

# Tractor 動力取出裝置(P. T. O.)의 動力傳達構造에 關한 研究

## A Study on the Characteristic of Power Transmission by the Power-take-off(P. T. O.) of farm Tractor

宋 鉉 甲\*

Hyun Kup Song, R. Dufey\*\*

### Summary

The power transmission to the traction devices may be very important for the tractor performance and therefore this system has been studied very much in the past. On the other hand, the PTO (Power-take-off) has been considered as an accessory on the tractor with a few work for its power transmission. Because of increased use of PTO operation in various kind of farming operations in recent years, the function of PTO may become such important as the traction facilities.

In this study, the power transmission characteristics of PTO drive was analyzed theoretically and some experimental work was done to study on it.

The results of the study are as follows:

1) The most stable condition of PTO work was obtained when the intersection angle of the two curves for driving and driven torques was about  $\pi/2$ .

2) To obtain the most stable operation it is better to use both the speed control and the full control together.

3) Six steps differential gear may not be enough to use the PTO power smoothly. It is thought that the three steps differential gear on the shaft of PTO may be necessary additionally for a smooth operation.

4) When the traction facilities and the PTO are used at the same time, the torque of crank shaft becomes  $T_t + T_p$ , and the high efficiency and good

stability of work will be obtained with the small variation of driving speed.

5) When the tractor was operated with 75% of the rated horse power and 70% of maximum speed, the best thermal efficiency could be obtained.

6) The most dangerous sound for human occurred at the rated speed of PTO and thus it may be necessary to control the dangerous noise.

### 1 序 論

Tractor의 主된 機能이 驅動바퀴에의 動力傳達를 통한 견인력의 發生이기 때문에 이 部分에 對해서는 많은 研究가 이루어졌으나 動力取出장치(P. T. O.)는 부수적인 것으로 여겨져 왔고 특히 1920년에서 1960년 사이에는 그 關心度가 적었다. 現在 使用되고 있는 大型 Tractor의 動力取出軸이 지나치게 작고 그 구조가 別로 發達되어 있지 않은 것을 보아도 이 事實을 端的으로 알 수 있다. 그러나 앞으로 農業機械化가 다양해감에 따라 P. T. O의 使用 범위가 넓어져 갈 것이므로 P. T. O는 견인장치에 못지 않게 重要な 位置를 점하고 있다. 본 研究는 이 장치의 개량 및 效率의 使用를 爲하여 다음 項目別로 P. T. O의 조정 및 作動構造를 理論적으로 分析하고 試驗적으로 考察하는데 있었다. 즉 P. T. O를 통한 動力傳達의 安定理論, P. T. O의 作業安定條件을 爲한 回轉速度의 조정과 燃料供給의 調節을 爲한 構造, 牽引力과 動力取出장치를 同時에 使用하여 作業할때의 P. T. O의 使用速度 限界, Tractor의 6단變速이 P. T. O에 주는 結合, P. T. O를 規定速度에서 使用할 경우의 열효율, P. T. O를 規定速度에서 使用할 경우 騒音의 程度 등이 高찰되었다.

\* 忠北大學

\*\* Director of the station of Agri Engineering in Belgium

## II P. T. O를 통한 動力傳達 構造의 理論的 考察

### 1. P. T. O를 통한 動力傳達의 安定理論.

傳達되는 動力이 一定한 경우 原動機의 速度를 變速장치에 依하여 減速시키면 受動機(作業機)의 回轉軸偶力(torque)은 減少하고 原動機自體의 回轉軸偶力이 增加하는 現狀을 다음 式으로 表示할 수 있다.

$$T_E = K \frac{h_p}{R_{\omega}} \dots \dots \textcircled{1}$$

$$T_R = k'(R_{\omega}^2 + IR_{\omega}) \dots \dots \textcircled{2}$$

여기서  $T_E$ : 原動機 Torque

$T_R$ : 受動機 Torque

$K'$ :  $K$  상수

$R_{\omega}$ : 回轉速度

$I$ : 慣性能率

$h_p$ : 馬力

①, ②式을 보면  $T_E$ 는 回轉速度에 反比例하고  $T_R$ 은 回轉速度의 제곱에 比例한다. 이 關係를 Fig.1과 같이 극단적으로 表示하였다. 이와같은 現狀은 原動機와 受動機間에 이루어지고 있는 相對的인 關係이며 作業安定을 지배하는 要件이 된다.

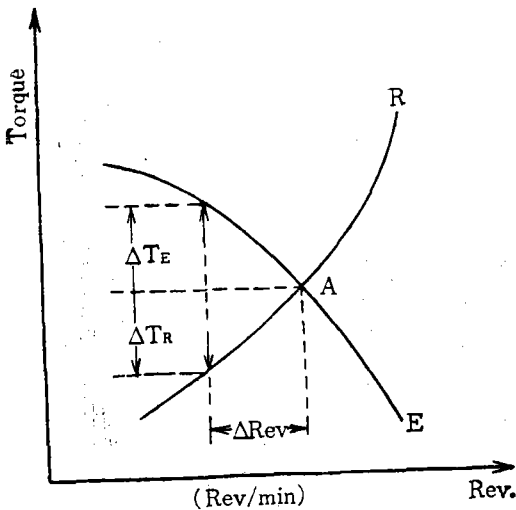


Fig. 1 안정상태에 있는 原動機와 受動機의 回轉力곡선 (安定回轉力:  $\Delta T_E + \Delta T_R$ )

그 相對的인 關係를 Fig.1에서 살펴보면 두 曲線이 A點에서 만나며 그 점에서 作業機와 原動機는 같은 速度 같은 크기의 偶力을 갖는 理想的인 平衡點이 된다. 이때 A점의 速度보다  $\Delta R_{\omega}$ 만큼 적은 點에서는 原動機가  $\Delta T_E + \Delta T_R$ 만큼의 여유 Torque를

갖게 된다. 만약 速度도 A點을 지나 增加하면 受動機의 回轉軸偶力은 교란되며 原動機는 과열되고 마침내는 멈추게 된다. 만약 이 초과 速度가 점점 커진다고 가정하면 受動機 torque는 速度의 제곱에 比例하여 增加할 것이고 原動機의 Torque는 速度에 反比例하여 減少할 것이므로 Fig.2와 같이 Fig.1에 對한 逆現象이 일어날 것이 豫상되며 극단의인 表現으로 作業機가 原動機를 驅動시킬 것이라는 가정을 할 수도 있다.

傳達되는 動力을 變化시키면 Fig.3에서 보여주고 있는 바와같이 Torque의 增加率は 다르지만  $T_E$ 와  $T_R$ 가 同時에 增加하다가 增加率의 차이 때문에 A點에서 교차하여 平衡點을 찾게 되는데 그 교각은  $\frac{\pi}{2}$ 보다 훨씬 작다. 그러므로 A點을 中心으로 速度가  $\Delta R_{\omega}$ 만큼 작은 點에서 여유 torque를 求하여보면  $\Delta T_R - \Delta T_E$ 가 된다. 이 값은 분명히 傳達動力을 一定하게 하는 경우의 餘裕 Torque ( $\Delta T_R + \Delta T_E$ )보다 작다. 平衡點 A로부터 같은 速度차  $\Delta R_{\omega}$ 에서 餘裕 Torque가 작다는 事實은 後者가 前者보다 安定度가 작다는 것을 말해 준다.

이와 같은 事實로 미루어 보아 곡선 R와 E가  $\frac{\pi}{2}$ 에 가까운 角을 이루면서 교차하는 狀態가 훨씬 좋은 安定條件을 이룬다는 것을 알 수 있다.

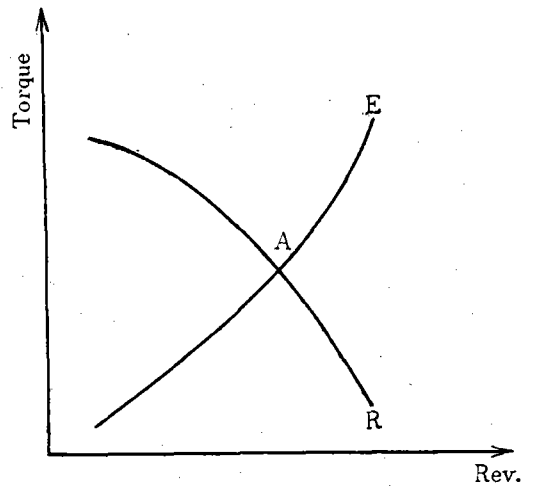


Fig. 2 불안정 상태에 있는 回轉力곡선

### 2. P. T. O의 作業安定條件을 爲한 調整 구조.

#### ① 回轉速度 調整法

$T_E = K \frac{h_p}{R_{\omega}}$ 에서  $R_{\omega}$ 를 조절함에 따라  $T_E$ 는 變化한다. 이 關係를 利用하여 P. T. O와 作業機內에 보다 좋은 平衡點을 얻기 爲하여 P. T. O軸에 연결된 變速 gear을 통하여 速度調節을 함으로써 Fig.4에

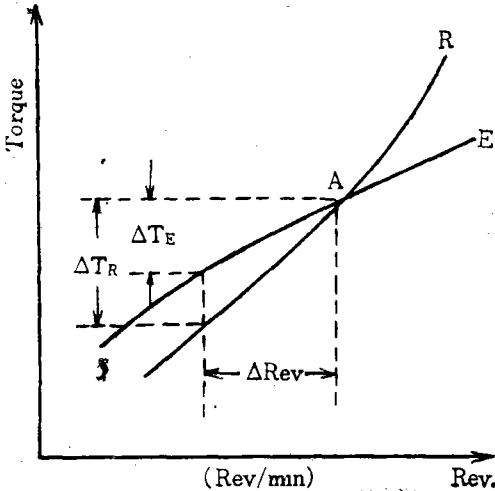


Fig. 3 약간 불안정 상태의 原動機와 受動機의 回轉力 곡선(안정 回轉力  $\Delta T_R - \Delta T_E$ )

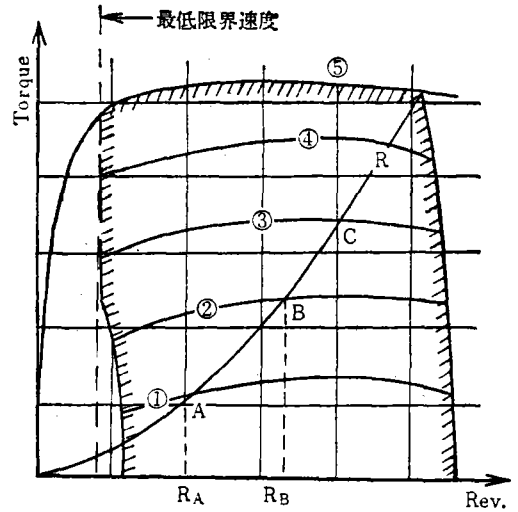


Fig. 6 燃料공급 조절에 依한 偶力곡선

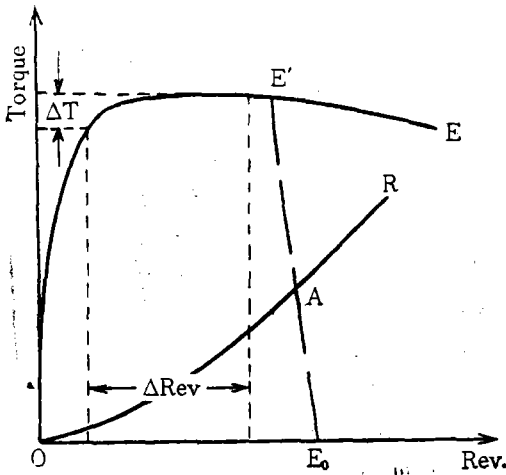


Fig. 4 저항回轉力에 對한 原動機의 回轉力 조절 特性

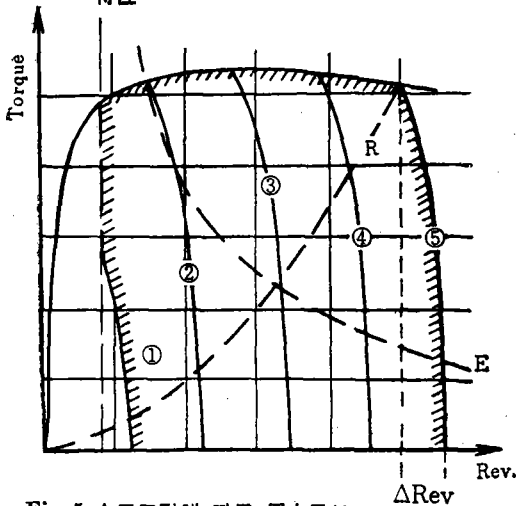


Fig. 5 속도조절에 따른 偶力곡선

서 보는 바와같이 보다 좋은 平衡點 A를 求할 수 있다. OE는 Tractor Engine 이 갖는 조정되지 않은 自然的인 Torque 곡선이며 OR는 作業機가 抵抗하는 torque 곡선으로 두 곡선이 交차할때의 角이  $\frac{\pi}{2}$ 에 接近하지 않을 경우에는 不安定한 平衡點이 이루어지게 되므로 P. T. O의 速度를 조절하여 交차角이  $\frac{\pi}{2}$ 에 가깝도록 하여야 한다. E'EO는 速度조절로 이루어진 P. T. O의 Torque 曲線을 表示하고 있으며 OR와 交차하여 安定된 平衡點 A를 이룬다. 이와 같이 Torque 曲線을 速度에 依하여 조절하는 경우 Tractor Engine의 動力은 一定하게 유지하면서 하게 된다. 만약 速度를 5단계로 變化시키면 理論的으로 Fig. 5와 같이 ①에서 ②까지 Torque 曲線을 이동시키며 보다 좋은 平衡點을 求할 수 있다.

② 燃料供給 調節法

Tractor의 動力源인 燃料供給量을 조절한다는 것은 馬力( $h_p$ )을 變化시키는 것이 되며  $T_E = K \frac{h_p}{R_c}$ 式에서 보면  $h_p$  變化에 따라  $T_E$ (原動機의 回轉軸偶力)가 變化하는 結果가 된다.

Fig. 6에서 보여주고 있는 ①~⑤까지의 曲線은 燃料공급量을 조절함에 따라 일어나는 torque 變化 曲線이다. 點 A, B, C.....는 torque 曲線의 變化에 따른 平衡點의 位置로서 이상적인 平衡點을 추적할 수 있음을 시사해 주고 있다. 예를 들어 A점의 平衡點이 不安定할때 B點으로 옮길수 있으며 이와 같은 方法으로 조절을 계속함으로써 作業機의 特徵에 따라 理論 및 試驗을 통하여 理想的인 平衡點을 찾을 수 있다. 이와 같이 作業의 平衡點을 찾는 데는 앞에서 말한 速度조절法과 燃料供給量 조절법을 並用

하는 것이 보다 정확한 平衡點을 發見할 수 있게 될 것이다.

3. 견인력과 P. T. O 偶力を 同時에 使用하여 作業할 때의 P. T. O 使用速度 한계

Tractor 로 牽引作業과 P. T. O 에 의한 作業을 同時에 할 때 다시 말해서 하나의 Crank 軸偶力を 두 가지 種類인 torque 로 分離해서 使用할 때 두 種類의 torque 의 合은 理論적으로 Crank 軸偶력과 같아야 하며 數式으로  $T_c = T_T + T_P \dots (3)$  가 된다. 여기서  $T_c$ : Crank 軸偶力  $T_T$ : 견인력에 使用된 偶力  $T_P$ : P. T. O 偶力

Fig. 7에서 表示하고 있는 바와 같이 理想的인 作業能率は 어느 特定한 速度, 例를 들면  $R_{P.T.O}$  (P. T. O의 規定速度)와 같은 速度에서 얻어질 것이다. 大型 Tractor 에서는 P. T. O의 作業速度를  $540 \pm 10$  rev/min 로 하고 있으며 견인速度를  $5 \pm 1$  km/hr 로 規定짓고 있는데 이와 같은 速度는 많은 實驗을 통하여 결정된 速度로 Crank 軸 回轉速度 變化가 크지 않을때만 가장 좋은 作業能률을 낼 수 있는 作業速度가 된다.

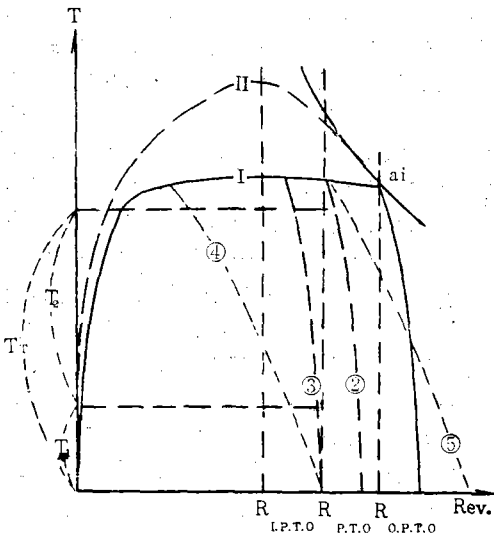


Fig. 7 P. T. O 力 效率의 使用하기 爲한 速度 調整 限界

Fig. 7에서 곡선 ②와 ③사이의 사선部分은 理想的인 作業能률을 낼 수 있는 特定速度에 해당하며 Engine의 Crank 軸回轉速度 變化가 크지 않아 能率의 作業을 할 수 있는 速度限界를 表示하고 있다.

그러나 農作業은 거칠기 때문에 Engine 速度가 넓은 폭을 가지고 變化하는 것이 보통인데다가 두 種類의 作業을 同時에 할때는 外的 抵抗이 多量하여 더욱 Crank 軸 速度變化의 幅이 넓어진다.

그림에서 곡선 ④와 ⑤사이의 넓은 진폭은 이런 경우를 나타내고 있으며 이때는 平衡點에 速度가 精確하지 못하므로 作業의 安定條件이 이뤄지지 못한은 물론 이에 따라 作業能률이 저하된다. 그러므로 적절한 調整을 통하여 速度變化를 곡선 ②와 ③사이의 사선 部分으로 압축시켜야 한다.

4. Tractor의 6단變速이 P. T. O에 주는 결함

Engine에서 發生되는 動力은 cylinder 容積과 piston 速度에 比例한다. cylinder 容積이 크면 클수록 그리고 piston 速度가 빠르면 빠를수록 소모 熱料量이 크기 때문이다. 이 關係를 式으로 表示하면,

$$W_n = K \cdot V_c \cdot v_p \dots (4)$$

여기서;  $W_n$ : Engine이 發生되는 動力

$V_c$ : cylinder 容積

$v_p$ : Piston 速度

$K$ : 열료의 Energy 환산 계수와 各種效率의 上乘積으로 된 상수

農用 Tractor의 Engine은 고장없이 3,000~5,000 시간을 作動하도록 하기 위하여 통상 Engine 速度를 1800~2500 rev/min 로 한정되게 設計製作한다. 이 速度는 Engine의 規定速度  $R_n$ 이 되며 이때 생기는 Torque,  $T_n$ 과 결합하여 表示馬力  $W_n$ 을 決定하며 다음式으로 表示된다.

$$W_n = R_n \times T_n \dots (5)$$

(4), (5)式에서 보는바와 같은 表示馬力  $W_n$ 은 變速 gear를 통하여 速度를 變化시켜 農作業에 알맞는 Torque,  $T_i$ 를 만들어 Traction Wheel와 P. T. O를

表-1 農用 Tractor의 전형적인 動力 전달 형태

구분	回轉속도	回轉力	馬力		
	rev/min	m, kg	HP		
Crank軸	2,200( $R_n$ )	24.4( $T_n$ )	75( $W_n$ )		
주행	전진	1	8.30( $R_i$ )	6,470( $T_i$ )	75( $W_n$ )
		2	11.11	4,834	"
		3	17.05	3,150	"
		4	24.18	2,222	"
		5	36.07	1,489	"
		6	48.89	1,099	"
		7	73.33	732	"
		8	104.76	513	"
후퇴 (후진)	1	11.11	4,834	"	
	2	48.89	1,099	"	
P. T. O.	550	97.7	75		
	1,000	53.7	"		
Pulley	1,294	41.5	75		

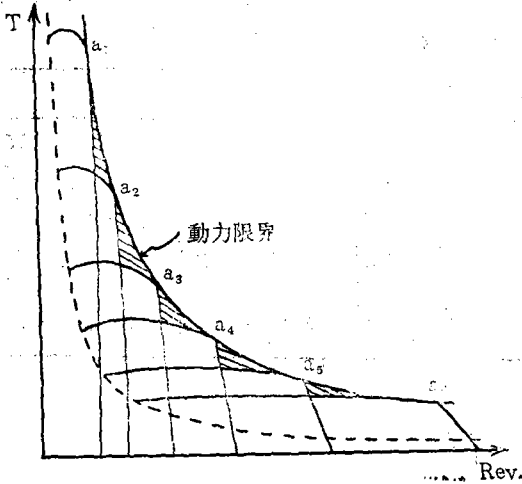


Fig. 8. 6단 變速에 따른 動力限界曲線

利用하여 農作業에 使用한다. 變速 gear 에 依하여 變化하는 速度를  $R_i$  라 하면 使用 Torque 는

$$T_i = \frac{W_n}{R_i} \dots \dots \dots (6)$$

로 表示된다. 式 5 에서  $R_i$  를 무수히 많이 變化시켜가며  $T_i$  를 graph 에 表示하면 Fig. 8 에서 보는 바와 같이 Smooth 한 動力限界曲線을 얻을 수 있다. 그러나 實際變速 gear 에서는  $R_i$  를 무수히 變化시킬 수 없으므로 動力을 理論值과 같이 유연하게 使用할 수는 없다.

75馬力의 Engine 을 가진 Tractor 의 使用 torque,  $T_i$  를 變速 gear 에 依한 速度  $R_i$  에 따라 試驗測定한 결과 表 1 과 같고 그 값을 그림으로 表示해 보면 Fig. 8 에서 보는 바와 같이 계단을 이룬다.

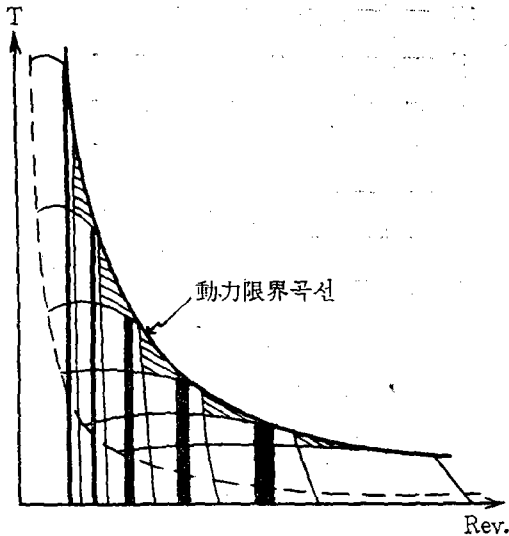


Fig. 9 使用速度의 크기에 따른 P. T. O 使用速度의 制限限界

이들 계단은 變速할 때마다 생기며 理論的인 Smooth 한 動力曲線과 實測值間에 생기는 결함으로서 그림에서 사선으로 表示되어 있다. 이 사선 部分은 使用不可能한 部分이며 動力傳達이 유연하게 될 수 없는 要因이 되고 있다. 이 결함을 없애기 爲하여서는 6단 變速 gear 을 세분하여 보다 많은 수의 變速段數를 만들면 보다 유연하게 動力을 使用할 수 있으리라는 것은 명백한 일이다. 그러나 Fig. 9 에서 보는 바와 같이 變速段數를 많이 하면 할수록 各變速段別로 가지는 一定速度 범위는 좁아지고 그에 比例해서 좁은 검은 線으로 表示한 P. T. O 의 使用速度 範圍가 좁아지므로 P. T. O 의 作業速度는 불안해진다. 더욱이 農作業과 같이 커친 일을 할 경우 더욱 그러하다.

이와 같은 이율배반적인 相互關係를 改善하기 爲해서는 六段變速 gear 에 부가해서 P. T. O 軸에 적어도 三段變速 gear 를 장치하여 六段과 三段變速을 組合시켜 가장 적당한 速度를 찾아내어 Engine 이 發揮하는 動力을 유연하고 安定되게 使用함으로써 六段變速 gear 가 주는 P. T. O 의 動力 使用 결함을 없애야 할 것으로 생각한다.

### III P. T. O 規定速度에서의 熱效率과 騒音에 關한 試驗의 考察

#### 1. 試驗方法

Europe 의 Tractor 標準試驗 Code 에 依하여 施行했다.

#### 2 試驗의 考察

㊤ P. T. O 를 規定速度에서 使用할 경우의 熱效率 P. T. O 을 規定速度(540±10rev/min)에서 使用할

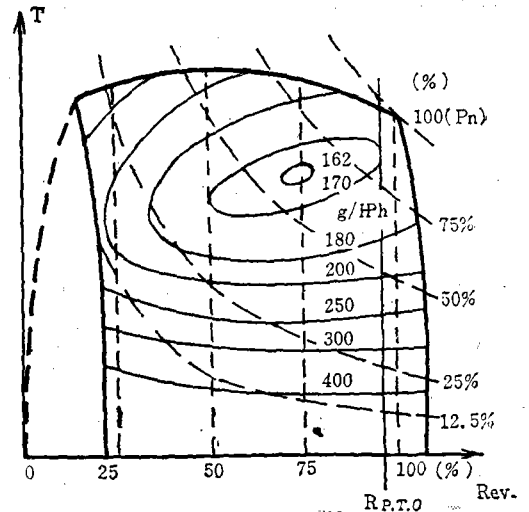


Fig. 10 等比열로소모량곡선

表-2

P. T. O 使用時動力別연료소모율

使用馬力		디젤기관 1—그림 10				디젤기관 2—그림 11			
부하荷重의 100분율	%	12.5	25	50	75	12.5	25	50	75
最少 비연료 소모량(a)	g/HP.h	200	178	167	165	220	165	165	175
(a)가 발생하는 속도%	%	(20)	39	66	87	24	25	45	68
규정된 P. T. O. 사용속도에 해당하는 비연료소모량(b)	g/HP.h	500	340	205	175	510	340	235	205
연료 소모율 $\frac{b-a}{b} \cdot 100$	%	60	47.7	18.5	5.7	56.9	51.5	29.8	14.6

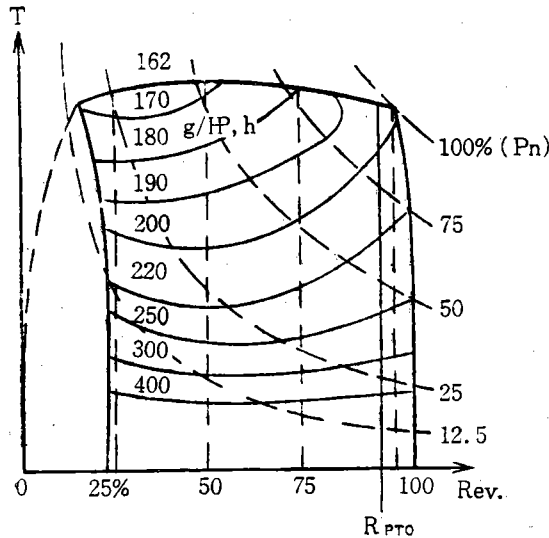


Fig. 11 큰 荷重에 P. T. O를 使用할 경우의 比열료 소모량곡선

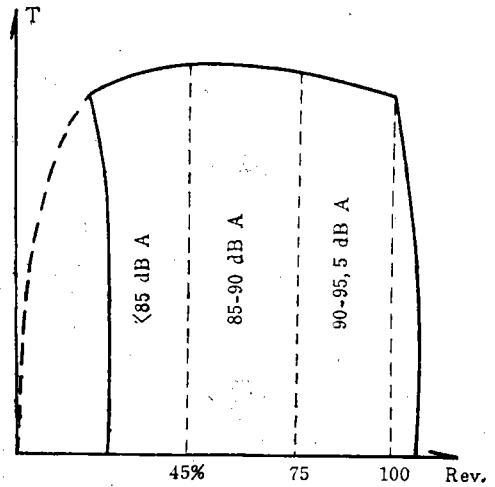


Fig. 12 귀에 미치는 소음의 압력정도

경우 比燃料消耗量으로 본 熱效率이 使用馬力과 어떤 關係를 갖는가를 알아보기 爲하여 두 type의 tractor를 선정하였고 比燃料消耗量을 馬力當 時間當 燃料重量 (gr): (gr/hp, hr)으로 했으며 等馬力 曲線은 Percentage로 表示된 馬力과 速度 사이에 이루어지는 關係曲線에 表示했다.

Fig. 10, 11에서 보는바와 같은 等比燃料 곡선에서 P. T. O 規定速度를 基準으로 各馬力別 燃料消耗率을 表 2와 같이 分析했다.

Fig. 10, 11에서 보면 最少 比燃料消耗가 發生하는 點은 두 type의 tractor에서 자기 다르지만 表 2에서 읽을수 있는 바와 같이 작은 馬力을 使用할 때는 작은 速度에서, 큰 馬力을 使用할 경우에는 큰 速度에서 作動하는 것이 效率的이었다. 그리고 P. T. O를 規定速度 (540±10rev/min)에서 使用할 경우에는 75% 이하에 해당하는 馬力에서는 비효율적이었으며 75%에 해당하는 馬力 부근에서 使用하는 것이 가장 效率的이었다.

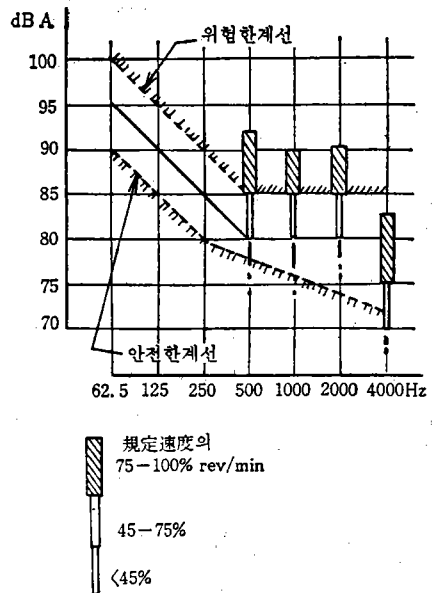


Fig. 13 4수준의 octave로 표시한 騒音한계

⑥ P. T. O를 規定速度에서 使用할 경우의 騒音程度

Tractor의 騒音程度를 試驗을 通하여 究明하고 그 騒音이 운전수(運轉手) 귀에 미치는 위험 한계를 찾아보기 爲하여 Tractor의 速度↔偶力 曲線을 Fig. 12와 같이 騒音의 強度에 따라 3영역으로 구분하고 이 3영역에 속하는 速度에 따라 發生하는 振動이 人間の 귀청을 해롭게 하는 騒音程度를 Fig. 13에서 보는 바와 같이 4水準의 octave로 구분해서 表示했다. Fig. 13(a)에서 지시하고 있는 바와 같이 500~2,000Hz에서 가장 위험한 騒音程度를 나타내고 있으며 이 부분은 Engine의 規定速度(1,800~2,500rev/min)의 75%~100%에 해당하는 영역이며 P. T. O의 規定速度도 또한 이 범위에 속해 있다.

Tractor가 效率인 作業을 할때는 언제나 우리에게 해로운 騒音을 내고 있다는 것을 말해 주고 있다 結果的으로 P. T. O의 規定速度는 機械的인 기능面에서나 경제적인 面에서만 考慮되었으며 騒音에 關해서는 지나치게 소홀히 取扱된 것이 端的으로 나타났다. 앞으로 이 部門에 보다 많은 研究가 必要한 것으로 사료된다.

#### IV 結 論

1) 原動機의 Torque 曲線과 受動機의 torque 曲線이  $\frac{\pi}{2}$ 에 가까운 角을 이루면서 교차하는 狀態가 가장 좋은 作業 安定條件이다.

2) 作業의 平衡點을 가장 安定된 條件에서 얻기 爲하여서는 速度조절法과 燃料供給量조절法을 竝用함이 좋다.

3) 六段變速 gear 만으로는 P. T. O를 유연하게 使用할 수 없고 P. T. O軸에 적어도 三段變速 gear를 장치하여 두개의 變速 gears를 結合함이 바람직하다고 생각되었다.

4) 전인作業과 P. T. O에 의한 作業을 同時에 할 때 Crank 軸偶力은  $T_c = T_T + T_P$ 가 되며 Crank 軸 速度變化가 적어야 作業能率 및 安定도가 높다.

5) 75% ; 馬力, 70% ; 速度에서 作業할때 열효율이 가장 높다.

6) P. T. O의 規定速度(540±10rev/min)에서 가장 위험한 騒音이 發生했다. 騒音조절을 爲한 더 많은 研究가 必要하다.

#### 考 參 文 獻

- 1) CNEEMA Tome 1 (3cme édition)  
"Tracteurs et machines Agricoles Lvre Du ma-  
itre."
- 2) CNEEMA, BI No. 117 (1967)  
"Mise A jour sur Les Questions Concernant la  
Normalisation, La Protection et les Mesureo De  
Puiss Ance De la Prise De Forcee."
- 3) Organisation De Cooperation et De Developem-  
ent economiques, (paris, 1970)  
"Code Normalisé De L'O, C, D, E, Pour Lse  
Essais officiels De Tractors Agricoles",
- 4) Organisation De Cooperation et De Developement  
Economiques (Paris, le 1er Octobre 1971).
- 5) T. C. D. Manly, FAO Consultant, "Interpretation  
of Tractor Test Reparts By the USER." Informal  
working Bulletin 19.