

# 交流電気機関車の粘着性能と駆動軸系の自励振動

Adhesion Character and Self Excited Vibration of Driving Axle Shaft for A. C. Electric Locomotives

小野田 芳光\* 弘 津 哲 二\*\*  
Yoshimitsu Onoda Tetsuji Hirotsu

## 内 容 梗 概

交流電気機関車において駆動軸系に生ずる自励振動を抑制し、しかも粘着性能を改善するにはどのようにすべきか検討した。その結果、各軸駆動整流器式および歯車連結整流器式の兩者に対し、駆動軸系の自励振動を抑制し粘着性能を改善するための方法を求めることができた。

## 1. 緒 言

軽量で大なる引張力が得られ、しかも駆動軸系に発生する応力が小さく機械的強度にすぐれているということは、機関車の理想とするところである。軽量で大なる引張力を得るには粘着性能を改善し、動輪とレールの間に生じている粘着力をできるだけ、理想的には粘着力の限界、すなわち限界粘着力まですべて引張力に利用することが必要である。ところで、限界粘着力はレール条件が同一でも大きく変動しており、限界粘着力の大きな瞬間にそれをすべて引張力に利用すると、次の瞬間には限界粘着力の小さな状態が生じ、動輪周の力が限界粘着力を上回るため動輪を加速し空転させることになる。

空転が発生すると、粘着力が空転速度の増加とともに急激に減少し、空転速度をさらに増大せしめるばかりでなく、駆動軸系に自励振動が発生し、大きな機械的応力が生じ、き裂折損などの事故を誘発せしめるに至る。それゆえ、空転時に発生する自励振動を抑制して粘着性能を改善することが必要である。

われわれは交流電気機関車の粘着性能と自励振動に関し、これまで二、三報告してきたが<sup>(1)~(4)</sup>、ここではこれまでの検討結果をとりまとめて報告する。

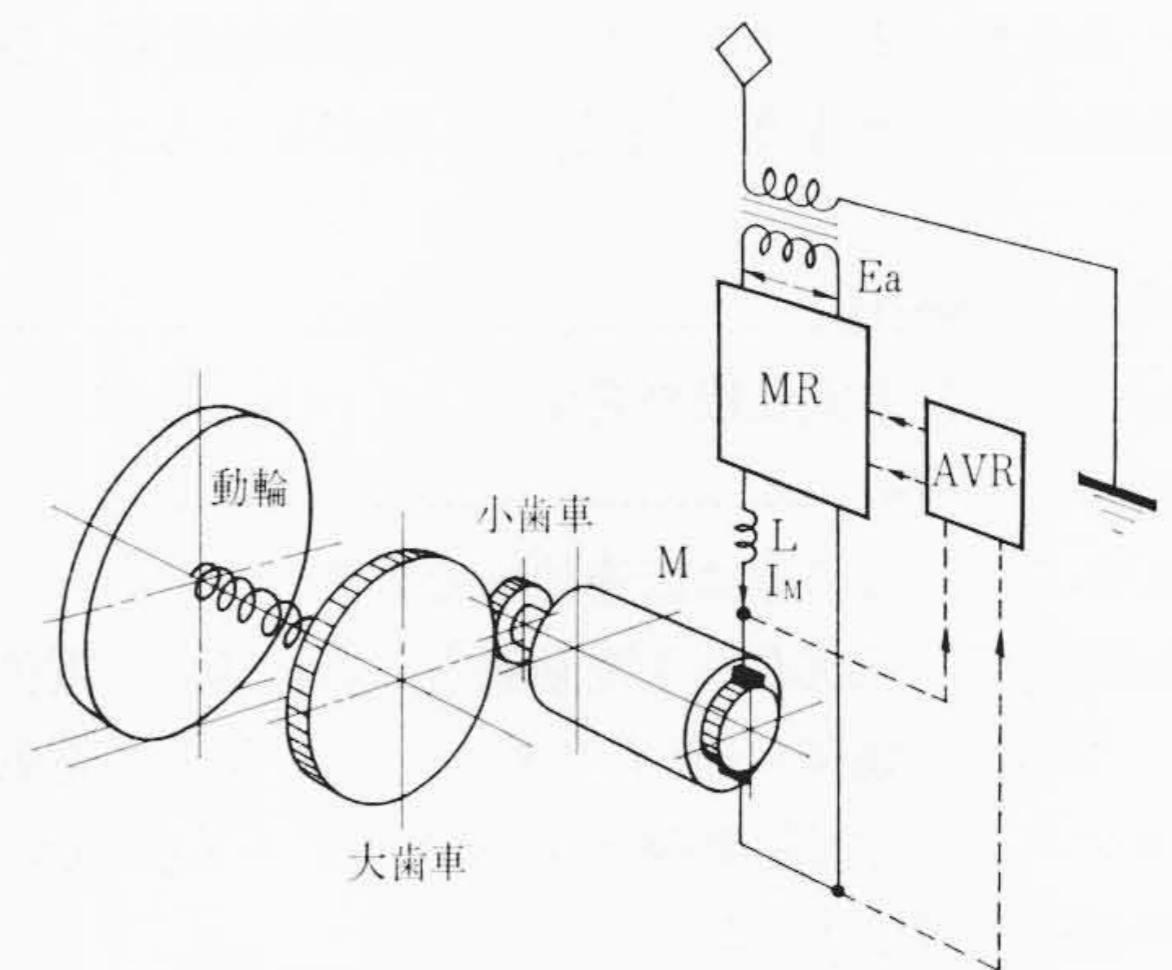
## 2. 各軸駆動整流器式機関車の場合

電源が整流器で各動輪軸をそれぞれ独立した主電動機で駆動するのが各軸駆動整流器式機関車で、現在のところ交流電気機関車の主流をなしているものである。

### 2.1 基 本 式

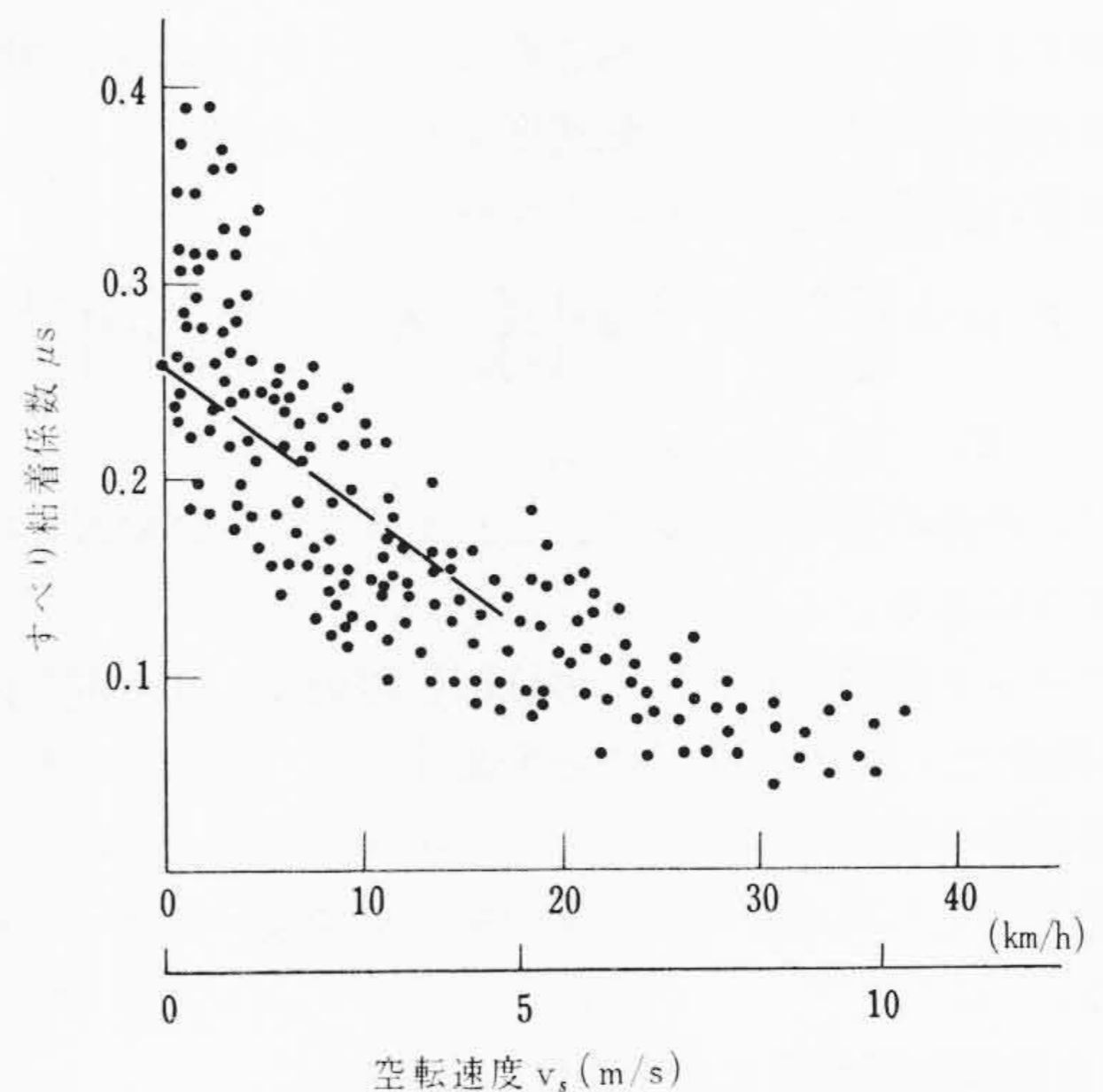
第1図に各軸駆動整流器式機関車の駆動系を示す。図において、交流電圧  $E_a$  を整流装置 MR によって直流電圧に変換し主電動機 M に与える。主電動機電機子に発生した回転力は電機子に直結された小歯車とかみあう大歯車に伝達される。この駆動系において最も大きな引張力が要求されるのは起動時で、また動輪が空転を起こす原因は、ノッチアップによって主電動機の端子電圧が上昇し、回転力が増大し、動輪周の力が粘着力よりも大きくなった場合か、粘着力が急に減少し、動輪周の力よりも小さくなった場合のいずれかである。ここでは後者について考える。いま、粘着係数が急に  $\Delta\mu$  だけ減少し動輪が空転した場合、空転速度対すべり粘着係数の関係は第2図のようになり、ばらつきが大きくその平均値も非直線となっているが、簡単のため平均値を採用し、空転速度の小さな範囲では直線で近似してもよいと考え、粘着係数が  $\mu_0$  より  $\Delta\mu$  だけ急減し空転した後のすべり粘着係数は次の式で近似することができよう。

$$\mu_s = (\mu_0 - \Delta\mu) - A v_s \dots \dots \dots (1)$$



Ea: 電源電圧 MR: 整流器 L: インダクタンス  
Im: 主電動機入力電流 M: 主電動機  
AVR: 電圧制御装置

第1図 各軸駆動整流器式機関車の駆動系



第2図 空転速度とすべり粘着係数の関係

ここに、 $v_s$ : 空 転 速 度 (m/s)

A: 定 数

動輪の空転角度を  $\varphi_2$  (rad) とすれば空転角速度は  $d\varphi_2/dt$  となる。したがって、動輪半径を  $r$  とすると、

$$v_s = r \left( \frac{d\varphi_2}{dt} \right) \dots \dots \dots (2)$$

(2)式を(1)式に代入しラプラス変換形で表わすと、

$$\mu_s = (\mu_0 - \Delta\mu) - A r p \varphi_2 \dots \dots \dots (3)$$

駆動軸系の空転運動の運動方程式は大歯車の空転角度を  $\varphi_1$  (rad)、大歯車換算電機子および大小歯車の慣性能率を  $\theta_1$  (kgm<sup>2</sup>)、動輪および動輪軸の慣性能率を  $\theta_2$  (kgm<sup>2</sup>)、動輪上重量(軸重)を  $W$  (new-

\* 日立製作所日立研究所水戸分室 工博

\*\* 日立製作所日立研究所水戸分室

ton), 大歯車換算駆動トルクを  $\tau$  (newton·m), クイルバネもしくは防振ゴムの複素バネ定数を  $k_0(1+T_r p)$  として表わすと次のようになる。

$$\begin{pmatrix} \Theta_1 p^2 + k_0(1+T_r p) & -k_0(1+T_r p) \\ -k_0(1+T_r p) & \Theta_2 p^2 + AWr^2 p + k_0(1+T_r p) \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \tau \\ (J\mu - \mu_0)Wr \end{pmatrix} \dots (4)$$

電機子回路の直流インダクタンスを  $L$  (H), 電機子回路の等価抵抗を  $R$  ( $\Omega$ ), 整流器の等価誘起電圧を  $E_R$  (V), 主電動機の逆起電力を  $E_M$  (V) とすると, 主電動機の入力電流  $I_M$  について次の式が成立する。

$$(Lp + R)I_M = E_R - E_M \dots (5)$$

歯車比を  $s$  とすると主電動機の回転速度は  $sp\varphi_1$  となる。これと主電動機の逆起電力  $E_M$  の比, すなわち単位回転磁束を  $\zeta\phi$  (V·s) とすると, 起動時の列車速度がほとんど零のところでは次のようになる。

$$E_M = s \cdot \zeta\phi \cdot p \varphi_1 \dots (6)$$

大歯車に換算した主電動機の発生トルク  $\tau$  は,

$$\tau = s \eta \zeta\phi I_M \dots (7)$$

なる関係がある。ここに  $\eta$  は伝達効率である。

電機子回路等価全抵抗  $R$  を主電動機内部抵抗  $R_M$  と電源側の抵抗  $R_1$  に分け, 電機子回路の直流インダクタンス  $L$  を主電動機の内部インダクタンス  $L_M$  と電源側のインダクタンス  $L_1$  に分けて考えると, 主電動機端子電圧  $E_1$  は,

$$\begin{aligned} E_1 &= E_R - I_M R_1 - L_1 p I_M \\ &= E_M + I_M R_M + L_M p I_M \dots (8) \end{aligned}$$

動輪に空転が発生し主電動機の回転速度が大きくなり, そのため(6)式にしたがって  $E_M$  が増加し, (5)式にしたがって  $I_M$  が減少したならば(8)式にしたがって  $E_1$  が増加する。この端子電圧を一定に制御する電圧制御装置がある場合は, (8)式の  $E_1$  の増加を打ち消すほど電流が減少し, 空転速度を減少させる。

この装置の伝達関数を  $F(p)$  とすれば,

$$F(p) = \left\{ \int_0^\infty E_R \varepsilon^{-pt} dt \right\} \left\{ \int_0^\infty (E_s - E_1) \varepsilon^{-pt} dt \right\}^{-1} \dots (9)$$

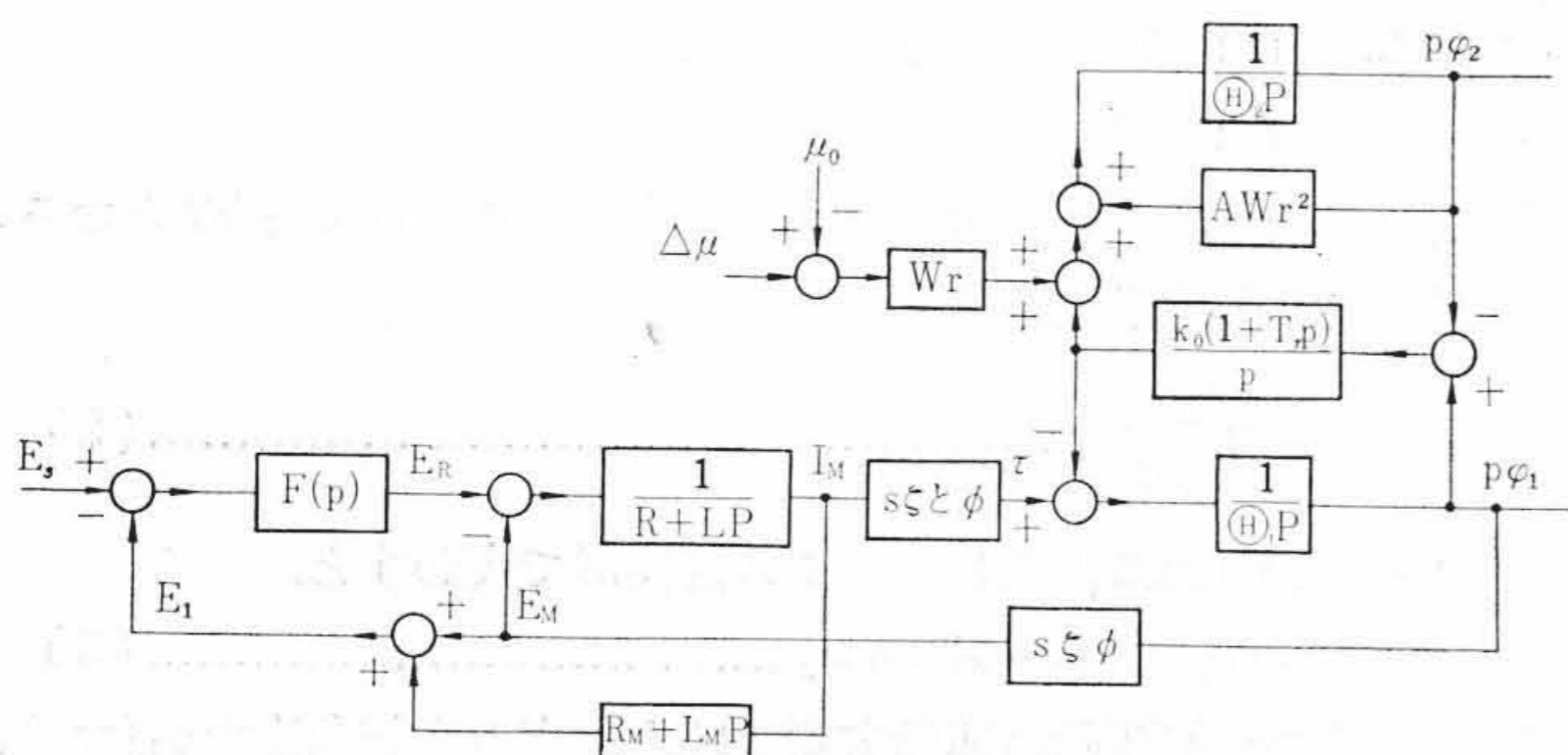
ここに,  $E_s$ : 基準電圧

以上がこの系の基本式である。これよりブロック線図を描くと第3図のようになる。

このブロック線図において, 単位回転磁束  $\zeta\phi$  は主電動機入力電流  $I_M$  の関数で,  $I_M$  が変化すると変化するが, 空転現象が問題になるのは起動時の電流の大きなところであり, そのようなところではほぼ一定と考えられるので, 以下の解析では  $\zeta\phi$  を一定と考えることにする。

### 2.2 自励振動抑制のための条件

クイルバネもしくは防振ゴムを介して発生する駆動軸系の振動は



第3図 各軸駆動整流器式機関車駆動系の空転時におけるブロック線図

一般に 10 c/s 程度もしくはそれ以上であり, 電圧制御装置に基因する振動は 2 c/s 程度もしくはそれ以下であるので, 駆動軸系の振動に対し電圧制御装置が直接影響を与えることはほとんどないと考えられる。また, 電圧制御装置のない機関車も少なくないので, ここでは電圧制御装置のない場合について検討を行なう。この場合は前述の基本式から次の式が得られる。

$$\begin{pmatrix} \Theta_1 p^2 + k_0(1+T_r p) & -k_0(1+T_r p) & -s\eta\zeta\phi \\ -k_0(1+T_r p) & \Theta_2 p^2 - AWr^2 p + k_0(1+T_r p) & 0 \\ s\zeta\phi p & 0 & R+Lp \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ I_M \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ (J\mu - \mu_0)Wr \\ E_R \end{pmatrix} \dots (10)$$

これより特性方程式を求めると次のようになる。

$$A_0 + A_1 p + A_2 p^2 + A_3 p^3 + A_4 p^4 = 0 \dots (11)$$

ここに,

$$A_0 = \eta(s\zeta\phi)^2 k_0 - AWr^2 k_0 R \dots (12)$$

$$A_1 = (\Theta_1 + \Theta_2 - AWr^2 T_r) k_0 R - AWr^2 k_0 L + \eta(s\zeta\phi)^2 (k_0 T_r - AWr^2) \dots (13)$$

$$A_2 = (k_0 \Theta_1 T_r + k_0 \Theta_2 T_r - AWr^2 \Theta_1) R + (\Theta_1 + \Theta_2 - AWr^2 T_r) k_0 L + \eta(s\zeta\phi)^2 \Theta_2 \dots (14)$$

$$A_3 = \Theta_1 \Theta_2 R + (k_0 \Theta_1 T_r + k_0 \Theta_2 T_r - AWr^2 \Theta_1) L \dots (15)$$

$$A_4 = \Theta_1 \Theta_2 L \dots (16)$$

Hurwitzの判別式より, この系が安定であるためには,

$$A_0 > 0, A_1 > 0, A_2 > 0, A_3 > 0, A_4 > 0 \dots (17)$$

および,

$$A_1 A_2 A_3 - A_0 A_3^2 - A_1^2 A_4 > 0 \dots (18)$$

なることで, これを満足するように構成すれば自励振動は発生しないことになる。

主電動機の取付けが台車装荷の場合は, 動輪からの衝撃を防ぐため動力の伝達に金属クイルバネが使用されることが多いが, このときは, そのバネ定数が一般に実数部のみ, すなわち  $k_0$  のみで表わすことができ,  $A_1 A_2 A_3$  が次のように簡単になる。

$$A_1 = k_0(\Theta_1 + \Theta_2) R - AWr^2 k_0 L - AWr^2 \eta(s\zeta\phi)^2 \dots (19)$$

$$A_2 = -AWr^2 \Theta_1 R + k_0(\Theta_1 + \Theta_2) L + \eta(s\zeta\phi)^2 \Theta_2 \dots (20)$$

$$A_3 = \Theta_1 \Theta_2 R - AWr^2 \Theta_1 L \dots (21)$$

ここで, 比較的値を変更することの容易な  $RLk_0$  に着目して検討すると, (12)式より,

$$R < \frac{\eta(s\zeta\phi)^2}{AWr^2} \dots (22)$$

(19), (20)および(21)式より,

$$L < \frac{\Theta_1 + \Theta_2}{AWr^2} R - \frac{\eta(s\zeta\phi)^2}{k_0} \dots (23)$$

$$L < \frac{\Theta_2}{AWr^2} R \dots (24)$$

$$L > \frac{AWr^2 \Theta_1 R - \eta(s\zeta\phi)^2 \Theta_2}{k_0(\Theta_1 + \Theta_2)} \dots (25)$$

が得られるが, (24)式が成立するときには一般に(23)式も成立するので,  $L$  に関しては,

$$\frac{\Theta_2}{AWr^2} R > L > \frac{AWr^2 \Theta_1 R - \eta(s\zeta\phi)^2 \Theta_2}{k_0(\Theta_1 + \Theta_2)} \dots (26)$$

となる。ここで,

$$R \leq \frac{\eta(s\zeta\phi)^2 \Theta_2}{AWr^2 \Theta_1} \dots (27)$$

が成立すると (一般に  $\Theta_2 < \Theta_1$  であるため, この条件は(22)式の条件よりも強い), (26)式右辺は0よりも小となるが負のインダクタ

ンスは存在しないから、(25)式は、

$$L < \frac{\theta_2}{AWr^2} R \dots\dots\dots (28)$$

あるいは、電機子回路の電気的時定数を  $T_E$  とすれば、

$$T_E = \frac{L}{R} < \frac{\theta_2}{AWr^2} \dots\dots\dots (29)$$

となる。したがって、まず(22)もしくは(27)式を満足するように  $R$  を定めてから、(26)式もしくは(28)式を満足するように  $L$  を定めると特性方程式の各係数が正となる。このように  $R$  と  $L$  を定めてから、(18)式を満足するように  $k_0$  を定めると自励振動は生じない。すなわち、 $k_0$  を未知数として  $A_0 A_1 \dots A_4$  の値を(18)式に代入すると、

$$A_1 A_2 A_3 - A_0 A_3^2 - A_1^2 A_4 = a_1 (a_2 c_3 - a_1 c_4) k_0^2 + (a_1 c_2 c_3 - a_2 c_1 c_3 - a_0 c_3^2 + 2 a_1 c_1 c_4) k_0 - c_1 (c_2 c_3 + c_1 c_4) > 0 \dots\dots\dots (30)$$

ここに、

$$a_0 = \eta (s \zeta \phi)^2 - AWr^2 R = A_0 \dots\dots\dots (31)$$

$$a_1 = (\theta_1 + \theta_2) R - AWr^2 L \dots\dots\dots (32)$$

$$a_2 = (\theta_1 + \theta_2) L \dots\dots\dots (33)$$

$$c_1 = \eta (s \zeta \phi)^2 AWr^2 \dots\dots\dots (34)$$

$$c_2 = \eta (s \zeta \phi)^2 \theta_2 - AWr^2 \theta_1 R \dots\dots\dots (35)$$

$$c_3 = \theta_1 \theta_2 R - AWr^2 \theta_1 L = A_3 \dots\dots\dots (36)$$

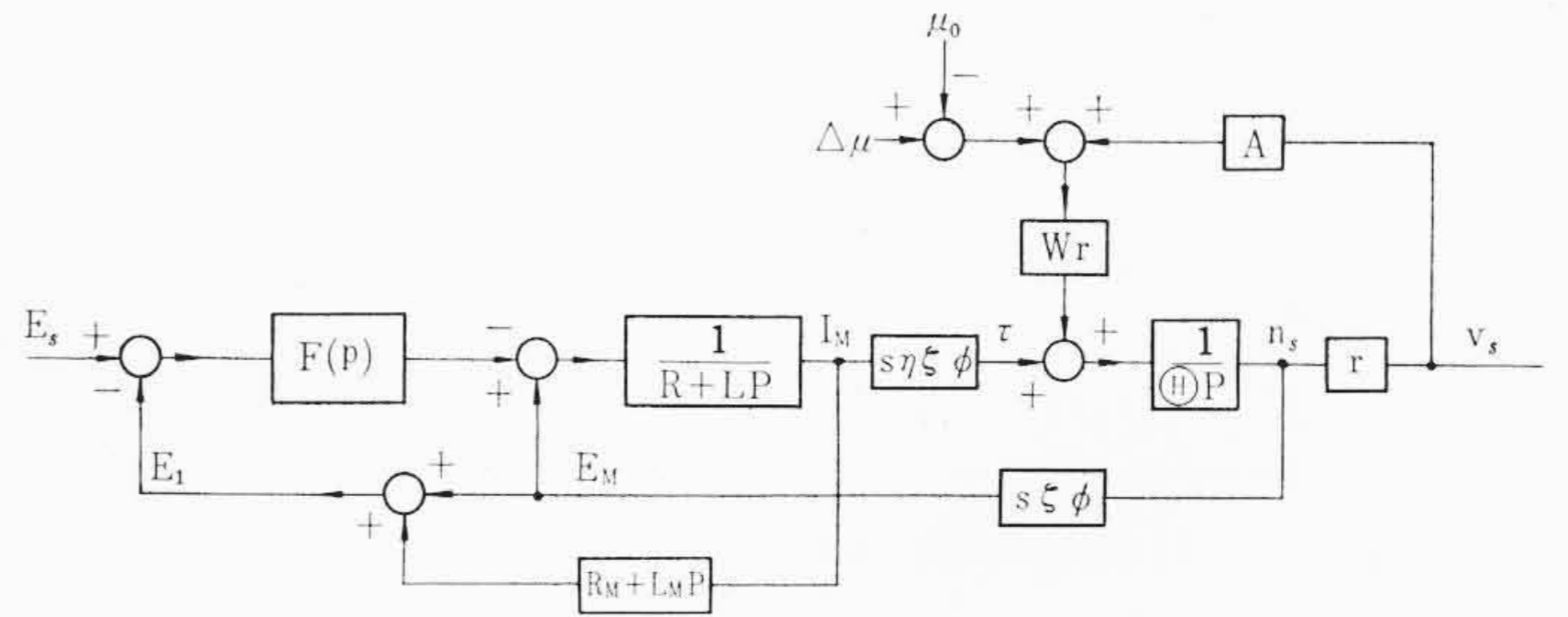
$$c_4 = \theta_1 \theta_2 L = A_4 \dots\dots\dots (37)$$

これを満足する  $k_0$  の範囲が正の実数で実現可能な範囲にないときは、前記の条件の範囲で  $R$  と  $L$  を変化して (一般に小さくすればよい)  $k_0$  が正の実数の実現可能な範囲になるようにしなければならない。

2.3 粘着性能

動輪が空転した場合、その空転速度を小さく押え、かつ急速に再粘着させることが粘着性能を改善するうえにもっとも重要なことである。前述の自励振動を抑制する条件を満足するように構成した場合は自励振動が発生しない。そのようなときに粘着性能を検討する場合、大歯車と動輪が一体になって動作すると考えてもさしつかえないであろう。いま、(4)式で、

$$\varphi_1 = \varphi_2 \dots\dots\dots (38)$$



第4図 動輪と大歯車が一体となっていると考えた場合のブロック線図

とおくと次の式が得られる。

$$\theta p n_s - AWr^2 n_s = \tau + \Delta \mu Wr - \mu_0 Wr \dots\dots\dots (39)$$

ここに、

$$\theta = \theta_1 + \theta_2 \dots\dots\dots (40)$$

$$n_s = p \varphi_1 = p \varphi_2 \dots\dots\dots (41)$$

そして第3図のブロック線図は第4図のようになる。

$t=0$  で  $\tau = \mu_0 Wr$  であるとする、空転速度  $v_s$  に電圧制御装置がない場合、

$$v_s(p) = r \cdot n_s(p) = \frac{(Lp+R) \Delta \mu Wr^2}{L\theta p^2 + (R\theta - AWr^2 L)p + \eta (s \zeta \phi)^2 - AWr^2 R} \dots\dots\dots (42)$$

となる。この式については関氏らがさきに検討して報告しているが<sup>(5)</sup>、

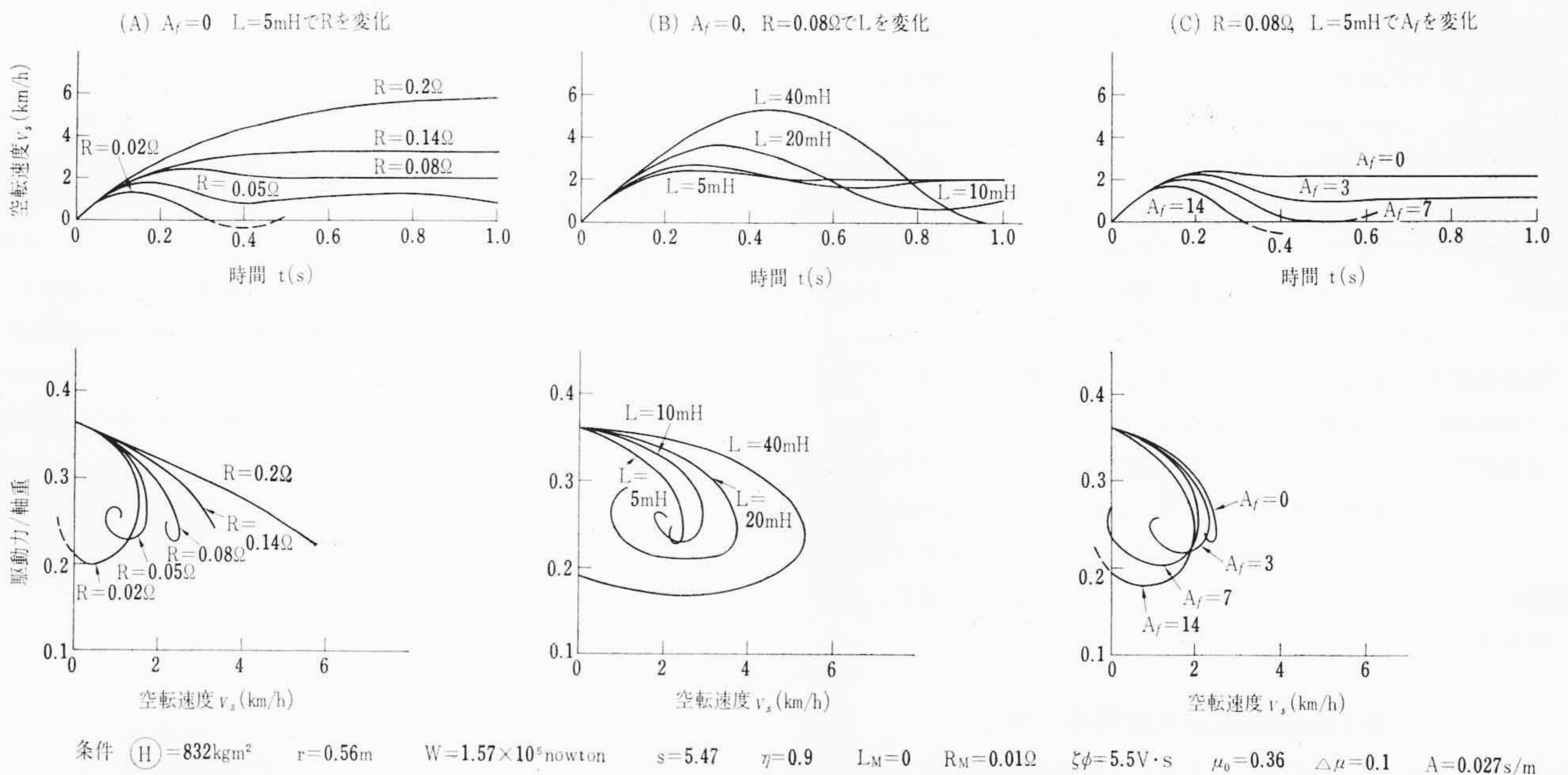
$$R < \frac{\eta (s \zeta \phi)^2}{AWr^2} \dots\dots\dots (43)$$

でないと空転速度の収束点が無限大となり、また、

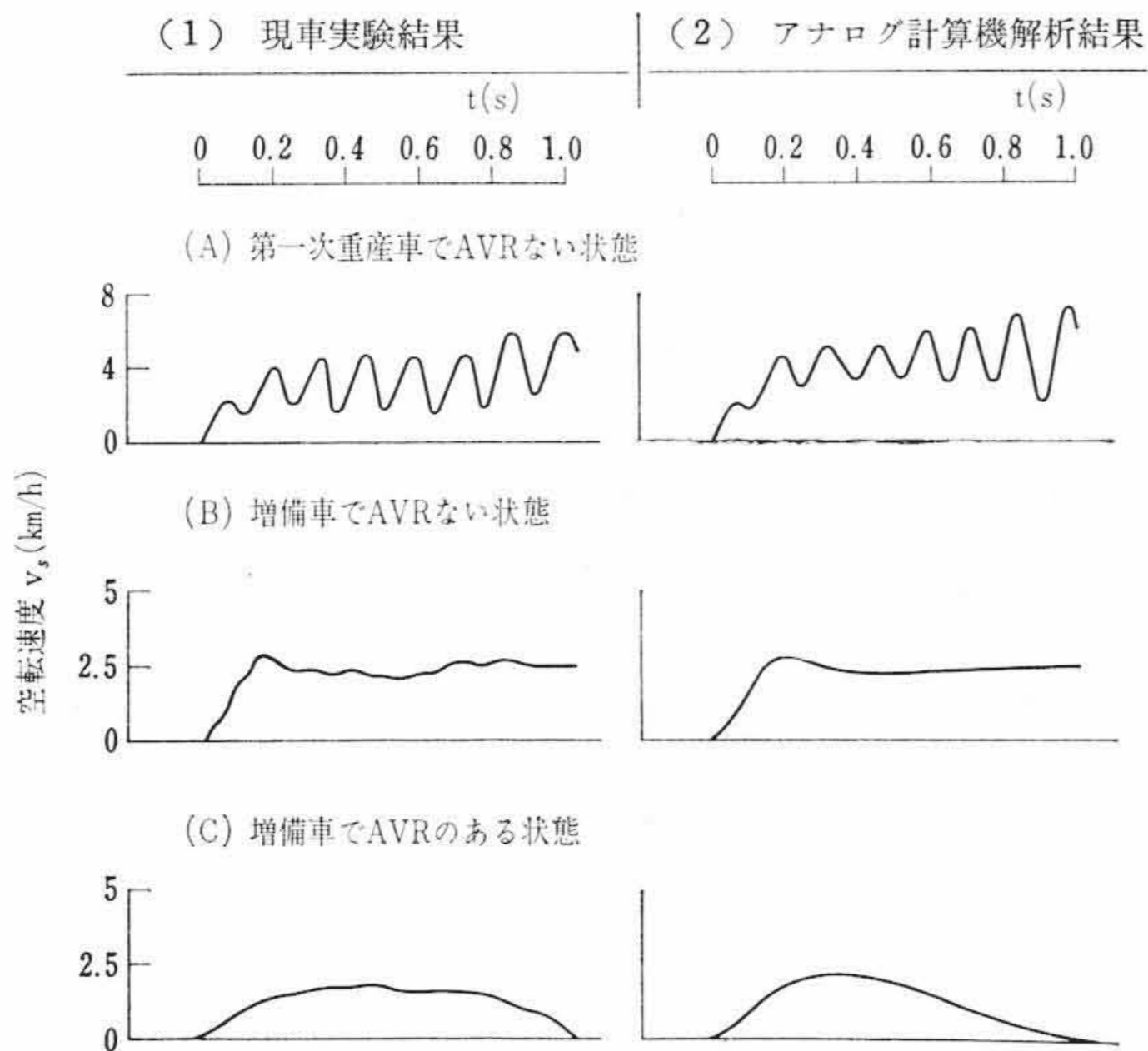
$$T_E = \frac{L}{R} < \frac{\theta}{AWr^2} \dots\dots\dots (44)$$

が成立しないと発散振動が生ずることが知られる。このときに生ずるような振動を電機子回路振動と称している。

上記の条件式のうち、前者は(22)式と同じであり、したがって(27)式よりも条件がゆるく、後者は(28)式よりも条件がゆるいので、(27)式と(28)式が成立するときは必ず成立する。



第5図 アナログ計算機による粘着性能の解析結果



第6図 ED 71 形機関車による実験結果とアナログ計算機による解析結果の比較

電圧制御装置がある場合はその装置の性能により空転速度の模様が異なるが、一例としてわが国の代表的機関車の一つである ED 71 形機関車を参考にし、その伝達関数  $F(p)$  を

$$F(p) = \frac{A_f}{1+1.2p} \dots\dots\dots (45)$$

とおいた場合について検討してみる。

まず、電圧制御装置の増幅度  $A_f$  を零にして、すなわち電圧制御装置のない場合について  $R$  と  $L$  を変化したとき、次に  $R$  と  $L$  を一定にして  $A_f$  を変化したときのそれぞれについて、アナログ計算機で解析すると第 5 図のようになり、 $R$  を小さくするか、あるいは  $A_f$  を大きくするかのいずれかが適当であることが知られよう。これらの解析結果とさきに述べた自励振動抑制の条件の両者を考慮し、駆動軸系に発生する自励振動を抑え、しかも粘着性能を改善するにはどのようにすべきか検討してみると次のようになる。

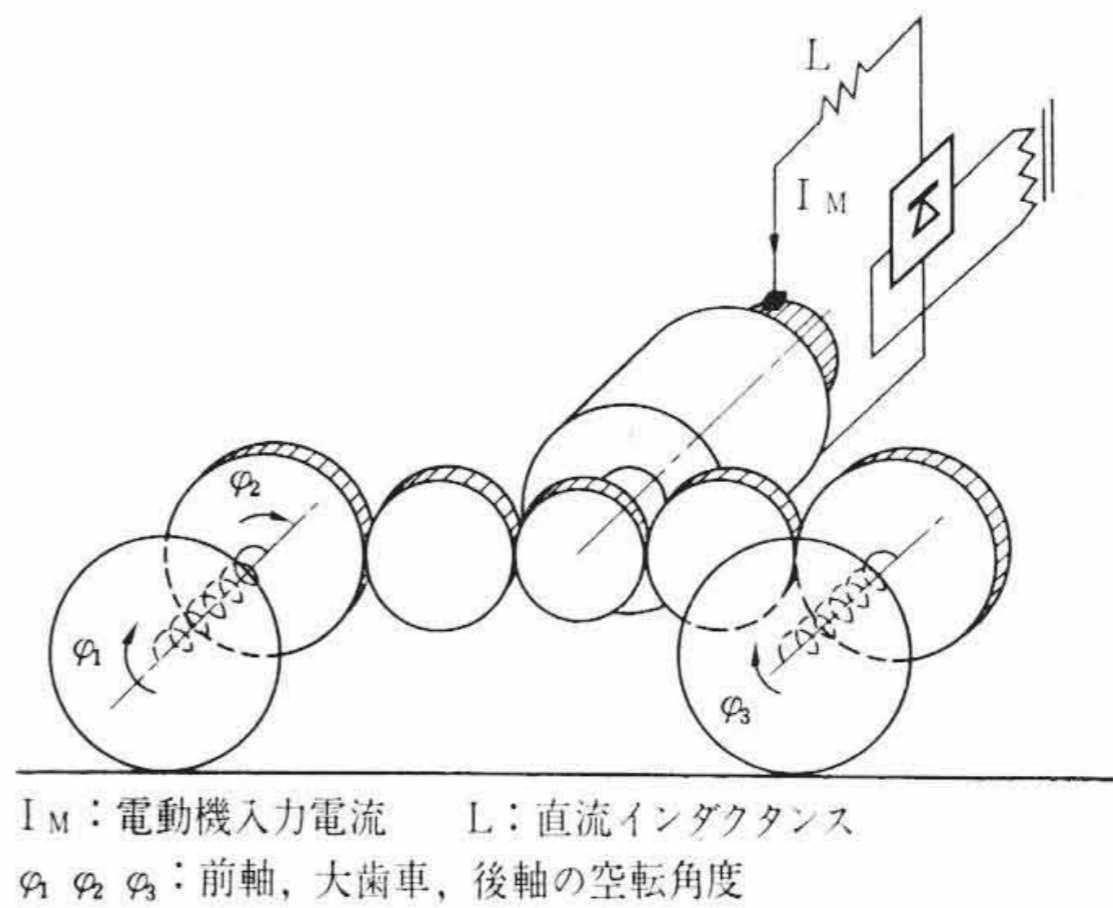
- (1) 主として電機子回路の等価抵抗を小さくすることにより、自励振動抑制の条件を満足せしめること。
- (2) なんらかの方法で自励振動抑制の条件を満足し、さらに主電動機の端子電圧を制御する電圧制御装置のようなものを施し、空転速度を小さく押え、かつ再粘着せしめること。

#### 2.4 現車による実験

ED 71 形機関車について行なった実験結果が第 6 図である。図の (A) は昭和 35 年に製作された ED 71 形機関車の第 1 次量産車 ED 716 号車において電圧制御装置を用いず、高圧タップ切換器により起動した場合に全軸同時に空転したときの空転速度のオシログラムである。図から自励振動が生じていることが認められるが、このときの定数を (17), (18) 式に代入して計算してみると満足しないことが知られ、また、アナログ計算機で解析すると図に示すようにほぼ似たような結果が得られる。図の (B) は昭和 38 年に製作された ED 71 形機関車の増備車について同様に電圧制御装置を用いず高圧タップ切換器により起動し、1 軸のみ空転したときのオシログラムで、自励振動が生じていない。この機関車では半つり掛方式を採用し、その結果バネ定数が変化して (17), (18) 式を満足し自励振動が生じなくなったものである。図の (C) は同じくこの増備車で電圧制御装置を採用したときのオシログラムで、自励振動が生ぜず 1 秒程度で再粘着していることが認められる。

### 3. 歯車連結整流器式機関車の場合

第 7 図に示すように 1 台車内の 2 個以上の動輪軸を歯車で連結し 1 個の主電動機で駆動することは、主電動機の数が各軸駆動の場合



第 7 図 歯車連結式機関車の駆動系

に比べ 1/2 以下となり、その結果電気回路や制御装置が簡単になるばかりでなく、台車内の軸重移動による粘着力の減少が自動的に補償されるので好ましいことである。しかし、反面、駆動軸系に自励振動が発生しやすい欠点があるので、微小空転を発生する機会の多い交流電気機関車に、この方式を採用するにはなんらかの方法で自励振動を抑制するか、あるいは自励振動が発生しても、その振動応力に十分耐えるだけの機械的強度を駆動軸系にもたせなければならない。次に、この機関車において自励振動の発生を抑制し、粘着性能をさらに改善するにはいかにすべきかについて検討する。

#### 3.1 理論的解析

この機関車においては起動時動輪周の力を大きくしていったとき、前軸と後軸が歯車で連結されているので、軸重移動のため前軸が先に粘着限界に達しても後軸が粘着限界内にあると後軸に押えられて空転せず、さらに動輪周の力をますと後軸も粘着限界に達して空転すると考えられていたが、実際に測定してみると疑すべし現象、すなわち、ある程度レール面を動輪がしゅう動しないと粘着力が増加しないという現象のため、前軸および後軸に伝達される回転力がほぼ軸重の比に分れるので、もしも両軸の動輪とレール間の粘着係数が等しければ両軸がほぼ同時に粘着限界に達する。この状態でさらに動輪周の力を大きくするか、あるいは前後軸いずれかの粘着係数が減少すると空転が発生する。いま、後軸の粘着係数が  $\Delta\mu$  だけ減少した場合について考える。この場合、駆動軸系の運動方程式は図より次のようになる。

$$\begin{pmatrix} \theta_1 p^2 + k_0(1+T_r p) - AW_1 r^2 p & -k_0(1+T_r p) \\ -k_0(1+T_r p) & \theta_2 p^2 + 2k_0(1+T_r p) \\ 0 & -k_0(1+T_r p) \\ 0 & -k_0(1+T_r p) \\ \theta_3 p^2 + k_0(1+T_r p) - AW_2 r^2 p & \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ \varphi_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ s\eta\zeta\phi I_M \\ (\Delta\mu - \mu_0) W_2 r \end{pmatrix} \dots\dots\dots (46)$$

ここに、 $\theta_1, \theta_2, \theta_3$ : それぞれ前軸、大歯車および大歯車に換算した主電動機電機子、後軸の慣性能率 (kgm<sup>2</sup>)

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ : それぞれ前軸、大歯車、後軸の空転角度 (rad)

$W_1, W_2$ : それぞれ前軸および後軸の軸重 (newton)

$k_0(1+T_r p)$ : クイルゴムの複素バネ定数 (newton・m/rad)

$r$ : 動輪半径 (m)

$s$ : 歯車比

$\eta$ : 伝達効率

$\zeta\phi$ : 主電動機の単位回転磁束 (V・s)

$I_M$ : 主電動機の入力電流 (A)

その他の電気回路に関しては各軸駆動の場合と同様である。

これらの式より、自励振動抑制の条件を求めることができるが、きわめて複雑になる。ところで、この台車で自励振動が発生している状態について考えてみると、前軸の空転速度の大きな瞬間、すなわち自励振動の山のところでは、前軸が浮き上がって後軸が沈み後軸の空転速度は小さく、すなわち自励振動の谷となるため、前軸と後軸の自励振動の位相が逆相となり、主電動機の電機子を節とする振動となることが多い。

このような場合は  $\varphi_2$  を定数と考えてもよいので、(46)式より自励振動が生じないための条件として次の式が得られる。

$$k_0 T_r > A W_1 r^2 \dots\dots\dots (47)$$

および、

$$k_0 T_r > A W_2 r^2 \dots\dots\dots (48)$$

ところで、一般に

$$W_2 > W_1 \dots\dots\dots (49)$$

であるから、(48)式が成立すると(47)式も成立し、したがって(48)がこの場合の自励振動抑制の条件であると考えられる。

この条件が成立し、自励振動が抑制されているときは、前後軸の動輪と大歯車に換算して考えた主電動機電機子の運動にほとんど差が生じないから、粘着性能について検討するときは前後軸の動輪、大歯車、大歯車に換算して考えた電機子などが一体になって運動するものと考えることができよう。それゆえ、(39)式で、

$$\theta = \theta_1 + \theta_2 + \theta_3 + \theta_4 \dots\dots\dots (50)$$

$$W = W_1 + W_2 \dots\dots\dots (51)$$

および、

$$n_s = p \varphi_1 = p \varphi_2 = p \varphi_3 \dots\dots\dots (52)$$

とおき、かつ粘着係数の減少分  $\Delta\mu$  を  $W_2/(W_1 + W_2)$  倍して考えれば前章で検討した結果がそのまま適用できる。

### 3.2 実験および検討

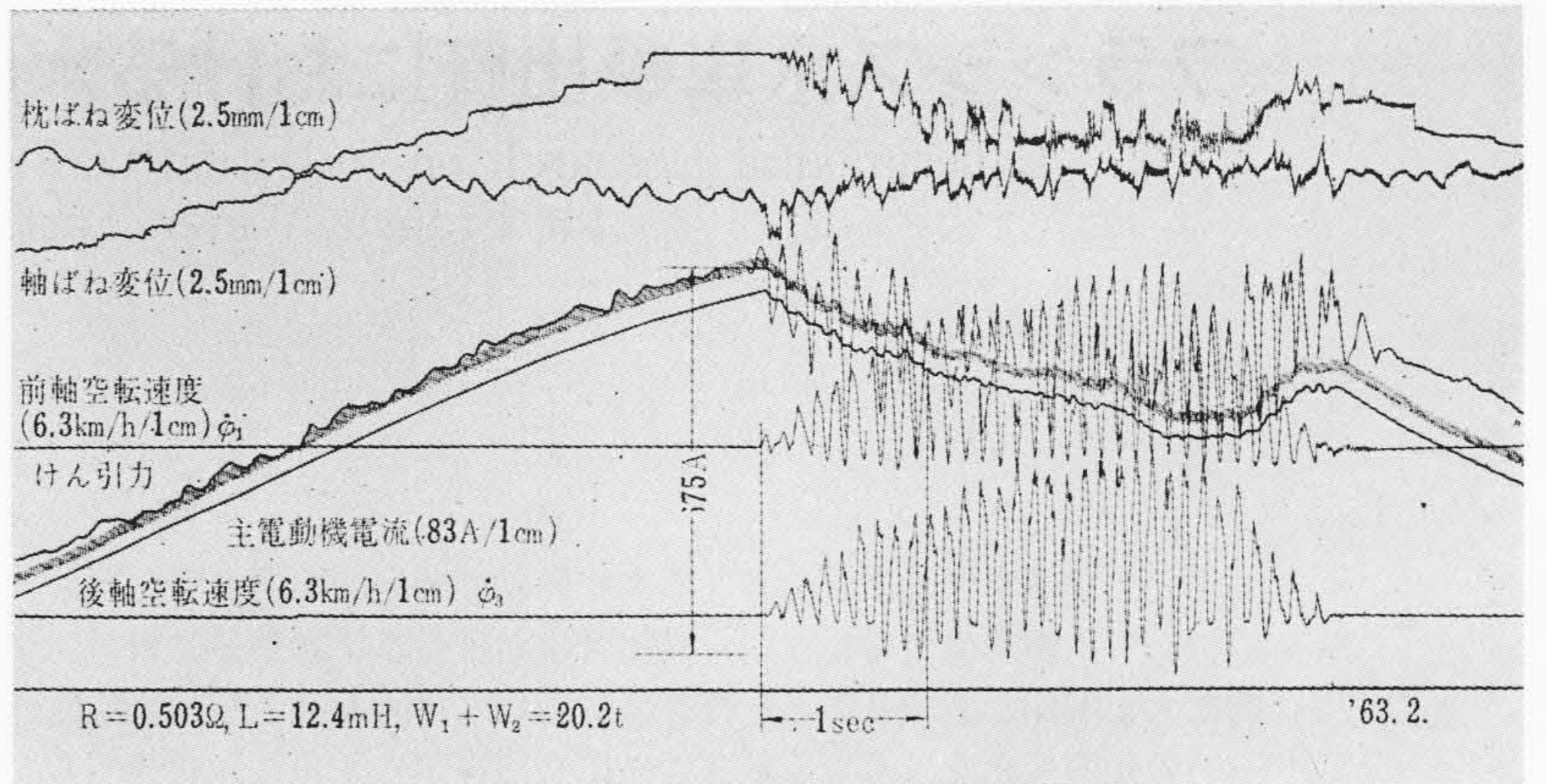
台車実験装置に歯車連結式台車を装荷して行なった実験の結果が第8図である。これは(48)式の条件を満足していないときの実験のオシログラムで、前軸と後軸に自励振動が生じているが、その振動の位相が180度異なっており、また主電動機の入力電流には振動がほとんど認められず、電機子には振動がほとんど生じていないこと、すなわち主電動機の電機子を節とした振動であることが知られる。

これをアナログ計算機で解析したのが第9図で、実験結果とよく似た結果が得られている。なお、(48)式を満足したときは自励振動の発生が抑制され、その条件のもとで電圧制御装置を施すと、自励振動が生ぜず、かつ1秒程度で再粘着することが知られた。

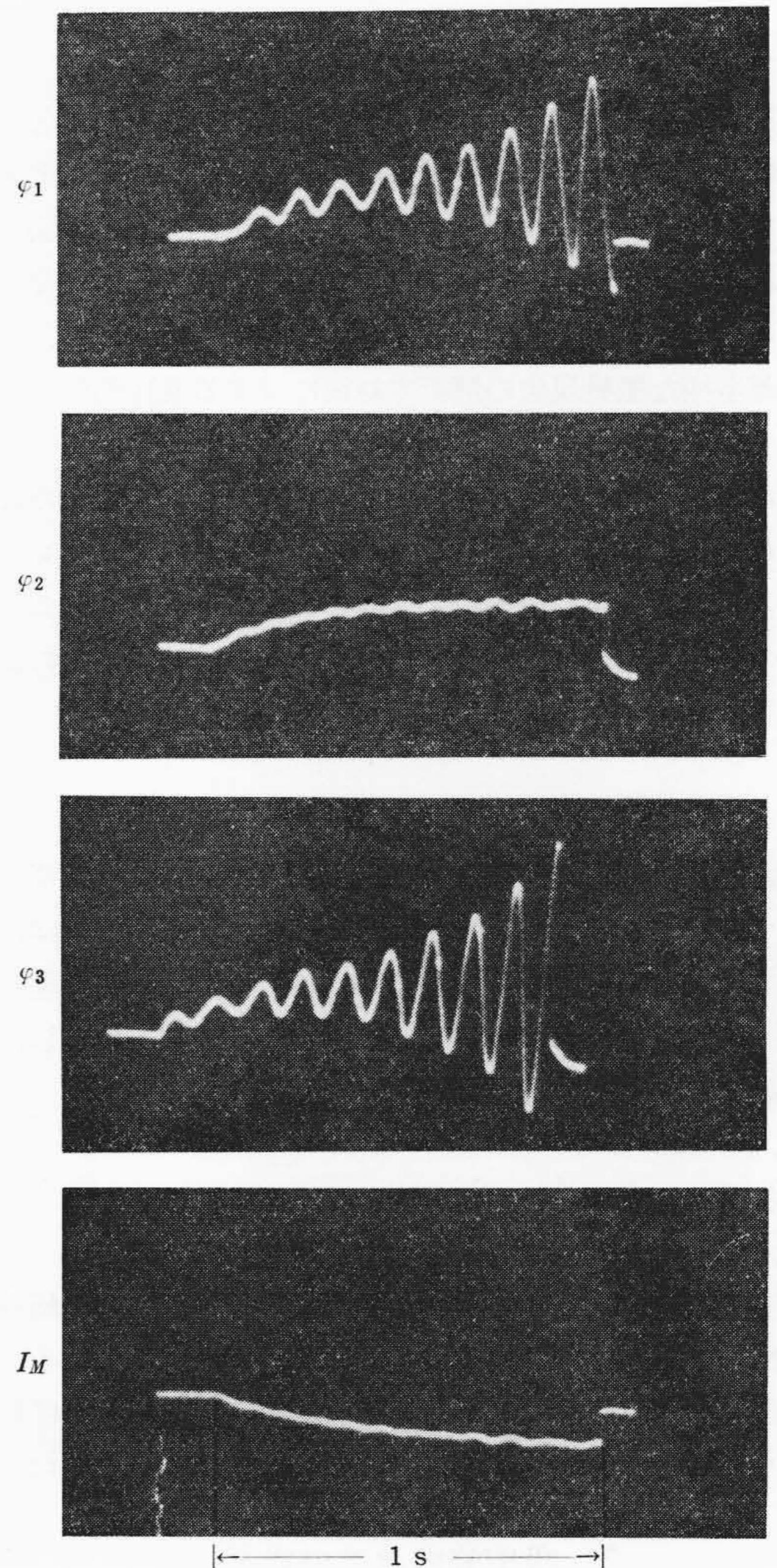
## 4. 結 言

以上、交流電気機関車の粘着性能と駆動軸系の自励振動について検討したことを述べた。すなわち、まず現在のところもっとも多く使用されている各軸駆動整流器式機関車について理論的に解析し、ED 71形機関車を用いて実験を行ない、つづいて最近次第に使用されはじめてきた歯車連結式機関車について同様に検討し、これらの機関車で駆動軸系の自励振動を抑え、粘着性能を改善するにはいかにすべきかについて明らかにした。

終わりに、本研究に当たりご指導ご援助をいただいた日本国有鉄道の各位、日立製作所水戸工場 日立研究所の関係各位に厚くお礼



第8図 (48)式を満足しないときの実験オシログラム



第9図 (48)式を満足しないときのアナログ計算機解析結果

申し上げる。

### 参 考 文 献

- (1) 小野田, 杉本, 伊沢, 五島, 浅野: 日立評論 43, 12(昭36)
- (2) 弘津, 油井: 機械学会第40期総会講演前刷 No. 88 (昭38)
- (3) 弘津: 第13回応用力学講演会前刷 (424) (昭38)
- (4) 小野田, 弘津: 日本電気協会第43回研究会講演論文集 (7-11) (昭39)
- (5) 関, 関川, 古河: 電学誌 80, 5 (昭35)
- (6) 本論文の用語は国鉄主催の粘着研究会資料による