 하고 速度를 낮출 必要가 있다.

타. 앞으로 本研究와 같은 別途의 2個의 彈丸으로 平衡振動 시키는 方式은 單一彈丸 振動으로 하고 스프링이나 댐퍼등을 利用 平衡方式 또는 單一圓筒속에서 頭尾部의 可動彈丸을 振動시키는 새로운 方式 등라도 比較 檢討해 보아야 할 것으로 생각되며 또 穿孔하면서 왕겨 등의 充塡物 또는 비닐파이프를 同時에 埋設하는 方法等도 講究되어 實用性 擴大를 위한 廣範圍한 研究가 進行되어야 하겠다.

引用文獻

1. 金 容煥, 1976 平衡式 振動 彈丸 暗渠穿孔機의 研究(Ⅲ)—牽引力, 토오크, 動力 및 모우멘트에 關한 模型實驗—. 韓國農業機械學會誌, 1(1) : 1~14
2. 金 容煥, 1975 平衡式 振動 彈丸 暗渠穿孔機의 研究(Ⅱ)—模型實驗: 振動에 關하여—. 韓國農工學會誌, 17(4) : 66~73
3. 金 容煥, 1975 平衡式 振動 彈丸 暗渠穿孔機의 研究(Ⅰ)—模型設計—. 慶尙大學 農資源 利用研究所報 9 : 101~110
4. Verma, Brahm P. 1971. Oscillating soil tools. —a Review—. Trans. of the ASAE, 14(6) : 1107~1121
5. 農業土木學會編, 1969 農業土木ハンドブック, 丸善, p. 107
6. Rowe, R.J. and K.K. Barnes. 1961 Influence of speed on elements of shaft of tillage tool. Trans. of the ASAE, 4(1) : 55~57