電話用ダイヤルの速度変化に就いて(第2報)

--機構に就いて---

北 条 徳* 軽 部 政 雄**

The Speed Variation of Telephone Dial (Part 2)

— Dial Mechanism —

By Toku Hōjō and Masao Karube Totsuka Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

The writers gave out their study on the effect of lubricating oil on the rotating speed of the telephone dial in the part 1 in No. 6 issue, Vol. 35, 1953. In the present issue, the writers disscuss the stability of the dial speed viewed from the rotating mechanism. They conclude in the end that the stability of the dial speed can be increased by means of a proper selection of the stiffness of governor wings and the quantity of the mass of friction piece of the governor.

[I] 緒 言

筆者等はさきに第1報⁽²⁾で4号型ダイヤルの回転速度 に関する潤滑油の影響に就いて報告したが、さらに機構 上からみた考察、実験の結果を報告する。

即ちダイヤルの回転速度の安定性を特にガバナ系に就いて検討を加えた結果、他の機構部品は変更しないでガバナ系の諸常数に若干の修正を加えるだけでダイヤルの速度の安定性に良好な結果が得られることを確認した。

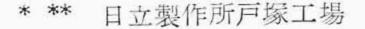
[II] 4号型ダイヤルの動作の概要

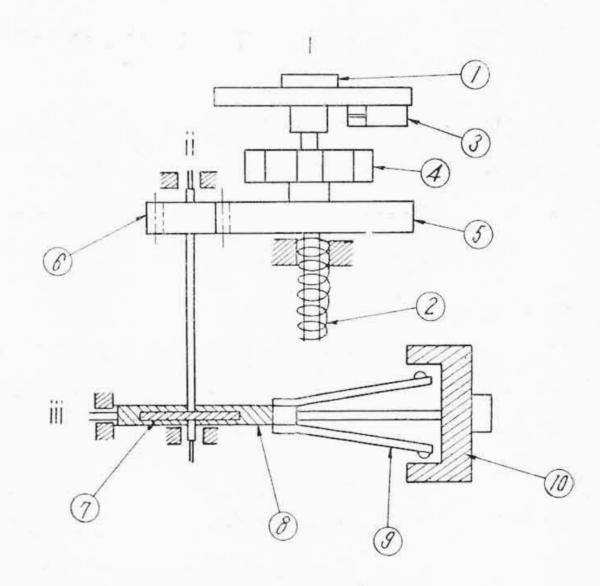
4号型ダイヤルの動作伝達機構を第1図に示す。

フィンガプレートの任意の指孔に指を入れて時計方向に廻すと、フィンガプレートと主軸①は一体であるからスプリング②がまき込まれ、指を放すとスプリング②のトルクにより主軸①は反時計方向に回転し、主軸①と一体となつている爪③がラチェット④と嚙合い、ラチェット④と一体となつている歯車⑤を回転せしめる。

ピニオン⑥は歯車⑤によつて回転せしめられるから同 軸に固着したウォームホイル⑦が回転する。

ウォーム軸®はウォームホイル①によつて駆動されガ バナばね⑨を回転せしめる。ガバナばね⑨は回転による 遠心力によつて外方に開きガバナカップ⑩の内部で制動 を行い運動全体の調速を行う。





- ① 主 軸 ② スプリング
- □ ピ = オ ン(7) ウオームホイル
- ③ 爪 ④ ラチェット
- 8 ウォーム軸 9 ガバナばね

(10) ガバナカップ

第1図 ダイヤル 動作伝達機構略図

Fig. 1. Transmission Mechanism of Operation of Dia

[III] 運動の解析

ダイヤルの運動をつぎの4段階に分けて検討してみる。

- (1) 爪がラチエットに嚙合うまで
- (2) ラチエットと爪が嚙合い主軸、ピニオン、ウォ
- ームホイルが回転し、ウォーム軸に回転を与えるまで

- (3) ウォーム軸が回転を始めガバナばねが開きガバナカップに制動片が接触するまで
 - (4) ガバナが完全に仂いた場合
 - (1) 爪がラチエットに嚙合うまで 運動の方程式は下記のようになる。

$$I_1 \frac{d^2\theta_1}{dt^2} = T(1-\mu_1) - k\theta_1 \dots (1\cdot 1)$$

ここに I_1 : 主軸 (爪を含む) の慣性モーメント

T: スプリングにより発生するトルク

μ1: 主軸軸承部の摩擦係数

k: 放転に伴い減少するスプリングのトルク

θ1: 主軸の回転角

(1・1) を解くと

$$\omega_1 = \frac{d\theta_1}{dt} = \frac{(1-\mu_1)}{\sqrt{I_1 k}} T \sin \sqrt{\frac{k}{I_1}} t \dots (1 \cdot 2)$$

$$\theta_1 = \frac{(1-\mu_1)}{k} T \left(1 - \cos\sqrt{\frac{k}{I_1}} t\right) \dots (1 \cdot 3)$$

(2) ラチエットと爪が嚙合い主軸、ピニオン、ウォームホイルが回転し、ウォーム軸に回転を与えるまで ピニオン軸に就いての運動方程式は(1·1)式と同様

$$\overline{I}_1 \frac{d^2 \theta_2}{dt^2} = T_2 - k_1 \theta_2 \quad \dots \qquad (2 \cdot 1)$$

となる。

ピニオン軸を回転せしめるトルク T_2 はピニオン軸に 就いて考えると

$$T_2 = \frac{(1-\mu_2)\xi_1}{\eta_1}T_1 \dots (2\cdot 2)$$

ここに $T_1 = T(1-\mu_1)$ である。

また ω_1 は歯車の角速度、 Z_1 は歯車の歯数

 ω_2 はピニオンの角速度、 Z_2 はピニオンの歯数とすると

$$\eta_1 = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{Z_1}{Z_2}$$
 が成立つ。

ここに ξ_1 : 歯車とピニオンの伝達効率

 k_1 : ピニオン軸に就いてみたスプリングの 減少するトルクで k/γ_1

μ2: ピニオン軸軸承部の摩擦係数

つぎにピニオン軸に就いての全角運動量は

$$I_1\omega_1 + I_2\omega_2 = \overline{I_1}\omega_2$$

である。

- 但し I_2 はピニオン軸に就いての慣性モーメントとする。
- (2.1) 式を解くと

$$\omega_{2} = \frac{(1 - \mu_{1})(1 - \mu_{2})\xi_{1}}{\sqrt{k(I_{1} + \eta_{1}I_{2})}} T \sin \sqrt{k(I_{1} + \eta_{1}I_{2})} t$$

$$+ \omega_{01} \cos \sqrt{k(I_{1} + \eta_{1}I_{2})} t \dots (2 \cdot 4)$$

$$\theta_2 = \frac{(1-\mu_1)(1-\mu_2)\xi_1}{k} T\{1-\cos\sqrt{k(I_1+\eta_1I_2)}\ t\}$$

$$+\frac{\omega_{01}}{\sqrt{k(I_1+\eta_1I_2)}}\sin\sqrt{k(I_1+\eta_1I_2)}\ t\ \dots(2.5)$$

ここに ω01 はピニオン軸の初速度とする。

(3) ウォーム軸が回転を始めガバナばねが開き**制動** 片がガバナカップに接触するまで

前式と同様運動方程式は下記が成立つ。

$$\overline{I}_2 \frac{d^2 \theta_3}{dt^2} = T_3 - k_2 \theta_3 \quad \dots \quad (3 \cdot 1)$$

ここに k_2 はウォーム軸に就いてみたスプリングの 減少するトルクで

 $k_2 = k/\eta_1\eta_2$ である。

 ω_3 はウォームの角速度、 Z_3 はウォームの口数とすると

$$\eta_2 = \frac{\omega_3}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_3}$$

が成立つ。

ウォーム軸を回転せしめるトルクはウォームに就いて 考ると

$$T_3 = \frac{(1-\mu_1)(1-\mu_2)(1-\mu_3)_{-1/2}}{\eta_1\eta_2}$$
 が成立つ。

ここに μ3: ウォーム軸軸承部の摩擦係数

 ξ_2 : ウォーム軸とウォームホイルの伝達効率 またウォーム軸に就いてみた全角運動量は

 $\overline{I}_2\omega_3 = I_1\omega_1 + I_2\omega_2 + I_3\omega_3$

$$I_2 = \frac{I_1}{\eta_1 \eta_2} + \frac{I_2}{\eta_2} + I_3 \dots (3 \cdot 2)$$

- 但し I_3 はウォーム軸に就いての慣性モーメントとする。
- (3・1) 式を解くと

$$\omega_3 = \frac{(1-\mu_1)(1-\mu_2)(1-\mu_3)\xi_1\xi_2}{\sqrt{k(I_1+\eta_1I_2+\eta_1\eta_2I_3)}}$$

 $\times T \sin \sqrt{k(I_1 + \eta_1 I_2 + \eta_1 \eta_2 I_3)} t$

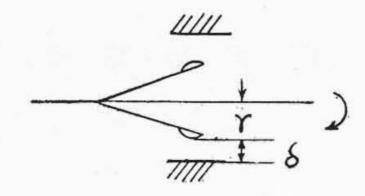
$$+\frac{\omega_{02}}{\sqrt{k(I_1+\eta_1I_2+\eta_1\eta_2I_3)}}\cos\sqrt{k(I_1+\eta_1I_2+\eta_1\eta_2I_3)}\ t$$

$$\theta_3 = \frac{(1-\mu_1)(1-\mu_2)(1-\mu_3)\xi_1\xi_2}{b}$$

$$\times T\{1-\cos\sqrt{k(I_1+\eta_1I_2+\eta_1\eta_2I_3)}\ t\}$$

$$+\frac{\omega_{02}}{\sqrt{k(I_1+\eta_1I_2+\eta_1\eta_2I_3)}}\sin\sqrt{k(I_1+\eta_1I_2+\eta_1\eta_2I_3)}t$$

ここに ω02 はウォーム軸の初速度とする。



第2図 4号形ダイヤルガバナ略図 Fig. 2. Rough Sketch of Dial Governor

(4) ガバナが完全に仂いた場合

第2図に於て、r をガバナの回転半径、 δ をガバナの 制動片とガバナカップとの間隙とする。

この場合の運動方程式は下記が成立つ。

ここに N: ガバナ動作中の同時制動点

m: ガバナの実効質量

τ: ガバナばねのスティフネス

δ: ガバナばねの変位量

 k_2 : $k/\eta_1\eta_2$

μ4: ガバナの制動片とガバナカップとの摩

擦係数

とする。

(4·1) 式を解くと

$$\begin{split} & \omega_{3}'^{2} - \omega_{03}'^{2} e^{-\frac{2N\gamma\mu_{4}m}{I_{1}/\eta_{1}\eta_{2} + I_{2}/\eta_{2} + I_{3}}\theta_{3}'} \\ &= (1 - e^{-\frac{2N\gamma\mu_{4}m}{I_{1}/\mu_{1}\eta_{2} + I_{2}/\eta_{2} + I_{3}}\theta_{3}'}) \\ &\times \left[\frac{(1 - \mu_{1})(1 - \mu_{2})(1 - \mu_{3})\xi_{1}\tilde{\tau}_{2}}{\eta_{1}\eta_{2}N\gamma\mu_{4}m}T + \frac{\tau\delta}{m} \right. \\ &+ \frac{k}{2\eta_{1}^{2}\eta_{2}^{2}(N\gamma\mu_{4}m)^{2}} \left] - \frac{k}{\eta_{1}\eta_{2}N\gamma\mu_{4}m}\theta_{3}' \dots (4 \cdot 2) \right. \end{split}$$

上式で ω_{03}' はガバナばねがガバナカップの内面に接触したときの初速度を与え (3・3) 式から定められる。

 $(4\cdot 2)$ 式で各々の運動系の慣性モーメント I_1 , I_2 及び I_3 が大きくなれば角速度が減少することが分る。

 $(4\cdot 2)$ 式は繁雑で利用し難く 4 号型ダイヤルではk \leftrightarrows 0 なる条件が成立ちこの条件を入れると下記のような近似式が得られる。

$$\omega_{3}' = \sqrt{\frac{(1-\mu_{1})(1-\mu_{2})(1-\mu_{3})\xi_{1}\xi_{2}}{N\gamma\mu_{4}m\eta_{1}\eta_{2}}T + \frac{\tau\delta}{m}}}$$

$$\times (1-e^{-\frac{2N\gamma\mu_{4}m}{I_{1}/\eta_{1}\eta_{2} + I_{2}/\eta_{2} + I_{3}}\theta_{3}'})$$

$$+\omega_{03}'^{2}e^{-\frac{2N\gamma\mu_{4}m}{I_{1}/\eta_{1}\eta_{2} + I_{2}/\eta_{2} + I_{3}}\theta_{3}'}$$

$$\dots (4\cdot3)$$

(4·3) 式はガバナが仂いているときの起ち上りの特性 を与える式である。

ガバナの終端速度 ω_t は $d^2\theta_3'/dt^2=0$ とし、 $k \Rightarrow 0$ として $(4\cdot 1)$ 式を解くと

$$\omega_{t} = \frac{1}{\sqrt{m}} \sqrt{\frac{(1-\mu_{1})(1-\mu_{2})(1-\mu_{3})\xi_{1}\xi_{2}}{N\tau\mu_{4}\eta_{1}\eta_{2}}} T + \tau\delta$$
.....(4.4)

一般にガバナの感度 S_g は $\Delta \omega / \omega_m$ で定義されるが、この場合にはつぎのように定義する。

即ち

但し F はガバナの制動力とする。

制動力 F は $(4\cdot 1)$ 式から $N \tau \mu_4 [m \omega_3'^2 - \tau \delta]$ として与えられるから

$$S_g = 2N\gamma\mu_4 m\omega_3'$$
(4・6)
式 (4・3) の ω_3' を (4・6) 式に代入すると
 $S_g = 2N\gamma\mu_4 m$

$$\times \sqrt{\frac{(1-\mu_{1})(1-\mu_{2})(1-\mu_{3})\xi_{1}\xi_{2}}{N\gamma\mu_{4}m\eta_{1}\eta_{2}}T + \frac{\tau\delta}{m}}} \times \sqrt{\frac{(1-\mu_{1})(1-\mu_{2})(1-\mu_{3})\xi_{1}\xi_{2}}{N\gamma\mu_{4}m\eta_{1}\eta_{2}}}{\times (1-e^{-\frac{2N\gamma\mu_{4}m}{I_{1}/\eta_{1}\eta_{2}+I_{2}/\eta_{2}+I_{3}}\theta_{3}'})}} \times \frac{1-\frac{2N\gamma\mu_{4}m}{I_{1}/\eta_{1}\eta_{2}+I_{2}/\eta_{2}+I_{3}}\theta_{3}'}{-\frac{2N\gamma\mu_{4}m}{I_{1}/\eta_{1}\eta_{2}+I_{2}/\eta_{2}+I_{3}}\theta_{3}'}} \times \dots \dots (4\cdot7)}$$

ダイヤル速度を論ずる場合は (4·3), (4·4) 及び (4·7) 式が最も重要である。

ダイヤル速度を安定性の点から考えると、トルクTの係数は実際には温度、湿度、経過時間及び仕上面等の複雑な函数で変数と考えるべきものである。 $\tau \delta/m$ は ω_3 , が与えられれば定まる常数で速度を安定せしめるためにはトルクTの係数をできるだけ大にとるべきであるが、Tの係数の分母は他の項にも入つており速度の起ち上り等も考えて定めるべきで、この項だけで単純に定めることはできない。分子の μ_1 , μ_2 及び μ_3 はできるだけ小さく $\varepsilon_1 \varepsilon_2$ はできるだけ大にとることは速度の安定性の上からいつても速度の起ち上りから見ても望ましいことである。

4号型ダイヤルは第1インパルス発生の時期が機構上極めて早いので、第1インパルス発生の時期までにガバナの速度が十分所要の高さまで達していることが必要である即ち速度の起ち上りの早いことは条件の一つとなる。

またダイヤルのガバナは作用時間が短かくまた動作が 間歇的であるのでガバナの感度は躍りを起さない範囲で 十分高いことが望ましい。

τδ/m は前記のように与えられた条件から定まり、機構上からも自ら制限があり、且つその大きさの割合は単に理論的根拠だけで定めるべきではなく製作の点からも考察を加える必要がある。

運動系で(1) 及び(2) の解析は直接ダイヤル速度だけを論ずる場合には一般に不要であるが、各運動系の伝達機構に於て衝撃等の問題を考えて行く場合には重要となるだろう。

[IV] 実験方法

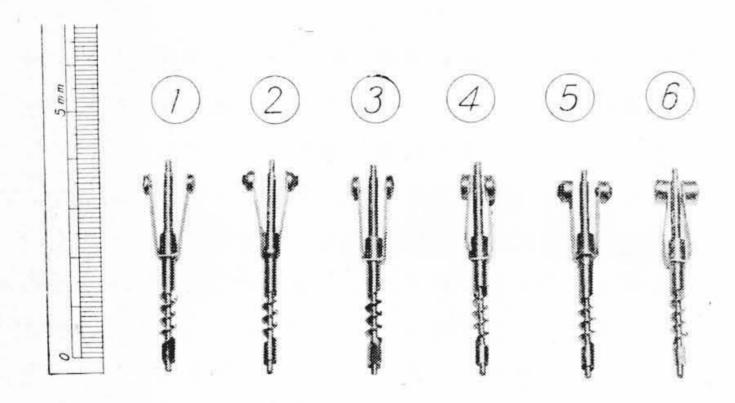
実際のダイヤルは蔓巻ばねに 1.5 回の初捻回と指転によつて回転トルクを得ているのでダイヤルの放転につれて回転トルクは減少する。

実験では運動の関係を簡略化するため重錘によつて回転トルクを与えた。またダイヤル速度の測定は調24号Aダイヤル試験機(2)の代りに更に高精度、多要素同時記録可能な直読式記録装置を使用した。

実験試料

- a. ガバナは第3図のもの6種類を用いた。ガバナば ねの形は現用以外は図のような製作容易なものとした。 その常数は第1表による。
 - b. 使用した潤滑油は次の通りである。

使用油	粘 度	(センチストー クス)
シリコーン油	20	
シリコーン油	100	
シリコーン油	500	
シリコーン油	5,000	



第3図 各 種 ガ バ ナ

Fig. 3. Various Type of Dial Governor

第 1 表 実 験 試 料

Table 1. Test Pieces

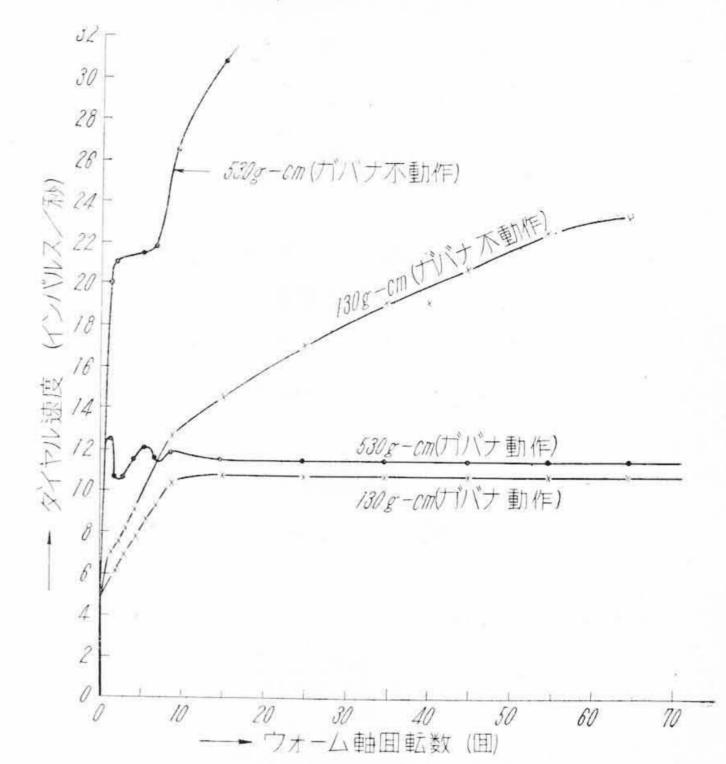
試料番号	制動片質量 (mg)	ガバナばね 厚さ(mm)	備	考
1)	135	0.23		
2	120	0.23	現用力	ブバナ
(3)	201	0.23		
4	269	0.23		
(5)	200	0.26	改良太	ブバナ
6	478	0.23		

(注) 試料番号は各図に於ける曲線番号と同じ。

〔V〕 実 験 結 果

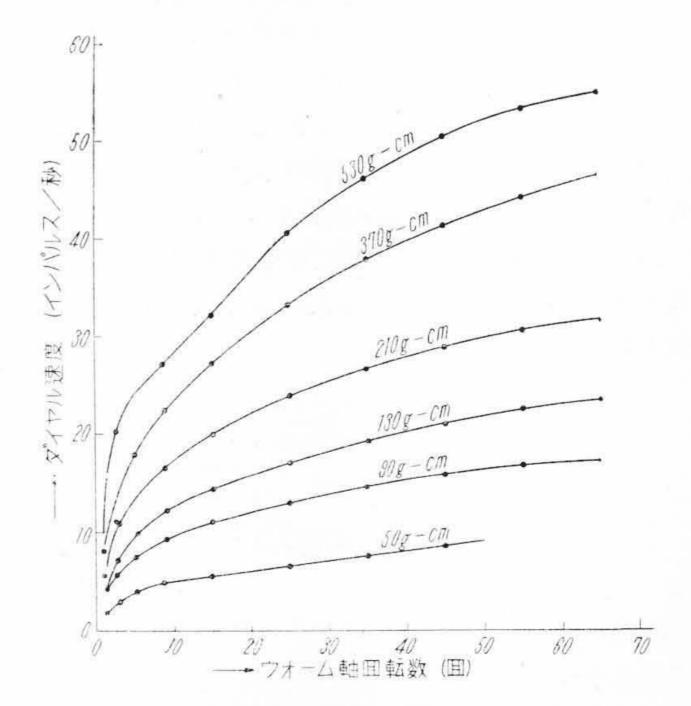
[III] の運動解析で述べたようにダイヤルの終極運動を検討するためには、ガバナが回転を始めてガバナカップに接触するまで、即ち速度の過渡状態とガバナが完全に仂いた状態即ち速度の定常状態の二つに分ける方が効果的である。

以上の見地から実験は運動成分の各常数に就いて、過渡状態と定常状態との関係を求めるように行つた。



第4図 ガバナ動作有無によるダイヤル速度

Fig. 4. General Characteristics of Dial-Speed when Gevernor Operated or not Operated



第5図 ガバナ不動作の場合のダイヤルスピード

Fig. 5. Dial-Speed when the Governor not Operated

いまガバナの動作状態とダイヤル速度との 関係を現用のガバナに就いて求めてみると第 4図及び第5図になる。第4図はダイヤル速 度の一般的特性を示すものである。

(1) ガバナの質量とダイヤル速度過渡状態の関係

 $(3\cdot3)$ 式で I_3 の増加は他の運動系の慣性 モーメント I_1 , I_2 に比べて、 η_1 , η_2 の常数が 乗ぜられているから全体の慣性モーメントは 殆ど I_3 によつて決定される。 従つてガバナ の質量が増加すればウォーム軸に関する慣性 モーメント I_3 が増加するから $(3\cdot3)$ 式から 明かなようにダイヤル速度の起ち上りは遅れ る。

実験の結果は**第6図、第7図**及び**第8図**の通りで上述の結果を裏付けしている。**第6図**よりガバナ制動片の質量は 269 mg 以上にするとダイヤル速度の起ち上りが遅く4号型ダイヤルの機構には採用できないことがわかる。

(2) ガバナの質量とダイヤル速度定常状態の関係

ダイヤルの終端速度は $(4\cdot 4)$ 式で与えられるが、この値はダイヤルとしてきまつた値が 定められているから、 $(4\cdot 4)$ 式で ω_t と m とが与えられると $\tau\delta$ が定まつてくる。

即ち第6図の値になる。さて δ の値は製作上できるだけ大きい方がよく少くとも 0.5 mm以上が望ましいと考えられる。即ち質量 m が大になれば $\tau\delta$ が大となり、製作上有利になつてくる。

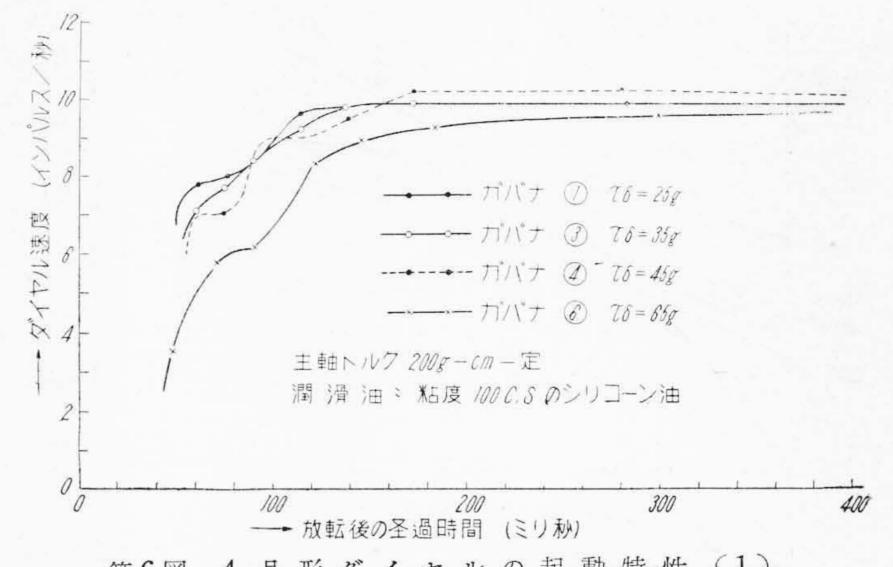
また質量 m が増加するにつれて $(4\cdot7)$ 式から S_n が大きくなる。制動片の質量をパラメータにして主軸のトルクとダイヤル速度との関係を調べると第9図(次頁参照)となる。図で①は最も感度が大で②が最も感度が小さい。感度の過大は躍りの原因となつて自ら制限があるがある範囲では図から明かなようにトルクの変動があつても m が大きい程速度の変動は少い。

(3) トルクとダイヤル速度との関係

トルクが増加すれば式 (4·3) 及び (4·4) から明かなようにダイヤル速度は増加する。

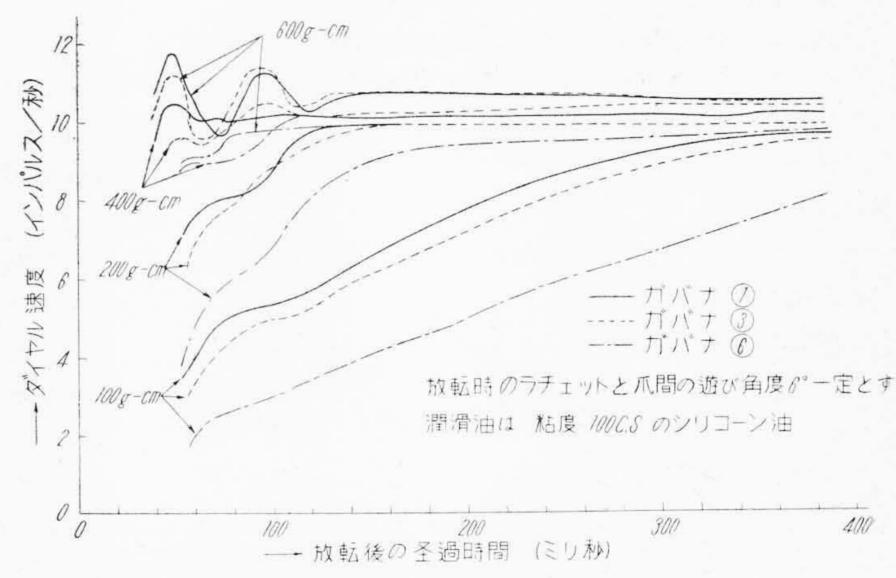
この結果を示すと第5図、第6図及び第7図になる。

この場合問題になるのはある速度に於ける



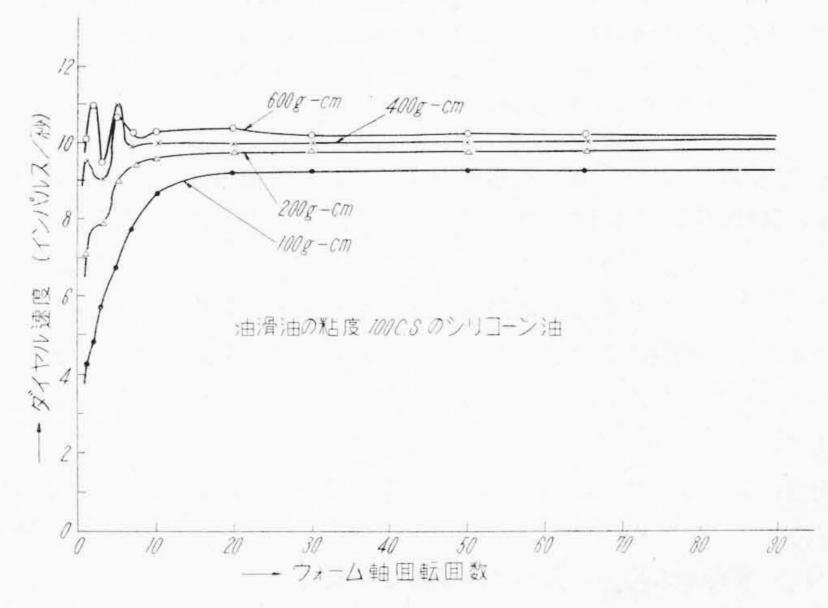
第6図 4号形ダイヤルの起動特性(1)

Fig. 6. Build Up Characteristics of Dial-Speed (1)



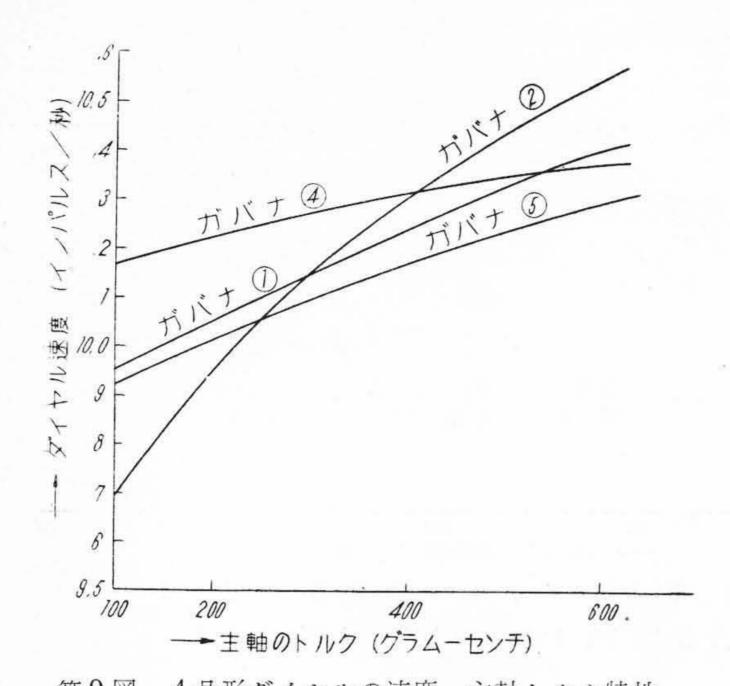
第7図 4号形ダイヤルの起動特性(2)

Fig. 7. Build Up Characteristics of Dial-Speed (2)

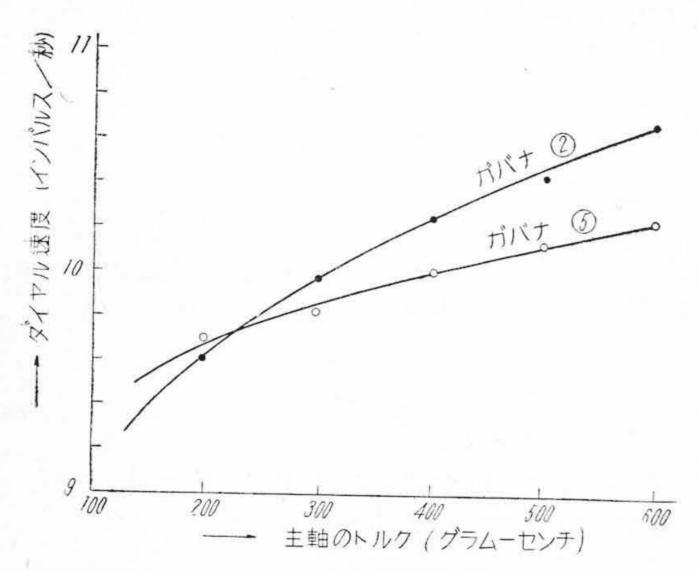


第8図 改良ガバナの速度特性

Fig. 8. Characteristics of Dial-Speed with Improved Governor



第9図 4号形ダイヤルの速度―主軸トルク特性 Fig. 9. Dial-Speed vs. Main Spindle Torque with Parameter of Various Mass



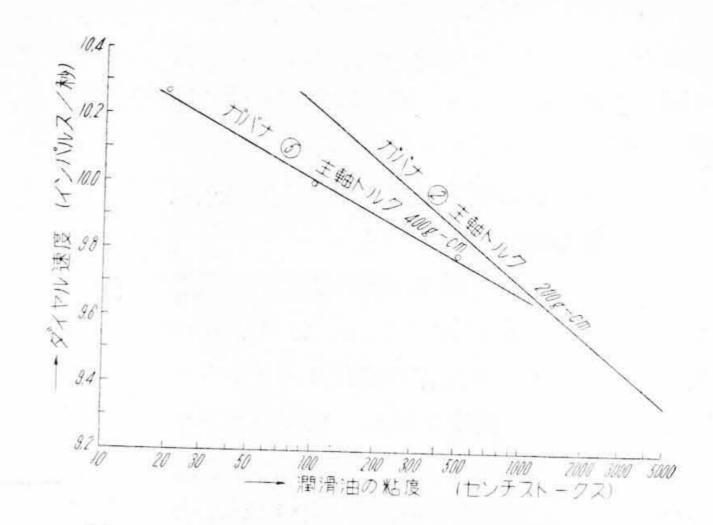
第10図 4号形ダイヤルの速度―主軸トルク特性 Fig. 10. Dial-Speed vs. Main Spindle Torque, with Parameter of Mass of Present and Improved Type Governor

トルクの増加に対する速度の増加の傾斜で、この関係を 示すと第10図になる。図で⑤の方が②より傾斜が少く、 従つて⑤の方が安定度が大きい。

メーンスプリングのばね常数は実用上十分安定で変化しないことが経験によつて知られており、トルクの変動は主に μ_1 , μ_2 及び μ_3 によつて生ずると考えられるが、上述の結果から μ_1 , μ_2 及び μ_3 の変動はガバナの S_g を適当に選定することによつて吸収できることが明らかである。

(4) 潤滑油の粘度とダイヤル速度との関係

ダイヤルの各回転部分には潤滑摩擦が存在し、潤滑油 の粘度によつて影響される。



第11図 4号形ダイヤルの速度—潤滑油の粘度特性 Fig. 11. Dial-Speed vs. Viscosity of Lubricating Oil, with Parameter of Present and Improved Governor

一般に潤滑摩擦の摩擦係数 μ は潤滑油の絶対粘度を η とすると

$\mu = \eta K$

なる関係にあり、潤滑油の粘度が増加すれば摩擦係数 μ が増すから式(4・3)及び(4・4)で $(1-\mu_1)(1-\mu_2)(1-\mu_3)$ の項が潤滑油の粘度によつて変化し、ダイヤル速度が影響をうける。

この状態を示すと**第11図**になる。図はまたダイヤルの温度特性をも説明している。即ち潤滑油が温度の影響をうけて粘度の変化を生じた場合に変化する粘度の範囲をダイヤル速度から規定できる。即ち図に於て低温の場合粘度が5,000 センチストークス以上にもなる潤滑油は採用できないということがわかる。各潤滑部分に於ける摩擦係数いいかえれば潤滑油の粘度が安定であることはいうまでもないことで、これに就いては第1報(2)で述べた通りである。

[VI] 実験結果の検討

現用の 4 号型ダイヤルのガバナは l=15 mm,制動片質量約 130 mg,ばね厚さ 0.23 mm であつて、実験の各結果で述べたように速度の起ち上りは比較的よいが、定常状態に於ける速度の安定は悪く、十分とはいえない。

式(3·3),(4·3) 及び(4·7) から分るようにダイヤル 速度の起ち上りを早くすることと定常状態に於けるダイ ヤル速度の安定度を増すこととは矛盾した条件を有して おり、この矛盾した条件をともに満足せしめるガバナを 得なければならない。

ガバナ系だけの変更でダイヤル速度を安定せしめるという条件で結果を検討すると、ダイヤル速度の起ち上りも比較的良く、定常状態に於ける安定度、感度も現用4 号ダイヤルのガバナより優れている試料⑤のガバナが与 えられた条件を満足していることを知るのである。

(4・3) 式で ω_3' が与えられると(この値は 10 ± 0.8 インパルス/秒 が電々公社の規格である) $\tau\delta/m$ の項が必然的に定まつてくるが、 δ は製作上は勿論保守調整し易いためにもできるだけ大きくすべきで 0.5 mm 以上にすることが望ましい。 δ はガバナばねとガバナカップとの間隙でこれを大きくすれば製作寸度に多少のばらつきがあつても吸収できるし、又調整も容易になる。

さらに機構上許される範囲内で式 $(3\cdot3)$, $(4\cdot3)$, $(4\cdot4)$ 及び $(4\cdot7)$ に示す伝達係数 ξ_2 の値をできるだけ大きくすることが望ましい。

各潤滑部分に於ける摩擦係数 μ_1 , μ_2 及び μ_3 の値が安定即ち潤滑油の粘度が安定であることはいうまでもないことで、これに就いては第1報 $^{(2)}$ で述べた通りである。

なおガバナ摺動面の摩擦係数 μ4 が大きく且つ安定な 材質組合せを選定することが効果的であることは明らか であるが、これに就いてはつぎの機会に検討することと した。

(VII) 結 言

ダイヤル速度を機構の点より考察した結果、現用の4

号形ダイヤルのガバナ系をつぎのように変更することに よつてダイヤル速度の安定度を著しく改善し得ることを 確認した。

即ち現用の4号形ダイヤルのガバナ制動片の質量 130 mg ガバナばねの厚さ 0.23 mm をそれぞれ 200 mg 及び 0.26 mm とし、且つガバナばねの形を第 3 図⑤のようにした方がよい。

なおガバナ摺動部の材質組合せに就いては、今後十分 検討の余地がある。又運動系の常数を正確に求めるには 今後更に多数の実験を必要とする。

終りに当り研究の当初から絶大な御指導を頂いた電気 通信研究所、機構部品課大友、岩崎、古沢三氏、電々公 社技師長室調査課、宮田、久我両氏、シリコーン油の資料 入手に多大の便宜を頂いた日立製作所日立研究所鶴田、 中牟田両氏、研究の当初から絶えず指導、鞭撻された戸 塚工場幹部及び各関係各位に厚く感謝する次第である。

參 考 文 献

- (1) 日本電信電話公社電気通信研究所器材実用化部機 構部品課、成果報告第 39 号
- (2) 北条、軽部: 日立評論 Vol. 35 No. 6 1953



実用新案 第400280号

黒 羽 逸 平

比 色 計

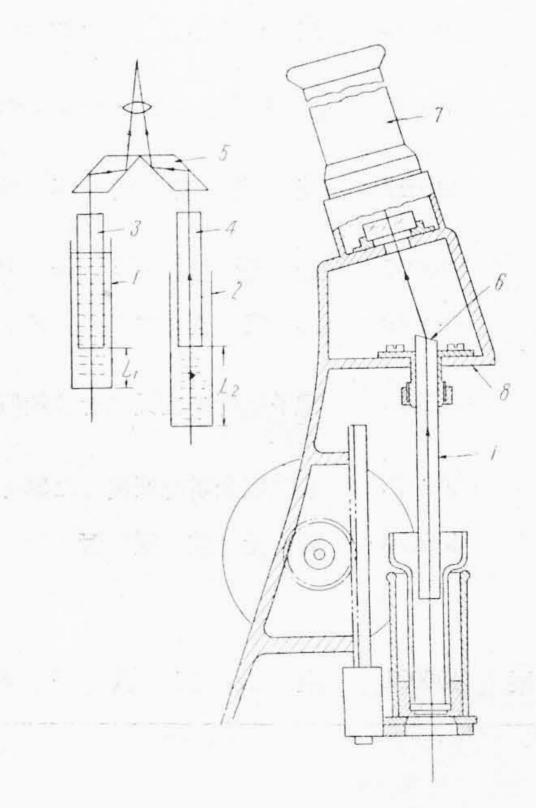
比色計とはガラス容器 1,2 中にそれぞれ標準液及び 被測定液を入れ、この中にガラス製浸漬杆3及び4を入 れ容器底部よりの光線をブリズム5によつて円形視野の 各半分に導き各半部の明るさが同じくなつたとき

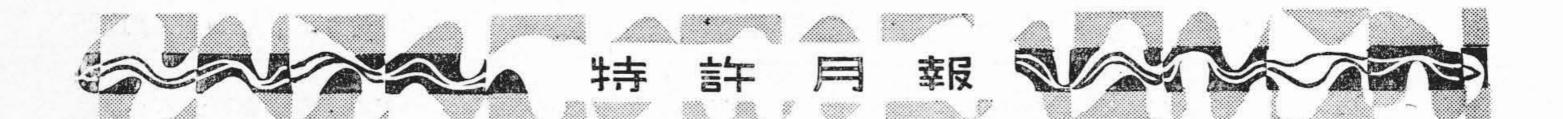
$L_1 \times N_1 = L_2 \times N_2$

 $(N_1, N_2$ はそれぞれ標準液及び被測定液濃度) より N_2 を求めるものである。

この考案は上記の如き比色計に於ける浸漬杆1及び2の上端を斜に切断して斜面6を形成せしめることによって、光線を図示の如く屈折せしめ、これによつてその上部に取付ける接眼筒7をして枠体8に対して傾斜して取付け得るものであるから接眼筒をのぞく姿勢が極めて楽になるという実用効果を有するものである。

(田中)





最近登録された日立製作所の特許及び実用新案

(第62頁より続く)

(その4)

区 別	登録番号	名	工場別	氏 名	登録年月日
	405960	熱 動 継 電 器	多賀工場	小 島 義 男	28. 9. 18
n .	405961	熱 動 継 電 器	多賀工場	小 島 義 男猿 渡 房 吉	n
"	405962	電子顕微鏡の絞り装置	多賀工場	大 沼 嘉 郎	"
",	405964	切換 スイッチ	多賀工場	安川 昌平	11
"	405965	スイッチ用ばね	多賀工場	安川昌平	"
- 11	405980	累積装置付最大需要電力表示装置	多賀工場	米 岡 正四郎	"
11	405987	真空掃除機のハンドル連結装置	多賀工場	安 川 昌 平	u
"	406000	ホイスト巻胴駆動装置	多賀工場	加茂谷 春 一	u
- 11	406004	竪 型 電 動 機 給 油 装 置	多賀工場	安 島 忠 義	
"	406005	竪 型 電 動 機 の 油 槽	多賀工場	城宝為男	17
"	406006	紡 糸 電 動 機	多賀工場	大 岡 宏 宏 田 金太郎	11
ett.	406007	紡糸電動機取付用緩衝座板	多賀工場日立工場	大 岡 宏 田 中 貞之助	"
"	406011	紡 糸 電 動 機	多賀工場	藤 原 正 彦 宏	"
"	405963	交流 電 弧 熔接機 可動鉄心	亀戸工場	小 林 国 雄	"
ur.	405983	押ボタンスイッチ	亀戸工場	千 原 錦 吾	.,,
n	405984	押ボタンスイッチ	亀戸工場	大 和 利 丸 千 原 錦 吾	"
"	405996	油圧操作ドアーマシンの緩衝装置	亀戸工場	橋 本 勲 一 細 谷 栄次郎	11
-11	405997	油圧操作ドアーマシン作動速度調節装置	亀戸工場	橋 本 勲 一 細 谷 栄次郎	"
"	406017	交流 電 気 熔 接 変 圧 器	亀戸工場	久 米 平 助 田 沢 阜	"
"	405957	送受話器保持バンド	戸塚工場	林 久義	"
"	405940	真空管オクタルベース	茂原工場	沢 田 良 嘉高 橋 忠 夫	""
11	405914	電子廻析装置又はその類似装置の試料調整 装置	中央研究所	近 藤 弥太郎	"
"	406015	低融点金属を被覆した翼を有する水力機械	中央研究所	井 上 実	, u
"	406016	螢 光 放 電 管 の 点 灯 装 置	中央研究所	中 村 純之助七 大 東 野 正 千 夫	."
	406001	主 抵 抗 短 絡 標 示 装 置	大阪営業所	森井庄一	28. 9. 1