

JAERI-M  
7130

高速可動リミタ駆動機構シミュレーション  
(臨界プラズマ試験装置設計報告・41)

1977年6月

高嶋 哲夫・岡村 裕幸\*

この報告書は、日本原子力研究所が JAERI-M レポートとして、不定期に刊行している研究報告書です。入手、複製などのお問い合わせは、日本原子力研究所技術情報部（茨城県那珂郡東海村）あて、お申しこしください。

JAERI-M reports, issued irregularly, describe the results of research works carried out in JAERI. Inquiries about the availability of reports and their reproduction should be addressed to Division of Technical Information, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken, Japan.

高速可動リミタ駆動機構シミュレーション  
(臨界プラズマ試験装置設計報告・41)

日本原子力研究所東海研究所大型トカマク開発部

高嶋 哲夫・岡村 裕幸\*

(1977年5月31日受理)

高速可動リミタの駆動機構は油圧駆動方式を用いている。制御方式としては、位置制御で停止しているピストンを他の位置に移すべく入力信号を与え位置検出器からのフィードバックを受けつつ目的位置に停止させるよう主サーボバルブを制御する方式を取っている。しかし、実際の駆動特性を決定する要素は非常に多く単に入力信号のみからその駆動パターンを推定することは不可能である。我々は駆動機構各部において方程式をたてこれらを連立させることにより駆動機構の駆動特性のシミュレーションを行なった。位置-時間の関係は実験とよく合っており定格ストローク内においては $10\text{mm}$ 以下の誤差である。

Simulation of Drive Characteristics of  
JT-60 Movable Limiter

Tetsuo TAKASHIMA and Hiroyuki OKAMURA<sup>\*</sup>

Division of Large Tokamak Development,  
Tokai Research Establishment, JAERI

(Received May 31, 1977)

A drive mechanism of the fast movable limiter for JT-60 uses an oil-pressure hydraulic system, which is controlled by servovalves. The signal which operates servovalves is generated by a mixing-amplifier amplifying the difference between a signal from the potentiometer and a input signal.

However causes which decide the actual drive characteristics are so numerous that it is very difficult to guess the actual drive patterns from a certain input signal.

We introduced some equations at each parts of the drive mechanism and simulated the drive characteristics. The time dependences of the storke, the velocity and the acceleration obtained by the simulation are in good agreement with the experimental results.

Keywords: Fast Movable Limiter, JT-60, Tokamak, Oil-pressure Hydraulic System, Servovalve, Computer Simulation, Drive Mechanism.

---

\* Sumitone Heavy Industries, Ltd.

Simulation of Drive Characteristics of  
JT-60 Movable Limiter

Outline in English

§1. Introduction

The drive mechanism of the JT-60 movable limiter moves a member weighing about 200kg for a stroke of about 1m in 0.1sec synchronizing in the build-up phase of plasma current. It uses an oil-pressure hydraulic system, which is controlled by four servovalves. The signal which operates the servovalves is generated by a mixing amplifier amplifying the difference between a signal from a potentiometer and a preprogrammed input signal. However, causes which decide the actual drive characteristics are so numerous that it is very difficult to make beforehand an accurate estimation of the actual drive patterns from a certain input signal.

As a result, it is very important that the dependence of the actual drive pattern on the input signal, the oil-pressure of a cylinder, the gain of the mixing amplifier and so on may be made clear. On top of this, to operate the movable limiter safely, it is indispensable to make clear the drive characteristics in the accident that a fault in some components should happen.

In order to obtain the dependence of the actual drive pattern on the input signal, we simulate the drive mechanism under some assumptions and compare the simulated results with the experimental ones.

§2. Simulation

The following assumptions are used in the simulation of the movable limiter.

- a) The oil flow between the cylinder unit and the oil power unit which supplies the oil to the cylinder unit can be neglected during the operation of the movable limiter because the supplied oil is small in quantity in comparison with the volume inside the cylinder.
- b) The pressure inside the cylinder can be assumed to be uniform.
- c) The pressure drop between the inlet and outlet of the cylinder can be neglected, because these areas are quite large.
- d) The compressibility of the oil inside the cylinder is taken into account.
- e) The inertias of the bladder, valve and oil in accumulators are neglected.

Under these assumptions we obtain some equations at each part of the cylinder unit. The symbols used in the equations and the equations are shown in Tables 1 and 2 respectively.

### §3. Comparison between the simulation and experimental results.

We obtained the simulated drive characteristics, for examples the time dependence of the stroke behavior, velocity, acceleration, oil pressures and so on, and compared them with the experimental results of the full scale movable limiter. Moreover, we discussed from the simulation the dependence of the drive characteristics on various weights of the limiter and the servovalve malfunction.

A calculation code of the Continuous System Modeling Program, called CSMP, is used in the simulation.

#### (1) Simulation and Experiment

The simulation and experimental results are shown in Fig. 3. The time dependence of the stroke behavior, calculated by the simulation, is in good agreement with the experimental results.

The slight difference between the both results in the stroke of 60mm~910mm are within 10mm and 20mm in the cases of fast and slow operation respectively.

In the experiment the acceleration has vibration with a frequency of about 300Hz due to the longitudinal vibration of the axis which connects the piston to the limiter head. However, the acceleration obtained by the simulation shows the mean value of the experimental result and obtains no high frequency vibration. No observation of the vibration in the simulation is caused by the fact that the elasticity of the rod is not taken.

The simulated oil pressures inside the cylinder are generally high. In the initial stage of the travel of the piston, the control oil pressure in the experiment is higher than the simulation result. Because as the upper and lower effective areas of the piston and difference, to fix the piston at the lowest position, the piston has to be pressed at the bottom of the cylinder by the higher control oil pressure than the drive oil pressure.

The difference of the stroke pattern in the later half stage of the stroke is caused by the difference of the measurement position between the experiment and the simulation and the neglect of the inertia of the oil and the bladder in the simulation.

Especially, the peak value of the control oil pressure in the experiment is lower than the simulation results. It seems to be caused by mainly the neglect of the pressure drop and the inertia of the bladder.

However, the simulation results obtained by various input signals, for example the time dependence of the stroke behavior, velocity and acceleration, are in good agreement with the experimental results. Moreover, the time dependences of the oil pressures in the simulation have the same tendency as the experimental results.

### (2) Drive characteristics with various weights

Figures 5 and 6 show the time dependence of the stroke behavior with various weights and of the upper and lower movable limiters respectively. The difference of the stroke between the upper movable limiter is about 20mm. However, its difference can be shortened by changing the input waveform and the drive oil pressure.

### (3) Simulation in the case of the servovalve malfunction

Figure 7 shows the time dependence of the stroke behavior, velocity and acceleration in the cases of the normal operation, one servovalve malfunction and four servovalves with malfunctions.

In the case of one servovalve malfunction the delay time of start from the switch-on becomes short.

In the case of four servovalves with malfunction a large amount of deceleration (about 100G) is observed at the collision with the shock absorber. The deceleration caused in the case that one servovalve has trouble is almost the same as one caused in the normal operation (about 45G). Using the other three normal servovalves, the operation of the limiter is almost completely controlled.

## §4. Conclusion

We introduced some equations at each ports of the drive mechanism and simulated the drive characteristics. The time dependences of the stroke, the velocity, and the acceleration obtained by the simulation is in good agreement with the experimental results.

By using this simulation, it is possible to improve the total drive system involving the shock absorber and to decide the most suitable parameters, for examples the various amplifier, the feed back voltage, and the oil pressure.

Moreover, we can simulate the various rising patterns of the plasma in the plasme experiment.

## 目 次

1. はじめに	1
2. 駆動シミュレーション	1
2.1 油圧駆動機構	1
2.2 駆動シミュレーション	2
3. シミュレーション結果と実験結果	10
3.1 シミュレーションと実験	10
3.2 被駆動部の重量差による駆動特性	10
3.3 サーボ弁故障時のシミュレーション	10
4. 結 論	15
謝 辞	15
参考文献	15
付録 I ショックアブソーバの計算	16
付録 II パラメータの計算	18
付録 III 上側可動リミタのシミュレーションプログラム (CSMP)	23



## 1. はじめに

現在原研で計画が進められている臨界プラズマ試験装置(JT-60)にはプラズマ立上げ時に現われるスキーン電流を防止し、プラズマを安定に立ち上げるために高速可動リミタが取り付けられる<sup>1)</sup>。高速可動リミタは変流器電源と同期させて軸、リミタヘッド等被駆動部約200kgを、約1mのストロークを最高0.1secで駆動させる装置である<sup>2)</sup>。

このような高速駆動を実現させる機構としてサーボ機構を使用した油圧駆動方式を用いている<sup>3)</sup>。現在その制御方式としては、位置制御で停止しているピストンを他の位置に移すべく入力信号を与え、位置検出器(ポテンショメータ)からのフィードバックを受けつつ目的位置に停止させるよう主サーボバルブを制御する方式を取っている。しかし、実際の駆動特性を決定する要素は非常に多く(例えば、管路抵抗による圧力損失、ピストンの摺動抵抗、オイルの圧縮性、オイルの慣性等)、単に入力信号のみからその駆動パターンを推定することは非常に困難である。現在入力信号の設定は経験的要素に頼っており特定の駆動パターンを得ることは容易ではない。また、各々の駆動パターンにおいて生ずるピストン速度、加速度、ピストン駆動圧、制御圧、更にショックアブソーバに衝突する場合はその時の反力を詳しく知っておくことは機器の安全な運転のために是非とも必要なことである。

我々は特定の駆動パターンを得るために必要な入力信号を推定し、その時の加速度、ピストン駆動圧、制動圧等を調べ安全な運転をはかり、更に駆動機構における各部のパラメータ(ミキシングアンプゲイン、フィードバック電圧、シリンダ圧力等)を改良し、ショックアブソーバを含めた全システムを改良するため、駆動特性のシミュレーションを行なった。

## 2. 駆動シミュレーション

### 2.1 油圧駆動機構

#### 油圧駆動機構の構成

油圧駆動機構は設置位置の異なる2ブロック(シリンダ側及び油圧パワーユニット側)から成り、高圧ゴムホースを介して接続される。シリンダ側はリミタヘッドに直結し、高速駆動を得る必要があるため急速に作動油の移動を行なう機器(アキュムレータ、サーボバルブ等)が取り付けられる。油圧パワーユニットは、シリンダ側へ動力を供給するためのものである。油圧ポンプ、アキュムレータ、オイルフィルタ、オイルクーラ等から成りシリンダ周辺の適当な場所に設置される。

#### 油圧駆動機構の作動原理

Figure 1に油圧駆動機構のシリンダ部を示す。油圧駆動機構のシリンダ部の高圧側(ピストン下側)には駆動圧として常時約 $180 \text{ kg/cm}^2$ の圧力が加えられている。停止時はシリン

## 1. はじめに

現在原研で計画が進められている臨界プラズマ試験装置 (J T-60) にはプラズマ立上げ時に現われるスキーン電流を防止し、プラズマを安定に立ち上げるために高速可動リミタが取り付けられる<sup>1)</sup>。高速可動リミタは変流器電源と同期させて軸、リミタヘッド等被駆動部約 200 kg を、約 1 m のストロークを最高 0.1 sec で駆動させる装置である<sup>2)</sup>。

このような高速駆動を実現させる機構としてサーボ機構を使用した油圧駆動方式を用いている<sup>3)</sup>。現在その制御方式としては、位置制御で停止しているピストンを他の位置に移すべく入力信号を与え、位置検出器 (ポテンショメータ) からのフィードバックを受けつつ目的位置に停止させるよう主サーボバルブを制御する方式を取っている。しかし、実際の駆動特性を決定する要素は非常に多く (例えば、管路抵抗による圧力損失、ピストンの摺動抵抗、オイルの圧縮性、オイルの慣性等)、単に入力信号のみからその駆動パターンを推定することは非常に困難である。現在入力信号の設定は経験的要素に頼っており特定の駆動パターンを得ることは容易ではない。また、各々の駆動パターンにおいて生ずるピストン速度、加速度、ピストン駆動圧、制御圧、更にショックアブソーバに衝突する場合はその時の反力を詳しく知っておくことは機器の安全な運転のために是非とも必要なことである。

我々は特定の駆動パターンを得るために必要な入力信号を推定し、その時の加速度、ピストン駆動圧、制動圧等を調べ安全な運転をはかり、更に駆動機構における各部のパラメータ (ミキシングアンプゲイン、フィードバック電圧、シリンダ圧力等) を改良し、ショックアブソーバを含めた全システムを改良するため、駆動特性のシミュレーションを行なった。

## 2. 駆動シミュレーション

### 2.1 油圧駆動機構

#### 油圧駆動機構の構成

油圧駆動機構は設置位置の異なる 2 ブロック (シリンダ側及び油圧パワーユニット側) から成り、高圧ゴムホースを介して接続される。シリンダ側はリミタヘッドに直結し、高速駆動を得る必要があるため急速に作動油の移動を行なう機器 (アキュムレータ、サーボバルブ等) が取り付けられる。油圧パワーユニットは、シリンダ側へ動力を供給するためのものである。油圧ポンプ、アキュムレータ、オイルフィルタ、オイルクーラ等から成りシリンダ周辺の適当な場所に設置される。

#### 油圧駆動機構の作動原理

Figure 1 に油圧駆動機構のシリンダ部を示す。油圧駆動機構のシリンダ部の高圧側 (ピストン下側) には駆動圧として常時約  $180 \text{ kg/cm}^2$  の圧力が加えられている。停止時はシリン

ダ上側（ピストン上側）に制動圧として同圧力が加わっておりピストンは停止している。駆動時には上側4基の主サーボバルブが同時に開きシリンダ上側圧力は急激に低くなりピストンは上昇する。

制御は制御ブロック線図 Fig. 2 で示すように、位置制御で停止していたピストンを他の位置に移すべく入力信号を与え位置検出器（ポテンシオメータ）からのフィードバックを受けつつ目的位置に停止するよう主サーボバルブを制御する制御方式である。

## 2.2 駆動シミュレーション

駆動装置の各部における方程式を連立させ、ピストン位置、速度、加速度、駆動圧、制動圧の時間変化を求めるシミュレーションを行なう。

以下にシミュレーションを行なうにあたり使用した計算式を簡略化するための仮定、及び使用した方程式、各部パラメータについて示す。

計算式簡略化のための仮定

- 1) 駆動装置本体と外部との油の出入りは、内部での移動に比べ小さいので無視する。
- 2) シリンダチューブ内部では圧力は均一とする。
- 3) シリンダチューブ出入口での圧力損失は、十分開口部面積を有すると仮定し無視する。
- 4) シリンダチューブ内部以外では油は非圧縮性流体として扱う。
- 5) アキュムレータ内部のブラダ、弁、油の慣性を無視する<sup>4)</sup>。

各部の方程式

Figure 1 において示したシリンダ部の各部において方程式を立てる。各記号の説明は Table 1 に示す。

### 1) サーボバルブアンプへの入力

主サーボバルブへの入力電圧は、Fig. 2 に示されるように入力信号とポテンシオメータからのフィードバック電圧の差を定アンプ、ミキシングアンプ、サーボアンプによって増巾してサーボバルブへ入力される。よって主サーボバルブの入力電圧は

$$E_i = A_t ( E_i - E_f ) \quad (1)$$

$$A_t = A_f \cdot A_m \cdot A_s \quad (2)$$

と表わすことができる<sup>5)</sup>。

### 2) ポテンシオメータ

ピストンの移動量はポテンシオメータによって電圧としてフィードバックされる<sup>6)</sup>。ポテンシオメータからのフィードバック電圧とピストンの移動量の関係は

$$E_f = K_p \cdot X \quad (3)$$

となる。

### 3) サーボバルブスプール

主サーボバルブは、3 段型でスプール移動量をLVDT（差動トランス）で検知するクローズドループで制御されておりスプール開度は入力電圧に比例する。入力電圧とスプール開度との間に、2次おくれ要素の関係を仮定すると

$$A_{ms} \cdot E_1 = T^2 \ddot{Z} + 2\zeta T \dot{Z} + Z$$

となる。ラプラス変換を行ないサーボバルブスプールの中立点からの移動量  $Z_0$  を求めると

$$Z_0 = \frac{A_{ms} \cdot \omega_n^2 E_1}{S^2 + 2\zeta \omega_n S + \omega_n^2} \quad (4)$$

と表わせる<sup>7)</sup>。

#### 4) サーボバルブの通過流量

シリンダからの流出流量は、主サーボバルブを4基並列に使用するから

$$Q_2 = 4K \sqrt{P_2 - P_R} \quad (5)$$

と表わすことができる。サーボバルブの流量係数  $K$  は、大流量領域ではスプール開度  $Z$  と必ずしも比例関係ではない。ここでは  $K$  は  $Z$  の関数として次式で表わす。

$$K = k_1 Z + k_2 Z^2 + k_3 Z^3 + k_4 Z^4 + k_5 Z^5 + k_6 Z^6 \quad (6)$$

各係数  $k$  は流量特性曲線から求める。ここでサーボバルブスプール開度  $Z$  は、サーボバルブスプールのオーバーラップ量  $Z'$  を考慮した値であり

$$Z = Z_0 - Z' \quad (7)$$

と表わされる。

#### 5) 低圧側アキュムレータ

シリンダから8基の低圧側アキュムレータに流入する流量  $Q_2$  はアキュムレータ入口において

$$Q_2 = 8\beta \sqrt{P_R - P_C} \quad (8)$$

と表わすことができる。

またアキュムレータのブラダ内のガスは断熱変化とすれば

$$P_C V_2^k = C_2 \quad (9)$$

となり、ガスの容積変化と油の流量との関係は

$$Q_2 = -8 \dot{V}_2 \quad (10)$$

となる。

#### 6) 高圧側アキュムレータ

8基の高圧側アキュムレータからシリンダに流入する流量  $Q_1$  はアキュムレータ出口において

$$Q_1 = 8\alpha \sqrt{P_S - P_1} \quad (11)$$

と表わすことができる。

またアキュムレータのブラダ内のガスは断熱変化とすれば

$$P_S V_1^k = C_1 \quad (12)$$

となり，ガスの容積変化と油の流量との関係は

$$Q_1 = 8 \dot{V}_1 \quad (13)$$

となる。

#### 7) シリンダ

ピストン移動速度と流量との関係は，油の圧縮性を考慮して，  
ピストン上側

$$Q_1 = A_1 \dot{X} + \frac{A_1 X}{K_0} \dot{P}_1 \quad (14)$$

$$(Q_1 = A_1 \dot{X} \quad (\dot{P}_1 \approx 0))$$

ピストン下側

$$Q_2 = A_2 \dot{X} - \frac{A_2 (X_r - X)}{K_0} \dot{P}_2 \quad (15)$$

となる。

#### 8) ピストンの運動方程式

ピストンに加わる力はピストン上下の油圧，摩擦抵抗，被駆動部重力，ショックアブソーバからの反力である。よってピストンの運動方程式は

$$M\ddot{X} = P_1 A_1 - P_2 A_2 - F_f - F_g - F_a \quad (16)$$

と表わすことができる。

#### 9) ショックアブソーバからの反力

軸がショックアブソーバに衝突するとき，ショックアブソーバから受ける反力  $F_a$  は純慣性衝突のエネルギー吸収の式から求められ

$$F_a = \frac{H_1 \dot{X}^2}{H_2 \cdot (X_r - X) + H_3} \quad (X > X_a) \quad (17)$$

となる。 $F_a$  については付録 1 に示す。ただし，ショックアブソーバ衝突前は

$$F_a = 0 \quad (X \leq X_a) \quad (18)$$

と表わされる。

上で求めた方程式(1)~(18)と，そのパラメータを Table 2 にまとめた。なお各パラメータの決定については付録 II において示す。

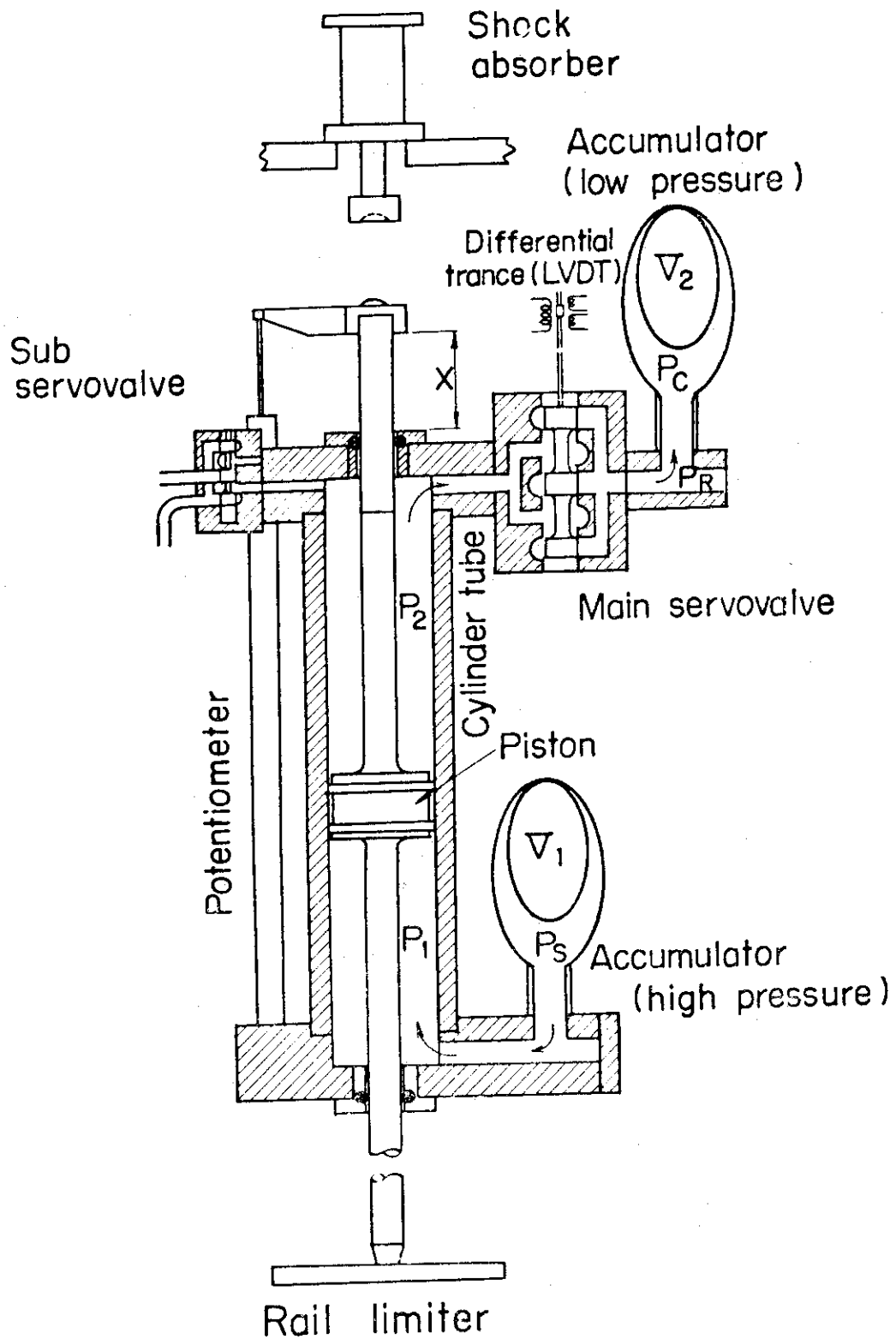


Fig. 1 Schematic view of drive mechanism

駆動機構

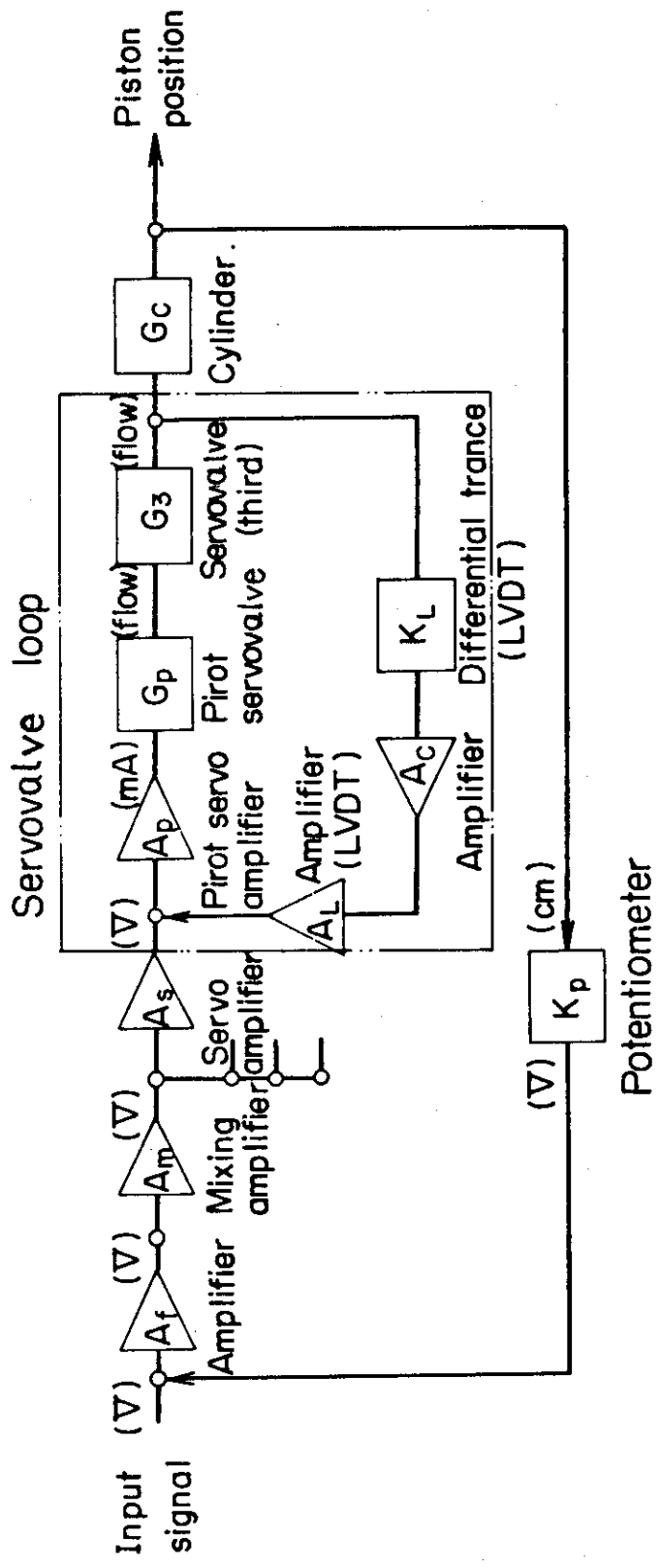


Fig. 2 Block diagram of drive mechanism

駆動機構のブロック図

Table 1 Symbols used in the analysis

## 駆動部記号表

$A_1$	ピストン有効面積 (駆動側) ( $cm^2$ )	$P_c$	低圧側アキュムレータ内圧力 ( $kg/cm^2$ )
$A_2$	" (制動側) ( $cm^2$ )	$P_r$	サーボバルブ出口の圧力 ( $kg/cm^2$ )
$A_f$	定アンプのゲイン	$P_s$	高圧側アキュムレータ内圧力 ( $kg/cm^2$ )
$A_m$	ミキシングアンプゲイン	$Q_1$	シリンダへの流入流量 ( $cm^3/sec$ )
$A_{ms}$	サーボバルブ流量ゲイン	$Q_2$	シリンダからの流出流量 ( $cm^3/sec$ )
$A_s$	サーボアンプのゲイン	$V_1$	高圧側アキュムレータ内ガス体積 ( $cm^3$ )
$A_t$	$= A_f \cdot A_m \cdot A_s$	$V_2$	低圧側 " " ( $cm^3$ )
$C_1$	式 (12) に示す定数	$X$	ピストンの移動量 ( $cm$ )
$C_2$	式 (10) "	$X_a$	ショックアブソーバ衝突位置 ( $cm$ )
$E_1$	主サーボバルブの入力電圧 (V)	$X_r$	全ストローク ( $cm$ )
$E_i$	入力信号 (V)	$Z$	サーボバルブスプール開度 ( $cm$ )
$E_f$	ポテンシオメータからのフィードバック (V)	$Z_0$	サーボバルブスプールの中立点からの移動量 ( $cm$ )
$F_a$	ショックアブソーバからの力 (kg)	$Z'$	サーボバルブスプールのオーバーラップ量 ( $cm$ )
$F_f$	摩擦抵抗 (kg)	$S$	ラプラス変換の変数
$F_g$	被駆動部重力 (kg)	$\alpha$	高圧側アキュムレータ出入口の流量係数
$H_1 \sim H_3$	式 (17) における定数	$\beta$	低圧側 "
$K$	主サーボバルブの流量係数	$\zeta$	サーボバルブ動特性における減衰係数
$K_0$	作動油の体積弾性係数 ( $kg/cm^3$ )	$\omega_n$	" 固有振動数
$k_1 \sim k_6$	$K$ を多項式で近似した式 (6) の係数	$\kappa$	アキュムレータ封入ガス ( $N_2$ ) の比熱比
$M$	被駆動部の質量 ( $kg/cm/sec^2$ )		
$P_1$	駆動側 (高圧側) シリンダ内圧力 ( $kg/cm^2$ )		
$P_2$	制動側のシリンダ内圧力 ( $kg/cm^2$ )		



Table 2 Equations and parameters used in the simulation of drive mechanism

駆動特性シミュレーションに使用した各部の方程式とパラメータ

Items	Equations	Parameters
Input voltage to the main servovalves	$E_1 = A_t (E_i - E_f) \quad (1)$ $A_t = A_f \cdot A_m \cdot A_s \quad (2)$	$A_f = 0.5 \quad (v/v)$ $A_m = 0.51 \quad (v/v)$ $A_s = 1.0 \quad (v/v)$ $A_t = 0.255 \quad (v/v)$
Output of the potentiometer	$E_f = k_p \cdot x \quad (3)$	$k_p = 0.179 \quad (v/cm)$
Servovalve spool	$Z_0 = \frac{A_{ms} \omega_n^2 E_1}{s^2 + 2\zeta \omega_n s + \omega_m^2} \quad (4)$	$\omega_n = 515.2 \quad (rad/sec)$ $\zeta = 0.629$ $A_{ms} = 0.094 \quad (cm/v)$
Flow rate through servovalves	$Q_2 = 4K \sqrt{P_2 - P_R} \quad (5)$ $K = k_1 z + k_2 z^2 + k_3 z^3 + k_4 z^4 + k_5 z^5 + k_6 z^6 \quad (6)$	$k_1 = 0.123 \times 10^5$ $k_2 = 0.140 \times 10^6$ $k_3 = -0.1296 \times 10^7$ $k_4 = 0.4497 \times 10^7$ $k_5 = -0.66 \times 10^7$ $k_6 = 0.2855 \times 10^7$
Overlap of the spool	$Z = Z_0 - Z' \quad (7)$	$Z' = 0.0255 \quad (cm)$
Inlet of the accumulator in the lower pressure	$Q_2 = 8\beta \sqrt{P_R - P_c} \quad (8)$	$\beta = 4000 \quad ((cm^3/sec) / \sqrt{kg/cm^2})$
Inside of the accumulator in the lower pressure	$P_c V_2^\kappa = C_2 \quad (9)$ $Q_2 = -8V_2 \quad (10)$	$C_2 = 7.54 \times 10^5 \quad (kg/cm^2 \cdot (cm^3)^{1.4})$ $\kappa = 1.40$
Outlet of the accumulator in the higher pressure	$Q_1 = 8\alpha \sqrt{P_s - P_1} \quad (11)$	$\alpha = 5000 \quad ((cm^3/sec) / \sqrt{kg/cm^2})$
Inside of the accumulator in the higher pressure	$P_s V_1^\kappa = C_1 \quad (12)$ $Q_1 = 8V_1 \quad (13)$	$C_1 = 9.5 \times 10^6 \quad (kg/cm^2 \cdot (cm^3)^{1.4})$
Cylinder	$Q_1 = A_1 \dot{X} + (A_1 \times / K_0) \dot{P}_1 \quad (14)$ $(Q_1 = A_1 \dot{X})$ $Q_2 = A_2 \dot{X} - A_2 (X_r - X) / K_0 \cdot P_2 \quad (15)$	$K_0 = 1.94 \times 10^4 \quad (kg/cm^2)$ $A_1 = 66 \quad (cm^2)$ $A_2 = 78.5 \quad (cm^2)$ $X_r = 106.4 \quad (cm)$

<p>Kinetic equation of the piston</p>	$M\ddot{X} = P_1 A_1 - P_2 A_2 - F_f - F_g - F_a \quad (6)$	<p><math>F_f = 200 \text{ (kg)}</math>  <math>F_g = 235 \text{ (kg)}</math>  <math>F = 235/980 \text{ (kg/(cm/sec}^2\text{))}</math></p>
<p>Shockabsorber</p>	$F_a = \frac{H_1 \cdot \dot{X}^2}{H_2 \cdot (X_r - X) + H_3} \quad (7)$ $F_a = 0 \quad \begin{array}{l} (X > X_a) \\ (X \leq X_a) \end{array} \quad (8)$	<p><math>H_1 = 0.151</math>  <math>H_2 = 0.949</math>  <math>H_3 = 0.78</math></p>

### 3. シミュレーション結果と実験結果

各部分での方程式を連立させ可動リミタの駆動特性（位置，速度，加速度，油圧等の時間変化）を求め実験結果と比較した。更に被駆動部重量が異なった場合，サーボバルブが故障した場合の駆動シミュレーションを行なった。

計算コードは，CSMP (Continuous System Modeling Program)を用いた。付録Ⅲに上側可動リミタのシミュレーションプログラムを示す。

#### 3.1 シミュレーションと実験

Figure 3, 4にシミュレーション及び実験によって得られた駆動特性結果を示す。位置，時間の関係は計算とよく一致しており定格ストローク内（ $60\text{ mm} \sim 910\text{ mm}$ ）においては高速駆動の場合 $10\text{ mm}$ 以下の誤差，低速駆動においても $20\text{ mm}$ 程度の誤差である。加速度については実験では軸の縦振動のため約 $300\text{ Hz}$ の振動が現われるがシミュレーションでは軸の弾性を考慮していないので実験値のほぼ平均を示している。シリンダ内部油圧はシミュレーションの方が実験よりも全体的に高い値を示している。駆動初期において実験の制動オイル圧がシミュレーションよりも高いのは，実験の場合制動オイル圧を駆動オイル圧よりも高めに設定してピストンをシリンダ下面に押し付けているためである。ストローク後半での差は実験での測定位置の問題，シミュレーションにおける油，ブラダの慣性力の無視等のためと思われる。特に実験の制動オイル圧のピーク値が低いのはシリンダチューブの出入口での圧力損失とブラダの慣性を無視しているためと思われる。しかし，各入力信号でのストローク，速度，加速度の時間変化に関する実験値とシミュレーション値は良い一致を示しており，油圧の時間変化も傾向としては良く合っている。

#### 3.2 被駆動部の重量差による駆動特性

Figure 5に被駆動部の重量を変えた場合の位置の時間変化を示す。またFig. 6は上下リミタの位置の時間変化を示したものである。最大 $20\text{ mm}$ 程度上側リミタがおくれるが，入力信号または駆動圧の調整によって差を縮めることができる。

#### 3.3 サーボ弁故障時のシミュレーション

Figure 7に正常運転，サーボバルブ一基故障，サーボバルブ4基故障の場合のストローク，速度，加速度の時間変化を示す。故障時は立ち上がりの時間遅れが非常に少なくなっている。4基故障時にはショックアブソーバ衝突時において $-100\text{ G}$ 近い加速度が生じている。しかし一基のみ故障のときは正常時とほとんど変わらず $-45\text{ G}$ 程度の加速度しか生じず残り三基のサーボバルブで充分制動されている。

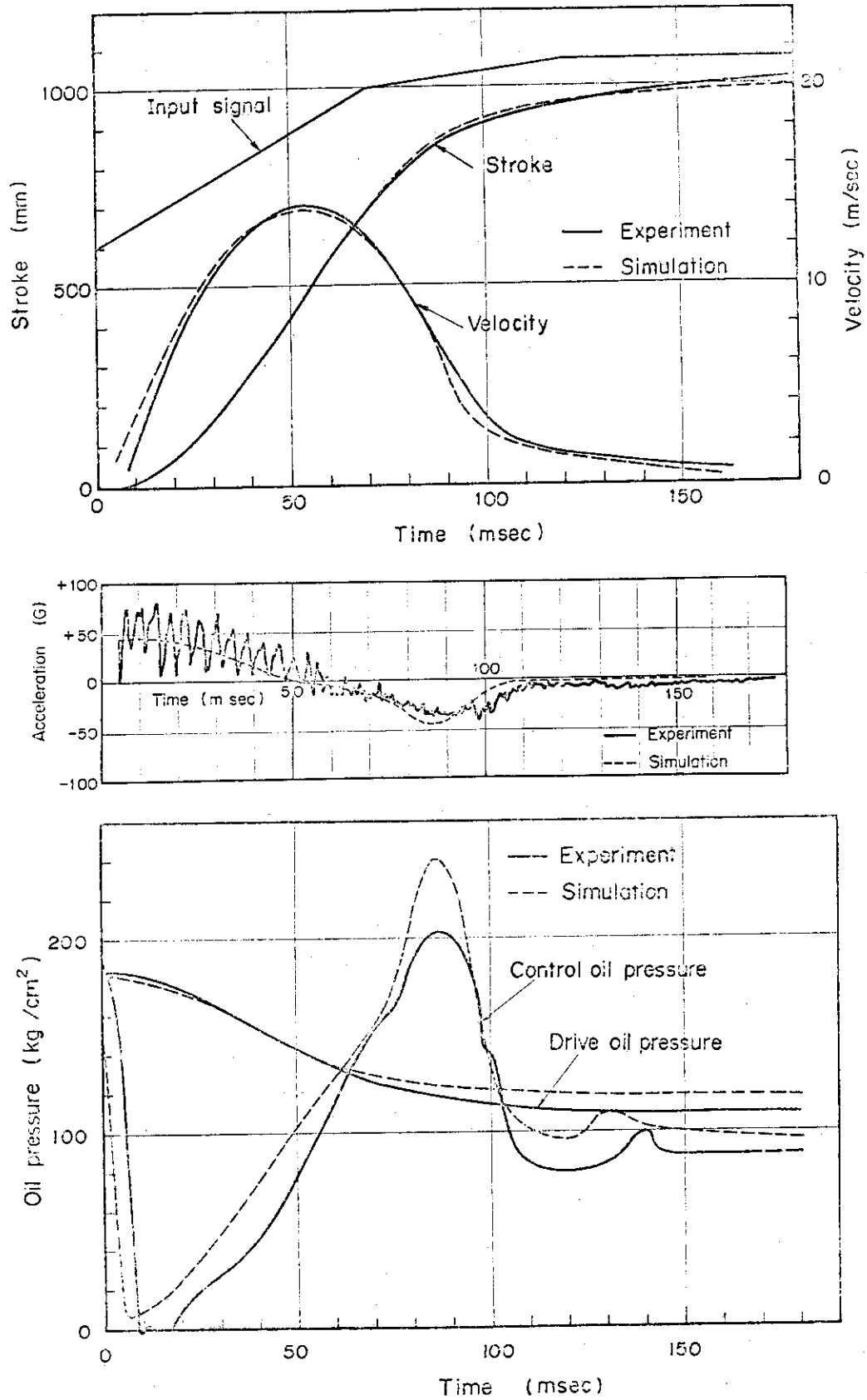


Fig. 3 Time dependence of stroke, velocity, acceleration and oil pressure

ストローク, 速度, 加速度, 油圧の時間変化

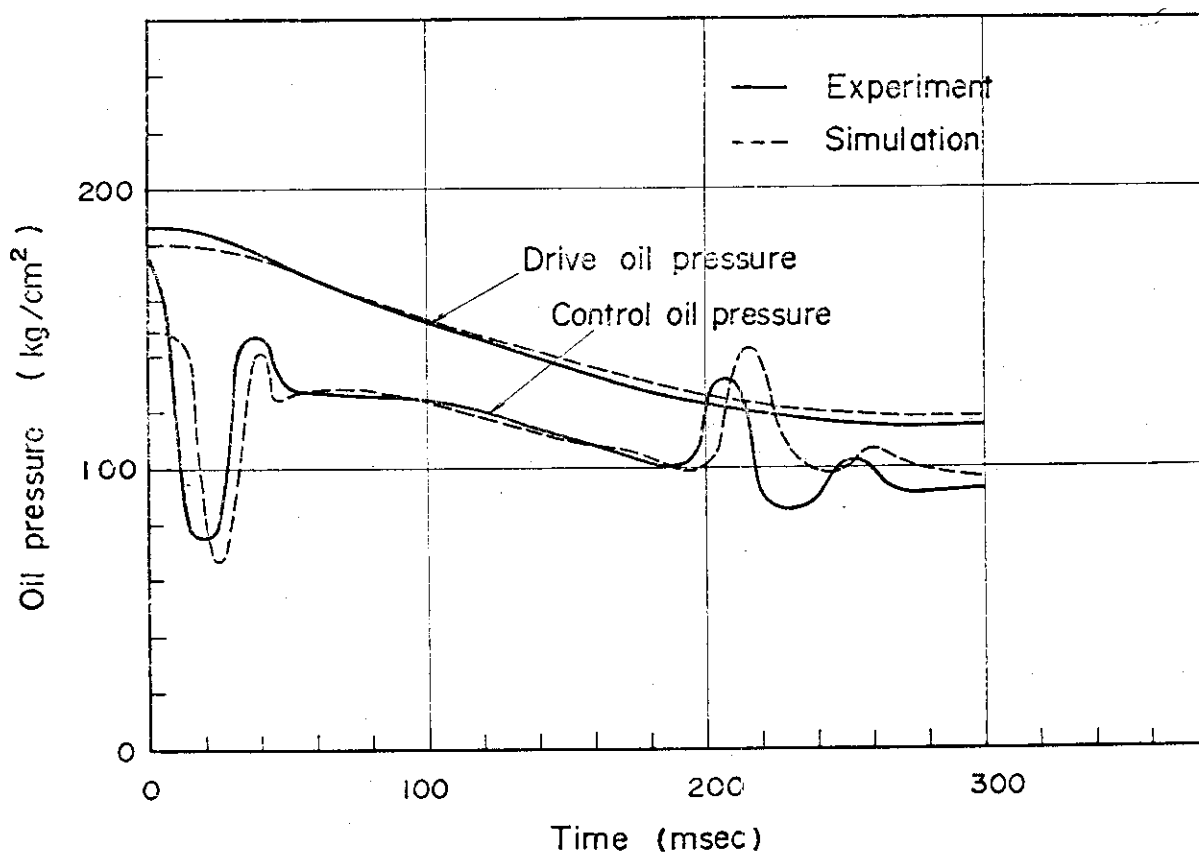
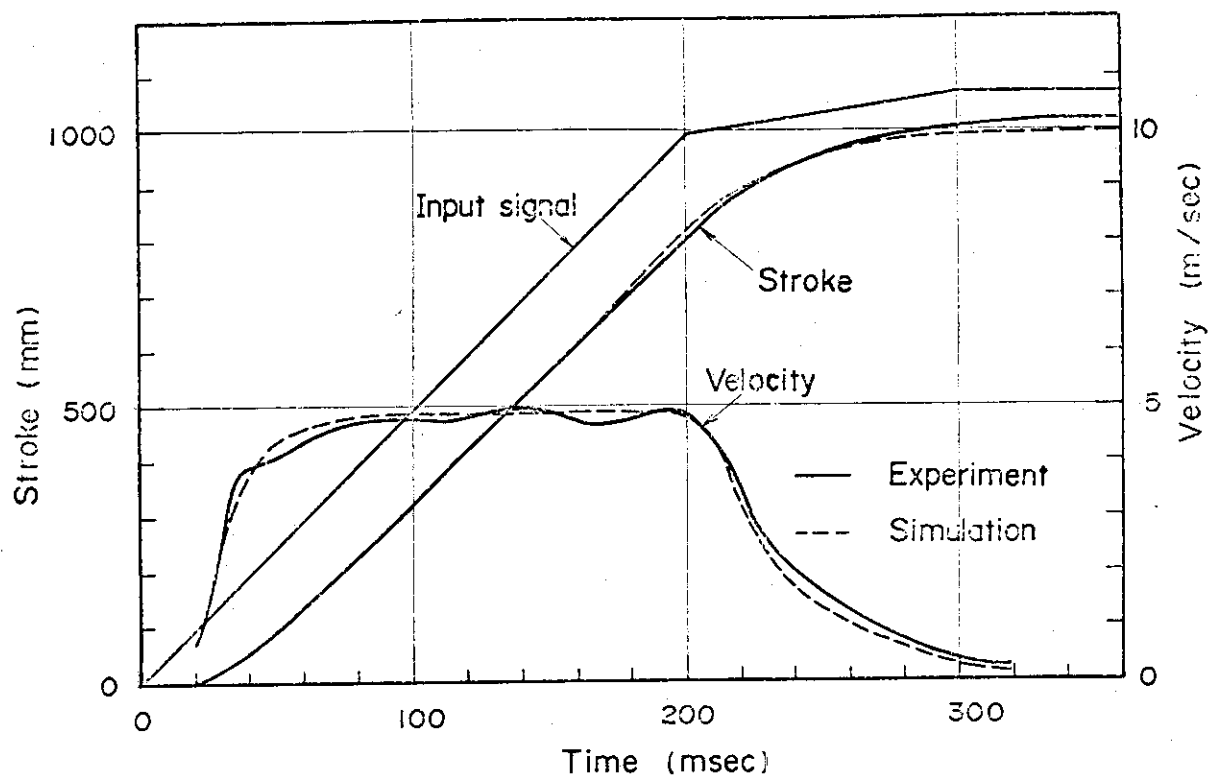


Fig. 4 Time dependence of stroke, velocity and oil pressure.

ストローク, 速度, 油圧の時間変化

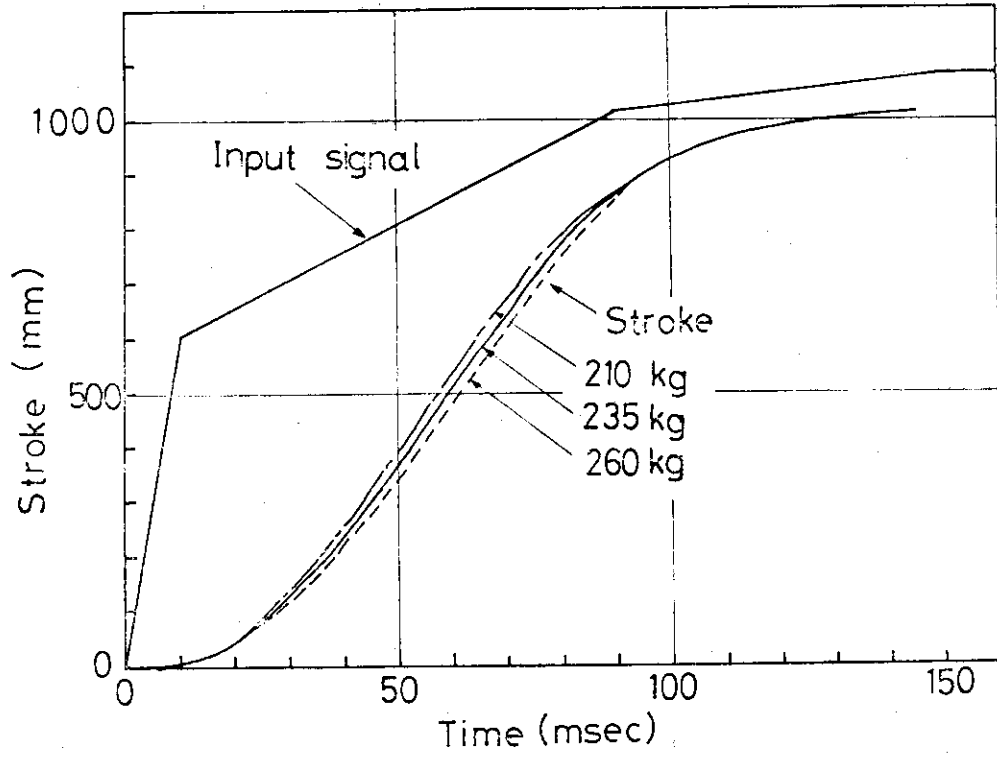


Fig. 5 Strokes with various weights  
被駆動部重量の影響

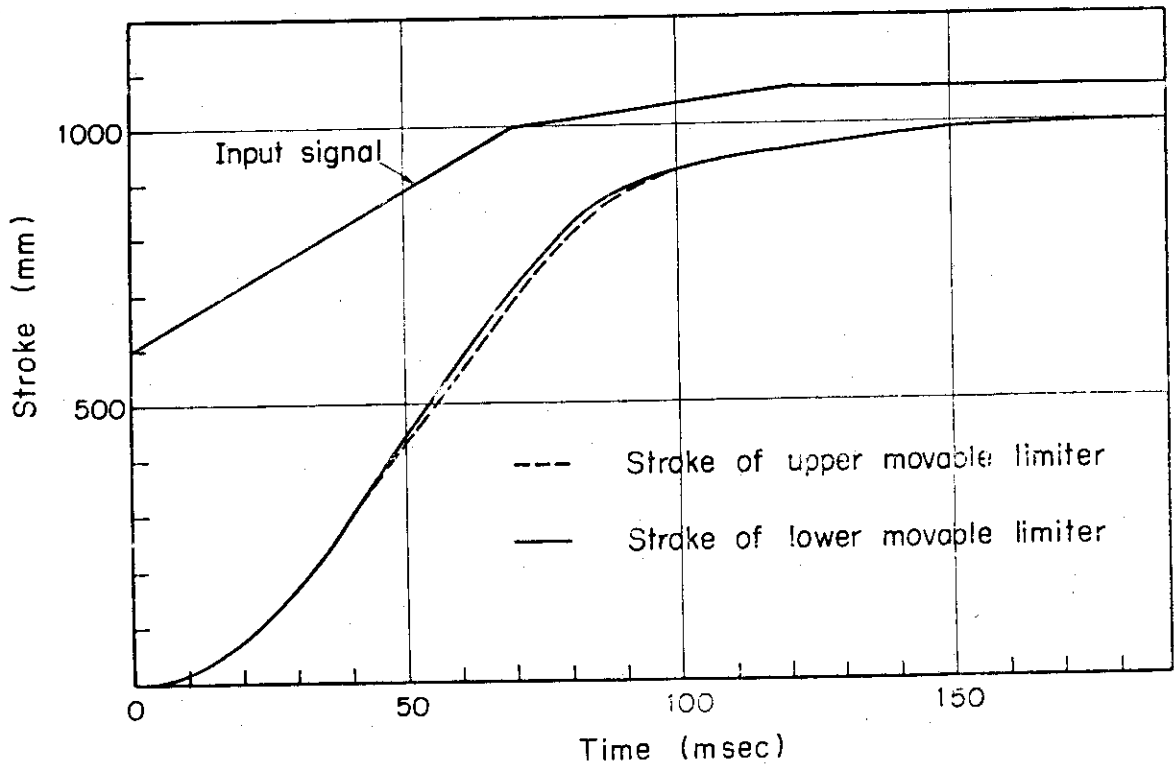


Fig. 6 Strokes of upper and lower movable limiters.  
上下可動リミタのストロークの差

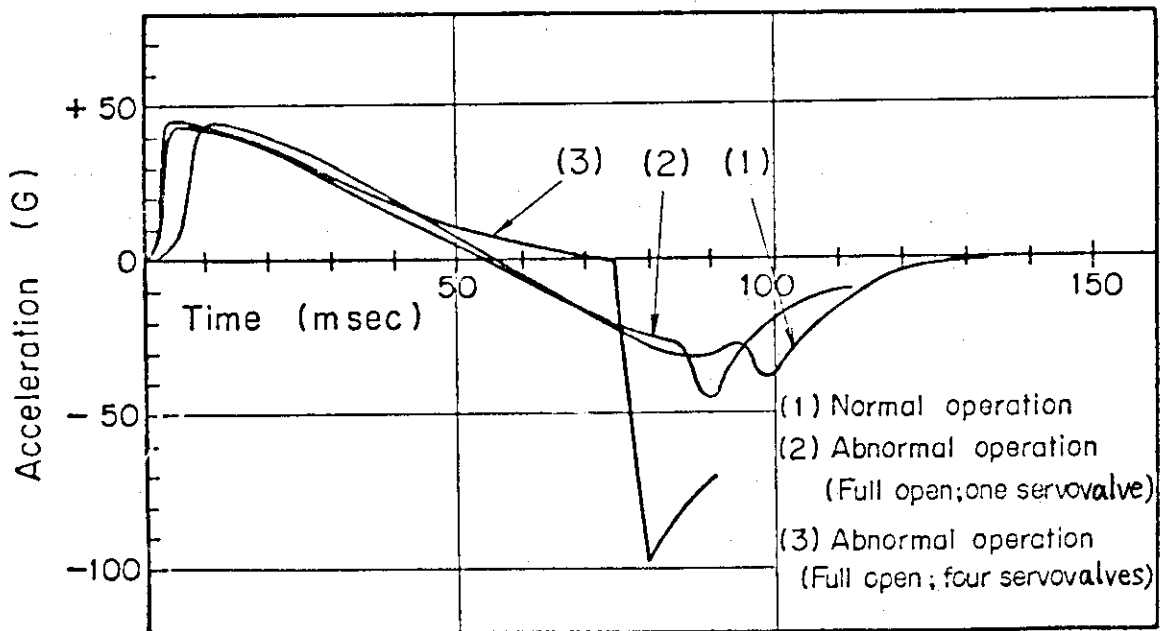
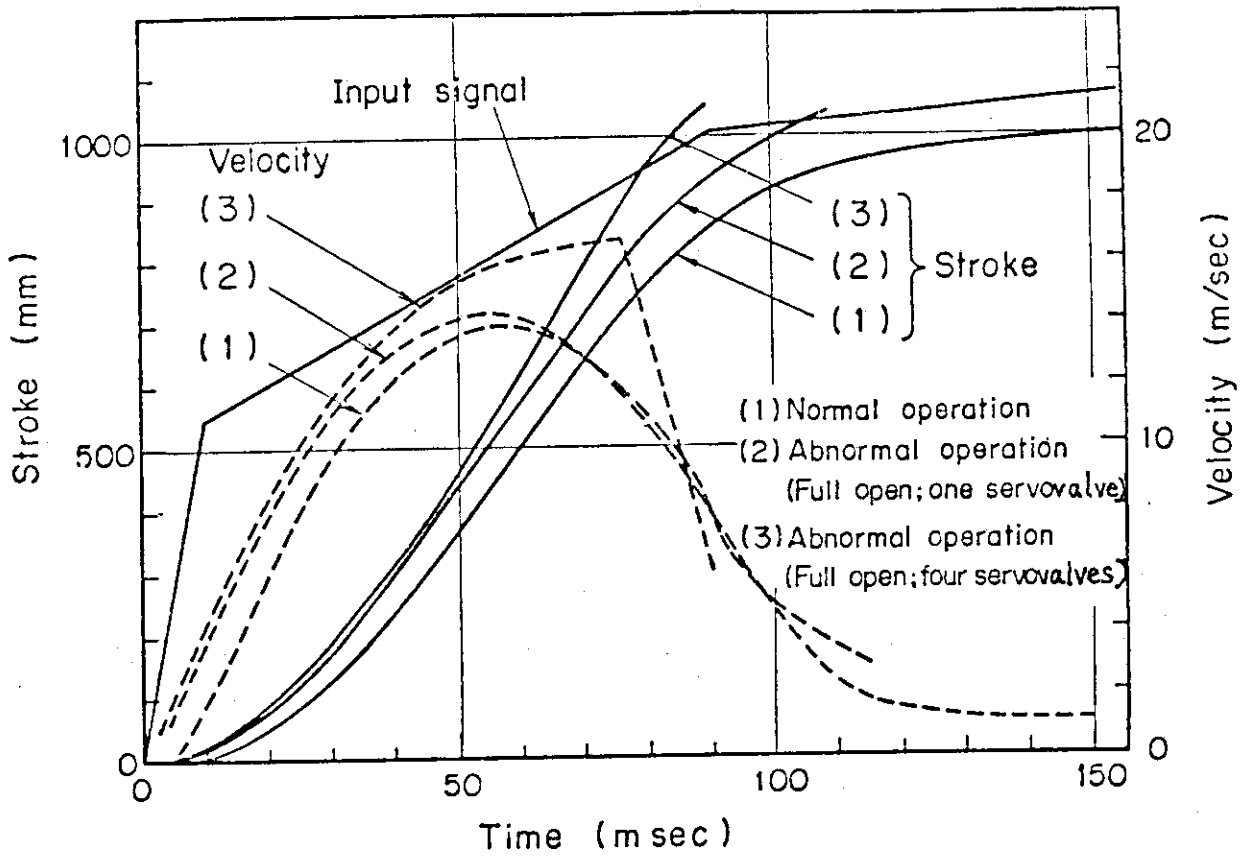


Fig. 7 Time dependence of stroke, velocity and acceleration in normal and abnormal operation.

正常時，異常時におけるストローク，速度，加速度の時間依在性

## 4. 結 論

駆動装置の各部における方程式を連立させ、ピストン位置、速度、加速度、駆動油圧、制動油圧の時間変化を求めるシミュレーションを行なった。これらはすべて実験結果とよい一致を示し可動リミタ駆動装置を十分に、シミュレートできることが判明した。

我々はこのシミュレーション手法の開発によって安全装置をも含めた駆動装置の改良のためのデータの取得アンプや油圧の最適値の決定、さらにプラズマ実験時の様々な立ち上がりパターンを得ることが可能となった。

## 謝 辞

終始有益な議論と御指導をいただいた吉川允二氏、平岡 徹氏、太田 充氏、その他JT-60開発室の各位、及び水口忠良氏、森 弘之氏、その他住友重機協の関係者各位に感謝いたします。

## 参 考 文 献

- 1) IAEA Meeting of Specialists on Large Tokamak Experiments, July 4-11 1975, Dubna, USSR: JT-60 Program
- 2) 高嶋, 山本他: JAERI-M 6572 (1976)
- 3) 高嶋, 森下他: JAERI-M 6733 (1976)
- 4) NIPPON ACCUMULATOR CO., LTD.: Moon Series Accumulator
- 5) JAPAN MOOG CO., LTD.: 79 Series Highflow Flowcontrol Servoventile
- 6) NEW ENGLAND INSTRUMENT COMPANY: Linear Motion Precision Potentiometers
- 7) 例えば市川邦彦: 自動制御の理論と演習, 産業図書株式会社版(1962)



## 4. 結 論

駆動装置の各部における方程式を連立させ、ピストン位置、速度、加速度、駆動油圧、制動油圧の時間変化を求めるシミュレーションを行なった。これらはすべて実験結果とよい一致を示し可動リミタ駆動装置を十分に、シミュレートできることが判明した。

我々はこのシミュレーション手法の開発によって安全装置をも含めた駆動装置の改良のためのデータの取得アンプや油圧の最適値の決定、さらにプラズマ実験時の様々な立ち上がりパターンを得ることが可能となった。

## 謝 辞

終始有益な議論と御指導をいただいた吉川允二氏、平岡 徹氏、太田 充氏、その他JT-60開発室の各位、及び水口忠良氏、森 弘之氏、その他住友重機協の関係者各位に感謝いたします。

## 参 考 文 献

- 1) IAEA Meeting of Specialists on Large Tokamak Experiments, July 4-11 1975, Dubna, USSR: JT-60 Program
- 2) 高嶋, 山本他: JAERI-M 6572 (1976)
- 3) 高嶋, 森下他: JAERI-M 6733 (1976)
- 4) NIPPON ACCUMULATOR CO., LTD.: Moon Series Accumulator
- 5) JAPAN MOOG CO., LTD.: 79 Series Highflow Flowcontrol Servoventile
- 6) NEW ENGLAND INSTRUMENT COMPANY: Linear Motion Precision Potentiometers
- 7) 例えば市川邦彦: 自動制御の理論と演習, 産業図書株式会社版(1962)

## 4. 結 論

駆動装置の各部における方程式を連立させ、ピストン位置、速度、加速度、駆動油圧、制動油圧の時間変化を求めるシミュレーションを行なった。これらはすべて実験結果とよい一致を示し可動リミタ駆動装置を十分に、シミュレートできることが判明した。

我々はこのシミュレーション手法の開発によって安全装置をも含めた駆動装置の改良のためのデータの取得アンプや油圧の最適値の決定、さらにプラズマ実験時の様々な立ち上がりパターンを得ることが可能となった。

## 謝 辞

終始有益な議論と御指導をいただいた吉川允二氏、平岡 徹氏、太田 充氏、その他JT-60開発室の各位、及び水口忠良氏、森 弘之氏、その他住友重機協の関係者各位に感謝いたします。

## 参 考 文 献

- 1) IAEA Meeting of Specialists on Large Tokamak Experiments, July 4-11 1975, Dubna, USSR: JT-60 Program
- 2) 高嶋, 山本他: JAERI-M 6572 (1976)
- 3) 高嶋, 森下他: JAERI-M 6733 (1976)
- 4) NIPPON ACCUMULATOR CO., LTD.: Moon Series Accumulator
- 5) JAPAN MOOG CO., LTD.: 79 Series Highflow Flowcontrol Servoventile
- 6) NEW ENGLAND INSTRUMENT COMPANY: Linear Motion Precision Potentiometers
- 7) 例えば市川邦彦: 自動制御の理論と演習, 産業図書株式会社版(1962)

## 付録I ショックアブソーバの計算

トロイダル磁場コイル等との取り合いのため可動リミタの使用ストロークは制限される。そのため定格スピードを出した場合減速ストロークを十分に取れず、油圧制御のみではピストンを止めることはできない。ストローク後半においてショックアブソーバに当てて減速してゆく方式をとっている。以下に、ショックアブソーバの設計について述べる。

計算に使用したモデルをFig. 8に記号をTable 3に示す。

アブソーバは抗力一定でエネルギーを吸収するように設計する。質量 $M_0$ の物体が衝突した後ラムと物体の減速度 $\alpha$ は

$$\alpha = \frac{F}{M_0 + m} \quad (1)$$

となる。アブソーバはそのストローク $S$ で全運動エネルギーを吸収する。よって

$$F \cdot S = \frac{1}{2} M_0 V_0^2 \quad (2)$$

となる。このとき

$$F = P \cdot A \quad (3)$$

である。ラムの移動速度は油の流出速度に比例するから

$$A \dot{x} = C(x) \sqrt{P} \quad (4)$$

である。

またアブソーバは抗力 $F$ 一定でエネルギーを吸収するから減速度( $\ddot{x} = -\alpha$ )は一定である。これより $\dot{x}$ 、 $x$ を求め時間 $t$ を消去すると

$$\dot{x} = \sqrt{V_0^2 - 2\alpha x} \quad (5)$$

が得られる。(5)を(4)に代入し、(1)~(3)を用いて $C(x)$ について表わせば

$$C(x) = \sqrt{2A^3 S} \cdot \sqrt{\frac{1}{M_0} - \frac{1}{M_0 + m}} \left( \frac{x}{S} \right) \quad (6)$$

となる。よってメタリング比 $C(x)/C(0)$ は

$$\frac{C(x)}{C(0)} = \sqrt{1 - \frac{1}{1 + m/M_0}} \left( \frac{x}{S} \right) \quad (7)$$

となる。 $m \ll M_0$ と置くことができるからメタリング比は

$$\frac{C(x)}{C(0)} = \sqrt{1 - \frac{x}{S}} \quad (8)$$

とすることができる。

油の流出孔の面積は(8)式に従えばよい。

アブソーバの抗力Fは(3), (4), (6)式より

$$F = \frac{-\dot{x}^2}{2S \left\{ \frac{1}{M_0} - \frac{1}{M_0 + m} \left( \frac{x}{S} \right) \right\}} \quad (9)$$

と求めることができる。

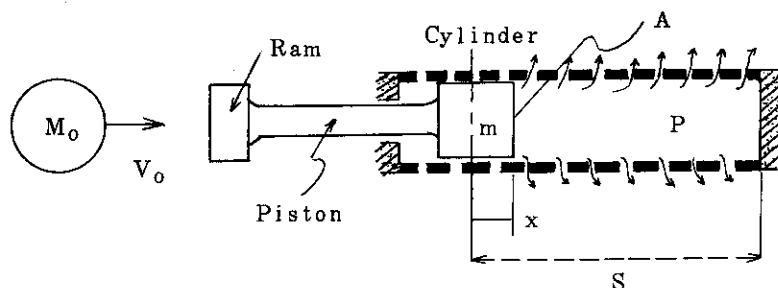


Fig. 8 Schematic view of shockabsorber  
ショックアブソーバ

Table 3 Symbols used in the calculation of  
a shockabsorber

ショックアブソーバの計算に使用された記号

Symbol	Items	Symbol	Items
A	ラムの有効面積	P	ソーバ内の圧力
C	油の流出孔の面積×流量係数	s	全ストローク
E <sub>K</sub>	衝突物体の運動エネルギー	V <sub>0</sub>	衝突速度
F	ラムからの反力	t	時間
M <sub>0</sub>	衝突物体の質量	x	ラムの位置
m	ラムの質量	α	一定減速度

付録Ⅱ パラメータの計算

制 御 系

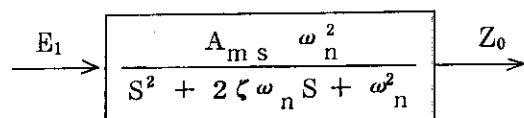
Figure 2のブロック図において、調整できるアンプは $A_m$ 、 $A_s$ 、 $A_L$  の3つのアンプである。サーボ系の安定性の観点からゲインを次の様に決定する。

$$\begin{aligned} A_f &= 0.5 \text{ V/V} & K_L &= 2.08 \text{ V/cm} \\ A_m &= 0.51 \text{ V/V} & K_p &= 0.179 \text{ V/cm} \\ A_s &= 1.0 \text{ V/V} \\ A_p &= 24.9 \text{ mA/V} \\ A_L &= 0.55 \text{ V/V} \\ A_c &= 9.3 \text{ V/V}_{\text{rms}} \end{aligned}$$

よって  $A_t = 0.255 \text{ V/V}$  となる。

主サーボバルブの伝達関数

主サーボバルブの伝達関数は式(4)により



と表わせる。<sup>5.)</sup>このときゲインGは

$$G = -20 \log \sqrt{ \left[ 1 - \left( \frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 \right]^2 + \left( 2\zeta \frac{\omega}{\omega_n} \right)^2 }$$

$$\omega = \omega_n \text{ で}$$

$$G_{\omega_n} = -20 \log (2\zeta) \tag{10}$$

となる。

動特性に関してはループゲインの他、スプール開度、供給圧の変化によって $\omega_n$ 、 $\zeta$ が変化する。

固有周波数 $\omega_n$ については、実際の測定結果のボード線図より読み取る。このボード線図はループゲイン $500 \text{ sec}^{-1}$  はほぼ実験条件と同一だが供給圧は $210 \text{ kg/cm}^2$  (実験は $180 \text{ kg/cm}^2$ ) 入力信号 $\pm 20\%$  (実験は $0 \sim 100\%$ ) であり多少の相違があった。位相ずれ $90^\circ$ における周波数は $82 \text{ Hz}$  であり、固有周波数  $\omega_n = 2\pi \times 82 = 515.2 \text{ (rad/sec)}$  となった。

減衰係数 $\zeta$ はFig. 9より求める。スプール開度 $\pm 80\%$ にて  $G_{\omega_n} = -2 \text{ dB}$  である。式(10)に代入すると減衰係数  $\zeta = 0.629$  となる。

更にサーボバルブ流量ゲイン $A_{ms}$  は

$$A_{ms} = \frac{1}{K_L \cdot A_c \cdot A_L} = 0.094 \text{ (cm/V)}$$

となる。

サーボバルブの流量係数

流量特性曲線 Fig. 10において圧力  $70 \text{ kg/cm}^2$  の曲線で近似する。(実際は  $0 \sim 200 \text{ kg/cm}^2$  を変化する。)このとき式(6)の係数は

$$\begin{aligned} k_1 &= 0.1230 \times 10^5 & k_4 &= 0.4497 \times 10^7 \\ k_2 &= 0.1401 \times 10^6 & k_5 &= -0.6600 \times 10^7 \\ k_3 &= -0.1296 \times 10^7 & k_6 &= 0.2855 \times 10^7 \end{aligned}$$

となる。

ここでサーボバルブの中立点は、供給圧、温度等によって数% (2~3%) ずれることを予想してオーバーラップをつけておく。オーバーラップを8.5%とし、スプール開度  $Z$  を100%開度で  $0.3 \text{ cm}$  とすると、

$$Z' = 0.0255 \text{ (cm)}$$

となる。

アキュムレータの流量係数

アキュムレータの吐出試験においてガス圧 = アキュムレータ内油圧、アキュムレータ内油圧 = 出口圧とおける。またシリンダ内部油圧  $P_1$  とアキュムレータ内油圧の差圧は  $7 \text{ kg/cm}^2$  である。吐出中差圧一定とし、流量は平均値  $Q_{av} = 11.00 \text{ l/sec}$  とすると高圧側アキュムレータの流量係数  $\alpha$  は

$$\alpha = \frac{Q_{av}}{\sqrt{\Delta P}} = 4158 \frac{\text{cm}^3/\text{sec}}{(\text{kg/cm}^2)^{1/2}}$$

となる。初期の差圧が小さいことを考え  $\alpha = 5000$  とする。

低圧側アキュムレータの場合は逆方向の流れなので流路の形状を考え高圧側アキュムレータの80%と考え  $\beta = 4000$  とする。

定数  $C_1, C_2$  の計算

高圧側アキュムレータの封入ガス圧は運転温度  $35^\circ$  において  $72 \text{ kg/cm}^2$  である。又、アキュムレータ内容積は  $5.2 \text{ l}$  である。ピストンが上死点にあるときの油圧を  $P_{1e}$  とするとアキュムレータ内の気体の状態方程式は断熱変化を仮定して

$$P_{1e} \left( \frac{5200 \times 72}{P_{1e}} \right)^{1.4} = C_1$$

となる。又、ピストンが下死点にあるときの油圧を  $P_{1i}$  とするとアキュムレータ内の気体の状態方程式は

$$P_{1i} \left( \frac{5200 \times 72}{P_{1e}} - V_{oil} \right)^{1.4} = C_2$$

となる。ここで  $V_{oil}$  はピストンによる押込油量で  $V = 882.4 \text{ (cm}^3)$  である。

これらの式を解くことにより  $C_1 = 9.5 \times 10^6 \text{ (kg/cm}^2 \text{ (cm}^3)^{1.4})$  を得る。

低圧側アキュムレータは8基のうち4基は、倒置してあるので閉じ込み油量を考え内容積を

5 と仮定する。封入ガス圧を  $5 \text{ kg/cm}^2$  とすると  $C_2 = 7.54 \times 10^5 \text{ (kg/cm}^2 \cdot \text{cm}^3)^{1.4}$  となる。

#### 作動油の体積弾性係数

50°Cにおける作動油の体積弾性係数  $K_0 = 1.94 \times 10^4 \text{ (kg/cm}^2)$  を使用する。

#### 摩擦の計算

ピストンロッドとシリンダとの間のシール材による摺動抵抗はシリンダ径  $60 \phi$ 、 $150 \text{ kg/cm}^2$  の場合  $28 \text{ kg}$  である。シリンダ内圧  $150 \text{ kg/cm}^2$ 、ピストンのシール間  $0 \text{ kg/cm}^2$ 、摺動抵抗は接触長さに比例すると仮定すると、

$$F_f = 191.3 \text{ (kg)} \approx 200 \text{ (kg)}$$

となる。ピストンの軸径を Fig. 11 に示す。

#### ショックアブソーバ

純慣性等価質量、ラムの質量をそれぞれ  $M_0$ 、 $m$ 、アブソーバの全ストロークを  $S_a$  とすると、アブソーバからの抗力  $F_a$  は

$$-F_a = - \frac{M_0 \dot{x}}{2 \left( S_a - \frac{M_0}{M_0 + m} x \right)} \quad (\text{ただし } x = X - (X_r - S_a))$$

となる。このとき  $M_0$ 、 $m$ 、 $S_a$  は各々

$$\begin{aligned} M_0 &= 295 \text{ kg} \\ m &= 16 \text{ kg} \\ S_a &= 15.24 \text{ cm} \end{aligned}$$

である。よって

$$\begin{aligned} H_1 &= 0.151 \\ H_2 &= 0.949 \\ H_3 &= 0.78 \end{aligned}$$

となる。

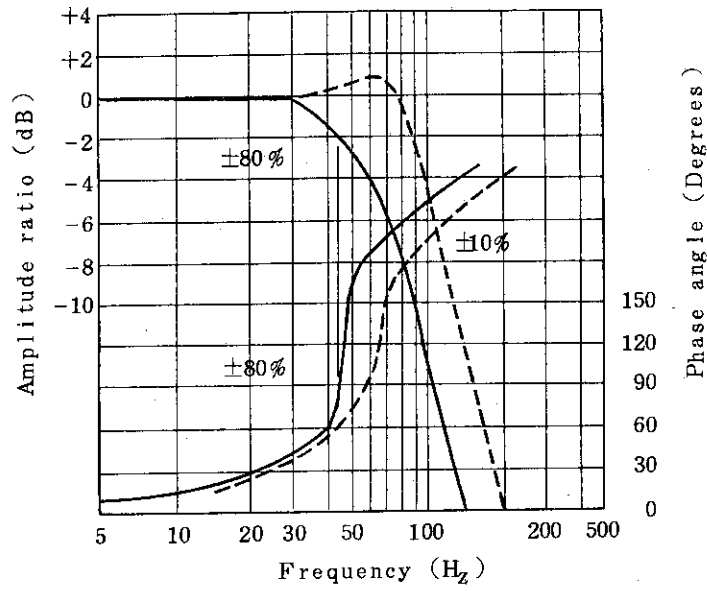


Fig. 9 Frequency response characteristics and amplitude response  
周波数特性と振幅応答

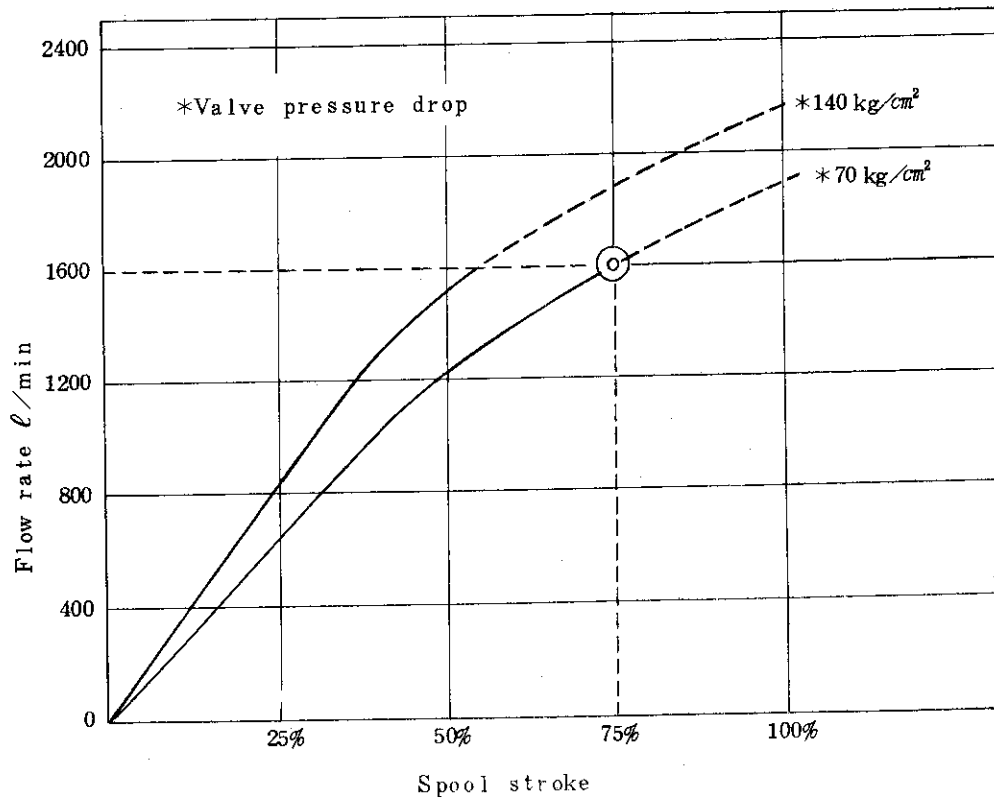


Fig. 10 Flow characteristic of JO-79-21  
JO-79-211の流量特性



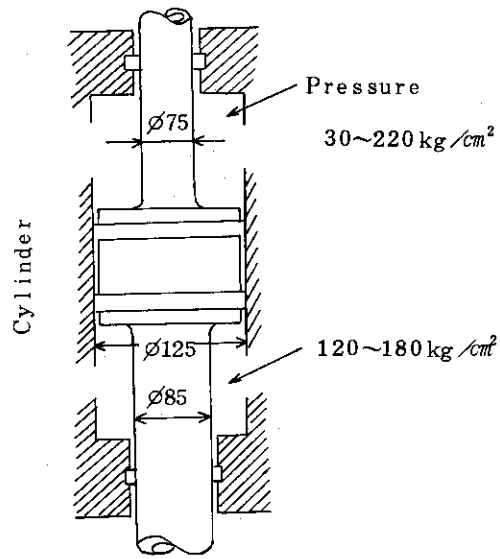


Fig.11 Diagram of the rod in a cylinder  
シリンダ部の軸径

## 付録Ⅲ 上側可動リミタのシミュレーションプログラム (CSMP)

```

***PROBLEM INPUT STATEMENTS***
TITLE  DYNAMIC CHARACTERISTICS OF MOVABLE LIMITER
*      CASE A (USUAL)
INITIAL
      P1I=180.0
      C1=P1I*2359.0**1.4
      P2I=(P1*A1-F6)/A2
PARAMETER M=0.2398 , XR=106.4 , A1=66.0 ,...
      ALF=5000. , BET=4000. , A2=78.5 ,...
      JT=0.629 , WN=515.22 , H1=0.151 ,...
      H2=0.949 , H3=0.78 , H4=200.0 ,...
      F6=235.0 , KO=1.94E+04 , AMPT=0.2550 ,...
      GF=0.1786 , AMPS=0.0941 , C2=7.54E+05 ,...
      K1=0.1230E+05 , K2=0.1401E+06 , K3=-0.1296E+07 ,...
      K4=0.4497E+07 , K5=-0.6600E+07 , K6=0.2855E+07 ,...
      OVER=0.0255

DYNAMIC
      EI=6F*(60.00*STEP(0.01) ...
      +571.43*(RAMP(0.01)-RAMP(0.08))...
      +128.00*(RAMP(0.08)-RAMP(0.13)))
      EF=GF*X
      E1=LIMIT(-10.0,10.0, D1)
      D1=AMPT*(EI-EF)
      Z02DOT=AMPS*WN**2*E1-2.0*JT*WN*ZODOT-WN**2*Z0
      ZODOT=INTGRL(0.0,Z02DOT)
      Z0=INTGRL(0.0,ZODOT)
      Z1=LIMIT(-0.105 , 0.375 , Z0)
      Z=(Z1-OVER)*NOT(OVER-Z1)-(Z1+0.099-OVER)*NOT(Z1+0.099 ...
      -OVER)
      K=K1*Z+K2*Z**2+K3*Z**3+K4*Z**4...
      +K5*Z**5+K6*Z**6
      Q2=8.0*K*BET/SQRT(K**2+4.0*BET**2)*SQRT(ABS(P2-PC))...
      *(P2-PC)/ABS(P2-PC)
      V2=INTGRL(5000.0 , -0.125*Q2)
      PC=C2/V2**1.4
      P2DOT=(A2*XDOT-Q2)*KO/A2/(XR-X)
      P2=INTGRL(P2I , P2DOT)
      FA=H1*XDOT**2/(H2*(XR-X)+H3)
      B=NOT(90.7-X)
      FF=H4*(NOT(XDOT)-NOT(-XDOT))
      X2DOT=(A1*D1-A2*P2-G*FA-FG+FF)/M
      XDOT=INTGRL(0.0 , X2DOT)
      X=INTGRL(0.0 , XDOT)
      Q1=A1*XDOT
      V1=INTGRL(2359.0 , 0.125*Q1)
      PS=Q1/V1**1.4
      P1=PS-Q1**2/64.0/ALF**2

TERMINAL
PRINT  X,XDOT,X2DOT,EI,PS,P1,P2,PC,Z0,Z,FA,Q1,Q2,EF
      DRTFLT X(XDOT,X2DOT)
LABEL  DYNAMIC CHARACTERISTICS OF MOVABLE LIMITER
TIMER  FINTIM=0.250,PRDEL=0.005
END
STOP

```