

エレベータ用電動ドアの開閉機構とその制御

Electric Door Operating Device and Control System for Elevators

弓 仲 武 雄* 桜 井 孟*

Takeo Yuminaka

Tsutomu Sakurai

内 容 梗 概

エレベータ用電動ドアに要求される諸性能は、超高層ビル用の高速エレベータの開発とともにますます重要視されてきている。本論文ではエレベータ電動ドアの開閉装置の概略と諸性能について述べ、さらに従来明らかにされていなかった電動ドアの制御系に対しドアの開閉機構を解析し、「リンク関数」の新しい考えを用いて特性を解明した。なお、これをもとに電動ドアに与えられた諸性能を満足する最適な制御の実現をみたのでこれらについて説明する。

1. 緒 言

ビルの高層化にともないエレベータ諸性能の向上にはめざましいものがある。エレベータの運転能率に着目すると、高性能のエレベータが1階床運転時間4秒程度であるのに対してエレベータ電動ドアの開閉時間は2秒程度であるから、ドアの開閉装置の果たす役割がいかに重要であるかが明白であろう。また、エレベータのドアは開閉速度を安全上許される範囲で迅速でなければならないが、同時に円滑、静粛な動作と一日数千回に及ぶ開閉動作に対して十分信頼性のある装置でなければならない。

この性能を左右するものとして、ドアの開閉機構とそれに適応した速度制御があげられる。従来、このドアの開閉機構と速度制御との関係については制御機構全般に対して種々のむずかしい問題が含まれているので、今回さきに開発したDM-D形電動ドア開閉装置に機構的な解析を行ない、制御系の特性を求め、最も適切な制御方式を開発した。

2. 電動ドア開閉装置

2.1 装置の特 質

エレベータには乗客の安全、建築設備の防火などの見地からハッチ側、ケージ側ともドアを設けている。ハッチ側のドアは平常、機械的にも電氣的にも鎖錠され、ハッチ側から開くことができないように規則で定められている。

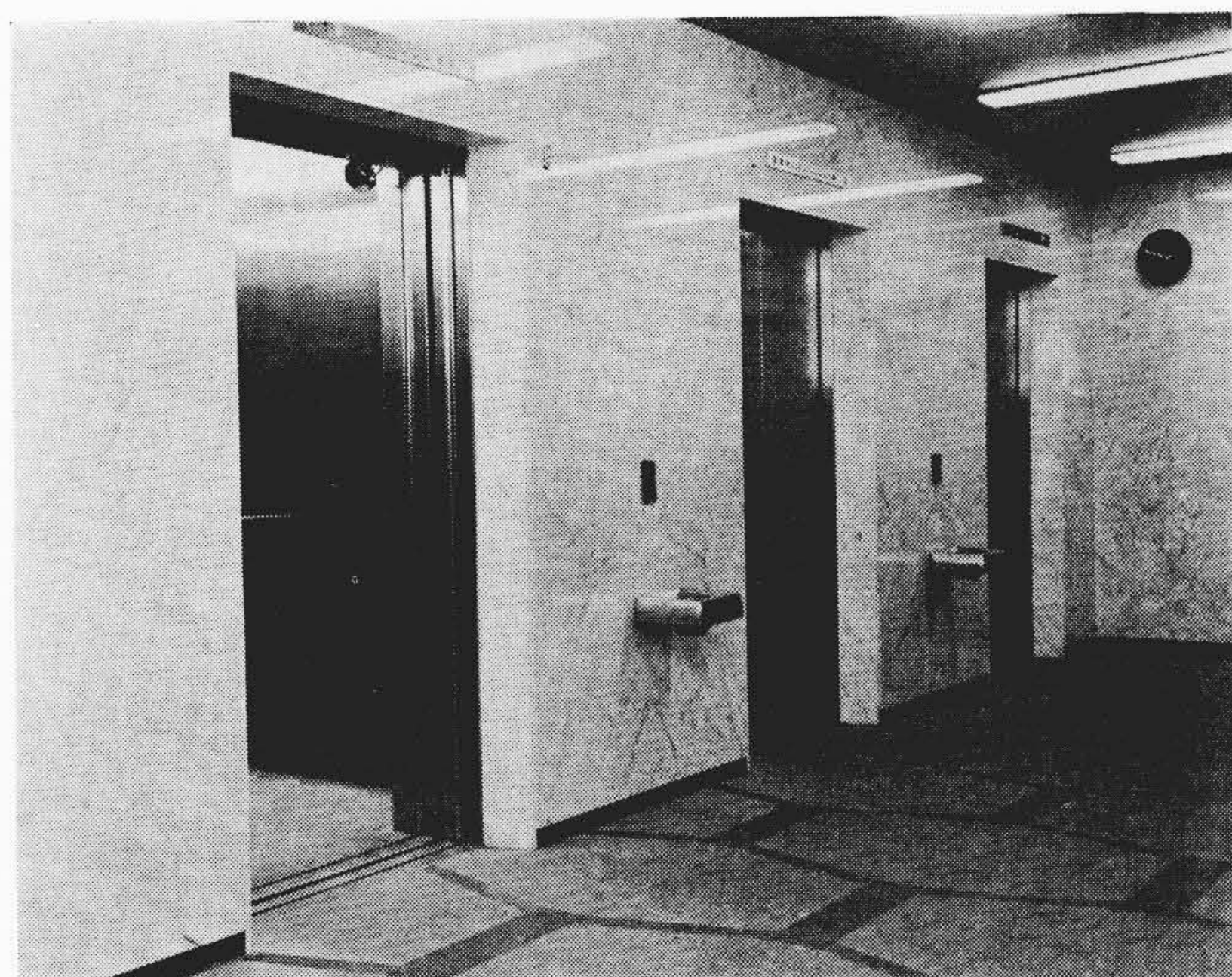
乗用エレベータでは、ケージ側にのみ設けた電動機により開閉機構を介してケージドアとハッチドアを同時に係合し、解錠とともに開閉する方法が採用されている。また、乗客がドアに触れた場合の安全のために閉じつつあるドアを反転する安全装置が設けられている。

このようにエレベータのドアは他の機器のドアと異なり、係合、鎖錠、解錠、反転などの機能が加わるほか、さらに高層ビルに用いられるドアの開閉ひん度は1日数千回に及ぶにかかわらず、その長寿命の性能と、迅速、円滑、静粛な動作を必要とするものである。

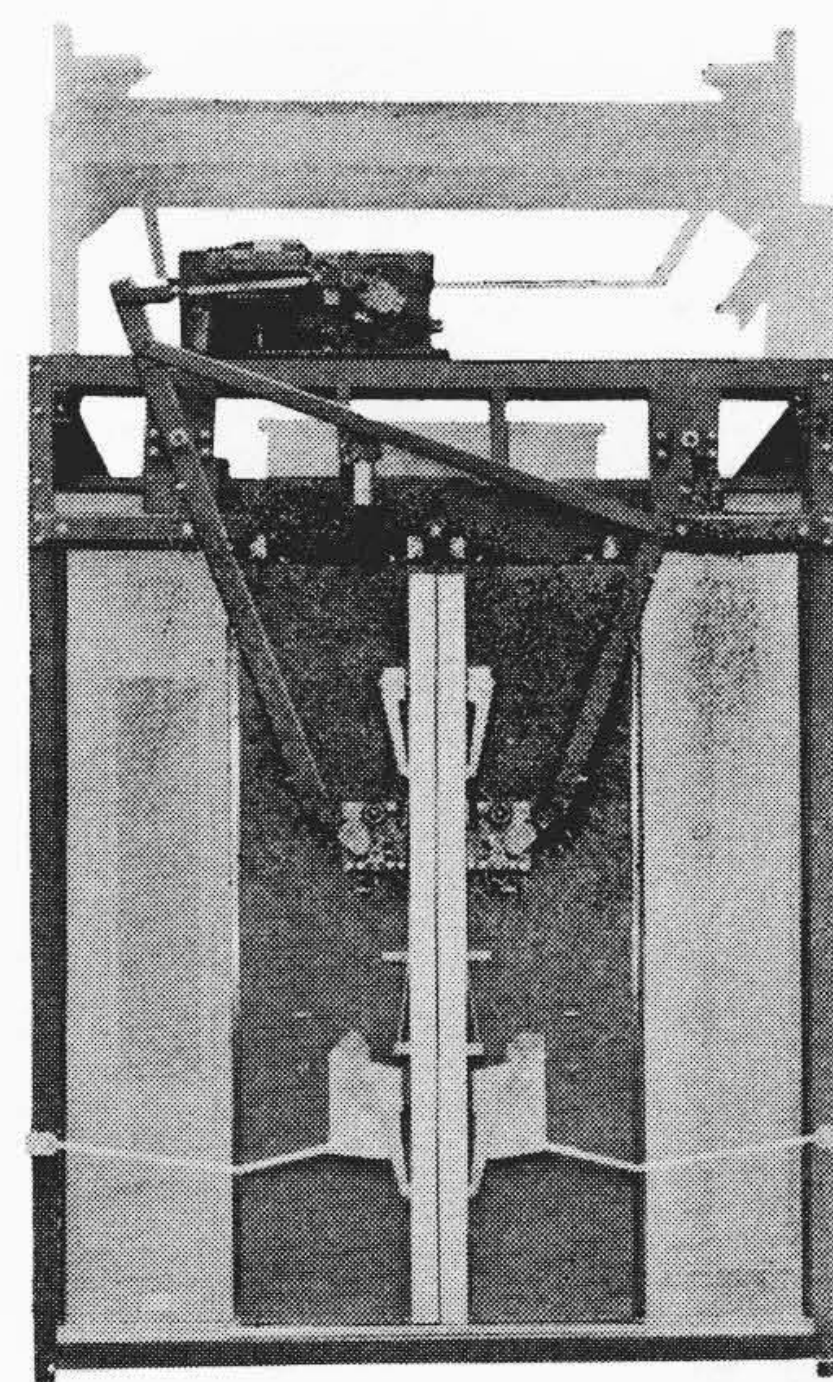
2.2 DM-D形電動ドア開閉装置

高級エレベータ用として開発された本装置⁽¹⁾は、開発以来、多くの改善が加えられ、エレベータ電動ドア開閉装置としての特質を十分満足するものである。第1,2図はその開閉装置である。

駆動部は、電動機と騒音の少ないウォーム歯車減速機を、伝達機構部としては、てこクラック機構と開き方向にすべるドアのすべり子回転機構の組合せとからなっている。



第1図 DM-D形電動ドア開閉装置ハッチドア



第2図 DM-D形電動ドア開閉装置ケージ側正面

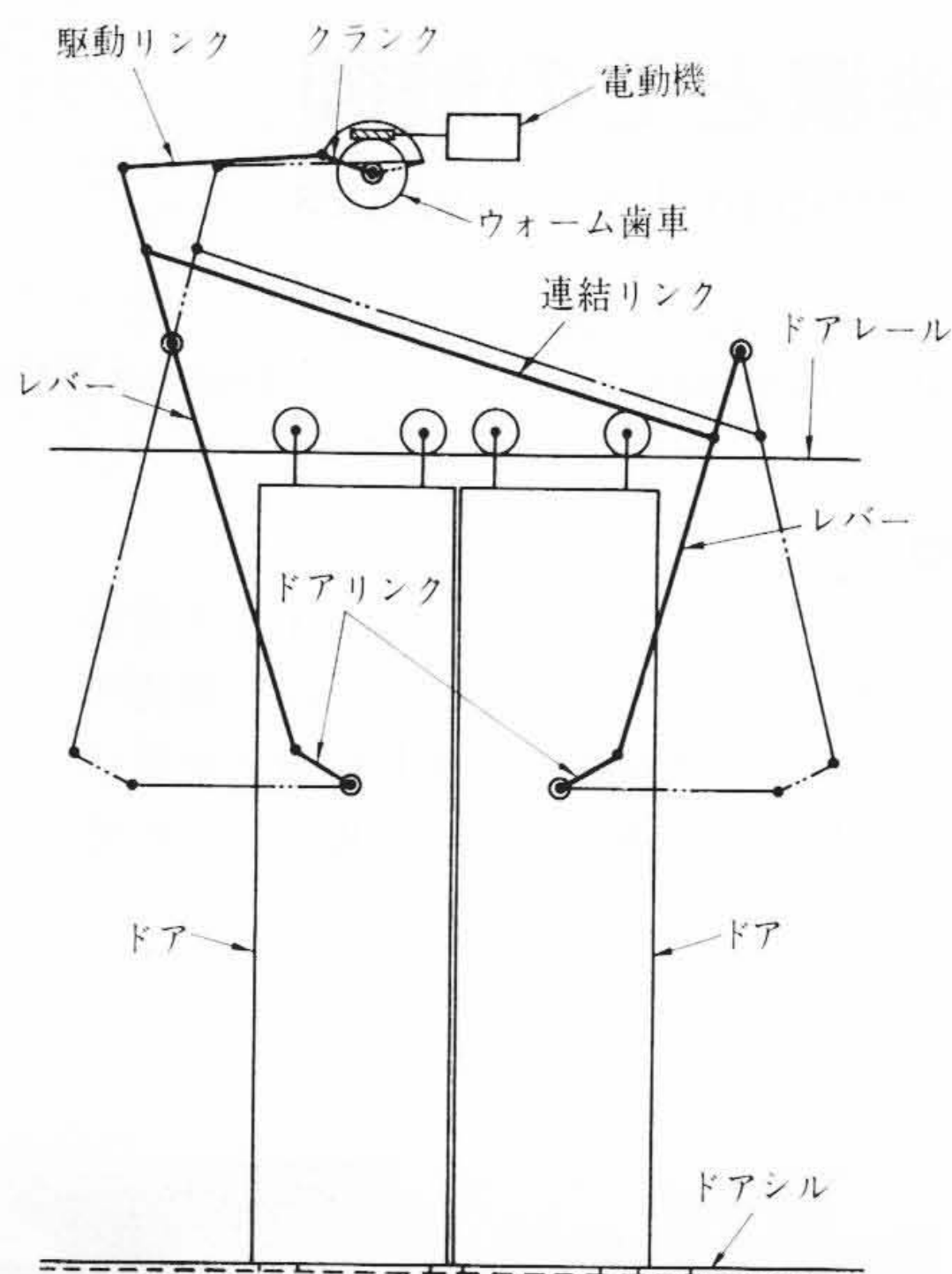
3. ドア開閉機構の解析

3.1 リンク動作

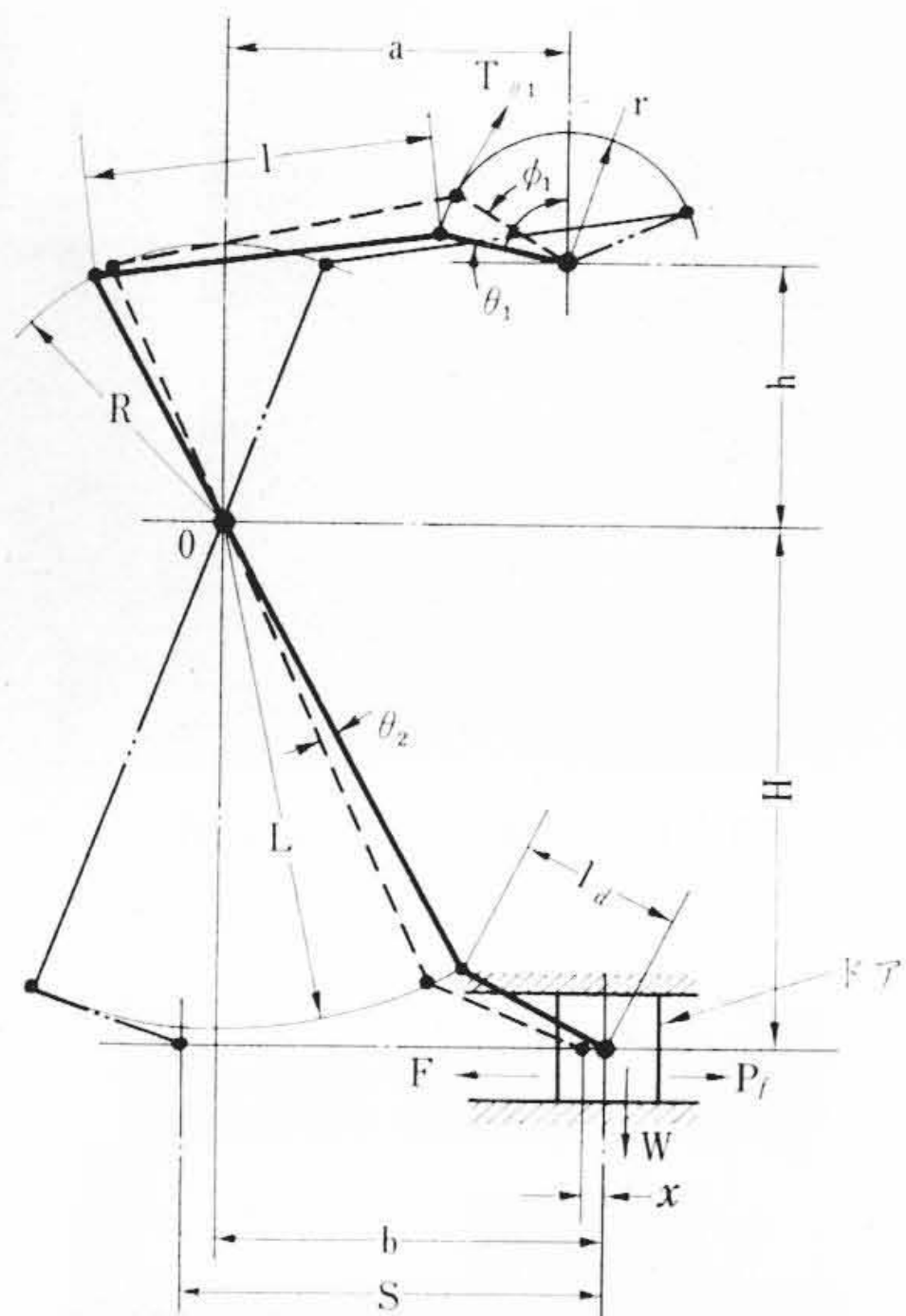
第2図に示したドア開閉装置のケージドアの伝達リンク機構を簡略すると第3図のようになる。

ここで左右のドアはそれぞれ対称のドアリンク・レバーで駆動さ

* 日立製作所水戸工場



第3図 開閉機構図



第4図 リンク機構の動作解析

れ、左側のドアに対し右側のドアは連結リンクによりほぼ同じ動作をする。またハッチドアはケージドアに係合し一体となって動作するので機構の解析には近似的に、ケージドアの重量にハッチドアの重量を加算してもよいと考えられる。

以上の仮定のもとに第3図をさらに単純化し、第4図のとおりリンク機構の動作を解析した。同図でレバー支点0より上の部分は「てこクランク機構」、下の部分は「かたよりすべり子回転機構」として考えられる。

3.2 リンク関数

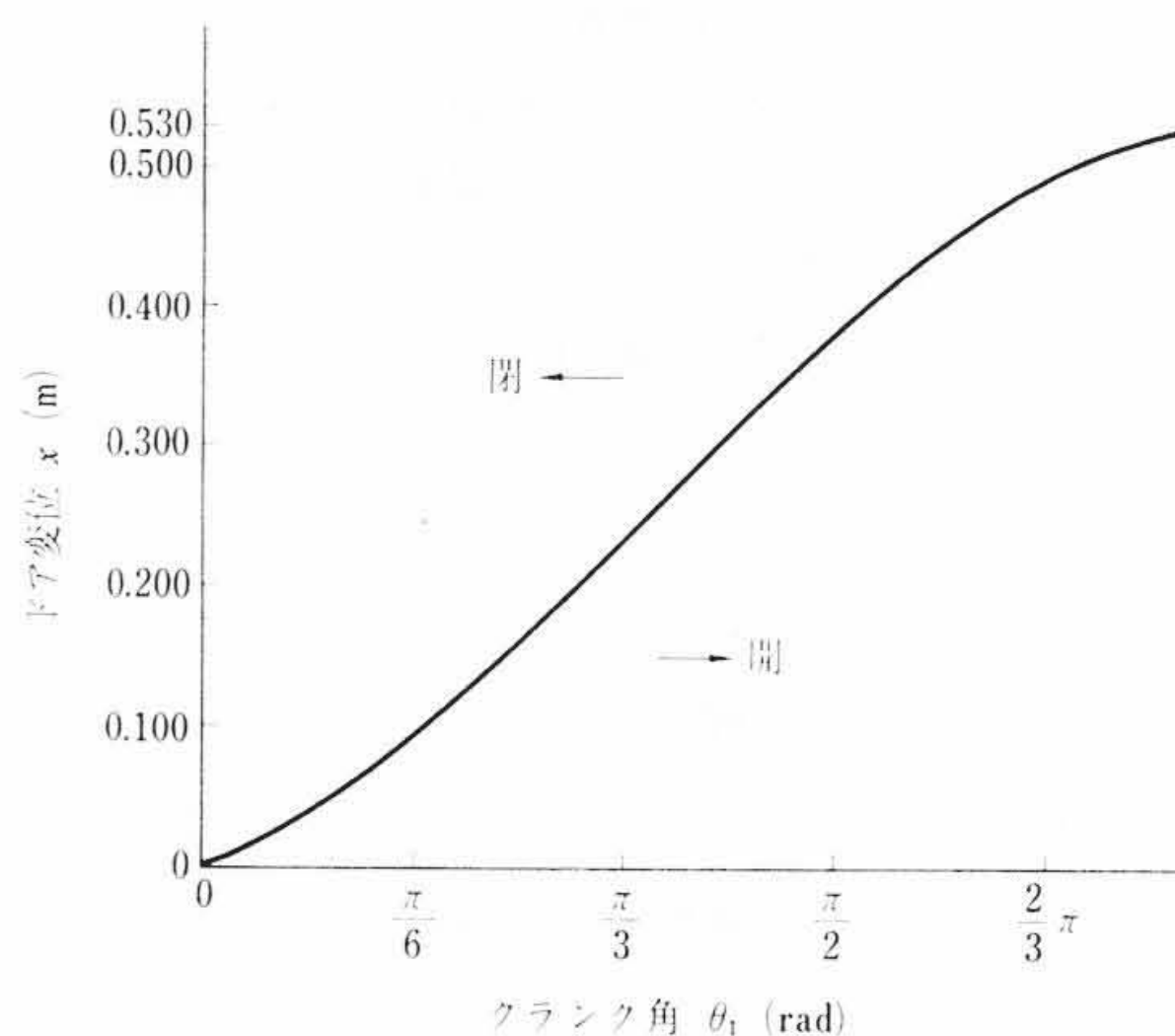
第4図においてドア変位 x とクランク回転角 θ_1 との関係を求めると近似的に、

$$x = b - L \sin \left[\cos^{-1} \left\{ \frac{r}{R} \cos (\phi_1 - \varepsilon - \theta_1) + K \right\} - \varepsilon \right] - \sqrt{l_a^2 - \left[H - L \cos \left[\cos^{-1} \left\{ \frac{r}{R} \cos (\phi_1 - \varepsilon - \theta_1) + K \right\} - \varepsilon \right] \right]^2} \quad (1)$$

ここに

第1表 リンク機構の定数

記号	実数値	記号	実数値
H	1.10 (m)	R	0.42 (m)
h	0.40 (m)	L	1.09 (m)
a	0.57 (m)	l	0.61 (m)
b	0.46 (m)	l_a	0.12 (m)
S	0.53 (m)	ϕ_1	1.14 (rad)
r	0.12 (m)		



第5図 リンク関数曲線

$$\varepsilon = \tan^{-1} \left(\frac{a}{h} \right)$$

$$K = \frac{l_a^2 - (a^2 + h^2) - (r - R)^2}{2 \cdot R \sqrt{a^2 + h^2}}$$

で与えられる。

(1)式はクランク角に対するドア変位の関係を示すもので、リンク機構の特性を知るための基本となる重要な関係式である。

これを

$$x = L(\theta_1) \quad (2)$$

と表わして「リンク関数」と呼ぶことにする。

第1表の定数により構成された出入口幅1.06mの中央開きドアの開閉機構について(1)式により計算したリンク関数の結果は第5図のとおりとなる。

3.3 リンク機構の運動方程式

クランクの回転仕事はリンク機構を介して、ドアの水平仕事に伝達される。

いま、リンク機構自体の摩擦抵抗と重量はドアのそれらに比べて無視できるものと考え、クランク回転仕事とドア水平仕事との間には、

$$T_{\theta_1} \cdot d\theta_1 = F \cdot dx = \left(\frac{W}{g} \cdot \alpha + P_f \right) \cdot dx \quad (3)$$

の関係式が成立する。

一方、(2)式のリンク関数を用いて、

$$\omega = \frac{d\theta_1}{dt} = \frac{d\theta_1}{dx} \cdot \frac{dx}{dt} = \frac{v}{\dot{L}(\theta_1)} \quad (4)$$

$$\alpha = \frac{d^2\theta_1}{dt^2} = \frac{d}{dt} \left(\frac{dx}{d\theta_1} \cdot \frac{d\theta_1}{dt} \right) = \ddot{L}(\theta_1) \omega^2 + \dot{L}(\theta_1) \frac{d\omega}{dt} \quad (5)$$

ただし、

$$\frac{dx}{d\theta_1} = \dot{L}(\theta_1), \quad \frac{d^2x}{d\theta_1^2} = \ddot{L}(\theta_1)$$

の関係式が得られる。

これらを(3)式に代入すると、

第2表 記号表 (その1)

記号	説明	単位
$T_{\theta 1}$	クランク軸の回転トルク	(kg-m)
F	ドアに作用する力	(kg)
W	ドアの重量	(kg)
v	ドアの速度	(m/s)
α	ドアの加速度	(m/s ²)
ω	クランクの角速度	(rad/s)
P_f	ドアの摩擦抵抗	(kg)
g	重力の加速度(=9.8)	(m/s ²)

$$T_{\theta 1} = \frac{W}{g} \left\{ \ddot{L}(\theta_1) \dot{L}(\theta_1) \cdot \omega^2 + \dot{L}(\theta_1)^2 \cdot \frac{d\omega}{dt} \right\} + P_f \cdot \dot{L}(\theta_1) \quad \dots\dots\dots (6)$$

となる。

(6)式はクランク軸に関するリンク機構の運動方程式である。

なお、以上の諸記号は第2表のとおりである。

4. 電動ドアの制御

4.1 ドアの開閉速度

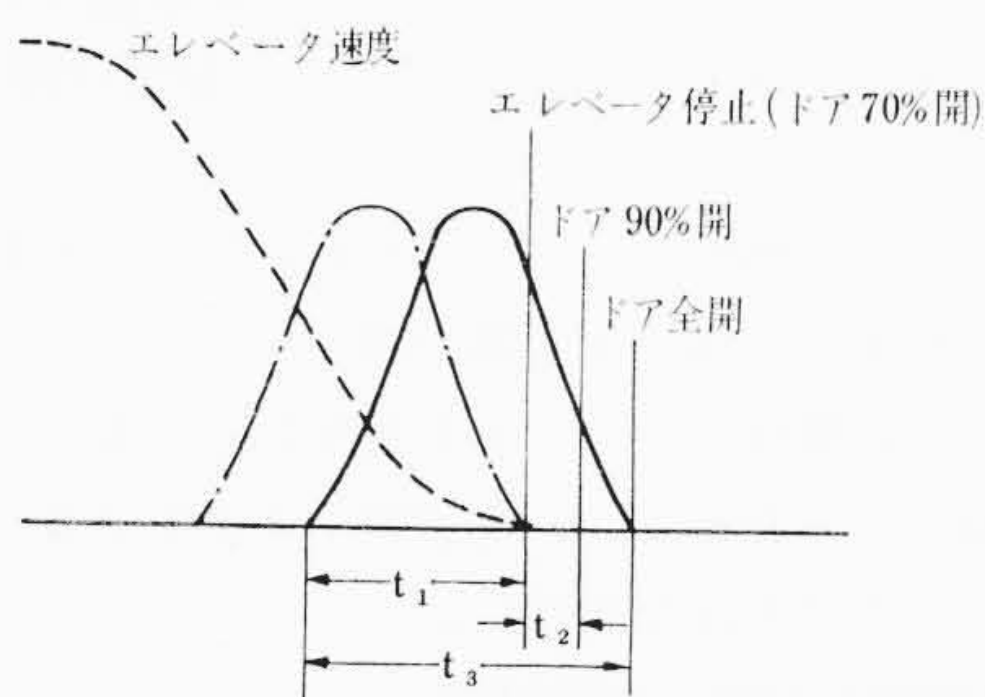
ドアの開閉速度は、エレベータの運転能率と密接な関係がある。特に高層用エレベータでは、各停止階でのドアの開閉時間がエレベータの一周時間に対する影響が大きくなる。

もちろん、ドアの開閉速度は安全性を考慮して許される範囲内で高められてはいるが、一方ドアの開閉速度を高くすると、必然的に力のふつりあいによりドアの動作が不円滑なものとなり駆動リンク、ドアレールに影響し、ドアの振動、騒音の原因となる。したがってドア開閉装置による安定した限界加速度内で加速しなければならない。DM-D形ドア開閉装置ではこの点を十分考慮し、限界加減速度は3~4 m/s²まで円滑な動作が得られる。

いま、第6図のようにドアの開閉動作をエレベータの運転と重ねてエレベータの着床150~200 mm前からドアを開きはじめ、着床時すでに70%のドアが開くようにすることでドアの開閉速度の能率を向上することができる。また乗客はエレベータの減速の度合を感じ、さらにドアの開きぐあいを眼で知り、降りる準備をし、エレベータが停止したとき歩きはじめると、90%ドアが開いた状態で出入口を通過できるようにドアの開き時機と、開閉速度を適切に選定している。最近の高速エレベータは安定した着床時の低速が得られること、着床精度が向上したことなどから、同図の一点鎖線で示したようにさらにドアの開き時機を早めてエレベータの停止とともにドアを全開し、開閉動作を安全かつ高速エレベータにふさわしいスピーディ感を乗客に与えている。

ドアを閉じる場合は、万一乗客がドアに触れることを考慮に入れ、安全のため開き速度より閉じ速度をいくぶん低くしている。

以上の諸点を考慮して定めた中央開き電動ドアの開閉時間を第3表に示した。



第6図 ドア開き時機説明図

第3表 ドア開閉時間 (単位: S)

出入口幅 (mm)	750~1,000	1,000~1,300	1,300~1,600
開き	1.5~2.0	2.0~2.5	2.5~3.0
閉じ	2.0~3.0	3.0~3.5	3.5~4.0

第4表 電動機仕様

TYPE	kW	VOLT	AMP	POLE	rpm
TO-S	0.45	80	8.6	2	900

4.2 駆動電動機

すでに述べたとおり、ドアはケージドアの開く動作でハッチドアを係合し開閉動作を行なっているため、ドアの開きははじめおよびしまり終わりに低い速度が必要である。この始端の速度が高いと、ケージドアとハッチドアの係合装置にふぐあいを与えて、両ドアの騒音ならびに振動の原因となる。そのために電動ドアでは低速でも安定した速度特性が得られ、迅速な正逆転が容易である直流分巻電動機を駆動電動機としている。

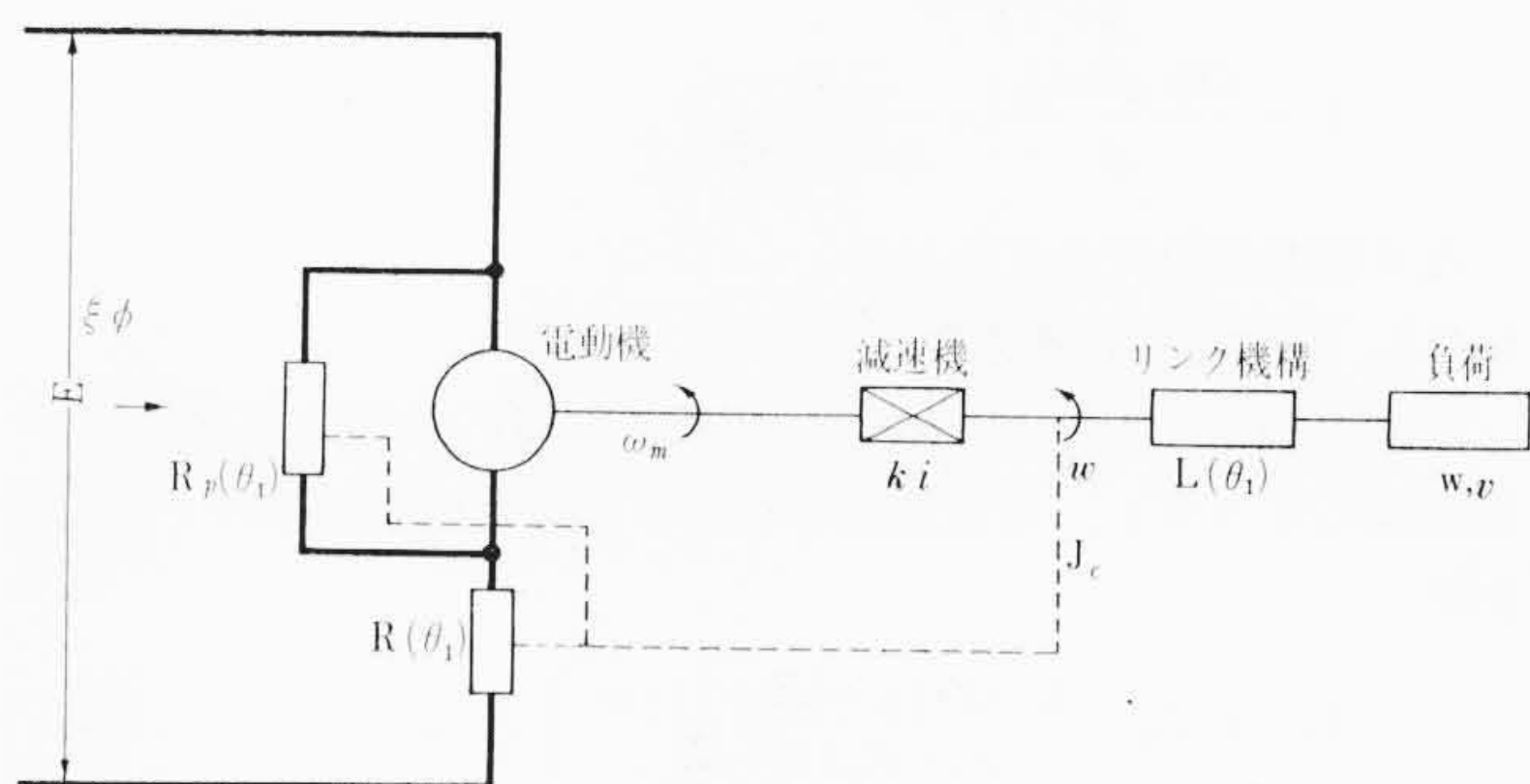
電動機の容量はドアの大小によって定められているが、第4表に電動機の仕様の一例を示した。

5. 制御系の解析

前章でエレベータ電動ドアの速度について述べたが、これとすでに解析したリンク機構の特性に従って適切な速度制御を選定しなければならない。そのためには制御系について解析し、系の特性を知る必要がある。

5.1 制御系の解析

駆動電動機の回転は減速機を介し、クランク軸に接続され、リンク機構に伝達される。第7図は制御系を示している。リンク機構の解析はクランク軸について行なっているため、以下の制御系の解析もすべてクランク軸を中心に行なった。なお式中に用いられた諸記号は第5表のとおりである。



第7図 電動ドア制御系

第5表 記号表 (その2)

記号	説明	単位
J_c	駆動側のクランク軸回り慣性モーメント	(kg-m ²)
T_m	電動機駆動トルク	(kg-m)
T_b	電動機制動トルク	(kg-m)
$\varepsilon\phi$	電動機主界磁束係数	(kg-m/A)
$\varepsilon\phi'$	電動機主界磁束係数	(VS/rad)
E	電動機印加電圧	(V)
r_a	電動機電機子抵抗	(Ω)
$R(\theta_1)$	電機子回路直列抵抗	(Ω)
$R_p(\theta_1)$	電機子回路並列抵抗	(Ω)
k	減速機の減速比	—

5.1.1 特性方程式

駆動電動機の方巻界磁は一定励磁とし、電機子回路のリアクタンスを無視すると、クランク軸回りの電動機駆動トルクは次式で与えられる。

$$T_m = k \cdot \xi_\phi \left(\frac{E - k \cdot \xi_\phi' \cdot \omega}{R(\theta_1)} \right) \dots\dots\dots (7)$$

次に運動方程式は、

$$T_m - T_{\theta_1} = \left(\frac{J_c}{g} \right) \frac{d\omega}{dt} \dots\dots\dots (8)$$

であるから(6)式と(7)、(8)式より、

$$\begin{aligned} & \frac{1}{g} (W \dot{L}(\theta_1)^2 + J_c) \cdot \frac{d\omega}{dt} + \frac{W}{g} \ddot{L}(\theta_1) \cdot \dot{L}(\theta_1) \omega^2 \\ & + \frac{\xi_\phi \cdot \xi_\phi'}{R(\theta_1)} \cdot k^2 \cdot \omega - \left(\frac{\xi_\phi}{R(\theta_1)} \cdot kE - P_f \cdot \dot{L}(\theta_1) \right) = 0 \end{aligned} \dots\dots\dots (9)$$

となる。

(9)式は、ドア制御系のクランク軸についての特性方程式である。この式は複雑な非線形微分方程式で、一般的な解は容易に得られない。しかし、クランク角 θ_1 の区間を細分し、(2)式のリンク関数を近似的に線形化して、

$$L(\theta_1) = \alpha\theta_1 + \beta \quad (\theta_k < \theta_1 < \theta_{k+1}, \quad k=0, 1, \dots, n) \dots\dots\dots (10)$$

とおくことにより(9)式は、

$$\begin{aligned} & \frac{1}{g} (W \alpha^2 + J_c) \cdot \frac{d\omega}{dt} + \frac{\xi_\phi \cdot \xi_\phi'}{R} \cdot k^2 \cdot \omega \\ & - \left(\frac{\xi_\phi}{R} \cdot k \cdot E - P_f \cdot \alpha \right) = 0 \dots\dots\dots (9)' \end{aligned}$$

ただし

$$R(\theta_1) = R$$

となり、その解は容易に、

$$\omega = \omega_\infty \left(1 - e^{-\frac{t}{T}} \right) \dots\dots\dots (11)$$

ただし

$$\begin{aligned} \omega_\infty &= \frac{\xi_\phi \cdot k \cdot E - P_f \cdot \alpha \cdot R}{\xi_\phi \cdot \xi_\phi' \cdot k^2} \\ T &= \frac{(W \alpha^2 + J_c)}{g} \cdot \frac{R}{\xi_\phi \cdot \xi_\phi' \cdot k^2} \end{aligned}$$

となり指数関数で与えられる。

5.1.2 制動時の特性方程式

円滑な制動を行なうために、電機子回路に並列抵抗 $R_p(\theta_1)$ を制動時にそう入し、発電制動を行なうと電動機制動トルクは近似的に、

$$T_b = k \cdot \xi_\phi \left\{ \frac{E - k \cdot \xi_\phi' \cdot (R+1) \cdot \omega}{r_a + R_p(\theta_1) \cdot R} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

ただし

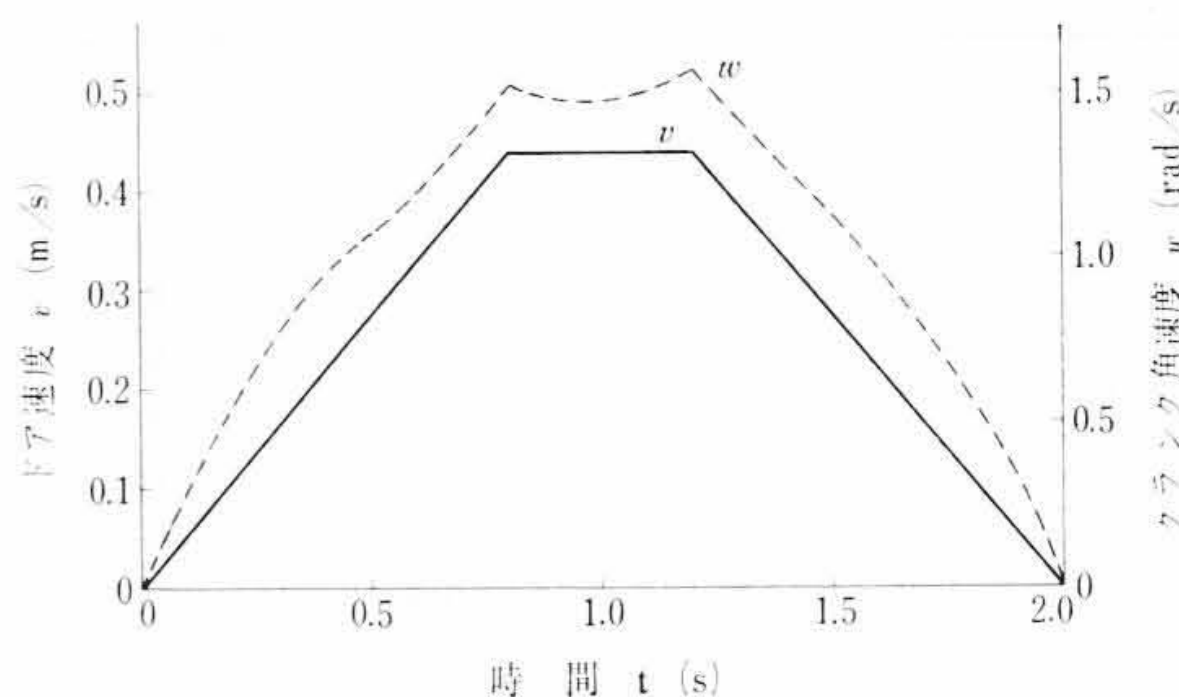
$$R = \frac{R(\theta_1)}{R_p(\theta_1)}$$

となり $R > 1$ なる条件が満足すれば、 $T_b < 0$ となり発電制動力が得られる。

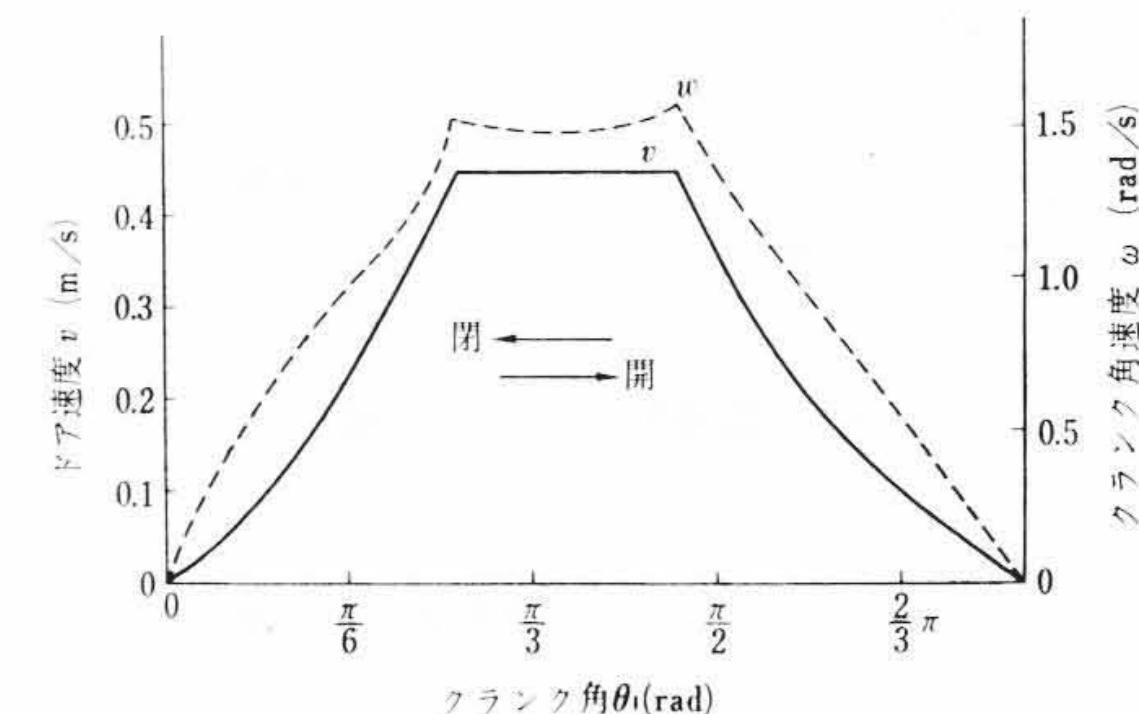
したがって(12)式を(7)式の代わりに用いれば、制動時の特性方程式を求めることができる。

5.2 制御系の特性

従来、この電動ドアの制御系は多くの複雑な要素をもっているため十分な解析がなされていなかったし、また同種の問題について論述した文献も見当たらない。これは今回の解析でも制御系の特性方程式が複雑な非線形微分方程式で示されることから、その理由が



第8図 ドア速度曲線 ($t-v$, $t-\omega$)



第9図 ドア速度曲線 (θ_1-v , $\theta_1-\omega$)

うらづけられる。しかし、制御系の解析により近似的ではあるが、系の特性の一部が明らかとなった。

5.2.1 ドア速度とクランク角速度

ドアの開閉速度はあらかじめ定められ、速度曲線は時間に対してほぼ台形波状にプログラム制御されている。いま、ドアの速度曲線を理想的に台形波とすると、クランク軸の角速度は(4)式によりドア速度と比例しないで、第8図に示した点線のように複雑な変化をする。特にドア速度の一定な部分でクランク機構により角速度がわん曲している点が注目される。この関係をリンク関数を用いて時間軸をクランク角 θ_1 に変換すると第9図のとおりとなる。この図よりクランク角速度はかなり変化し、しかも左右非対称であることがわかる。

このことから駆動電動機は開方向と閉方向の回路を別にし、おのおの異なった速度制御を行なう必要がある。またドア速度は時間に関係なくクランク角 θ_1 により制御できる。この場合、クランク角の中央部で角速度に変化を与えるため、加速途中で電動機トルクを減少しなければならない。

5.2.2 ドアの慣性と加速特性

(9)式によると制御系の慣性モーメントは、

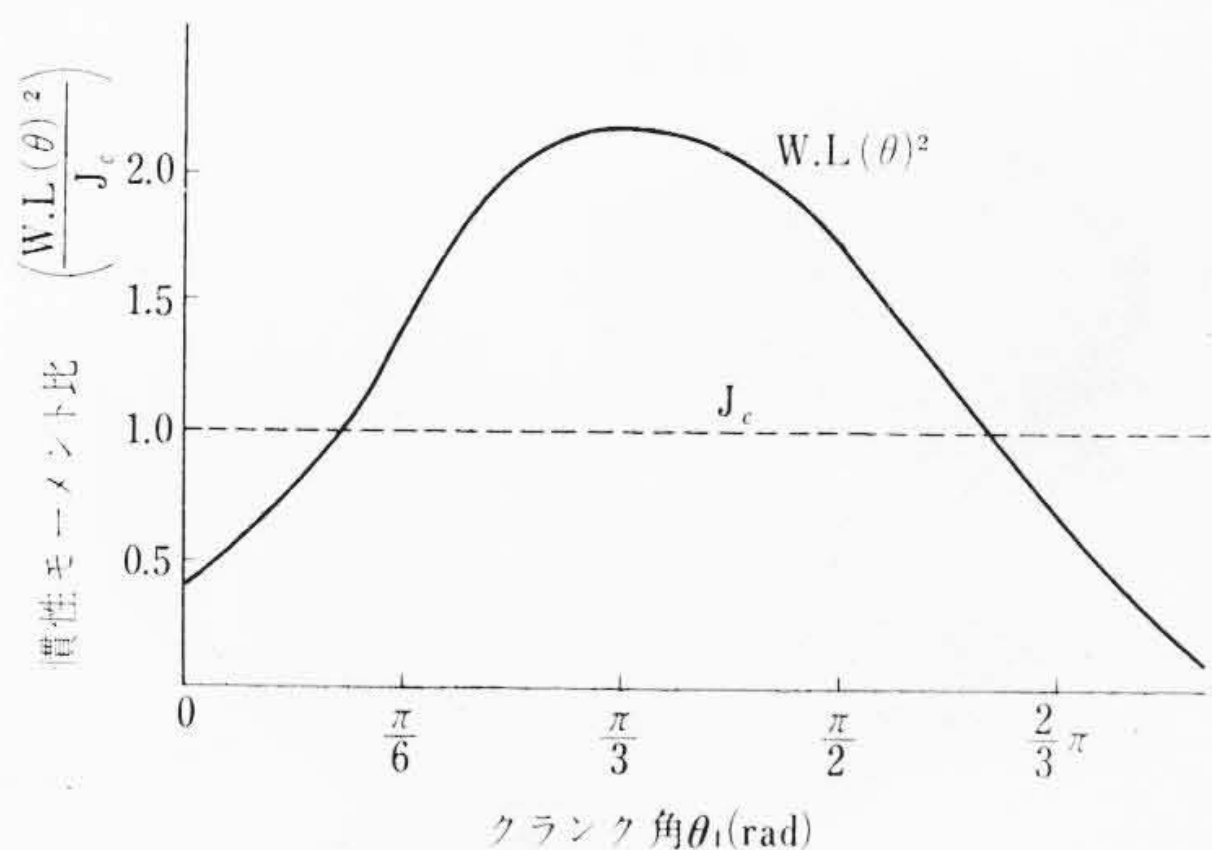
$$\frac{1}{g} (W \dot{L}(\theta_1)^2 + J_c)$$

であることがわかる。ここで $W/g \cdot \dot{L}(\theta_1)^2$ はドアの慣性モーメントとなるが、この値がリンク関数によって変化することがこの制御系の大きな特長である。今回、解析した第1表による中央開きドアについて、ドアの慣性モーメントと、駆動側のクランク軸回りの慣性モーメント J_c との比を計算した。結果は第10図のとおりとなる。

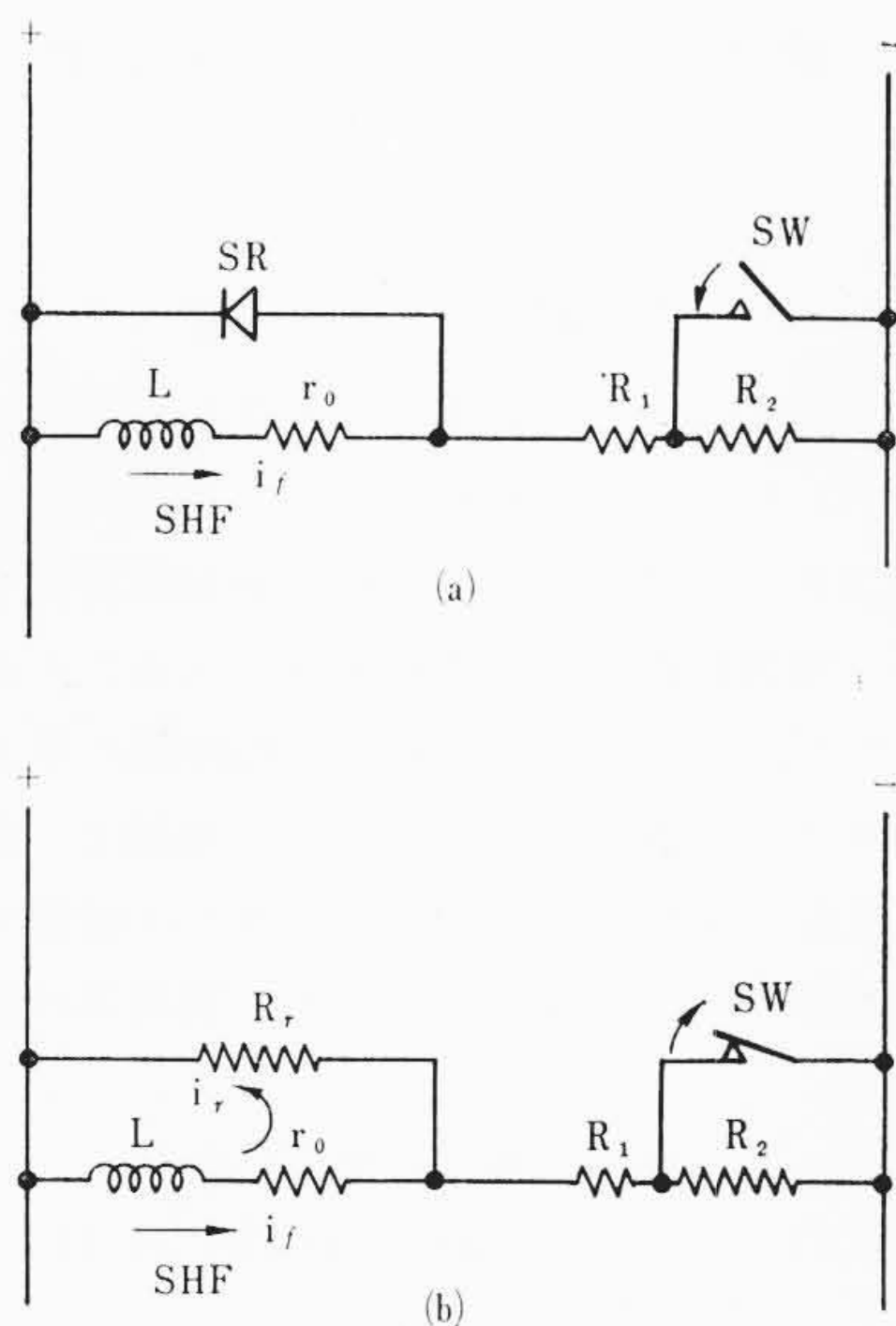
同図によりドアの慣性モーメントが J_c に比べて0.4~2.2倍の間で変化し、しかも開き端、閉じ端で減少している。したがって加減速途中でドアの慣性モーメントが変化しているので、円滑なプログラム制御をするためには、電動機トルクをクランク角に従って適正に変化しなければならない。

5.2.3 界磁制御と起動、制動特性

(7)式において電動機の界磁束は一定と考えたが、界磁束の値



第10図 慣性モーメント特性

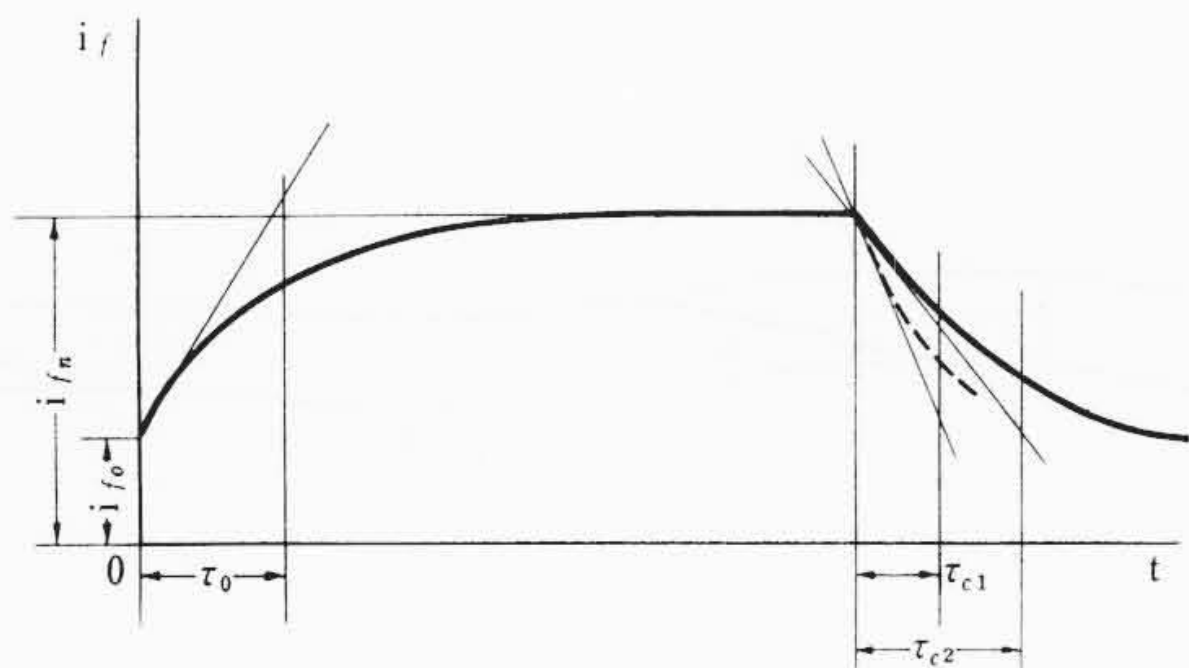


第11図 界磁制御説明図

を変化すれば電動機トルクを変えることができる。特に前節で述べたとおりドアの両端において慣性モーメントが小さいため、加減速度を大きくとることは好ましくない。このために、加減速時の電動機トルクを電機子回路の直・並列抵抗のみで加減する制御方式はノッチ数を増加し、制御装置を複雑にするので得策ではない。

いま第11図のとおり分巻界磁 SHF に直列抵抗 R_1 , R_2 を接続し、開閉動作指令でスイッチ SW を閉じたとする。

界磁線輪の自己インダクタンス L と内部抵抗 r_0 により界磁電流 i_f はよく知られているとおり時定数、 $\tau_0 = L/r_0 + R_1$ をもって指数関数的に増加する。また停止指令によりスイッチ SW を開き直列抵抗 R_2 を再びそう入すると界磁電流は時定数 τ_{c1} にて減少する。この場合、界磁線輪に並列に半導体 SR を接続することで SR の順方向抵抗により放電回路ができるため界磁電流の減少時の時定数 τ_{c2} は増加する。したがって制御時の電動機トルクを有



第12図 界磁電流特性

効に利用できて、最終的に電機子回路を低抵抗で短絡することにより、機械的な制動ブレーキを省略することができる。第12図に界磁電流の特性を示した。

このように界磁電流が指数関数的に増減するので、(11)式の $\xi\phi$, $\xi\phi'$ を変化し、ドア速度を制御できる。したがって界磁回路の時定数が適切であればノッチ数を増加することなく、円滑にドアを制御することができる⁽²⁾。

6. 制御方式

前章で解析した制御系の特性に最も適切な制御方式を開発し、最近のエレベータの電動ドアにすべてそれを採用している。

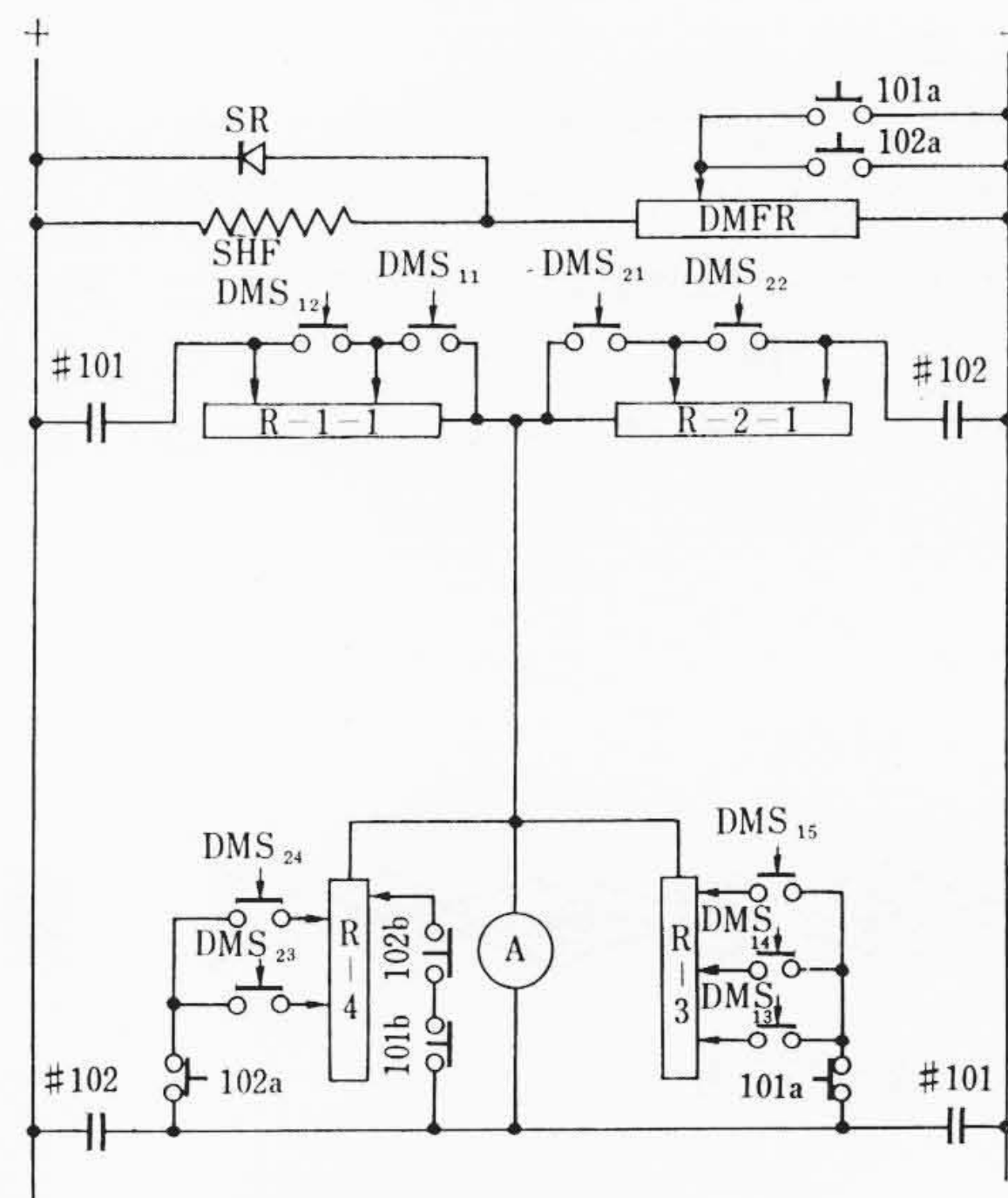
駆動電動機に分巻界磁の時定数を利用し、加減速のプログラム制御は電機子回路の直・並列抵抗をクランク角に応じて動作するカムスイッチを最小限に多段制御することにより迅速・円滑な速度特性を得ている。また電動機の正逆転は制御系の特性上回路を分離することにした。

6.1 制御回路

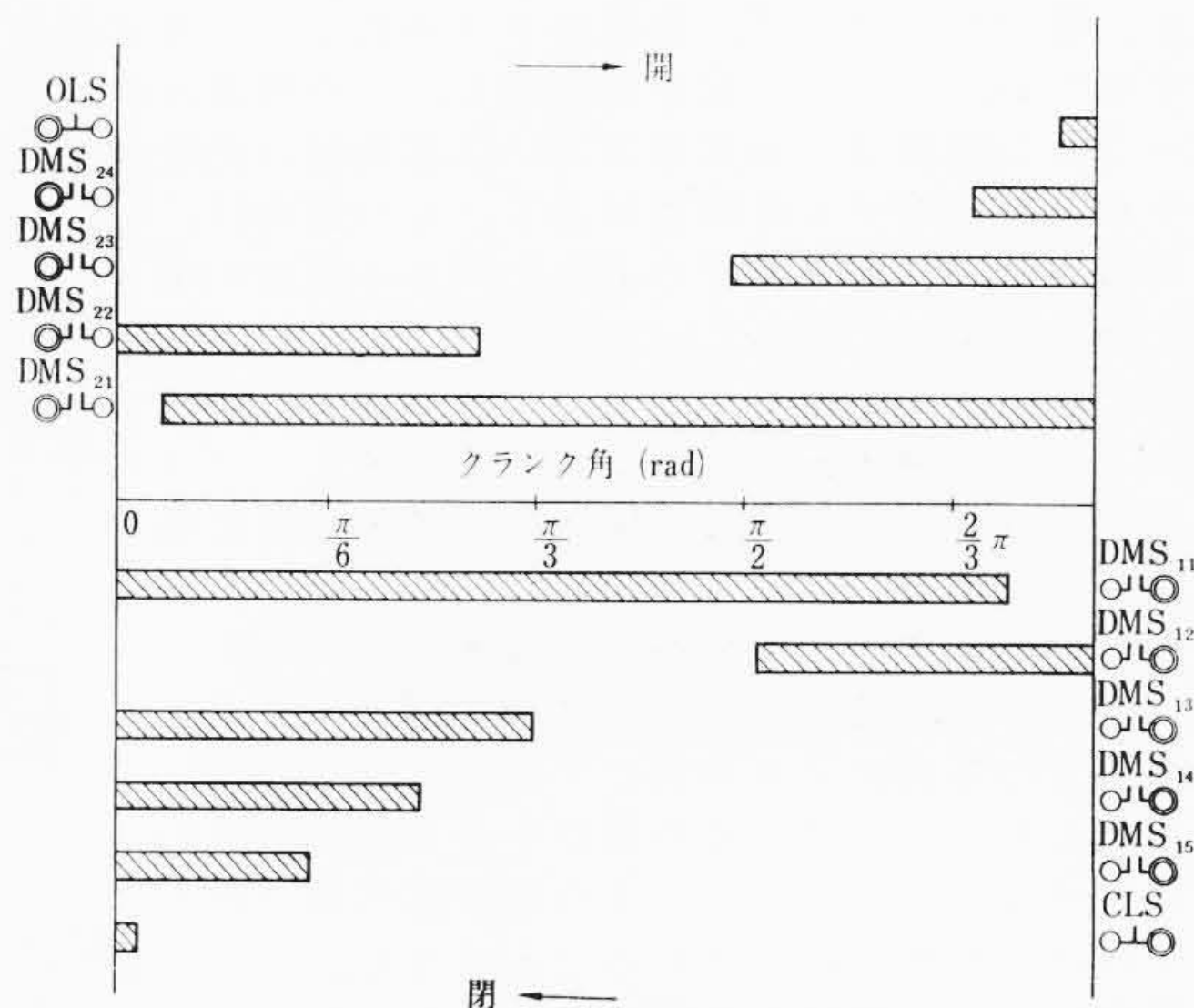
第13図に駆動電動機の制御回路を示す。

駆動電動機にはさきに述べたとおり直流分巻電動機を使用している。分巻界磁線輪 SHF は半導体 SR とともに界磁直列抵抗 DMFR に接続され、抵抗の一部は接点 101a, 102a により界磁制御される。電機子 A は加減速抵抗 R-1~R-4 と開閉接触器 #102 または #101 により電源に接続されている。

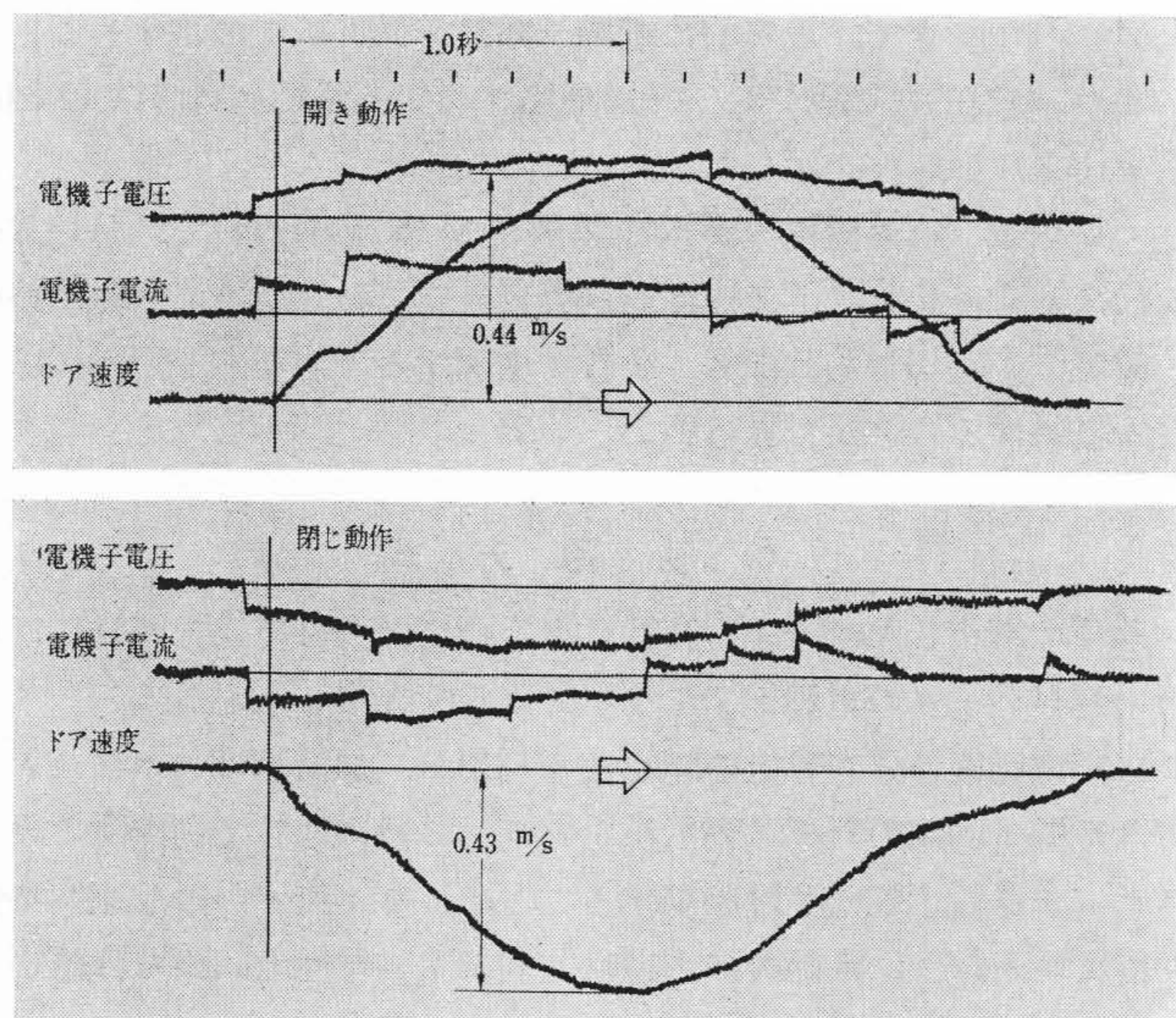
加減速抵抗はクランク角と対応して動作するカムスイッチ DMS



第13図 電動ドア制御回路



第14図 カムスイッチ展開図



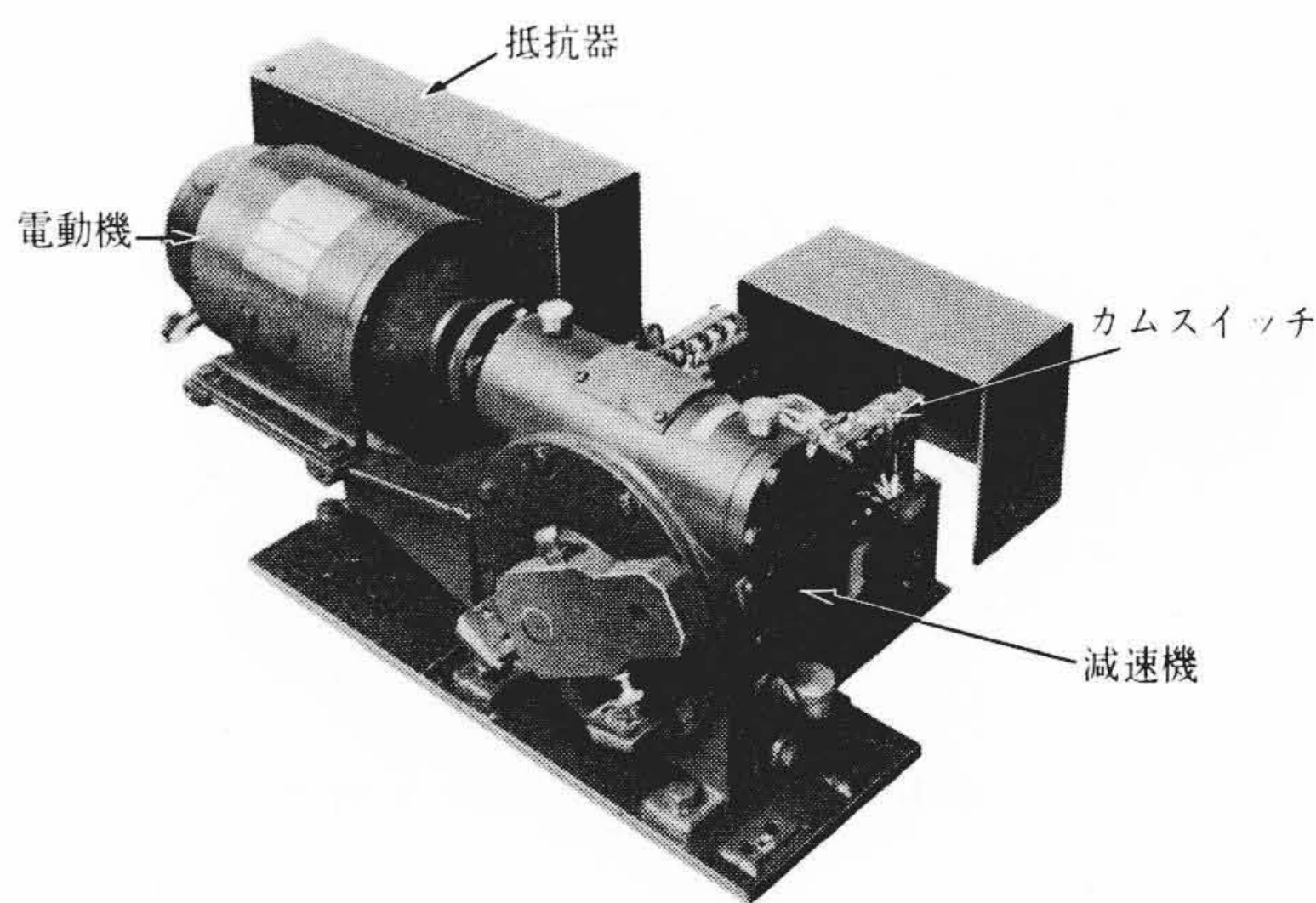
第15図 開閉動作のオシログラム

により順次制御される。第14図はカムスイッチの展開図である。

ドアの速度はカムスイッチの位置、抵抗値を変えることで任意に調整できるが、とくに加速中に電動機トルクを減少する必要があるのでカムスイッチ DMS₁₂, DMS₂₂ により抵抗の一部を加速中に増加している。停止時は電動機回路を低抵抗で短絡し、発電制動回路で電氣的ブレーキ作用を得ている。第15図は開閉動作のオシログラムである。

6.2 制御装置

制御装置はドアの速度調整、保守点検などの面から開閉装置に近い場所に設ける必要がある。したがって駆動電動機、カムスイッチおよび抵抗器を含めて駆動装置と一体にまとめた。第16図は制御装置と駆動装置が一体となっていることを示している。この制御装置は新制御方式によりカム数を減少し、従来のものより2/3程度に小形化することができた。



第16図 制御装置と駆動装置

7. 結 言

電動ドアの制御については従来より十分なる理論的解析がなされていなかった。しかし今回の解析によりドア制御系の特性を近似的であるが解明できたので、それに適切な新制御方式を開発し、制御回路の単純化、制御装置の小形化の実現をみることができた。すでに何度も述べたが、2～3秒のきわめて短時間に与えられた諸性能を満足したプログラム制御を行なうドアの制御は、非線形要素を多く含んだ過渡現象の連続であり、厳密な解析は困難である。

本論文が、複雑なリンク機構をもつ他の制御系の解析に参考になれば幸いである。

参 考 文 献

- (1) 高橋, 及川: 日立評論 41, 530 (昭 34-4)
- (2) 実用新案: 実 729627 号
- (3) 林ほか: 機構学 (日本機械学会発行)
- (4) 酒井, 山腰: 昭和 34 年電気 4 学会連合大会予稿
- (5) 広瀬, 猪狩: 電動力応用 (コロナ社発行)



特 許 の 紹 介



特許第428277号

斎藤哲夫・大和和夫
杉山正夫・永野宏郎

負荷サイクルによる伸縮移動防止可能な電線・ケーブル

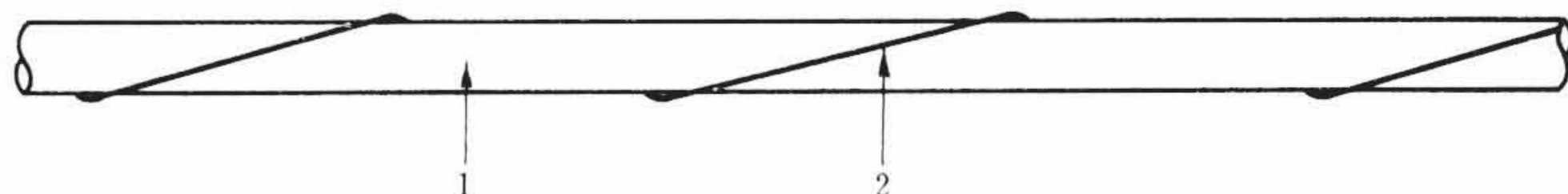
一般に、電力ケーブルは、負荷サイクルによって導体温度が上昇下降をするため、ケーブル自体が伸縮し、この異常な機械的ストレスがケーブルの接続部、端末部あるいは屈曲部の絶縁体や鉛被に加わり、それらが破壊する危険性がある。この傾向は、大サイズの導体、熱膨張係数の大きいアルミ導体の場合、特に著しいものである。

この発明は、上記のような問題点を一掃するためになされたもので、第1図に示すように電線・ケーブル1の外周に、ロングピッチで鉄線などの補強体2を巻きつけたものである。

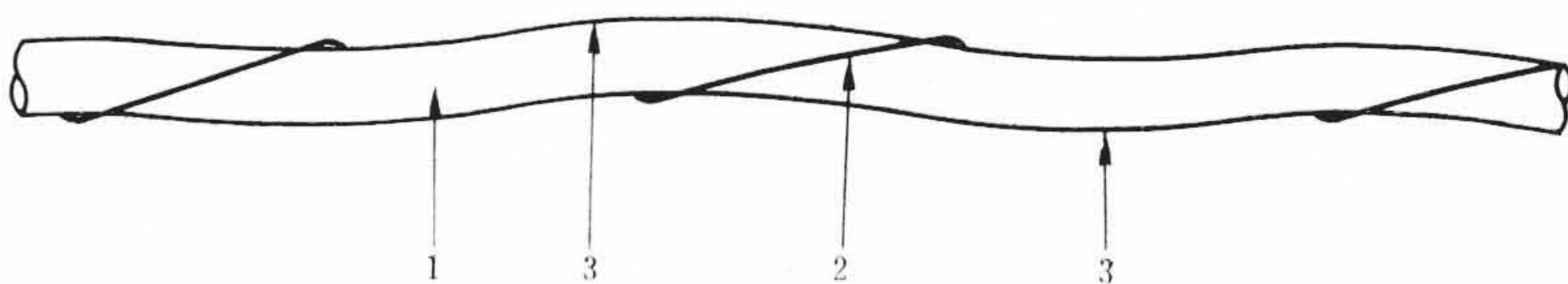
このように構成するこの発明の電線・ケーブルによると、ケーブル1が伸張したときは第2図に示すように、補強体2の存在により自然にケーブル1がスネーキングを起こし、ケーブル1の伸びを全長にわたり均等に分散させるから、ケーブル1の端末部が飛び出るなどの欠点は、未然に防止されることになる。

この発明によると簡単な手段により、ケーブルに一

様にスネークを生じさせることができるから、特に管路内に引き入れた電線・ケーブルの伸縮による移動防止ならびに保守上きわめて効果がある。(斎藤)



第1図



第2図