

UDC 629.7.064-522

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-483

油圧式ソフトサーボ機構の実験的研究

池谷光栄・梶井誠

1977年1月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

油圧式ソフトサーボ機構の実験的研究*

池谷光栄** 梶井誠***

Experimental Study on a Hydraulic Soft Servomechanism

By Mitsuei IKEYA and Makoto KAJII

ABSTRACT

Most control systems are currently controlled by digital equipments or digital computers. However, when using a hydraulic servomechanism for the mechanical power output stage of a control system, which employs a step input command as the control signal, a soft characteristic is required since these types of servomechanism should not incur large overshoot and/or high acceleration, especially in the mass loaded condition. For this reason, the object of this paper is to clarify the behavior of the hydraulic soft servomechanism experimentally, and to evaluate simulation accuracy and method, through a comparison of the results of experimental data and mathematical model calculation data.

The experimental hydraulic soft servomechanism equipment is composed of an ordinary flow control servo valve and an actuator (cylinder), employing combined position- and velocity-feedback, which provides a rather long stroke at high speed and high accuracy with no overshoot and very small shock acceleration.

From these studies, the following can be clearly understood: 1) First, system experiments were performed to accurately grasp its behavior; 2) The influence of velocity feedback, which provided circuit compensation for softening of the hard servomechanism characteristic, was confirmed; i. e. the occurrence of overshoot ΔY and the amount of maximum shock acceleration G , were dependent upon the amount of velocity feedback, from the hard characteristic zone to the soft zone; 3) The influence of three parameters (R_f : position, velocity feedback ratio, C_L : load factor, τ : time constant of servo valve) to the control system, was confirmed; 4) From the results of the comparison of all experiments and the simulation, it was confirmed that both results coincided, and it was clear that applicability of the mathematical model and simulation study utilization were excellent.

1. 序 言

一般にサーボ機構は入力に位置出力を追従させる追従位置制御系の形に構成される。¹⁾ その中でも代表的なものが流量制御サーボ弁と油圧アクチュエータを組合せたアナログ型の油圧サーボ機構であって、小形で大出力が出

せてしかも応答が速いなど、油圧式によることの数多くの優れた特長を活かし、制御システムの機械的な出力装置として広く使われている。^{2) 3)} 以下における考察はこのような油圧サーボ機構に限ることにする。

図1はこのようなサーボ機構のステップ応答を対時間変位($t \sim y$)と位置～速度($y \sim \dot{y}$)位相面軌道⁴⁾の形でモデル的に示したものである。ただし同図において、 y_S は飽和速度、 Δy はオーバーシュート量、 μ は制動域に関するサーボ弁の制御域、 i はステップ入力の大きさ、

* 昭和51年9月22日受付

** 計測部

*** 上智大学(現宇宙開発事業団)

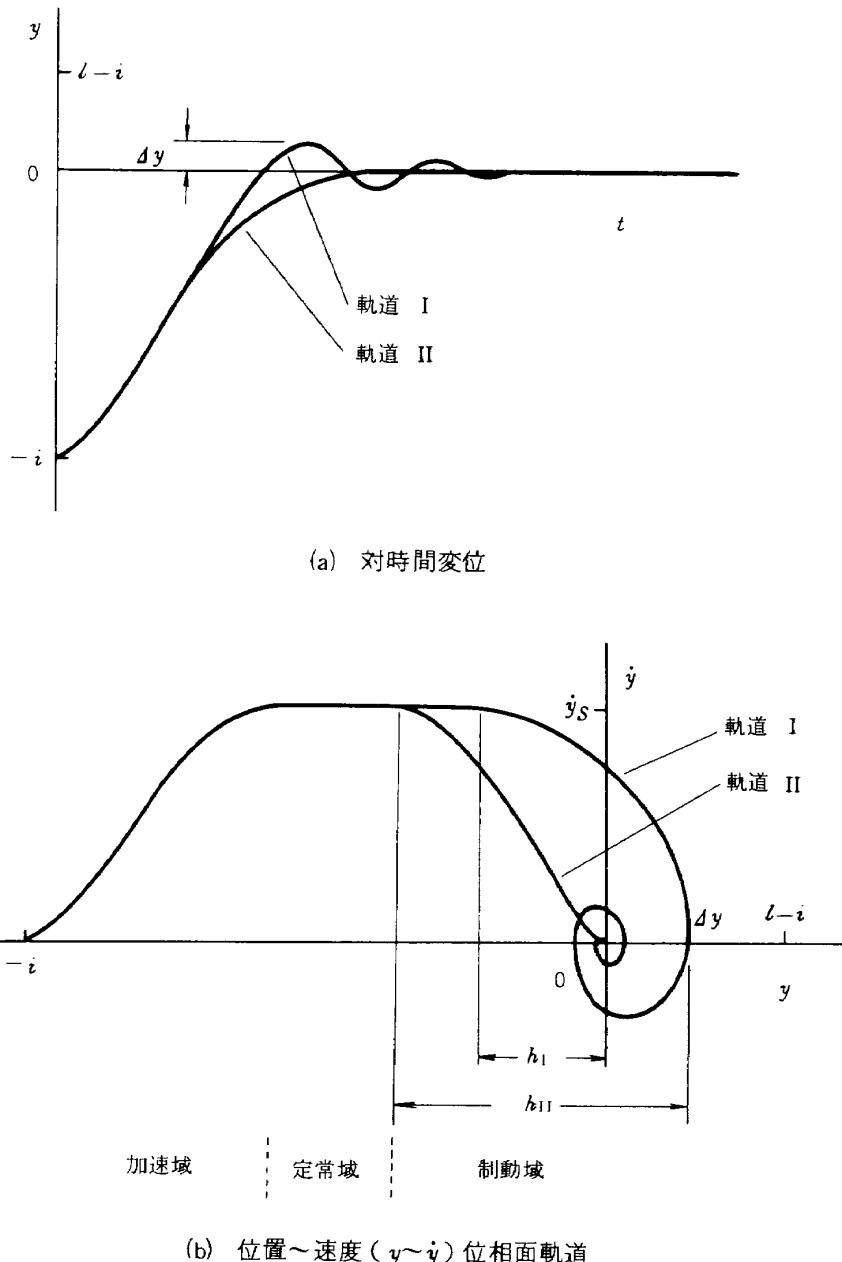


図1 サーボ機構のステップ入力応答パターン

i はシリンダのストロークを表わす。従来、サーボ機構で理想とされてきた特性は同図軌道Iのように入力に対してできるだけ忠実に出力位置を追従させるもので、いわゆるハードな特性が要求されている(ハードサーボ機構)。しかしサーボ機構が常にこのようにハードな機能を発揮すると、適用用途によってはしばしば不都合を生ずることが予想される。すなわちサーボ機構の特性は他の機械装置などと同じように負荷の影響を受けるし、それとは逆にサーボ機構の特性も負荷に対して相当の効果を与えるはずである。仮りにサーボ機構の負荷が慣性負荷だけの場合を考えて、ここにステップ入力が与えられると、この系の特性がハードであれば負荷は急駆動され

て極めて大きな加速度を受けるし、しかも相当のオーバーシュートを生じてからようやく規定位置に整定するようなことが起る。しかし機械系に質量は必ず附随するものであり、そこでこのようにハードな応答をすると駆動側、負荷側の何れにとっても多分に面倒な問題をひき起すことが有り得よう。従って、実用上は同図軌道IIのようにある程度ソフトな特性を与えることが必要かと考えられる(ソフトサーボ機構)。

又最近はディジタル技術が高度に開発され、ディジタルシステムに用いる出力装置についてもディジタル化の要求が高まっている⁵⁾⁶⁾。ディジタルサーボ機構は一般に計算機の出力(ディジタル量すなわちパルス的な信号)

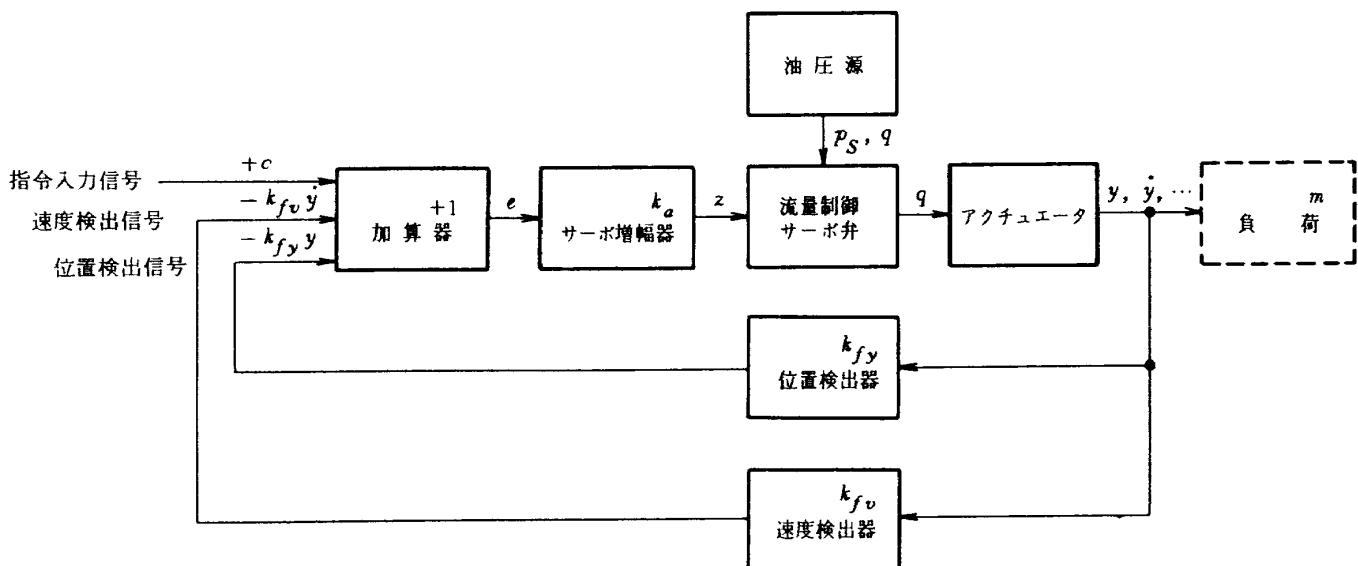


図2 油圧式ソフトサーボ機構の一構成

で制御するものであるから、その構造や特性はステップ入力で駆動するのに都合が良いものでなければならないが、現状では比較的ストロークが短かい用途に適当したものしか開発されていない。これに反して特にストロークが長いアクチュエータについては、ディジタル信号をA/D変換してアナログ量に変え、これで通常の油圧サーボ機構（シリンダ）を駆動する以外に適当な方法は見当らないようである。従って、入力に対する応答特性はここでもソフトなものが望まれることになる。特にこのようにストロークが長いソフトサーボ機構は、航空関係はもとより、最近は自動化システム、NC関係など各方面の需要が急増している。しかし従来この用途に用いられたものは、最高速度が低く、しかも位置決め精度が低いなど、実用上問題点が多いことから、格段の性能向上が強く望まれてきた。

著者はこのことに着目して、先に油圧式ソフトサーボ機構にステップ入力を加えた場合の応答特性を、非線形²⁾取扱いによる数値解析で求めた結果について報告した。³⁾そこではサーボ機構の構成として上述問題に対処する立場から、特にストロークが長いシリンダに定格流量が充分大きい流量制御サーボ弁を組合せたハードな特性の位置制御系を先づ考え、これに速度フィードバックを掛けて回路的に特性のソフト化を図っている（図2）。同報告は多少の仮定のもとに規定した数学モデルに関し、パラメータを変えて数値計算を行なったものである。しかし実際に設計計画を行なう立場からは、解析結果に関してそこでの仮定やパラメータ選定の妥当性、計算の模擬精度など、実験結果と対比した評価が定まっていること

が是非望ましいと考えられる。

本報告は、上述観点から前報と同様の考え方に基づいて構成した油圧式ソフトサーボ機構の実験装置による実験データの考察結果について述べる。実験データはここでも前報²⁾と同じくオーバーシュートΔYの発生如何と最大衝撃加速度Gを三個のパラメータ（負荷係数C_L、サーボ弁時定数τ及び位置、速度フィードバック比R_f）の関連のもとに求めた。なお、併せてここでの実験データを前報で定めた基礎方程式、すなわち数学モデルに与えて、数値計算結果を実験結果と対比し、このモデルの妥当性や模擬精度、更に解析手法そのものの評価をも求めた。これにより、油圧式ソフトサーボ機構の今後の実用設計計画用データの提供に資することを目的とする。

記 号

本報告で使用する大文字記号は原則として無次元化した量を（記号表中で*の符号を付ける）、小文字記号は有次元量を表わす。

a	: シリンダ受圧面積 [cm ²]
a_g	: シリンダ最大衝撃加速度 [cm/sec ²]
a_1	: 式(2)の係数 [kgf sec/cm]
a_2	: 式(2)の係数 [kgf/cm]
C_L	= $\frac{k_s^2 k_a k_{fy}}{a z_0 p_s} m$, 負荷係数*
c	: 入力信号 [mV]
c_f	: 粘性摩擦係数 [kgf sec/cm]
d_c	: シリンダ内径 [cm]
d_r	: ピストンロッド外径 [cm]

e	: 加算器出力信号 (mV)	s	: ラプラス演算子 ($1/\text{sec}$)
f_R	: 摩擦 (力) [kgf]	T	: 時間*
f_K	: 始動摩擦 [kgf]	t	: 時間 (sec)
$f_{ W }$: ボード線図-3 dB 点周波数 (Hz)	\bar{t}	: 代表時間 (sec)
$f_{\angle W}$: ボード線図 90° 位相遅れ点周波数 (Hz)	W	: 伝達関数
$G = \dot{Y} \max^*$		w	: サーボ弁ポート円周方向開口幅 (cm)
g	: 重力加速度 [cm/sec^2]	X	: スプール変位*
H	: サーボ弁制御域*	\dot{X}	= $\frac{z_0}{k_S k_a k_{fy} x_0} \frac{dx}{dt}$, スプール変位速度*
h	: サーボ弁制御域 (特に制動域に関して) (cm)	x	: スプール変位 (cm)
I	: ステップ入力信号*	x_0	: 定格スプール変位 (cm)
i	: ステップ入力信号 (cm)	\bar{x}	: スプール代表変位 (cm)
$k = \frac{i}{c}$, 係数 (cm/mV)	\dot{x}	= $\frac{dx}{dt}$, スプール変位速度 (cm/sec)
k_a	: サーボ增幅器ゲイン (mA/mV)	Y	: シリンダ変位*
k_{fy}	: 位置フィードバックゲイン (mV/cm)	\dot{y}	= $\frac{a}{k_v w x_0} \sqrt{\frac{2}{p_S}} \frac{dy}{dt}$, シリンダ変位速度*
k_{fv}	: 速度フィードバックゲイン (mV sec/cm)	\ddot{y}	= $\frac{z_0}{k_S^2 k_a k_{fy}} \frac{d^2 y}{dt^2}$, シリンダ変位加速度*
k_i	: スプール弁流量係数	$ \dot{Y} \max$: シリンダ (制動時) 最大衝撃加速度*
k_i'	: 見掛け上の k_i	y	: シリンダ変位 (cm)
k_s	= $\frac{k_v w x_0}{a} \sqrt{\frac{p_S}{2}}$, バルブゲイン (cm/sec)	\bar{y}	: 代表長さ (cm)
k_{tn}	: トルクモータ, ノズルフラッパゲイン (kgf/mA)	\dot{y}	= $\frac{dy}{dt}$, シリンダ変位速度 (cm/sec)
k_v	= $k_i \sqrt{\frac{2}{\rho}}$, スプール弁流量係数 ($\text{cm}^2/\text{sec kgf}^{\frac{1}{2}}$)	\bar{y}	: 代表速度 (cm/sec)
l	: シリンダストローク (cm)	\dot{y}_S	: シリンダ飽和速度 (cm/sec)
m	: 負荷質量 (kgf sec ² /cm)	\ddot{y}	= $\frac{d^2 y}{dt^2}$, シリンダ変位加速度 (cm/sec ²)
N	: 非線形要素	\bar{y}	: 代表加速度 (cm/sec ²)
p_L	: $p_1 - p_2$, 負荷圧力 (kgf/cm ²)	Z	: サーボ弁入力信号*
p_R	: 戻り圧力 (kgf/cm ²)	z	: サーボ弁入力信号 (= サーボ增幅器出力) (mA)
p_S	: 供給圧力 (kgf/cm ²)	z_0	: サーボ弁定格入力信号 (mA)
p_0	: サーボ弁定格供給圧力 (kgf/cm ²)	ΔY	: オーバーシュート量*
$p_{1,2}$: スプール弁ポート出力圧力 (kgf/cm ²)	Δy	: オーバーシュート量 (cm)
q	: 流量 (cm ³ /sec)	δY	: 変位距離*
q_0	: サーボ弁定格流量 (cm ³ /sec)	r	= $\frac{k_S k_a k_{fy}}{z_0} \tau$, サーボ弁時定数*
$q_{1,2}$: スプール弁ポート通過流量 (cm ³ /sec)	ϵ	: 誤差
\bar{q}	: 代表流量 (cm ³ /sec)	θ	: 位相面軌道勾配角 (deg)
r	: サーボ弁巻線抵抗 (Ω)	τ	= $\frac{a_1}{a_2}$, サーボ弁時定数 (sec)
R_f	= $\frac{k_S k_a}{z_0} k_{fv}$, 位置, 速度フィードバック比*	ρ	: 作動油密度 (kgf sec ² /cm ⁴)
r_f	= $\frac{k_{fv}}{k_{fy}}$, 位置, 速度フィードバック比 (sec)	0	: 添字 (定格値を表わす)
		—	: 符号 (無次元化代表値を表わす)

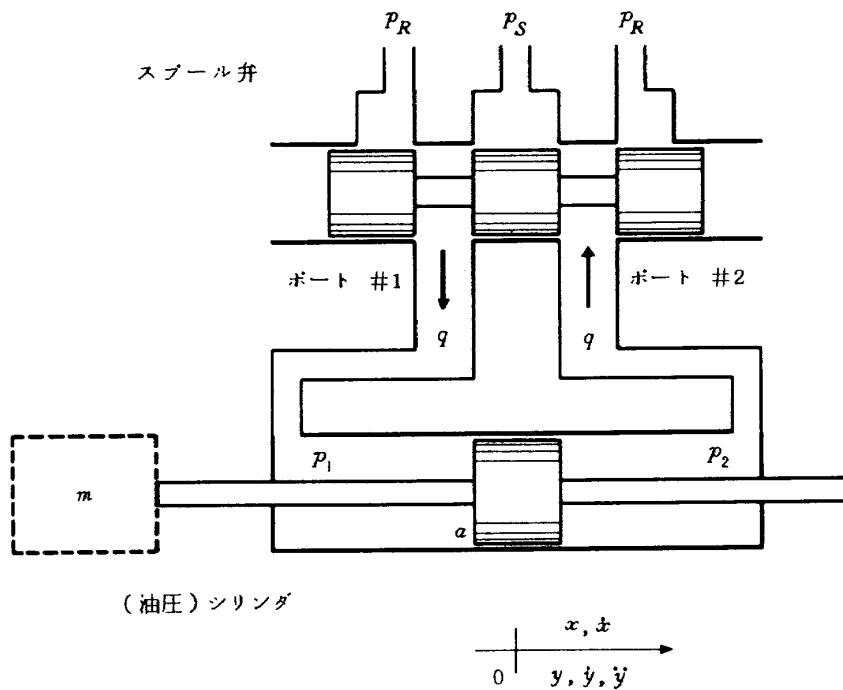


図3 スプール弁とシリンダのモデル

2. 油圧式ソフトサーボ機構

2.1 油圧式ソフトサーボ機構

本報告においては「ソフトサーボ機構とは、質量を有する機械系として、ステップ入力が与えられた時に任意に定めた値以下の小さい衝撃加速度以内でオーバーシュートすることなく入力に追従する系である」とする。^{*}更にここで考察を行なうソフトサーボ機構の構成は図2に示した油圧式によるものに限ることにし、その特徴機能は長いストロークを充分高速で変位できることと、優れた位置決め精度を発揮できることを前提とする。なおこれからは特に他と混同の恐れがない限り上述構成のソフトサーボ機構を単にサーボ機構と称する。

2.2 油圧式ソフトサーボ機構の基礎方程式^{**}

サーボ機構の挙動を知るために、図2に示す構成図から油圧回路だけを抜き出し、図3のようにモデル化して表わす。同図においては原点を中心位置にとり、正負の符号も同図に従うこととする。図2、図3からこのサーボ機構の挙動は以下の式で与えられる。すなわちサーボ增幅器の出力をz、スプール変位をx、シリンダ変位を

y、同速度を \dot{y} として、

$$\begin{aligned} z &= k_a e \\ &= k_a (c - (k_{f_y} y + k_{f_v} \dot{y})) \end{aligned} \quad] \quad (1)$$

$$a_1 \dot{x} + a_2 x = k_{t_m} z \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \dot{y} &= \frac{q}{a} \\ &= \frac{k_i w x}{a} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2) \operatorname{sgn} x}{\rho}} \end{aligned} \quad] \quad (3)$$

$$= \frac{k_v w x}{a} \sqrt{\frac{p_s}{2}} \sqrt{1 - \frac{m}{a p_s} \ddot{y} \operatorname{sgn} x} \quad] \quad (3)$$

$$y = \int \dot{y} dt \quad (4)$$

cは指令入力信号、eはゲイン+1の加算器出力、 a_1/a_2 はサーボ弁時定数、 k_{t_m} はトルクモータ、ノズルフランジ部ゲイン、 $k_{i,v}$ はポート流量係数、 ρ は作動油密度である。なおここでは、I) 作動油の非圧縮性、II) サーボ弁の理想特性(対称構造、零重合スプール弁、流量係数不变、流量は差圧平方根に比例)、III) シリンダの理想特性(洩れ、摩擦ともになし、充分剛的)、IV) キャビテーションを生ずることなく負荷は慣性だけ、を仮定している。

* 最大衝撃加速度とは、この機械系の出力変位の二次微分、すなわち加速度を求めた時に、系の全挙動間に現われるものの最大値を指すものとする。又オーバーシュートの規定は、ソフトサーボ機構の特徴機能の一端を表現するためにこの条件を設ける。

** 基礎方程式導出の詳細過程については文献7) を参照。

更に基礎方程式(1)～(4)の一般性向上を図り、かつ系の特性に影響を与えるパラメータの数を減らして考察を容易にするために、代表値を表1のように定めてそれぞれ無次元化を行なえば下式が得られる。すなわち、

$$\left. \begin{aligned} Z &= I - Y - R_f \dot{Y} \\ X &= Z - r \dot{X} \\ \dot{Y} &= X \sqrt{1 - C_L \dot{Y} \operatorname{sgn} X} \\ Y &= \int \dot{Y} dT \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式(5)におけるパラメータは負荷係数 C_L 、サーボ弁時定数 r 、位置、速度フィードバック比 R_f の三個であって、 Z は z 、 X は x 、 Y は y 、 T は t 、 I は i (ここでは c に代えてステップ入力 $i = k_c$ を与える) の無次元量とする。ただし無次元量の定義、すなわち有次元量との関係は表2に示した。

図4は式(5)による構成ブロック図である。ただし N は式(5)に現われる非線形要素を示す。

表1 代表値の定義

(a) 定格値*

項 目	[単位]	定 義
供給圧力	(p_0)	$\left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]$
ステップ入力	(i)	[cm]
サーボ弁入力	(z_0)	[mA]
サーボ弁スプール変位	(x_0)	[cm]
サーボ弁ポート開口幅	(w)	[cm]
サーボ弁ポート流量	(q_0)	$\left[\frac{\text{cm}^3}{\text{sec}} \right]$
		$k_v w x_0 \sqrt{\frac{p_0}{2}}$

(注) 設計仕様で定まるもの。

(b) 代表値

項 目	[単位]	定 義
長さ	(\bar{y})	[cm]
速度	(\bar{y})	$\left[\frac{\text{cm}}{\text{sec}} \right]$
加速度	(\bar{y})	$\left[\frac{\text{cm}}{\text{sec}^2} \right]$
時間	(\bar{t})	[sec]
流量	(\bar{q})	$\left[\frac{\text{cm}^3}{\text{sec}} \right]$

(注) $k_s = \bar{y}$ 、バルブゲイン、ここでは代表速度に等しい。

表2 無次元量の定義

(a) パラメータ [—)

項 目	定 義*
負荷係数 (C_L)	$\frac{k_S^2 k_a k_{fy}}{a p_S z_0} m$
サーボ弁時定数 (r)	$\frac{k_S k_a k_{fy}}{z_0} \tau$
位置、速度フィードバック比 (R_f)	$\frac{k_S k_a k_{fy}}{z_0} r_f$

(注) $k_S = \bar{y}$ (: バルブゲイン), $r_f = k_{fv}/k_{fy}$

(b) その他の無次元量 [—)

項 目	定 義*
ステップ入力 (I)	$\frac{k_a k_{fy}}{z_0} i$
サーボ弁入力 (Z)	$\frac{1}{z_0} z$
サーボ弁スプール変位 (X)	$\frac{1}{x_0} x$
サーボ弁スプール変位速度 $\left(\dot{X} = \frac{dX}{dT} \right)$	$\frac{1}{k_S k_a k_{fy}} \frac{z_0}{x_0} \frac{dx}{dt}$
シリンダ変位 (Y)	$\frac{k_a k_{fy}}{z_0} y$
シリンダ変位速度 $\left(\dot{Y} = \frac{dy}{dT} \right)$	$\frac{a}{k_v w x_0} \sqrt{\frac{2}{p_S}} \frac{dy}{dt}$
シリンダ変位加速度 $\left(\ddot{Y} = \frac{d^2 Y}{dT^2} \right)$	$\frac{z_0}{k_S^2 k_a k_{fy}} \frac{d^2 y}{dt^2}$
時 間 (T)	$\frac{k_S k_a k_{fy}}{z_0} t$

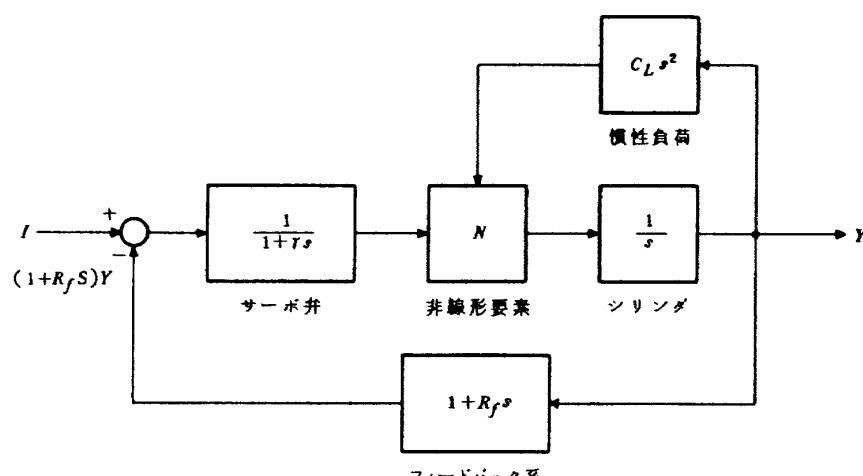
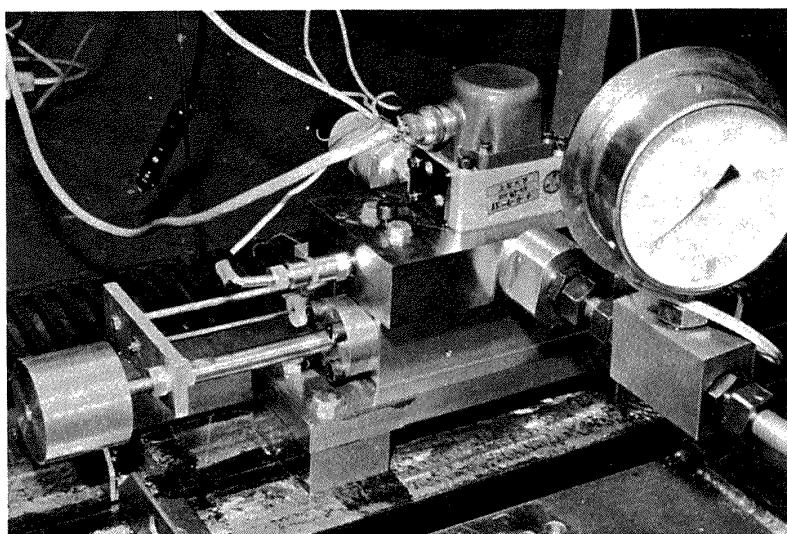
(注) $k_S = \bar{y}$, バルブゲイン。

図4 ソフトサーボ機構ブロック線図

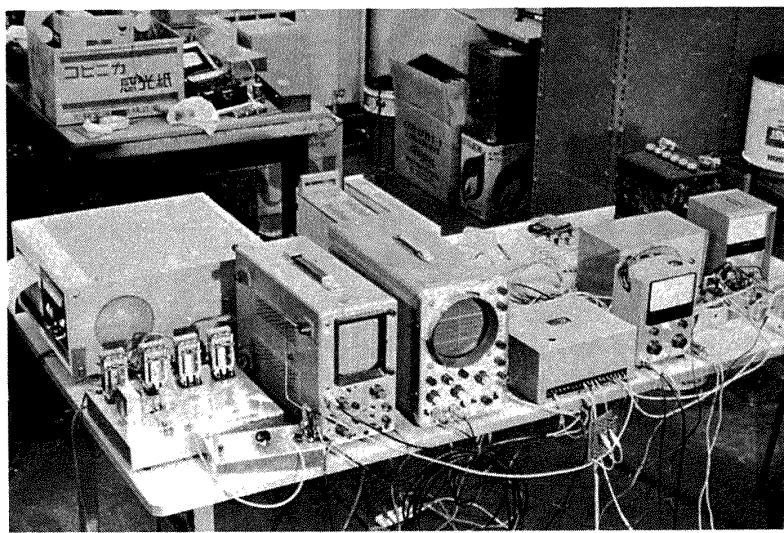
3. 油圧式ソフトサーボ機構の実験装置

油圧式ソフトサーボ機構に関する実験の主な目的は、前章に述べたソフトサーボ機構の特徴機能を的確に把握することであり、更に基礎方程式の数値計算結果を実験結果と対応、比較することによってシミュレーション解析の評価を求めることがある。このためには制御系にステップ入力 i を与えて実験を行ない、その時の最大衝撃加速度 G の値とオーバーシュート ΔY の発生如何を系の挙動に最大の影響を及ぼすと考えられる三個のパラメータ（表2；負荷係数 C_L 、サーボ弁時定数 r 、位置、速度フィードバック比 R_f ）の関連のもとに求める必要がある。

図5は実験装置と計測器を示す実験状況である。ここで実験装置は上述を考慮して図2に従い構成し、その定格仕様を表3のように定めた。アクチュエータの構造は図6のようにして、特にシリンダは摺動部の摩擦を減らすためにテフロンスリッパーシール構造によっている。又図7は計測系統を示す。実験データはここでの実験目的からシリンダ変位 y 、同速度 \dot{y} 、同加速度 \ddot{y} を検出し、直記式電磁オシログラフに記録することにした。ただし \dot{y} は動的レンジの広い適当なトランスデューサが少ないとから、 \dot{y} を微分し（時定数 0.01 sec）フィルタを経て \ddot{y} とすることにした。各トランスデューサと増幅器の規格を表4に示す。



(a) 実験装置



(b) 計測器

図5 実験全般の状況

表3 油圧式ソフトサーボ機構の仕様

(a) 油圧式ソフトサーボ機構の構成

項目	仕様
制御方式	位置制御系(アナログ信号による)
フィードバック方式	位置、速度両フィードバック併用系(アナログ信号による)
サーボ弁	流量制御用
アクチュエータ	直動型(シリンダによる)
作動油	石油系(日石、ハイランドオイル)

(b) サーボ弁の仕様*

項目	目	[単位]	仕様
型式			東測 3F-30 L型 流量制御用
定格			
供給圧力	(P_0)	(kgf/cm ²)	140
入力電流	(I_0)	(mA)	30
スプール変位	(x_0)	(cm)	0.1
ポート開口幅	(w)	(cm)	0.63
流量	(q_0)	(cm ³ /sec)	500
流量係数	(k_i)	(—)	0.76
	(k_v) (cm ² /sec kgf ⁻¹)		950
巻線抵抗		(Ω)	200
ヒステリシス		(%)	< 2
時定数	(τ)	(m sec)	5.3
周波数特性			
-3 dB点	(f_{1w})	(Hz)	≈ 30
90°遅れ点	(f_{2w})	(Hz)	≈ 100

(注) 主として設計仕様により、一部実測及び計算データを示す。

(c) 油圧アクチュエータの仕様*

項目	目	[単位]	仕様
型式			直動型(シリンダ)
耐圧力		(kgf/cm ²)	175
常用圧力		(kgf/cm ²)	140
受圧面積	(a)	(cm ²)	1.41
ピストンロッド外径	(d_r)	(cm)	1.2
シリンダ内径	(d_c)	(cm)	1.8
ストローク	(l)	(cm)	> 10
ピストン自重		(kgf)	0.40
圧力換算摩擦		(kgf)	≈ 1
シール方式			テフロンスリップ

(注) 図6及び附録参照。

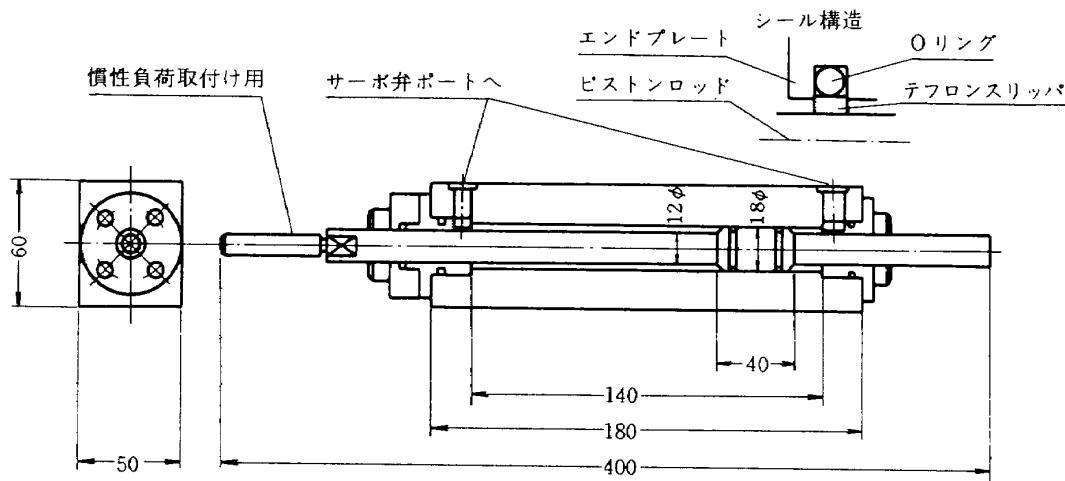


図 6 油圧アクチュエータ(シリンダ)構造モデル図

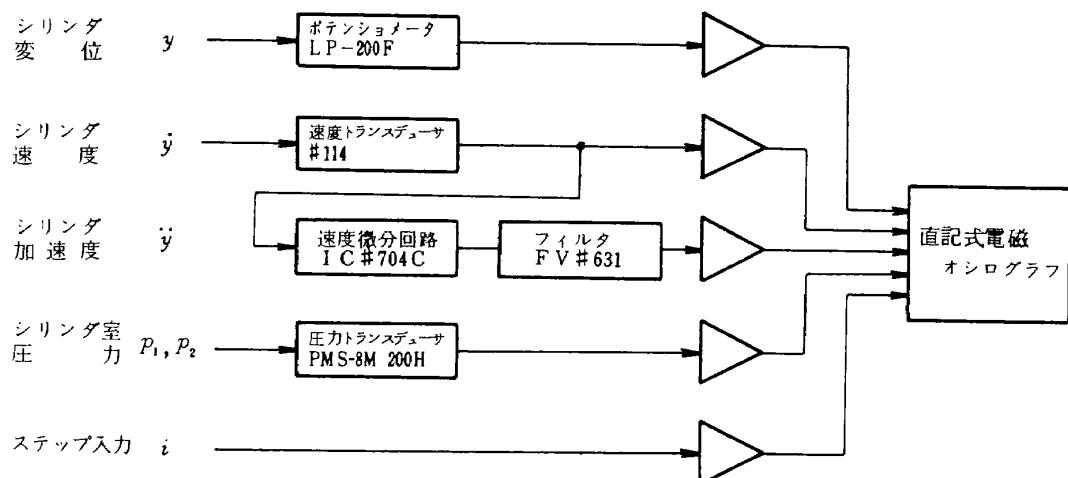


図 7 計測系統図

表 4 トランスデューサ及び増幅器の仕様

(a) トランスデューサの仕様

項 目	[単位]	仕 様
圧力トランスデューサ*		
型 式		トヨダ PMS-8M 200H
測定範囲	(kgf/cm ²)	-1 ~ 200
印加電圧	(V)	9
感 度	(mV/kgf/cm ²)	0.4
速度トランスデューサ		
型 式		TRANS TEK # 114
有効ストローク	(cm)	> 10
感度 (2 kΩ 負荷)	(mV/cm/sec)	1.5
ポテンショメータ		
型 式		緑 LP-200 F 皮膜型
有効ストローク	(cm)	> 20

(注) 圧力トランスデューサはシリンダ室の圧力を検出して、シリンダの一般的な挙動を考察し、かつキャビテーション発生の如何を検討するため使用。

表4 トランスデューサ及び増幅器の仕様(続き)

(b) サーボ増幅器の仕様

項目	[単位]	仕様
型式		東測 # 22-Z 1
入力インピーダンス	[kΩ]	> 30
出力インピーダンス	[Ω]	< 1
入力等価雑音レベル	[μV]	< 10
ゲイン	[dB]	42
出力(200Ω負荷)	[V]	> 6
ディザ信号		内蔵, 100Hz一定
出力リミッタ		内蔵, 可変

4. 油圧式ソフトサーボ機構の実験

4.1 実験方法

サーボ機構の実験は、前章までに述べたことからステップ入力 i の大きさを代表長さ \bar{y} のほぼ二倍に定めて一動作間にサーボ弁を確実に飽和させられるようにし、この i を与えた時の制御系の応答特性を求めるためにした。ここで \bar{y} は $k_{fv} = 0$ の時に、それまで飽和していたサーボ弁が制御を始める位置から整定点までの距離となる。又サーボ弁を殊更飽和させる理由は、以後で述べるようにここでの実験は制動域だけを扱うこととして、それまでの履歴を無視できてかつ初期条件を一定に揃えるためである(次節参照)。この時、実験装置は表3に示した仕様から判るように、シリンダ定格(受圧面積 a)に比べてサーボ弁定格(流量 q_0)が充分大きく、シリンダの最大速度 \dot{y}_{max} は約 3.5 m/sec を出すことができる。しかし実際の実験では、 i が与えられた時に図1に示したような限られたストローク i の範囲内で、サーボ弁の飽和域を含めたその前後におけるシリンダの全挙動を明確に知る必要がある。このために、実験条件は表6(b.1)に示したように $i = 6 \text{ cm}$ に定め、次いで実験の便宜を考えて供給圧力 p_s を定格のほぼ70%に下げ、更にサーボ増幅器にはリミッタを設けて出力を一定値に制限し、同時にサーボ弁と直並列に抵抗を入れて、シリンダの飽和速度 \dot{y}_s が必ず 1.5 m/sec になるように設定した。そ

の結果、バルブゲイン k_s ($= \bar{y}$) は必ず一定値、 1.5 m/sec に定まり、見掛け上のスプール弁ポート流量係数 $k'_{i,v}$ はこの場合に何れも当初の $k_{i,v}$ の $1/2$ に低下したことになる。又サーボ弁時定数 τ は、表2から判るように他の定数が定まればサーボ増幅器ゲイン k_a に比例するから、ここではサーボ弁を一個だけ使用して、 k_a を変えることにより、結果として無次元域で τ が変るようとした。なお負荷係数 C_L 、 τ 、位置、速度フィードバック比 R_f は何れも無次元の値がほぼラウンドナンバになるように有次元の値を予め設定した。

上述に基づく実験項目及び実験定数(次章で述べる数値計算項目及び定数を含む)を表5、表6に示す。

4.2 実験結果

図8は実験結果のアナログデータ例である。同図を考察すると、ここで行なった実験の場合は常に制動域(図1に示すサーボ弁の制御域に係る範囲)における最大衝撃加速度 a_{gB} が加速域における a_{gA} よりも大きいことが判る。又オーバーシュート Δy を生ずるか否かは当然制動域に関する問題である。このことから、実験結果に関して無次元化を図る領域は制動域に限ることにする。その無次元化を行なった実験結果は、I) τ をパラメータに C_L と R_f に対する最大衝撃加速度 G の変化として図示(図9)、II) 位置~速度(Y ~ \dot{Y})位相面図として図示の二種類で示すことにした。ただしこれらは数値計算結果と対比考察の便宜から次章でまとめて示す。

表5 実験(及び数値計算)項目

項目	定数*
負荷係数 (C_L)	0.25, 0.5, 0.75, 1.0
サーボ弁時定数 (τ)	0.2, 0.3, 0.4, 0.6, 0.8
位置、速度フィードバック比 (R_f)	0.0~(0.2刻み)~1.6

(注) それぞれの C_L に対して τ を、そのそれぞれに対して R_f を定めて実験(及び数値計算)。

表6 実験(及び数値計算)定数

(a) 定格値*

項目	[単位]	定数
供給圧力	(p_0) [kgf/cm ²]	140
ステップ入力**	(i) [cm]	6
サーボ弁入力	(z_0) [mA]	30
サーボ弁スプール変位	(x_0) [cm]	0.1
サーボ弁開口幅	(w) [cm]	0.63
ポート流量	(q_0) [cm ³ /ec]	500

(注) 1. 設計仕様によるもの。

2. この実験で特に定めたもの。

(b.1) 実験(及び数値計算)定数(その1 一般定数)

項目	目	[単位]	定数*				
			条件I	II	III	IV	V
供給圧力	(p_S)	[kgf/cm ²]	100				
受圧面積	(a)	[cm ²]	1.41				
ステップ入力	(i)	[cm]	6				
サーボ増幅器最大出力		[V]	6				
変位フィードバックゲイン	(k_{fy})	[mV/cm]	100				
速度フィードバックゲイン	(k_{fv})	[r_f mV sec/cm]	100	総て共通			
サーボ弁流量係数*	(k'_i)	(—)	0.38				
	(k'_v)	[cm ³ /sec kgf ^{1/2}]	475				
サーボ弁時定数	(τ)	[m sec]	5.3				
バルブゲイン	(k_s)	[cm/sec]	150				
油温	(θ)	[°C]	40~50				
サーボ増幅器ゲイン	(k_a)	[10 ⁻² mA/mV]	7.5	11.5	15	22.5	30

(注) $k'_{i,v}$ はサーボ弁と直並列に抵抗を入れ、かつサーボ増幅器の最大出力をリミッタで制限したことから表3(b)と比べて見掛上記の値に低下する。(b.2) 実験(及び数値計算)定数(その2 位置、速度フィードバック比 r_f)[10⁻³ sec]

項目	目	[単位]	定数				
			条件I	II	III	IV	V
サーボ増幅器ゲイン	(k_a)	[10 ⁻² mA/mV]	7.5	11.5	15	22.5	30
			0.0	0	0	0	0
			0.067				0.67
速度フィードバックゲイン	(k_{fv})	[mV sec/cm]	0.089			0.89	
			0.133		1.33		
			0.174	1.74			
			0.267	2.67			

(注) 1. $r_f = k_{fv}/k_{fy}$ 2. 上記の数値は無次元化位置、速度フィードバック比 $R_f = 0.0$ 及び 0.1 に相当する。

表6 実験(及び数値計算)定数(続き)

(c) 代表 値

項 目 (単位)	定 数				
	条件 I	II	III	IV	V
サーボ増幅器ゲイン (k_a) [10^{-2} mA/mV]	7.5	11.5	15	22.5	30
長さ (\bar{y}) [cm]	4.0	2.6	2.0	1.3	1.0
速度 ($\dot{\bar{y}}$) [cm/sec]	150	150	150	150	150
加速度 ($\ddot{\bar{y}}$) [10^3 cm/sec ²]	5.6	8.6	11.3	16.9	22
時間 (\bar{t}) [10^{-3} sec]	26.7	17.4	13.3	8.9	6.7
流量* (\bar{q}) [cm ³ /sec]	210	210	210	210	210

(注) 本表(b)注に示したと同様の理由により、 \bar{q} は表1(b)から求めたものと比べて上記の値に低下する。(d.1) パラメータ(その1 時定数 r)

[—]

項 目 (単位)	定 数				
	条件 I	II	III	IV	V
サーボ増幅器ゲイン (k_a) [10^{-2} mA/mV]	7.5	11.5	15	22.5	30
サーボ弁時定数 (r)	0.2	0.3	0.4	0.6	0.8

(注) $r = (k_S k_{fy} / z_0) k_a \tau$ (d.2) パラメータ(その2 負荷係数 C_L)

[—]

項 目 (単位)	定 数					
	条件 I	II	III	IV	V	
サーボ増幅器ゲイン (k_a) [10^{-2} mA/mV]	7.5	11.5	15	22.5	30	
負荷 (mg) [kgf]	1.5 2.1 3.1 4.1 4.6 6.1 8.2 9.2 12.3 16.4 18.4 25		0.25 0.25 0.25 0.25 0.5 0.25 0.5 0.75 0.75 1.0 0.75 1.0		0.25 0.25 0.5 0.6 0.75 0.75 1.0	0.25 0.5 0.75 1.0 1.0

(注) $C_L = (k_S k_{fy} / a p_S z_0) k_a m$ (d.3) パラメータ(その3 位置, 速度フィードバック比 R_f)

項 目	定 数				
	条件 I	II	III	IV	V
サーボ増幅器ゲイン (k_a) [10^2 mA/mV]	7.5	11.5	15	22.5	30
位置, 速度フィードバック比 (R_f / r_f) [$1/\text{sec}$]	38	58	75	113	150

(注) $R_f = (k_S k_{fy} / z_0) k_a r_f$

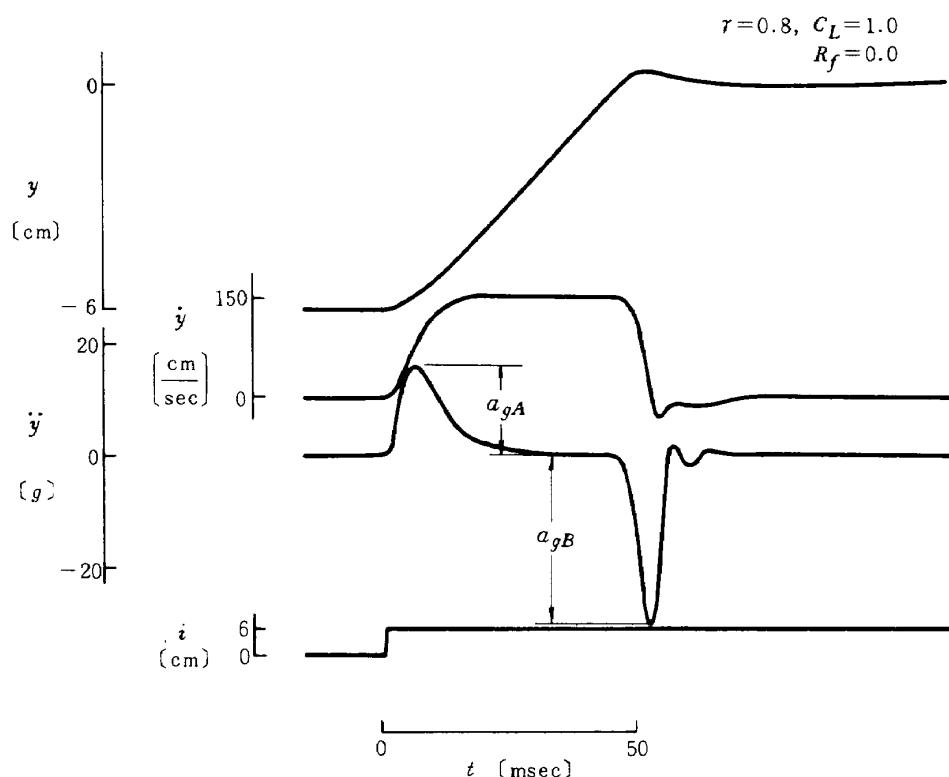
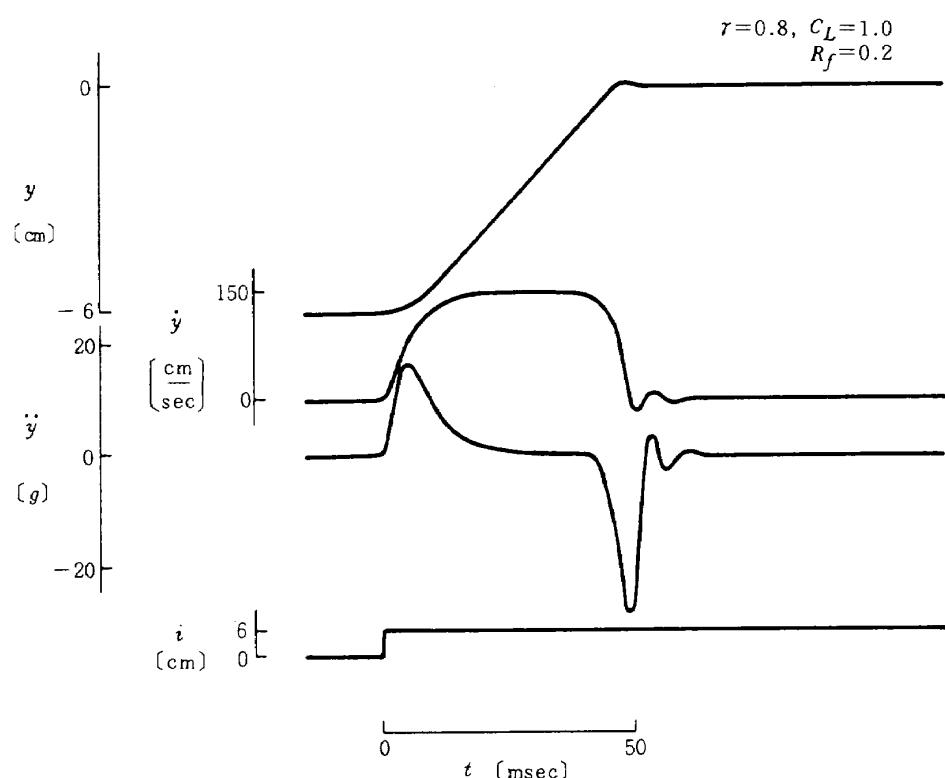
(a) $R_f = 0.0$ の場合(b) $R_f = 0.2$ の場合

図 8 油圧式ソフトサーボ機構の挙動

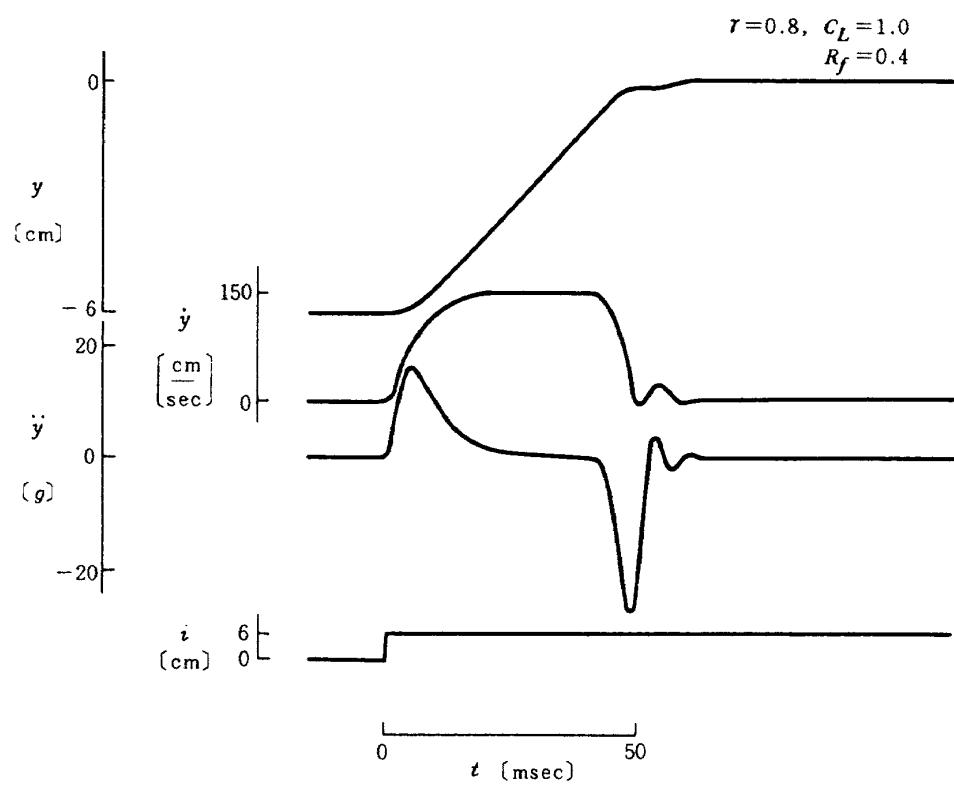
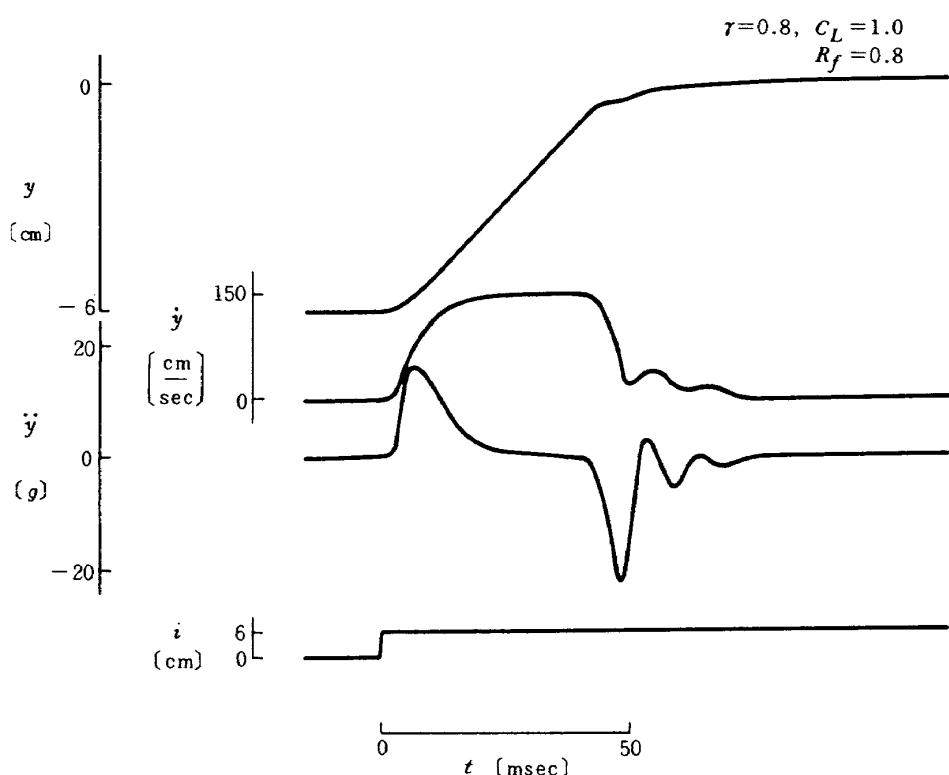
(c) $R_f = 0.4$ の場合(d) $R_f = 0.8$ の場合

図 8 油圧式ソフトサー ボ機構の挙動(続き)

5. 油圧式ソフトサーボ機構に関する実験結果と数値計算結果の考察

5.1 基礎方程式の数値計算⁷⁾

一般に工学系に関して基礎方程式の数値計算を行ない、系の挙動を考察する、いわゆるシミュレーション解析を行なう主な目的は、Ⅰ) 工学系が有しており、かつ表わしている物理的意義の的確な把握、Ⅱ) 数値計算を行なう工学系に対する数学モデルの妥当性や近似度の検討と、シミュレーション解析そのものの評価等にあると考えられる。これに基づいて、数学モデルの適用可能な範囲、更には前提条件の拡大可能な範囲が明確化されることになる。本報告においては第二項を主体に考える。

第2章で定めた基礎方程式(5)の数値計算に際して、その計算範囲は前章2節で述べたことからシリンダ挙動の制動域に限ることにする(図1、図8参照)。この場合、サーボ弁はシリンダの制動域に入る直前までは飽和したままで、系の挙動は総て定常状態を保っており、サーボ弁が制御域に入りシリンダの制動が始まる瞬間を時間 $T = 0$ と定めれば、この時に変位 $Y = 0$ でない限りステップ入力 $I = 0$ と考えることができる。従って式(5)に対する初期条件は以下のように定まる。

$$\left. \begin{array}{l} I = 0 \\ Z = 1 \\ X = 1 \\ \dot{X} = 0 \\ Y = -1 - R_f \\ \dot{Y} = 1 \\ \ddot{Y} = 0 \end{array} \right\} \quad (6)$$

Z はサーボ弁入力信号、 X はスプール変位、 R_f は位置、速度フィードバック比である。

上記式(6)の初期条件のもとで式(5)に表6の計算定数を与えて求めた計算結果を実験結果と対比して図9、図10に示す。ただしパラメータは負荷係数 C_L 、サーボ弁時定数 τ 及び位置、速度フィードバック比 R_f の三個である。

5.2 シリンダ挙動の考察

シリンダの挙動を示す図9、図10における実験結果と数値計算結果を対比すると、シリンダ過渡応答の数学モデルをこの解析例のように簡単化したものにより、かつ又実験誤差が含まれることを考慮に入れれば、この程度でも比較的良好一致していると云えよう。詳細な両者の対比考察は次節で行なうこととして、動作条件を変えた場合のシリンダ全般の挙動は以下のようである。すなわち R_f や τ を大きくすると、どの場合でも系の挙動が鈍

くなつて最大衝撃加速度 G が小さくなり、 C_L を大きくすると常識的に予想されるように上記とは逆に G が大きくなる。又シリンダのオーバーシュート ΔY に関しては、 C_L 、 τ が共に小さければ、位相面上の軌道は滑らかで ΔY を生ずることなく所定位置に整定する。ここで C_L を大きくしても ΔY は生じ難いが、 R_f が小さい場合は軌道の変化が著しい。又 τ を大きくすれば、 C_L が小さくとも R_f が小さい場合は ΔY を生じ易い。更に C_L 、 τ が共に大きくなれば軌道の変化が極めて著しく、 ΔY も又大きくなる。なお実験結果によれば、 R_f 、 C_L を一定に定めて τ を変えると G が一旦大きくなつてから又小さくなることもあるが、このような事例は少なく、かつ実験誤差を考慮に入れれば無視できよう。

上述から、シリンダの挙動を主として支配するものとしてここで取上げた三個のパラメータ C_L 、 τ 、 R_f は系の挙動に大きな影響を及ぼしていることが明確に判る。

5.3 数値計算結果と実験結果の対比考察

—シミュレーション解析の評価—

シリンダの挙動に関して図9、図10に示す実験結果と数値計算結果を対比、考察し、両者の誤差を求めて数学モデルの近似度を検討して、シミュレーション解析の評価を求める。その内容としては定性的な挙動傾向の考察と定量的な誤差、近似度の評価の二項が挙げられる。ここでは実験、解析の最終目的が G と ΔY を求めて線図化し、これを基礎設計データとして役立てることにあるから、Ⅰ) 定性的には特性変化の全般的な傾向と ΔY を生ずるか否かを考察し、Ⅱ) 定量的には G 、 \dot{Y} 、 ΔY に関する誤差を求めて近似度の評価を図ることにする。

定性的な考察として、図9における G の変化は極めて単純であり、実験、計算両結果は充分良く一致する。又図10についても系の挙動は良く一致することが判る。ただし R_f が小さく、 C_L 、 τ 、特に C_L が大きい場合の位相面軌道は、実験結果では途中反転することが明確に見受けられるが、計算結果ではさほど顕著でない。しかし全般に概観的な系の挙動は両者が充分良く一致しており、前報⁷⁾で定めたサーボ機構の数学モデル(すなわち本報告式(5))はこの系の挙動を妥当に表わすものと評価できる。なお ΔY の発生如何については定量的な検討を加える際に併せて考察を行なう。

定量的な検討事項としては、実験結果に対する数値計算結果の誤差を求めて数学モデルの近似度の評価を行なうこととする。このためには何等かの適当な評価基準が必要になるが、現状ではシミュレーション解析に関して一般に認められているような基準はもとより、特定例に対してさえも数値的な基準は殆んど見当らない。これは

このような基準が現実には具体的な解析対象を与えられた上で、その動作機能や目的用途などの関連のもとに個々に定められるべき性質のものであって、画一的には決め難いことによるものと考えられる。このために著者は先に僅かな文献例に準拠して、サーボ機構のシミュレーション解析に際しての評価基準を提案した。⁸⁾⁹⁾ その基準を表7に示す。ただし同表の基準Iは一般の機械装置の特性評価に際して、直流的入力に対する任意周波数動作時のデータから、系の特性を代表するものとしてゲイン変化と位相差を取上げ比較する例による。¹⁰⁾ 又同IIは飛行シミュレータを使用して航空機の運動解析を行なう場合に動的総合模擬精度として妥当とされるものによる。¹¹⁾ 以下における数値計算結果の評価は同表によることにする。

表7 評価基準

項目	基準I	基準II
誤差 (ϵ_G)	-0.29	-0.22

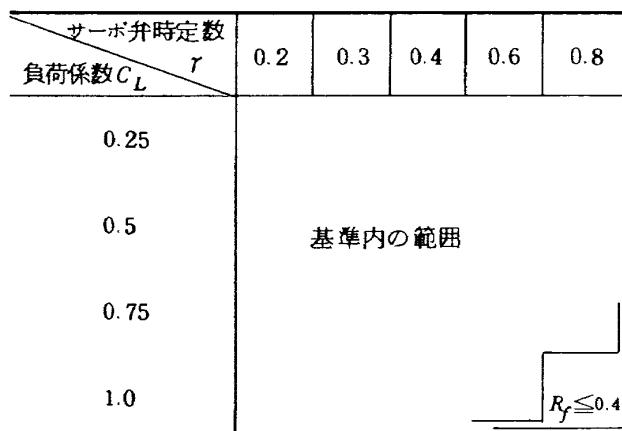
(注) ϵ_G はそれぞれ -3 dB, -2 dB に相当。

図9において、任意の R_f に対する計算結果 G_{cal} を実験結果 G_{exp} と対比すると、 C_L , r が共に小さい場合は R_f の大小にかかわらず両者は良く一致する。次に C_L を大きくすると R_f の増加に伴ない急に誤差が大きくなる。又 r を大きくしても同様になるが、特に r が大きい場合は R_f が小さくても誤差が甚だしい。ここで図9から $(G_{exp} - G_{cal})/G_{exp}$ を求めて表7により評価を行なえば、 C_L , r が共に最大になる一例だけを除き残余は総て基準Iの許容誤差範囲内に収まる(表8(a))。又基準IIによっても r が特に大きい場合を除けばほぼ許容範囲内に収まる(同表(b))。なおここでは実験条件の如何にかかわらず常に $G_{cal} < G_{exp}$ で与えられている。

次に図10から \dot{Y} と ΔY に関する解析結果の評価を求める。ここでは本報告における実験、解析の目的から、例えば Y の特定位置を定めてその点の \dot{Y}_{exp} に対する \dot{Y}_{cal} の精度を全部の条件について求めるようなことは比較的意義が少ないのであろう。又 $\dot{Y} = 1$ からシリンダが整定するまでの位相面軌道の Y 軸上変位距離、すなわちサーボ弁制御域を個々に求めたり、オーバーシュートの挙動を各条件ごとに詳細に検討することも、実験時の計測精度の観点から必ずしも適当とは考えられない。実験、解析結果によれば、シリンダが整定する間に生ずる G は常に $Y \approx 0$ で現われるから、その近傍における軌道勾配を

表8 最大衝撃加速度 G の計算精度が評価基準内に収まる範囲(パラメータ R_f)

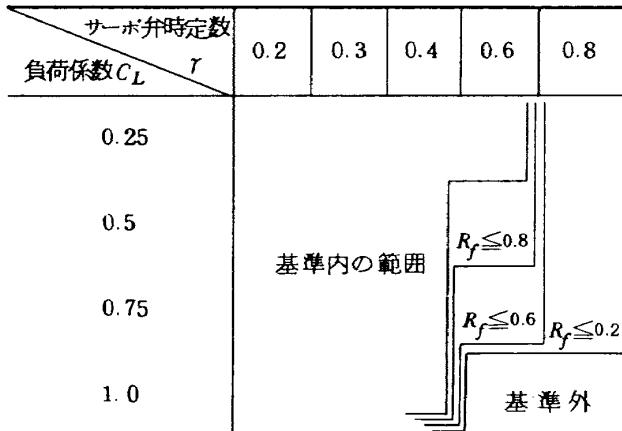
(a) 評価基準Iに収まる範囲



(注) 1. 誤差 $\epsilon = (G_{exp} - G_{cal})/G_{exp}$ が ϵ_{GI} 以下の範囲。

2. $r = 0.8$, $C_L = 1.0$ の場合に ϵ は $R_f \geq 0.6$ に限って ϵ_{GI} を越える。

(b) 評価基準IIに収まる範囲

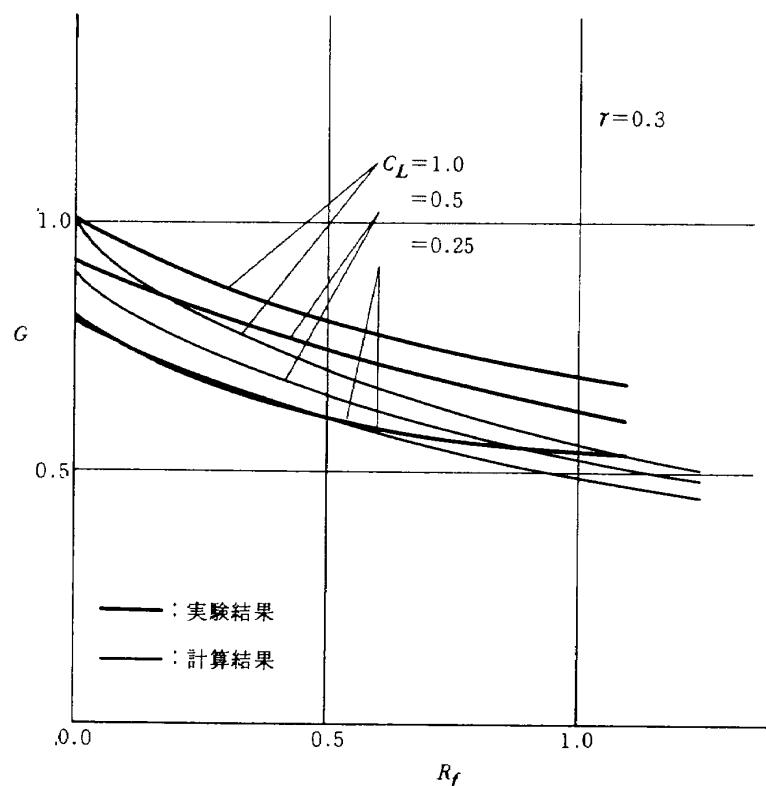
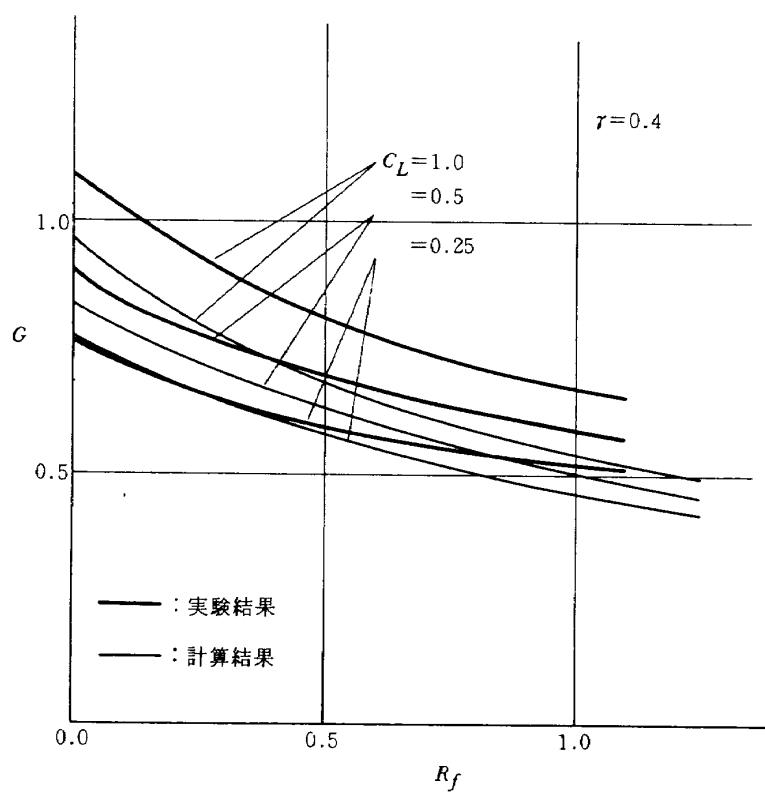


(注) 1. 誤差 $\epsilon = (G_{exp} - G_{cal})/G_{exp}$ が ϵ_{GII} 以下の範囲。

2. R_f の値の如何にかかわらず ϵ が ϵ_{GII} を越えるのは $C_L = 1.0$ で $r = 0.6, 0.8$ の場合だけである。

比較して両者が充分良く似通つておれば、 G の値や ΔY を生ずるか否かの条件も両者は殆んど一致するものと考えられよう。

上述から、 \dot{Y} に関する計算精度を評価するために軌道の勾配角 θ を取上げ、評価基準内に収まる範囲を求めるに、表9(a)に示すように充分優れていることが判る。ここで θ とは $\dot{Y} = 0.25$ と原点 ($\dot{Y} = 0$) を結ぶ直線が $-Y$ 軸となす角と定める。しかし軌道が $\dot{Y} = 0.9$ から $\dot{Y} = 0.1$ に至る間の Y 軸上投影変位を δY で表わして比

(a) $r = 0.3$ の場合(b) $r = 0.4$ の場合

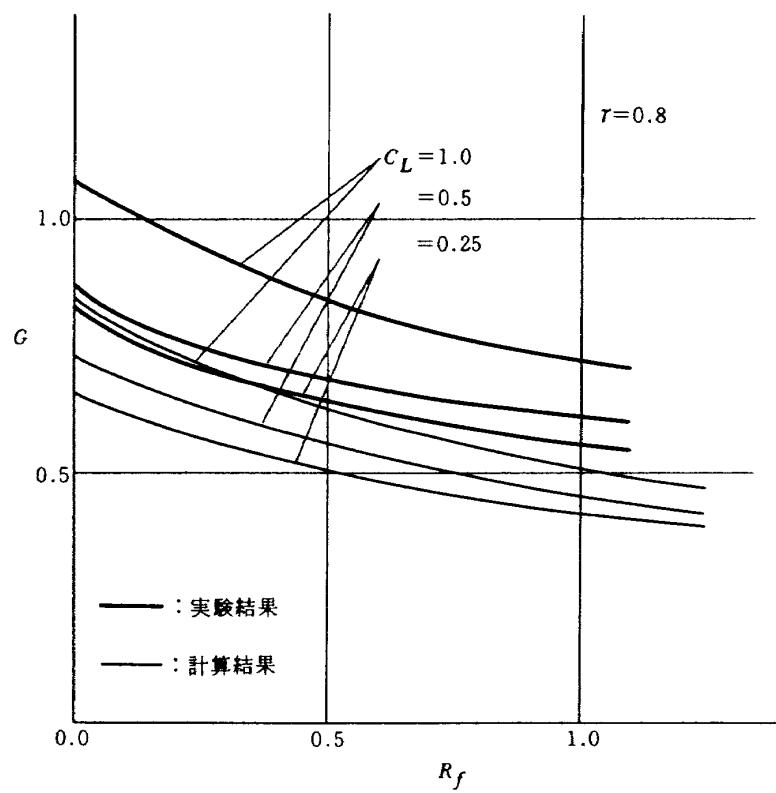
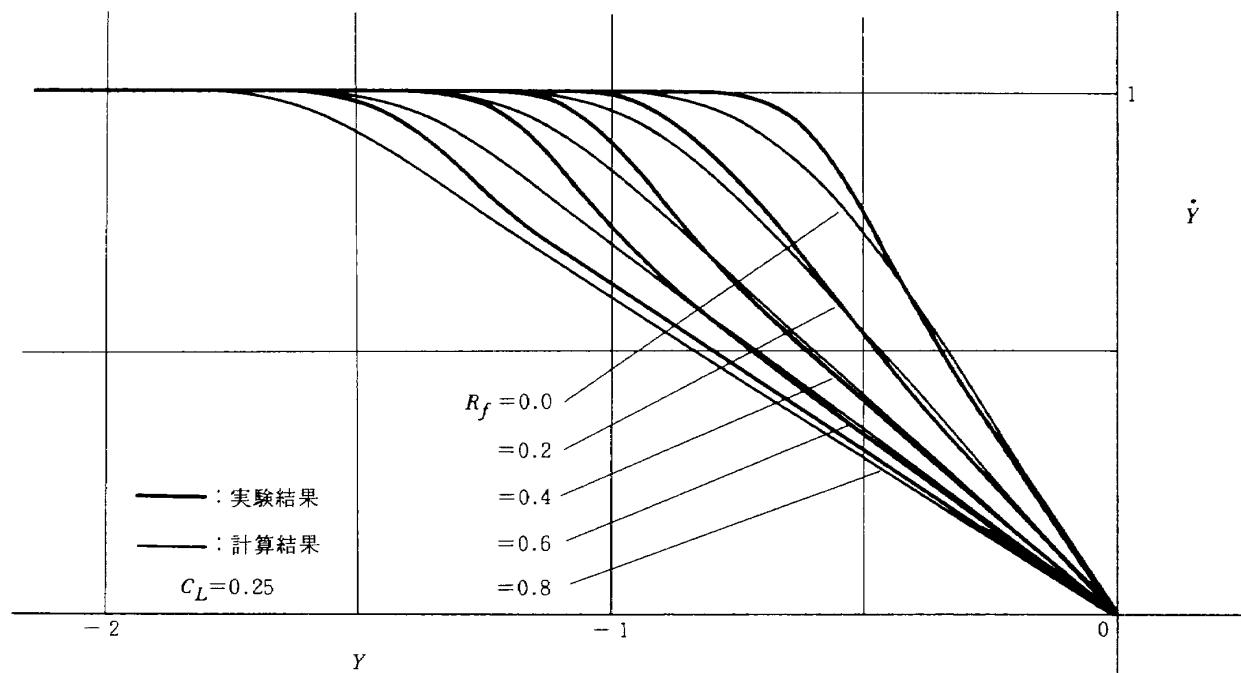
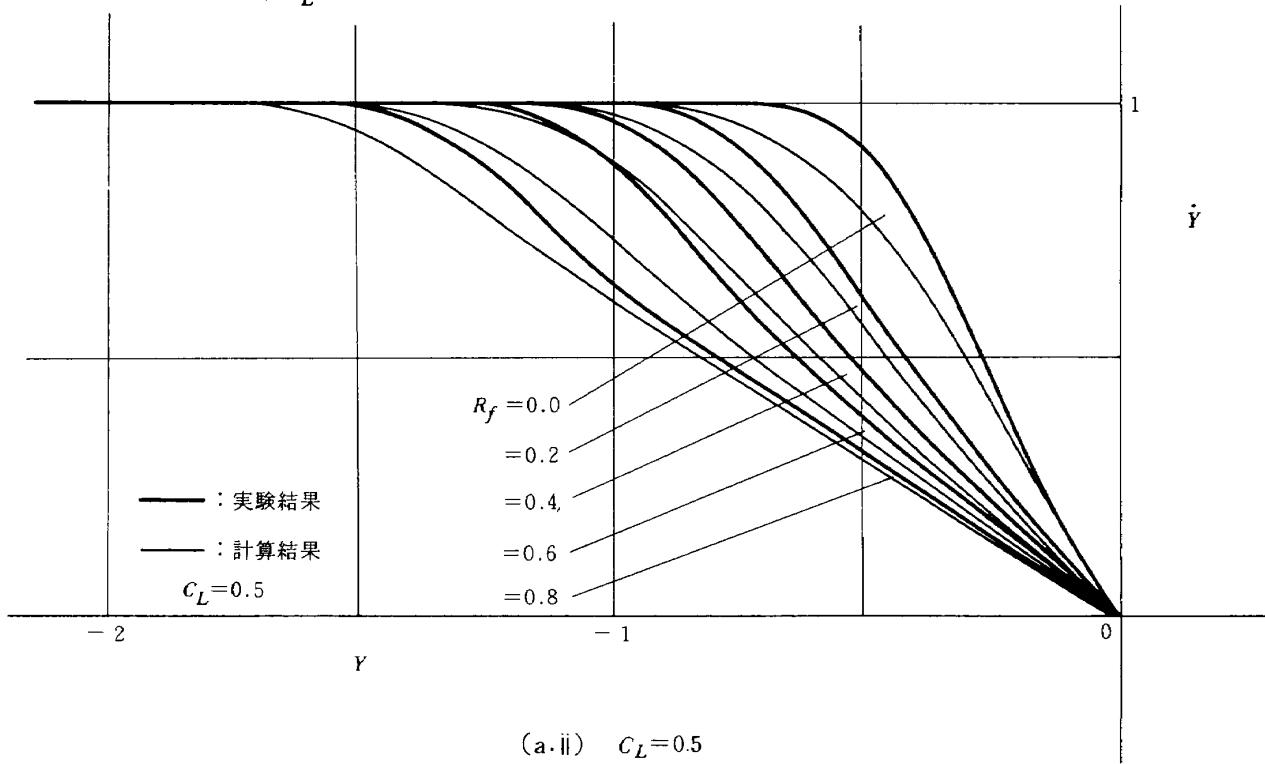
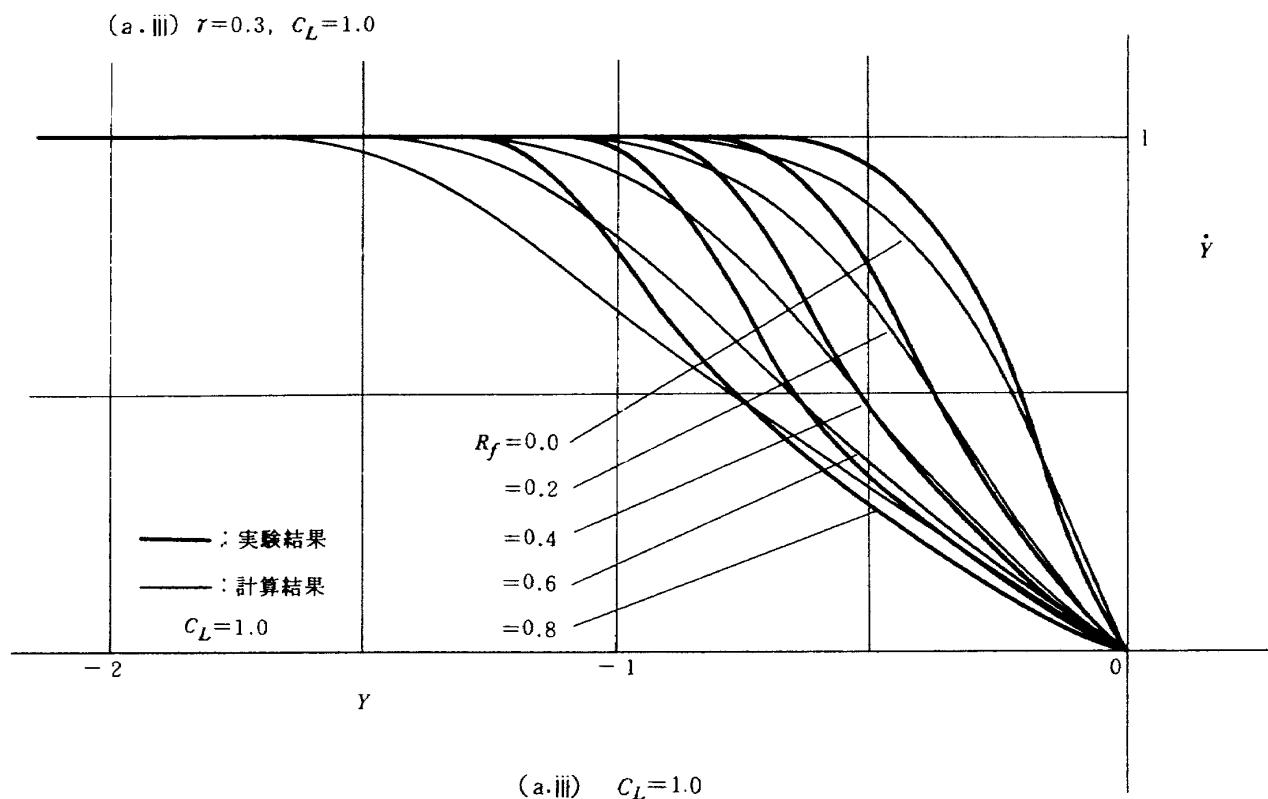
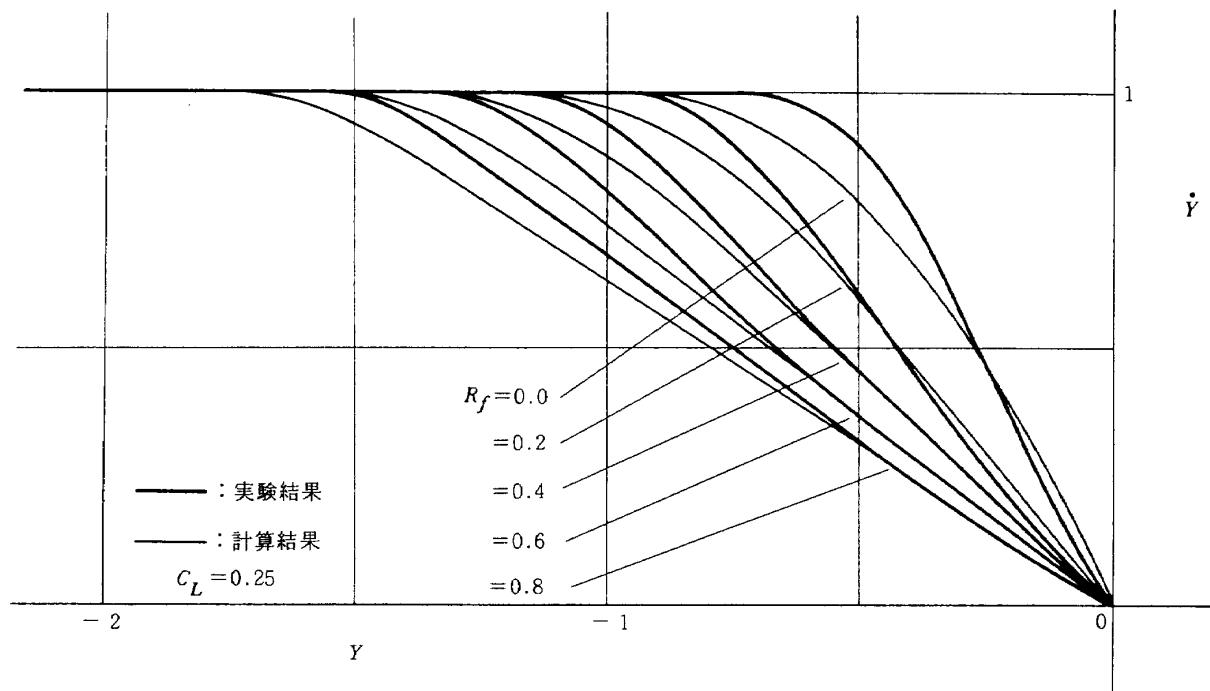
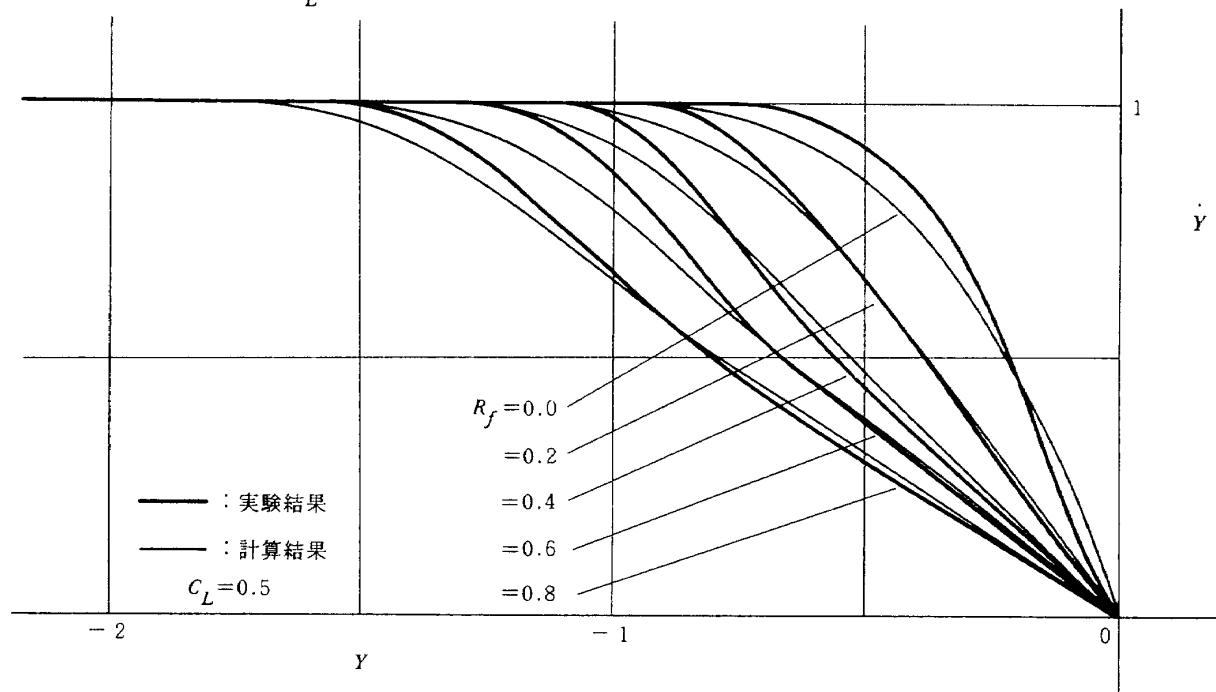
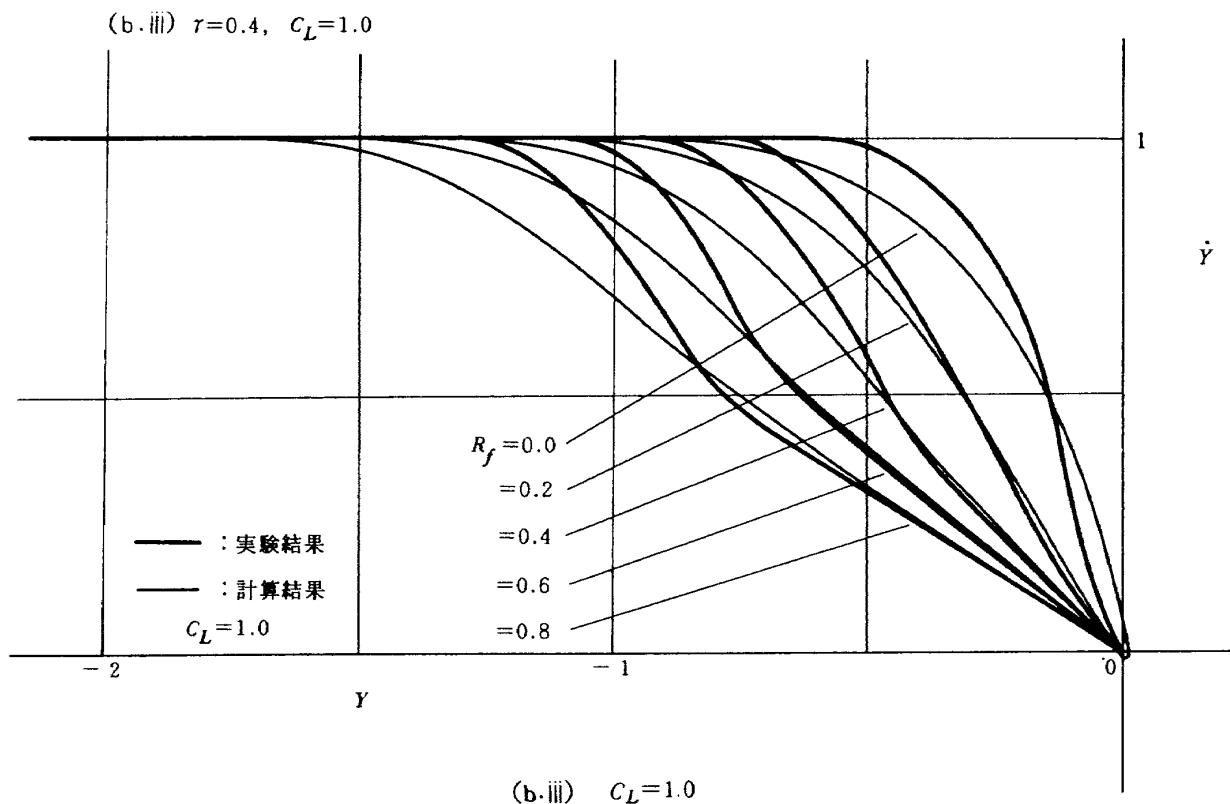
(c) $\gamma = 0.8$ の場合

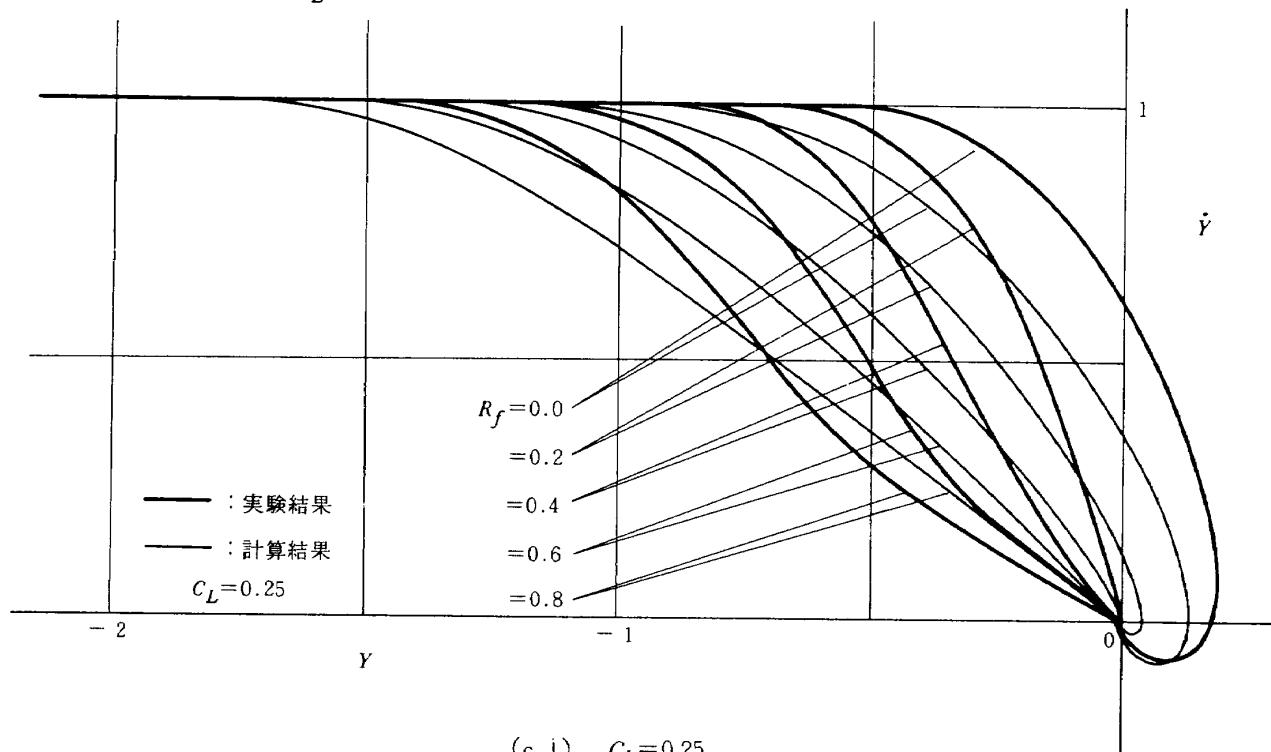
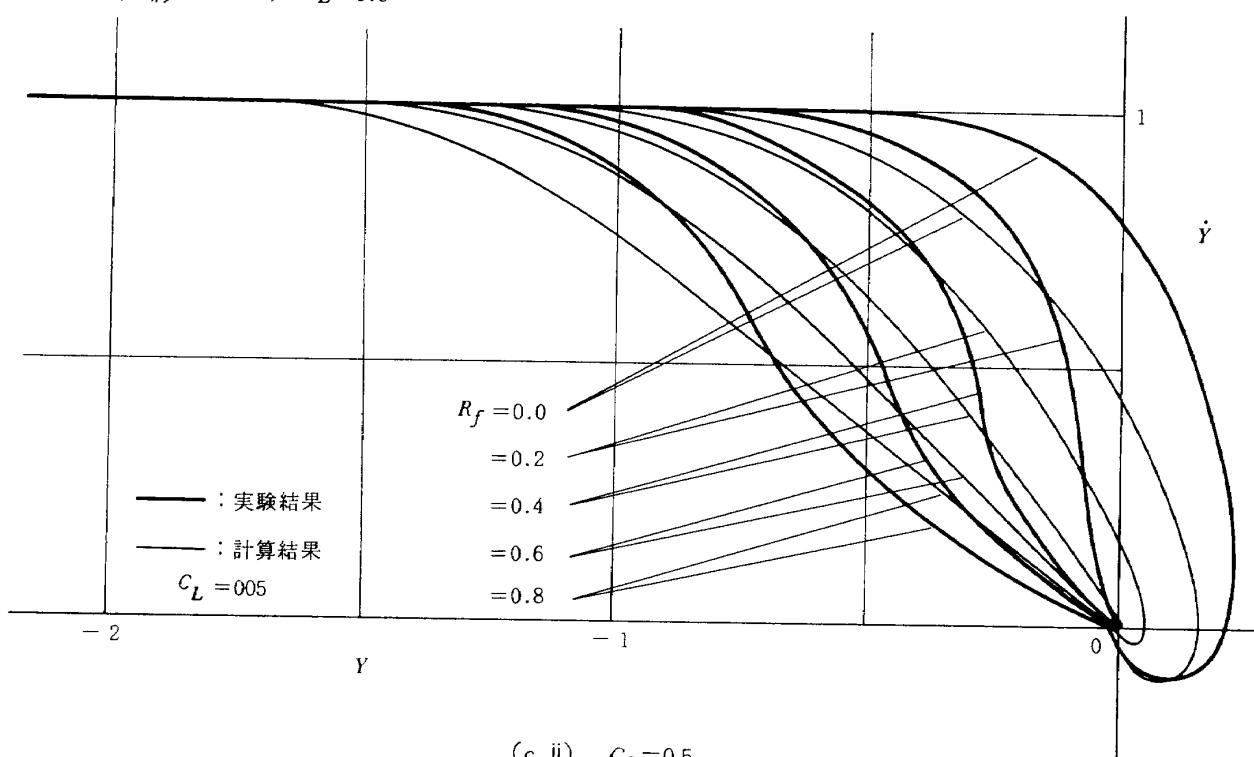
図 9 最大衝撃加速度

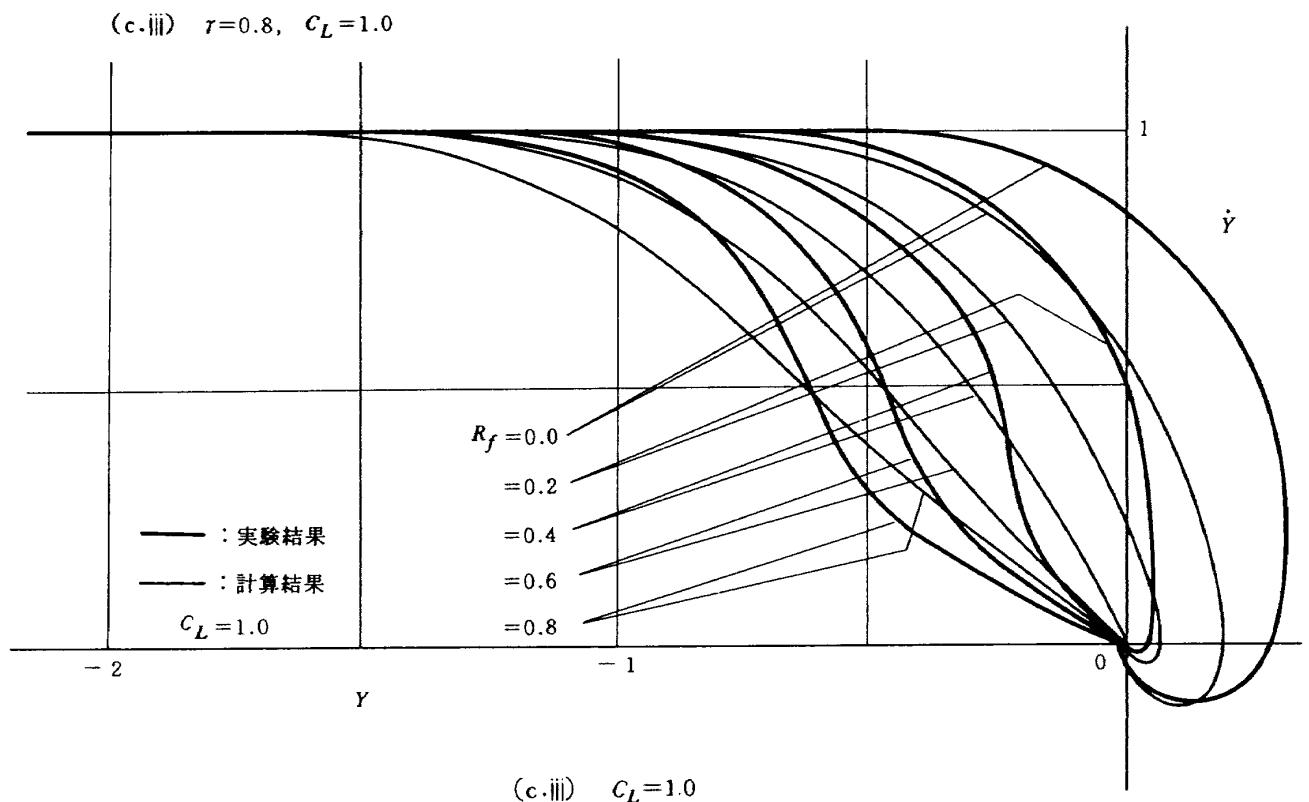
(a. i) $r=0.3, C_L=0.25$ (a. i) $C_L=0.25$ (a. ii) $r=0.3, C_L=0.5$ (a. ii) $C_L=0.5$

図 10 位置～速度位相面図 (a : $\gamma = 0.3$ の場合)

(b. i) $r=0.4, C_L=0.25$ (b. i) $C_L=0.25$ (b. ii) $r=0.4, C_L=0.5$ (b. ii) $C_L=0.5$

図 10 位置～速度位相面図(続き)(b: $r = 0.4$ の場合)

(c. i) $\tau = 0.8, C_L = 0.25$ (c. i) $C_L = 0.25$ (c. ii) $\tau = 0.8, C_L = 0.5$ (c. ii) $C_L = 0.5$

図 10 位置～速度位相面図(続き)(c: $r = 0.8$ の場合)

較すると、 γ が小さい時は精度が高いが、 γ が大きくなるに伴ない精度が低下することが示される（同表(b)）。ただしこれらは何れも計算結果でオーバーシュートを生じない限界値の R_f の範囲で考察したものである。なおサーボ弁制御域限界 ($\dot{Y}_{\text{exp}} = 1$) における \dot{Y}_{cal} を比べると精度が良いが（同表(c)）、前述のように Y 軸上で $\dot{Y}_{\text{exp}} = 1$ の点を定めることそのことの誤差が大きいので意味が少ないであろう。ただし、何れの場合にもそれぞれの γ , C_L に關してオーバーシュート ΔY を生じない R_f の範囲に限ることとし、その限界は表 10(a) に示す。

又 ΔY に關して、 γ 及び C_L を任意に定めた時にソフトな特性を与える、すなわち ΔY を生じない R_f の限界値は表 10(a) に示す通りである。なお実験、数値計算両

表 9 速度 \dot{Y} の計算精度が評価基準内に収まる範囲(パラメータ R_f)(a) 位相面軌道の勾配角 θ

サーボ弁時定数 負荷係数 C_L	γ	0.2 ~ 1.0
0.25 ~ 1.0		総て基準 II の範囲内

(注) $Y \sim \dot{Y}$ 位相面軌道において、 $\dot{Y} = 0.25$ と原点 ($\dot{Y} = 0$) を結ぶ直線が $-Y$ 軸となす角を軌道勾配角 θ と定めて、 $(\theta_{\text{exp}} - \theta_{\text{cal}})/\theta_{\text{exp}}$ が $|\epsilon_{GII}|$ 以下の範囲。

(b) 制動間の変位距離 δY

サーボ弁時定数 負荷係数 C_L	0.2	0.3	0.4	0.6	0.8
0.25 ~ 1.0	基準 I の範囲内		基準外 の範囲内		

(注) 実験結果と計算結果が共にオーバーシュート ΔY を生じない限界値の R_f において、 $\dot{Y} = 0.9$ から $\dot{Y} = 0.1$ に低下する間に変位する距離を δY とし、 $(\delta Y_{\text{exp}} - \delta Y_{\text{cal}})/\delta Y_{\text{exp}}$ が $|\epsilon_G|$ 以下の範囲。

(c) サーボ弁制御域における速度 \dot{Y}

サーボ弁時定数 負荷係数 C_L	γ	0.2 ~ 0.8
0.25 ~ 1.0		総て基準 II の範囲内

(注) $R_f = 0.0$ においてサーボ弁が実際に制御域に入った瞬間の $(1 - \dot{Y}_{\text{cal}})$ が $|\epsilon_{GII}|$ 以下の範囲。ただしこの瞬間ににおいては $\dot{Y}_{\text{exp}} = 1$

結果を比較して、計算結果で ΔY を生じない条件は実験結果よりも常に R_f の値が 0.1 ~ 0.2 大きくなければならない。しかしこのような時には ΔY が小さいために計測精度が低く、この意味から実際に ΔY を生ずる時の R_f の限界値はほぼ一致しているものと考えられる。又 $R_f = 0.0$ における ΔY の値は同表(b)に示す通りであって、実験結果に比べて計算結果は ΔY の増大がおだやかであることが判る。

以上に述べたことから、数学モデル、式(5)は定性的に系の挙動を満足に表現していると云うことができる。更に同式による G 、 ΔY などの計算結果は実験結果と比べて定量的にも妥当な精度を有するものと云えよう。なおパラメータが特に大きい場合は一部に評価基準の範囲を越えることがあるが、実物機構の設計時には常に安全側に定数を定めて設計余裕を持たせることを考慮に入れれば、この程度の精度で充分満足できよう。この意味からも R_f の刻み ΔR_f は 0.1 ~ 0.2 程度で充分と考えられ、実験、計算共にこの値を用いている。

なお、実際にサーボ機構を構成して特性を求める場合に、パルスゲイン k_S を徐々に高めてある値以上になると発振を起すことがしばしばある。更にこの実験装置の

表 10 オーバーシュート (パラメータ R_f)(a) ソフトな特性を与えるに必要な R_f の最低値

サーボ弁時定数 負荷係数 C_L	γ	0.2	0.3	0.4	0.6	0.8
0.25	—	—	0.2	0.2	0.6	
0.5	—	—	0.2	0.2	0.6	
0.75	—	—	0.2	0.4	0.6	
1.0	—	—	0.2	0.4	0.6	

(注) R_f が本表に示した値よりも大きければサーボ機構の挙動にはオーバーシュート ΔY を生じることなくソフトな特性を与える。なお横線を引いたものは R_f の値に関係なくソフトな特性を示している。

(b) オーバーシュート量 ΔY

サーボ弁時定数 負荷係数 C_L	γ	0.2	0.3	0.4	0.6	0.8
0.25 ~ 1.0	—	—	—	—	—	—

(注) $R_f = 0.0$ におけるオーバーシュート量 ΔY を示す。ただし $\gamma = 0.4$ の場合は ΔY が計測精度の限界に近いために比は求め難い。

場合は R_f を大きくした場合にも系の動作に不安定を生じた。これらの現象はここで定めた数学モデル(式(5))によっては説明できない。これは式(5)の誘導に際して、その前提でサーボ弁の共振、作動油の圧縮性、シリンダの剛性や摩擦、信号・雑音比など、共振現象を生ずる原因を総て無視しており、ここでは通常の考え方へ従ってこれらがかなり高い周波数域に分布して、実験、解析の範囲外にあると想定したことによる。しかし実際には、シリンダの摩擦特性一個を取り上げても実作動時の値は相当のものであるから、上述のように詳細なシリンダ挙動の解析に際しては決して無視できるものではなかろう(附録参照)。従って、上述の表9、表10における評価結果は、厳密にはここで実験を行なった装置と全く同一のもの、すなわち特定サーボ弁、シリンダ、増幅器、更には配線、配管状況までも同様でなければ成立しない。しかし既述の前提条件は一般に相当広い範囲にわたってほぼ成立するものとされており、更に計算精度も与えていることから、先に定めた式(5)は相似則が成立つ限り充分有用である。更にここで実験、解析両結果を対比した範囲から外挿し解析条件をより広い範囲に拡大することも、相似則がほぼ成立すれば充分有用であろう。従って、式(5)はソフトサーボ機構の実用設計上有用性の高いことが期待され、又数値計算を行なうだけでその総合特性を予測することができ、シミュレーション解析の有用性を高く評価できる。又これに基づき G 及び ΔY を三個のパラメータ、 C_L 、 r 、 R_f の関連のもとに線図化し、実用設計に用いることも極めて有用性が高いものと考えられる。

6. 結 言

本報告においては、油圧式ソフトサーボ機構の実験結果及びこの実験条件に対応したシミュレーション解析結果に関する評価について述べた。このサーボ機構の解析結果はその無次元化基礎方程式を非線形の形のままで扱ったものについて先に報告したが⁷⁾、一般にこのような解析手法ないしは結果に対しては実験データに基づく裏付け評価が是非望まれる。このことから、ここで実験を行なった装置は通常のハードサーボ機構と同じく流量制御サーボ弁とシリンダで構成されているが、その特徴はシリンダ定格に比べて大定格のサーボ弁を使用したこと、更に速度フィードバックの特性補償を行なったことであり、これにより、高速、高精度でしかもソフトな特性機能を得ようすることに意味がある。

実験、解析及びそれに対する評価を求めた結果、以下のことが明らかになった。すなわち、

i) 実験により、油圧式ソフトサーボ機構の全般挙動を明確、かつ具体的に把握できた。

ii) ハードサーボ機構の特性ソフト化手法として取上げた速度フィードバックによる回路補償の効果が極めて顕著であることを確認できた。すなわち速度フィードバック量如何により、ハードな特性からソフトな特性(ΔY)の発生状況と最大衝撃加速度 G の値を任意に定められることが判った。

iii) 本報告で定めた三個のパラメータ R_f 、 C_L 、 r (R_f は位置、速度フィードバック比、 C_L は負荷係数、 r はサーボ弁時定数)が制御系に及ぼす影響を的確に把握できた。

iv) 実験、解析結果を対応比較の結果、両者は良く一致し、前報で確立した基礎方程式は適用範囲が広く、かつシミュレーション解析手法の有用性の高いことが確認できた。

なお実際の機器においては、本報告における基礎方程式の導出過程で省略した摩擦、スティフネスなどの各種要因が系の特性に複雑な効果を与えることが予想され、例えば繰返時の位置決め精度や解析結果の模擬精度などはこれらにも関係して定まるものと考えられる。しかし実際問題として、大きく系の挙動を決定する要因は比較的限られており、上述の如きの影響は比較的僅少なものと想定して、ここではその主要要因を R_f 、 r 、 C_L の三個と定めた。その妥当性は、ここでのように油圧式ソフトサーボ機構の特徴機能として ΔY 、 G を検討課題とする立場のもとで、数学モデルの計算精度がある評価基準に対して許容幅のある適当範囲に収まることを前提とするならば、実用上はこれで充分と考えられる。事実、実験、解析の両結果は共にこれら三個のパラメータで良く ΔY 、 G に関する系の特性を代表、表現できたものと考える。又本報告に示す油圧式ソフトサーボ機構の構成手法は、一般に大制御システムにおけるその端末出力装置としての目的機能から考えて、サブシステムの独立性、分離可能、構成の容易さなどの観点から、極めて有効かつ実際的なものと評価できる。

後 記

本研究を進めるに当り、常時御指導を賜わった上智大学高橋浩爾教授、実験、解析に協力された同大学高橋米秋、宮本均両氏に厚くお礼を申上げる。

文 献

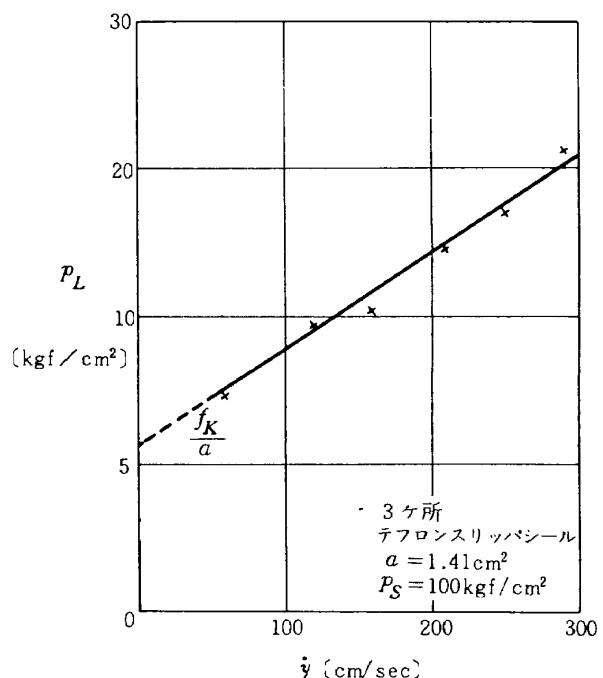
- 1) 自動制御研究会編：自動制御便覧 p.491 コロナ社
(昭 37)
- 2) 石原，外編：油圧工学ハンドブック p.480, 572
朝倉書店(昭 47)
- 3) 日本油空圧協会編：油空圧便覧 p.803 オーム社
(昭 50)
- 4) 自動制御研究会編：自動制御便覧 p.234 コロナ社
(昭 43)

- 5) 津田：油空圧協会誌 3 p.24 (昭 47)
- 6) 池谷，堀江：第 3 期秋季油空圧講演会前刷 p.31
(昭 47)
- 7) 池谷，梶井：航技研 TR-462 (昭 51)
- 8) 池谷：機械学会講演論文集 № 750-4 p.137
(昭 50)
- 9) 池谷：航技研 TR-421 (昭 50)
- 10) 文献 2) p.395
- 11) Connelly : IRE Trans. EC-11 p.31 (1962)

附録 実作動(圧力印加)時のシリンダの摩擦特性
サーボ弁が飽和した状態におけるシリンダの運動方程式は下式で表わされる。

$$a p_L = c_f \dot{y} + f_R \operatorname{sgn} \dot{y} \quad (\text{附 1})$$

a はシリンダ受圧面積, p_L は負荷圧力, c_f は粘性摩擦係数, f_R は摩擦(力), y はシリンダ変位である。
なおサーボ弁が飽和しているから, \dot{y} = 一定, \ddot{y} = 0
である。従って, 実験時の \dot{y} と p_L を求めることによって
 f_R を知ることができ, 更に縦軸との交点を求めれば
圧力印加時の始動摩擦 f_K を求めることもできる。附図
1 は実作動(圧力印加)時のシリンダの摩擦特性に関する実験例を示す。同図から, 圧力印加時の f_K は通常の圧力換算摩擦測定(供給圧力 $p_S \geq 0 \text{ kgf/cm}^2$)による結果, 通常は 1 kgf/cm^2 以下とされるものに比べて格段に大きいことが判る。



附図 1 シリンダの摩擦力(速度一定)

航空宇宙技術研究所報告483号

昭和52年1月発行

発行所 航空宇宙技術研究所
東京都調布市深大寺町1880
電話武藏野三鷹(0422)47-5911(大代表) 〒182

印刷所 株式会社 共進
東京都杉並区久我山4-1-7(羽田ビル)
