

UDC 534.28.  
629.76.062.2-522

# 航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-213

ジンバルエンジン駆動用 DPF 方式  
油圧サーボの試作研究

畑 山 茂 樹・輿 石 肇

1970 年 9 月

航空宇宙技術研究所  
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

既 刊 報 告

- TR-195 箱型主翼構造模型のひずみ分布とたわみに関する計算と実験  
Results of Strains and Deflection Measurements Carried out on Model Wings and their Comparison with Calculated Results 1970年5月 久能和夫
- TR-196 回転式動安定測定装置による遷音速試験  
Dynamic Stability Test in Transonic Wind Tunnel Rotary System 1970年5月 小橋安次郎, 河野長正  
西 武徳, 宮沢政文
- TR-197 T Wind Tunnel Investigations of the STOL Airplane, with Attention to the Relations between the Aerodynamic Characteristics and their Wake Structure May, 1970 Norio Inumaru  
Kiyomi Kitamura  
Nagakatsu Kawahata  
Hitoshi Takahashi  
Tomoaki Suzuki
- TR-198 低マッハ数における翼型の翼型抗力の計算  
A Calculation of the Profile Drag of Airfoils at Low Mach Numbers 1970年5月 河崎俊夫, 石田洋治
- TR-199 鈍い頭部を有する円筒物体まわりの超音速流れ  
Supersonic Flow Fields around Cylindrical Bodies with Blunt Nose 1970年6月 河本 巖
- TR-200 フライイングテストベッドの高度制御システムの検討  
(II) シミュレーションによる二, 三の問題点の検討  
Analytical and simulation Studies on the Height Control System of Flying Test Bed (II) On Some Problems 1970年6月 堀川勇壯, 甲斐忠夫
- TR-201 FA-200 改機の風洞試験  
(III) 地面効果  
Low Speed Wind Tunnel Test of the FA-200-XS Airplane Model Influenced with Ground Effects 1970年7月 広末健一, 高橋 宏  
小野孝次, 桑野尚明
- TR-202 過酸化水素分解ロケットモータの実験  
The Experimental Investigation of Monopropellant Hydrogen Peroxide Reactor 1970年7月 清水昭紀, 種村利春
- TR-203 固体ロケット多分力テストスタンドの精度について  
On the Accuracy of the Multi-Component Test Stand 1970年7月 石井進一, 山田 晃  
鎮西信夫, 引地豊三  
工藤賢司
- TR-204 ジェットエンジン燃焼器の燃焼性能の研究  
Investigation of Combustion Performance of Turbojet Combustor 1970年7月 大塚貞吉, 堀内正司  
本間幸吉
- TR-205 差分法による2次元非定常ノズル流の数値計算  
Finite Difference Calculations of Two-dimensional Nonsteady Nozzle Flows 1970年8月 石黒登美子
- TR-206 航空機の横操縦を行なう人間の動特性についてのシミュレータ実験(1自由度の場合)  
A Simulator Experiment to Investigate the Human Behavior in Tracking Task 1970年8月 別府護郎, 坂井紀穂  
吉田純一
- TR-207 境界層内圧力変動による板の振動解析(I)  
—周辺単純支持板—  
Response Analysis of the Simply Supported Plate to Boundary Layer Pressure Fluctuations 1970年9月 藤森義典
- TR-208 ガスタービン燃焼器  
Gas Turbine Combustors 1970年9月 鈴木邦男, 田丸 卓  
堀内正司, 齊藤 隆

# ジンバルエンジン駆動用 DPF 方式 油圧サーボの試作研究\*

畑山 茂樹\*\*・奥石 肇\*\*

## A Study of Gimbal-Engine Actuating Hydraulic Servomechanism with DPF Hydromechanical Compensation Network

By Shigeki HATAYAMA and Hajime KOSHIISHI

One of the most important problems associated with the design of liquid rocket thrust vector controlling systems is compensation of resonances, which arise from mechanical compliance in gimbal-engine mechanisms. DPF compensation is appropriate for this problem, as discussed in our previous papers (5)-(6).

This paper is concerned with the design effort on the gimbal-engine actuating hydraulic servo with DPF hydromechanical compensation network, which realizes DPF compensation characteristics. A DPF network composed of orifice, pistons and springs, has the approximate transfer function  $T_3s/(T_3s+1)$ , as analyzed herein. The experimental device showed that a DPF hydromechanical compensation network functions well to compensate for the resonance of gimbal-engine mechanisms.

An analog computer-hardware (experimental device) simulation of rocket pitch attitude control system by the gimbal-engine is presented to illustrate the effectiveness of a DPF compensation hydraulic servomechanism.

The results in this paper are general in nature and might apply just as well to a system that controls a massive antenna or a massive table on a milling machine.

### 1. 緒 言

液体ロケットの推力方向制御にはジンバルエンジン方式が最もよく使用される。それはロケットエンジンを油圧サーボによって回転位置制御する方式であるが、その機構には次のような問題が存在する。一般に、ロケットの設計においては構造重量を軽減することが非常に重要である。この要請は当然ジンバルエンジン支持機構にも課せられる。このため、ロケットエンジンと油圧アクチュエータの取付け部は普通剛性に欠ける<sup>1)</sup>。このようなメカニカル・コンプライアンスが存在する場合、ロケットエンジンを揺動すると、その運動には固有振動が重畳される。もしこの固有振動を抑制しなければ、ジンバル式液体ロケットの姿勢制御系は不安定になる<sup>2)</sup>。

したがって、ジンバルエンジン駆動用油圧サーボにはエンジンの共振を補償する機能が要求される。この

ことは逆に、油圧サーボに適切な補償をすることによってエンジンの共振が抑制できるならば、むやみに支持機構の剛性を高める必要がなくなり、構造重量を軽減することを可能にする。同様な問題は巨大アンテナや工作機械など、一般に非常に重い負荷を制御する油圧サーボにみられる。

上記のような共振負荷を制御するに適した油圧サーボの補償法として、DPF 補償法<sup>3),4)</sup>がある。筆者はこの補償法を実際に応用する立場から、DPF 補償定数と共振負荷系の特性との関係を明らかにし、DPF 方式油圧サーボの設計法をあたえ、さらに DPF 補償法の静特性を改善した CDPF 補償法を提案した<sup>5),6)</sup>。これら補償法は負荷の共振を抑制するに適しているばかりでなく、補償要素を油圧回路で構成できる利点がある<sup>3),7),8)</sup>。油圧回路で構成された補償要素は機械的に油圧サーボに組み込むことが可能であるから、サーボ装置をコンパクトにまとめることができる。機械的な補償は、特に信頼性を重要視するロケット塔載用油圧サーボに最適である。しかし、実際に DPF 油圧補

\* 昭和 45 年 4 月 14 日受付

\*\* 計測部

償要素を設計し、その制御特性を実験した例はまだ発表されていない。

本報告では、DPF 油圧補償要素の設計法を述べるとともに、試作した DPF 方式油圧サーボの制御特性を示す。このサーボ装置は既製の流量制御弁、DPF 油圧補償要素および油圧アクチュエータをサンドイッチ状に結合した構成をしており、負荷系の特性に応じて DPF 油圧補償要素のみを交換すればよいようになっている。また、上述したジンバルエンジンと駆動用油圧サーボが本実験装置で模擬できることを示し、本実験装置を使って、ジンバル式液体ロケットの姿勢制御系を模擬した実験例を示す。

## 2. 記 号

$A_B$ : バッファピストン受圧面積	[cm <sup>2</sup> ]
$A_C$ : 圧力感知ピストン受圧面積	[cm <sup>2</sup> ]
$A_P$ : アクチュエータ受圧面積	[cm <sup>2</sup> ]
$c_d$ : オリフィスの流量係数	
$c_q$ : オリフィスの線形化定数	[cm <sup>5</sup> /kg sec]
$c_q'$ : オリフィス定数	[cm <sup>4</sup> /kg <sup>1/2</sup> sec]
$d_B$ : バッファピストン直径	[cm]
$d_0$ : オリフィス直径	[cm]
$f_D$ : 外乱力	[kg]
$f_L$ : 負荷力	[kg]
$g$ : 重力定数	[cm/sec <sup>2</sup> ]
$i_i$ : 電流	[mA]
$K_A$ : サーボアンプゲイン	[mA/V]
$K_B$ : バッファスプリング定数	[kg/cm]
$K_C$ : 圧力感知スプリング定数	[kg/cm]
$K_L$ : 負荷バネ定数	[kg/cm]
$K_L, K_m, K_n$ : 調整用ゲイン	
$K_{pL}$ : 圧力計ゲイン	[V cm <sup>2</sup> /kg]
$K_V$ : 流量制御弁の無負荷流量ゲイン	[cm <sup>3</sup> /mA sec]
$K_{x_C}$ : 圧力感知ピストン用差動トランスのゲイン	[V/cm]
$K_y$ : アクチュエータ用差動トランスのゲイン	[V/cm]
$M_L$ : 負荷の質量	[kg sec <sup>2</sup> /cm]
$P_1, P_2, P_3$ : 図2のポート圧	[kg/cm <sup>2</sup> ]
$p_F$ : フィードバック圧力	[kg/cm <sup>2</sup> ]
$p_L$ : 負荷圧力	[kg/cm <sup>2</sup> ]
$P_S$ : 供給油圧	[kg/cm <sup>2</sup> ]
$q_A$ など: 流量	[cm <sup>3</sup> /sec]
$s$ : ラプラス演算子	[rad/sec]

$t$ : 時間	[sec]
$T_1, T_2, T_3$ : 時定数	[sec]
$V_i$ など: 電圧	[V]
$x_B$ : バッファピストン変位	[cm]
$x_C$ : 圧力感知ピストン変位	[cm]
$y$ : アクチュエータ変位	[cm]
$z$ : 負荷変位	[cm]
$\rho$ : 作動油の密度	[kg sec <sup>2</sup> /cm <sup>4</sup> ]
$\omega_L$ : 負荷系の角共振周波数	[rad/sec]

## 3. ジンバルエンジン駆動用 DPF 方式油圧サーボ

ジンバルエンジン駆動用 DPF 方式油圧サーボ系の実験的モデルは図1のごとく図示できる<sup>5)</sup>。

制御対象であるジンバルエンジン系が同図のごとき共振負荷系で模擬できることは9章で詳述する。この共振負荷を制御するに適した DPF 補償は、図1に原理的に示した油圧補償要素で実現できる。その作動原理は次のようである。DPF 油圧補償要素の入力である負荷圧力  $p_L (=P_1 - P_2)$  はバッファピストン、スプリングおよびオリフィスで構成された油圧回路で不完全微分され、フィードバック圧力  $p_F (=P_3 - P_2)$  を発生する。 $p_F$  は圧力感知ピストン・スプリング系でピストン変位  $x_C$  に変換され、さらに、 $x_C$  は差動トランスで電気信号  $V_{x_C}$  に変換される。

サーボループはピストン変位信号  $V_y$  を加算器に帰還することによって閉じる。 $V_y$  のほかに圧力感知ピストン変位信号  $V_{x_C}$  を加算器に帰還するならば DPF 方式油圧サーボ系が構成される。さらに、 $V_y$  と  $V_{x_C}$  に加えて負荷圧力信号  $V_{p_L}$  を帰還するならば CDPF 方式油圧サーボ系が構成される。

なお、実験装置試作に必要な次の諸定数を定めておく。

i) 共振負荷系の諸定数は

$$\left. \begin{aligned} M_L g &= 50 \text{ kg} \\ K_L &= 125 \text{ kg/cm} \\ \omega_L &= \sqrt{K_L/M_L} = 50 \text{ rad/sec} \end{aligned} \right\} \quad (3.1)$$

とする。これは文献5)で取扱ったジンバルエンジン系の諸定数と同じである。

ii) 流量制御弁は Moog 社製サーボバルブ series 31<sup>9)</sup> を使用する ( $K_V = 25 \text{ cm}^3/\text{sec}$ ,  $T_1 = 0.005 \text{ sec}$ )。

iii) 流量制御弁への供給油圧は

$$P_S = 70 \text{ kg/cm}^2 \quad (3.2)$$

とする。



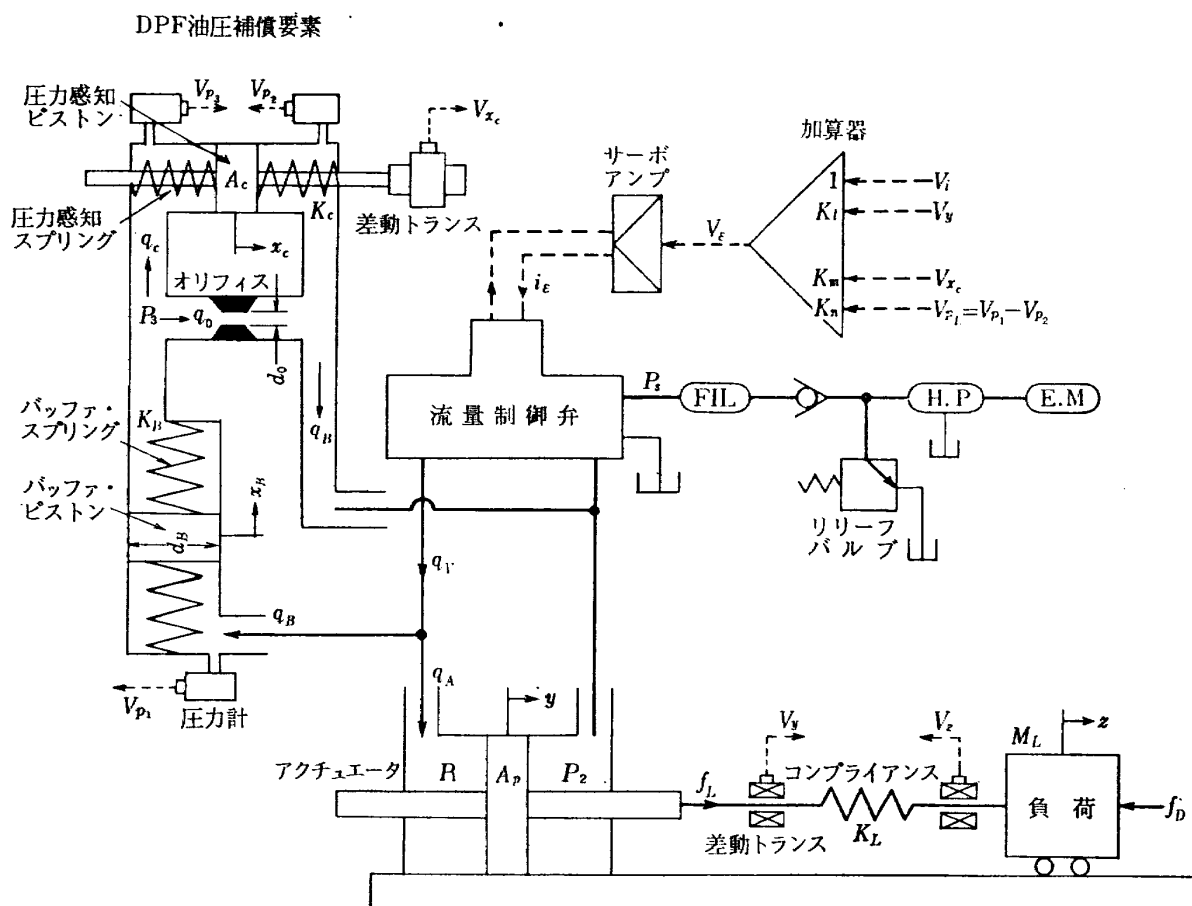


図 1 ジンバルエンジン駆動用 DPF 方式油圧サーボ系の実験的モデル

iv) 作動油は MIL-H-5606<sup>10)</sup> を使用し、油圧系統の油温は約 40°C に保つ。この温度における作動油の密度は

$$\rho = 0.85 \times 10^{-6} \text{ kg sec}^2/\text{cm}^4 \quad (3.3)$$

である。

#### 4. DPF 方式油圧サーボ系の線形解析

本章では、DPF 油圧補償要素の伝達関数を求めるとともに、その設計の準備として、サーボ系全体のブロック線図を示しておく。

##### 4.1 DPF 油圧補償要素の伝達関数

DPF 油圧補償回路の各ポートを流れる流量を図1のごとくとする。図において、矢印の方向を正とするならば、各流量の間には次の関係が成立する。ただし、滑動部における油の漏洩と油の圧縮性は無視する。

$$q_V = q_A + q_B \quad (4.1)$$

$$q_B = q_0 + q_C \quad (4.2)$$

ここに  $q_V$  は流量制御弁の出力流量を、 $q_A$  はアクチュエータへの流量を表わし、 $q_B, q_C$  および  $q_0$  は次式を満たしている。

$$q_B = A_B \dot{x}_B \quad (4.3)$$

$$q_C = A_C \dot{x}_C \quad (4.4)$$

$$q_0 = c_q' \sqrt{|P_3 - P_2|} \text{sign}(P_3 - P_2) \quad (4.5)$$

ただし、 $c_q'$  はオリフィス定数とする。バッファピストンと圧力感知ピストンの質量を無視するならば、上式の  $x_B$  と  $x_C$  は次の釣合の方程式を満たしている。

$$A_B(P_1 - P_3) = 2K_B x_B \quad (4.6)$$

$$A_C(P_3 - P_2) = 2K_C x_C \quad (4.7)$$

負荷圧力を  $p_L$ 、フィードバック圧力を  $p_F$  とすると

$$p_L = P_1 - P_2 \quad (4.8)$$

$$p_F = P_3 - P_2 \quad (4.9)$$

であるから、(4.6)~(4.9) を (4.3) と (4.4) に代入すると次式を得る。

$$q_B = \frac{A_B^2}{2K_B} (\dot{p}_L - \dot{p}_F) \quad (4.10)$$

$$q_C = \frac{A_C^2}{2K_C} \dot{p}_F \quad (4.11)$$

$q_0$  は  $p_F$  の非線形関数であるが、簡単化のため次の線形方程式で近似できるものとする。

$$q_0 = c_q' \sqrt{|p_F|} \text{sign}(p_F) \doteq c_q p_F \quad (4.12)$$

ただし、 $c_q$  はオリフィス線形化定数とする。(4.10)~(4.12) を (4.2) に代入し、(4.7) と (4.9) を使うと次式を得る。

$$\frac{A_B^2}{2K_B} \dot{p}_L = \frac{2K_C}{A_C} \left\{ c_q x_C + \left( \frac{A_B^2}{2K_B} + \frac{A_C^2}{2K_C} \right) \dot{x}_C \right\} \quad (4.13)$$

(4.13) をラプラス変換すると、DPF 油圧補償要素の伝達関数が得られ次式となる。

$$\frac{x_C(s)}{p_L(s)} = \frac{A_C}{2K_C} \frac{T_3 s}{(T_2 + T_3)s + 1} \quad (4.14)$$

ここに

$$T_2 = \frac{A_C^2}{2K_C c_q}, \quad T_3 = \frac{A_B^2}{2K_B c_q} \quad (4.15)$$

とする。

#### 4.2 DPF 方式油圧サーボ系のブロック線図

図 1 の共振負荷の運動方程式は次式で記述される。

$$M_L \ddot{z} = f_L - f_D \quad (4.16)$$

$$f_L = K_L(y - z) \quad (4.17)$$

ここに、 $f_D$  は負荷に作用する外乱力であり、 $y$  は次式を満たすアクチュエータ変位である。

$$q_A = A_p \dot{y} \quad (4.18)$$

$f_L$  はアクチュエータに作用する負荷力であって、ピストンの質量が負荷の質量にくらべて無視できるならば次式を満たす。

$$f_L = A_p(P_1 - P_2) = A_p p_L \quad (4.19)$$

(4.19) から求められる  $p_L$  が DPF 油圧補償要素の入力となる。また、ゼロラップ形流量制御弁の出力流量  $q_V$  は入力電流  $i_e$  と負荷圧力  $p_L$  に依存するが、 $P_S$  と  $|p_L|$  の最大値との比が大きければ、 $p_L$  に対する依存性を無視できる<sup>9)</sup>。このとき、流量制御弁の特性は次式で近似できる。

$$T_1 \dot{q}_V + q_V = K_V i_e \quad (4.20)$$

ただし、 $T_1$  は流量制御弁の時定数、 $K_V$  はその無負荷流量ゲインとする。

以上の諸式と図 1 から、DPF 方式油圧サーボ系のブロック線図は図 2 のごとく表わせる。図に示した点

線のループを付加すると CDPF 方式となる。図 2 において、 $K_A$  はサーボアンプのゲイン、 $K_V$  と  $K_{x_C}$  はアクチュエータと圧力感知ピストン変位を電気信号  $V_y$  と  $V_{x_C}$  に変換する差動トランスのゲイン、 $K_{p_L}$  は負荷圧力を電気信号  $V_{p_L}$  に変換する圧力計のゲインとする。また、 $K_L, K_m$  と  $K_n$  は  $V_y, V_{x_C}$  と  $V_{p_L}$  の値を調整する可変定数とする。

#### 5. DPF 油圧補償要素の設計

文献 5) に示されているように、DPF 補償定数は共振負荷系の特性に応じて決定しなければならない。このため、サーボ系は (3.1) の諸定数を持つ共振負荷を制御するに適した DPF 方式油圧サーボとして設計する。アクチュエータ受圧面積は

$$A_p = 10 \text{ cm}^2 \quad (5.1)$$

とする。このように  $A_p$  を定めるならば、十分大きな負荷力  $f_L = 100 \text{ kg}$  が作用しても、前節で述べた  $P_S$  と  $|p_L|$  との比が 5 以上となり (4.20) は十分成立する。

##### 5.1 DPF 方式油圧サーボ系の最適条件

$|q_B|$  の最大値を小さくおさえると DPF 油圧補償要素を小形にできるから、次の拘束条件のもとに図 2 を単純化することを考える。

$$1 \geq |q_0|_{\max} \geq 2|q_C|_{\max} \quad (5.2)$$

この場合、(4.1) と (4.2) から  $|q_V - q_A| = |q_B| = |q_0 + q_C| \leq |q_0|_{\max} + |q_C|_{\max} \leq 1.5$  となるから、 $\dot{y}$  には補償要素を付加したために最大 0.15 cm/sec の変化しかおこらない。この変化が制御系の応答に影響を及ぼさない程度に  $K_A$  を定めるならば、 $q_B$  は無視できる。また、流量制御弁の時定数は  $T_1 \doteq 0.005$  であるから、十分無視できる。このとき、図 2 は図 3 のごとく単純化しても妥当である。

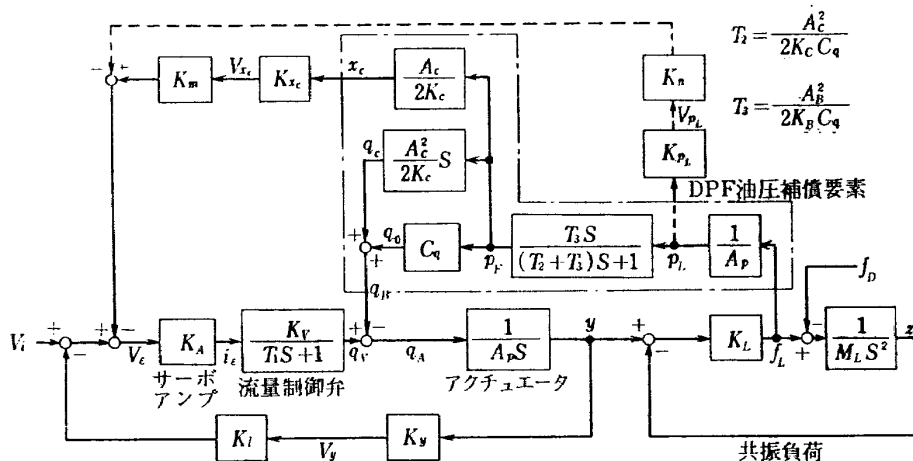


図 2 DPF 方式油圧サーボ系のブロック線図

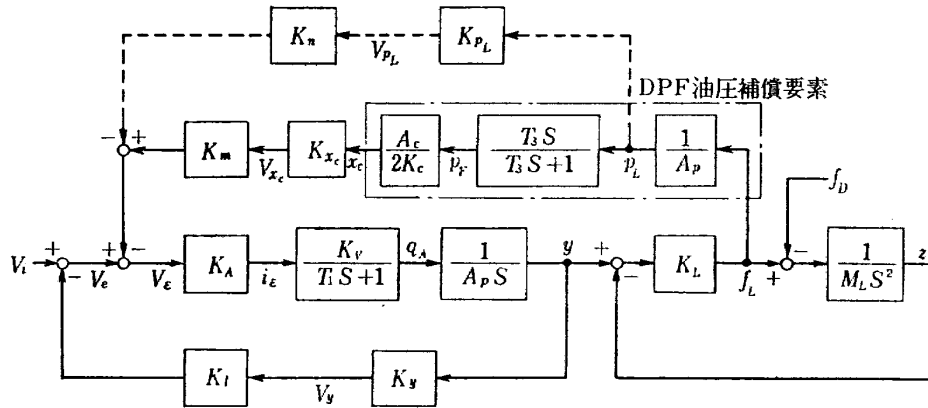


図3 図2の簡単化ブロック線図

図3から、 $V_\epsilon$  に対する  $y$  の伝達関数を求めると次式となる。ただし、 $K_n=f_D=0$  とする。

$$\frac{y(s)}{V_\epsilon(s)} = \frac{K_A K_V (s+1/T_3) (s^2 + \omega_L^2)}{A_p f(s)} \quad (5.3)$$

ここに

$$f(s) = s^3 + \left(\frac{1}{T_3} + K\right) s^2 + \omega_L^2 s + \frac{\omega_L^2}{T_3} \quad (5.4)$$

$$K = \frac{K_m K_{x_c} A_c K_A K_V K_L}{2 K_G A_p^2} \quad (5.5)$$

とする。もし、パラメータ  $\lambda$  が次の関係を満たすならば

$$\frac{\lambda^2(\lambda-1)}{T_3} + (\lambda-1) T_3 \omega_L^2 - \lambda^2 K = 0 \quad (5.6)$$

(5.4) は次式のごとく書くことができる。

$$f(s) = \left(s + \frac{\lambda}{T_3}\right) \left(s^2 + \frac{\lambda-1}{\lambda^2} T_3 \omega_L^2 s + \frac{\omega_L^2}{\lambda}\right) \quad (5.7)$$

さらに

$$s^2 + \frac{\lambda-1}{\lambda^2} T_3 \omega_L^2 s + \frac{\omega_L^2}{\lambda} = s^2 + 2\zeta \omega_n s + \omega_n^2 \quad (5.8)$$

とおくならば、 $\zeta$  と  $\omega_n$  は次式となる。

$$\zeta = \frac{\lambda-1}{2\lambda\sqrt{\lambda}} T_3 \omega_L, \omega_n = \frac{\omega_L}{\sqrt{\lambda}} \quad (5.9)$$

(5.9) と (5.6) から、 $T_3$  と  $K$  を求めると次式を得る。

$$T_3 = \frac{2\zeta\lambda\sqrt{\lambda}}{(\lambda-1)\omega_L} \quad (5.10)$$

$$\frac{K_m K_{x_c} A_c K_A K_V K_L}{2 K_G A_p^2} = \left\{ \frac{(\lambda-1)^2}{2\zeta\lambda\sqrt{\lambda}} + \frac{2\zeta}{\sqrt{\lambda}} \right\} \omega_L \quad (5.11)$$

以上の変形からわかるように、パラメータ  $\lambda$  と  $\zeta$  は制御系の根軌跡における極と零点の位置を定める。したがって、最適な極と零点の位置を定める  $\lambda$  と  $\zeta$  を求めれば、(5.10) と (5.11) の左辺の値は決定される。

また、単位ステップ入力  $V_i$  に対する  $y$  の時間応答は、ループゲイン

$$K_G = K_A K_V K_I K_Y / A_p \quad (5.12)$$

が特別な値  $K_G^\circ$  の時に、次式のごとく書くことができる。

$$y(t) = \frac{K_G^\circ}{K_I K_Y} \left\{ \frac{1}{K_G^\circ} + B e^{-\mu_1 t} + (C + D t) e^{-\mu_2 t} + E e^{-\mu_3 t} \right\} \quad (5.13)$$

ここに、 $\mu_i (i=1, 2, 3)$  は  $\lambda$  と  $\zeta$  の関数であって、 $0 < \mu_1 < \mu_2 < \mu_3$  なる実数とする。係数  $B \sim E$  は  $\mu_i$  に応じて定まる定数である。

制御系の応答が無振動でかつ速率的であるためには、(5.13) において  $\epsilon = -K_G^\circ B$  なる値が十分小さければよい。この  $\epsilon$  に対して (5.13) を満たす  $\lambda, \zeta$  および  $K_G^\circ$  の関係は、文献 5) において求められている。たとえば、 $\epsilon = 0.005$  と指定するならば、

$$\lambda = 64.0, \zeta = 4.0, K_G^\circ = 6.44 \quad (5.14)$$

となる。(5.14) を (5.10) ~ (5.12) に代入すると、 $\omega_L = 50$  であるから、 $T_3, K_m$  および  $K_A$  の最適条件が得られ次式となる。

$$T_3 = 1.3 \quad (5.15)$$

$$\frac{K_m K_{x_c} A_c K_A K_V K_L}{2 K_G A_p^2} = 100 \quad (5.16)$$

$$\frac{K_I K_Y K_A K_V}{A_p} = 6.44 \quad (5.17)$$

また、入力  $V_i$  が 0 で、静的な外乱力  $f_D$  が作用している場合、図3の定常状態を考えると次の関係が成立している。

$$\left. \begin{aligned} K_L (y_s - z_s) - f_D &= 0 \\ -K_I K_V y_s + \frac{K_n K_{p_L} K_L}{A_p} (y_s - z_s) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (5.18)$$

ただし、サフィクス  $s$  は定常状態を表わす。(5.18)

から  $z_s$  を求めると次式となる。

$$z_s = \left( \frac{K_n K_{pL}}{A_p K_i K_y} - \frac{1}{K_L} \right) f_D \quad (5.19)$$

上式から、 $z_s=0$  の条件を求めるならば、 $K_n$  の最適条件が得られ次式となる。

$$K_n K_{pL} K_L = K_i K_y A_p \quad (5.20)$$

## 5.2 DPF 油圧補償要素の設計条件

(5.15)~(5.17) と (5.20) において、 $K_L$  と  $A_p$  は与えられた定数であり、 $K_V$  は約  $25 \text{ cm}^3/\text{sec}$  であることが知られている<sup>9)</sup>。そこで、

$$K_V = 25, K_A = 4 \quad (5.21)$$

を仮定するならば

$$\left. \begin{aligned} K_m K_{x0} A_C / 2 K_C &= 0.8 \\ K_i K_y &= 0.644 \\ K_n K_{pL} &= 0.052 \end{aligned} \right\} \quad (5.22)$$

を得る。こうして図3の諸定数がすべて仮定できたから、図3のアナログシミュレーションが可能となる。その一例として、外乱力に対する負荷圧力とその変化率を調べると図4のごとくである。図4から、 $|p_F|$  と  $|\dot{p}_F|$  の最大値がおおよそ推定できる。より大きな外乱に対しては、DPF 油圧補償要素が正常に作動するように次の値を仮定する。

$$|p_F|_{\max} = 10, |\dot{p}_F|_{\max} = 100 \quad (5.23)$$

(4.11) と (4.12) から

$$|q_C|_{\max} = \frac{A_C^2}{2 K_C} |\dot{p}_F|_{\max} \quad (5.24)$$

$$|q_0|_{\max} = c_q |p_F|_{\max} \quad (5.25)$$

であるから、(5.23)~(5.25) を (5.2) に代入すると次式を得る。

$$c_q \leq 0.1, A_C^2 \leq 0.01 K_C \quad (5.26)$$

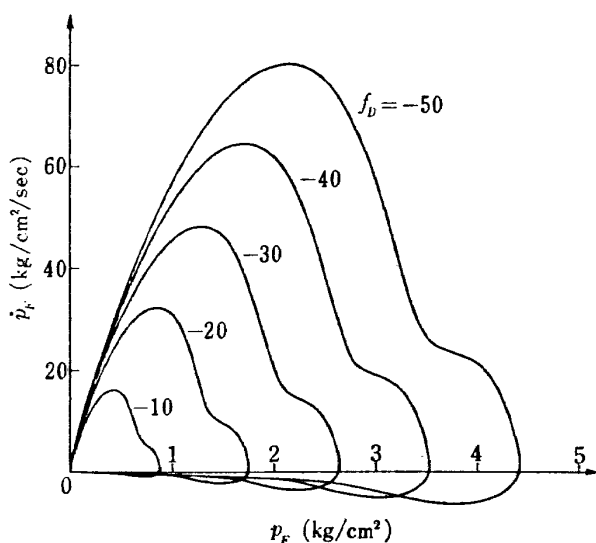


図4 図3のアナログシミュレーション ( $V_i=0$ )

(5.26) の等号の場合をとるならば、DPF 油圧補償要素の設計条件は次式となる。

$$c_q = 0.1 \quad (5.27)$$

$$A_C^2 = 0.01 K_C \quad (5.28)$$

## 5.3 DPF 油圧補償要素の積定数の決定

### 5.3.1 オリフィスの直径 $d_0$

(4.5) におけるオリフィス定数  $c_q'$  はオリフィスの流量係数を  $c_d$ 、油の密度を  $\rho$  とすると次式で表わせる。

$$c_q' = c_d \frac{\pi d_0^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (5.29)$$

また、(4.12) で導入したオリフィス線形化定数  $c_q$  を

$$\int_0^{p_{Fm}} \{c_q' \sqrt{|p_F|} \text{sign}(p_F) - c_q p_F\} dp_F = 0 \quad (5.30)$$

の条件を満たすようにえらぶならば次式を得る。ただし、 $p_{Fm} = |p_F|_{\max}$  とする。

$$c_q' = \frac{3c_q}{4} \sqrt{|p_F|_{\max}} \quad (5.31)$$

(5.29) と (5.31) から  $d_0$  を求めると次式を得る。

$$d_0 = \sqrt{\frac{3c_q}{\pi c_d} \sqrt{\frac{\rho |p_F|_{\max}}{2}}} \quad (5.32)$$

$c_d = 0.6$  を仮定し<sup>11)</sup>、(3.3)、(5.23) と (5.27) を上式に代入すると  $d_0$  は次の値となる。

$$d_0 = 0.018 \quad (5.33)$$

### 5.3.2 バッファピストンの直径 $d_B$ とスプリング定数 $K_B$

バッファピストンに作用する最大差圧を  $|P_1 - P_3|_{\max} = |p_B|_{\max}$  とし、その最大変位を  $|x_B|_{\max}$  とするとき、次の釣合の方程式が成立する。

$$A_B |p_B|_{\max} = 2 K_B |x_B|_{\max} \quad (5.34)$$

$$(A_B = \pi d_B^2 / 4)$$

(4.15) と (5.34) から  $T_3$  を求めると次式となる。

$$T_3 = \frac{\pi d_B^2 |x_B|_{\max}}{4 c_q |p_B|_{\max}} \quad (5.35)$$

したがって、 $d_B$  と  $K_B$  は次式で表わされる。

$$d_B = \sqrt{\frac{4 c_q T_3 |p_B|_{\max}}{\pi |x_B|_{\max}}}, K_B = \frac{c_q T_3}{2} \left( \frac{|p_B|_{\max}}{|x_B|_{\max}} \right)^2 \quad (5.36)$$

十分大きな外乱力に対してバッファピストン・スプリング系が正常に作動するように、 $|p_B|_{\max} = 10$  を仮定する。 $|x_B|_{\max}$  は任意にとれるが、ここでは  $d_B$  の大きさとの関連で、 $|x_B|_{\max} = 1$  とする。この場合、(5.15) と (5.27) を上式に代入すると、 $d_B$  と  $K_B$  は次の値となる。

$$d_B = 1.29, K_B = 6.5 \quad (5.37)$$

### 5.3.3 圧力感知ピストンの受圧面積 $A_G$ とスプリング定数 $K_G$

圧力感知ピストンに作用する最大差圧は  $|p_F|_{\max}$  であるが、その最大変位を  $|x_G|_{\max}$  とするならば、次の釣合の方程式が成立する。

$$A_G |p_F|_{\max} = 2 K_G |x_G|_{\max} \quad (5.38)$$

(5.28) と (5.38) から  $A_G$  と  $K_G$  を求めると次式となる。

$$A_G = 0.005 \frac{|p_F|_{\max}}{|x_G|_{\max}}, \quad K_G = 0.0025 \left( \frac{|p_F|_{\max}}{|x_G|_{\max}} \right)^2 \quad (5.39)$$

$|x_G|_{\max}$  は任意にとれるが、 $A_G$  の大きさと関連で、 $|x_G|_{\max} = 0.15$  とする。この場合、(5.23) を上式に代入すると  $A_G$  と  $K_G$  は次の値となる。

$$A_G = 0.333, \quad K_G = 11.1 \quad (5.40)$$

## 6. DPF 方式油圧サーボ実験装置

本章では試作した実験装置について述べる。これは図1に示したジンバルエンジン駆動用 DPF 方式油圧サーボの実験的モデルであり、試作した DPF 油圧補償要素の制御機能テスト用でもある。

実験装置は流量制御弁、DPF 油圧補償要素、アク

チュエータ、共振負荷、負荷用ガイドおよび6個の検出器で構成されている。その組立図を図5に示す。

### 6.1 共振負荷

制御対象である共振負荷は負荷と負荷バネ（コンプライアンス）で構成されている。負荷は滑らかに移動するように、スライドボールベアリングを用いたガイド装置で支えられている。負荷バネは負荷の両側に取り付けられ、ピストンロッドと一体に動く連結棒に固定した受け座で支持されている。負荷バネは常に圧縮状態で使用し、負荷の過激な運動に対するストップの役割を持たせている。

### 6.2 DPF 油圧補償要素

5章で求めた設計定数にもとづいて試作した DPF 油圧補償要素の断面図を図6に示す。本要素には、 $P_1, P_2, P_3$  を検出する圧力計と  $x_G$  を検出する差動トランスが付属している。本要素は流量制御弁とアクチュエータの間にサンドイッチ状に結合される（図5）。

### 6.3 DPF 方式油圧サーボ系

3章にもとづいて、本装置のサーボ系の構成は図7による。このサーボ系のブロック線図は図2で表わされる。

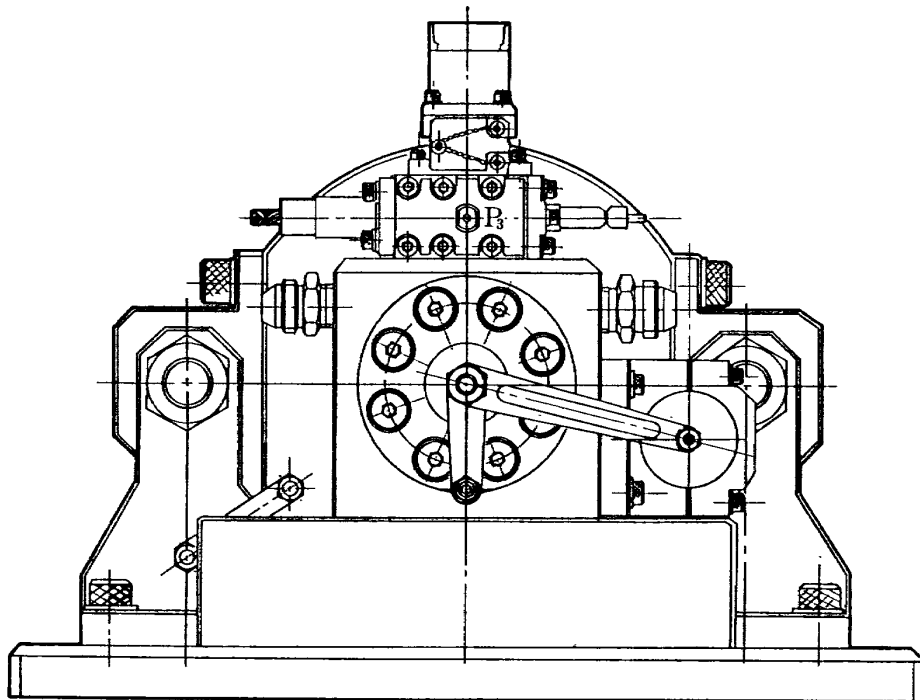
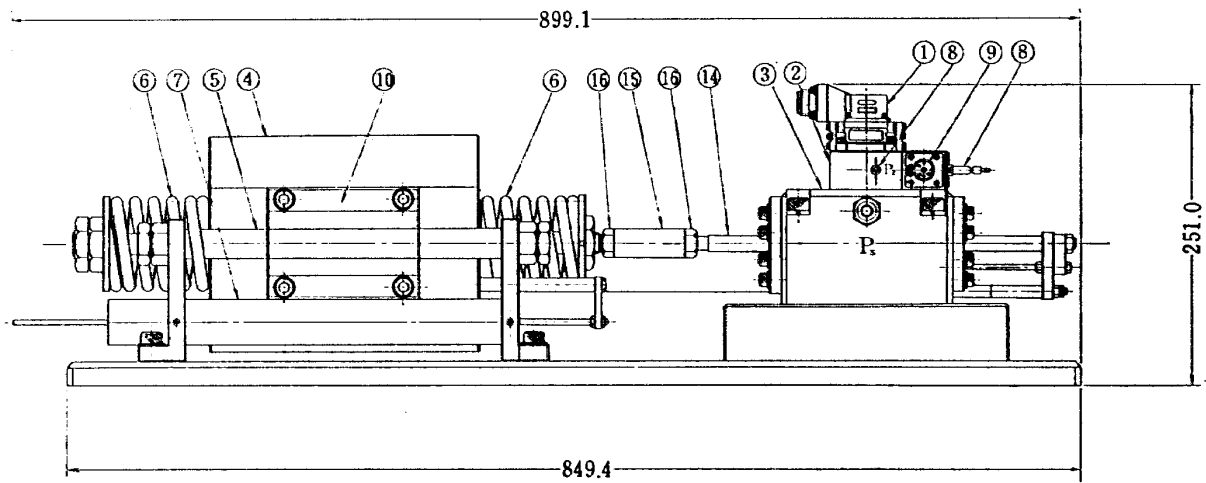
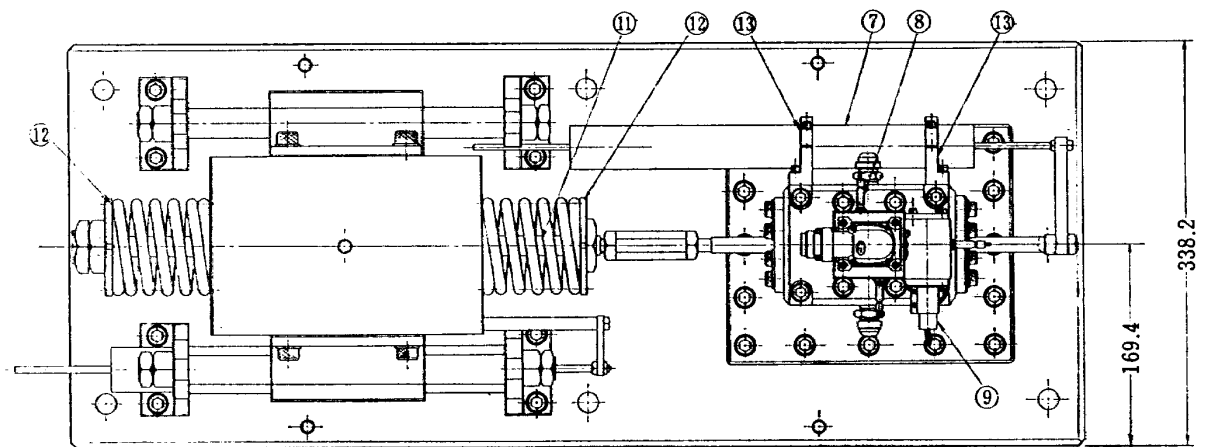


図5 DPF 方式油圧サーボ実験装置組立図（側面図）



(立 面 図)



- ①Moog 31 形サーボバルブ ②DPF 油圧補償要素 ③アクチュエータ  
 ④負荷 ⑤負荷装置用ガイド ⑥負荷バネ ⑦差動トランス ⑧圧力計  
 ⑨微小変位検出用差動トランス ⑩スライドボールベアリング ⑪連結  
 バー ⑫バネ受け座 ⑬ホルダー ⑭ピストンロッド ⑮ターンバック  
 ル ⑯ロックナット

図 5 つづき (平面図)

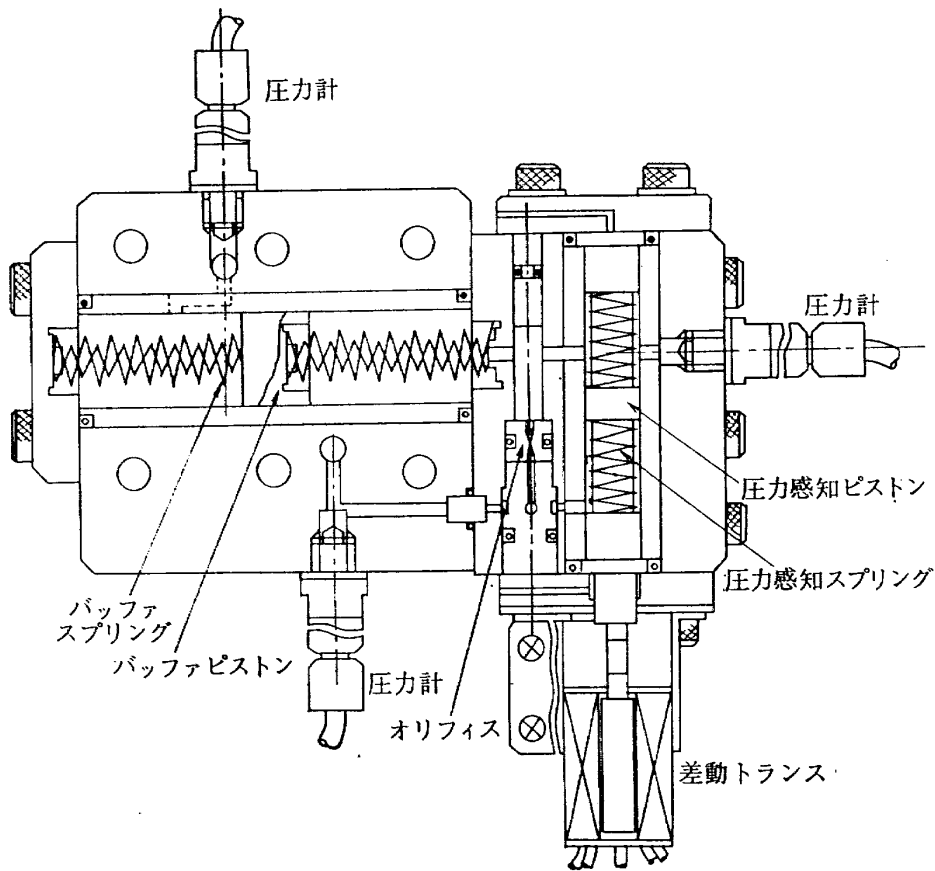


図 6 試作 DPF 油圧補償要素断面図

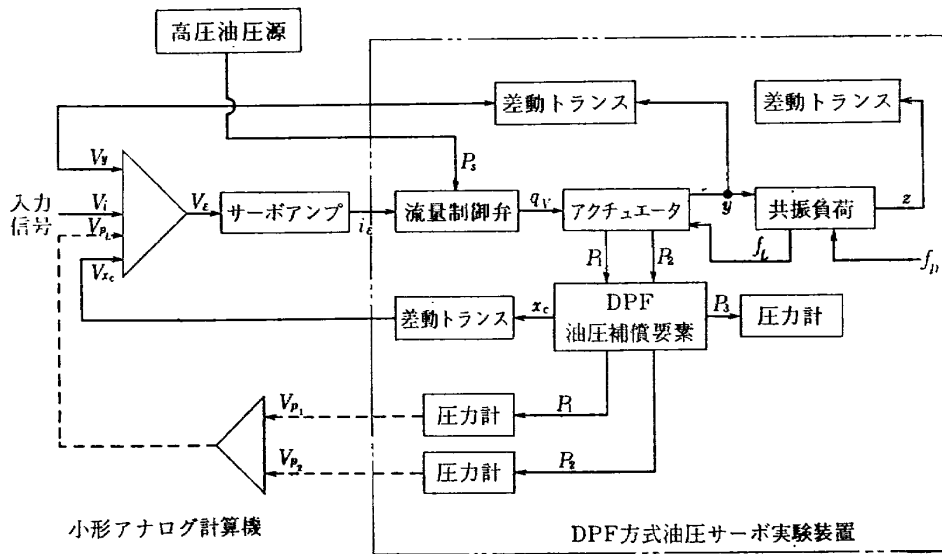


図 7 DPF 方式油圧サーボ実験装置の系統図

## 7. 実 験

### 7.1 実験装置構成要素の特性

5章で述べたところの諸設計値にもとづいて試作した実験装置構成要素の諸定数は表1に示すごとくである。

圧力感知ピストンとアクチュエータの変位を検出する差動トランス、および負荷圧力を検出する圧力計の特性は共に十分線形であって、これら検出器のゲイン、 $K_{x_C}$ ,  $K_V$  および  $K_{p_L}$  は表1に示す値をとる。

本装置に使用した流量制御弁は図8に示すごとく無負荷流量特性を持つ。表1に示した  $K_V$  の値は同図か

ら求めたものである。

負荷の左右に取り付けられた負荷バネの特性は図9に示すごとくである。両者のバネ定数の和が  $K_L$  であって、その値は表1に示した。表1に示した  $M_L$  と  $K_L$  の値から、負荷系の共振角周波数は  $\omega_L=49$  となる。また、実際の共振負荷に衝撃をあたえて、その振動波形を記録すると図10のごとくである。同図から推定すると、 $\omega_L=50$  でダンピング係数は0.01以下である。

バッファスプリングと圧力感知スプリングの特性は図11~12のごとくである。バッファスプリング特性にはヒステリシスが存在するが、これはスプリングの

表 1 実験装置構成要素の諸定数

記号	値	単 位	記号	値	単 位	記号	値	単 位
$A_B$	1.3	cm <sup>2</sup>	$d_0$	0.019	cm	$K_{x_C}$	2.45	V/cm
$A_C$	0.332	cm <sup>2</sup>	$K_B$	6.7	kg/cm	$K_V$	0.5	V/cm
$A_P$	10.1	cm <sup>2</sup>	$K_C$	11.0	kg/cm	$K_V$	25.0	cm <sup>3</sup> /mAsec
$c_d$	0.668	—	$K_L$	121.7	kg/cm	$M_L g$	50.6	kg
$d_B$	1.29	cm	$K_{p_L}$	0.0024	V cm <sup>2</sup> /kg	$T_1$	0.005	sec

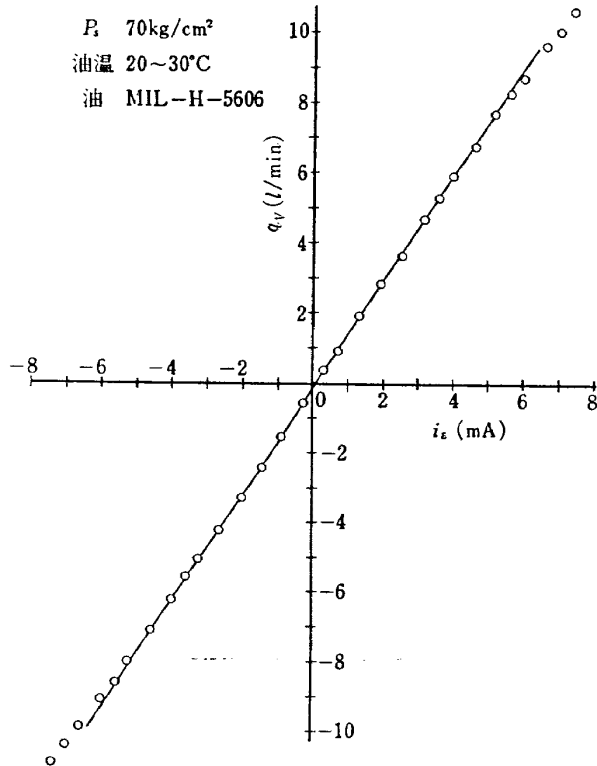


図 8 流量制御弁の無負荷流量特性

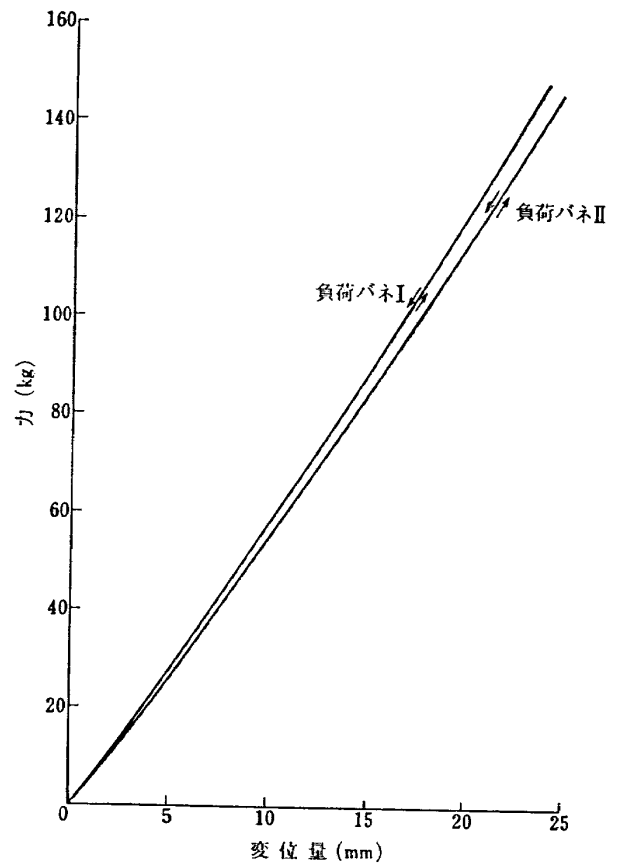


図 9 負荷バネの特性



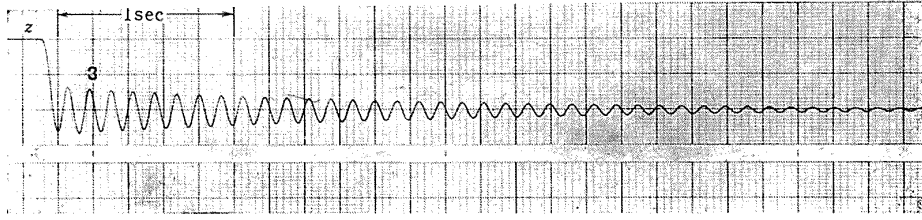


図 10 共振負荷の振動波形

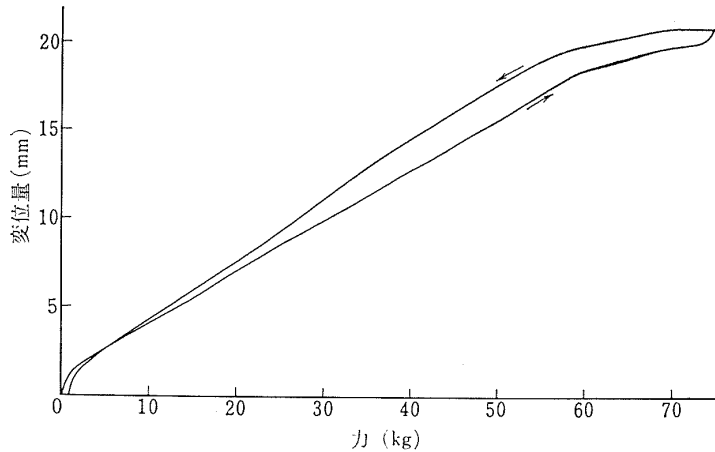


図 11 バッファスプリングの特性

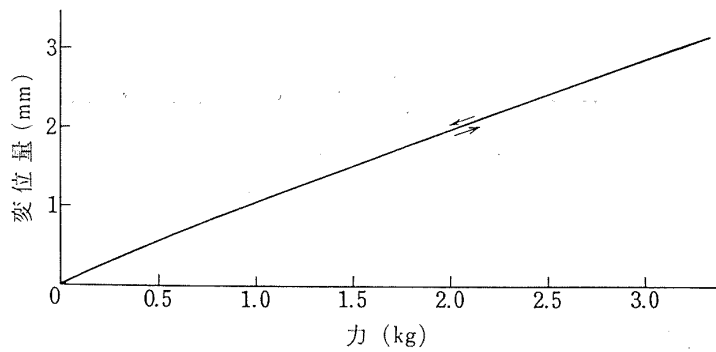


図 12 圧力感知スプリングの特性

最大圧縮量を大きくとつたために ( $2|x_B|_{\max}=2\text{cm}$ ), スプリングが座屈することに原因している。両図から求めた  $K_B$  と  $K_C$  の値は表 1 に示した。

DPF 油圧補償回路に使用したオリフィスの形状寸法および流量特性は図 13 のごとくである。オリフィスの両端径の測定値は図に示した通りである。表 1 の  $d_0$  の値は両者の平均値である。また、5.3.1 節では  $c_d=0.6$  と仮定したが、実際のオリフィスについて流量係数を推定する必要がある。このために、(4.12) に (5.29) を代入して得られる次式

$$q_0 = c_d \frac{\pi d_0^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_F| \text{sign}(p_F)} \quad (7.1)$$

をフィティング曲線とし、図 13 に示した実験値を使って、最小二乗法の意味で最適な  $c_d$  を推定する。まず、 $p_{Fi}$  は  $p_F$  の測定圧を表わし、 $q_{1i}$  または  $q_{2i}$  は  $p_{Fi}$  に対する測定流量を表わすものとする。おのこの  $p_{Fi}$  における (7.1) と測定値との差の二乗の総和を  $R$  とするならば、最適な  $c_d$  は  $\partial R / \partial c_d = 0$  の条件から導かれ次式となる。

$$c_d = \frac{\sum_{i=1}^{12} (q_{1i} + q_{2i}) \sqrt{|p_{Fi}|}}{\frac{\pi d_0^2}{2} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sum_{i=1}^{12} |p_{Fi}|} \quad (7.2)$$

$\rho$  と  $d_0$  は (3.3) と表 1 に与えられているから、 $c_d$

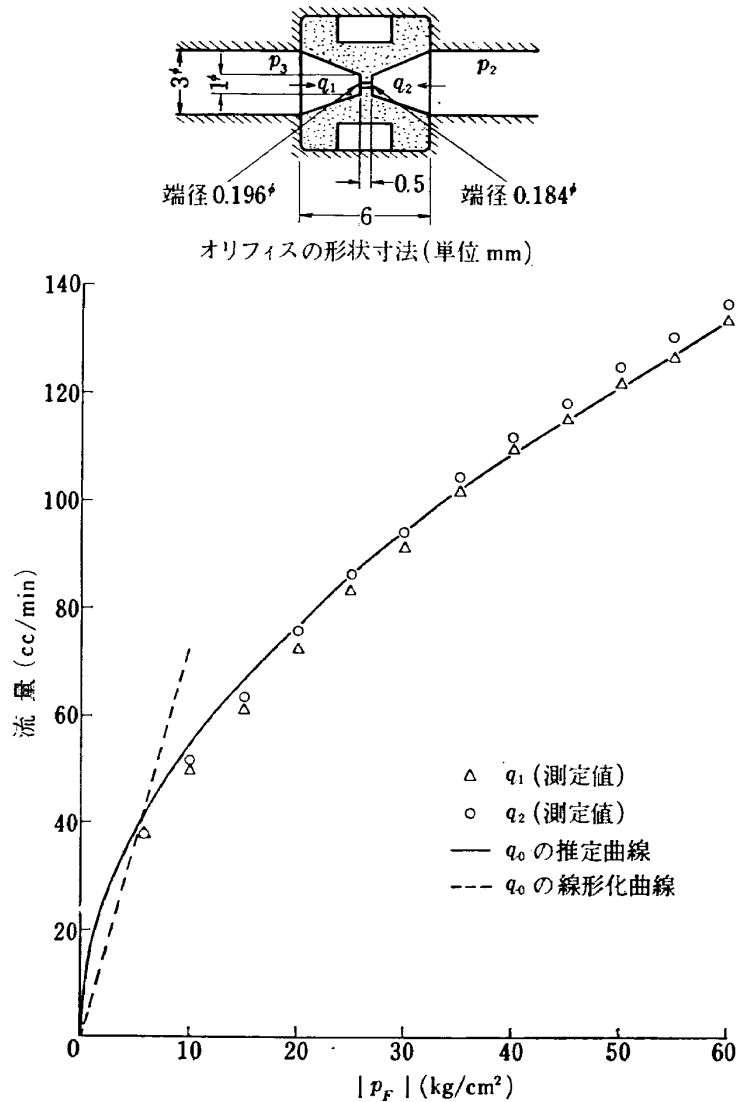


図 13 オリフィスの形状寸法および流量特性

は求められ次の値となる。

$$c_d = 0.668 \quad (7.3)$$

したがって、 $c_d' = 0.287$  となる。このため、 $|p_F|_{\max} = 10$  を仮定した場合の  $c_q$  と  $T_3$  は (5.31) と (4.15) から

$$c_q = 0.121, \quad T_3 = 1.03 \quad (7.4)$$

となり、5章で述べた値と多少異なる。図 13 には推定流量曲線と線形化流量曲線を一緒に示してある。

## 7.2 総合実験

総合実験は図 7 に示した回路で行なった。実験回路を構成するさい、図 2 に示した調整用ゲイン  $K_A$ ,  $K_L$ ,  $K_m$  および  $K_n$  の値を指定しなければならない。DPF 方式油圧サーボ系の最適条件を与える (5.16), (5.17) および (5.20) に表 1 の値を代入し、

$$K_L = 0.4 \quad (7.5)$$

を指定するならば、 $K_A$ ,  $K_m$  および  $K_n$  の値は次のようになる。ただし、これらの値はサフィクス 0 を付け

て表わすものとなる。

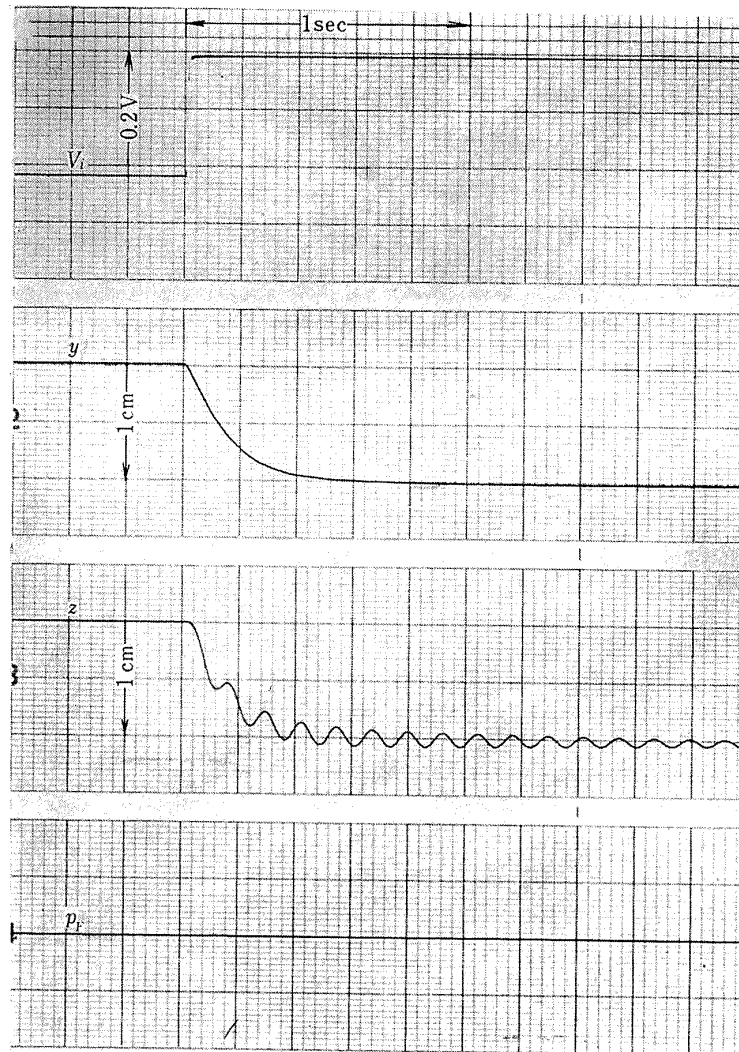
$$K_A^0 = 13.0, \quad K_m^0 = 7.0, \quad K_n^0 = 7.0 \quad (7.6)$$

以下に示す実験結果は  $K_L$  を (7.5) のように定め、(7.6) の値を目安としている。

### 7.2.1 DPF 方式油圧サーボの実験

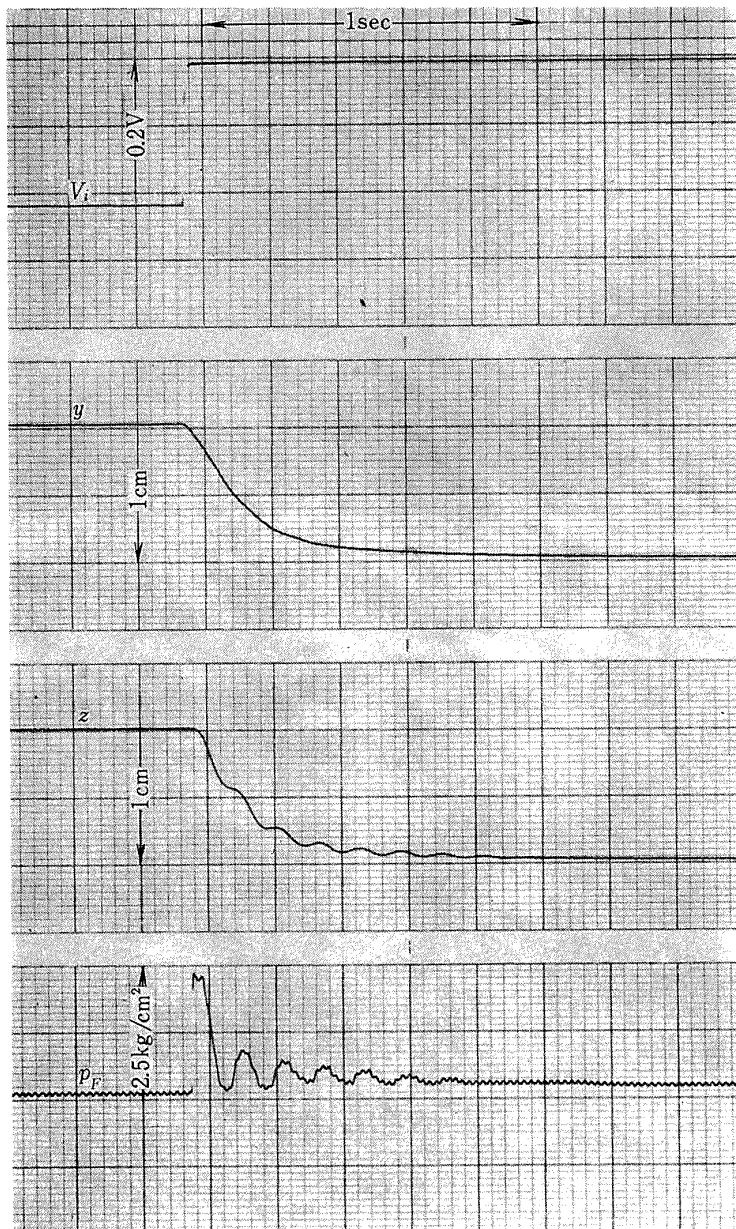
図 5 の実験装置を水平に置くならば、負荷に作用する外乱力は零である。この状態において、DPF 方式油圧サーボのステップ応答特性は図 14~17 のごとくである。図から  $K_m$  の値が小さい場合には応答は振動的であるが、 $K_m$  の値が大きくなると共に応答は非振動的になり整定時間が増大することがわかる。

図 5 の実験装置を垂直に置くならば、負荷にはそれ自身の自重による静的な外乱力が作用する。この状態における DPF 方式油圧サーボのステップ応答は図 18 のごとくである。図から負荷位置には、負荷の自重とコンプライアンスによる定常偏差が残ることがわかる。



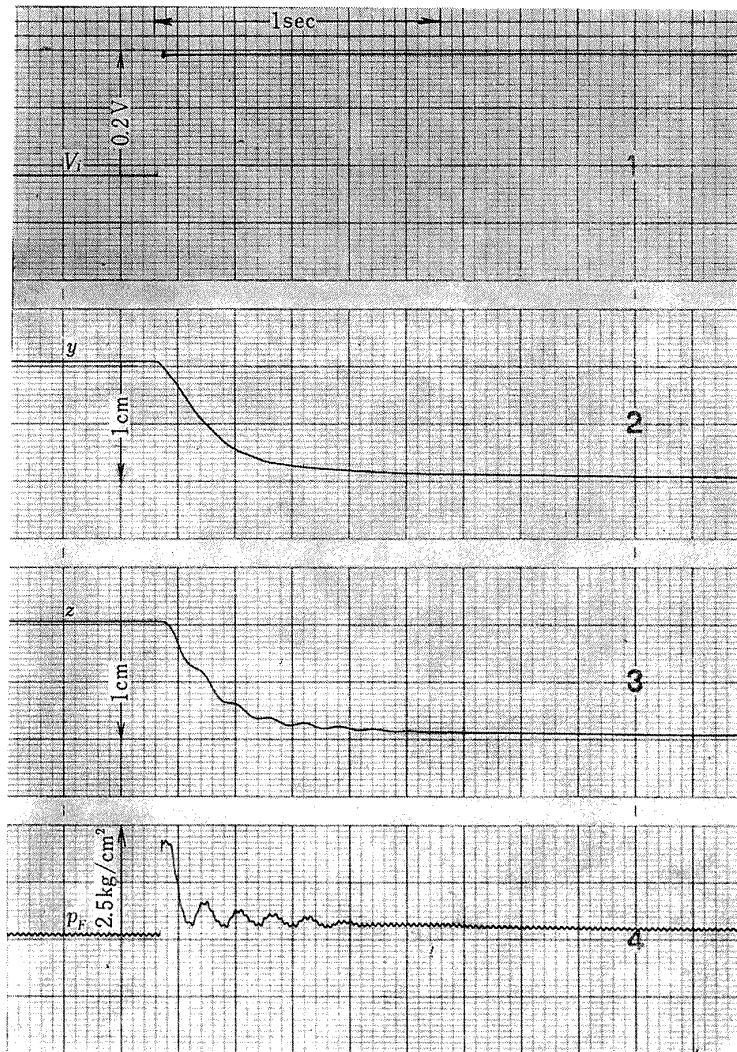
(1)  $K_m=0.0$  の場合

図 14 DPF 方式油圧サーボのステップ応答  
( $K_A=K_A^0$ ,  $K_n=0$  の場合)



(2)  $K_m = 0.1 K_m^\circ$  の場合

図 14 つづき



(3)  $K_m = 0.14 K_m^\circ$  の場合

図 14 つづき

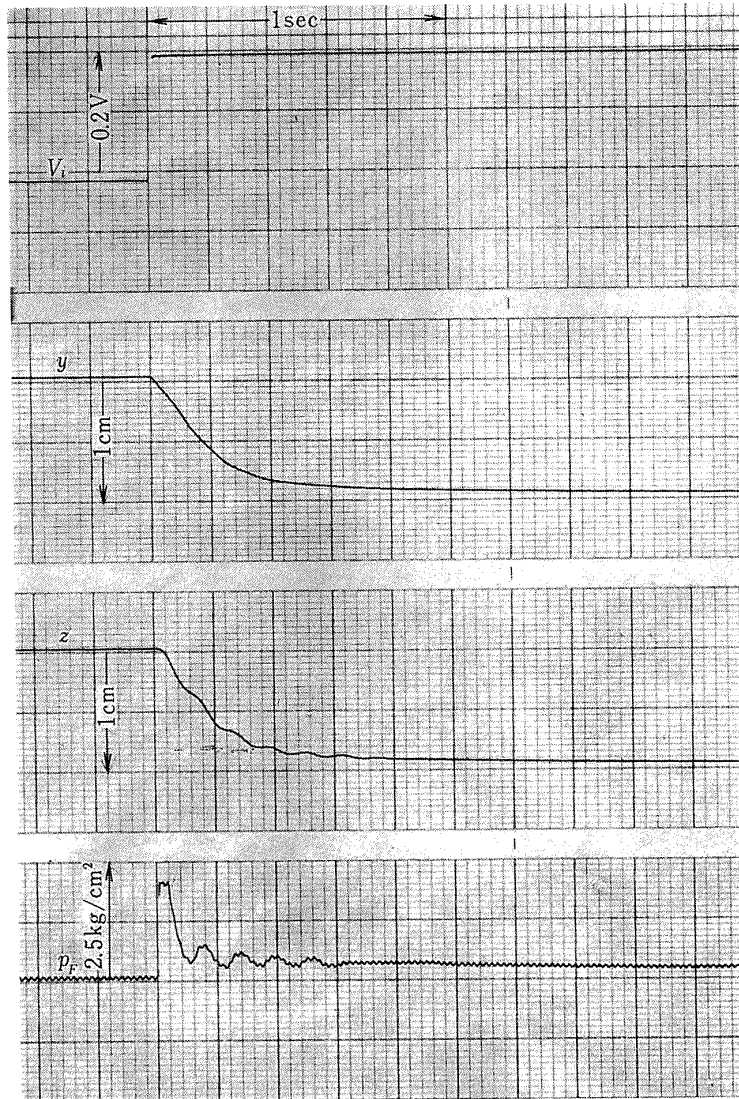
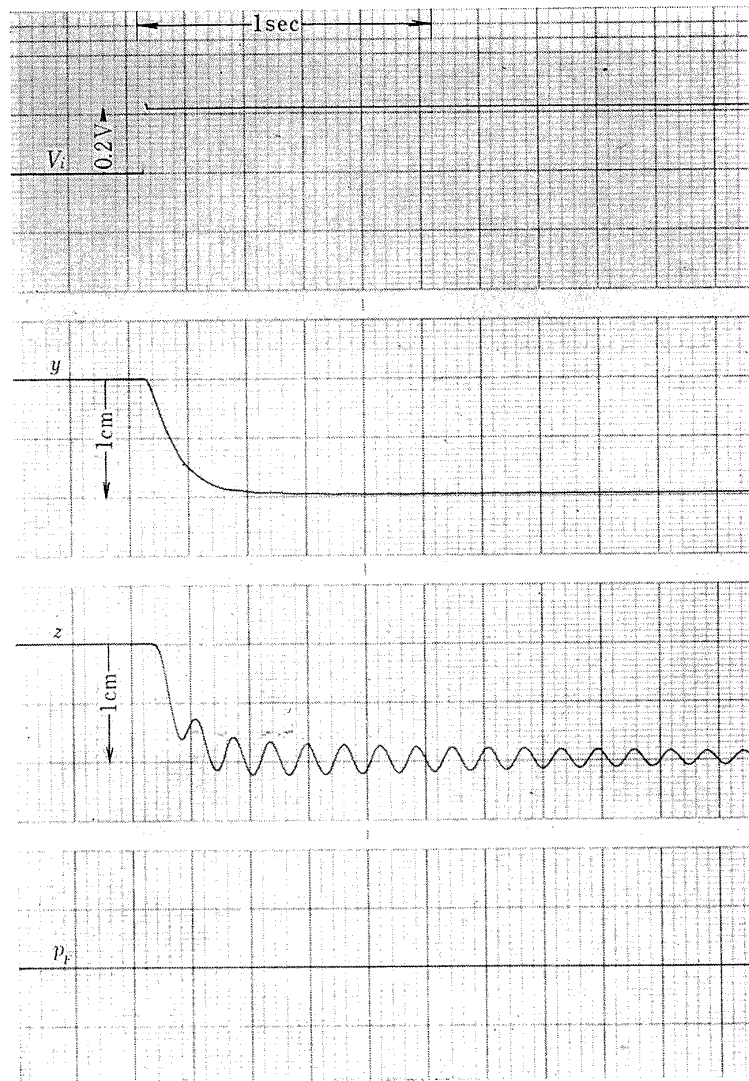
(4)  $K_m = 0.17 K_m^\circ$  の場合

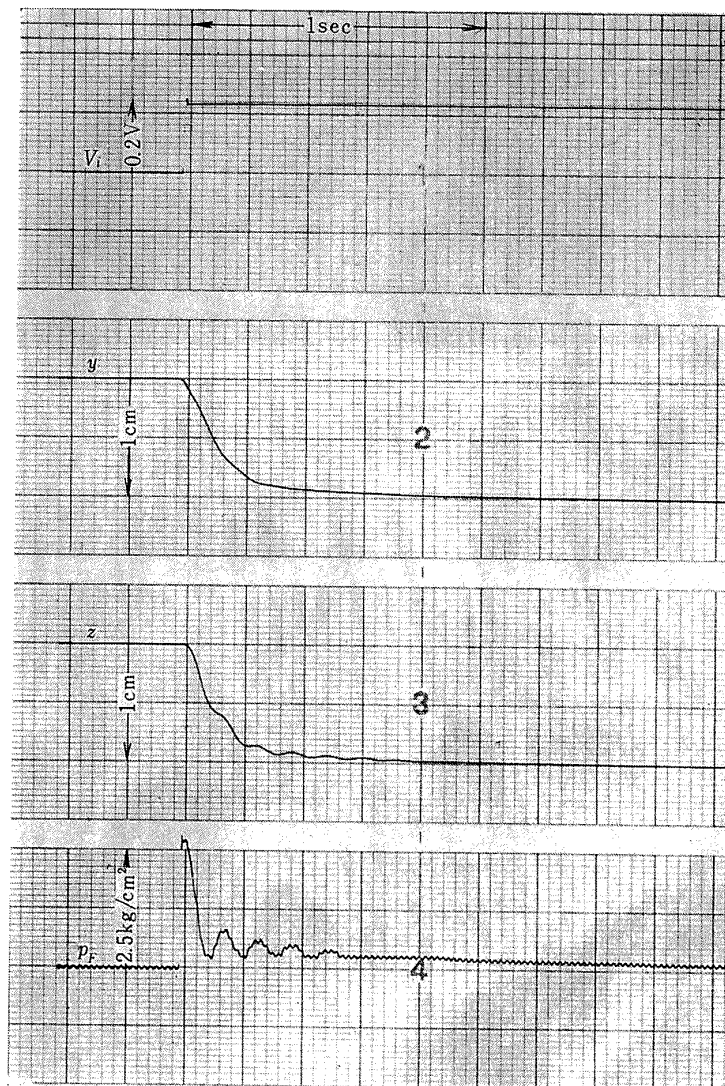
図 14 つづき



(1)  $K_m=0.0$  の場合

図 15 DPF 方式油圧サーボのステップ応答  
( $K_A=1.5 K_A^0$ ,  $K_n=0$  の場合)

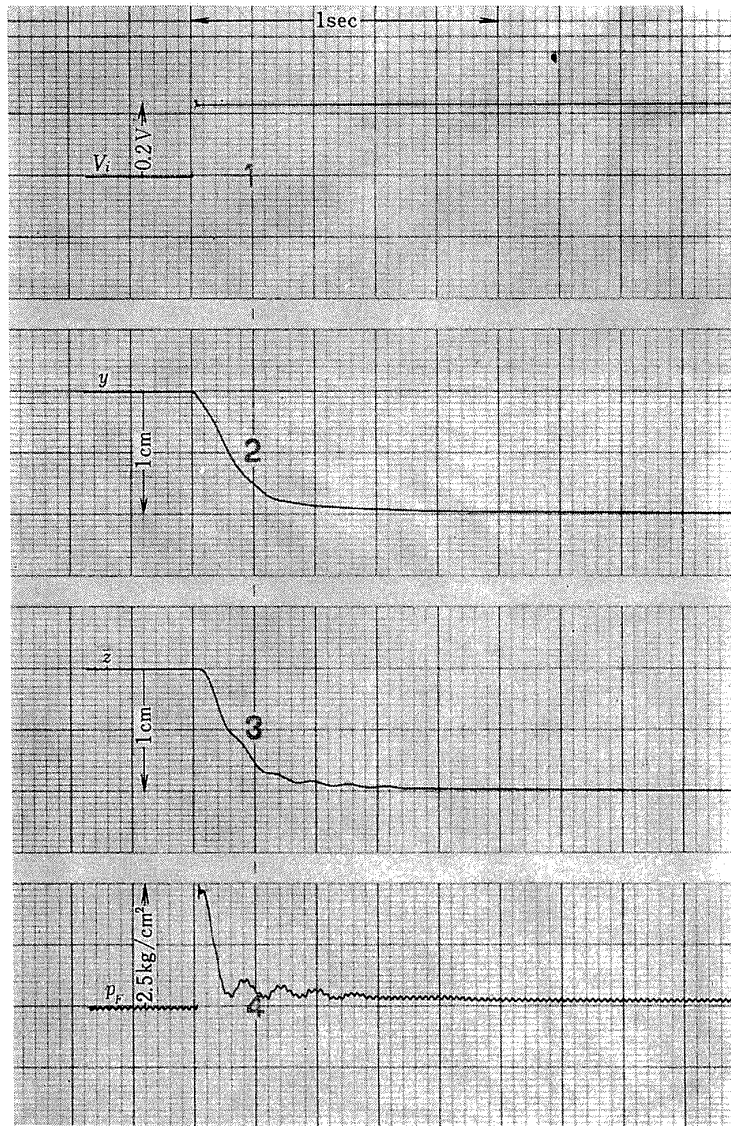




(2)  $K_m = 0.17 K_m$  の場合

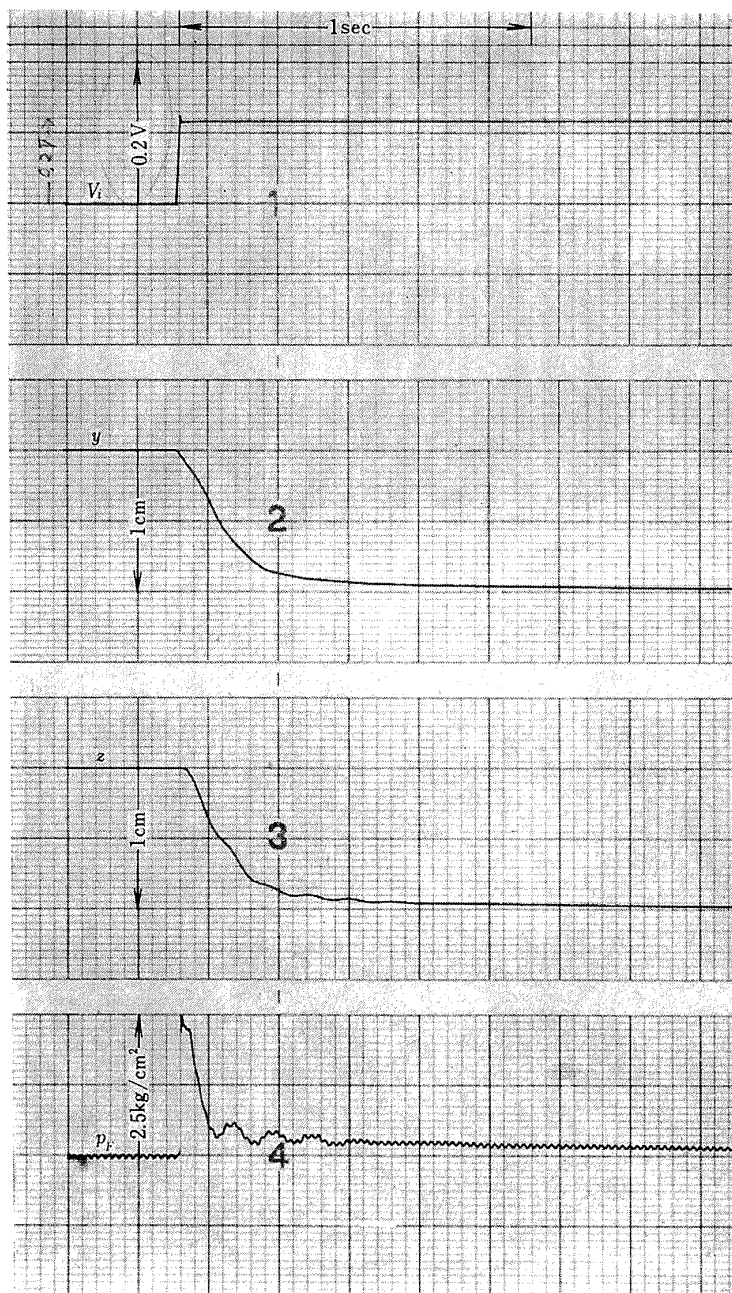
図 15 つづき





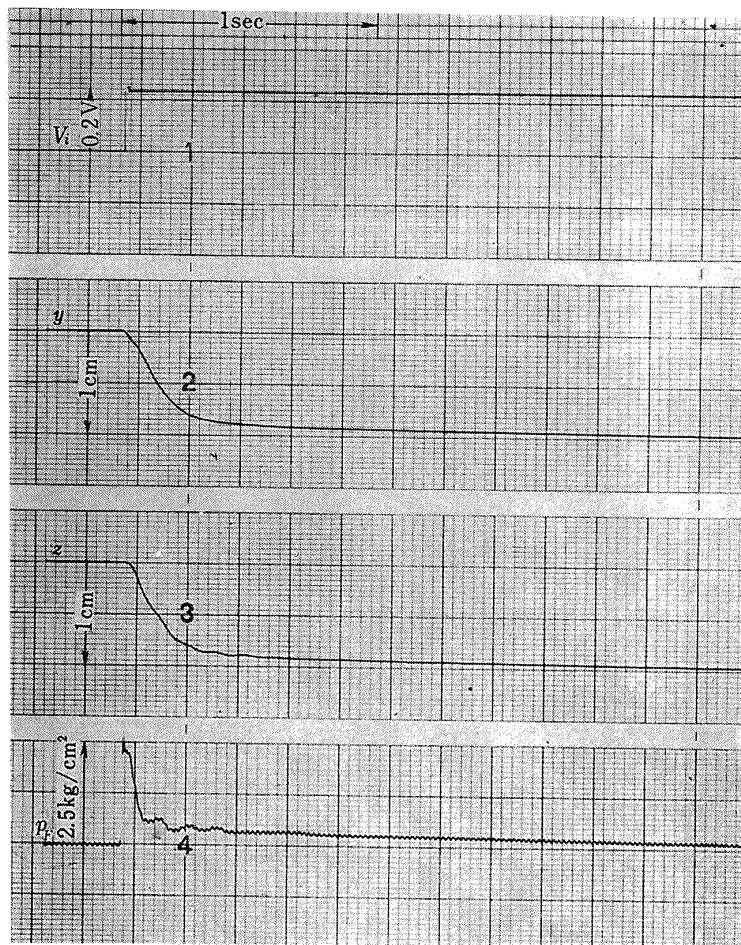
(3)  $K_m = 0.23 K_m^\circ$  の場合

図 15 つづき



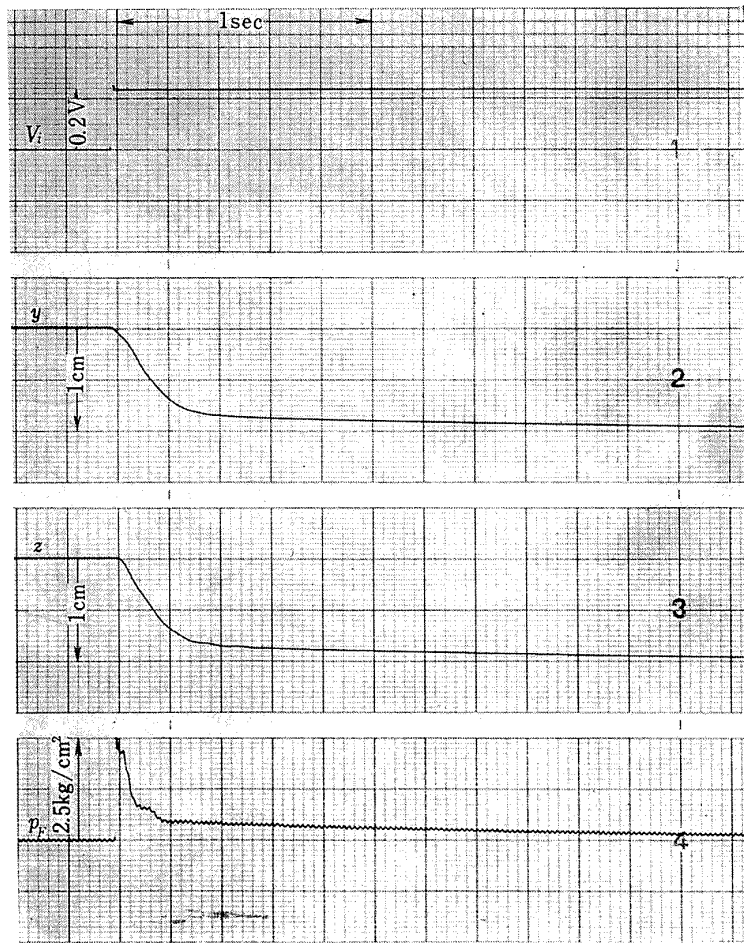
(4)  $K_m = 0.26 K_m^\circ$  の場合

図 15 つづき



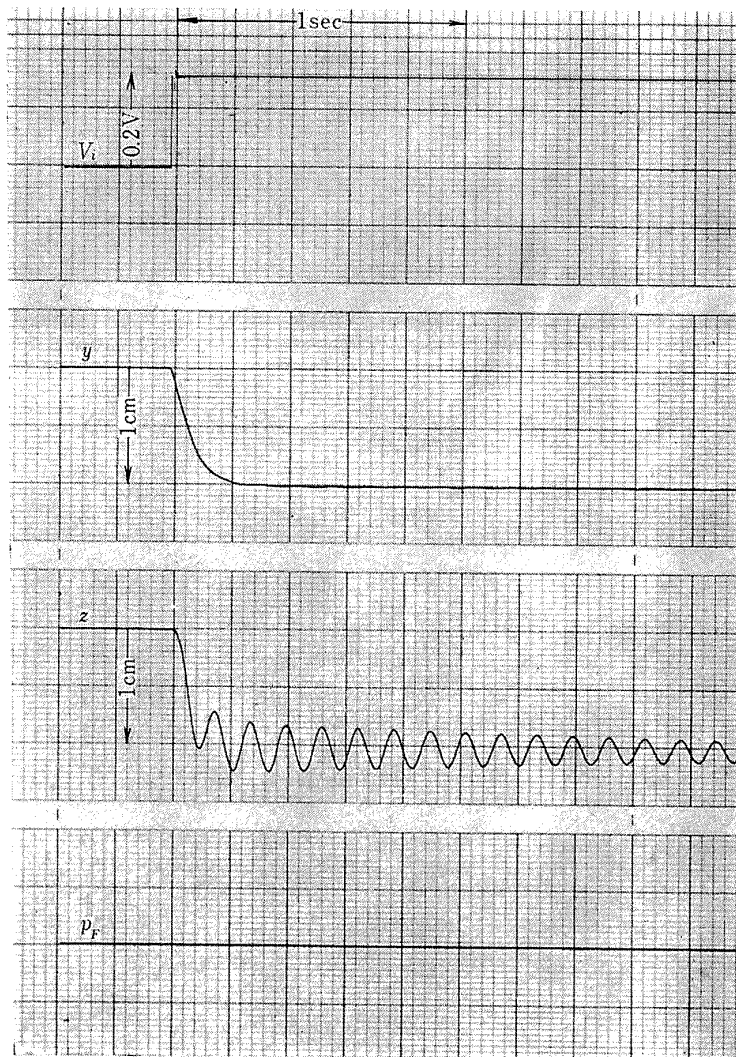
(5)  $K_m = 0.29 K_m^\circ$  の場合

図 15 つづき



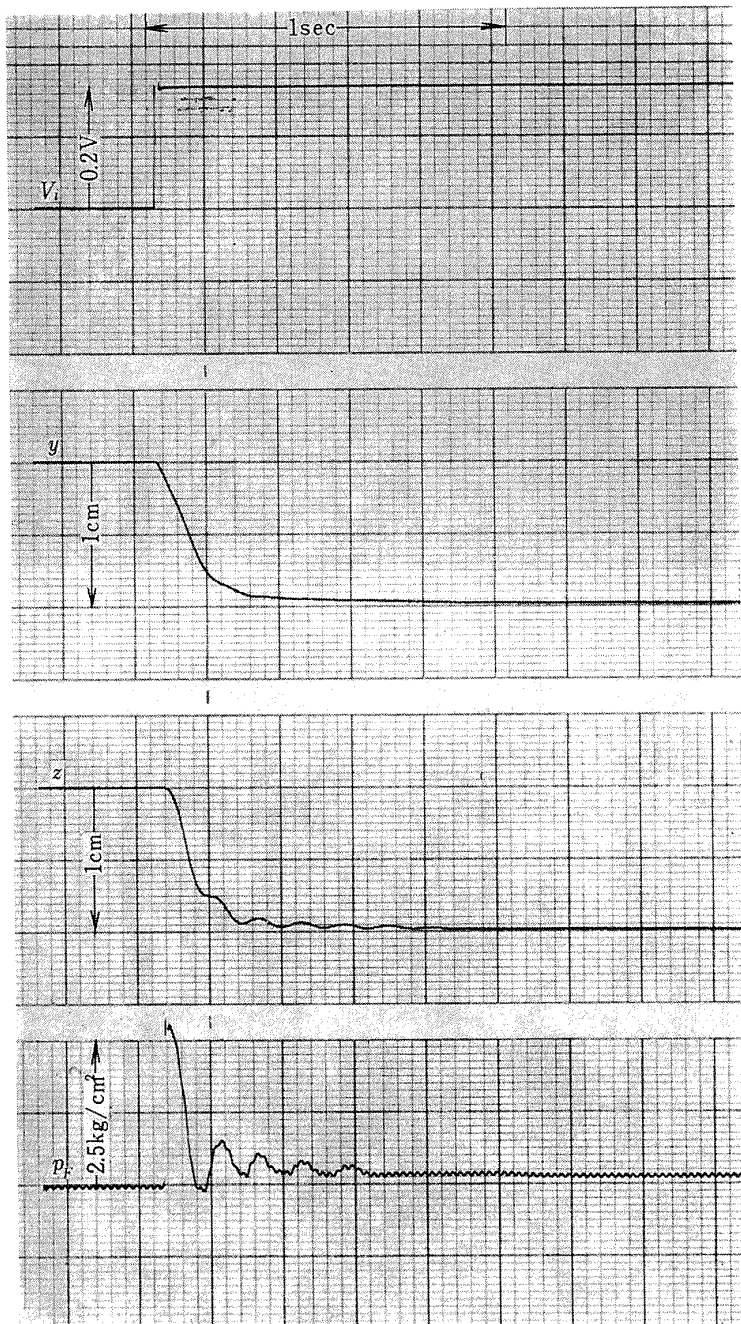
(6)  $K_m = 0.343 K_m^\circ$  の場合

図 15 つづき



(1)  $K_m=0.0$  の場合

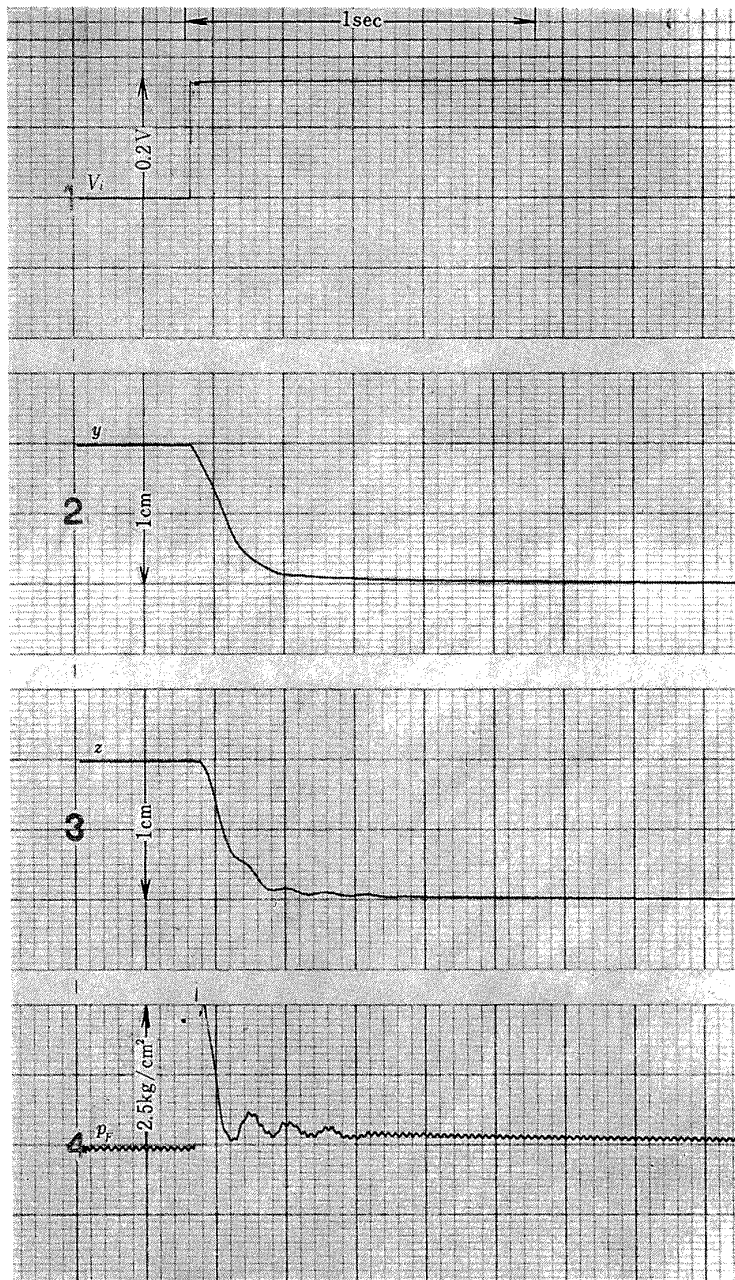
図 16 DPF 方式油圧サーボのステップ応答  
( $K_A=2 K_A^\circ$ ,  $K_n=0$  の場合)



(2)  $K_m = 0.2 K_m^\circ$  の場合

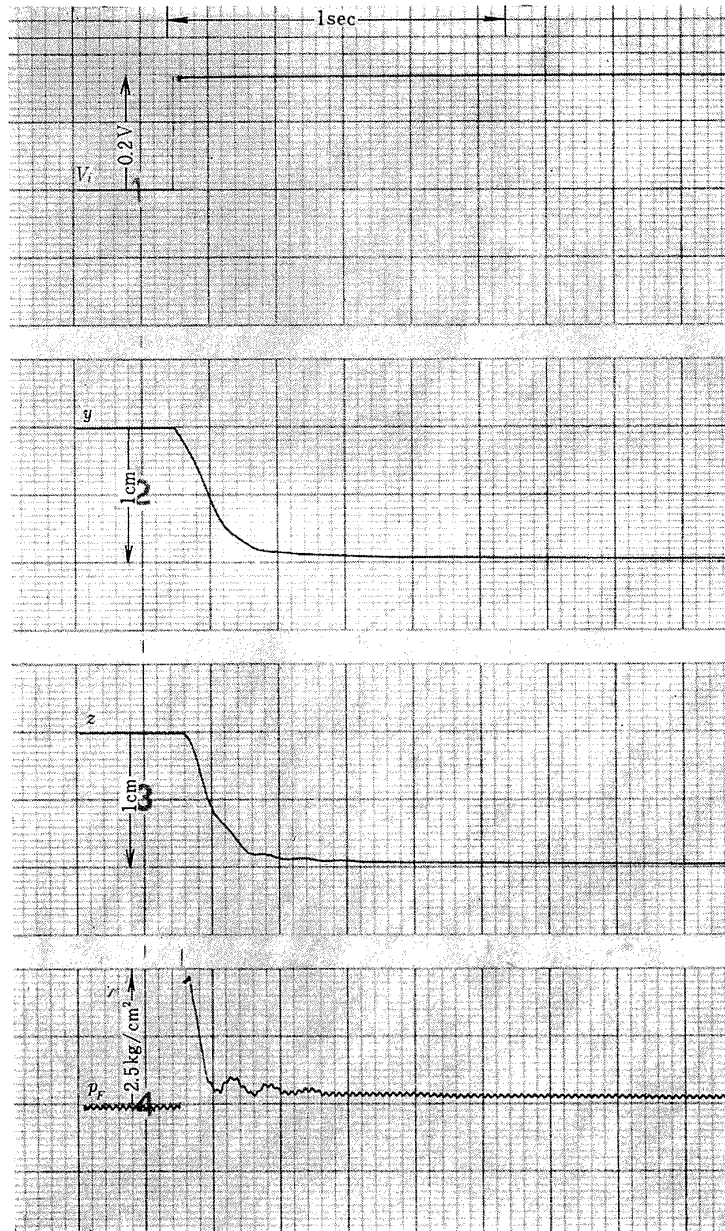
図 16 つづき





(3)  $K_m = 0.26 K_m^\circ$  の場合

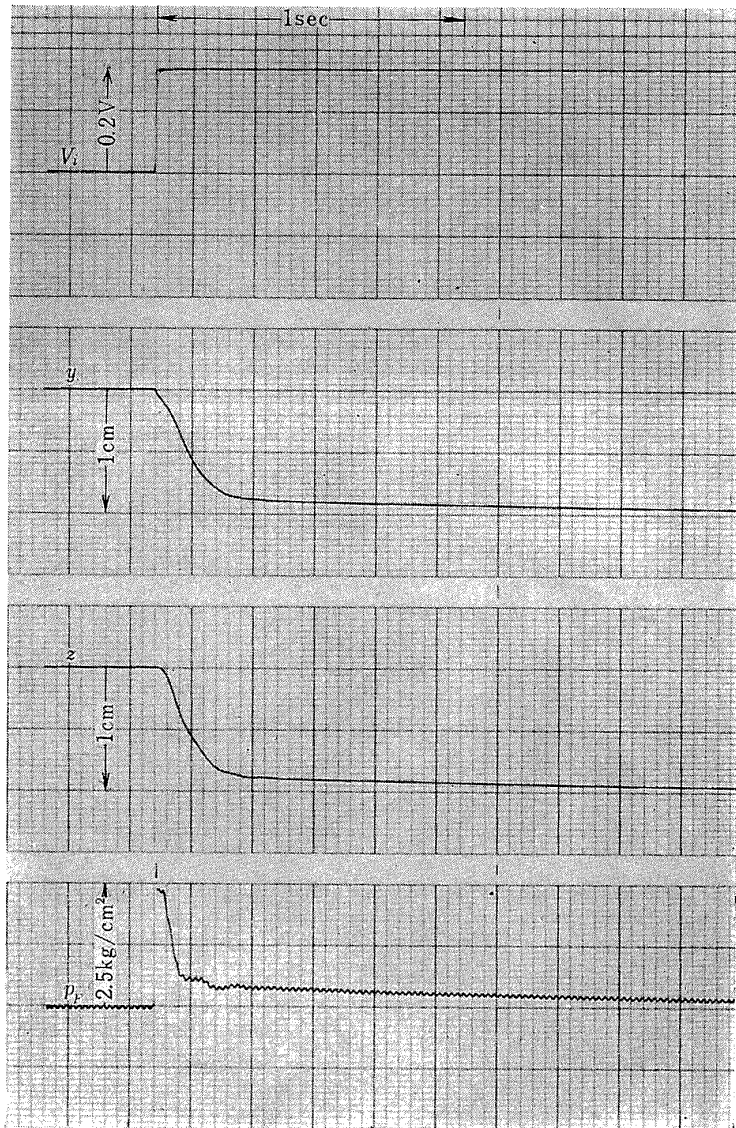
図 16 つづき



(4)  $K_m = 0.314K_m^\circ$  の場合

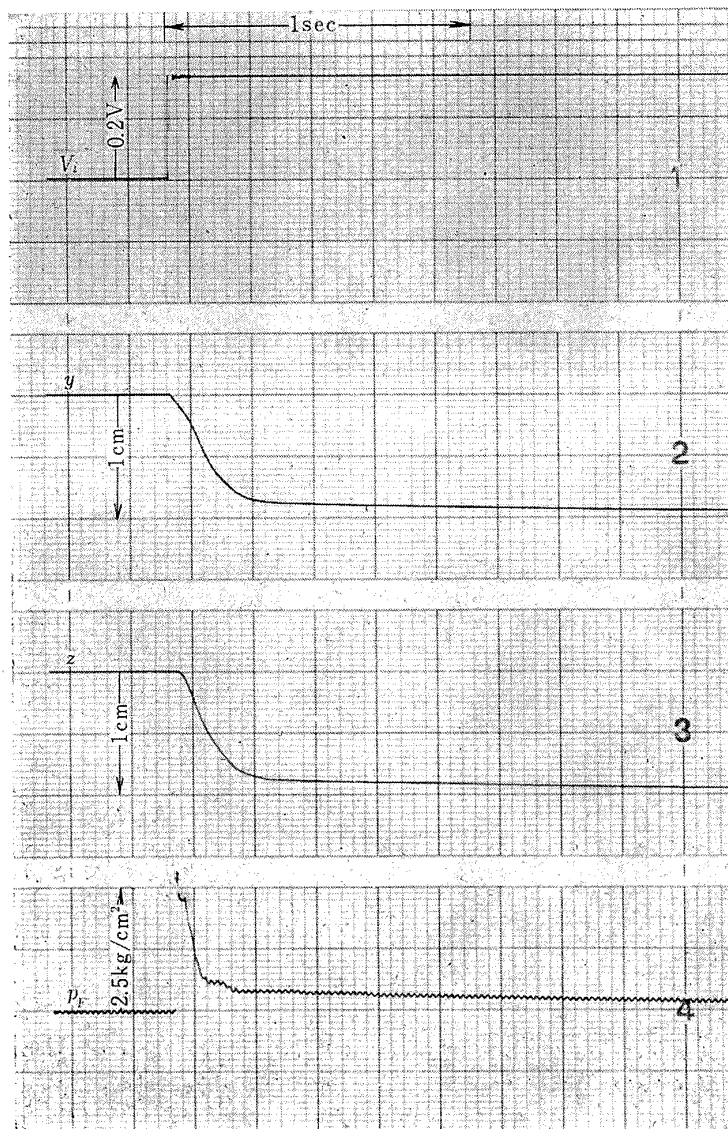
図 16 つづき





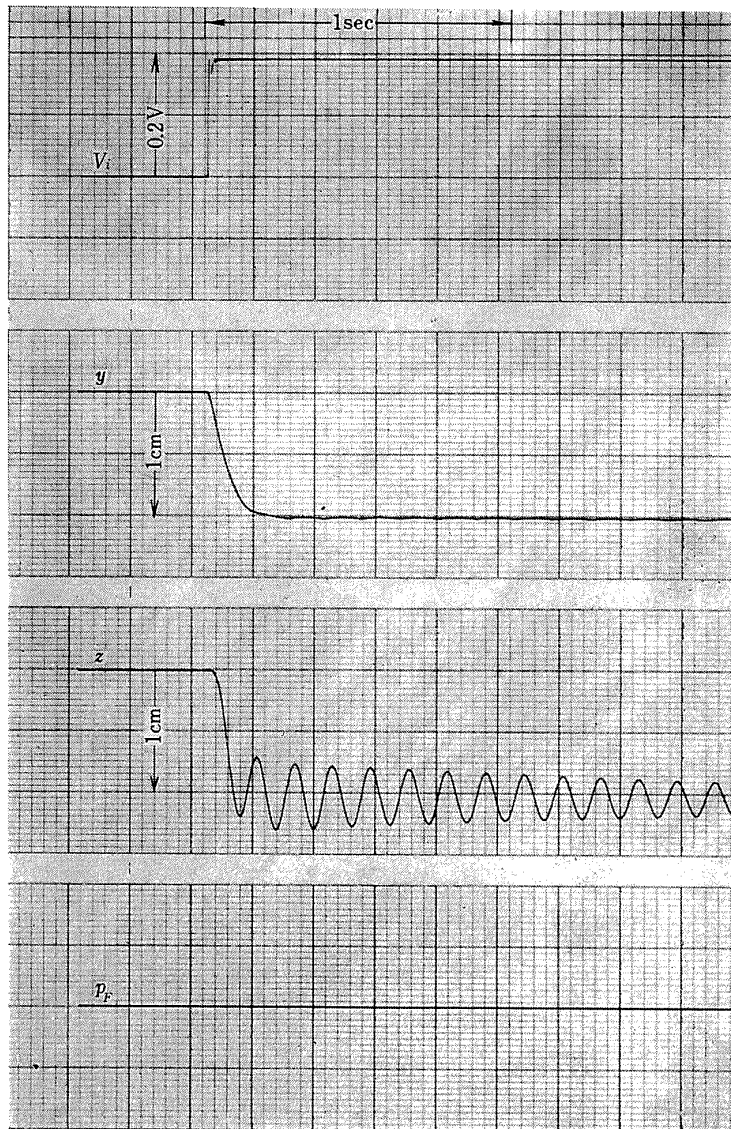
(5)  $K_m = 0.37 K_m^\circ$  の場合

図 16 つづき



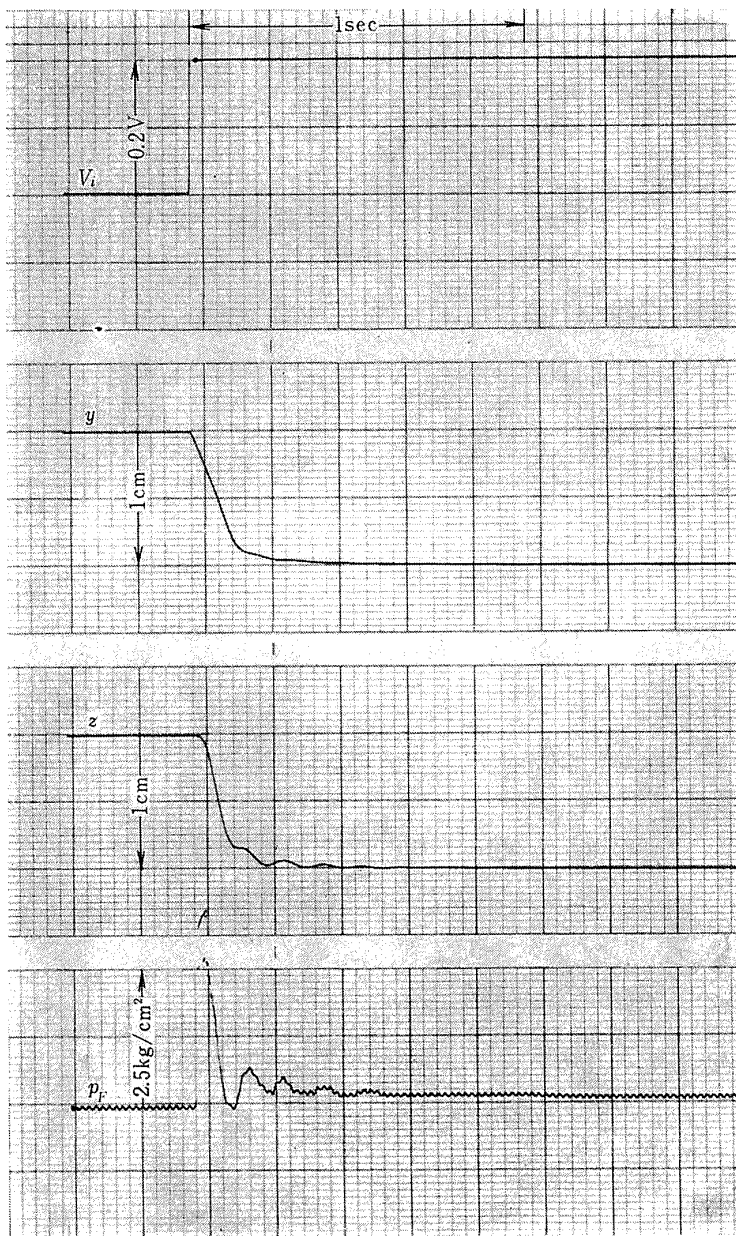
(6)  $K_m = 0.4 K_m^\circ$  の場合

図 16 つづき



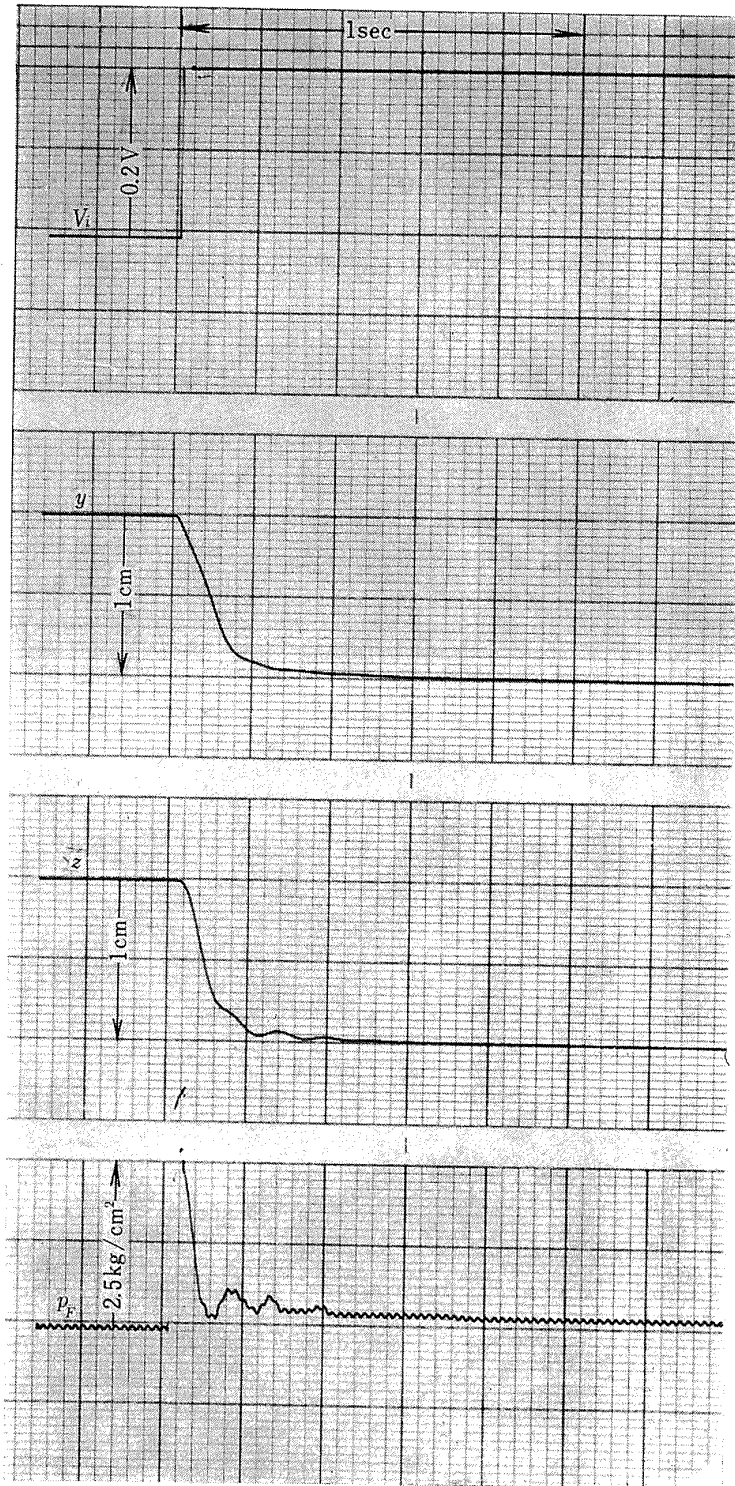
(1)  $K_m=0.0$  の場合

図 17 DPF 方式油圧サーボのステップ応答  
( $K_A=2.5 K_A^\circ$ ,  $K_n=0$  の場合)



(2)  $K_m = 0.257 K_m^\circ$  の場合

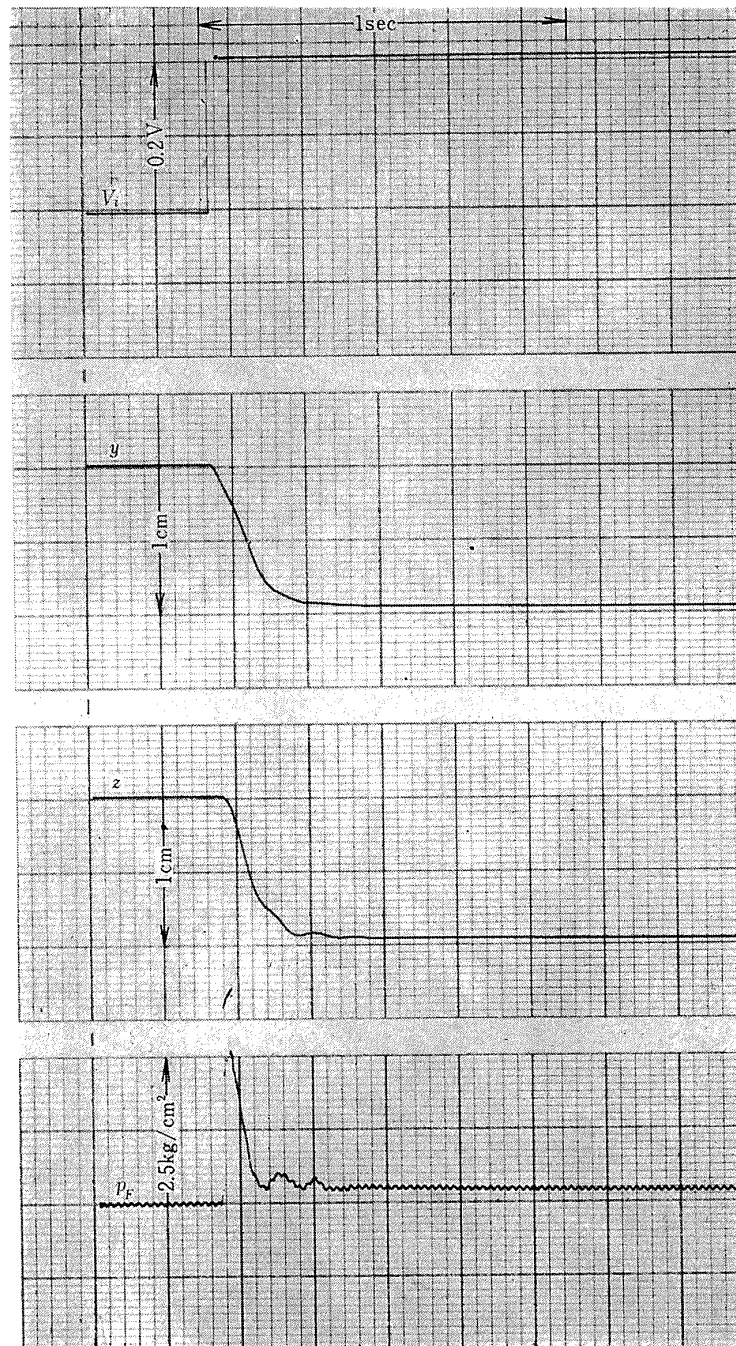
図 17 つづき



(3)  $K_m = 0.314 K_m^\circ$  の場合

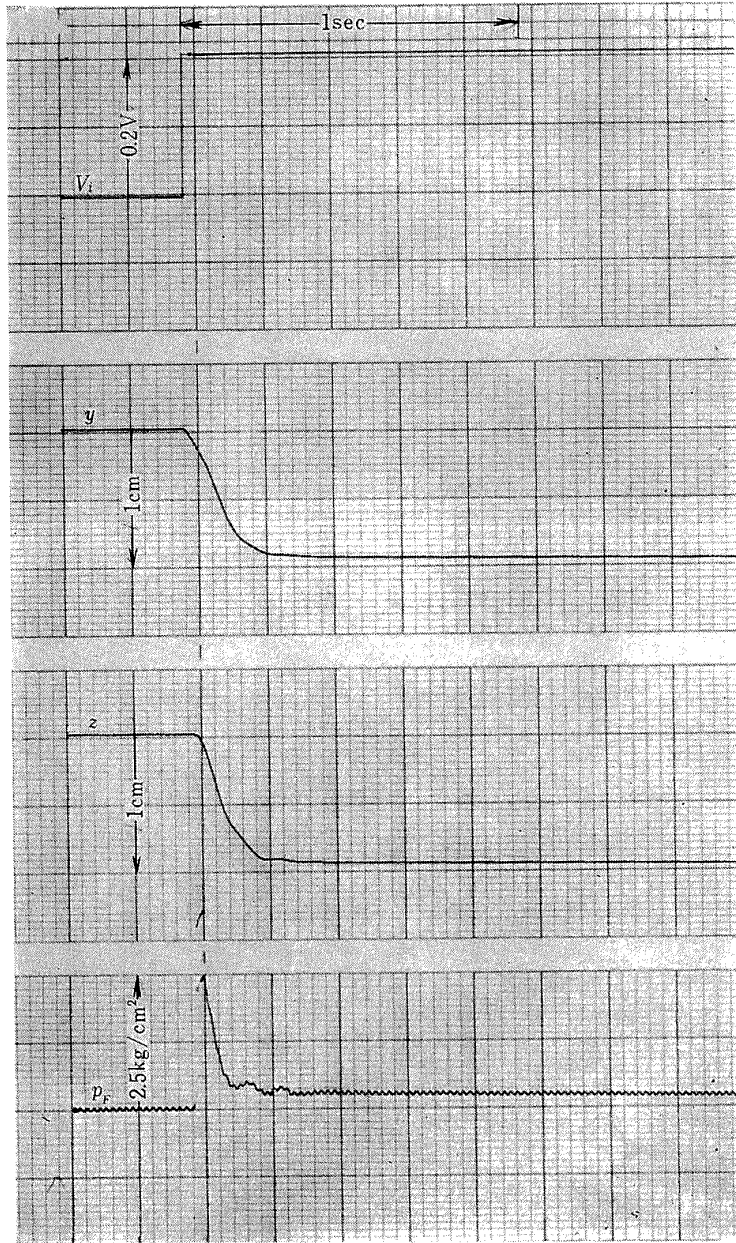
図 17 つづき





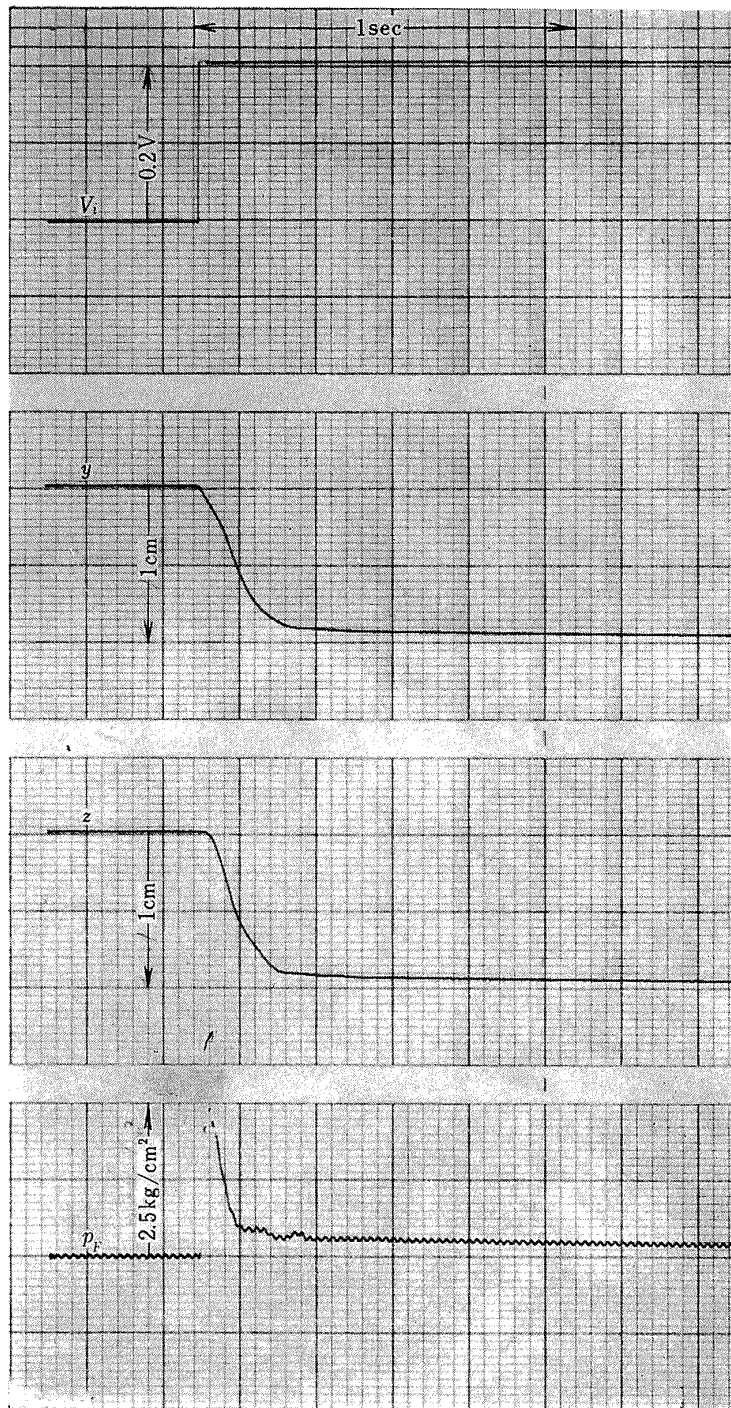
(4)  $K_m = 0.37 K_m^\circ$  の場合

図 17 つづき



(5)  $K_m = 0.43 K_m^\circ$  の場合

図 17 つづき



(6)  $K_m = 0.46 K_m^\circ$  の場合

図 17 つづき



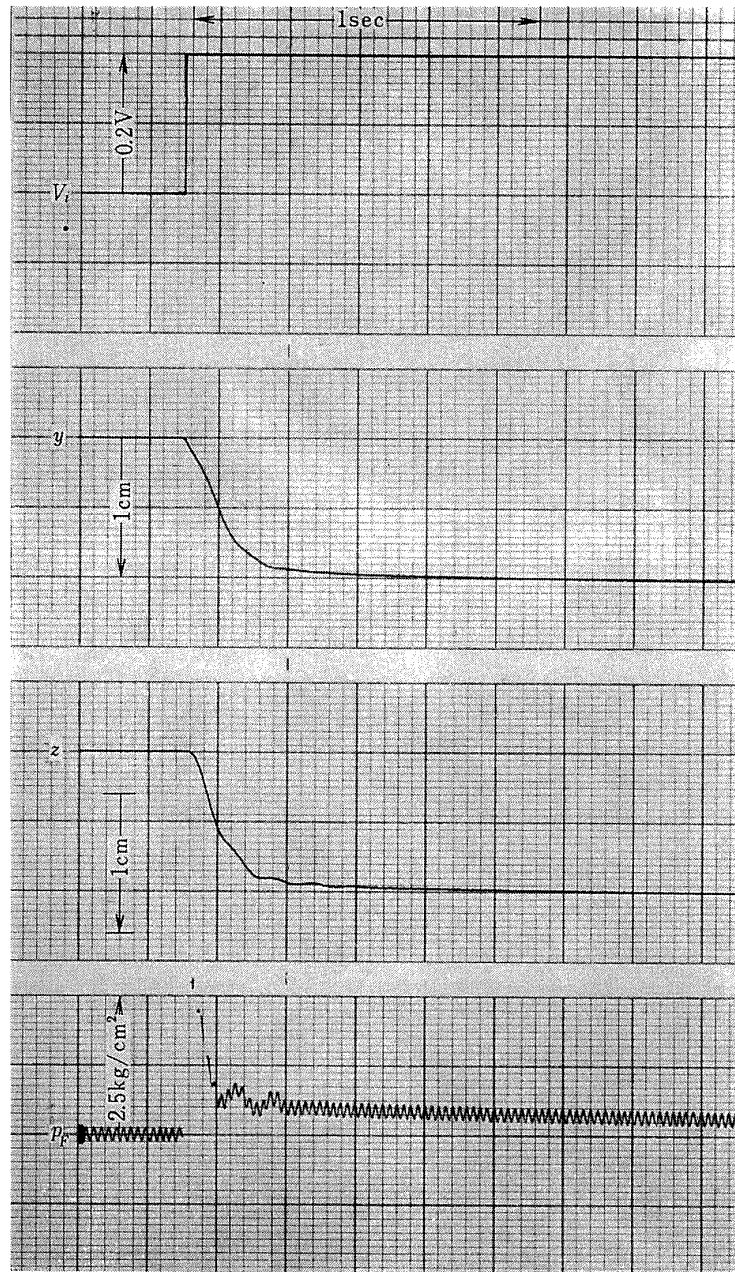


図 18 負荷自重作用状態における DPF 方式油圧サーボのステップ応答  
 ( $K_A=2K_A^\circ$ ,  $K_m=0.27K_m^\circ$ ,  $K_n=0$  の場合)

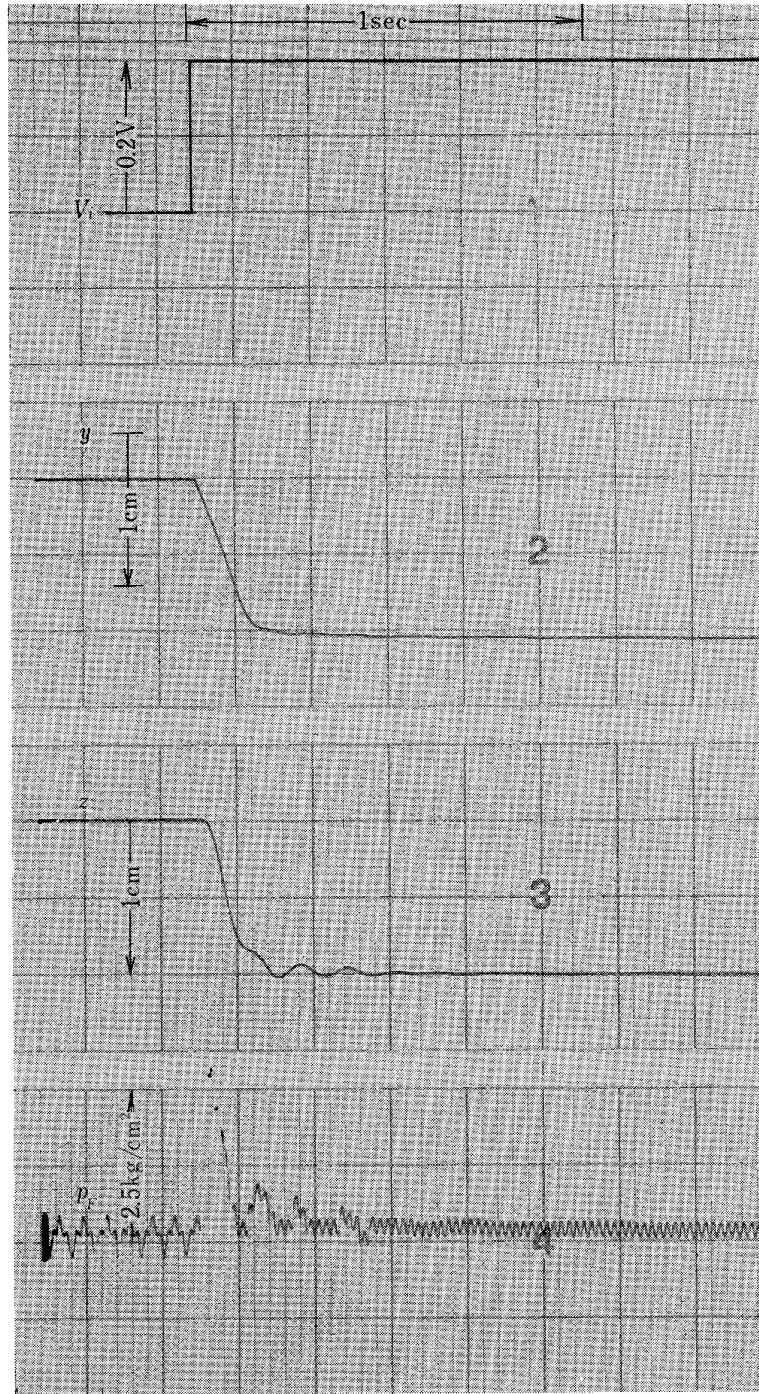


図 19 負荷自重作用状態における CDPF 方式油圧サーボのステップ応答  
 $(K_A=2 K_A^\circ, K_m=0.27 K_m^\circ, K_n=K_n^\circ)$  の場合)

7.2.2 CDPF 方式油圧サーボの実験

実験装置を水平に置いた場合の CDPF 方式油圧サーボのステップ応答特性は図 14~17 とほとんど同じである。

実験装置を垂直に置いた状態で CDPF 方式油圧サーボのステップ応答を実験すると図 19 のごとくなる。図からわかるように、負荷位置の定常偏差は零である。図 18 と図 19 は DPF 方式と CDPF 方式の特性の差異を明確にしている。なお、負荷の自重による外乱力に対して、油圧サーボ系は常に定常状態にあるから、過渡応答にはその影響が現われない。

8. 考 察

7.2 節に示した本実験装置のステップ応答特性を安定時間と  $K_m$  の関係で表わすと図 20 のごとくなる。ただし、安定時間  $T_s$  は 90% 出力に達するまでの  $x$

の応答時間とする。図からわかるように、応答特性は振動的な領域と非振動的な領域に分けられ、点線で示した両者の境界付近で最も安定時間が短くなる。したがって、負荷系の共振を補償し、かつ速応的な応答を得るために適当な  $K_A$  と  $K_m$  の組合せが存在する。このような特性を持つ実験装置のモデルについて考察すると以下のようなものである。

4.1 節の解析ではオリフィスの流量特性を線形化し、バッファスプリングの特性にも線形性を仮定した。しかし、両者の実際の特性は図 11, 13 に示すように非線形である。また、一般にバッファピストンおよび圧力感知ピストンには制動力が作用するものと考えられる。これら非線形特性と両ピストンに作用する制動力を考慮した場合、 $p_L$  から  $p_F$  を発生する DPF 油圧補償要素のブロック線図は図 21 のごとく図示できる。図において、2H はバッファスプリングのヒス

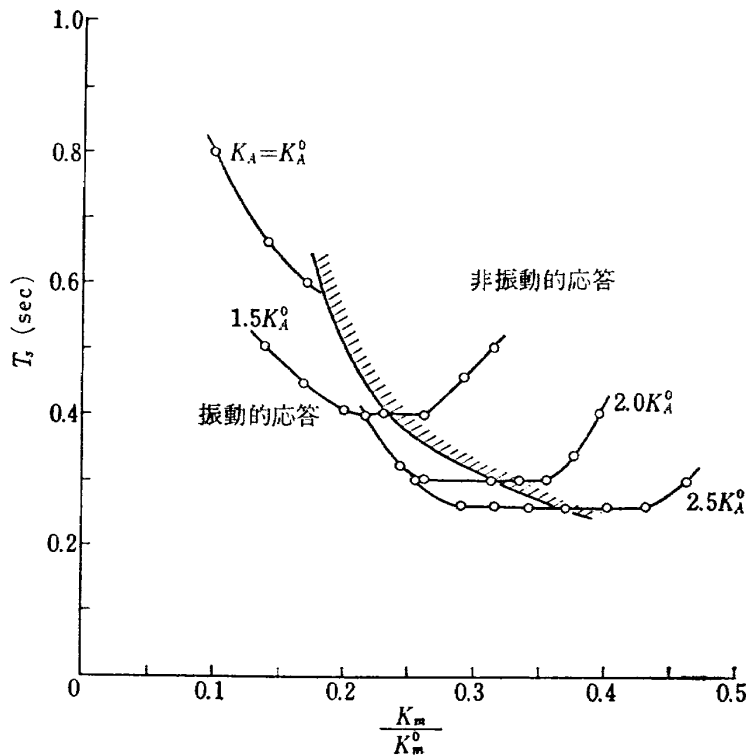


図 20 DPF 方式油圧サーボ実験装置のステップ応答特性

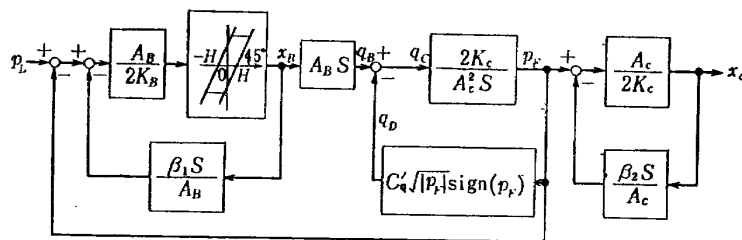


図 21 DPF 油圧補償要素の非線形モデル

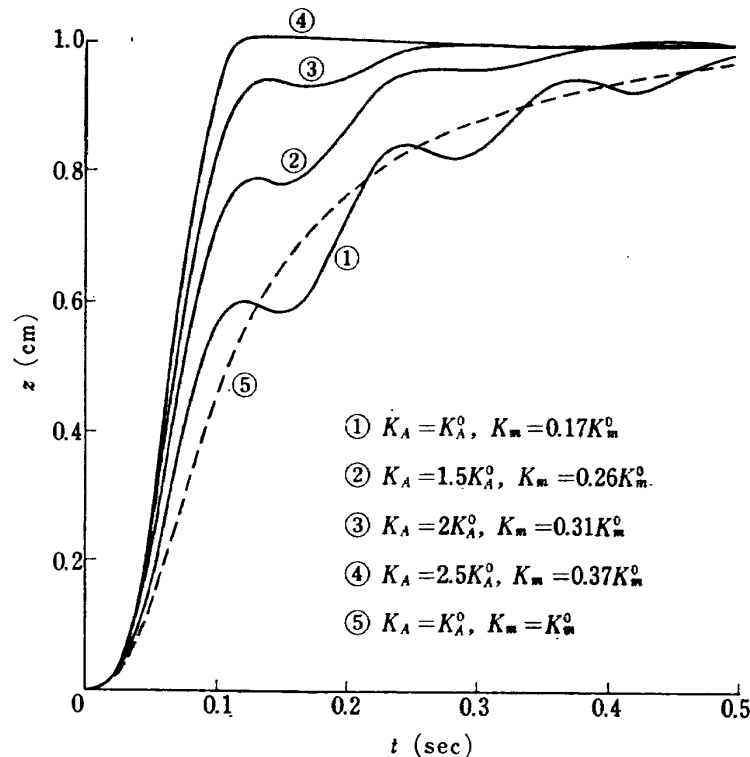


図 22 非線形モデルのデジタルシミュレーション  
( $H=\beta_1=\beta_2=0$ )

テリシス幅とし、 $\beta_1$  と  $\beta_2$  はバッファピストンと圧力感知ピストンに作用する制動力の係数とする。図 2 に示した DPF 油圧補償要素の特性を図 21 でおきかえるならば、本実験装置の非線形モデルが得られる。表 1 に示した諸定数の値を用いて、線形モデルのシミュレーションを行なった結果は次のごとくである。

(i)  $H=\beta_1=\beta_2=0$  の場合 オリフィスの非線形流量特性のみを考慮した場合、非線形モデルのステップ応答は図 22 のごとくである。ただし、図に示した  $K_m$  の値は図 20 に点線で示した境界上の値である。図 22 と図 14~17 に示した実験結果とは、各ケースとも比較的良好に一致している。また、(7.4) の  $c_q$  の値を用いて、図 2 に示した線形モデルのステップ応答を調べると図 22 のおのおの場合とほとんど同じである。一般に、図 20 の振動的応答を示す領域のステップ応答は実験結果と比較的良好に一致している。上述したように、最適な  $K_A$  と  $K_m$  の組合せが図 20 に示した境界上にあるから、実用上、本実験装置のモデルは図 22 によって近似的に表わすことができる。

(ii)  $\beta_1=\beta_2=0$  の場合 バッファスプリングのヒステリシス特性を考慮に加えて非線形モデルのステップ応答を調べると、 $z$  には  $H$  の値に応じた振幅の振動が残る。しかし、実験ではこのような振動現象は

全く見られない。

(iii)  $H=0$  の場合  $\beta_2=0$  として、 $\beta_1$  の値を大きくしていくとともに応答は振動的になり、 $\beta_1/2K_B > 0.2$  では  $\beta_1$  の影響を無視できなくなる。また、 $\beta_1=0$  として、 $\beta_2$  の値を大きくしていくとともに応答は振動的になり、 $\beta_2/2K_C > 0.01$  では急速に不安定系になる。したがって、 $\beta_1$  と  $\beta_2$  はともに制御系を振動的にする影響を示すが、特に  $\beta_2$  が制御系におよぼす効果が強い。しかし、実験では制御系の応答が十分安定であるから、実際の  $\beta_2$  の値も十分小さいと考えられる。

以上のように、本実験装置の特性には図 21 に示した非線形性と制動力の影響は顕著に現われていない。さらに、実用上、本装置のモデルは図 22 によって近似的に表わせることがわかった。なお、図 20 に示した非振動的応答を示す領域の特性は線形または上述した非線形モデルでは十分表現されておらず、さらに詳細な検討を必要とする。

## 9. ジンバル式液体ロケットのピッチ姿勢制御

液体ロケットの姿勢制御には図 23 に示すときジンバルエンジン方式が最もよく使用される。図 24 は

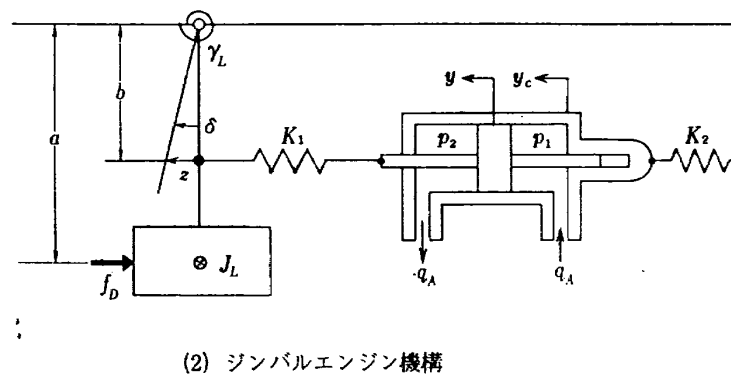
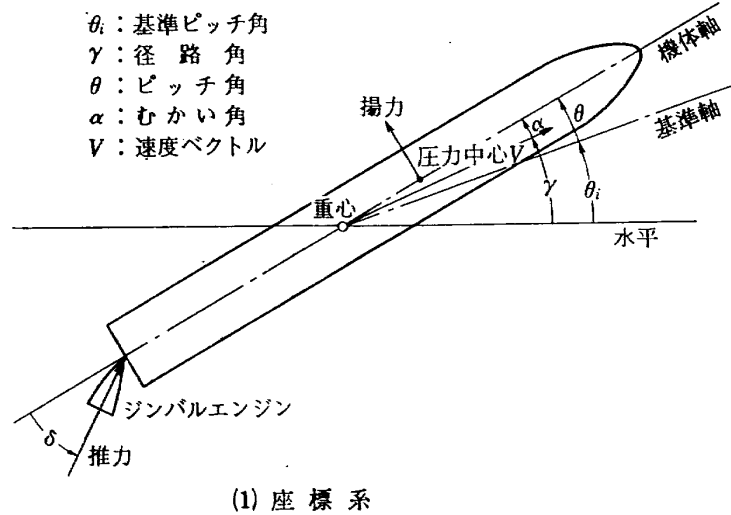
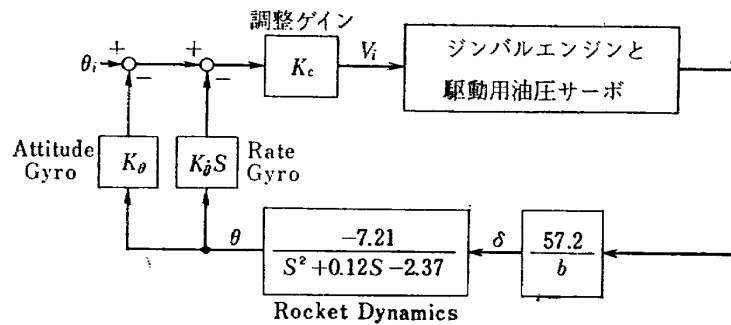


図 23 ジンバル式液体ロケットの略図



そのピッチ軸まわりの姿勢制御系の一例であって、制御対象として Vanguard ロケットのピッチ運動方程式を考えている。同図の attitude gyro は姿勢の保持のために、rate gyro は制御系の安定化のために用いられるセンサである。以下に述べるように、姿勢制御系に含まれるジンバルエンジンと駆動用油圧サーボは本実験装置によって模擬できる。

ロケットの設計において、構造重量を軽減することは非常に重要である。この要請のためジンバルエンジン機構は一般に剛性を欠くから、その解析においては図23(2)に示したエンジンとアクチュエータの取付けか所に存在するコンプライアンスを考慮しなければな

らない。図 23(2) において

$K_1, K_2, \gamma_L/b^2$ : アクチュエータ・エンジン取付け部のバネ定数

$J_L$ : エンジンの慣性能率

$M_p$ : ピストンの質量

$M_c$ : シリンダの質量

$V_{A0}$ : アクチュエータの全体積

$y$ : ピストン変位

$y_c$ : シリンダ変位

$z$ : エンジン変位

$\beta$ : 油の体積弾性係数

$\delta$ : エンジン回転角

とする。a と b を図 23 (2) のようにとるならば、ジンバルエンジン支持機構には次式が成立している。

$$p_L = p_1 - p_2 \quad (9.1)$$

$$M_p \ddot{y} = A_p p_L - K_1 (y - z) \quad (9.2)$$

$$M_c \ddot{y}_c = -A_p p_L - K_2 y_c \quad (9.3)$$

$$J_L \ddot{\delta} = -\gamma_L \delta + b K_1 (y - z) - a f_D \quad (9.4)$$

$$q_A = A_p (\dot{y} - \dot{y}_c) + \frac{V_{A0}}{4\beta} \dot{p}_L \quad (9.5)$$

エンジン回転角  $\delta$  は微量であるから

$$z = b\delta \quad (9.6)$$

と書ける。したがって、(9.4) と (9.6) から次式を得る。

$$\frac{J_L}{b^2} \ddot{z} = -\frac{\gamma_L}{b^2} z + K_1 (y - z) - \frac{a}{b} f_D \quad (9.7)$$

普通、 $M_p = M_c = 0$  を仮定できるから、ジンバルエンジン支持機構は上の諸式から図 25 (1) のごときブロック線図で表わすことができる。ただし

$$J_L = b^2 M_L \quad (9.8)$$

とする。また、一般に

$$K_1, K_2, 4\beta A_p^2 / V_{A0} \gg \gamma_L / b^2 \quad (9.9)$$

を仮定できるから、図 25 (1) は図 25 (2) のごとく簡単化される。同図において

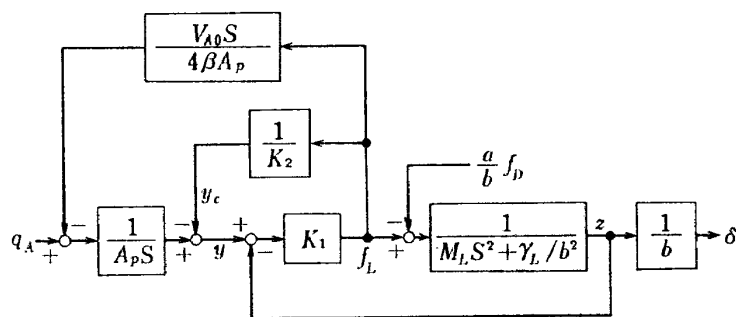
$$\frac{1}{K_L} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{V_{A0}}{4\beta A_p^2} \quad (9.10)$$

とする。図 25 (2) はジンバルエンジン支持機構が本実験装置のアクチュエータと共振負荷系によって近似的に模擬できることを示している。本実験装置を用い

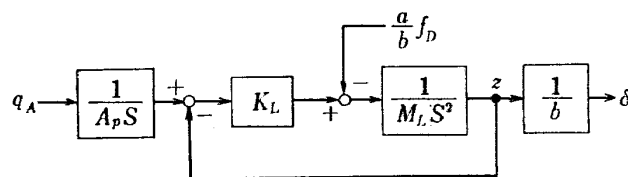
たジンバル式液体ロケットのピッチ姿勢制御系の模擬実験を述べる前に、DPF または CDPF 補償法がこの制御系に対して非常に有効であることをアナログシミュレーションによって示しておく。

図 3 を図 24 のジンバルエンジンと駆動用油圧サーボに適用し、アナログシミュレーションを行なった一例を図 26 に示す。ただし、図 3 の諸定数は表 1 の値を用いた。駆動用油圧サーボを無補償とした場合、姿勢制御系は図 26(1) のごとく不安定である。そこで、油圧サーボに DPF 補償をほどこすならば、制御系は図 26(2) のごとく安定になる。また、静的外乱力  $f_D$  が作用した場合、DPF 方式油圧サーボによる姿勢制御系の応答は図 26(3) のごとくであり、CDPF 方式の場合には図 26(4) のごとくである。両図を比較すると、外乱力に対する静特性は CDPF 方式の方がすぐれており、ピッチ姿勢角の定常偏差が零であることがわかる。

次に、本実験装置をジンバルエンジンとその駆動用油圧サーボに見立て、アナログ計算機と連動して、ジンバル式液体ロケットの姿勢制御系を模擬した実験例を示す。図 24 のジンバルエンジンと駆動用油圧サーボは本実験装置でおきかえられる。油圧サーボが無補償であると、模擬姿勢制御系は不安定である。そこで油圧サーボに CDPF 補償をほどこすならば制御系は安定になる。図 27 はその応答特性の一例である。これは図 26(2) とよく一致している。

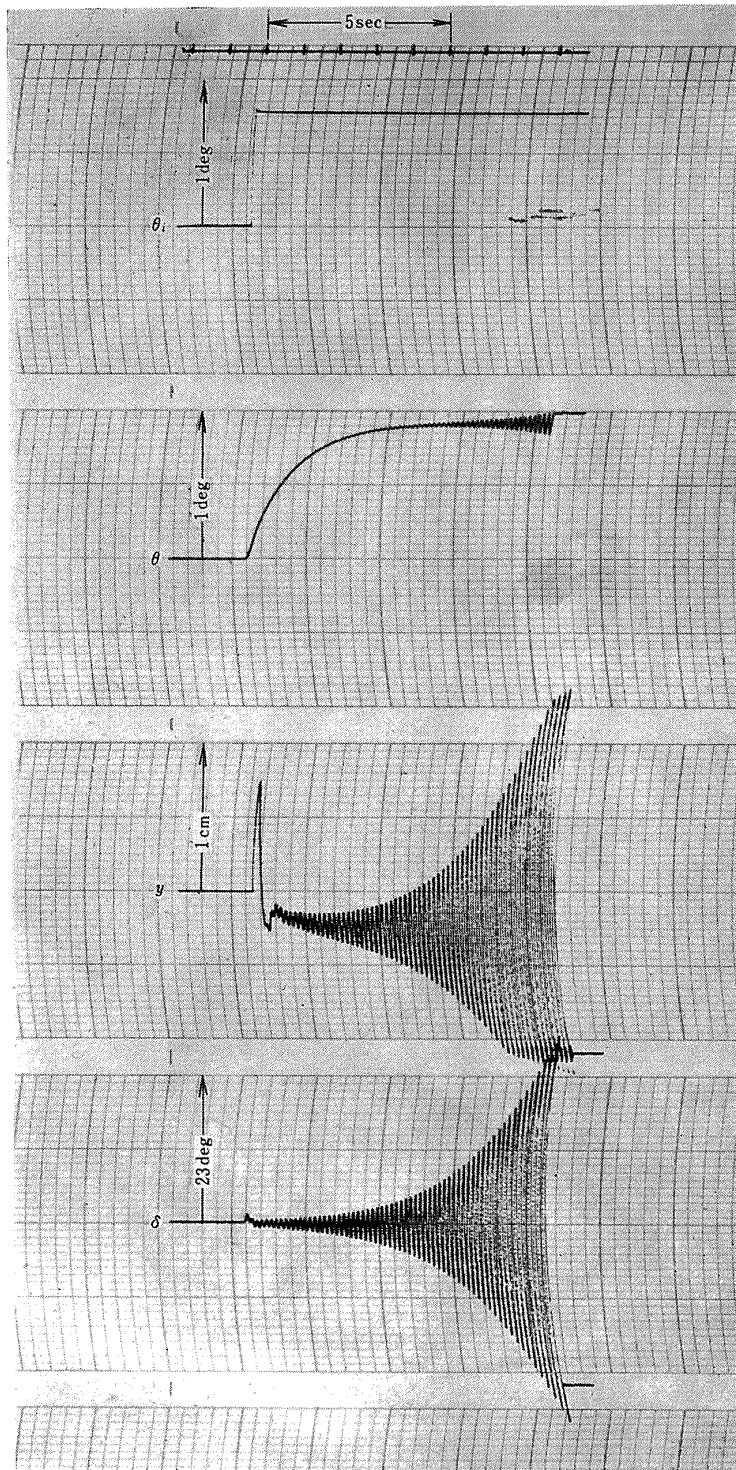


(1)  $M_p = M_c = 0$  の場合



(2)  $M_p = M_c = \gamma_L = 0$  の場合

図 25 ジンバルエンジン機構のブロック線図

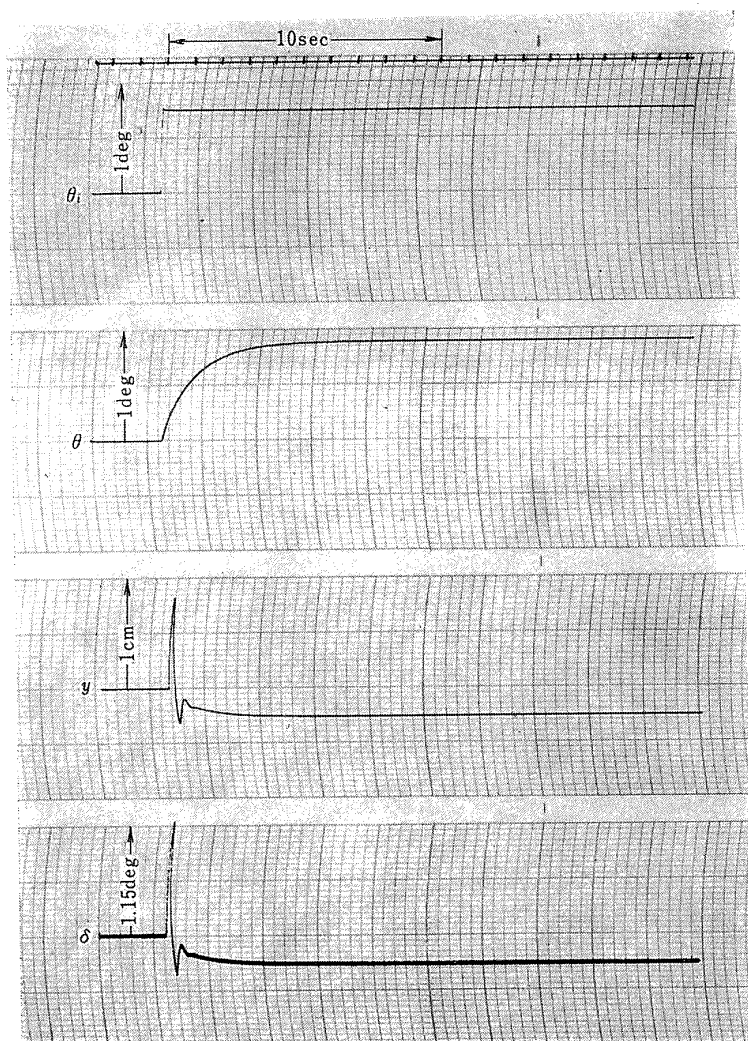


(1) 無補償の場合

$$(K_A = 2 K_A^\circ, K_I = 0.4, K_m = K_n = 0)$$

図 26 ピッチ姿勢制御系のアナログシミュレーション  
 ( $K_\theta = K_{\dot{\theta}} = 1, K_c = 0.67, b = 50$  の場合)



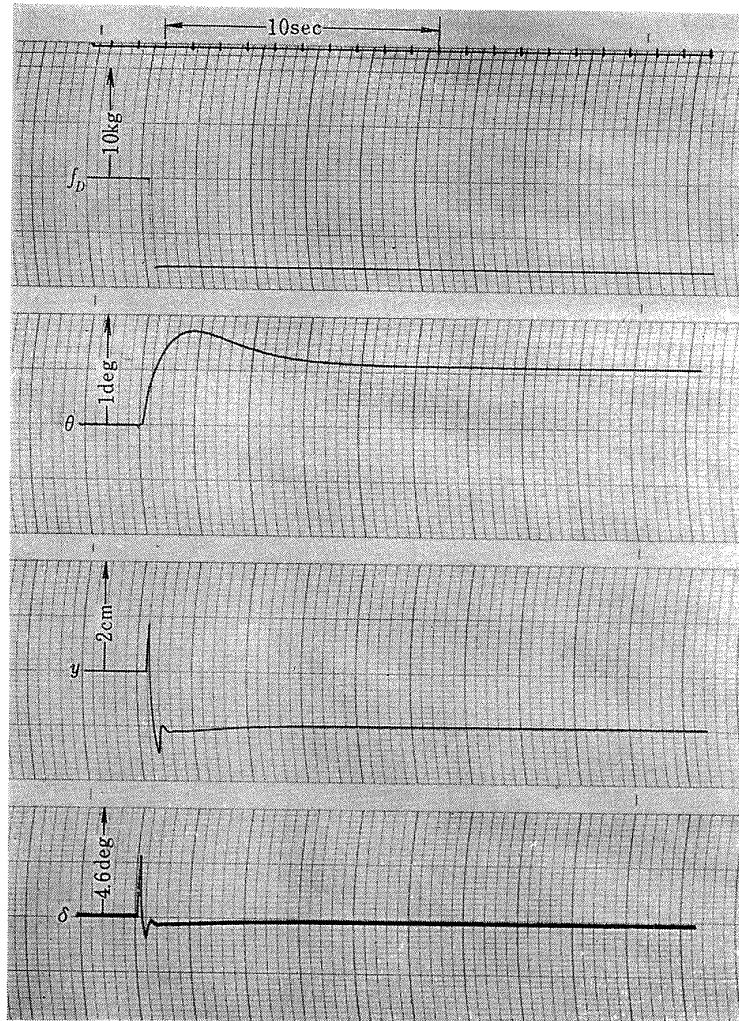


(2) DPF 補償の場合

$(K_A=2 K_A^\circ, K_m=0.26 K_m^\circ, K_l=0.4, K_n=0)$

図 26 つづき

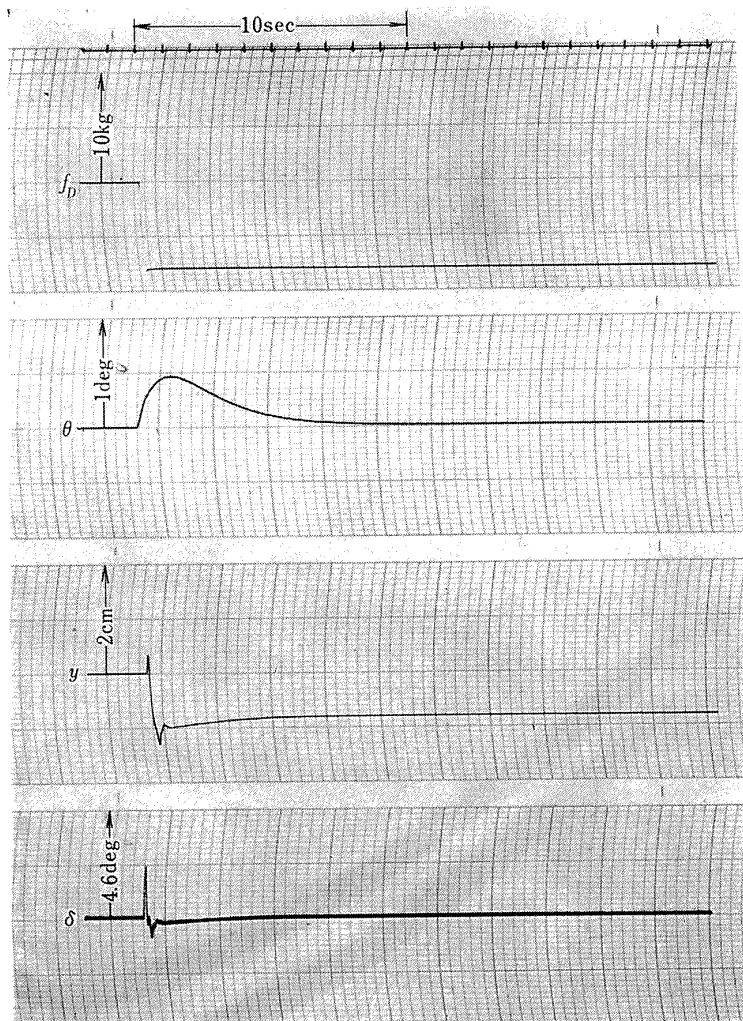




(3) 静的外乱力に対する応答

( $K_A=2 K_A^\circ$ ,  $K_m=0.26 K_m^\circ$ ,  $K_l=0.4$ ,  $K_n=0$ )

図 26 つづき



(4) 静的外乱力に対する応答  
 $(K_A=2 K_A^\circ, K_m=0.26 K_m^\circ, K_l=0.4, K_n=K_n^\circ)$

図 26 つづき

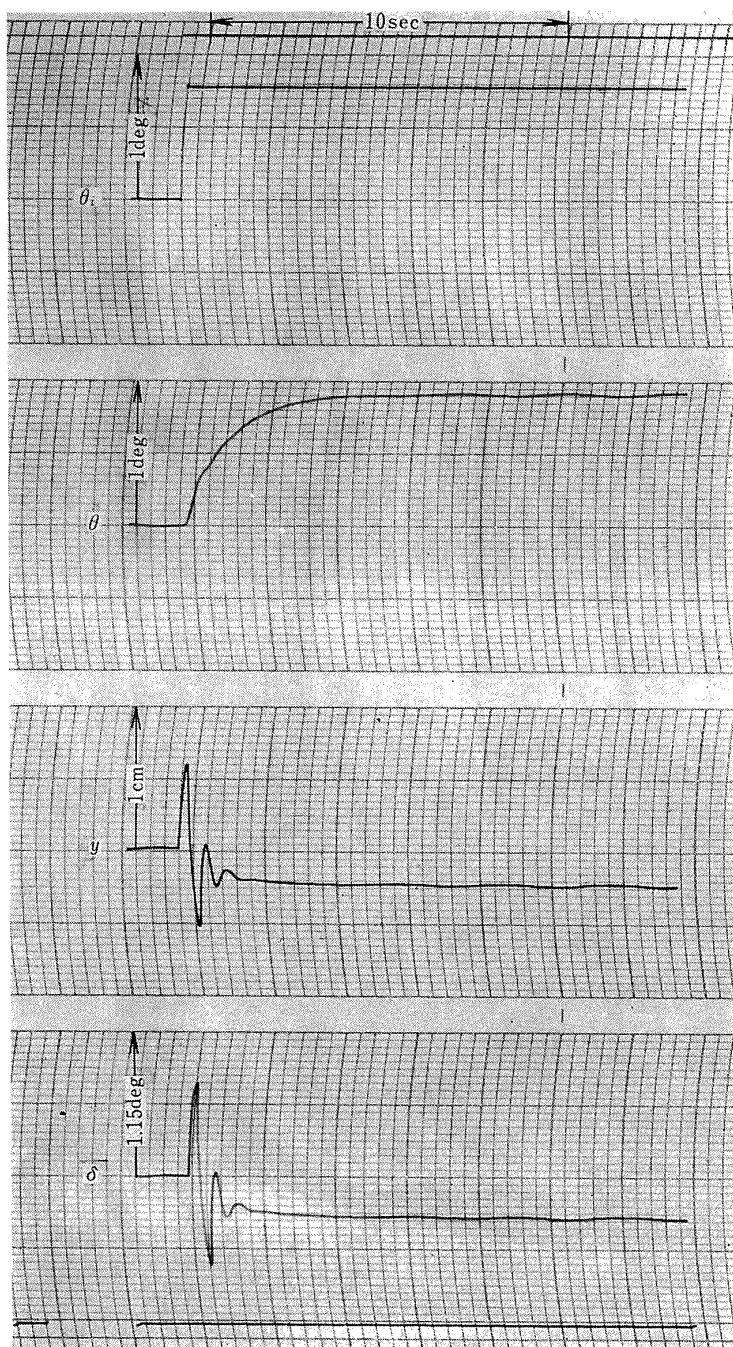


図 27 ピッチ姿勢制御系の模擬実験例

( $K_\theta = K_{\dot{\theta}} = 1$ ,  $K_C = 0.67$ ,  $b = 50$ ,  $K_A = 2 K_A^\circ$ ,  $K_m = 0.26 K_m^\circ$ ,  $K_l = 0.4$ ,  $K_n = K_n^\circ$ )

## 10. 結 言

本報告では、ジンバルエンジンを駆動するために適した DPF および CDPF 方式油圧サーボの設計法を述べ、試作した油圧サーボの諸特性を示した。さらに、本実験装置を用いたジンバル式液体ロケットの姿勢制御系の模擬実験について述べた。実験結果から次の結論を得た。

(i) 本設計法によると、DPF 油圧補償構成要素の諸定数を負荷系の特性に応じて簡単に決定でき、拘束条件を適当に指定することにより補償要素をごく小形に製作できる。

(ii) 本設計法によって試作した実験装置のモデルは、實際上、線形近似ブロック線図(図2)で十分よく表わすことができる。

(iii) 本実験装置はフィードバック圧力ゲイン  $K_m$  の値を大きくするとともに補償効果が強くなる特性を示すが、實際上、アンプゲイン  $K_A$  と  $K_m$  の値を調整することによって、負荷の共振を十分補償でき、応答に十分な速応性を得ることができる。

(iv) 本実験装置によってジンバルエンジン機構を近似的に模擬できることを示すとともに、DPF 方式油圧サーボによってジンバル式液体ロケットの姿勢制御系を安定化できることを実験的に明らかにした。さらに、DPF 方式の欠点である外乱力による姿勢制御系の定常偏差は CDPF 方式によって解決できることを実験的に示した。

## 文 献

- 1) Astronautical Handbook; Chapter 14 "Stability and Control", McGraw-Hill.
- 2) 畑山・奥石; CDPF 補償油圧サーボによるジンバルエンジン方式液体ロケットの姿勢制御について, 第16回日本航空宇宙学会(1969)
- 3) L.H. Geyer; Controlled Damping Through Dynamic Pressure Feedback, Technical Bulletin 101, Moog Servocontrols, Inc., (1958)
- 4) T.R. Welch; The Use of Derivative Pressure Feedback in High-Performance Hydraulic Servomechanisms; Trans. ASME, Series B, Vol. 84, No. 1, Feb (1962)
- 5) 畑山・奥石; DPF バルブを用いたジンバルエンジン駆動用油圧制御系の基礎的解析, 航技研報告, TR-166, Nov (1968)
- 6) 畑山; 共振負荷制御用油圧サーボの DPF 補償法; 制御工学, Vol. 14, No. 1, Jan (1970)
- 7) D.A. Engeles & K.R. Fletcher; A Method of Synthesizing Hydromechanical Compensation Networks for Hydraulic Servomechanisms; Trans. IEEE, Automatic Control, Vol. 9, No. 4, Oct (1964)
- 8) 畑山・奥石; DPF バルブの線形解析; 第7回計測自動制御学会学術講演会(1968)
- 9) Catalog 310; Series 31 and 32 Flow Control Servovalves; Moog Servocontrols, Inc.
- 10) Military Spec.; MIL-H-5606B; USAF(1963)
- 11) 佐野・有江; 水力学および水力機械; 工学図書

- |        |  |           |                                    |
|--------|--|-----------|------------------------------------|
| TR-209 | フライングテストベッド用偏向ジェットパイ<br>プの模型実験<br>Mode Test on Deflected Jet Pipes of NAL<br>Flying Test Bed       | 1970年10月  | 田 辺 義 一                            |
| TR-210 | 自由飛行模型 FFM-10 の空力特性について<br>On the Aerodynamic Characteristics of a<br>Free Flight Model FFM-10     | 1970年 8 月 | 河 崎 俊 夫, 齊 藤 秀 夫<br>河 本 巖          |
| TR-211 | ジェット・フラップロータのホバ特性に関す<br>る一模型実験<br>A Model Test on Hovering Characteristics<br>of Jet-Flapped Rotor | 1970年 9 月 | 吉 田 真 幸, 戸 田 亘 洋<br>岡 遠 一, 高 沢 金 吾 |
| TR-212 | 二重噴流の空力的騒音<br>Aerodynamic Noise of a Circular Double<br>Jet  | 1970年10月  | 河 野 長 正                            |

---

## 航空宇宙技術研究所報告213号

昭和45年9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  
電話武蔵野三鷹(0422)44-9171(代表) ㊞182

印刷所 株式会社 東京プレス  
東京都板橋区桜川2-27-12

---

