

電話用4号ダイヤルの速度解析とガバナの動的平衡調整方式

Theoretical Analysis of No. 4 Telephone Dial Speed and a New Method for Dynamic Governor Balancing

北 條 徳*

内 容 梗 概

4号ダイヤルのガバナの理論的速度特性を解析し、これによりダイヤルのインパルス速度と、速度を決定する六つの要素についての偏導函数を実用に便利な図、表にまとめている。そしてこれにより改良ガバナの調速能力が旧型ガバナにくらべて大幅に改善されていること、および改良ガバナの能力を十分に発揮させるためにはその動的平衡調整を完全にとることが必要であることを明かにした。

なお在来の組込後の手曲げ調整法ではほとんど不可能であつたガバナの平衡を簡単にとりうるストロボ式動的平衡調整装置の概要を述べてある。

〔I〕 緒 言

電話機ダイヤルの使命は相手の電話番号に相当する一連の一定速度の正確なインパルス電流を送出して自動交換機を確実に働かせることである。4号ダイヤルは多くのすぐれた特長をもっているが、なにぶんにもその回転運動は指先で巻込まれたごく小さなスプリングの復元力を原動力とする関係でその内部機構、動作は非常に微妙で温度や回転摺動状態の僅かな変化によつてインパルス送出速度がかわりやすい宿命をもっており、長年月におたつて安定な動作をするためには機構各部の定数、工作、材質、潤滑油などの適切な選定が必要であることはすでに報告⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾したとおりである。

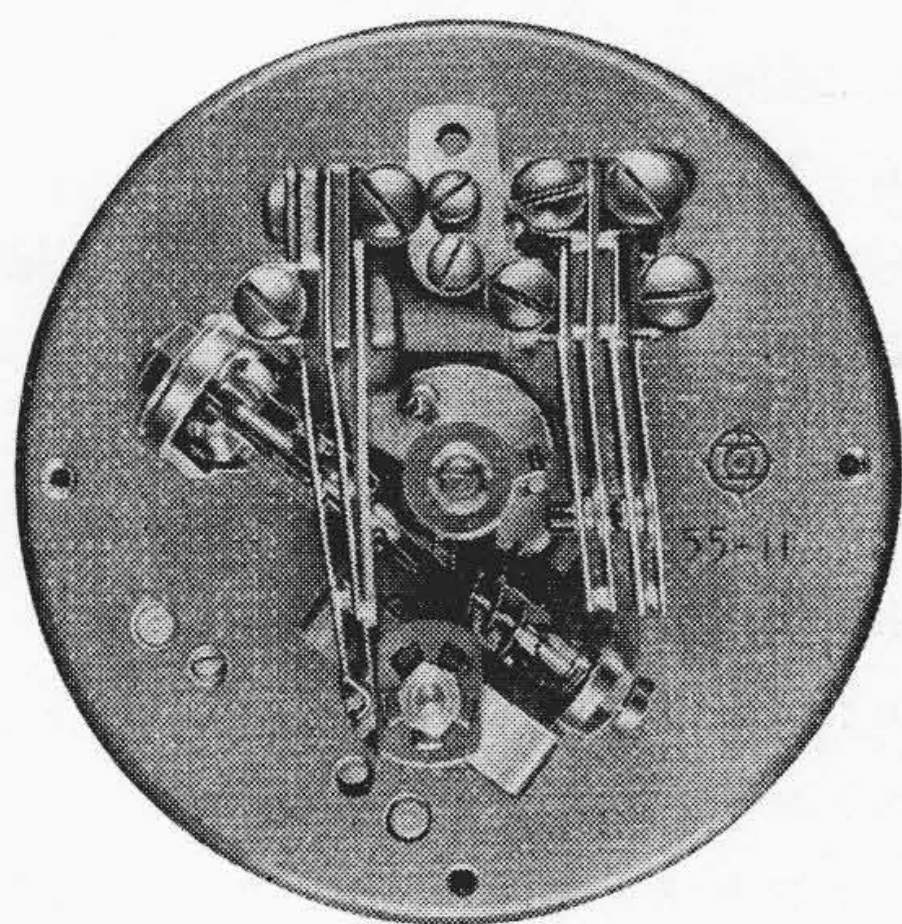
ここにはダイヤルの速度を規整するガバナの回転運動を支配する諸要因について理論的解析を行い、前報⁽²⁾の改良ガバナが旧型ガバナにくらべていかにすぐれた調速性能をもっているかを述べ、さらにそのすぐれた性能はガバナの動的平衡がうまくとれているときにはじめて完全に発揮できることを明かにし、量産的にガバナの動的平衡調整を行いうる新調整方式についてその概要を報告し、大方の参考に資することとした。

〔II〕 ガバナ軸速の理論値

(1) ガバナ軸の運動方程式

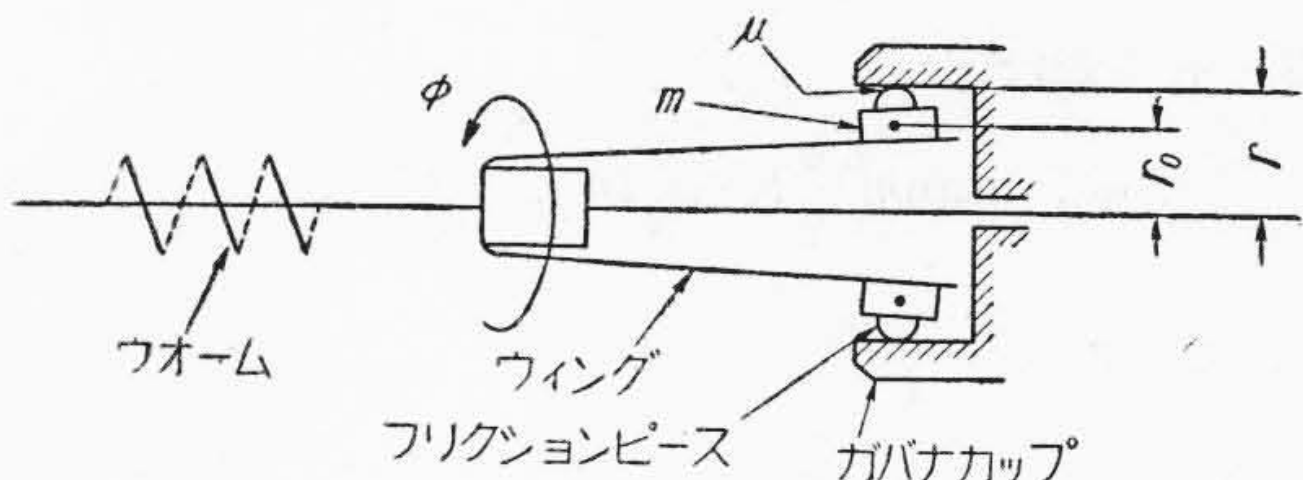
4号ダイヤルの回転速度は第1図に示す遠心摩擦力制動型ガバナによつて毎秒 10 ± 1 回のインパルス電流を送出するように調速される。ガバナは第2図のようにウォーム軸に固定されたバネ材でできた2枚のウイングの末端にエボナイト製のフリクションピースをもつたウェイト m がとりつけられており、静止状態ではフリクションピースとカップは離れている。ダイヤルの速度はウイングを曲げてフリクションピースがカップ面に接触するときのウイングのテンションを変えることによつて調整さ

* 日立製作所戸塚工場



第1図 4号ダイヤルのガバナ機構（ガバナカップは一部切断してある）

Fig. 1. Governor Mechanism of No. 4 Telephone Dial (The Governor Cup is cut partially to show the Wings)



第2図 ガ バ ナ 略 図
Fig. 2. Schematic Diagram of Governor

れる。

全ギヤー系を含めた運動の理論式はすでに報告⁽²⁾したとおりであるがかなり複雑で使いにくいので、観点をガバナ軸運動のみに極限し実用に便利な理論式を誘導することとする。ガバナ軸の動運はダイヤルが始動しメインスプリングの復元力がギヤー系を経てウォームに伝えられ、ガバナ軸が回転を始め遠心力でウイングが開いてフリクションピースがカップ面に接触するまでと、フリクションピースがカップ面に接触しガバナ作用が開始された後の二つに分けて考える⁽⁴⁾のが便利である。

(A) ガバナ作用開始前の運動

フリクションピースがカップ面に接触するまでのガバナ軸の運動は慣性モーメント I をもつた単純なフライホイールに回転トルク ϕ が与えられたものと考えてよいので、

$$\omega_b = \frac{\phi}{I} t_b \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここに ω_b はウォーム起動から t_b (秒) 後のガバナ軸の角速度 (ラジアン) で、ウィングの開きの変化量はごく僅かであるから I の変化を無視すれば一定トルク ϕ に対して時間と共に直線的に増大することがわかる。

(B) ガバナ作用開始後の運動

遠心力でウィングが開いて二つのフリクションピースがカップ面に接触すると

$$\phi_s = 2\mu r(mr_0\omega_g^2 - f_s) \quad \dots\dots\dots (2)$$

なる制動トルクが発生しこれがウォームの回転トルク ϕ と逆向に働くのでガバナ軸の運動方程式は

$$I\dot{\omega}_g = \phi - 2\mu r(mr_0\omega_g^2 - f_s) \quad \dots\dots\dots (3)$$

ここに f_s : ウィングの引戻す力 (dyne)

m : ガバナの実効ウェイト質量 (g)

r : ガバナカップの内半径 (cm)

r_0 : m の重心の回転半径 (cm)

μ : フリクションピースとカップ面間の摩擦係数

ϕ : ガバナ軸に与えられるトルク (dyne-cm)

$\omega_g \geq \sqrt{\frac{f_s}{mr_0}}$: ガバナ軸の角速度 (radian/s)

I : ガバナ軸の慣性モーメント (g-cm²)

(3) 式を解けば

$$\omega_g = q \tanh\left(\frac{h}{q} t_g + \frac{1}{2} \ln \frac{q + \omega_0}{q - \omega_0}\right) \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここに $g = \frac{2\mu r r_0 m}{I}$

$$h = \frac{\phi + 2\mu r f_s}{I}$$

$$q = \sqrt{\frac{h}{g}} = \sqrt{\frac{\phi + 2\mu r f_s}{2\mu r r_0 m}}$$

t_g : フリクションピースがカップ面に接触した時からの時間 (秒)

$\omega_0 = \sqrt{\frac{f_s}{mr_0}}$: フリクションピースが初めてカップ面に接触する臨界速度 (radian/s)

(4) 式がガバナ作用が始まった後のガバナ軸速をあたえる一般式である。

(4) 式は $\omega_g = q \tanh[F(t_g)]$ の形から明かなように $F(t_g) \geq 3$ で $\tanh$ は 1 とみなせるので ω_g はごく短時間で一定値 q に近づく。したがってガバナ軸の最後に到達

すべき終端速度 ω_t は

$$\omega_t = q = \sqrt{\frac{\phi + 2\mu r f_s}{2\mu r r_0 m}} \quad \dots\dots\dots (5)$$

(C) ガバナ片当りのときのガバナ軸の運動

前節ではガバナは左右が完全に平衡していて二つのフリクションピースがひとしい力でカップ面を圧す理想的動作状態 (以下これを“完全平衡両当り”と呼ぶ) にあるものと考えたのであるが、実際のガバナはウィングのテンションやウェイトが不平衡で左右のウィングの制動作用が異なる場合が多い。その最も極端な場合としてフリクションピースの片方だけがカップ面に接触し他方が全くカップ面に触れない状態 (以下これを“完全不平衡片当り”と呼ぶ) のときのガバナ軸の運動を考える。

ガバナ作用が始まるまでの立上り速度は両当りの場合と同様で (1) 式がそのまま適用できる。

ガバナ作用が始まった後の運動方程式は制動トルク ϕ_s が片ウィングだけとなるので (2), (3) 式の右辺の常数 2 がとれて

$$I\dot{\omega}_{g1} = \phi - \mu r(mr_0\omega_{g1}^2 - f_{s1}) \quad \dots\dots\dots (6)$$

となり ω_{g1} の一般解はつぎのようになる。

$$\omega_{g1} = q_1 \tanh\left(\frac{h_1}{q_1} t_g + \frac{1}{2} \ln \frac{q_1 + \omega_{01}}{q_1 - \omega_{01}}\right) \quad \dots\dots (7)$$

ここに f_{s1} : カップ面に接触する側のウィングの引戻す力 (dyne)

$$g_1 = \frac{\mu r r_0 m}{I}$$

$$h_1 = \frac{\phi + \mu r f_{s1}}{I}$$

$$q_1 = \sqrt{\frac{h_1}{g_1}} = \sqrt{\frac{\phi + \mu r f_{s1}}{\mu r r_0 m}}$$

t_g : フリクションピースがカップ面に接触したときからの時間 (秒)

$\omega_{01} = \sqrt{\frac{f_{s1}}{mr_0}}$: フリクションピースが初めてカップ面に接触する臨界速度 (radian/s)

この場合の終端速度 ω_{t1} は (7) 式で $t_g \rightarrow \infty$ とおいて

$$\omega_{t1} = q_1 = \sqrt{\frac{\phi + \mu r f_{s1}}{\mu r r_0 m}} = \sqrt{\frac{2\phi + 2\mu r f_{s1}}{2\mu r r_0 m}} \quad \dots (8)$$

となり (5), (8) 両式をくらべると $f_s = f_{s1}$ の場合には同一のトルク ϕ に対して $\omega_{t1} > \omega_t$ であり、 ϕ が両当りの半分のときに $\omega_{t1} = \omega_t$ となることがわかる。

(2) 終端速度 ω_t および ω_{t1} の偏導函数

ガバナ軸の起動過渡運動はガバナ軸の 3 回転以内で完了するように設計されているので、実際のダイヤルのインパルス速度は (5), (8) 式で与えられる ω_t, ω_{t1} で決定される。(5), (8) 式から明かなように ω_t, ω_{t1} はつぎの六つの値

- (i) μ : フリクションピースとカップ面間の摩擦係数
- (ii) ϕ : ガバナ軸に与えられる回転トルク (dyne cm)
- (iii) f_s, f_{s1} : ウィングの引戻す力 (dyne)
- (iv) r : ガバナカップの内半径 (cm)
- (v) r_0 : ウェイト m の重心の回転半径 (cm)
- (vi) m : ウィングの実効ウェイト質量 (g)

の関数でこの六つの値のどれかが変れば ω_t, ω_{t1} したがってインパルス速度が変化するわけである。これら六つの要素の変動のインパルス速度におよぼす影響を知るため、各要素をそれぞれ独立した変数と考えたときの ω_t, ω_{t1} の偏導函数を求めれば

$$\frac{\partial \omega_t}{\partial \mu} = \frac{-\phi}{4\omega_t r r_0 m \mu^2} \dots\dots\dots (9)$$

$$\frac{\partial \omega_t}{\partial \phi} = \frac{1}{4\omega_t r r_0 m \mu} \dots\dots\dots (10)$$

$$\frac{\partial \omega_t}{\partial f_s} = \frac{1}{2\omega_t r_0 m} \dots\dots\dots (11)$$

$$\frac{\partial \omega_t}{\partial r} = \frac{-\phi}{4\omega_t r r_0 m \mu} \dots\dots\dots (12)$$

$$\frac{\partial \omega_t}{\partial r_0} = \frac{-\omega_t}{2r_0} \dots\dots\dots (13)$$

$$\frac{\partial \omega_t}{\partial m} = \frac{-\omega_t}{2m} \dots\dots\dots (14)$$

完全平衡両当り

$$\frac{\partial \omega_{t1}}{\partial \mu} = \frac{-\phi}{2\omega_{t1} r r_0 m \mu^2} \dots\dots\dots (15)$$

$$\frac{\partial \omega_{t1}}{\partial \phi} = \frac{1}{2\omega_{t1} r r_0 m \mu} \dots\dots\dots (16)$$

$$\frac{\partial \omega_{t1}}{\partial f_{s1}} = \frac{1}{2\omega_{t1} r_0 m} \dots\dots\dots (17)$$

$$\frac{\partial \omega_{t1}}{\partial r} = \frac{-\phi}{2\omega_{t1} r r_0 m \mu} \dots\dots\dots (18)$$

$$\frac{\partial \omega_{t1}}{\partial r_0} = \frac{-\omega_{t1}}{2r_0} \dots\dots\dots (19)$$

$$\frac{\partial \omega_{t1}}{\partial m} = \frac{-\omega_{t1}}{2m} \dots\dots\dots (20)$$

完全不平衡片当り

となり、今仮にウィングのテンション f_s を適当に調整して $\omega_t = \omega_{t1}$ となるようにした場合を考え (15)~(20) 式の右辺の ω_{t1} を ω_t におきかえ (9)~(14) 式とくらべれば

$$\frac{\partial \omega_{t1}}{\partial \mu} = \frac{-\phi}{2\omega_t r r_0 m \mu^2} = 2 \frac{\partial \omega_t}{\partial \mu} \dots\dots\dots (21)$$

$$\frac{\partial \omega_{t1}}{\partial \phi} = \frac{1}{2\omega_t r r_0 m \mu} = 2 \frac{\partial \omega_t}{\partial \phi} \dots\dots\dots (22)$$

$$\frac{\partial \omega_{t1}}{\partial f_{s1}} = \frac{1}{2\omega_t r_0 m} = \frac{\partial \omega_t}{\partial f_s} \dots\dots\dots (23)$$

$$\frac{\partial \omega_{t1}}{\partial r} = \frac{-\phi}{2\omega_t r r_0 m \mu} = 2 \frac{\partial \omega_t}{\partial r} \dots\dots\dots (24)$$

$$\frac{\partial \omega_{t1}}{\partial r_0} = \frac{-\omega_t}{2r_0} = \frac{\partial \omega_t}{\partial r_0} \dots\dots\dots (25)$$

第1表 ダイヤルインパルス速度とその偏導函数の理論式

Table 1. Theoretical Dial Impulse and Its Partial Derivatives

ガバナの調整状態	完全平衡両当りの場合	完全不平衡片当りの場合
P_b	$17.3302 \frac{\phi}{I} t_b$	
P_0	$0.5536 \sqrt{\frac{F_s}{m r_0}}$	
P_g	$P_t \tanh \left[\frac{17.3302(\phi + 2\mu r F_s)}{P_t I} t_g + \frac{1}{2} \ln \frac{P_t + P_0}{P_t - P_0} \right]$	$P_t \tanh \left[\frac{17.3302(\phi + \mu r F_s)}{P_t I} t_g + \frac{1}{2} \ln \frac{P_t + P_0}{P_t - P_0} \right]$
P_t	$0.5536 \sqrt{\frac{\phi + 2\mu r F_s}{2\mu r r_0 m}}$	$0.5536 \sqrt{\frac{\phi + \mu r F_s}{\mu r r_0 m}}$
$\frac{\partial P_t}{\partial \mu}$	$-\frac{0.07662\phi}{P_t r r_0 m \mu^2}$	$-\frac{0.1532\phi}{P_t r r_0 m \mu^2}$
$\frac{\partial P_t}{\partial \phi}$	$\frac{0.07662}{P_t r r_0 m \mu}$	$\frac{0.1532}{P_t r r_0 m \mu}$
$\frac{\partial P_t}{\partial F_s}$	$\frac{0.1532}{P_t r_0 m}$	
$\frac{\partial P_t}{\partial r}$	$-\frac{0.07662\phi}{P_t r^2 r_0 m \mu}$	$-\frac{0.1532\phi}{P_t r^2 r_0 m \mu}$
$\frac{\partial P_t}{\partial r_0}$	$-\frac{P_t}{2r_0}$	
$\frac{\partial P_t}{\partial m}$	$-\frac{P_t}{2m}$	

$$\frac{\partial \omega_{t1}}{\partial m} = \frac{-\omega_t}{2m} = \frac{\partial \omega_t}{\partial m} \dots\dots\dots (26)$$

となつて片当りの μ, ϕ, r についての偏導函数は両当りのときのそれぞれ2倍であり、 f_s, r_0, m についての偏導函数は両当り片当りともに同一値であることがわかる。

〔III〕 ダイヤルインパルス速度

インパルス送出カムは第1図からわかるようにウォームホイール軸に直結されていてウォーム軸の半回転毎に一つのインパルスが送出されるようになっており、ウォームホイールの半回転でガバナ軸は9回転するのでダイヤルインパルス速度 P (インパルス/秒) とガバナ軸速 ω (ラジアン/秒) の間には

$$P = \frac{\pi}{18} \omega \dots\dots\dots (27)$$

の関係が成立するから、これを前章の諸式に入れて実際のインパルス速度の比較検討に便利な実用単位に変換すると第1表がえられる。ただし第1表において

P_b : ガバナ作用が始まるまでの立上り速度 (インパルス/秒)

P_0 : フリクションピースがカップ面に触れ始める臨界速度 (インパルス/秒)

P_g : ガバナ作用開始後の速度 (インパルス/秒)

P_t : 終端速度 (インパルス/秒)

F_s : フリクションピースがカップ面に接触するときのウィングのテンション (g)

I : ガバナ軸のまわりの慣性モーメント (g-cm²)

m : ガバナの実効ウェイト質量 (g)

r : ガバナカップの内半径 (cm)

r_0 : 実効ウェイト m の重心の回転半径 (cm)

t_b : ガバナ軸起動時からの時間 (秒)

t_g : ガバナ作用開始時からの時間 (秒)

Φ : ガバナ軸にあたえられる回転トルク (g-cm)

μ : フリクションピースとガバナカップ面間の摩擦係数

である。

第 1 表に第 2 表の設計定数と $\Phi = 1.5$ g-cm, $\mu = 0.25$ を入れたときの改良前後の両ガバナの比較数値例を第 3 表に, Φ をパラメータとした μ についての P_t の偏導函数を第 3 図, 第 4 図に, Φ についての P_t の偏導函数を第 5 図に, m と r_0 を変えたときの F_s についての P_t の偏導函数を第 6 図に, $\Phi = 1.5$ g-cm, $\mu = 0.25$ の標準状態で $P_t = 10$ に調整された改良前後の両ガバナの両当り片当りの場合の μ および Φ に対応するインパルス速度の

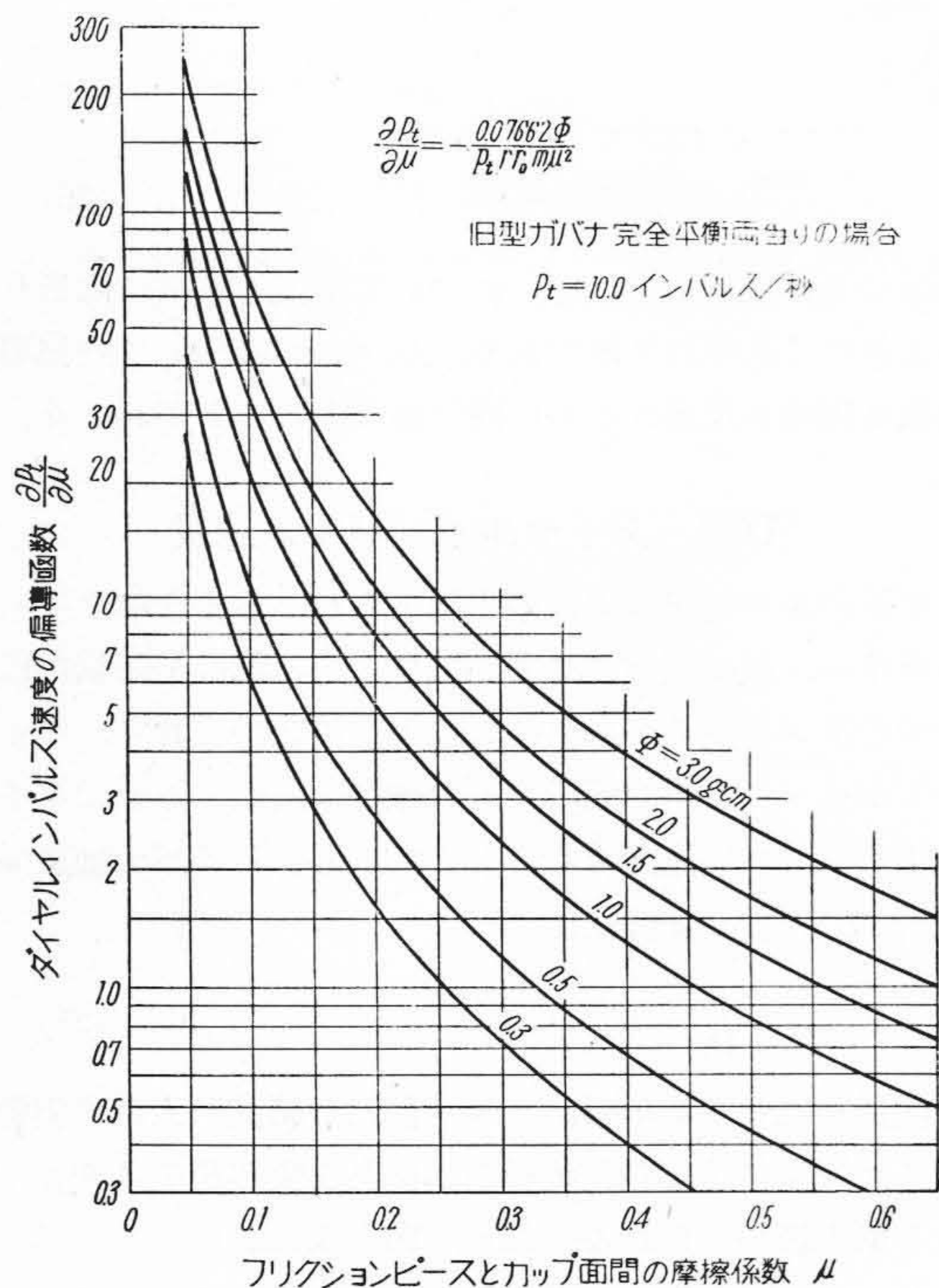
第 2 表 ガバナの設計定数
Table 2. Design Constants of Governor

定 数	旧 型 ガ バ ナ	改 良 ガ バ ナ
I	0.066	0.095
r	0.575	0.575
r_0	0.400	0.400
m	0.159	0.250

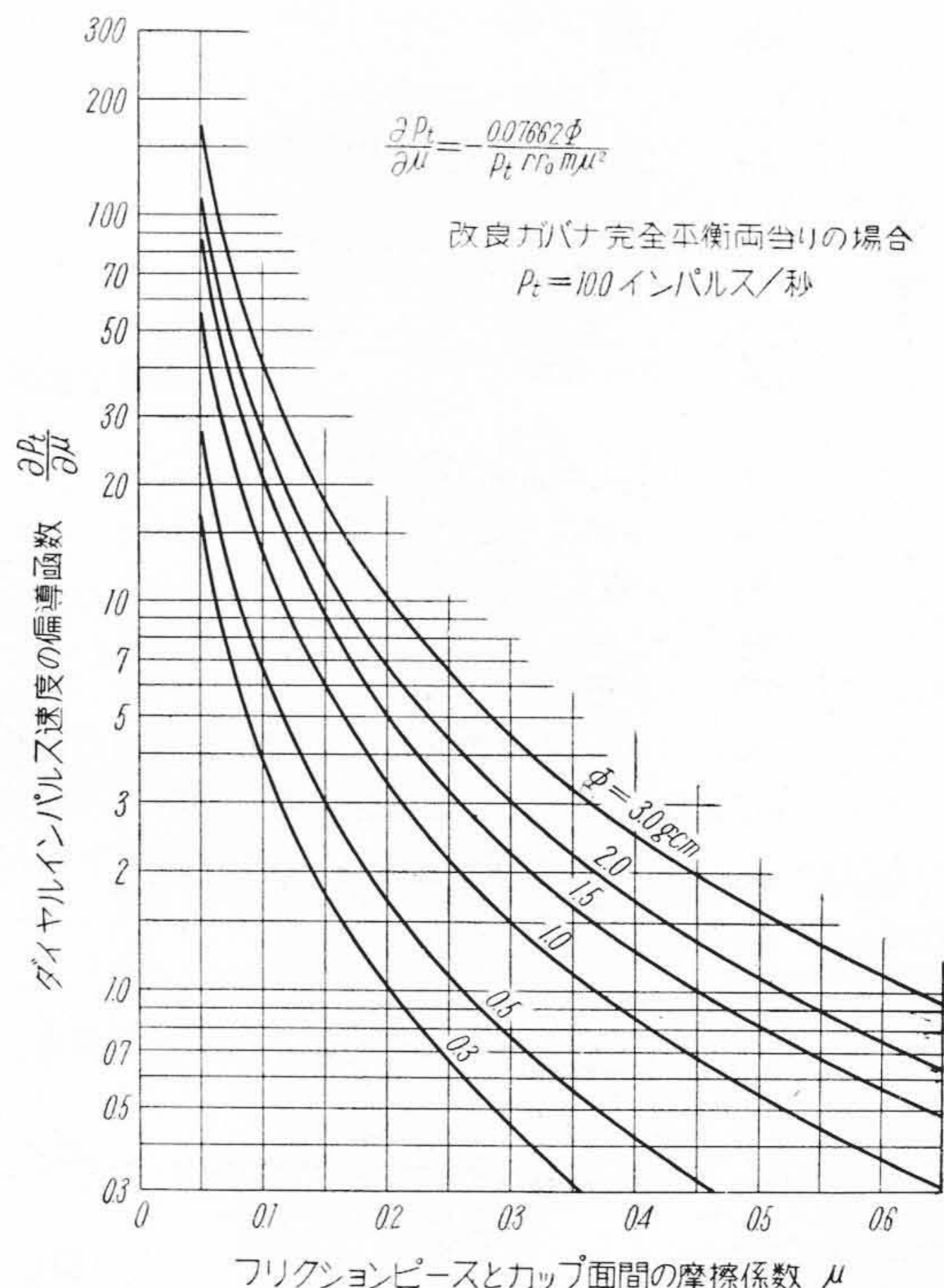
変化曲線を第 7 図および第 8 図に示す。これらの図, 表から改良ガバナの調速性能が旧型ガバナにくらべて大幅に改善されていること, およびガバナウィングの調整が完全に左右平衡でしている場合と不平衡で片当りの場合とでその調速性能にはなほだしい開きがあることが明瞭にわかるであろう。

4 号ダイヤルは構造上ガバナ軸が起動後 2~3 回転した点で最初のインパルス送出が始まるのでそれまでにインパルス速度の立上りを完了する必要がある。この点を第 3 表の P_b によつて吟味してみると $P_b = 10$ となる所要時間 t_b は

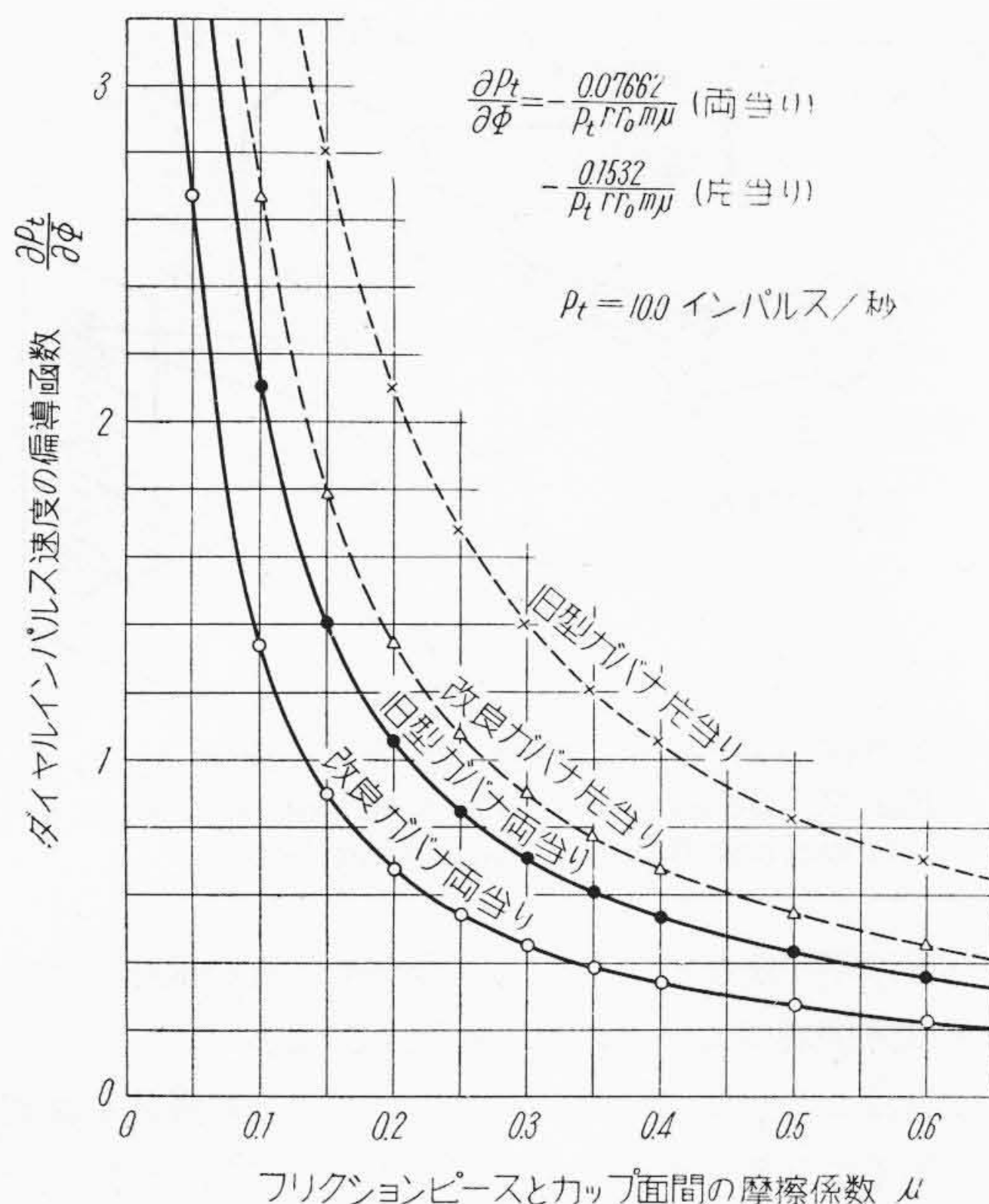
$$\left. \begin{aligned} t_b &= \frac{10}{393.9} \doteq 0.0254 \text{ (秒)} \dots\dots \text{旧型ガバナ} \\ t_b &= \frac{10}{274.3} \doteq 0.0366 \text{ (秒)} \dots\dots \text{改良ガバナ} \end{aligned} \right\} (28)$$



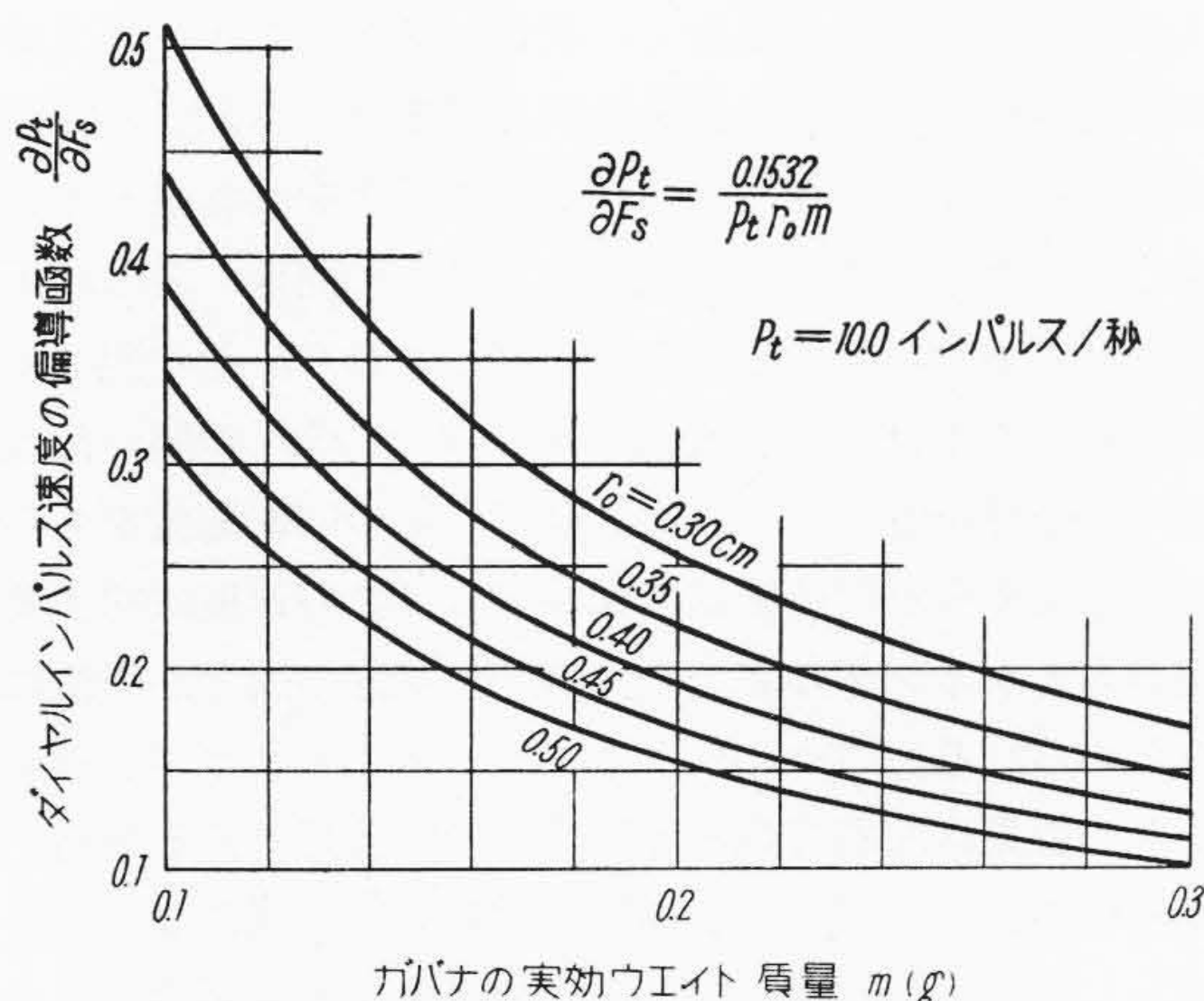
第 3 図 ダイヤル速度の μ についての偏導函数 (1)
Fig. 3. Derivative of Dial Speed with Respect to Coefficient of Friction, (1) Old Type Governor



第 4 図 ダイヤル速度の μ についての偏導函数 (2)
Fig. 4. Derivative of Dial Speed with Respect to Coefficient of Friction, (2) Improved Type Governor



第5図 ダイヤル速度の Φ についての偏導函数
Fig. 5. Derivative of Dial Speed with Respect to Governor Input Torque Versus Coefficient of Friction

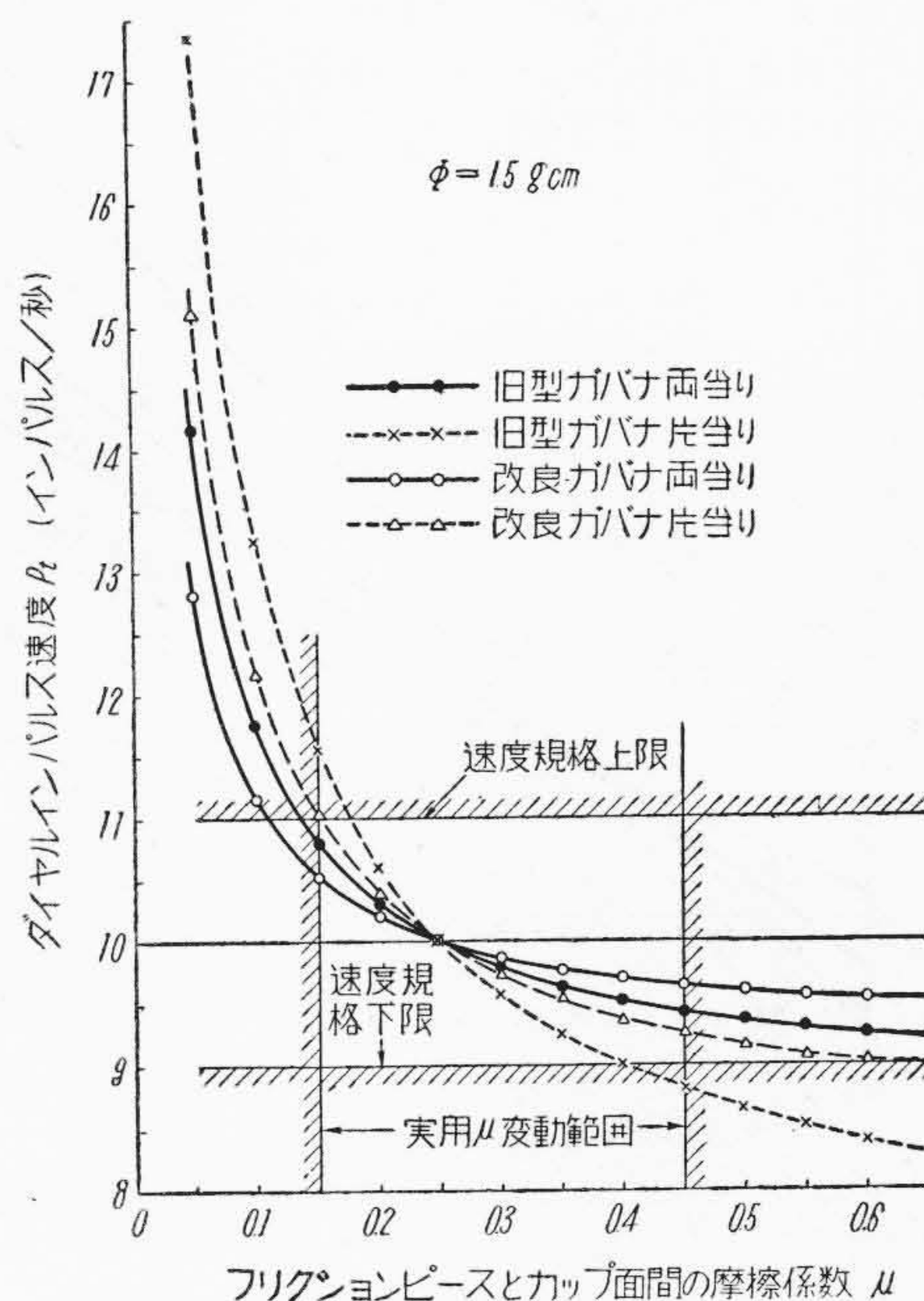


第6図 ダイヤル速度の F_s についての偏導函数
Fig. 6. Derivative of Dial Speed with Respect to Governor-Wing Tension

であり、この時間中の速度上昇は時間に直線比例しているのでこの間の平均速度はつねに P_b の二分の一となり (28) 式で与えられた立上り時間中にガバナ軸の回転する数 n は

$$\left. \begin{aligned} n &= 9 \times 5 \times t_b \div 1.14 (\text{回転}) \dots \text{旧型ガバナ} \\ &\div 1.64 (\text{回転}) \dots \text{改良ガバナ} \end{aligned} \right\} (29)$$

となる。しかもこれはトルク $\Phi = 1.5 \text{ g-cm}$ のときの値であつて、実際のダイヤル起動時にはメイン軸の爪がラチ



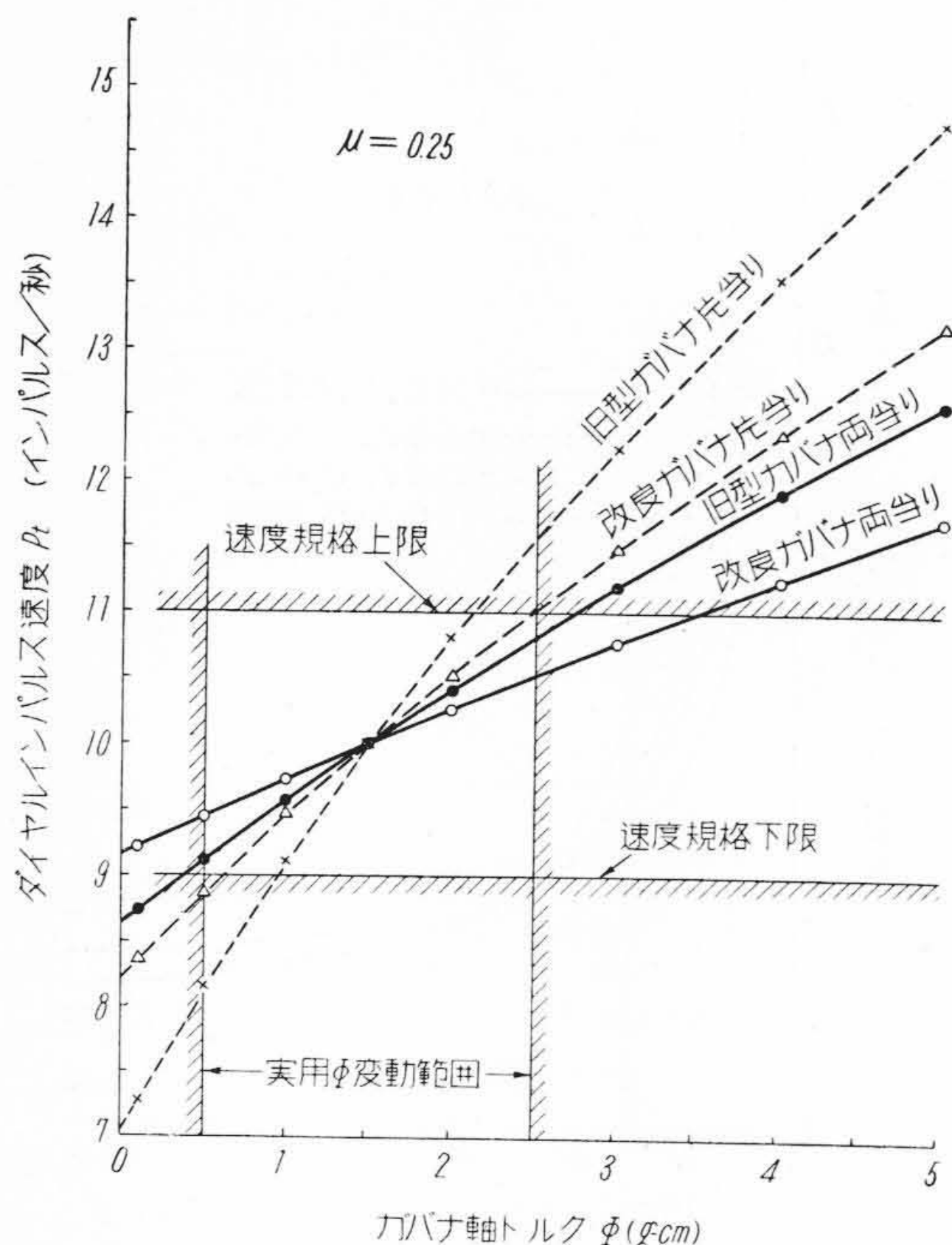
第7図 ダイヤル速度におよぼす摩擦係数 μ の影響
Fig. 7. Effect of Coefficient of Governor Friction to Dial Speed

第3表 ダイヤルインパルス速度とその偏導函数の数値計算例

Table 3. Examples of Calculation of the Dial Impulse Speed and Its Derivatives

ガバナの調整状態	完全平衡両当りの場合	完全不平衡片当りの場合
P_b	改 274.3 t_b	旧 393.9 t_b
P_0	旧 8.6493 改 9.1641	旧 7.0443 改 8.2437
P_g	旧 $10 \tanh(156.4 - t_g + 1.313)$ 改 $10 \tanh(171.2 - t_g + 1.566)$	旧 $10 \tanh(78.2 - t_g + 0.876)$ 改 $10 \tanh(85.6 - t_g + 1.170)$
P_t	10.000	
$\frac{\partial P_t}{\partial \mu}$	旧 -5.038 改 -3.204	旧 -10.075 改 -6.407
$\frac{\partial P_t}{\partial \Phi}$	旧 0.840 改 0.534	旧 1.679 改 1.068
$\frac{\partial P_t}{\partial F_s}$	改 0.1535 旧 0.2413	
$\frac{\partial P_t}{\partial r}$	旧 -2.190 改 -1.393	旧 -4.380 改 -2.786
$\frac{\partial P_t}{\partial r_0}$	改 -12.500 旧 -12.500	
$\frac{\partial P_t}{\partial m}$	改 -20.040 旧 -31.506	

(注) 旧は旧型ガバナ、改は改良後のガバナを示す。
本表は $\Phi = 1.5 \text{ g-cm}$, $\mu = 0.25$ として計算してある。



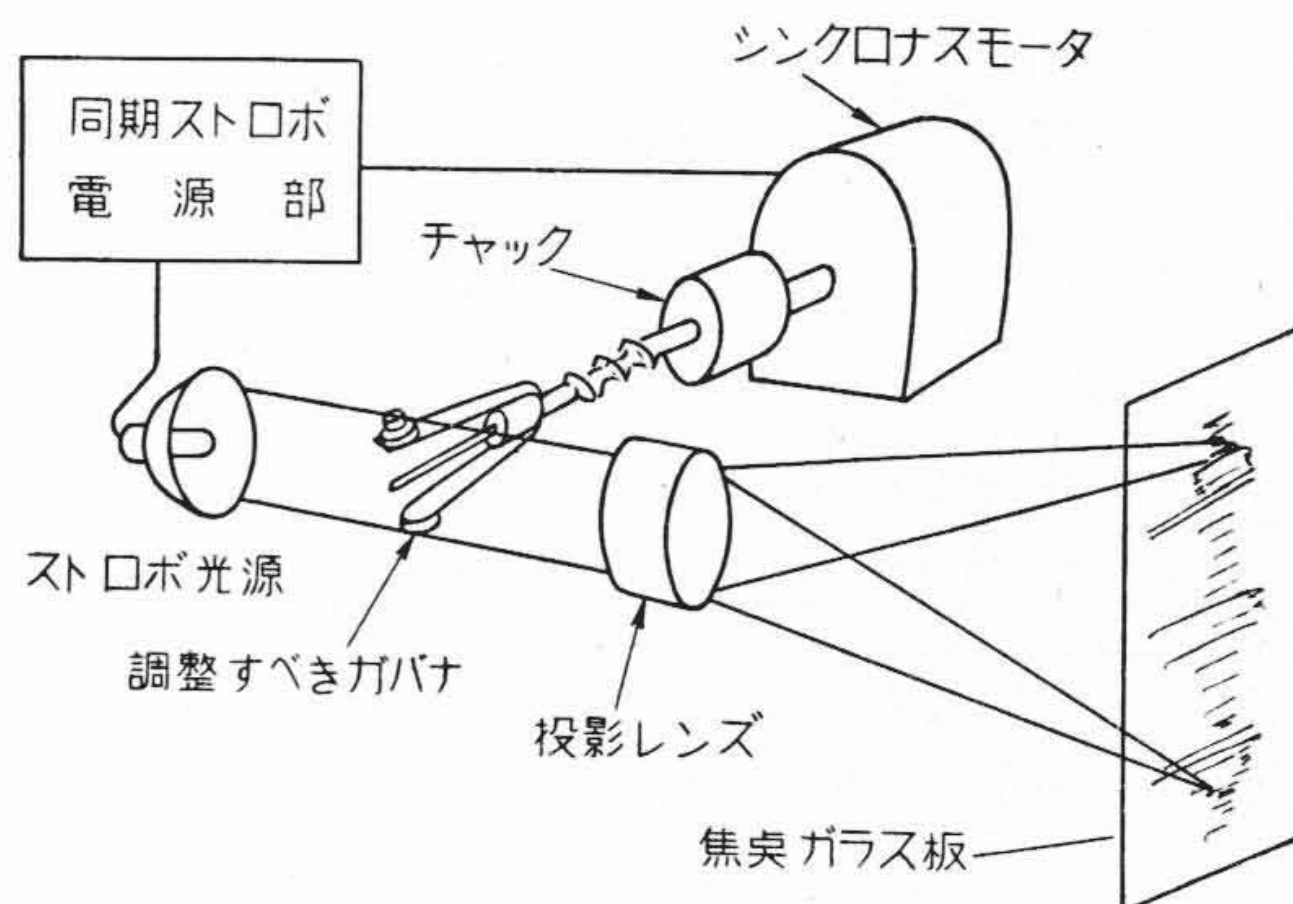
第8図 ダイアル速度におよぼすトルク ϕ の影響
Fig. 8. Effect of Governor Input Torque to Dial Speed

エットギヤーに噛み合うまでのフィンガプレートの空転により貯えられたエネルギーが衝撃的に放出され、 ϕ の瞬時値は3~15g-cmに達するため立ち上がり時間は非常に短くなり、むしろ規格速度を超過する過渡状態を呈することとなるので立ち上がりには十分の余裕がある。したがって実際のダイヤルインパルス速度の安定性の検討には定常態速度を与える P_t とその偏導函数を使えば十分である。

〔IV〕 ガバナの動的平衡調整方式

組立直後のダイヤルのガバナ軸トルク ϕ の平均値は 1.5 ± 0.5 g-cm, フリクションピースとガバナカップ面間の摩擦係数 μ は 0.25~0.35 の範囲に収まっているが、その後外囲状態即ち温度、湿度、塵埃などの影響や使用回数と共に複雑な変動を示し実用状態では ϕ は 0.5~2.5 g-cm, μ は 0.15~0.45 の範囲を浮動している。この ϕ , μ の変動を吸収してインパルス速度の変動を規格値内に維持するためには第7図、第8図から明かなようにガバナを完全に平衡調整してその調速性能を完全に発揮させることが絶対に必要である。

一方ガバナウィングのバネ性、材厚、ガバナウエイトの質量などを完全に揃えることは極めて困難で工業的にある程度のバラツキは避けられない。したがってガバナをダイヤルに組込んでからウィングを手曲げ調整するやり方では速度を規格値にあわせることはできても、その



第9図 ガバナの動的平衡調整方式
Fig. 9. Schematic Diagram of Dynamic Governor-Balance Adjusting Set

大部分は不平衡状態であつて完全平衡に近い状態をうることは熟練者でもほとんど不可能である。

筆者はこの点について研究を行いガバナの動的平衡調整を簡単にとることのできる新方式を完成しこの難点を取り除くことができたので、その概要をつぎに述べる。

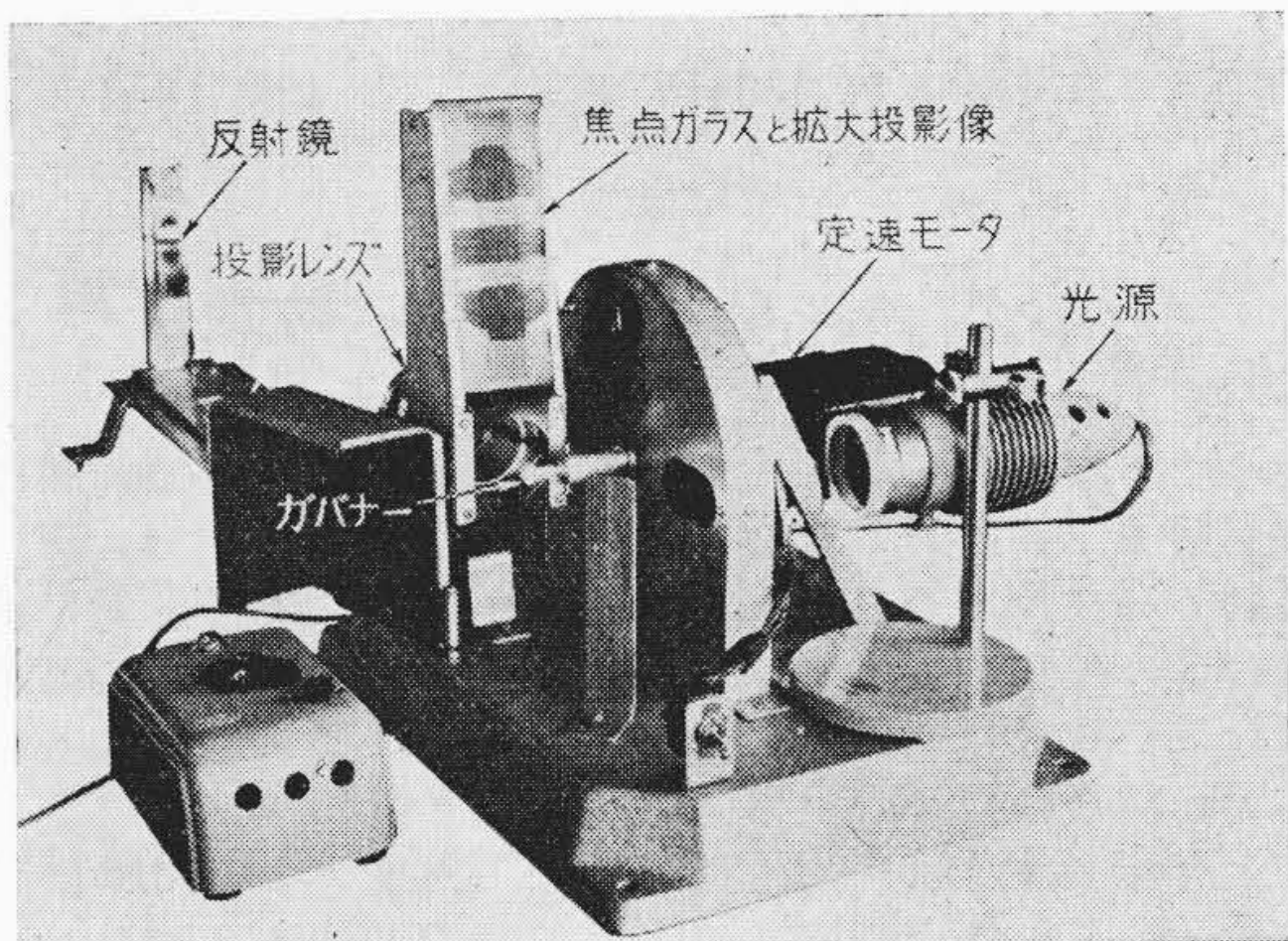
新調整方式の原理は第9図のとおりで、ストロボ光源はチャックで定速回転するモータ軸にとりつけられたガバナをウィングが光源と投影レンズを結ぶ光路に垂直な位置にきた瞬間発光照射し、投影レンズはストロボ光線で照射されたガバナの実像を焦点目盛ガラス面上に拡大投影するように構成されている。ガバナを回転させると遠心力でウィングは静止状態から外方に開き、ストロボ光源がガバナの回転と完全に同期しており、その照射時間が極めて短いので焦点面にはこのガバナの開いた状態の完全静止像がえられる。今ガバナの回転速度をあらかじめ定められた調整値に保持すればこの速度に対する遠心力とウィングの応力の釣合つた状態の開きが明瞭にみとめられる。二つのウィングのステイフネスとウェイトの質量は左右で幾分相異なるのが普通であるから、ガバナの開きは静止時の調整が両側同一寸法になつていたとしても回転状態ではかなりのバラツキを示す。このときの開き像が目盛のどこにきているかによつてガバナの動的不釣合の程度がわかり、これからウィングのそれぞれをどの程度曲げ修正すれば完全平衡となるかをただちに検知できるので、回転を止めてウィングに所要の修正を加え再び回転させて平衡が完全にとれたかどうかを確認する。この作業は至つて簡単で未経験の作業でも二、三回の調整でごく短時間で確実にガバナの完全平衡をとることができる。このようにして単体調整の完了したガバナをダイヤルに組込めば無調整で規格値のインパルス速度がえられるばかりでなく、ウィングやダイヤルの他の部分に欠陥のある場合には逆にその欠陥を発見で

きる利点があることも明かとなった。第10図は筆者の試作した調整実験装置の写真で、ストロボ光源の代りに高輝度の低圧白熱ランプを使いモータ軸に直結したセクタを通してガバナを間歇的に照射し焦点距離 10cm F3 の投影レンズによつて、実験室内で特別の遮光なしで明い10倍の拡大像を焦点面にうることができこれをさらに大型ルーペで5倍し合計50倍の拡大読取りをすることができた。

〔V〕 結 言

4号ダイヤルのインパルス速度はガバナ軸の終端速度によつて定まり、その値はガバナウェイトの実効質量 m 、ウィングのテンション F_s 、ガバナカップの内半径、実効ウェイト m の重心の回転半径、ガバナ軸に与えられる回転トルク Φ およびフリクションピースとカップ面間の摩擦係数 μ の6要素によつて支配され、第3表、第7、8図に示すとおり改良ガバナの調速性能は旧型ガバナにくらべ大幅に改善されているが、その性能を十分に発揮させるためにはガバナウィングが完全に平衡調整されていることが絶対に必要であり、在来の熟練に依存する組込後の手曲げ調整の代りにストロボ光源による拡大投影式動的平衡調整方式を採用することによつて簡単にこの目的を達成できることを述べた。

紙数の関係でガバナ軸トルク Φ 、フリクションピースとカップ面間の摩擦係数 μ の変動、旧型、改良両ガバナの経時的安定性の比較などについて触れなかつたがこれらについてはつぎの機会に報告する予定である。なお本研究結果にもとづくガバナの平衡調整方式はすでに量産



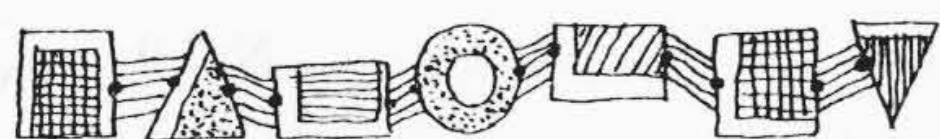
第10図 試作動的ガバナ調整装置の前面
Fig. 10. Front View of Experimental Dynamic Governor-Adjusting Set

製品に適用し速度の安定性を格段に向上させている。

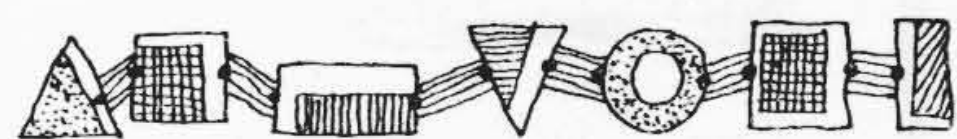
終りに改良ガバナの開発について有益な御指導を賜わつた電信電話公社電気通信研究所の大友、岩崎、古沢氏始め関係各位、研究当初から絶えず指導鞭撻を頂いた日立製作所戸塚工場小林有線部長、岩間生産技術課長、三木研究課長、実験に協力された設計、製作課の各位、動的平衡調整装置の実用化に尽力された生産技術課の長井、斎藤両氏に厚く感謝の意を表するしだいである。

参 考 文 献

- (1) 北条，軽部：日立評論 Vol.35 No.6 (1953)
- (2) 北条，軽部：日立評論 Vol.35 No.12 (1953)
- (3) 北条，軽部：日立評論 Vol.36 No.4 (1954)
- (4) W. PFERD: A Governor for Telephone Dials; B.S.T.J. Vol. 33 No. 6 (1954)



新 案 の 紹 介



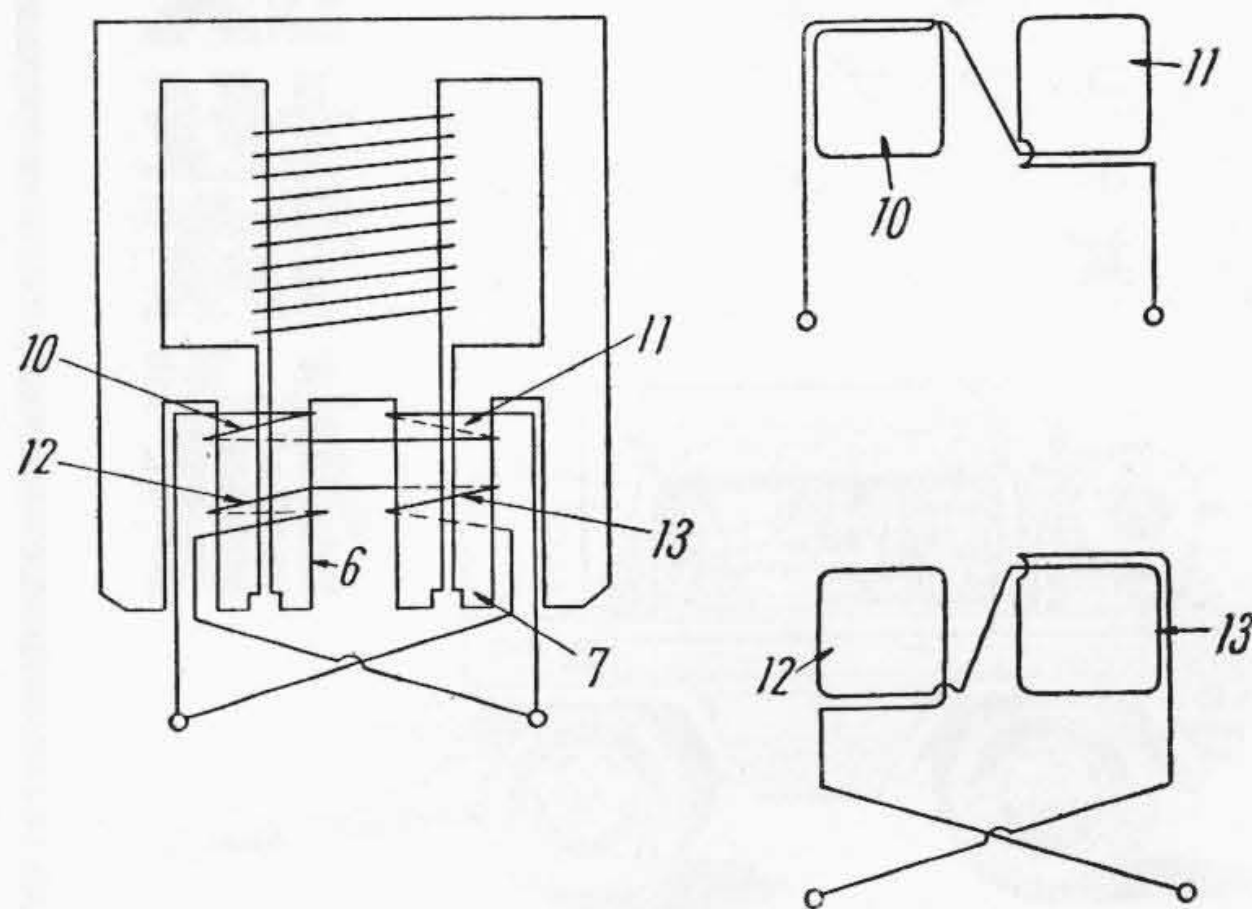
実用新案 第 443610 号

米岡正四郎・鈴木一夫

積 算 電 力 計 電 磁 装 置

一般に積算電力計の容量が大きくなると、電流線輪の導体が太くなり巻線成型が困難となるばかりでなく巻回数が少くなる。巻回数が少くなると電流線輪の1巻以下の巻数の不均衡が大きく影響してきて鉄心6および7に生ずる磁束に平衡を欠き電流磁束による回転円板の潜動が起り特性上悪影響をおよぼすことになるのである。

この考案は鉄心6および7に巻く電流線輪を、第1線輪10、11および第2線輪12、13に分割しこれら線輪を鉄心6および7に巻装しかつ並列に接続するようにしたのであつて、各線径を細くすることができ巻線成型がよいとなりかつ各線輪の巻数不均衡を是正することができるものである。(田中)



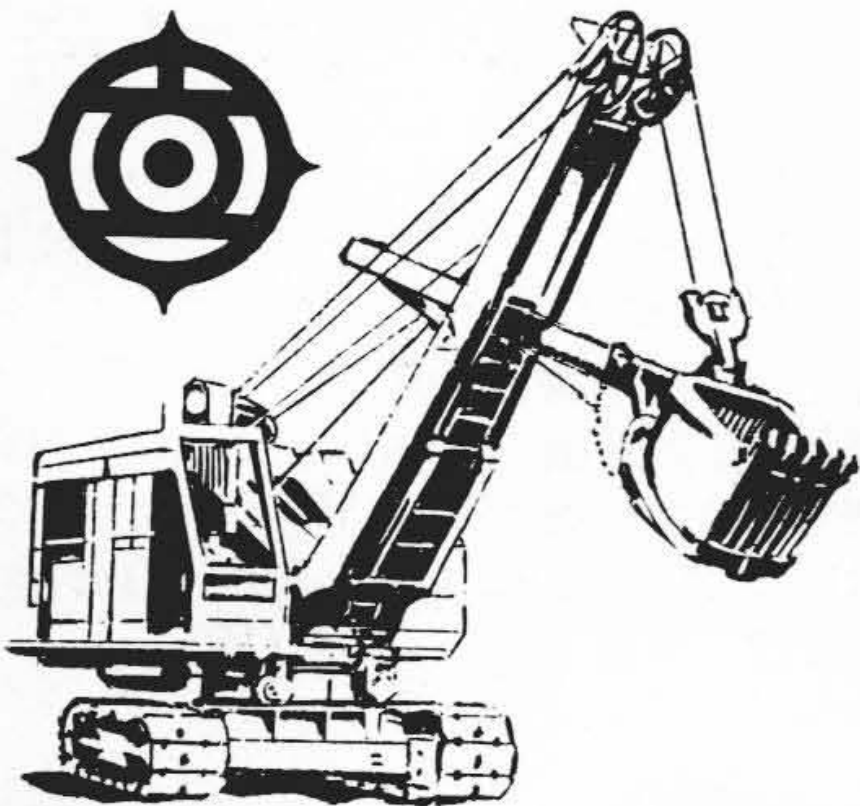
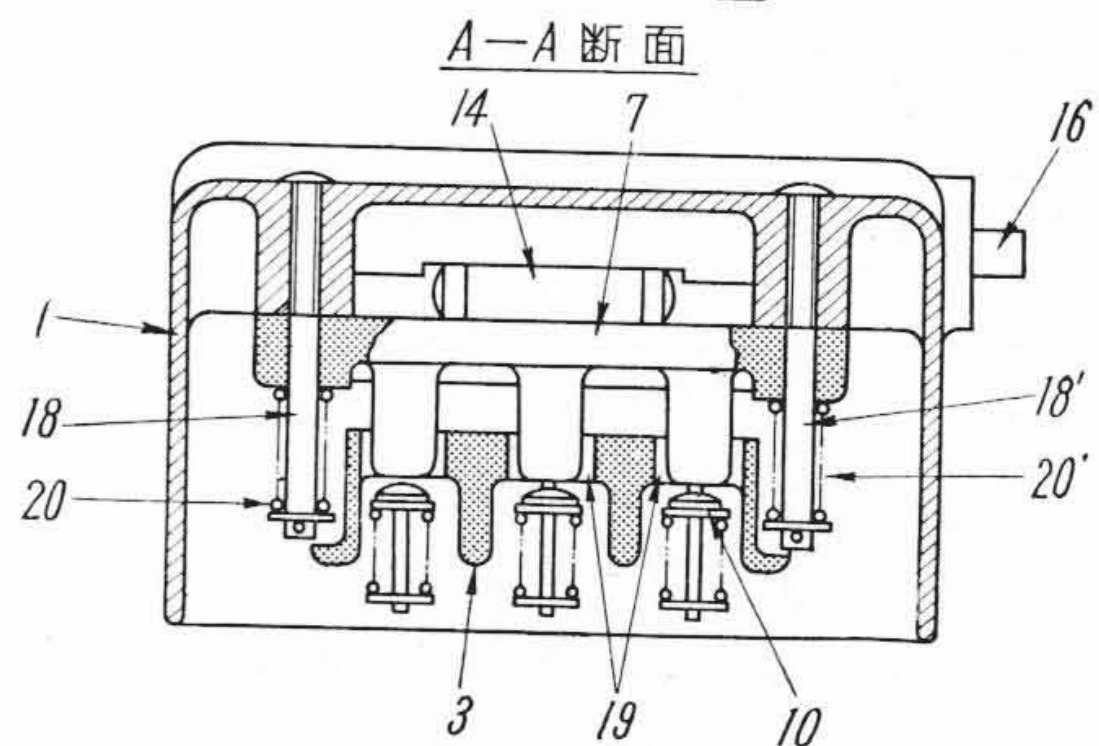
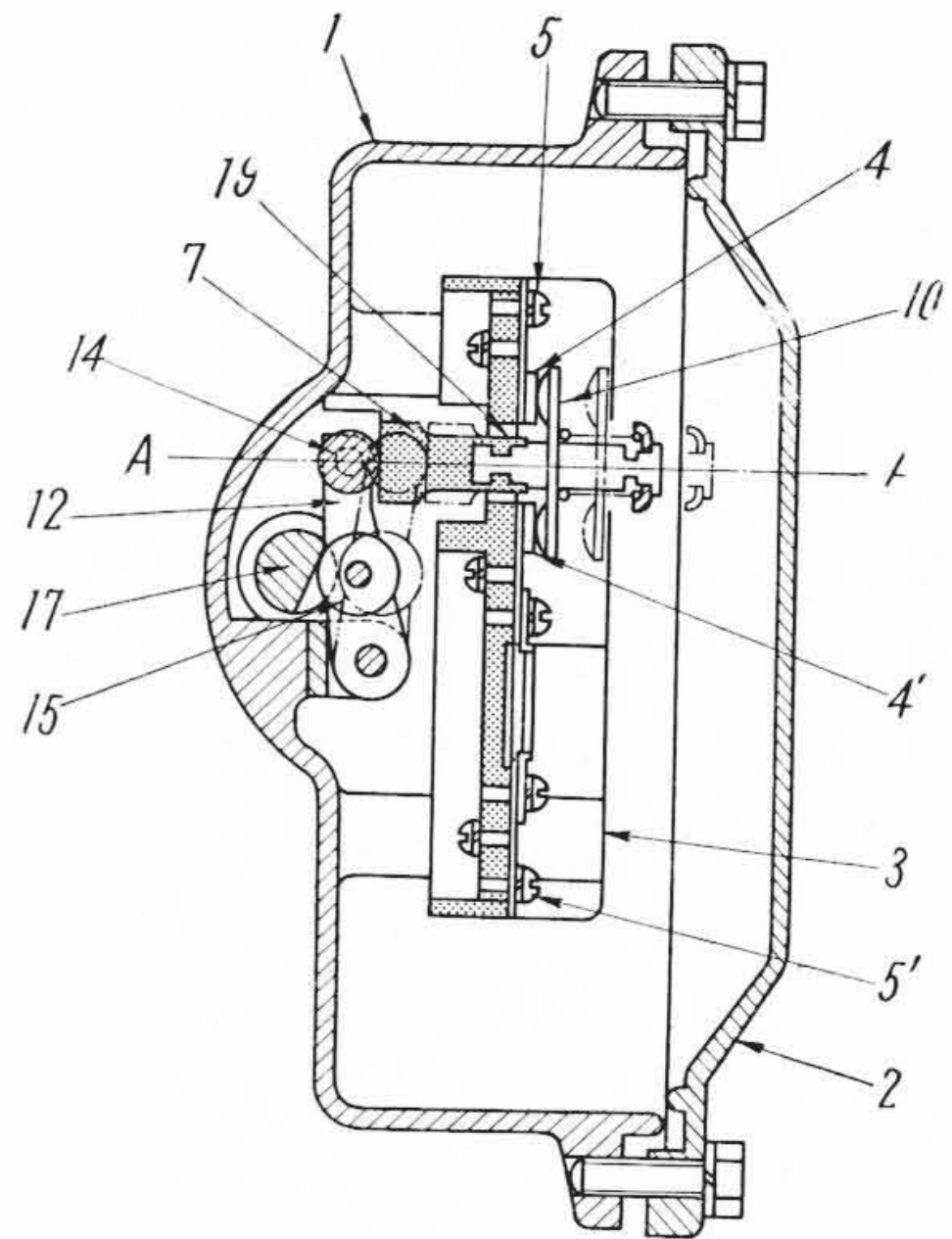


カム型スイッチ

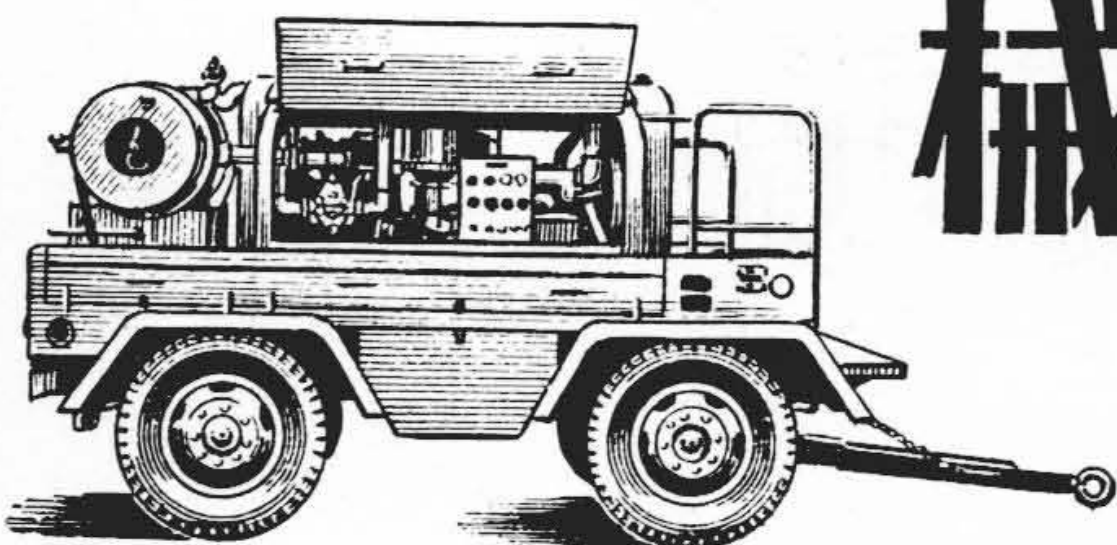
この考案はケース 1 内に設けた固定絶縁台 3 の前面に固定接触子 4, 4' および端子 5, 5' を取付け、カム 17、揺動レバー 12、ローラ 14, 15 よりなる操作機構を固定絶縁台 3 の裏側に設けて、可動接触子 10 を支持する可動絶縁台 7 の背面にローラ 14 を接触させ、この可動絶縁台を固定絶縁台の孔 19 を通じて前後方向に動かすことにより接点を開閉するようにしたもので、なお図の 18, 18' は可動絶縁台 7 を支えるガイドピン、20, 20' は接点閉合用バネ、16 はカム 17 を設けた操作軸である。

この構造によると、接点を開放する力はカム 17 よりレバー 12 およびローラ 14 を介して可動絶縁台 7 に伝えられるため、可動絶縁台 7 は常にほぼその軸線方向に力を受けてガイドピン 18, 18' との間にこじれを生ずることなく円滑に動作し、また接点の点検や配線はカバー 2 を外すだけで簡単にできるので便利である。

この考案は現在織機用のルームスイッチに実施されている。
(坂本)



万 能 掘 削 機
ケ ー ブ ル ク レ ー ン
タ ワ エ キ ス カ ベ ー タ
バ ッ チ ャ ー プ ラ ン ト
空 気 輸 送 機
コ ン プ レ ッ サ
ポ ン
其 他



日立製作所

日立の建設機械

Vol. 38 日立評論 No. 9
目 次

- ◎最近の日立水銀整流器
- ◎大流量測定法としてのピトー管法に関する諸問題 (第4部)
- ◎H種乾式負荷時タップ切換変圧器
- ◎逆転式熱間圧延機電気設備の自動制御
- ◎フェーズフリーブレーカー
- ◎SATT方式の考案
- ◎周波数非対称帯減濾波器の一設計法
- ◎80t塔型水平引込クレーン
- ◎強力大型ロール旋盤
- ◎交流電気機関車用 50~ 単相整流子電動機の整流について
- ◎車輛における点熔接の活用
- ◎チタンのガス吸収について
- ◎ACSR接続用圧縮スリーブの把持力
- ◎電磁軟鉄の時効現象の二三について

誌代 1ヵ月 ¥100 (〒12)
東京都千代田区丸の内1ノ4 (新丸ビル7階)
日立評論社