

# 油圧式エレベータの振動とその制振法

## Vibration and It's Suppression of the Oil Hydraulic Elevator

一 柳 健\* 竹ノ下 光明\* 伊藤 則道\*\*  
 Ken Ichiryū Mitsuaki Takenoshita Norimichi Itō

### 要 旨

わが国において油圧式エレベータは現在開発期にあるが、日立製作所においては油圧式乗用エレベータの開発に成功し、その利点を生かして各種のビルに納入している。油圧式エレベータは油圧により、かごを上下動せしめるもので駆動装置を任意の場所に設置することができ、スペースファクタが良く、低ストロークの昇降には最適である。しかし各種の外乱により油の圧縮性に基づく振動が発生、乗心地を悪くする場合がある。本論文は油圧式エレベータの起動、停止および走行中の振動発生原因と、その制振法(特許出願中)について述べている。

油圧式エレベータはプランジャとかごを直接結合した直接形と、プランジャにかごをロープまたはチェーンにより支持させプランジャのストロークをかごで2倍に拡大する間接形とに分類される。一般に後者が多く用いられるが、振動的に問題が多いのでこれを対象として研究した。

本研究によりエレベータの振動は相当の程度除去され、きわめて乗心地の良いエレベータを実現することができた。

### 1. 緒 言

わが国において油圧式エレベータはまず自動車用として発達し始めたが、最近では乗用の分野にまで需要が拡大されたので、乗心地の改善が必要となった。本論文はエレベータの起動、停止および走行中の振動を防止する目的で行なわれた研究の成果を述べようとするものである。

制振法としては、とくにゴム袋式アキュムレータを油圧バルブとシリンダ途中の配管に適当な絞りを介してそう入する方法を考案し、それが有効であることを理論的に解析するとともに実験的に確認した。

実験は水戸工場内に設置された間接形油圧エレベータに全油圧駆動方式の制御バルブを組み込んで行なわれた。

### 2. 実験 方法

図1(A)に間接形油圧エレベータの概念図、図1(B)に実験に使用した油圧式エレベータの外観を示す。上昇は右下隅のパワー・ユニットから圧油をシリンダに送り込み、プランジャを上方向に押し上げることにより行なわれる。プランジャの先端にはプーリが設備され、一端を大地に、他端をかごに固定されたワイヤロープを押上げる。滑車の原理により、かごはプランジャの2倍のストロークで動くかわりにかご重量の2倍の力がシリンダに作用する。下降はかご重量によるいわゆる自動降下方式が採用されている。速度はバルブユニットの調圧弁付流量制御弁を絞って所定の値に調整される。油圧パワー・ユニットの仕様は流量200 l/min 圧力0~80 kg/cm<sup>2</sup>、ポンプはビッカース・ベーンポンプ、かご速度は35.4 m/min、かごストローク7.5 m、かご重量1 tである。

実験に使用した油圧バルブの油圧回路図を図2に示す。おもに上昇起動時を問題とするので、この場合に限ってバルブ動作を説明する。呼び指令がはいると同時にポンプは回転を始め、ドア・クローズの信号と同時にソレノイドバルブSV<sub>1</sub>が動作し、流量制御弁CS<sub>1</sub>が定速で閉方向に切換えられる。流量制御弁が閉じるにしたがって調圧弁PC<sub>1</sub>も閉じ方向に動作し、ポンプ圧が上昇して、チェックバルブCV<sub>1</sub>を開いてエレベータは加速する。

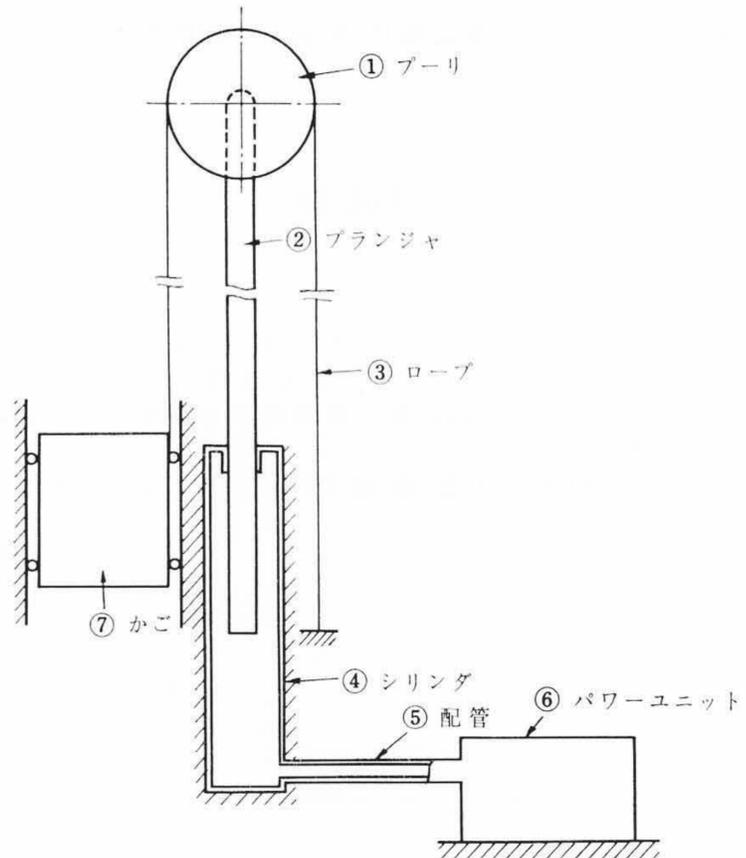
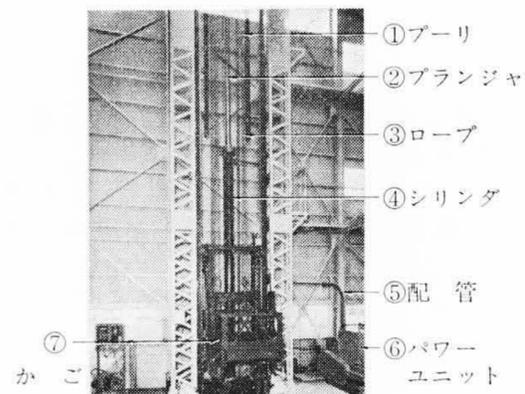


図1(A) 間接形油圧エレベータの構造概念図



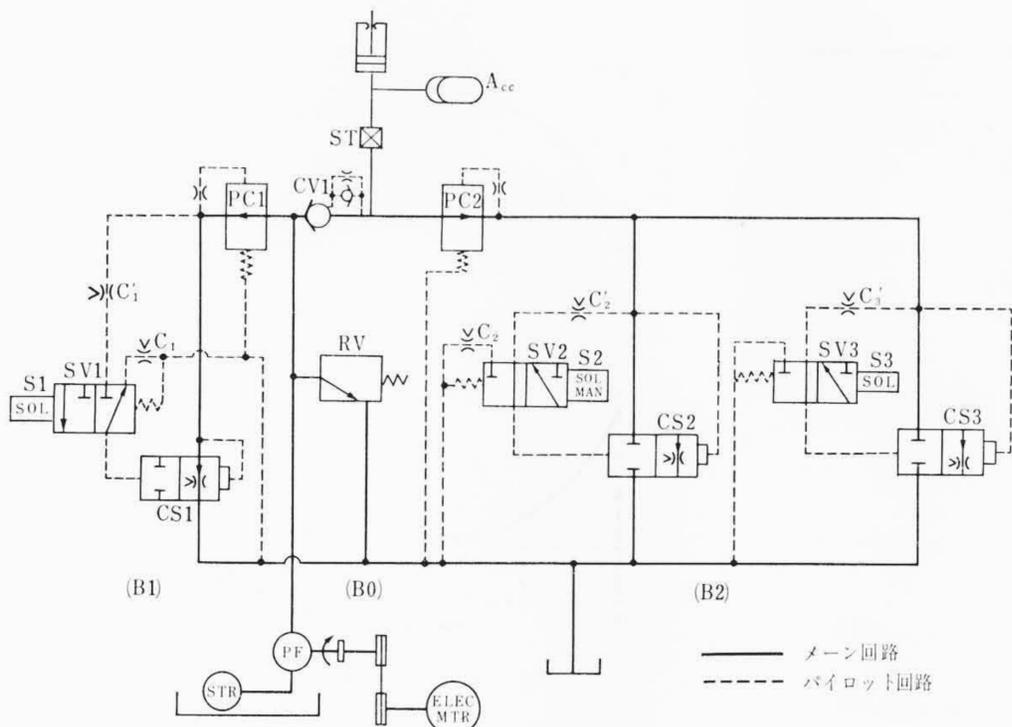
速度 35.4 m/min, ストローク 7.5 m.

図1(B) 実験用間接形油圧エレベータ

実験に使用したアキュムレータは容量1 l, 3 l, 5 lおよび10 lの4種類でN<sub>2</sub>ガスを封入せるブリーツ形で封入圧は主回路最低圧の90%以下に調整した。アキュムレータの取付状況を図3に示す。

\* 日立製作所日立研究所

\*\* 日立製作所水戸工場



CS1, CS2, CS3: 流量制御弁  
 PC1, PC2: 調圧弁  
 SV1, SV2, SV3: 電磁切換弁  
 RV: リリーフ弁  
 CV1: チェックバルブ  
 Acc: アクキュムレータ  
 PF: 定容積ポンプ

上昇時動作の説明: ポンプ回転開始がSV1をonするとCS1が閉方向に動きポンプ圧が上昇する。ポンプ圧が負荷圧より大きくなるとCV1が開いてエレベータは加速する。停止はSV1をoffしてCS1を開方向に動作させてポンプをアンロードするとともに適当なタイミングを経てSV3をonしてCS3を開き着床させる(B1 & B2ブロック作動)。下降動作はB2ブロックにおいてSV2をonしてCS2をある一定開度まで動かして全速降下をさせる。停止はSV2をoffしてCS2を閉じる(B2ブロック作動)。

図2 油圧バルブ回路図

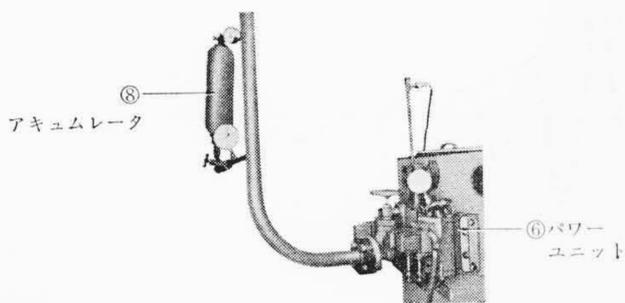


図3 アクキュムレータ 10 l を油圧エレベータ配管途中に入れた状況。⑧がアクキュムレータ

### 3. 理論的検討

#### 3.1 バルブの動作解析<sup>(1)</sup>

エレベータ上昇起動時について考える。振動発生原因として、ブリード回路の調圧弁付流量制御弁の開度が急に閉じ込むことによるものと、シリンダとプランジャ間のパッキングの摩擦特性によるものとの二つがある。ここでは振動の主原因であるバルブ動作に原因するものについて考察する。ブリード回路の調圧弁が動作し、チェックバルブが開きエレベータが加速される場合について図4にしたがい検討する。チェックバルブの質量を無視し一次遅れ要素と見なすと運動方程式は

$$F_0 = A_4(p - p_l) - A_4^2 \cdot R_c \dot{x} - Kx \dots (1)$$

チェックバルブを通過する流量は

$$q_2 = k_3 \cdot A_5(x) \cdot \sqrt{p - p_l} \dots (2)$$

ブリード回路を通過する流量は

$$q_1 = k_4 A_1(t) \cdot \sqrt{p} \dots (3)$$

シリンダ室の圧力変化の方程式ならびに流量連続の式は

$$q_2 - A_6 \dot{y} = \frac{V_0}{B} \dot{p}_l \dots (4)$$

$$q_0 = q_1 + q_2 \dots (5)$$

プランジャの運動方程式は

$$M \ddot{y} = A_6 p_l - Mg \dots (6)$$

ここに、 $F_0$ : チェックバルブの初期圧縮力 (kg)

$A_4$ : チェックバルブの受圧面積 ( $\text{cm}^2$ )

$p$ : ポンプ圧 ( $\text{kg/cm}^2$ )

$p_l$ : 負荷圧 ( $\text{kg/cm}^2$ )

$R_c$ : 流体抵抗 ( $\text{kg}\cdot\text{s/cm}^5$ )

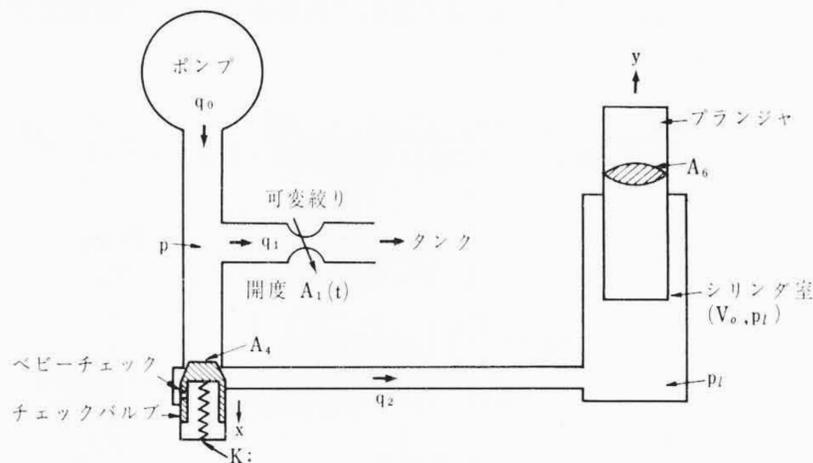


図4 エレベータ上昇起動時動作解析図、ブリード制御回路

$$C = A_4^2 \cdot R_c = 8\pi \mu l_c \left( \frac{A_4}{a_4} \right)^2 \text{ チェックバルブの減衰係数} \\ (\text{kg}\cdot\text{s/cm})$$

$\mu$ : 油の粘性係数 ( $\text{kg}\cdot\text{s/cm}^2$ )

$l_c$ : チェックバルブのベビーチェックの絞り部長さ (cm)

$a_4$ : ベビーチェックの開度 ( $\text{cm}^2$ )

$K$ : チェックバルブのばね定数 ( $\text{kg/cm}$ )

$k_3$ : チェックバルブの流量係数 ( $=k$ )

$A_5(x)$ :  $x$  の関数としてのチェックバルブの開度 ( $\text{cm}^2$ )

$x$ : チェックバルブのリフト (cm)

$k_4$ : 流量制御弁の流量係数 ( $=k$ )

$A_1(t)$ : 時間の関数としての流量制御弁の開度 ( $\text{cm}^2$ )

$A_6$ : プランジャ断面積 ( $\text{cm}^2$ )

$y$ : プランジャ変位 (cm)

$B$ : 油の体積弾性係数 ( $\text{kg/cm}^2$ )

$V_0$ : シリンダ室の油の体積 ( $\text{cm}^3$ )

$M$ : プランジャ質量 ( $\text{kg}\cdot\text{s}^2/\text{cm}$ )

$g$ : 重力の加速度 ( $\text{cm/s}^2$ )

(1)~(6)式にてブリード回路の開度  $A_1(t)$  がステップ状に減少すると仮定し、微小変化法により各式を展開し、ラプラス変換した変数を大文字で書くことにする。 $\beta_1$  をブリード回路の等価開度とすると、(1)~(6)式は、

$$A_4(dP - dP_L) - (c \cdot s + K) dX = 0 \dots (7)$$

$$dQ_2 = \alpha_1 \cdot dX + \alpha_2 \cdot dP - \alpha_2 \cdot dP_L \dots (8)$$

表1 バルブの動作解析記号

記 号	記 号
$G_1 = \frac{1}{C} \left( K + \frac{\alpha_1}{\alpha_2} A_4 \right)$	$\alpha_1 = k \left( \frac{\partial A_5}{\partial x} \right)_{x=x_0} \cdot \sqrt{P_0 - P_{L0}}$
$G_2 = (G_5 + G_6)$	$\alpha_2 = \frac{k A_5(x_0)}{2 \sqrt{P_0 - P_{L0}}}$
$G_3 = \left( G_1 \cdot G_6 + \frac{A_6^2 \cdot B}{M V_0} \right)$	$\beta_1 = k \sqrt{P_0} \cdot d A_1(t)$
$G_4 = \frac{A_6^2 \cdot B}{M V_0} \cdot G_5$	$\beta_2 = \frac{k A_1(t_0)}{2 \sqrt{P_0}}$
$G_5 = \frac{1}{C} \left( K + \frac{\alpha_1 \cdot A_4}{\alpha_2 + 2\beta_2} \right)$	基準状態, $x_0, P_0, P_{L0}$
$G_6 = \frac{\alpha_2 \cdot \beta_2 \cdot B}{(\alpha_2 + \beta_2) V_0}$	

$$dQ_1 = -\frac{\beta_1}{s} + \beta_2 \cdot dp \dots\dots\dots (9)$$

$$dQ_2 - A_6 \cdot s \cdot dY = \frac{V_0}{B} \cdot s \cdot dP_L \dots\dots\dots (10)$$

$$dQ_1 + dQ_2 = 0 \dots\dots\dots (11)$$

$$M s^2 dY = A_6 dP_L \dots\dots\dots (12)$$

(7)~(12)式より入力  $\beta_1$  に対するかごの加速度, ポンプ圧およびチェックバルブ変位を求めると,

$$\frac{s^2 dY}{\beta_1} = \frac{A_6 \cdot B \cdot \alpha_2}{M V_0 (\alpha_2 + \beta_2)} \cdot \frac{(s + G_1)}{(s^3 + G_2 s^2 + G_3 s + G_4)} \dots (13)$$

$$\frac{dP}{\beta_1} = \frac{1}{(\alpha_2 + \beta_2)} \left[ \frac{(s + G_1)}{(s^3 + G_2 s^2 + G_3 s + G_4)} \left\{ \frac{B \cdot \alpha_2}{V_0} - \frac{G_6 \left( s + \frac{K}{C} \right)}{(s + G_5)} \right\} + \frac{\left( s + \frac{K}{C} \right)}{s(s + G_5)} \right] \dots\dots\dots (14)$$

$$\frac{dX}{\beta_1} = \frac{A_4}{(\alpha_2 + \beta_2) C} \left\{ \frac{1}{s(s + G_5)} - \frac{G_6 (s + G_1)}{(s + G_5) (s^3 + G_2 s^2 + G_3 s + G_4)} \right\} \dots\dots\dots (15)$$

ここで  $G_1, G_2 \sim G_5, G_6, \alpha_2, \beta_1$  および  $\beta_2$  の値をまとめて示したのが表1である。これらの式より, チェックバルブの動き  $dx$  は直流分のみ着目すれば一次遅れの運動をし, ポンプ圧は一次遅れ微分形応答に過渡振動が重畳した波形を示し, かごの加速度は本計算例では  $2\text{c/s}$  の過渡振動となる。これらを図5に図示したが, これらは後述する実験結果とよく一致する。

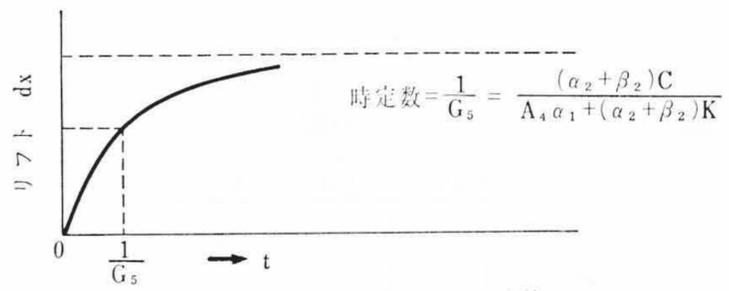
### 3.2 油柱振動系ならびに間接形油圧エレベータの機械振動系の解析

油圧エレベータにおいてもっとも問題になるかごの  $2 \sim 3\text{c/s}$  の一次振動は油柱が1個のばねとして作用する振動モードであることはよく知られている事実であるが, 同時に  $15 \sim 20\text{c/s}$  付近の高周波振動が顕著に現われる場合があり, これは油中音波による二次振動ではないかと考えられるのでこの場合につき検討してみた。配管とシリンダは単純に接続されているものと仮定し図6のような系について考えると, 基礎式は

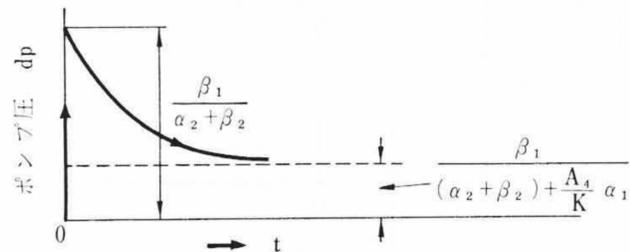
$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{1}{v^2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \\ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{B} \frac{\partial p}{\partial t} = 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (16)$$

ここに,  $u$ : 流体速度  
 $p$ : 流体圧力  
 $v = \sqrt{B/\rho}$   
 $\rho$ : 流体の密度

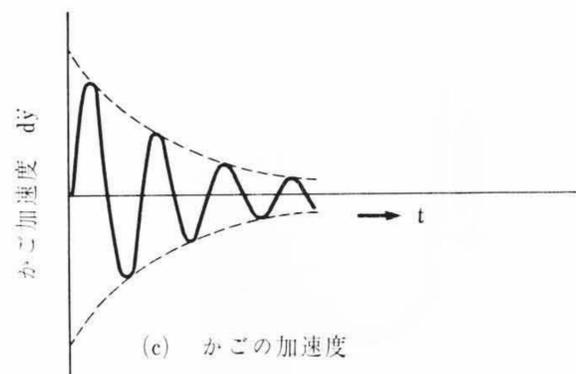
各セクションにおいての連続条件より次式のような振動数方程式を得る。



(a) チェックバルブのリフトの応答



(b) ポンプ圧の応答



(c) かごの加速度

図5 上昇起動時流量制御弁の急閉(階段入力)による各部のインディシャル・レスポンス

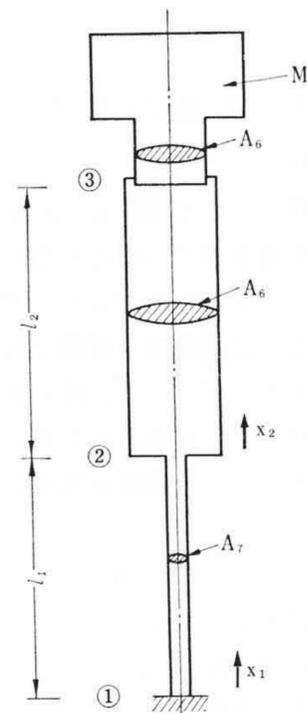


図6 油中音波伝播回路

$$\theta - \left( \frac{\rho \cdot A_6^2 \cdot l_2}{M \cdot A_7} \right) \frac{1}{\tan \frac{l_1}{l_2} \theta} + \frac{A_6}{A_7} \cdot \tan \theta \cdot \left( \frac{\rho \cdot A_7 \cdot l_2}{M} + \frac{\theta}{\tan \frac{l_1}{l_2} \theta} \right) = 0 \dots\dots\dots (17)$$

ただし,  $\theta = \frac{\omega}{v} \cdot l_2$

$A_6, A_7$ : シリンダおよび配管断面積

$l_1, l_2$ : 配管およびシリンダ長さ

$M$ : 質量

$\omega$ : 求めんとする角振動数 (rad/s)

(17)式の一次は周知の解であるので省略し, 二次の固有振動数は  $l_1 = 800\text{cm}, l_2 = 400\text{cm}, M = 3.7\text{kg} \cdot \text{s}^2/\text{cm}, A_6 = 113\text{cm}^2, A_7 =$

5.8 cm<sup>2</sup>,  $\rho=8.95 \times 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{s}^2/\text{cm}^4$  なる供試油圧式エレベータに対し, 油中音速  $v=500 \text{ m/s}$  と仮定すると 16 c/s の振動数を得る。これは単に両端固定の長さ  $l_1+l_2$  の均一断面の液柱における値の 77% の値である。この計算値は実験値とほぼ一致している。

### 3.3 間接形油圧エレベータの機械振動系の解析

間接形油圧エレベータは油柱ばねとロープ (またはチェーン) からなる 2 個のばねとプランジャ, プーリおよびかごの 3 個の質量が分布する 3 自由度系でこの振動モードを供試エレベータに対して求めたのが図 7 で, 一次はかご, プランジャおよびプーリの同相モード, 二次はかごとプランジャの逆相モード, 三次はプーリのみの回転モードで実際は一次モードのみが問題となる。

### 3.4 アクムレータによる油柱振動の制振法

アクムレータは機械系で見れば一種の空気ばね<sup>(2)</sup>であるが, これを主配管に入れると油柱振動の一次振動が制振されて発生しないことが実験によりわかった。この制振効果を理論的に検討してみた。アクムレータは空気ばねである以上あまり容量の大きいものを入れると系のばね定数がさがり, 荷の積み込み, 積み下しによってかごのレベル変動が大きくなるので実用上最小容量のものを選定する必要がある。また単にアクムレータを入れるだけでは, 系に新たにばねが追加されるだけでなら制振効果は生じないし, またアクムレータ配管の流体抵抗を過大にしてもアクムレータの制振効果は失われる。したがってアクムレータ容量に応じた最適の流体抵抗を選定する必要がある。

ロープばね定数が油柱ばね定数に比べてこわいとして図 8 の系にしたがって検討する (以下の計算式に現われる記号の一部は図に示されている)。

シリンダ側の基本運動方程式は,

- $q_0$ : 油圧ポンプの全吐出量 (cm<sup>3</sup>/s)
- $q_1$ : アクムレータへの流入量 (cm<sup>3</sup>/s)
- $q_2$ : シリンダへの流入量 (cm<sup>3</sup>/s)

とすると,

$$M\ddot{y} = A_6 p_l - Mg \quad \dots\dots\dots (18)$$

$$q_2 - A_6 \dot{y} = \frac{V_0}{B} \dot{p}_l \quad \dots\dots\dots (19)$$

- 次に  $m$ : アクムレータ管路の油の等価質量 (kg $\cdot$ s<sup>2</sup>/cm)
- $K_a$ : アクムレータのばね定数 (kg/cm)
- $A_8$ : アクムレータの断面積 (cm<sup>2</sup>)
- $V_{ac}$ : アクムレータ室の油の体積 (cm<sup>3</sup>)
- $x$ : アクムレータ膜の変位 (cm)
- $P_a$ : アクムレータ室内の圧力 (kg/cm<sup>2</sup>)

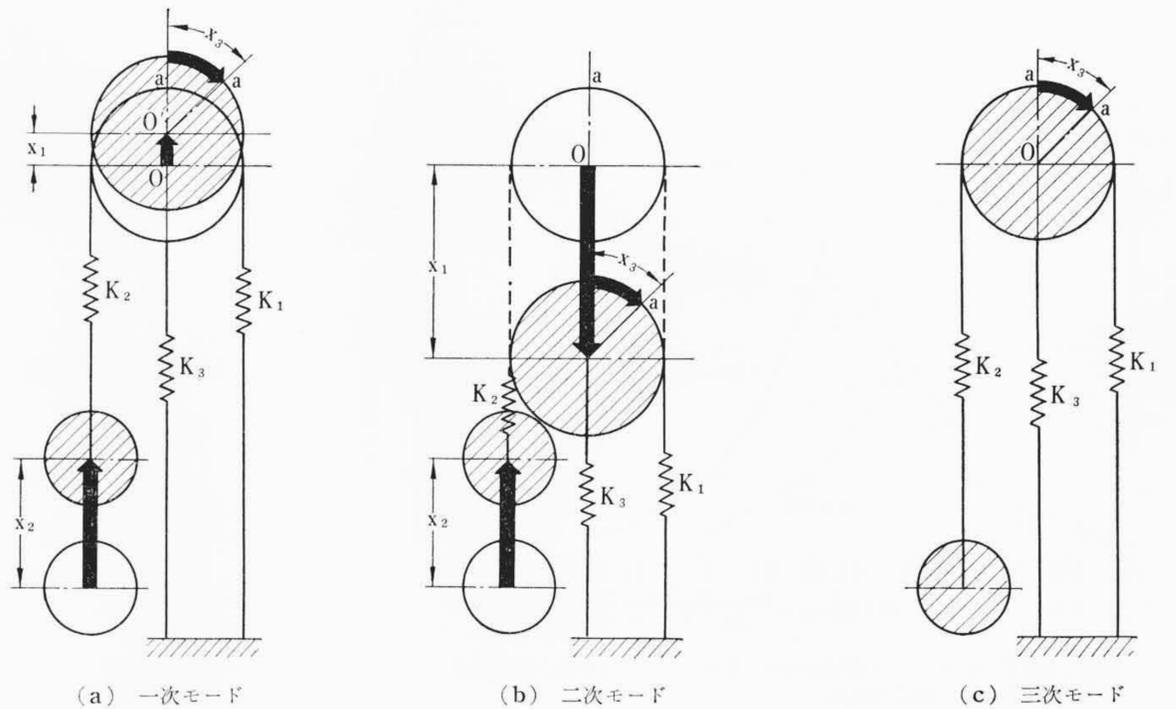
とすると, アクムレータに関しては

$$m\ddot{x} = -K_a x + A_8 P_a \quad \dots\dots\dots (20)$$

$$q_1 - A_8 \dot{x} = \frac{V_{ac}}{B} \dot{p}_a \quad \dots\dots\dots (21)$$

- さらに,  $R_2$ : シリンダ側絞りによる流体抵抗 (kg $\cdot$ s/cm<sup>5</sup>)
- $R_a$ : アクムレータ回路の流体抵抗 (kg $\cdot$ s/cm<sup>5</sup>)

とし, 層流と仮定すると,



(a) では  $\frac{x_1}{x_3}=0.79, \frac{x_2}{x_3}=1.9$ , (b) では  $\frac{x_1}{x_3}=-4.33, \frac{x_2}{x_3}=1.80$ , (c) で  $\frac{x_1}{x_3} \cong 0, \frac{x_2}{x_3} \cong 0$  の振幅比

図 7 間接形油圧エレベータの機械系の振動モード

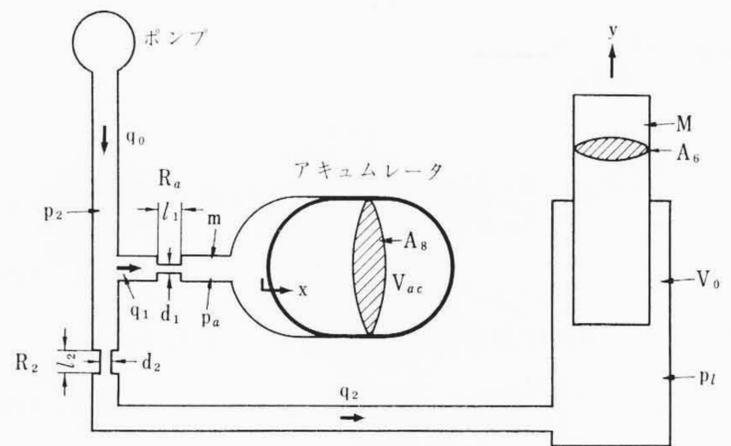


図 8 アクムレータの制振効果を求めるための図

$$q_1 = \frac{p_2 - p_a}{R_a} \quad \dots\dots\dots (22)$$

$$q_2 = \frac{p_2 - p_l}{R_2} \quad \dots\dots\dots (23)$$

$$q_0 = q_1 + q_2 \quad \dots\dots\dots (24)$$

上式にて流体抵抗  $R$  は絞り部の管径を  $d$ , 絞り長さを  $l$  とすれば  $R=128 \mu l/\pi d^4$ , ここでは油柱の基本振動を問題にするのでアクムレータ室内の油の容積  $V_{ac}$  および油の等価質量  $m$  を無視してさしつかえない。したがって(20), (21)式は,

$$K_a x = A_8 p_a \quad \dots\dots\dots (25)$$

$$q_1 = A_8 \dot{x} \quad \dots\dots\dots (26)$$

(18)~(26)式よりかごの加速度をラプラス変換した形で求めると,

$$s^2 Y = \frac{A_6 \cdot B \cdot q_0 \cdot R_a}{M V_0 (R_2 + R_a)} \times \frac{s \left( s + \frac{K_a}{A_8^2 \cdot R_a} \right)}{\left\{ s^3 + \frac{K_a}{A_8^2 (R_2 + R_a)} \left( 1 + \frac{A_8^2 \cdot B}{K_a V_0} \right) s^2 + \frac{A_6^2 \cdot B}{M V_0} s + \frac{A_6^2 \cdot B}{M V_0} \frac{K_a}{A_8^2 (R_2 + R_a)} \right\}} \quad \dots\dots\dots (27)$$

上式にて,  $C_a = A_8^2 (R_2 + R_a)$ ,  $C_a' = A_8^2 \cdot R_a$ ,  $K_3 = \frac{A_6^2 \cdot B}{V_0}$ ,  $\Omega_0^2 = \frac{K_3}{M}$  と置くと

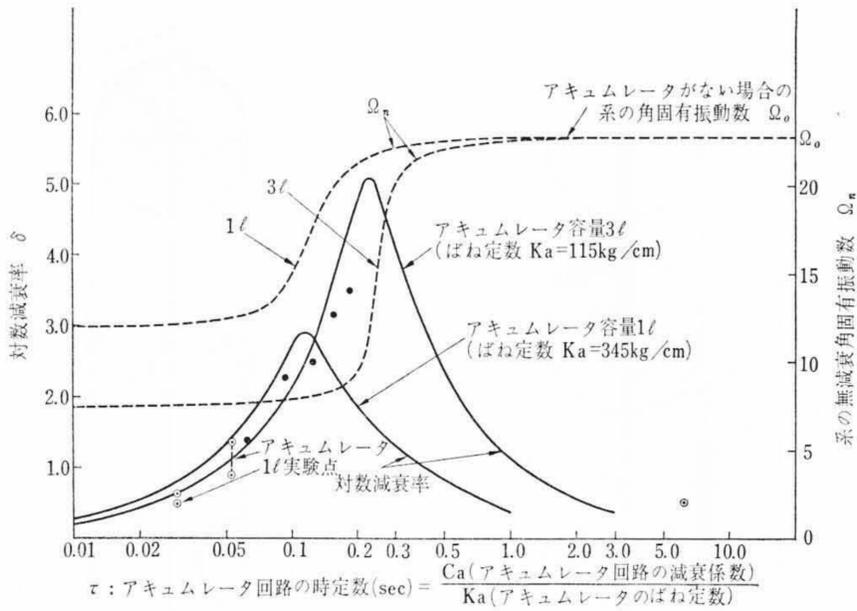


図9 アキュムレータ系の時定数と対数減衰率δおよび無減衰角固有振動数Ω<sub>n</sub>との関係

$$s^2 Y = \frac{A_6 \cdot B \cdot q_0}{MV_0} \times \frac{s \left( s + \frac{K_a}{C_a'} \right)}{\left[ s^3 + \frac{K_a}{C_a} \left\{ 1 + \left( \frac{A_5}{A_6} \right)^2 \frac{K_3}{K_a} \right\} s^2 + \Omega_0^2 \cdot s + \Omega_0^2 \frac{K_a}{C_a} \right]} \quad (28)$$

アキュムレータのばね定数  $K_a$  は次式で与えられる。

$$K_a = \frac{\gamma \cdot A_8^2 \cdot p_a}{V_{ac}} \quad (29)$$

$\gamma$ :  $N_2$  ガスのポリトロピック指数で1.4である。

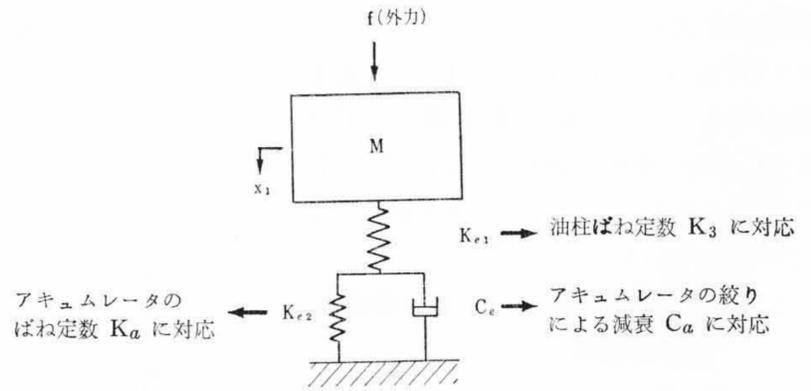
ここでアキュムレータ容量1lと3lについて検討する。ガス封入圧を最低負荷圧の80%とすれば実験に使用したものに対してばね定数  $K_a$  は 345 kg/cm および 115 kg/cm となる。

図9はアキュムレータ1lと3lに対し、アキュムレータ回路の時定数  $\tau = C_a/K_a$  を横軸にして系の対数減衰率  $\delta$  との関係を実線に、系の無減衰固有角振動数  $\Omega_n$  の関係を点線で示したものである。これにより (a) アキュムレータ容量を増すと減衰が増加することとなり (b) 最大減衰を得るには適当なアキュムレータ回路の時定数が存在すること、(c) 低減衰域 (アキュムレータ時定数小なる領域) では振動数が低く、高減衰域 (アキュムレータ時定数大なる領域) では振動数が高く、最適減衰域はこれらの中間領域に存在し振動数は変化する。

実用上対数減衰率  $\delta$  が 1.25 以上あれば十分と思われる。アキュムレータ1lおよび3lに対しこの範囲の時定数を求めると  $0.046 \leq \tau \leq 0.32$ ,  $0.06 \leq \tau \leq 0.90$  となり、油の性状がわかれば絞り部直径が求められる。たとえば油温 40°C にて  $\mu = 2.7 \times 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{s}/\text{cm}^2$ ,  $l = 2 \text{ cm}$  で、Acc (アキュムレータの略号) 1l に対しては  $0.19 \text{ cm} \leq d \leq 0.30 \text{ cm}$ , Acc 3l に対しては  $0.25 \text{ cm} \leq d \leq 0.39 \text{ cm}$  となる。

### 3.5 シリンダ・アキュムレータ系と機械振動系とのアナロジー

シリンダ・アキュムレータ系は図10のような機械系と等価であることが容易に証明できる。これより油圧系に Acc と絞り回路を入れることの意義が明確には握できる。それぞれアキュムレータが空気ばねに、絞り回路がオイルダンパに対応し、振動緩衝法の基本構成になっている。



$$K_{e1} = K_3, K_{e2} = \left( \frac{A_6}{A_8} \right)^2 K_a, C_e = \left( \frac{A_6}{A_8} \right)^2 C_a$$

図10 シリンダ・アキュムレータ系と機械振動系のアナロジー

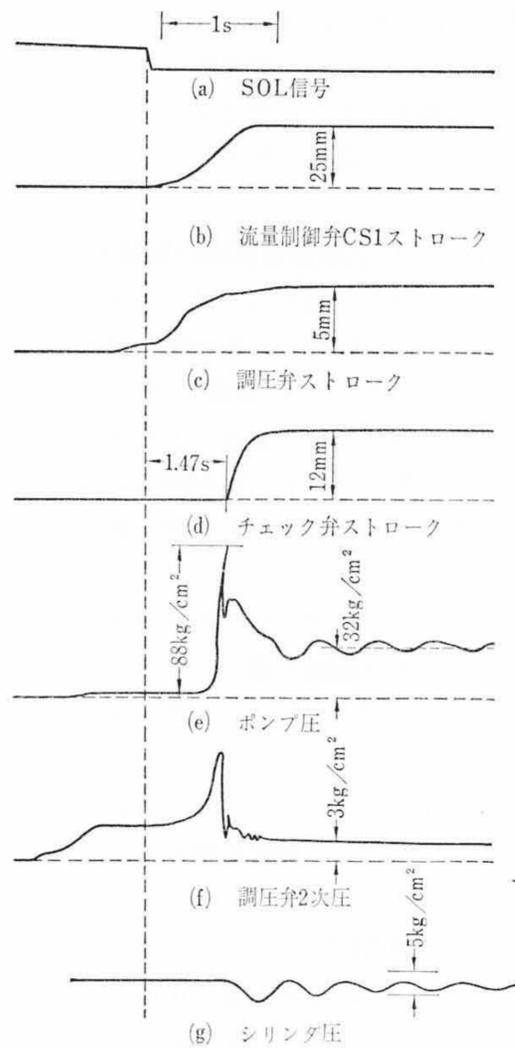


図11 油圧バルブの起動特性

## 4. 実験と検討

### 4.1 バルブの動作とかご加速度の関係

上昇起動時におけるブリード回路の流量制御弁 CS1, 調圧弁およびチェックバルブのストロークをポテンシオメータで実測して図11に示した。またポンプ、調圧弁二次圧およびかごの加速度に対応するシリンダ圧の実測オシログラムを上図の図に示した。

これよりチェックバルブは一次遅れ形応答をすること、ポンプ圧はリリーフバルブの影響もあって複雑な応答をしているがほぼ一次遅れ微分形応答に過渡振動が重畳していることがわかるので計算結果との定性的一致が認められる。したがって振動発生原因の一つはブリード回路の調圧弁付流量制御弁の開度の急激な変化にあることが推定される。

### 4.2 アキュムレータによる制振効果の実験

#### 4.2.1 アキュムレータ3l容量の実験

3lのアキュムレータを使用して油温 2°C にて初期ガス封入圧を 30 kg/cm<sup>2</sup> から 10 kg/cm<sup>2</sup> の範囲に変えて、実質的にアキュムレ

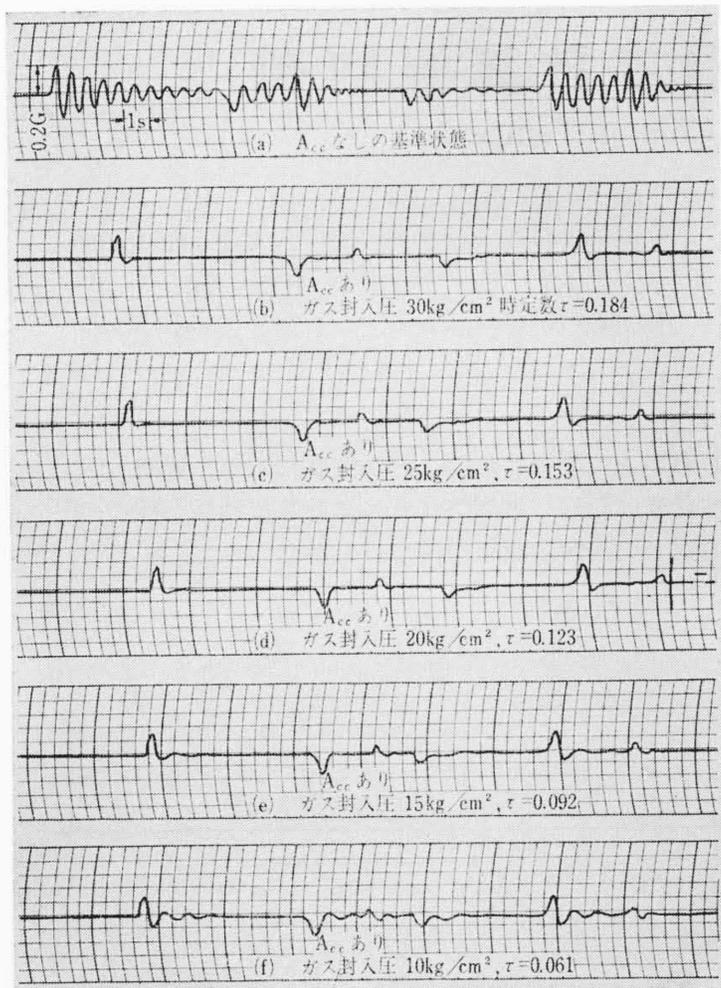


図12 アキュムレータ 3 l 容量のガス封入圧を可変にした場合のかごの加減速度

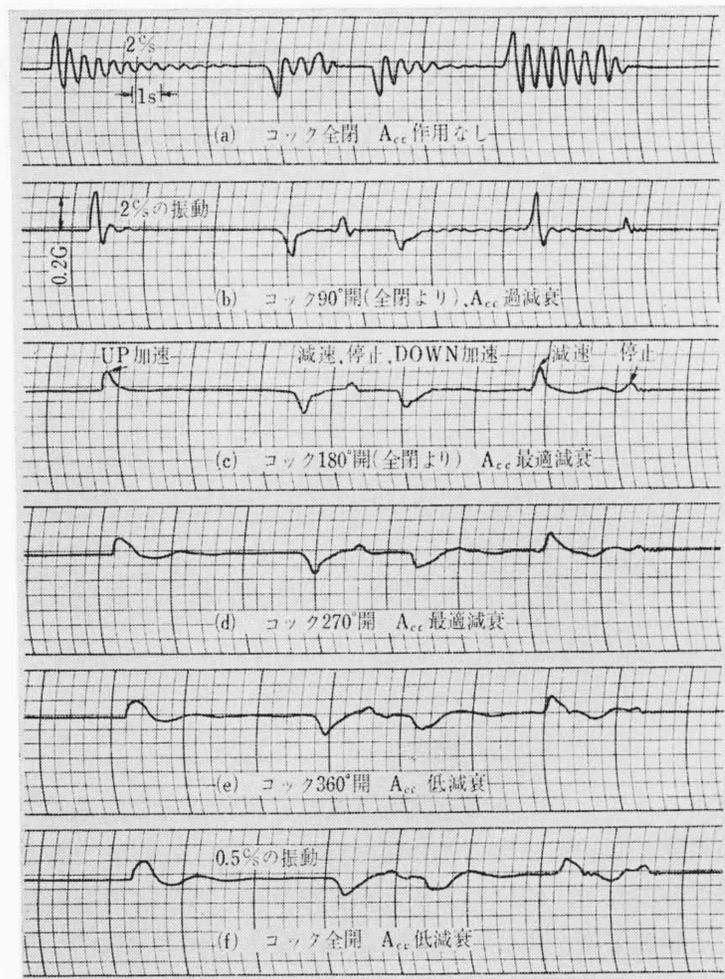


図13 アキュムレータ 10 l の流体抵抗を可変にした場合のかご加減速度

ータ容量を可変にして、その制振効果を求めてみた。図12はAccなしの基準状態に対してAccガス圧を変えてみた場合のかごの加減速度のオシログラムを比較して示したものである。実験条件は

- (a) ガス封入圧, 30 kg/cm<sup>2</sup>, (時定数 τ) Accを 3 l 容量として使用した場合, 0.184 s
- (b) ガス封入圧, 25 kg/cm<sup>2</sup>, Accを 2.5 l 容量として使用した場合, 0.153 s
- (c) ガス封入圧, 20 kg/cm<sup>2</sup>, Accを 2.0 l 容量として使用した場合, 0.123 s
- (d) ガス封入圧, 15 kg/cm<sup>2</sup>, Accを 1.5 l 容量として使用した場合, 0.092 s
- (e) ガス封入圧, 10 kg/cm<sup>2</sup>, Accを 1.0 l 容量として使用した場合, τ=0.061 s

これら5点の対数減衰率δのデータを図9に●印で示す。この実験とAcc 1 l と 3 l の理論値とは直ちに比較できないがほぼ両者が一致することが認められる。

#### 4.2.2 アキュムレータ 10 l 容量の実験

10 l 容量のAccを使いAcc配管の流体抵抗を手動コックにて可変にしてかごの振動に及ぼす効果を測定したのが図13である。(a)がAccコック全閉の基準状態で2 c/sの過渡振動が明瞭に現われている。徐々にコックをあけてAccが過減衰の状態にあるのが(b)図で2 c/sの振動の減衰が速くなっている。(c),(d)がAccのコックを最適絞り状態にした場合で加減速度はほぼ理想的応答をしている。(e),(f)がコックをほぼ全開にした場合でAccが低減衰域にはいっているため0.5 c/sのふわふわした振動の発生が認められる。

これらの結果よりAcc回路の時定数の選定の重要性がわかる。

#### 4.2.3 アキュムレータをショック吸収用に使用した場合の従来の計算方式<sup>(3)(4)</sup>

ショック・アレスタ用としてアキュムレータを使用するに際して、アキュムレータ容量V<sub>a</sub>を決定するため次の実験式がGreer社より発表されてよく引用されている。これは管路に一樣に油が流れているとき、管路内のバルブをしめたときの衝撃圧の大きさとアキュムレータ容積との関係式である。

$$V_a = \frac{4QP_B(0.0015L - T)}{P_B - P_A} \dots\dots\dots (30)$$

ただし、P<sub>B</sub>, P<sub>A</sub>: 許容衝撃圧力およびバルブ動作前の圧力 (kg/cm<sup>2</sup>)

Q: 流量 (m<sup>3</sup>/min)

T: バルブ閉止時間 (s)

この式は本実験の場合適用できない。したがって従来の経験式に頼ることができず新しい容量決定法を案出したわけである。

### 5. 結 言

- (1) 油圧式エレベータの振動発生原因の一つとして油圧バルブの開閉に原因するものがある。これはバルブの急な動きによることを実験および計算で確認した。
- (2) 油圧式エレベータの振動はアキュムレータをバルブとシリンダ途中の配管に適当な絞りを介して取り付けることにより除去できることを実験的に見出すとともに<sup>(5)</sup>、理論式を誘導し、両者が一致することを確認した。

#### 参 考 文 献

- (1) 沢村ほか3名: 制御工学, 7~14, 7, No. 3, (1963)
- (2) 藤井ほか2名: 空気ばね, (昭36-2, 日刊工業新聞)
- (3) 久田: 最新油圧機器とその応用第13章, 211~229, (昭39-12, 小峰工業出版社)
- (4) J. G. Russel: Hydraulics & Pneumatics, 71~75, 18, No. 8 (Aug. 1965)
- (5) 特許出願中