

クラッチかん入時の油圧制御に関する研究

A Study of the Oil-hydraulic Control Applied to Clutch Engagement

上 田 浩 二*
Kōji Ueda

内 容 梗 概

クラッチを油圧操作によってかん入させる場合は、その過渡状態における油圧のコントロールが重要な問題である。油圧コントロールが不適當であると、たとえば、被動軸の回転加速度が過大となり、衝撃力となって、機械部分に悪影響をあたえるばかりでなく、運転者に不快感をあたえることになる。本研究は、ブラダー（ゴム袋）形アキュムレータを油圧回路の中に導入することによって、好都合なクラッチかん入操作が得られることを理論的に解明し、トラクタの実車試験でその効果を確認したものである。

1. 緒 言

湿式多板クラッチは、自動車、建設機械、車両など多方面に使用されているが、機械の大形化につれて、油圧操作される場合が多くなってきた。一般的にクラッチを油圧操作でかん入させる際は、次の二つの条件が要求される。

- (1) 衝撃を小さくする目的で、油圧を小さくすること
- (2) 時間遅れを小さくすること

この二つの条件は、性質が互に両立しないものであるために、単にバルブ類を組合わせた回路では解決しない問題である。

本研究は、アキュムレータの性質をうまく利用することによって上記二条件をよく両立させうことをトラクタを対象として実証したものである。主として、車体発進時の加速度と乗り心地の点から油圧コントロールの条件はいかにあるべきかを検討した。したがって、以下トラクタを対象として述べる。

2. 理 論 解 析

2.1 クラッチ系の運動方程式

第1図に示されるクラッチ系について考える。

ここに $P.M$: 原動機（内燃機関および流体トルクコンバータ）

C : クラッチ

I_1 : 原動機側の慣性モーメント ($\text{cm} \cdot \text{kg} \cdot \text{s}^2$)

I_2 : 負荷側の慣性モーメント ($\text{cm} \cdot \text{kg} \cdot \text{s}^2$)

ω_1 : 原動機側の角速度 (rad/s)

ω_2 : 負荷側の角速度 (rad/s)

T_C : 原動機のトルク ($\text{cm} \cdot \text{kg}$)

T : クラッチのトルク ($\text{cm} \cdot \text{kg}$)

T_R : 負荷トルク ($\text{cm} \cdot \text{kg}$)

クラッチの駆動側および被動側についてそれぞれ次の運動方程式が成り立つ。

$$I_1 \frac{d\omega_1}{dt} = T_C - T \quad (1)$$

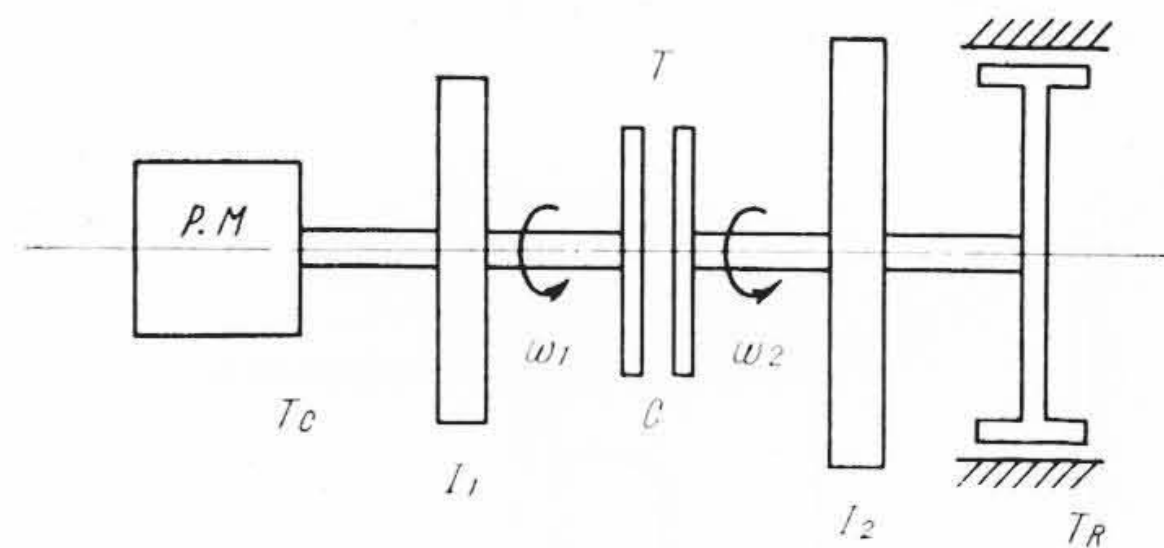
$$I_2 \frac{d\omega_2}{dt} = T - T_R \quad (2)$$

$$I \frac{d\omega}{dt} = T_C - T_R \quad (3)$$

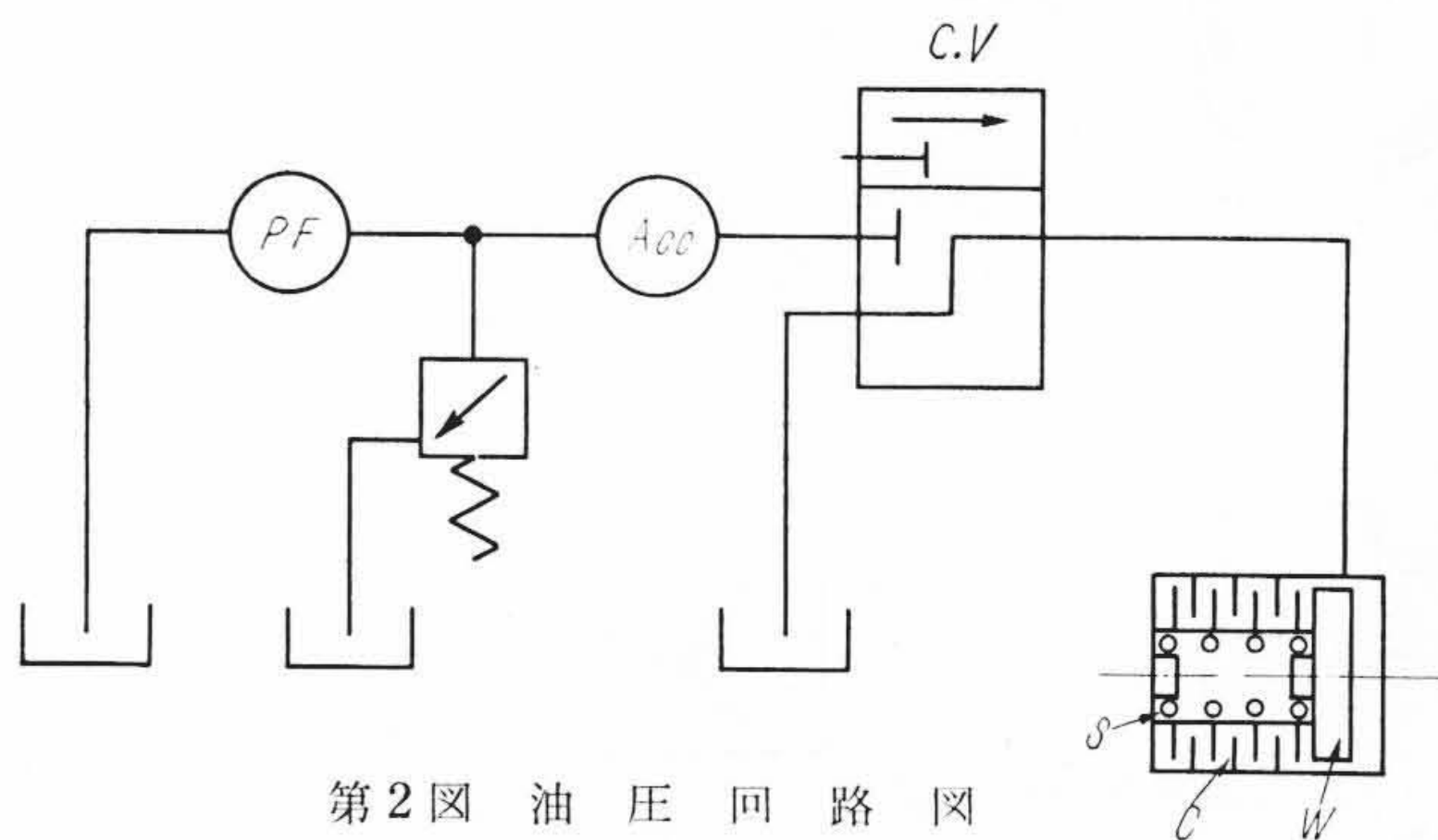
ここに $I = I_1 + I_2$

ω : クラッチのすべりがゼロになって以後の角速度

流体トルクコンバータの出力トルクは、 $\omega_1 = 0$ のとき最大（これを T_1 とする）で、 ω_1 が増加すると、ほぼ直線的に減少するから、 α を定数として



第1図 クラッチ系説明図



第2図 油 圧 回 路 図

$$T_C = T_1 - \alpha \omega_1 \quad (4)$$

で表わすことにする。

クラッチトルクは、油圧($P - P_s$)に比例するから、摩擦係数をすべり速度に無関係で一定と仮定すると

$$T = \beta(P - P_s) \quad (5)$$

で表わされる。ここで、 β はクラッチ板の諸元からきまる定数であり、 P_s はクラッチのピストンもどしばねの力に相当する油圧であって、 $(P - P_s)$ はピストンに作用する正味圧力である。

したがって(1), (2), (3)は

$$I_1 \frac{d\omega_1}{dt} = T_1 - \alpha \omega_1 - \beta(P - P_s) \quad (6)$$

$$I_2 \frac{d\omega_2}{dt} = \beta(P - P_s) - T_R \quad (7)$$

$$I \frac{d\omega}{dt} = T_1 - \alpha \omega - T_R \quad (8)$$

となる。

2.2 油圧回路の圧力変化

第2図はアキュムレータ付きの油圧回路を示す。

ここに PF : ポンプ

W : ピストン

Acc : アキュムレータ

C : クラッチ板

$C.V$: コントロールバルブ

S : ピストンもどしばね

である。アキュムレータは第3図に示すように圧力容器の内部にゴ

* 日立製作所亀有工場

△袋を内蔵し、この中に気体を封入するタイプのものである。アキュムレータの作用は、等温変化をするものと仮定すると次式が成り立つ。

$$(P_0+1)V_0=(P_1+1)V_1=(P_2+1)V_2=(P+1)V\ldots\ldots(9)$$

ここに P_0 : 気体封入圧力 (kg/cm² g 以下同じ)

P_1 : 最大作動圧力 (kg/cm²)

P_2 : 最小作動圧力 (kg/cm²)

P : 任意時における圧力 (kg/cm²)

V_0 : 気体封入容積 (cm³)

V_1 : P_1 における気体容積 (cm³)

V_2 : P_2 における気体容積 (cm³)

V : P における気体容積 (cm³)

2.2.1 クラッチ板が密着するまでの圧力変化

この場合の圧力の時間に対する変化は次のとおり示される。

$$-\frac{(P_0+1)V_0}{(P+1)^2} \cdot \frac{dP}{dt} = \frac{dV}{dt} = Q_A \ldots\ldots(10)$$

ここに Q_A : アキュムレータの吐出量 (cm³/s)

一方、総流量を Q とし、管路抵抗は流量の2乗に比例するものと考えたと

$$\left. \begin{aligned} Q &= Q_A + Q_P \\ P &= P_l + P_s \\ P_l &= k Q^2 \end{aligned} \right\} \ldots\ldots(11)$$

ここに Q_P : ポンプ吐出量 (cm³/s)

P_l : 管路抵抗による損失圧力 (kg/cm²)

k : 定数

P_s : ピストンもどしばね力に相当する油圧 (kg/cm²)

よって

$$-\frac{(P_0+1)V_0}{(P+1)^2} \cdot \frac{dP}{dt} + \sqrt{\frac{P-P_s}{k}} - Q_P = 0 \ldots\ldots(12)$$

となり、その解は次のとおりである。

$$\begin{aligned} t = & \frac{(P_0+1)V_0\sqrt{k}}{(kQ_P^2+P_s+1)} \left\{ \frac{\sqrt{k}Q_P + \sqrt{P_1-P_s}}{P_1+1} - \frac{\sqrt{k}Q_P + \sqrt{P-P_s}}{P+1} \right. \\ & + \frac{1}{\sqrt{P_s+1}} \left(\tan^{-1} \sqrt{\frac{P_1-P_s}{P_s+1}} - \tan^{-1} \sqrt{\frac{P-P_s}{P_s+1}} \right) \\ & - \frac{(P_0+1)V_0kQ_P}{(kQ_P^2+P_s+1)^2} \left\{ \log \frac{P_1+1}{P+1} + \frac{2Q_P}{\sqrt{\frac{P_s+1}{k}}} \left(\tan^{-1} \sqrt{\frac{P_1-P_s}{P_s+1}} \right. \right. \\ & \left. \left. - \tan^{-1} \sqrt{\frac{P-P_s}{P_s+1}} \right) - 2 \log \frac{\sqrt{\frac{P_1-P_s}{k}} - Q_P}{\sqrt{\frac{P-P_s}{k}} - Q_P} \right\} \end{aligned} \ldots\ldots(13)*$$

一方、クラッチ板が密着した瞬間の圧力を P_2 、時間を t_2 、クラッチシリンダの容積を V_C とし、回路の漏えい量を q とすると

$$\begin{aligned} V_C &= \int_0^{t_2} (Q-q) dt = \int_0^{t_2} (Q_P-q) dt - (P_0+1)V_0 \int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{P(P+1)^2} \\ &= (Q_P-q)t_2 + (P_0+1)V_0 \left(\frac{1}{P_2+1} - \frac{1}{P_1+1} \right) \ldots\ldots(14) \end{aligned}$$

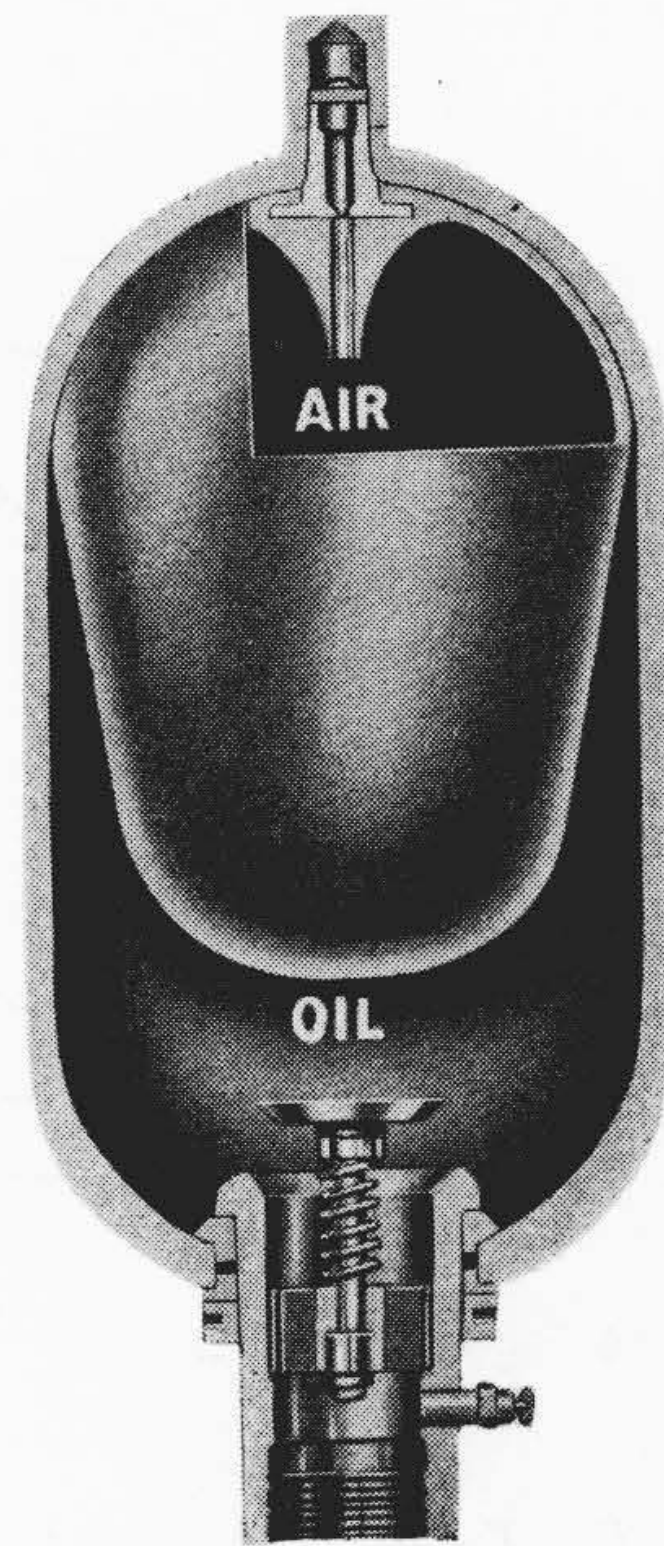
ゆえに

$$P_2 = \frac{(P_0+1)V_0}{(P_0+1)V_0 + V_C - (Q_P-q)t_2} - 1 \ldots\ldots(15)$$

* ポンプ吐出量がアキュムレータ吐出量に比べてかなり小さく、これを無視した場合は

$$\begin{aligned} t = & \frac{(P_0+1)V_0\sqrt{k}}{(P_s+1)} \left\{ \frac{\sqrt{P_1-P_s}}{P_1+1} - \frac{\sqrt{P-P_s}}{P+1} + \frac{1}{\sqrt{P_s+1}} \right. \\ & \left. \left(\tan^{-1} \sqrt{\frac{P_1-P_s}{P_s+1}} - \tan^{-1} \sqrt{\frac{P-P_s}{P_s+1}} \right) \right\} \end{aligned}$$

となる。



第3図 アキュムレータ

(13), (15)式の図を画いてその交点として、 P_2 と t_2 が求められる。

2.2.2 クラッチ板が密着して以後の圧力変化

前項で P_2 , t_2 が求まると、以後の圧力は次式で示される。

$$P = \frac{P_2+1}{1 - \frac{(Q-q)}{(P_0+1)V_0}(P_2+1)(t-t_2)} - 1 \ldots\ldots(16)$$

2.3 クラッチ系の運動方程式の解

2.3.1 クラッチのすべりがゼロになるまで

(6), (7)式に(16)式を代入し、初期条件として $t=t_2$ で

$$\omega_1 = \Omega_1$$

$$\omega_2 = 0$$

とすると、解は次のとおりである。

$$\begin{aligned} \omega_1 = & \left\{ \Omega_1 - \frac{T_1 - \beta(P_2 - P_s)}{\alpha} - \frac{I_1(Q-q)(P_2+1)^2\beta}{\alpha^2(P_0+1)V_0} \right\} e^{-\frac{\alpha}{I_1}(t-t_2)} \\ & - \frac{(Q-q)(P_2+1)^2\beta}{\alpha(P_0+1)V_0}(t-t_2) + \frac{T_1 - \beta(P_2 - P_s)}{\alpha} \\ & + \frac{I_1(Q-q)(P_2+1)^2\beta}{\alpha^2(P_0+1)V_0} \ldots\ldots(17) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \omega_2 = & \frac{-\beta(P_0+1)V_0}{I_2(Q-q)} \log \left\{ 1 - \frac{(Q-q)}{(P_0+1)V_0}(P_2+1)(t-t_2) \right\} \\ & - \frac{T_R + \beta(P_s+1)}{I_2}(t-t_2) \ldots\ldots(18) \end{aligned}$$

また角加速度は

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_2}{dt} = & \frac{P_2+1}{1 - \frac{(Q-q)}{(P_0+1)V_0}(P_2+1)(t-t_2)} \cdot \frac{\beta}{I_2} \\ & - \frac{T_R + \beta(P_s+1)}{I_2} \ldots\ldots(19) \end{aligned}$$

$t=t_2$ における角加速度は

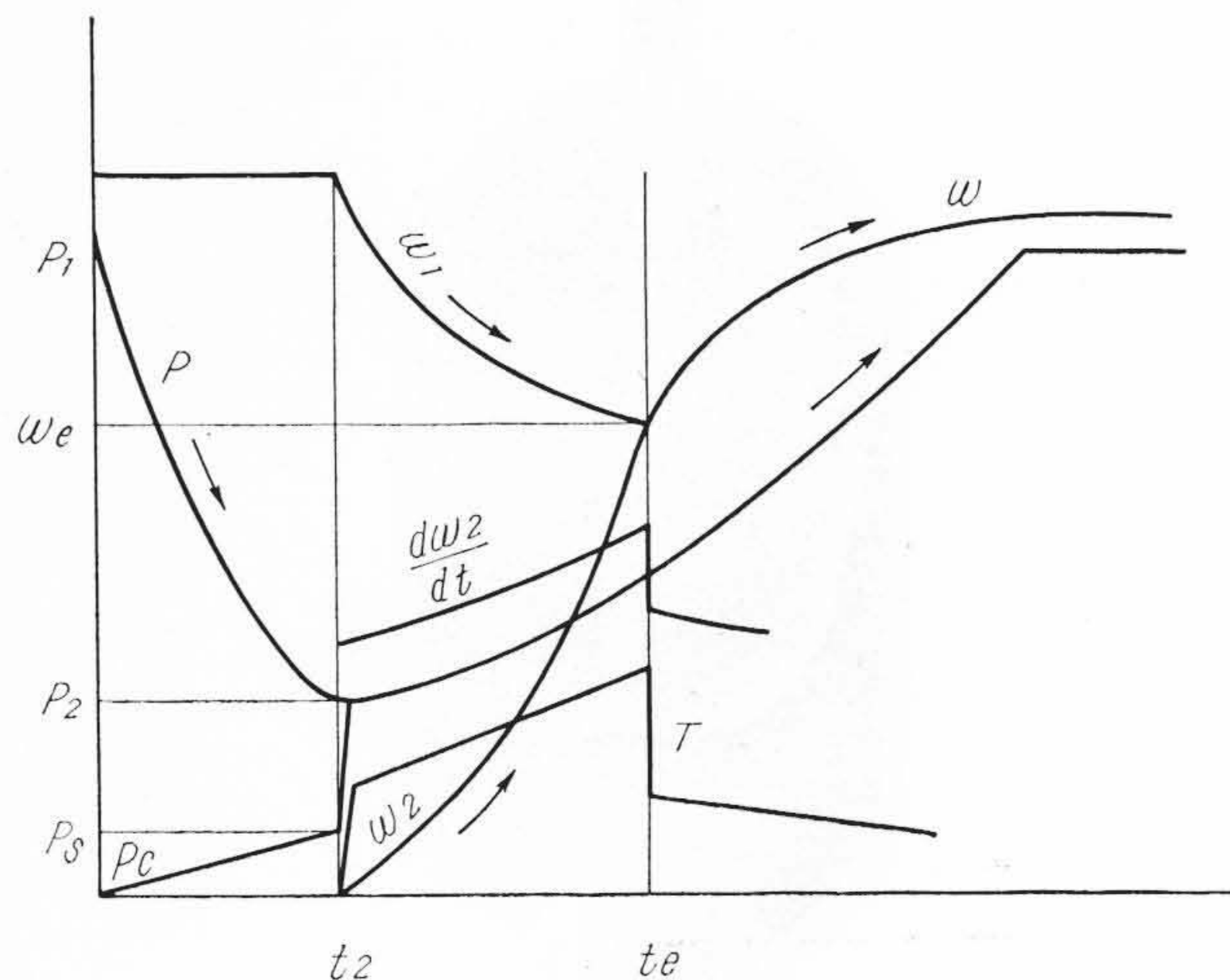
$$\frac{d\omega_2}{dt_2} = \frac{1}{I_2} \{ \beta(P_2 - P_s) - T_R \} \ldots\ldots(20)$$

2.3.2 クラッチのすべりがゼロになって以後

すべりがゼロになった時間 t_e において

$$\omega = \omega_e$$

とすると、(8)式の解は次のとおりである。



第4図 定性的説明図

$$\omega = \left(\omega_e - \frac{T_1 - T_R}{\alpha} \right) e^{-\frac{\alpha}{I}(t-t_e)} + \frac{T_1 - T_R}{\alpha} \dots \dots \dots (21)$$

2.4 定性的説明

以上の理論解析の結果を定性的に第4図で説明する。

アキュムレータの圧力は、 P_1 から P_2 に降下する。この所要時間 t_2 は時間遅れである。一方、クラッチシリンダの油圧は t_2 において P_s となるが、次の瞬間 P_2 まで上昇する。 P_2 になってからは両者は同一圧力となって上昇し、 P_1 を回復する。 t_2 で被動軸が回転を開始し、以後急速に速度が上昇する。駆動軸は回転速度が低下し、両者は t_e で等速となる。すなわち $t_2 \sim t_e$ 間はクラッチがすべっている状態である。等速になってからは速度上昇はゆるやかとなり、最高速度に達する。角加速度は、 t_2 である値をとり、以後増大して t_e で最大となり、ただちに急激に減少する。クラッチトルクも同様の傾向をもつ。

2.5 車体の加速度

トラクタが発進するときの車体加速度は(19)式を用いて次のように示される。

$$a = \frac{1}{980} \cdot \frac{L}{2\pi r} \cdot \frac{d\omega_2}{dt} \dots \dots \dots (22)$$

ここに a : 車体加速度 (g)

r : クラッチ軸から駆動輪までの減速比

L : 駆動輪が1回転するときトラクタが移動する距離 (cm)

3. 実験装置と方法

3.1 実験装置

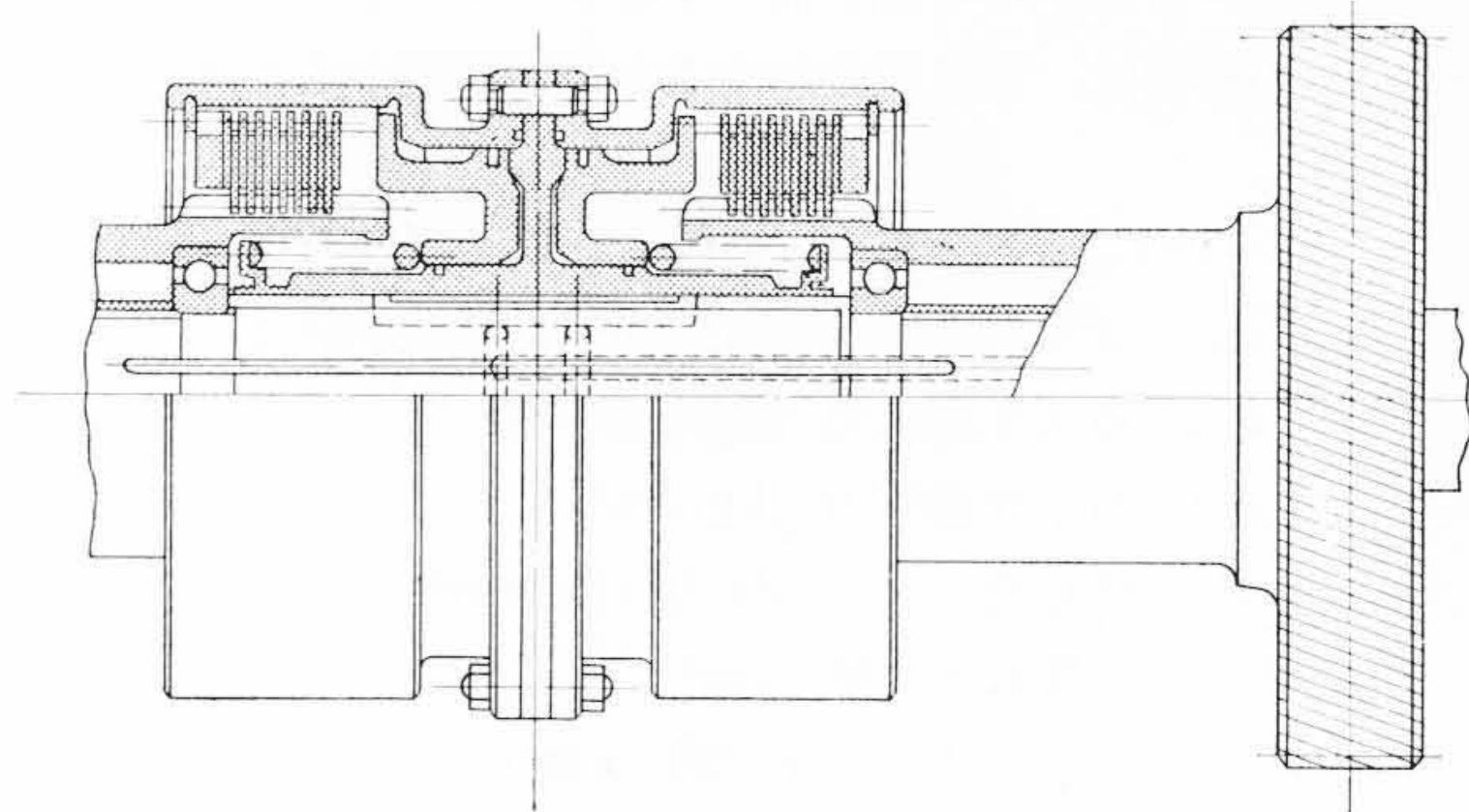
供試トラクタは変速機内にクラッチを有し、このクラッチを油圧によって操作することにより、前進、後進の切替えおよび変速が行われる。

第5図はクラッチ軸の内部を示す。

クラッチ駆動側の角速度はミッション入力軸に、また被動側の角速度はブレーキ軸に、それぞれ発電回転計を取り付けて測定した。加速度は運転席のフロアプレートに、ポテンショメータ式の加速度計を固定して測定した。アキュムレータの圧力はアキュムレータ頂部の空気圧を、またクラッチシリンダの圧力はコントロールバルブの油圧を、それぞれプレッシャヘッドで取り出して記録した。

3.2 実験方法

圧力のコントロールの手段としては、アキュムレータの初期充てん空気圧 P_0 を変えることを用いた。すなわち、 P_0 を0~4 kg/cm²の



第5図 クラッチ軸

間でいくとおりかの場合を記録した。なお、アキュムレータとしては容量1 lのものを使用した。

4. 実験結果と検討吟味

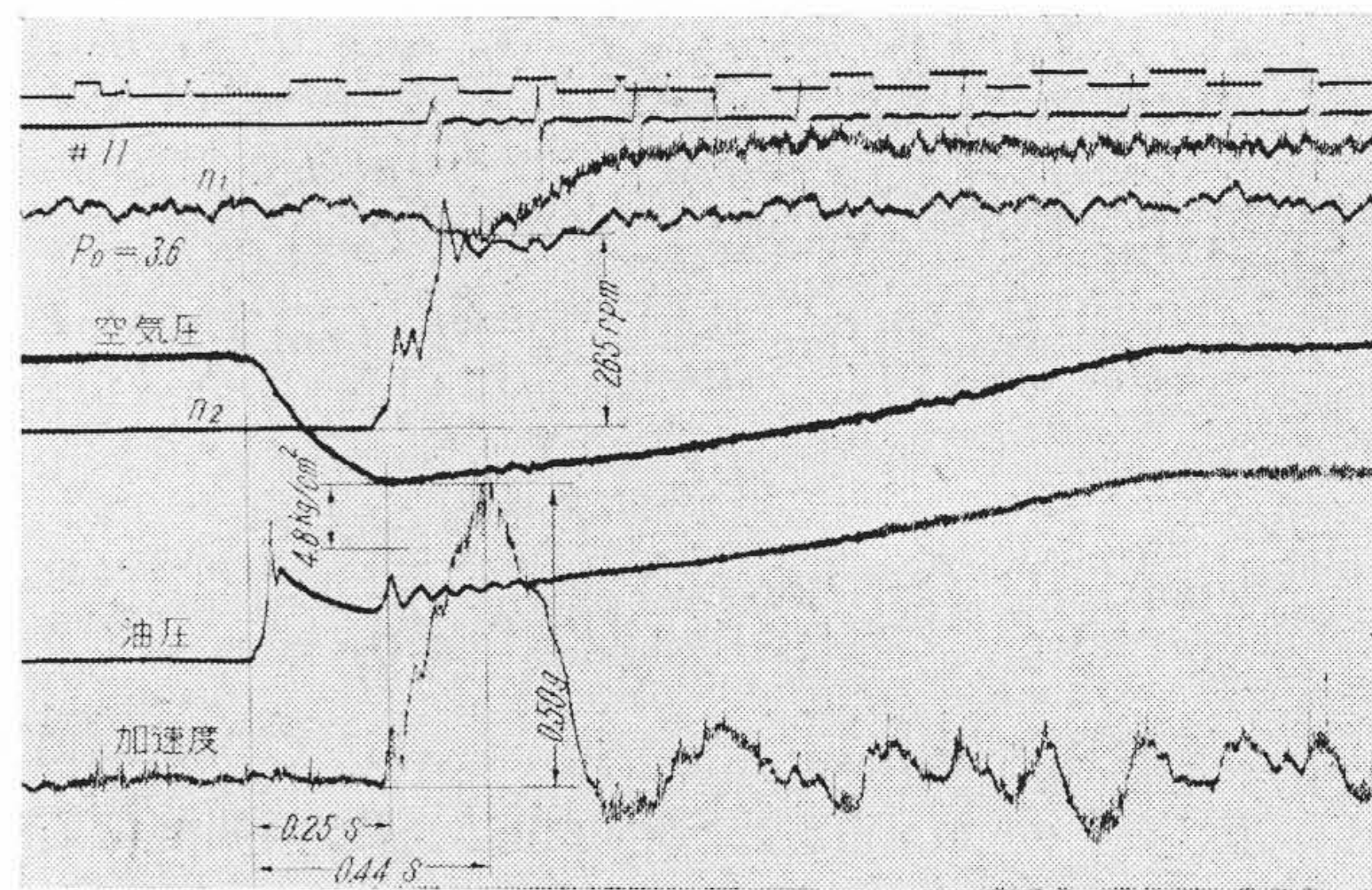
4.1 実験結果

第6~12図は得られたオシログラムである。

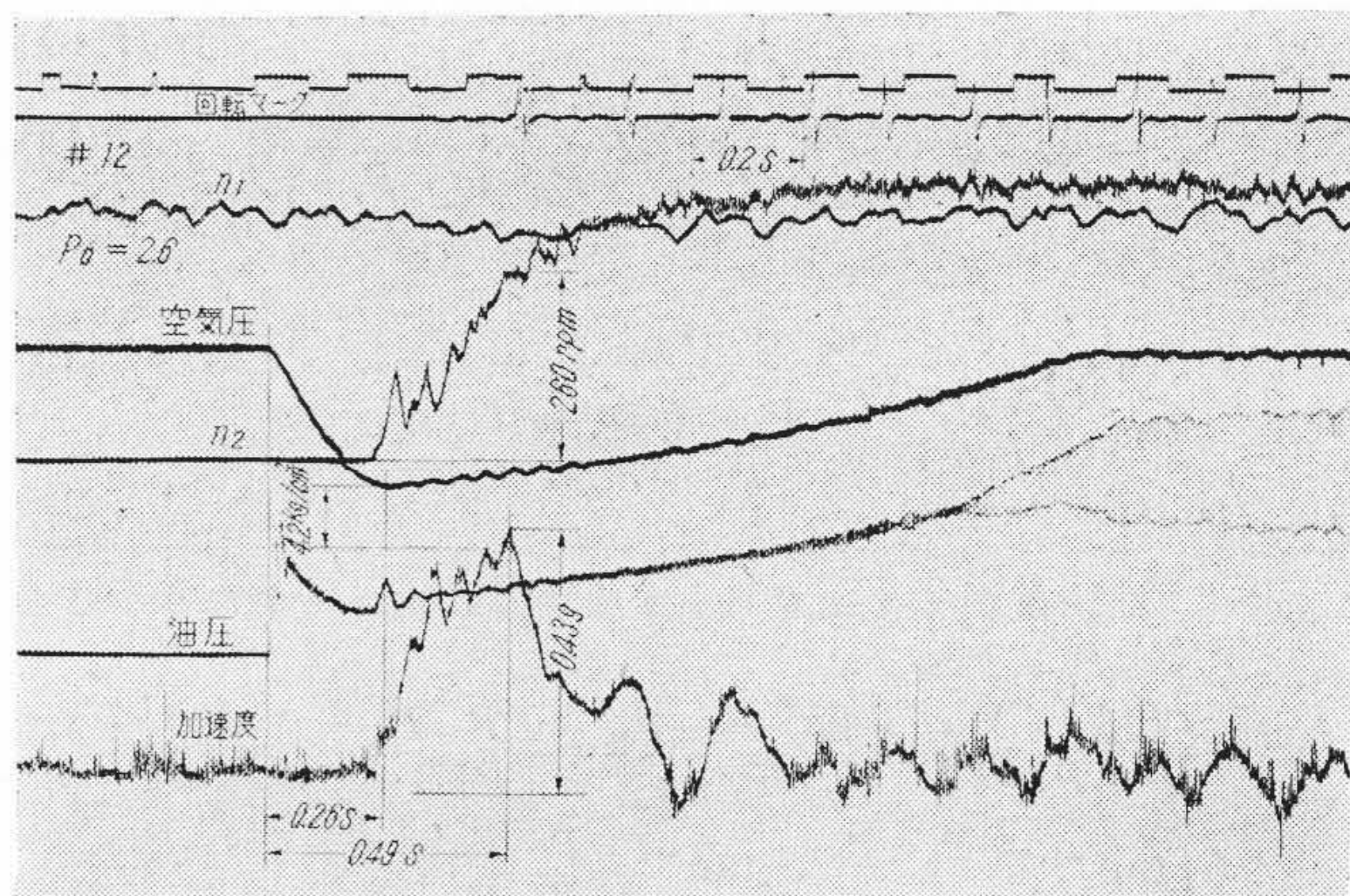
4.1.1 角速度と油圧

第13図は、時間に対して油圧および角速度の変化状況を一まとめにして示したものであって、初期充てん空気圧をパラメータとしてある。これを概観していえることは

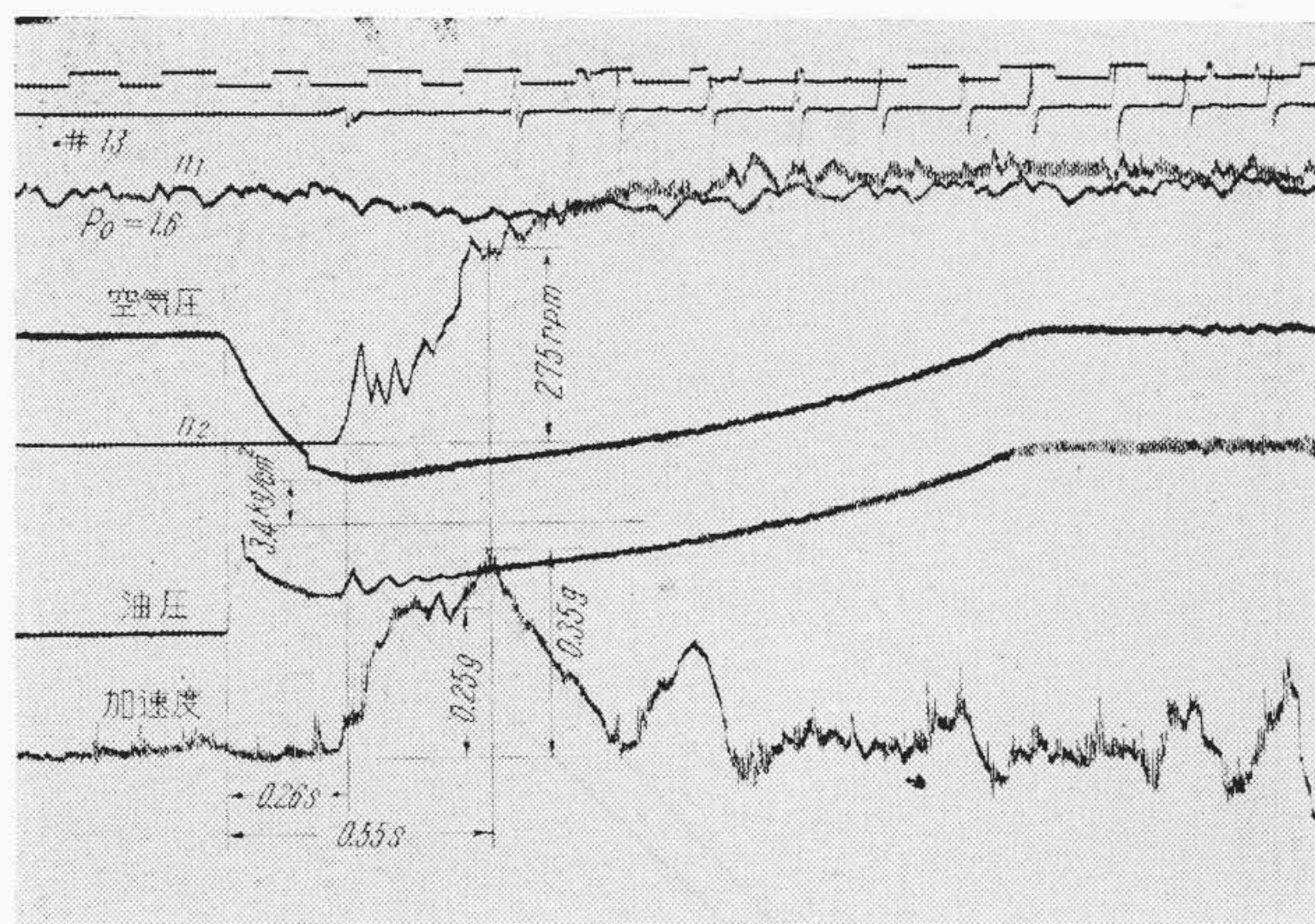
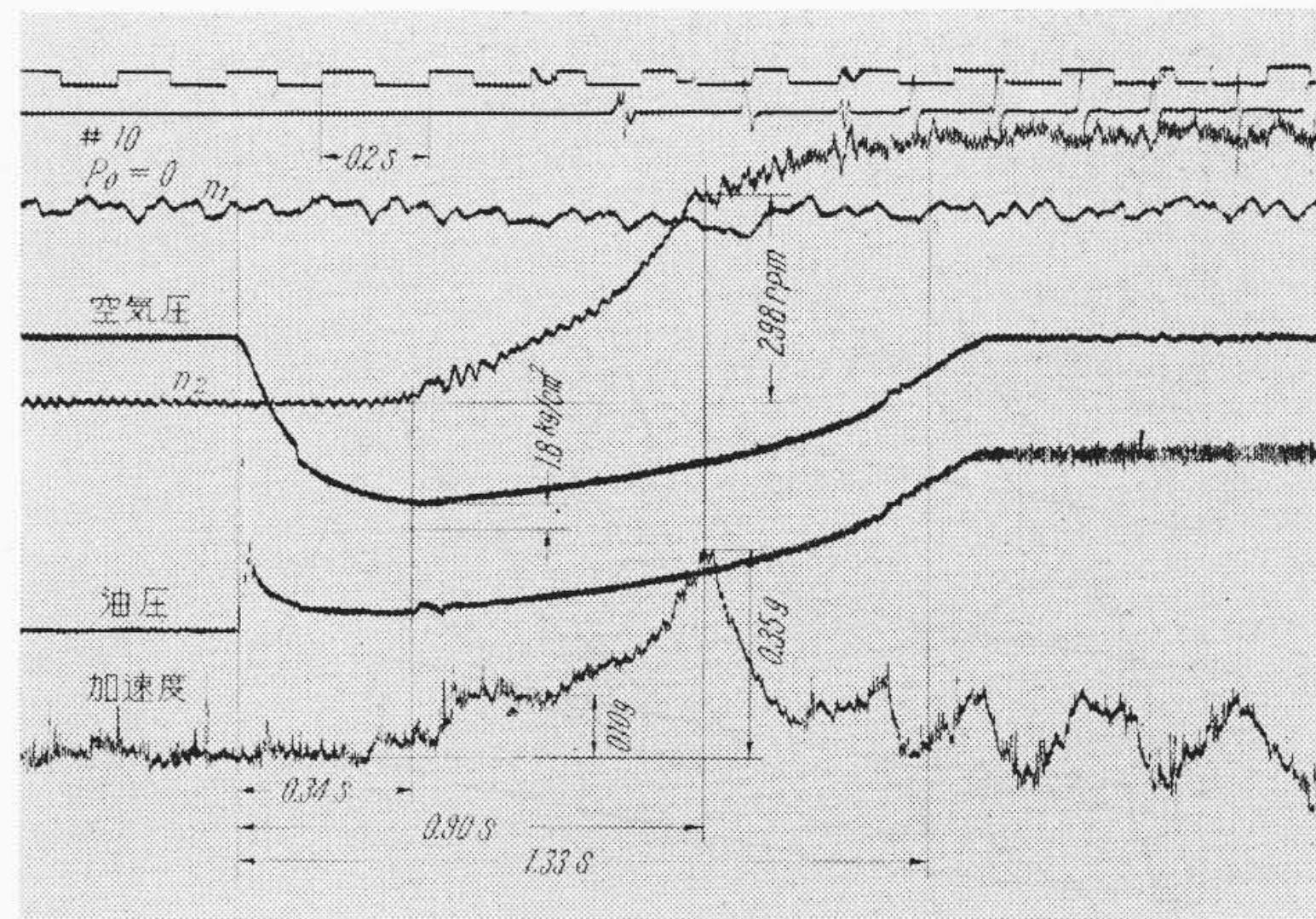
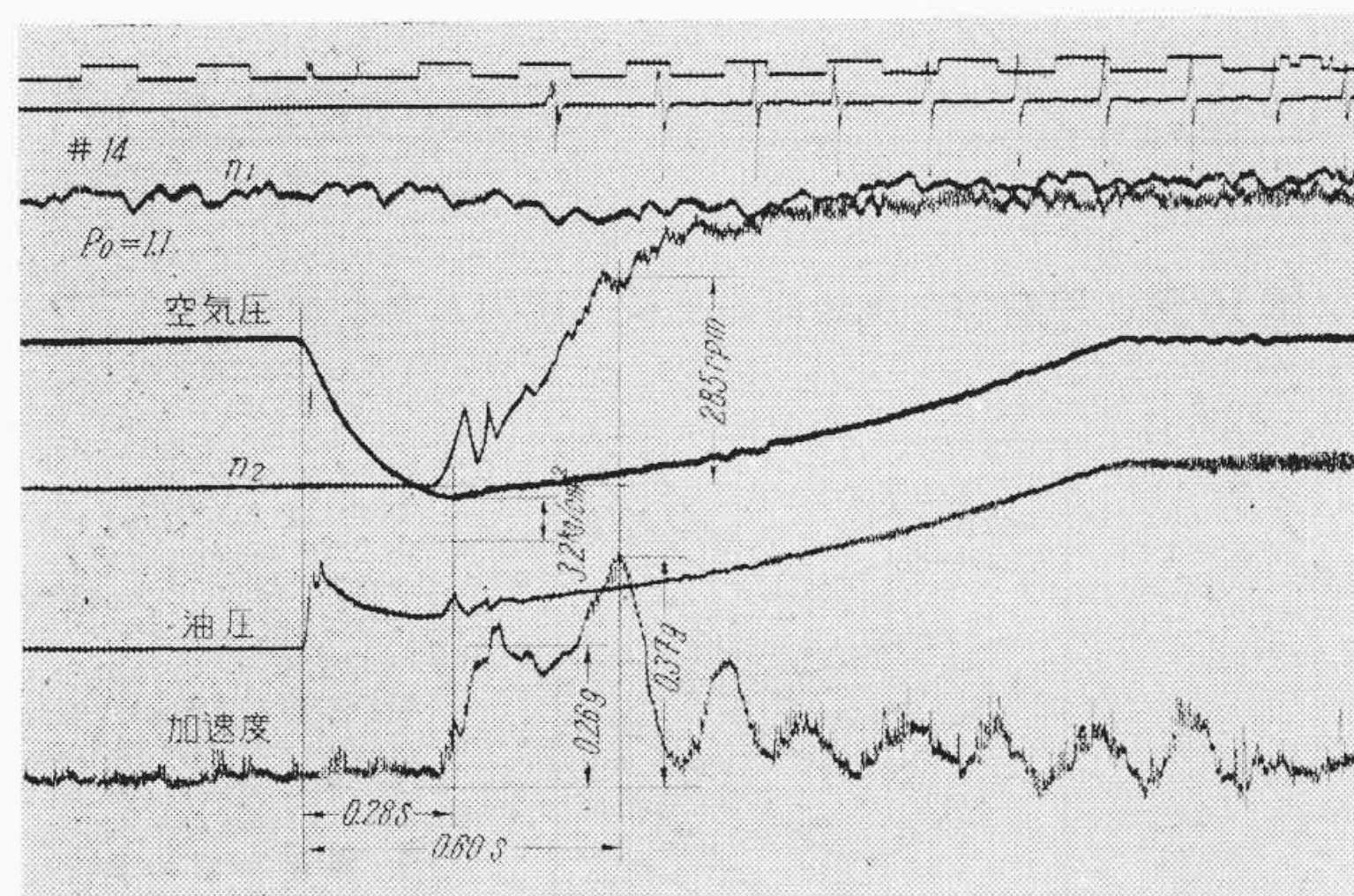
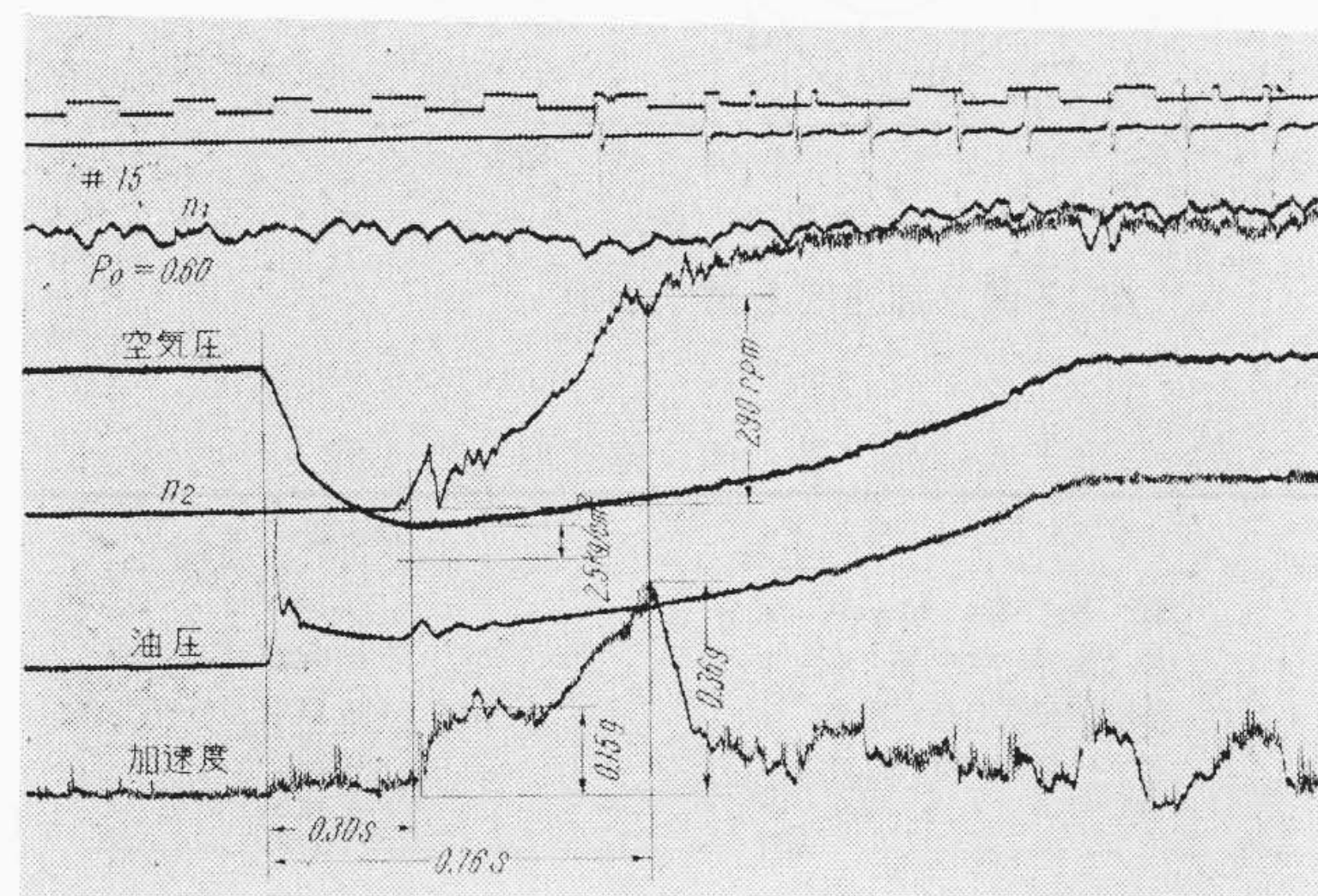
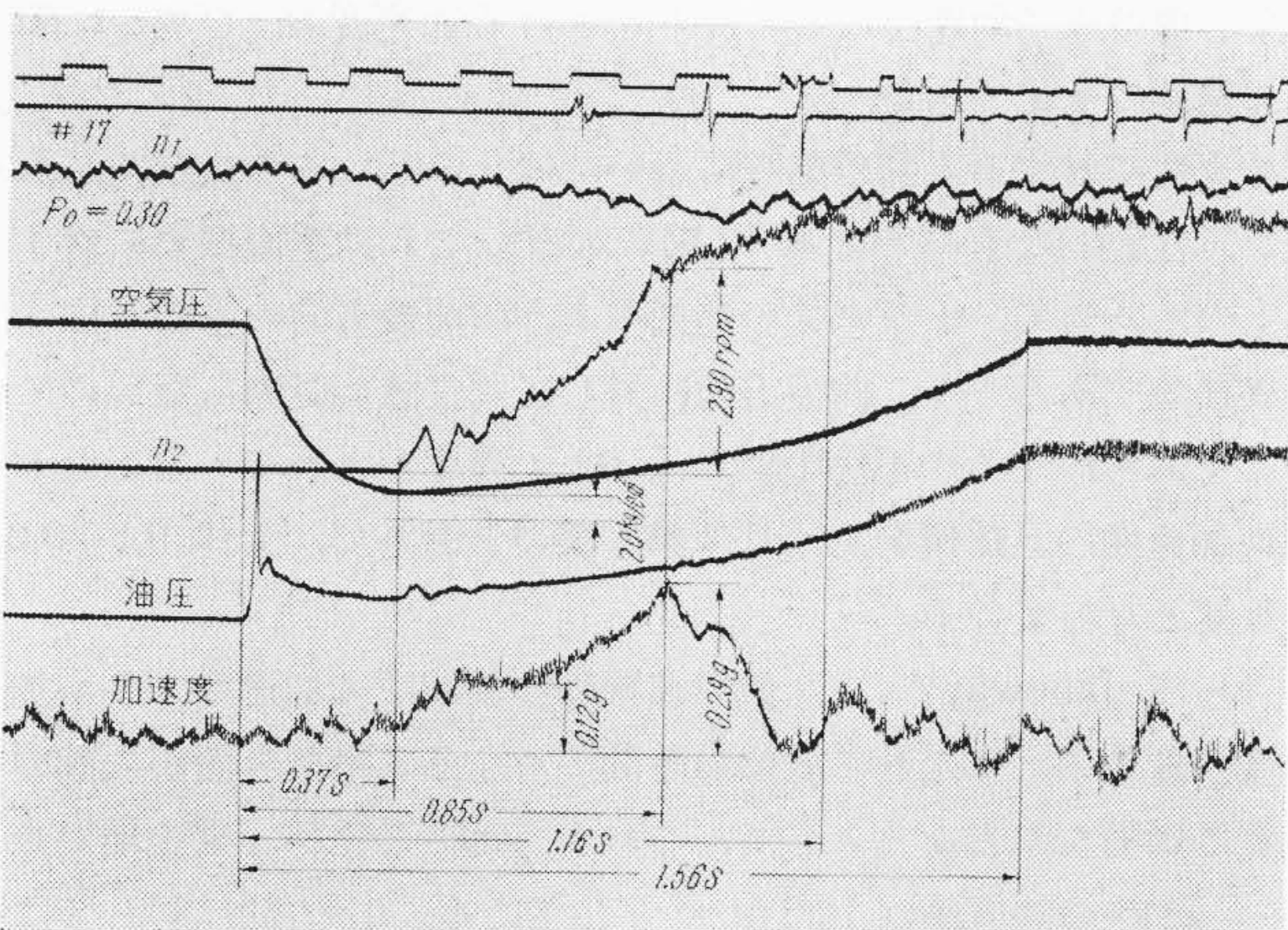
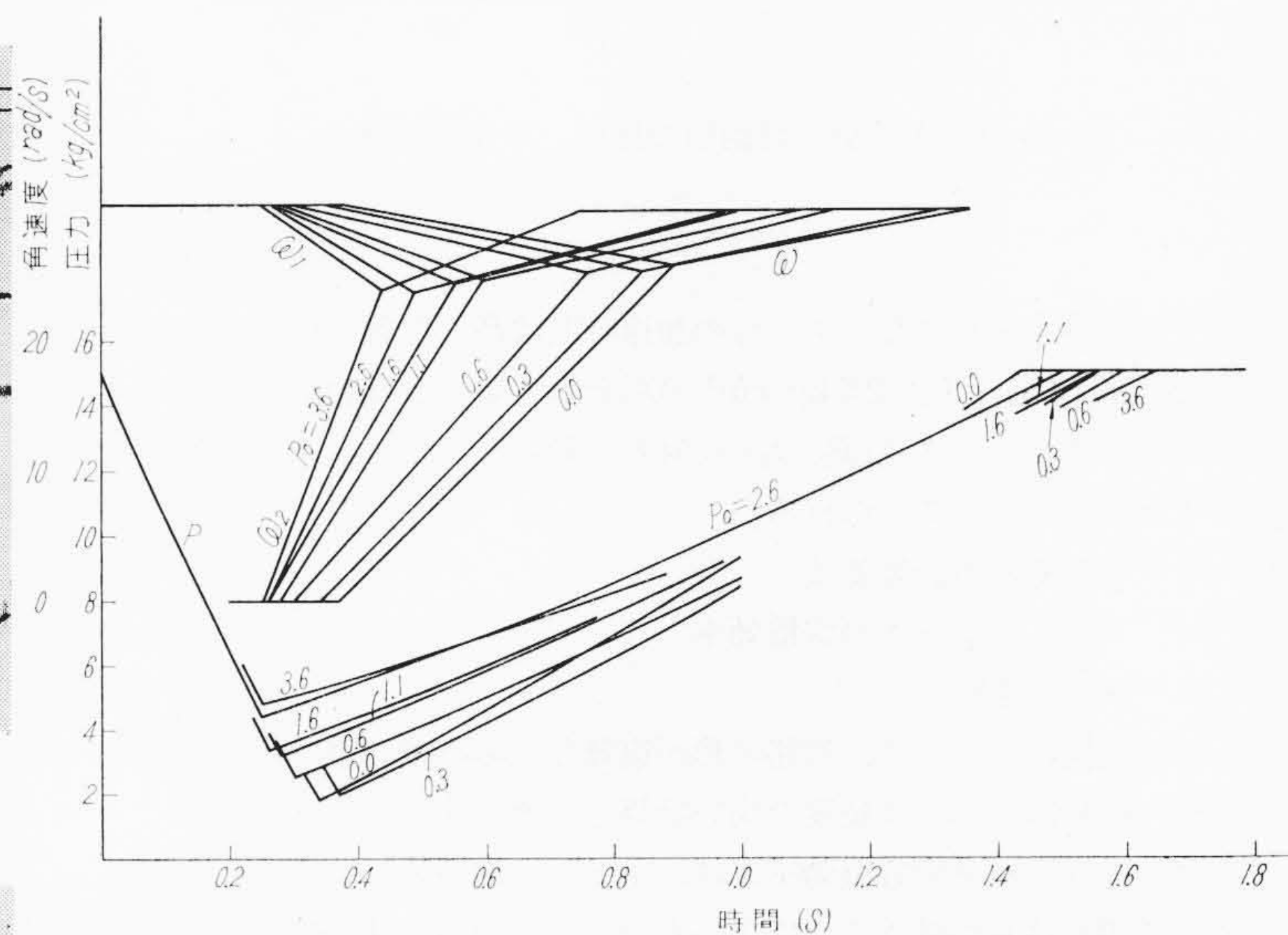
- (1) P_0 を小さくするほど P_2 は小さく、 t_2 は大きくなる。
- (2) しかし、 P_2 の変化に比べて t_2 の変化は比較的小さい。すなわち、 P_0 を変えると、角加速度には大きく影響することが期待できるが、時間遅れにはさほど影響しない。これは望ましい効果である。
- (3) ω_2 は P_0 を小さくするほど、こう配がゆるやかになる。すなわちクラッチのすべり時間内における角加速度、および角加速



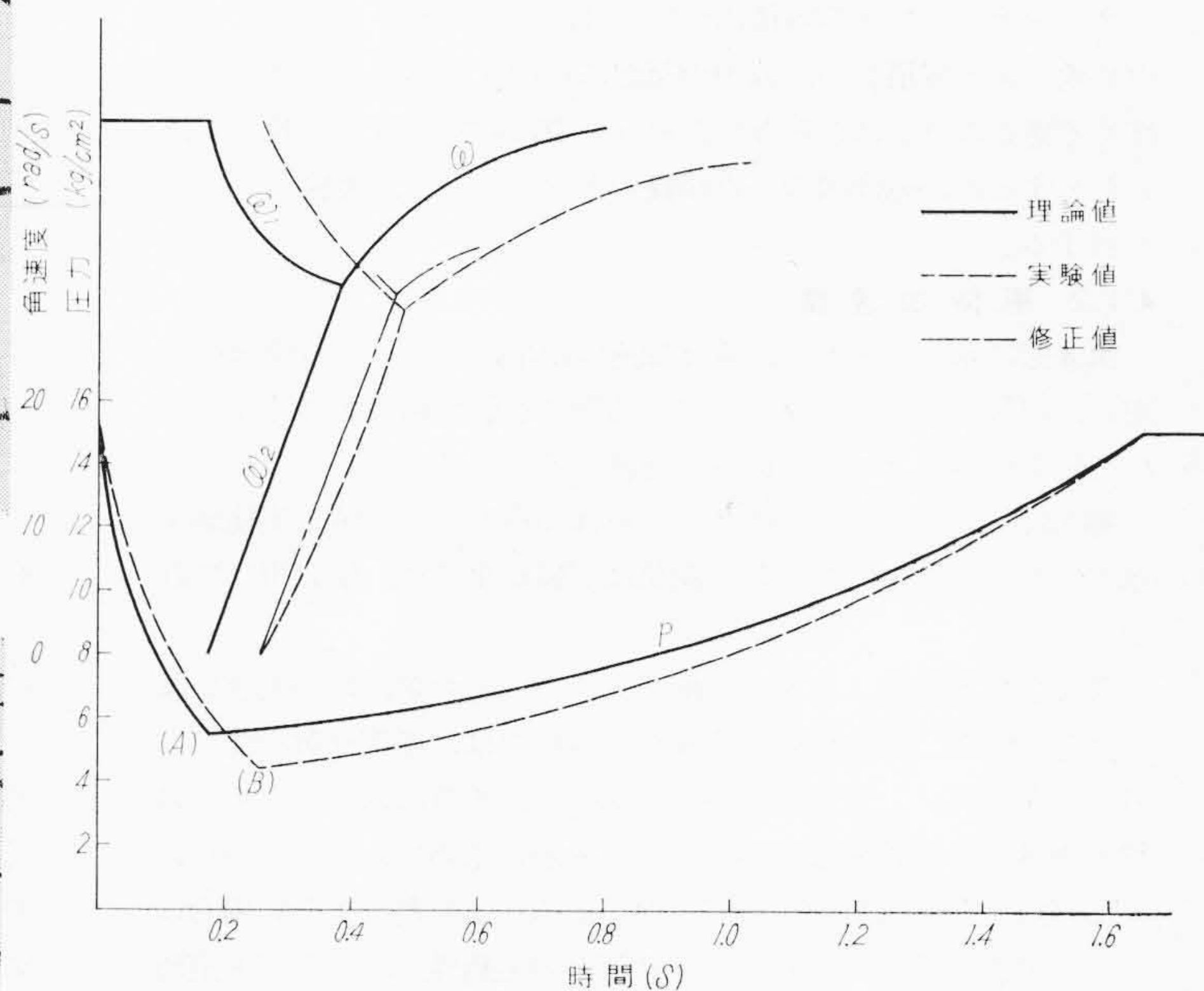
第6図 オシログラム $P_0=3.6 \text{ kg/cm}^2$ の場合



第7図 オシログラム $P_0=2.6 \text{ kg/cm}^2$ の場合

第8図 オシログラム $P_0=1.6 \text{ kg/cm}^2$ の場合第12図 オシログラム $P_0=0 \text{ kg/cm}^2$ の場合第9図 オシログラム $P_0=1.1 \text{ kg/cm}^2$ の場合第10図 オシログラム $P_0=0.6 \text{ kg/cm}^2$ の場合第11図 オシログラム $P_0=0.3 \text{ kg/cm}^2$ の場合

第13図 角速度、油圧の変化

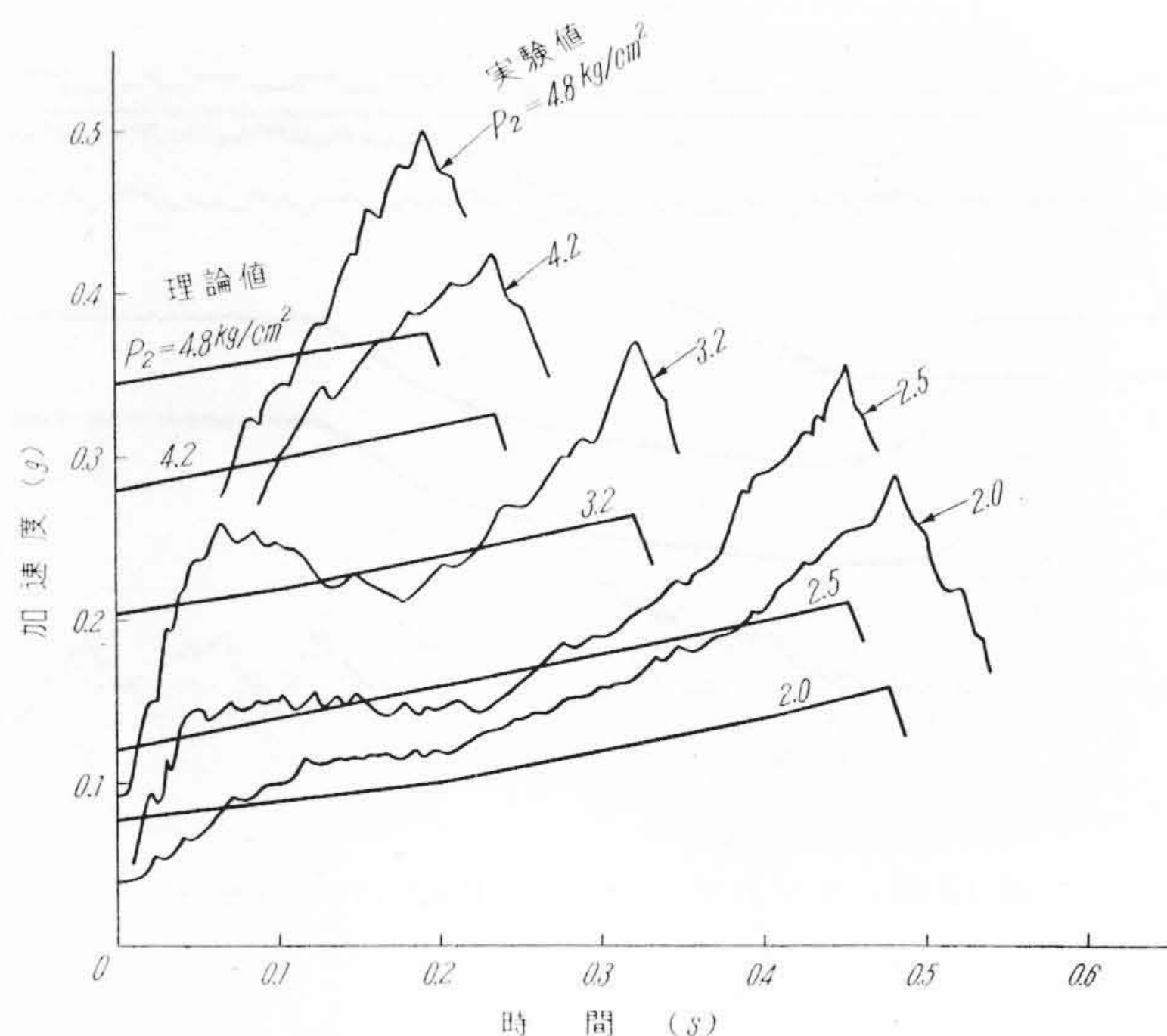


第14図 実験値と理論値の比較、油圧と角速度

度の増大度が小さい。

(4) すべり時間は、 P_0 が小さいほど大きくなる。これは熱的に検討を要する。

(5) 加速時間(ω_2 が最大値に安定するまでの時間)は P_0 が小さいほど大きくなるが、この差は、主としてすべり時間の差であっ



第 15 図 実験値と理論値の比較、車体加速度

て、すべりがゼロになってからの加速時間は P_0 に影響されない。

次に第 14 図は $P_0 = 2.6 \text{ kg/cm}^2$ の場合の実験値と理論値を比較したものである。A 点(P_2, t_2) に対して B 点がずれている原因としては次のことが考えられる。

- (1) 管路抵抗の計算誤差
- (2) アキュムレータの容積効率
- (3) V_c の誤差

管路抵抗については、管路の形が複雑なため誤差は避けられないが、機種によっては精度の高い計算を必要とするだろう。

アキュムレータの容積効率とは、主として油の閉じこめのために、吐出し油量が減ることによるもので、その値は種々の場合について実験結果が報告されている⁽¹⁾。

クラッチシリンダの容積については、厳密にはバルブスプールの移動による容積とか、油中の気泡に原因する油のみかけの圧縮性も考慮しなければならないだろう。第 14 図で A 点を B 点に移したとすると、 ω_2 は図の一点鎖線のようにになって、実験値とほぼ一致する。

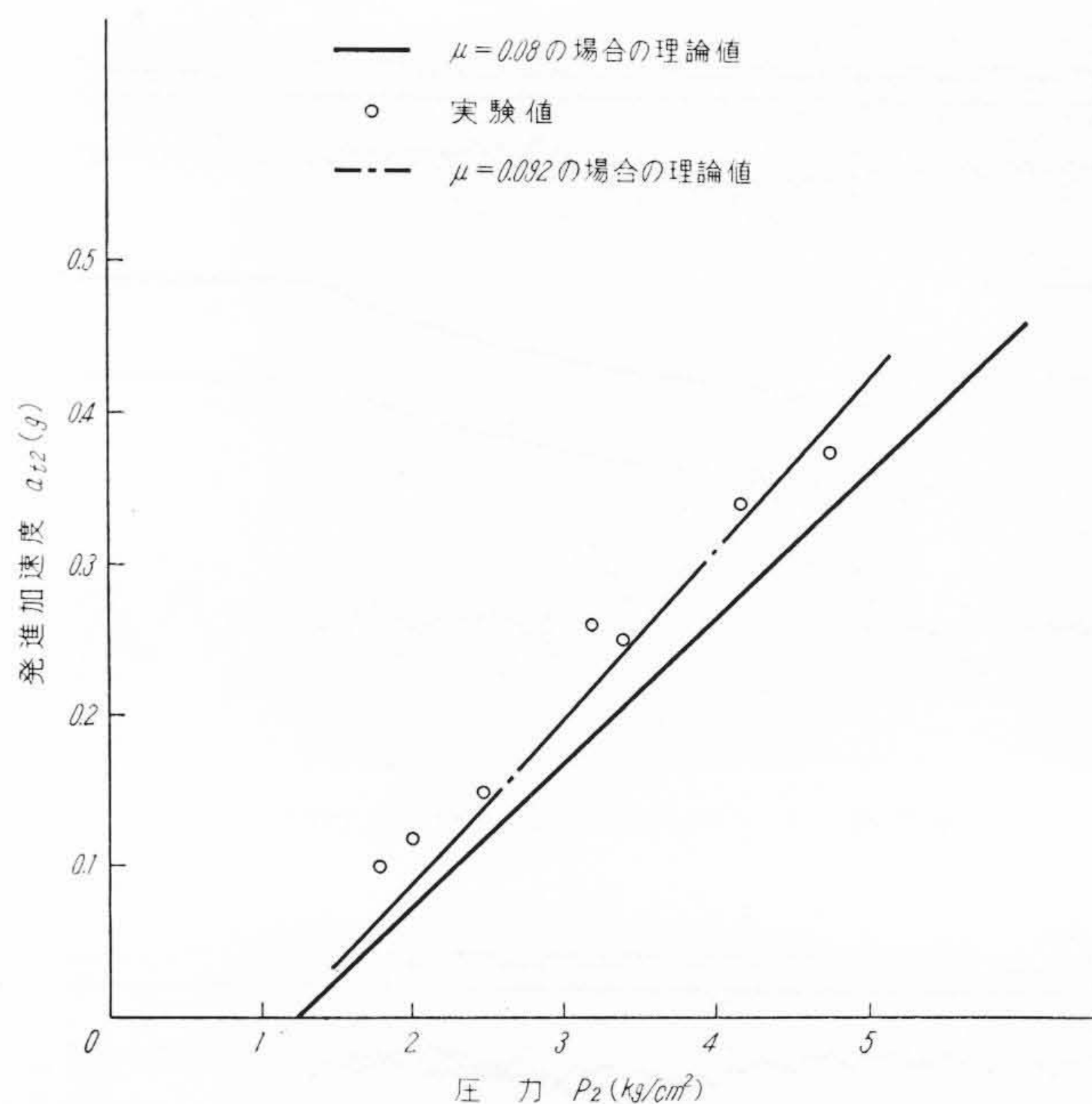
4.1.2 車体加速度

第 4 図に示したとおり、車体加速度は t_2 においてある値 a_{t_2} を有し、以後クラッチのすべっている間において漸次大きくなって t_e で最大値 a_{t_e} となると同時に急減する。

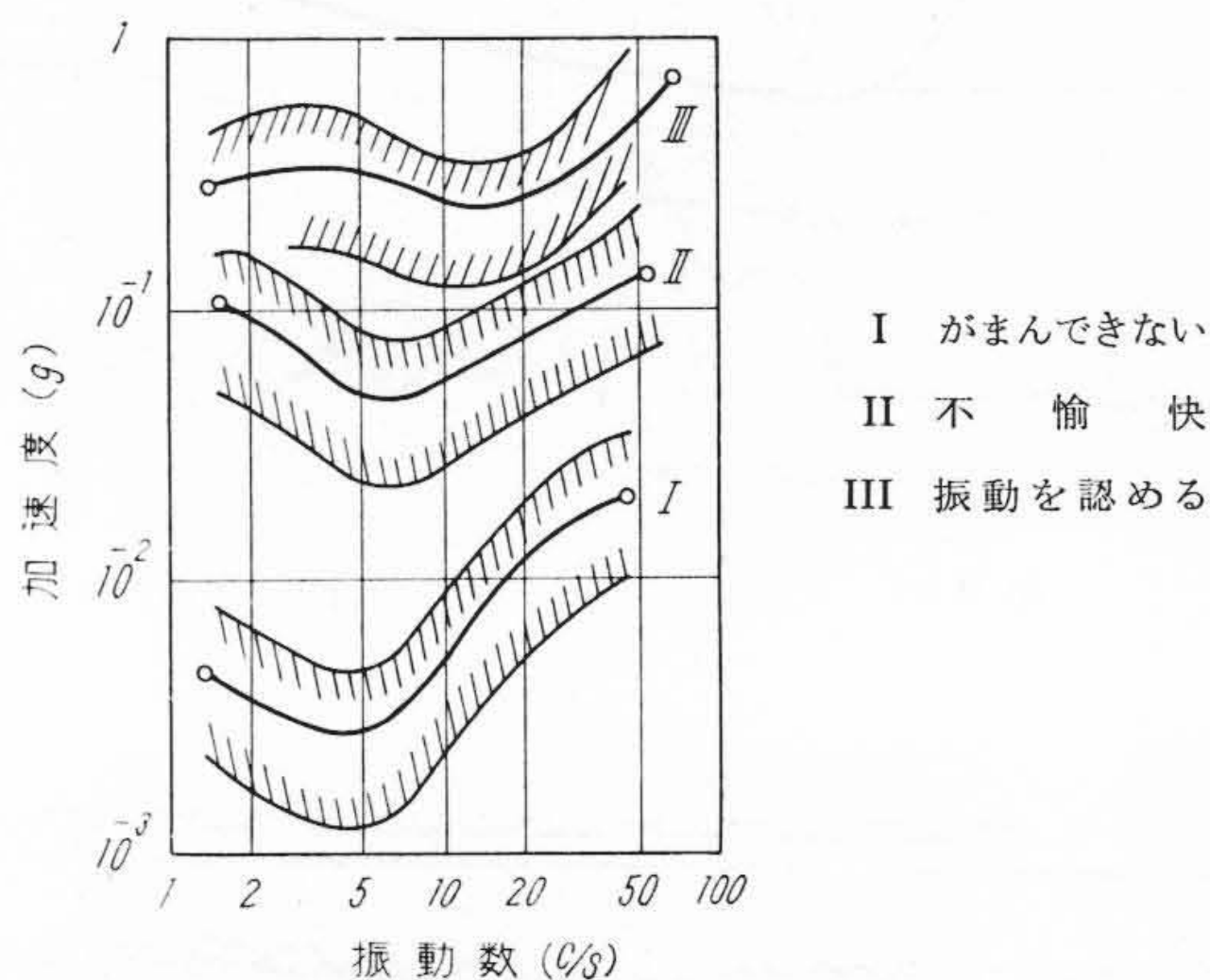
第 15 図は時間経過に対して、車体加速度の理論値と実験値を示したものである。ただし理論値は実験結果の P_2, t_2 を用いて計算した。

実験値は理論値よりもこう配が大きく、その差は P_2 が大きいほど顕著である。理論値のこう配が小さいのは、摩擦係数をすべり速度に無関係に一定としたからであって、正確に求めるためにはすべり速度と摩擦係数との関係を実験的に求めて、これを (6)、(7) 式に入れて計算機で解く必要がある。また P_2 が大きい場合はすべり時間が小さいために、加速度計の追従性が原因して発進時と最大加速時とがオシロの上でいっしょに表われているものと思われる。

第 16 図は P_2 と発進加速度 a_{t_2} の関係を示したものである。理論値は摩擦係数を $\mu = 0.08$ としたが、その後摩擦係数の精しい実験測定を行った結果、滑り速度 4 m/s の場合、 $\mu = 0.092$ であって、これを用いて計算すると、第 16 図で一点鎖線で示すとおり実験値と一致する。



第 16 図 理論値と実験値の比較、圧力と発進加速度



第 17 図 加速度と乗り心地

第 1 表 発進加速度の例

車 種	加速度 (g)
最新自動車	0.18
普通郊外電車	0.084
特に加速性の良い電車	0.14
ダンプロック	0.28
バス	0.14

4.1.3 乗心地

乗心地の点で問題になるのは t_2 における加速度および $t_2 \sim t_e$ 間の加速度の変化である。

加速度に対する人間の感覚については、いろいろの文献⁽²⁾があるが、代表的なもの⁽³⁾を第 17 図に示す。これは垂直振動に対するものであって、トラクタの発進のように前後方向のものとやや異なるであろうが、前後方向に対しては文献が見当たらないのでこれを参考にする。不快の限界は 0.1 g 程度とされている。なお発進加速度の具体例をあげれば第 1 表のとおりで、大体 $0.1 \sim 0.2 \text{ g}$ 程度となっている。

さらに Janeway⁽⁴⁾ は、低周波振動の領域では加速度よりも加速度の変化率、すなわち変位の時間に対する 3 階微分値が人間の感覚に影響をあたえるとして、これを jerk と呼び、乗心地の点から jerk の許容値は 12.2 m/s^3 としている。 $t_2 \sim t_e$ 間に対しては一応この許容値が目安となると思うが、これも垂直方向と水平方

第2表 実験結果, 運転感覚

P_0 (kg/cm^2)	a_{t2} (g)	a_{te} (g)	jerk (m/s^3)	感 覚		備 考
				発進時	最大加速時	
3.6	0.50		25.8	きわめて不快		両者を識別できない。ショック大
2.6	0.43		18.1	きわめて不快		両者を識別できない。ショック大
1.6	0.25	0.35	14.0	不快	やや不快	わずかに識別できる
1.1	0.26	0.37	10.8	不快	やや不快	わずかに識別できる
0.6	0.15	0.36	8.9	やや不快	快	発進時わずかにショックを感じる
0.3	0.12	0.29	5.6	快	快	ショックを感じない
0.0	0.10	0.35	9.1	快	快	ショックを感じない

向とで必ずしも同一とはいえないので, 結局これらを参考として実際運転上の感覚から結論を出すほかない。第2表は加速度 jerk の実測値と運転感覚を示したものである。ここで「やや不快」を良否の限界とするならば, 本実験の場合, その限界値は, 加速度 0.15g , jerk $14\text{m}/\text{s}^3$ であり, 上記のデータに近い値である。そしてこのトラクタの場合は $P_0=0.6\text{kg}/\text{cm}^2$ とするのがよいことがわかる。

なお, 時間遅れについていうと, トラクタの場合 0.3 秒以下ならば運転者に「遅れ」として感知されない。本実験の場合, この条件にはいる限度は, やはり $P_0=0.6\text{kg}/\text{cm}^2$ である。

4.1.4 クラッチ板の温度上昇

クラッチを意識的にすべらせようとするのであるから, 当然熱の問題も検討しなければならない。

すべりによるエネルギー発生率 e は次式で示される。

$$e = T(\omega_1 - \omega_2) \dots\dots\dots (23)$$

したがって, すべり期間内の総エネルギー E は

$$E = \int_{t_2}^{t_e} e dt = \int_{t_2}^{t_e} T(\omega_1 - \omega_2) dt \dots\dots\dots (24)$$

$t_2 < t < t_e$ の間で, P の変化は小さいから近似的に

$$T = \frac{1}{2}(P_2 + P_e) \times \beta = \text{const} \dots\dots\dots (25)$$

とする。ここで P_e は t_e における油圧である。

したがって

$$E = T \int_{t_2}^{t_e} (\omega_1 - \omega_2) dt \dots\dots\dots (26)$$

(26) 式の積分項は t_2 , ω_1 , ω_2 で囲まれた面積を表わしている。したがって, この面積を図の上で求めることによってエネルギーを計算することができる。一方, クラッチ板表面の温度は, 熱伝導の式から理論的に求めることができるが, 理論の解析自身は本検討の目的からそれるので, 結果のみを Jania の研究⁽⁵⁾から借りると次式で示される。

$$\theta = \frac{Q_s}{l c_1 \rho_1} + \frac{7}{45} \left[\frac{Q_s T^2 l^3 c_1 \rho_1 (I_1 + I_2)^2}{k_1^2 I_1^2 I_2^2 \Omega_1^2} \right] \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \dots\dots\dots (27)$$

$$Q_s = \frac{k_1}{k_1 + k_2} \cdot \delta \frac{E}{A_f}$$

ここで θ : クラッチ板表面温度上昇

A_f : 摩擦部分の総面積

δ : 仕事の熱換算率

k_1 : クラッチ被動板の熱伝導率

k_2 : クラッチ駆動板の熱伝導率

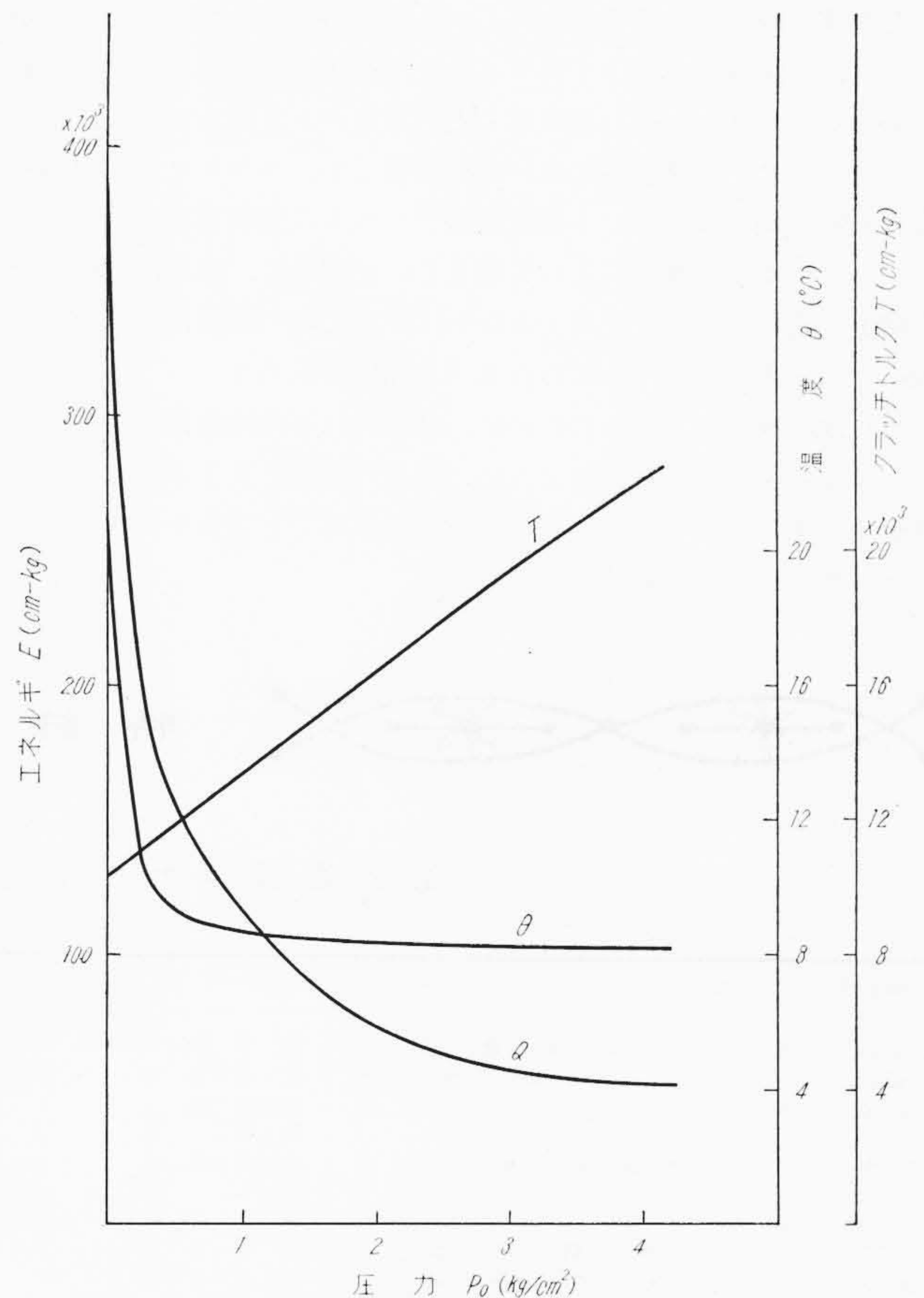
$2l$: 被動板の厚さ

c_1 : 被動板の比熱

ρ_1 : 被動板の密度

であり, 単位はいずれも英国単位である。

これによって計算した結果を第18図に示す。これで見ると θ は $P_0 > 0.3\text{kg}/\text{cm}^2$ の範囲では, ほとんど変化がない。 $P_0=0.6\text{kg}/\text{cm}^2$ で使用した場合, 一回のクラッチ操作による温度上昇は $\theta=$



第18図 クラッチ板の温度上昇

9°C であって, その上, 実際には油によって冷却されていることを考えると熱的な心配はないといってよい。 θ がきわめて低い値を示しているのは, クラッチ容量が発進時に必要なトルクに対して非常に余裕があるためである。すなわち, トラクタはけん引力が生命であるからクラッチ容量もけん引力から決められるものであって, したがって発進時には非常に余裕がある結果となる訳である。

なお, クラッチの操作ひん度の大小为温度上昇に及ぼす影響については別に取り上げて研究することにしてはいる。

5. 結 言

以上, 本研究によって得られた結果を要約すると

(1) クラッチかん入の過渡状態における油圧, 角速度, 車体加速度, 時間遅れなどが理論的に解明され, それらが実験によって確認された。

(2) ブラダ形アキュムレータを導入することによって, 油圧制御が容易にでき, その結果, 車体加速度のコントロールが可能であることが実証された。

(3) 乗心地の点から, 発進加速度は $0.1 \sim 0.15\text{g}$, 加速度の変化率は $12.2\text{m}/\text{s}^3$ が限度と考えてよいことがわかった。

(4) 供試トラクタに容量 1l のアキュムレータを使用する場合上記制限を考慮して, 初期充てん空気圧は $0.6\text{kg}/\text{cm}^2$ がよい。

(5) この場合, クラッチ板表面温度の上昇は 9°C にとどまる。

乗心地といえば当然, 人間が対象となる訳であるが, 乗務員が疲れないということは, とりもなおさず機械, とくに本研究のような場合は, その動力機構に無理がかからないことを意味しているといえるであろう。その意味では, 乗心地を良くすることは結果的に機械を改善したことになる。一般に, トラックやダンプロックのよ

