

航空宇宙技術研究所資料

TECHNICAL MEMORANDUM OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TM-427

メイン(電気系統)ーバックアップ(油圧系統)
自動切換機構の試作研究

遠藤 征紀

1980年12月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

項 目	担 当 者
詳 細 設 計	渡辺 康之, 藤山 健三
試 験 計 測	藤山 健三, 佐藤 定雄, 石井 雄一

石川島播磨重工業(株)担当者

メイン(電気系統)ーバックアップ(油圧系統) 自動切換機構の試作研究*

遠藤 征紀**

1. まえがき

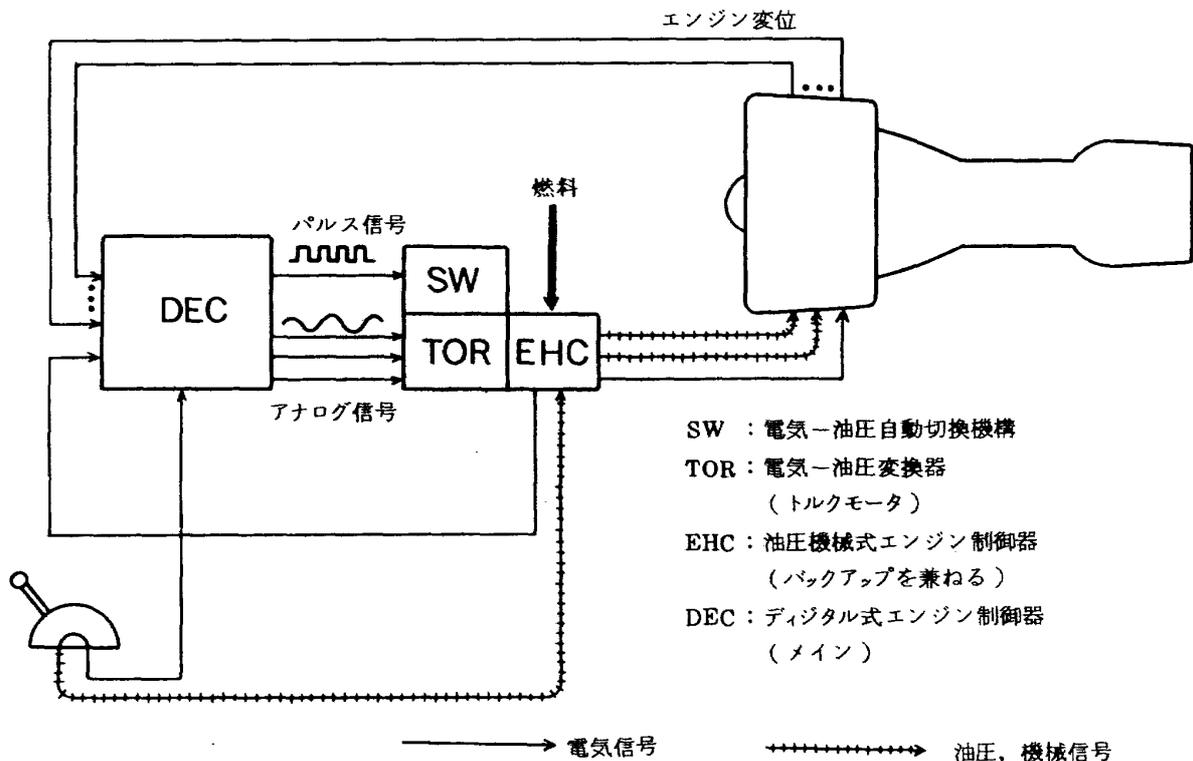
通産省工業技術院が実施している大型プロジェクト「航空機用ジェットエンジンの研究開発」のもとで、現用の油圧式エンジン制御装置の検出部と制御演算部とを電子化して、制御機能の質と量の増強を図った新しい電気油圧式エンジン制御装置の研究開発が行われている。メイン(電気系統)ーバックアップ(油圧系統)自動切換機構は、電気油圧式エンジン制御装置のメイン系統の中心部であるデジタル演算制御器が、全面的故障状態に陥った時に、その異常を迅速に検出して、バックアップ系統である油圧制御器に制御動作を自動的に切換える動きをするものである。

本報告は、搭載型の電気油圧式エンジン制御装置の製

作に先立って試作したメイン(電気系統)ーバックアップ(油圧系統)自動切換機構(以後、単に「自動切換機構」又は「本機構」と呼ぶ)について、その設計、製作並びに試験結果を報告する。

2. 動作原理

図1に、電気油圧式エンジン制御装置の全体構成を示す。メイン系統である電気系統は、スラストレバーによる出力設定の電気信号、エンジン各部に取付けた電気的な検出器等からの信号を、デジタル演算制御器に読込み、これをもとに制御に必要な演算、論理判断を行った後、結果をアナログ信号の形で油圧部内のトルクモーターに入力し、これを駆動することにより、電氣的に燃料流量及び静翼位置を制御する。バックアップ系統である



- SW : 電気ー油圧自動切換機構
- TOR : 電気ー油圧変換器
(トルクモータ)
- EHC : 油圧機械式エンジン制御器
(バックアップを兼ねる)
- DEC : デジタル式エンジン制御器
(メイン)

図1 電気油圧式エンジン制御装置

* 昭和55年9月19日 受付
** 原動機部

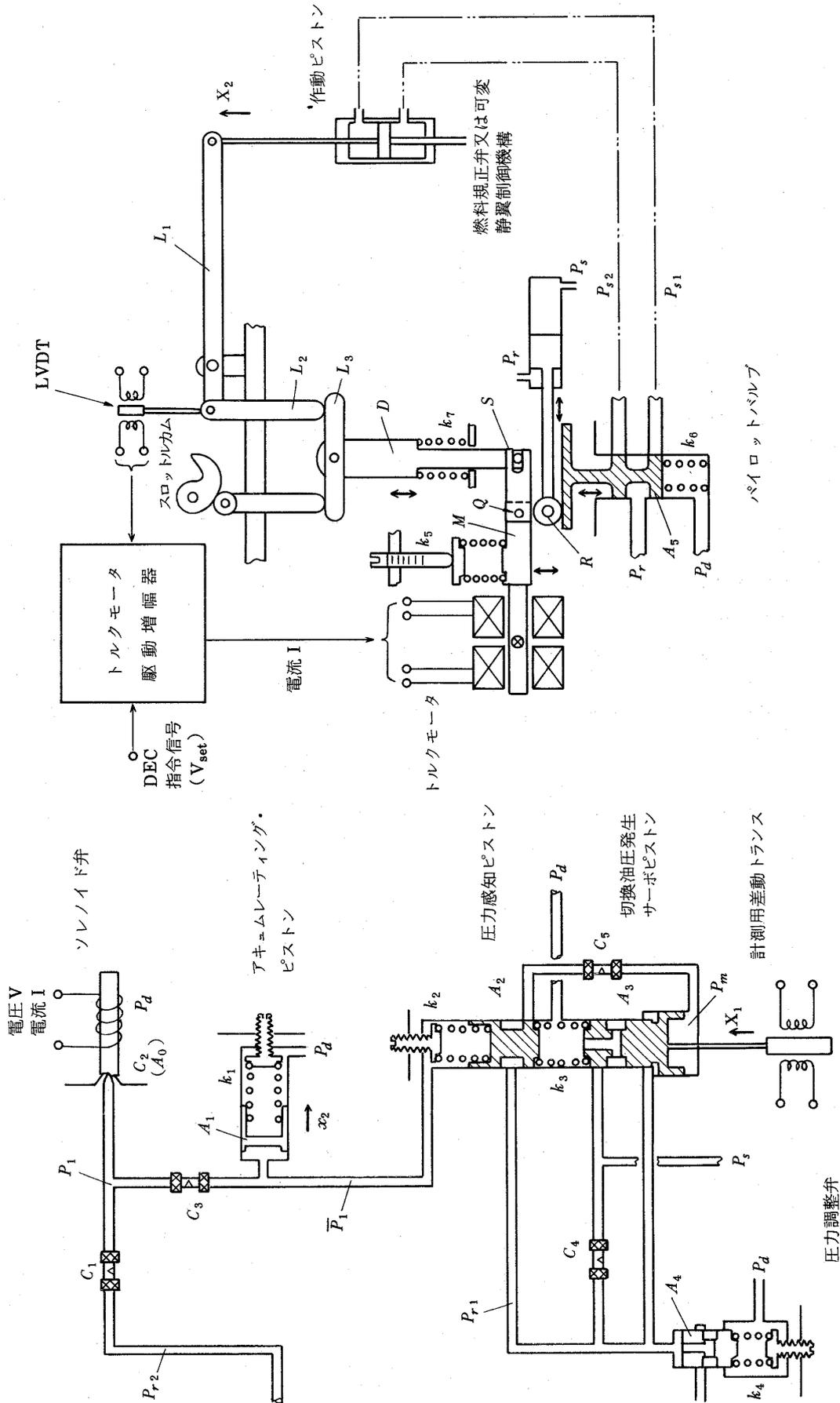


図 2 メインバッキングアップ自動切換機構全体構成

油圧部は、スラストレバーに接続したケーブルからの機械信号、油圧式の温度、圧力検出器等の出力信号をもとに、航空機が帰還するために必要な最小限のエンジン制御を行う。電気系統の中心であるデジタル演算制御器は、2重系の採用、ソフトウェア、ハードウェア両面での各種故障診断技術の採用等によって信頼性の向上を図っている。しかし、電源系統の同時全面故障、落雷等によって、デジタル演算制御器の心臓部であるマイクロコンピュータ及び電氣的故障検出回路の正常な動作が瞬時に失われた時には、自己診断機能を失う。自動切換機構は、このような時にも、電気系統の故障を確実に、すばやく検出することを可能にするために考案されたものであり、その思想は、故障検出及びバックアップへの切換を電気系とは独立した油圧回路によって行おうとするものである。ただし、電気系統と本機構との接続部には、当然電油変換器（ソレノイド弁）が使用されるが、本機構は、この部分の故障も電気系統と同等に油圧的に検出するので問題はない。

メイン-バックアップ自動切換機構には、次のような特質が要求される。

(1) 自動切換機構自体の故障によってエンジンが危険な状態に陥る確率は、現用の油圧機械式エンジン制御器以下であること。

(2) 電気系統の故障を確実に、瞬時に検出し、メインからバックアップへの切換を、自動的に速やかに行う（全動作は、おおよそ0.5秒以内に完了すること）。

(3) 小形軽量であること。

図2に自動切換機構の全体構成を示す。大別して、故障検出部と切換部とから成る。

(1) 故障検出部動作原理

電気系統の故障診断は、デジタル演算制御器内のマイクロコンピュータ自体の故障を油圧回路によって検出すれば良い事になるが、その考え方は次の通りである。マイクロコンピュータ内部では、制御及び故障診断用プログラムがクロックパルスに同期して、整然と処理され、プログラムの最後に来ると再び先頭に戻って、前回と同じ作業が繰返される。クロックパルスの周期は極めて正確に一定であるから、プログラムの1サイクルに必要なとされる時間もほぼ一定である。従って、プログラムのどこか一定の場所に、マイクロコンピュータの入出力制御装置に接続されたワンショットマルチバイブレータを駆動する命令を置いた場合、ワンショットマルチバイブレータの出力パルス信号の周期 T 、パルス幅 B 、パルス高さ H は、マイクロコンピュータ及びワンショットマルチバイブレータ（そして、一般には後段に接続された増

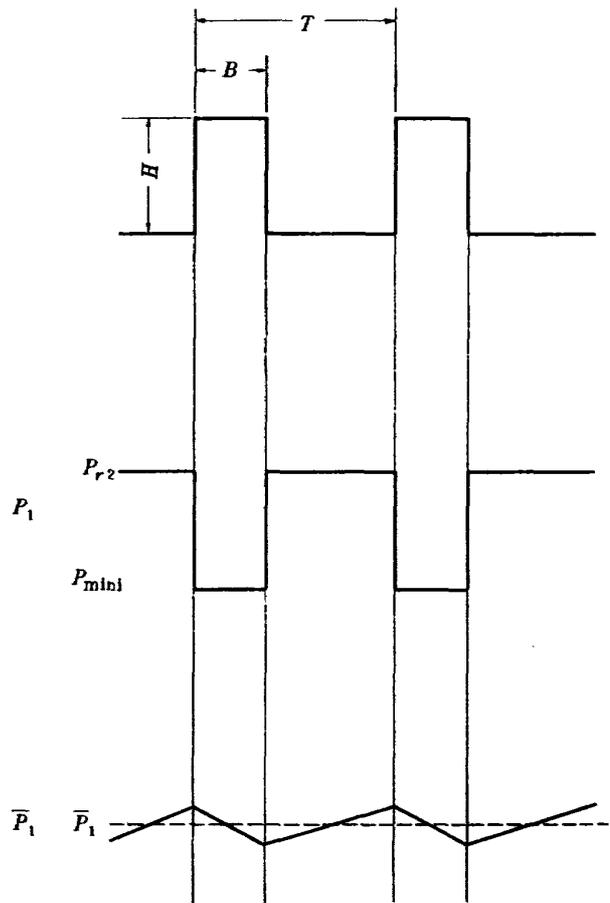


図3 パルス入力信号と圧力変動

幅器も)が正常である限り一定である(図3)。自動切換機構の故障検出部は、電気油圧式エンジン制御装置のデジタル演算制御器から発せられるパルス信号の周期 T 、幅 B 、高さ H の変動が、予め定められた許容変動範囲を越えた事を油圧回路で検出するものである。なお、この方法によっては、マイクロコンピュータのプログラムの流れを制御する機能のチェックはできるが、例えば、データメモリの故障による計算値の誤りによって起こる誤制御はチェックできないから、他の適当な方法を用いる。しかし、この問題は、ここでは扱わない。

図2において、 P_{r1} 、 P_{r2} 、 P_r は、圧力調整弁によって一定圧力に調整された油圧である。 P_1 、 \bar{P}_1 は管路の変動油圧、 P_d はケース圧力、 P_s は切換油圧である。そして以後 P_{r1} 、 P_{r2} 、 P_r 、 P_1 、 \bar{P}_1 は、ケース圧 P_d に対する相対値で表わすものとする。 C_1 、 C_3 、 C_4 、 C_5 はオリフィスである。 C_2 は、デジタル演算制御器からのパルス信号によって駆動されるソレノイド弁によって開閉されるノズルである。 $A_1 \sim A_4$ は、ピストン、 $k_1 \sim k_4$ はバネである。 P_1 は、パルス信号が「高」になって、ノズルが「開」になると P_d に近い値に急速に低下し、パルス信号が「低」になって、ノズルがバネの力によって

「閉」になると、 P_{r2} に近い値に急速に上昇する。 \bar{P}_1 は、オリフィス C_3 、アキュムレーティングピストン A_1 の動きによって、 P_1 の変動を平均化した値になる。入力パルス信号の定められたデューティ B/T 、高さ H に対して、オリフィス C_1 、 C_2 、 C_3 及びアキュムレーティングピストンの面積 A_1 、バネ k_1 を適当に選ぶことによって、 \bar{P}_1 は一定範囲内の値をとるが、デジタル演算制御器が故障して、デューティ B/T 、高さ H が許容範囲を越えると、 \bar{P}_1 は極端に小さい値か又は極端に大きな値となる。信号圧感知ピストン A_2 は、デューティ B/T が小さくなって \bar{P}_1 が上昇すると下方に移動して高圧 P_{r1} を P_m に導き、切換油圧発生サーボピストン A_3 を上方に移動させる。また、 B/T が大きくなって \bar{P}_1 が下降すると、 A_2 は上方に移動し、 P_m をケース圧 P_d におとして A_3 を下方に移動させる。バネ k_3 は、 A_3 の移動量をピストン A_2 にフィードバックして平衡位置に戻す。このようにして、 B/T が正常な値の範囲を越えると、 A_3 が図示の平衡位置から上下に移動して切換ポートを「閉」から「開」とするため、切換油圧信号 P_s は、 P_{r1} に近い値から P_d に近い値に急速に降下する。オリフィス C_5 は、 A_3 の移動にダンピングを付加するためのものである。なお、パルス幅 B 、高さ H は、駆動増幅器内の回路定数により一定であるから、デジタル演算制御器については、周期 T のみがチェックされていることになる。

(2) 切換部動作原理

図 2 においてトルクモータ T/M は、デジタル演算制御器内のアナログ駆動増幅器よりの制御信号によって駆動され、アーム M を介してセレクター S をロッド D 下端のピンの周囲に回転させる。アームの動きは、切換ピストンによって左右に移動されるローラー R を経てパイロット弁 A_5 の動きとなる（図は、 P_s が高く、電気系統の制御が有効化されている状態）。切換ピストンに加わる切換油圧信号 P_s が低下してローラー R が左右のロッド D の下に移動すると、手動のスラストレバー設定カムに従って上下するロッド D の制御が有効化されるが、回転節 Q のために T/M の動きはパイロット弁 A_5 に伝わらない。パイロット弁 A_5 の上下の移動は、作動ピストン W に加わる油圧 P_{s1} 、 P_{s2} に差を生じさせ、燃料制御弁又は静翼を駆動する。作動ピストンの動きは、機械的なフィードバック・リンケージ L_1 、 L_2 、 L_3 を経てロッド D をもとの位置に戻して平衡する。バネ k_5 、 k_6 、 k_7 は、中立点における力のバランスをとるためのものである。また、燃料制御弁又は静翼の位置の電氣的なフィードバック信号は、フィードバック用リンクに取付けた差動トランスによって得ている。

3. 設計計算、製作

本機構の構成要素は、トルクモータとソレノイド弁を除き、現用の油圧機械式エンジン制御器に多用されているものであり、その寸法、形状、材質等は経験的なものに頼ることが多く、設計に当っては、バネ定数とかオリフィスのように試験調整しながら決めるものを除いて、既に確立された技術をそのまま用いた。従って以下に示す計算は、設計の確認あるいはチェックの意味が強い。

(i) 圧力 \bar{P}_1 の変動範囲

ソレノイド弁は、入力パルス信号が「高」の時開き、「低」の時閉じる。圧力 P_1 は、オリフィス C_1 、 C_3 及びノズル C_2 で囲まれた管路の容積のために、ソレノイド弁の開閉から時間的にわずかながら遅れて P_d に近い値と P_{r2} に近い値との間を変化するが、簡単のために、図 3 に示すように遅れが無いものとして計算する。定常状態においては、パルスの 1 サイクルの間にアキュムレーティングピストンに出入りする油量 Q は等しいから、次式が成立する。

$$Q = 4770 \frac{C_v}{\phi_3} \sqrt{\frac{P_{r2} - \bar{P}_1}{\rho}} \times (1-a) \times T$$

$$= 4770 \frac{C_v}{\phi_3} \sqrt{\frac{\bar{P}_1 - P_{\text{mini}}}{\rho}} \times a \times T \quad (\text{cm}^3/\text{s})$$

これより、

$$\bar{P}_1 = \frac{a^2 P_{\text{mini}} + (1-a)^2 P_{r2}}{2a^2 - 2a + 1} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ただし、

- a : パルス入力信号のデューティ (= B/T)
- P_{mini} : P_1 の最小値
- ϕ_3 : オリフィス C_3 の流路抵抗^(註)

(注) 米国リー社が使用しているもので、オリフィス前後の差圧を ΔP 、流体の比重を ρ 、流量を Q 、流量係数を C_v とした時、次式で定義される。単位は Lohm。

$$\phi = 4770 \frac{C_v}{Q} \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}} \quad \dots\dots\dots (2)$$

C_2 は、直径 $d_2 = 1.5 \text{ mm}$ のノズルであるが、流量係数 $C_v = 0.63$ 、 $\rho = 0.77$ (ジェット燃料)、 $A_0 = 0.01767 \text{ cm}^2$ を、

$$Q = C_v A_0 \sqrt{\frac{2000 g}{\rho} (P_1 - P_d)} = C_v A_0 \sqrt{\frac{2000 g}{\rho} \Delta P_{02}}$$

に代入して、

$$\frac{1}{Q} \sqrt{\frac{\Delta P_{02}}{\rho}}$$

を求め、(2)式に代入すると、 C_2 とソレノイド弁の等価的

な流路抵抗

$$\phi_2 = 306 \text{ Lohm}$$

が求まる。オリフィス C_1, C_3 としては、米国リー社のリープラグと称するオリフィス（図4）を用いた。それぞれのオリフィスの直径とLohmは、カタログ値より、

$$d_1 = 0.65 \text{ mm}, \phi_1 = 1000 \text{ Lohm}, d_3 = 0.28 \text{ mm}$$

$$\phi_3 = 5000 \text{ Lohm}$$

である。(1)式の P_{mini} は、図5を参照して次のようにして求まる。

$$\begin{cases} P'_{\text{mini}} = k^2 \phi_1^2 Q^2 \\ P_{\text{mini}} = k^2 \phi_2^2 Q^2 \\ P_{r2} = P'_{\text{mini}} + P_{\text{mini}} \end{cases}$$

より、

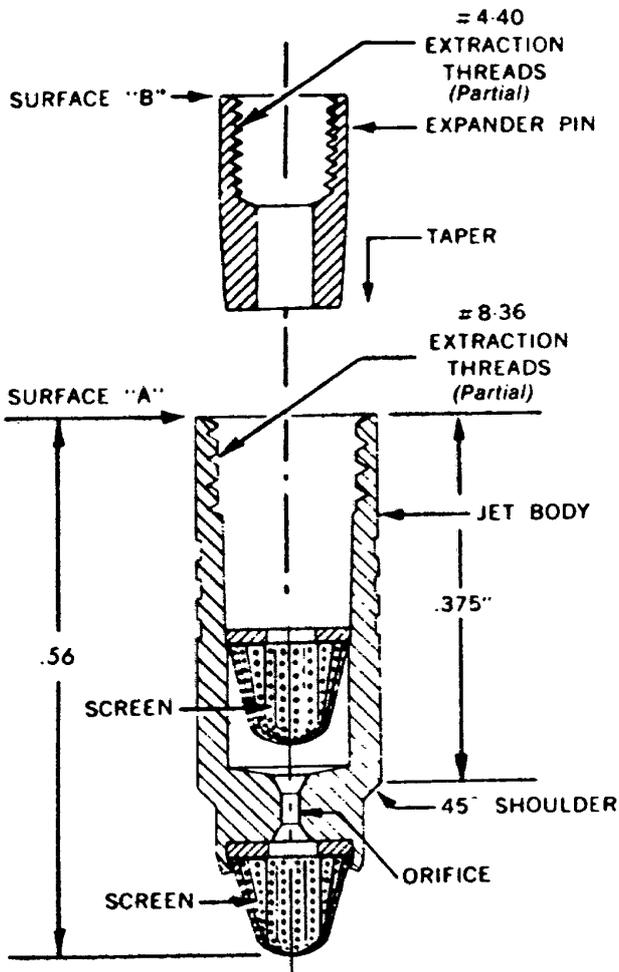


図4 オリフィス（リープラグ）

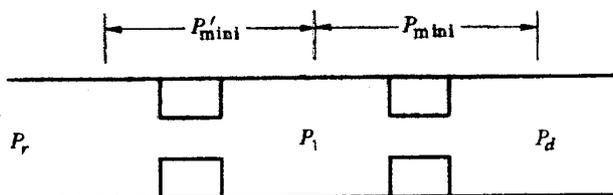


図5 直列流路抵抗

$$P_{\text{mini}} = \frac{\phi_2^2}{\phi_1^2 + \phi_2^2} P_{r2} = 0.0856 \times 12.3 \text{ kg/cm}^2 = 1.05 \text{ kg/cm}^2$$

$P_{r2} = 175 \text{ (psi)} = 12.3 \text{ kg/cm}^2$ であるので、これを(1)式に代入して、パルス入力信号のデューティ a に対して \bar{P}_1 の値を計算した結果を図6に示す。図6にはまた、 $T = 30 \text{ m sec}$, $B = 15 \text{ m sec}$ を標準として、 $T = 22.5 \text{ m sec}$ から $T = 45 \text{ m sec}$ までを許容変動範囲とした時の \bar{P}_1 の許容範囲 $P_b \leq \bar{P}_1 \leq P_a$, $P_b = 3.0 \text{ kg/cm}^2$, $P_a = 9.9 \text{ kg/cm}^2$ を示した。

(ii) ソレノイド弁の磁力と応答性

図7を参照して、ソレノイド弁により駆動されるハーフボール型フラップ（以下コアと呼ぶ）に働く吸引力 F は、

$$F \doteq \frac{F_m^2 \times \mu_o \times S_g}{2 l_g^2} \quad \text{[N]} \quad \dots \dots \dots (3)$$

ただし、

- F_m : 起磁力 = 661.1 [AT]
- μ_o : 真空の透磁率 $\doteq 4\pi \times 10^{-7}$ [H/m]
- S_g : ギャブ面積 $\doteq 57.334 \times 10^{-6}$ [m²]
- l_g : ギャブ

これより、

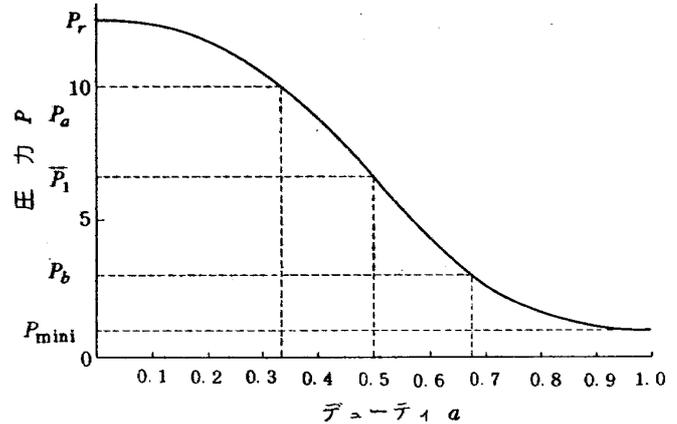


図6 パルスのデューティ対圧力

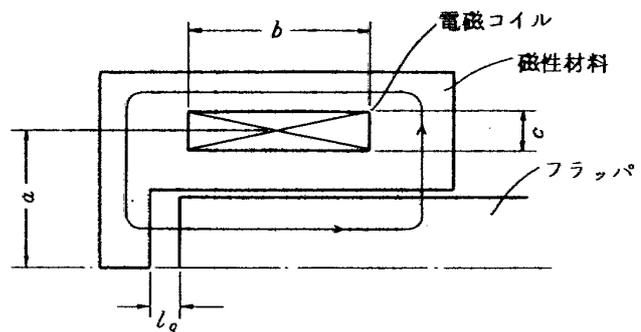


図7 コアに働く磁力

- ← 電流 I 下げ方向セット
- 電流 I 上げ方向セット

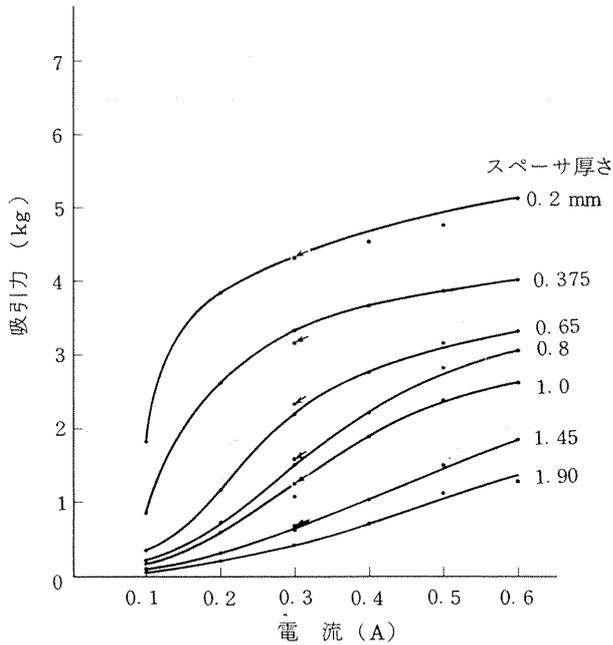


図8 ソレノイド吸引力特性

$$l_g = 1 \text{ mm の時, } F = 1.61 \text{ [kg]}$$

$$l_g = 0.5 \text{ mm の時, } F = 6.44 \text{ [kg]}$$

を得る。

図8は、電磁材料として45% Ni Permalloyを使用した時の実測値である。 $l_g = 1 \text{ mm}$ の値は、実測値とほぼ一致する。 $l_g = 0.5 \text{ mm}$ では、磁束密度が飽和領域に入っているの(磁束密度の計算値は、 16.62×10^3 ガウスであり、45% Ni, Permalloy の飽和磁束密度は $1.4 \times 15 \times 10^3$ ガウスである)、実測値の方が低い。実際には、 $l_g = 0.9 \text{ mm}$ とした。

次に、入力電圧に対する電流、従って磁力の応答特性として、1次遅れ時定数を計算する。時定数 τ は、磁気回路の磁気抵抗を R 、インダクタンスを L とした場合、 $\tau = L/R$ (秒) である。文献1) によれば、図7の磁気回路におけるインダクタンス L は次式で計算される。

$$L = 10^{-7} \times 4 \pi a N^2 \times \left\{ \left(1 + \frac{b^2}{32a^2} + \frac{c^2}{96a^2} \right) l_n \frac{8a}{d} - y_1 + \frac{b^2}{16a^2} y_2 \right\} \times \mu_s$$

$$= 23.847 \times 10^{-3} \times \mu_s \text{ [H]}$$

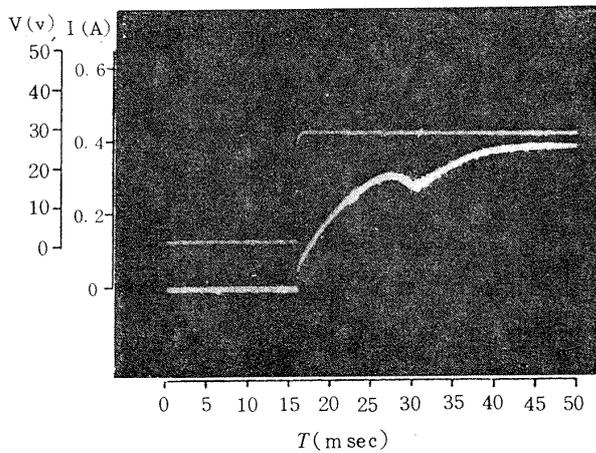


図9 Solenoid 28 Volt Step 応答

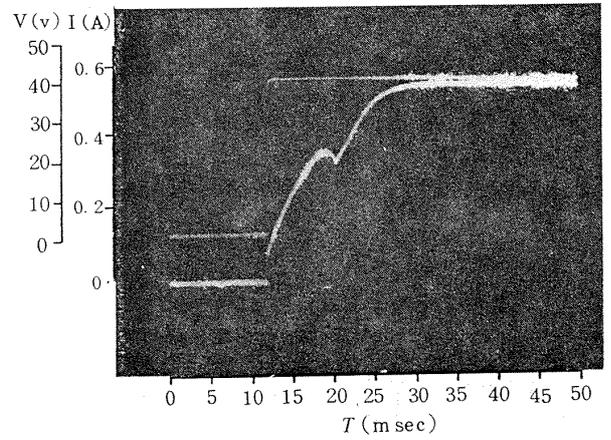
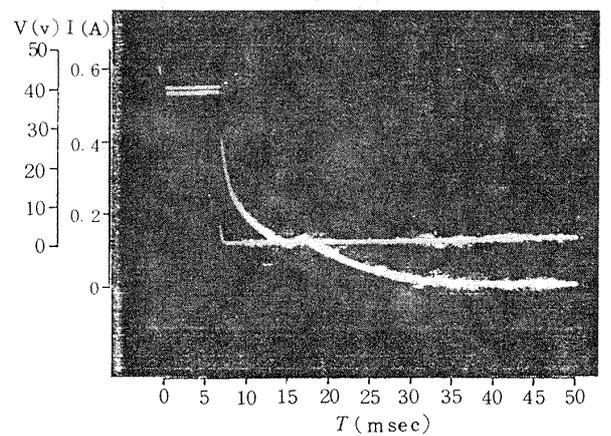
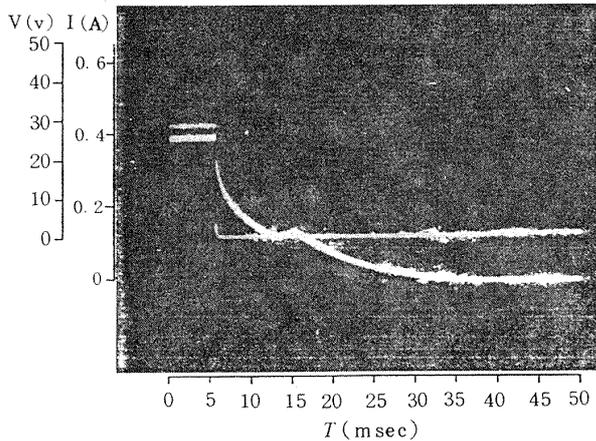


図10 Solenoid 40 Volt Step 応答



ただし、

$$a = 8.5 \times 10^{-3} \text{ [m]}, \quad b = 18 \times 10^{-3} \text{ [m]}$$

$$c = 4 \times 10^{-3} \text{ [m]}, \quad N = 1700 \text{ 巻}$$

$$d = \sqrt{b^2 + a^2}, \quad y_1 = 0.68, \quad y_2 = 0.175$$

$\mu s = b/l_g$, $l_g = 0.9 \text{ mm} \times 10^{-3}$ として, $\tau = 6.6 \text{ msec}$ を得る。図9~12に、ソレノイドに加えるパルス信号の電圧と電流の変化の実測データを示す。また、図13は、

電流、電圧波形の成要を示す。図13中Aの部分は、コアの動きにより磁気インピーダンスが急変することによる。まず、図9、10より、電圧に対する電流のおくれ時定数 τ は、7~8 msec であり、計算値とほぼ一致することがわかる。また、ノズルの開閉に必要な時間(図13における $t_2 - t_1$ 又は $t'_2 - t'_1$) は、 $H = 28 \text{ V}$ で約 3 msec, 40 V で約 1.5~2.0 msec である。また、電圧が

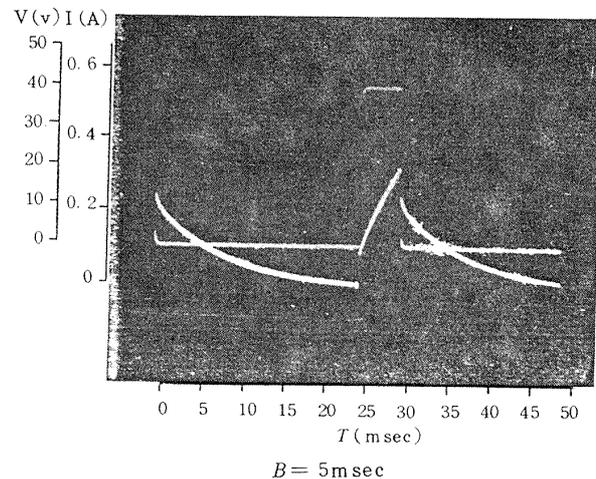
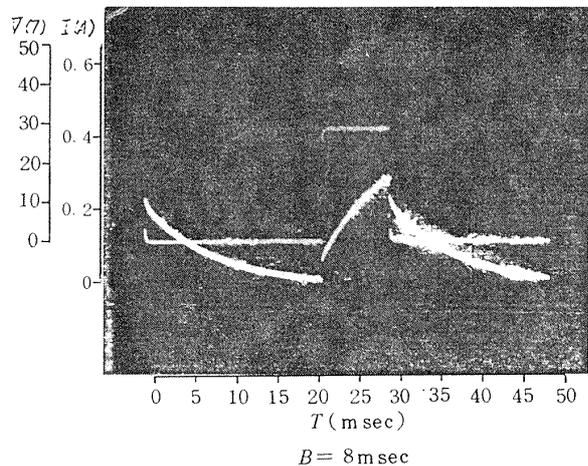
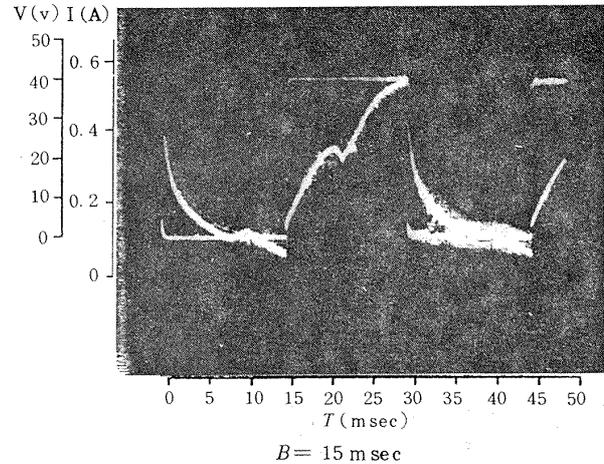
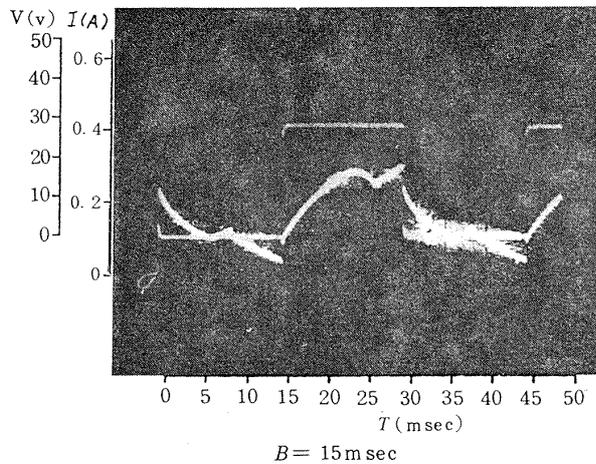
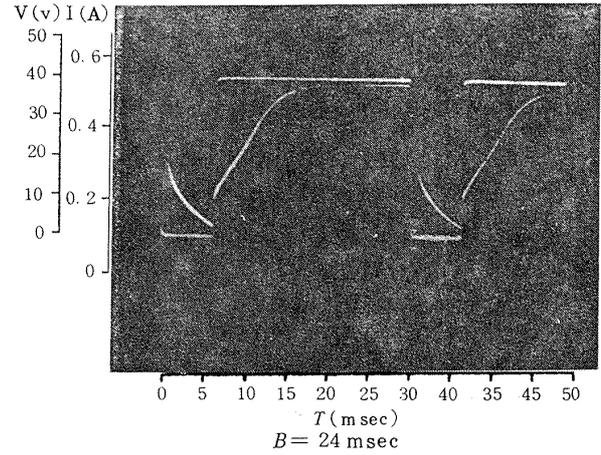
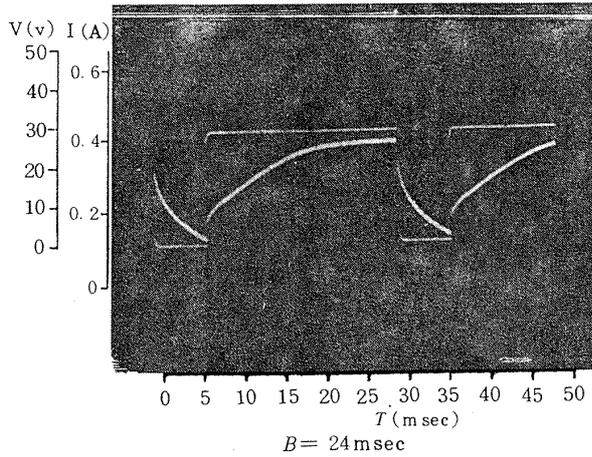
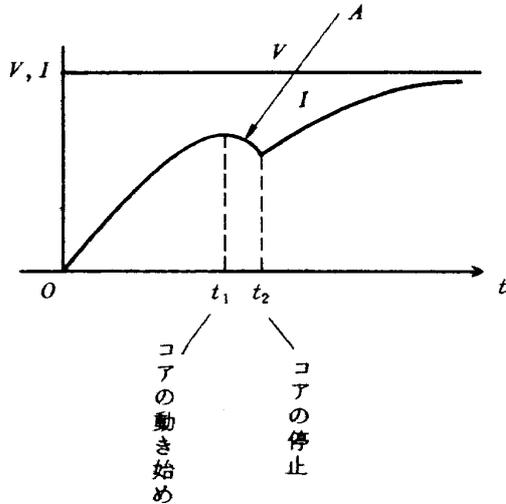
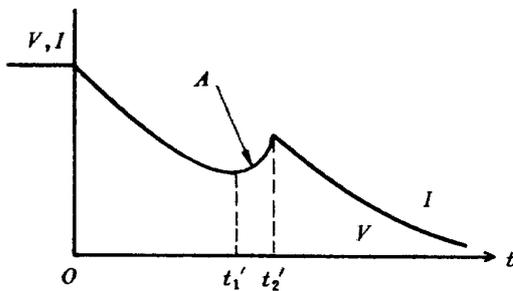


図 11 Solenoid Cyclic Pulse
($T = 30 \text{ msec}$, $V = 28 \text{ Volt}$) 応答

図 12 Solenoid Cyclic Pulse
($T = 30 \text{ msec}$, $V = 40 \text{ Volt}$) 応答



(a) ノズル閉→開のとき



(b) ノズル開→閉のとき

図 13 ソレノイドにおける電圧，電流波形

ステップ状に急上昇してから，コアが移動を終えるまでの時間（図13における t_2 又は t_2' ）は， $H=28V$ のとき 15 msec ， $40V$ で 9 msec である。従って， \bar{P}_1 が許容変動範囲内になるパルス信号のデューティ a は，パルスの高さによって変わることが予想される。

図11, 12は，周期 $T=30\text{ msec}$ 一定とし，パルス幅 B を3通りに変えた時の波形を示す。これより，パルス幅 B が，極端に大きいか又は小さいと，ソレノイドのコアが動き出す前にパルスが反対値（高又は低）に変わってしまい，コアは開側又は閉側に固定してしまっていることがわかる（図13における A の部分が現われないことからわかる）。

(iii) アキュレーティングピストン

P_1 の値は， $P_{r2}=12.3\text{ kg/cm}^2$ と $P_{\text{mini}}=1.05\text{ kg/cm}^2$ とをパルス入力信号の周期 T で交互にとるが， \bar{P}_1 はアキュレーティングピストン A_1 の動きによってその振幅が P_1 よりはるかに小さい。

今回の試作では，デジタル制御器の故障時に \bar{P}_1 がその平均値 6.675 kg/cm^2 から図6の P_a 又は P_b (\bar{P}_1 の許容変動範囲の上限及び下限) に到達するのに 50 msec 以

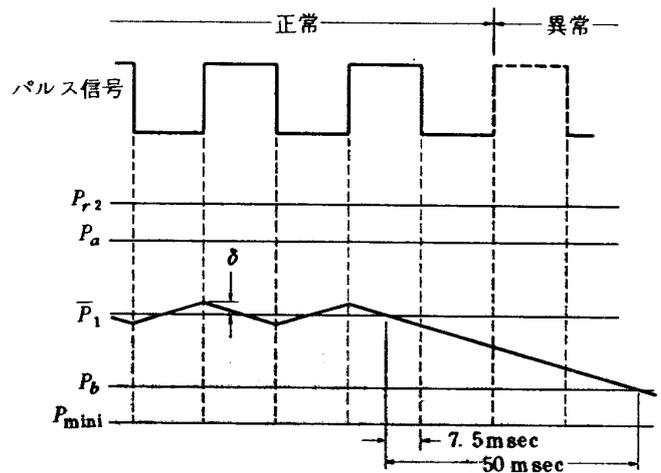


図 14 入力パルス信号と \bar{P}_1 の関係

内とすることを目的として設計した。このとき，デジタル制御器が正常であれば， \bar{P}_1 は図14の δ の振幅 2δ で振動する。 δ は次のように求められる。

$$\frac{\bar{P}_1 - P_b - \delta}{\bar{P}_1 - P_b} = \frac{50 - 7.5}{50}$$

$$\begin{aligned} \therefore \delta &= 0.15\bar{P}_1 - 0.15P_b \\ &= 0.15 \times (\bar{P}_1 - P_b) = 0.551\text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

さて，オリフィス C_3 の Lohm $\phi_3=5000$ ， $d_3=0.78\text{ mm}$ ，ピストン A_1 の直径を 7 mm ($A_1=0.385\text{ cm}^2$) とすると，

$$Q_3 = 286 \times \frac{1}{\phi_3} \times \sqrt{P_{r2} - \bar{P}_1} \times \frac{1000}{60} = 2.32\text{ cm}^3/\text{sec}$$

$$\therefore \dot{X}_2 = Q_2 / A_1 = 6.03\text{ cm/sec}$$

また， \bar{P}_1 がその平均値 6.675 kg/cm^2 から最少許容限界値 $P_b=3.0\text{ kg/cm}^2$ 又は最大許容限界値 $P_a=9.9\text{ kg/cm}^2$ まで移動するために必要な時間を本設計では 50 msec にしているから，その間のアキュレーティングピストンの変化 ΔX_2 は， $\Delta X_2 = \dot{X}_2 \times 0.05 = 0.2994\text{ cm}$ となる。 \bar{P}_1 の変化は， $\Delta \bar{P}_1 \approx 3.5\text{ kg/cm}^2$ であるから，ピストン A_1 に加わる力 $\Delta F_2 = \Delta \bar{P}_1 \times A_1 = 1.35\text{ kg}$ となる。故にバネ k_1 のバネ定数 $k_1 = \Delta F_2 / \Delta x_2 = 0.45\text{ kg/mm}$ となる。

(iv) 切換機構の固有振動数

エンジン制御装置は，エンジン回転部に起因する振動（基本周波数 $30 \sim 250\text{ Hz}$ ）の多い環境に置かれるから，構成する機器の固有振動数について調べておく。図15に計算に当たって切換機構を分解，モデル化したものを示す。ただし，簡単のためダンピング項は省略した。

$$\frac{J_{p1}}{l_2} \ddot{\theta} = - \frac{k_p + k_5 l_1^2}{l_2} \theta - F_1 \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$J_{p2} \frac{l_2}{l_4^2} \ddot{\theta} = F_1 - F_2 \quad \dots\dots\dots (5)$$

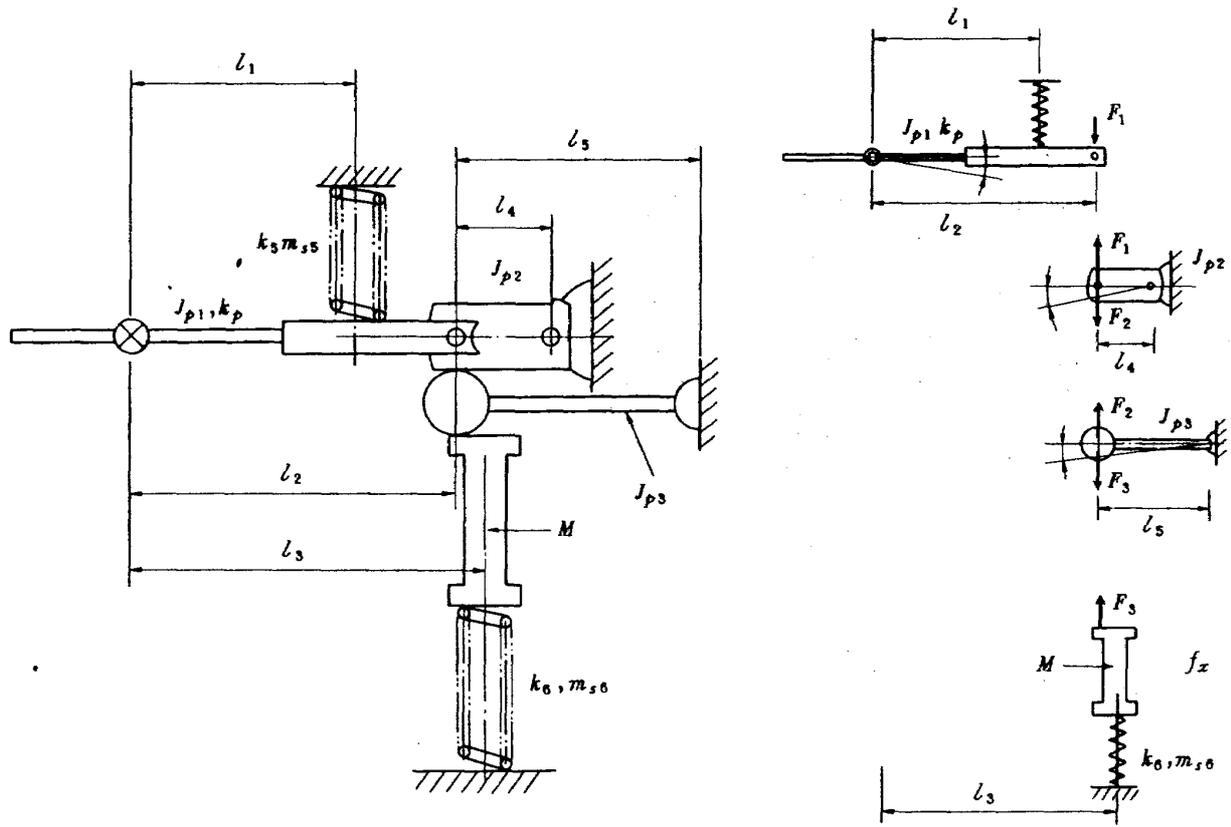


図15 切換機の固有振動数計算モデル

$$J_{p3} \frac{l_2}{l_5^2} \ddot{\theta} = F_2 - F_3 \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$(M + m_{s6}) l_3 \ddot{\theta} = -k_6 l_3 \theta + F_3 \quad \dots\dots\dots (7)$$

ただし、

$$J_{p1} = J_{p1G} + m_{s5} l_1^2 + M_s l'^2$$

$$J_{p2} = J_{p2G} + m (l_4/2)^2$$

$$J_{p3} = J_{p3G} + m' (l_5/2)^2$$

(4)~(7)式より、

$$\left(\frac{J_{p1}}{l_2} + J_{p2} \frac{l_2}{l_4^2} + J_{p3} \frac{l_2}{l_5^2} + (M + m_{s6}) l_3 \right) \ddot{\theta} = - \left(\frac{k_p + k_1 l_1^2}{l_2} + k_6 l_3 \right) \theta$$

固有振動数 f_n は、

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\frac{k_p + k_5 l_1^2}{l_2} + k_6 l_3}{\frac{J_{p1}}{l_2} + J_{p2} \frac{l_2}{l_4^2} + J_{p3} \frac{l_2}{l_5^2} + (M + m_s) l_3}} \quad \text{[rad/s]} \dots\dots\dots (8)$$

(8)式に以下の数値を代入して $f_n = 181$ [Hz]を得る。

- $k_5 = 0.479, k_6 = 0.379$ [kg/mm]
- $l_1 = 31.5, l_2 = 42.5, l_3 = 47.5, l_4 = 10,$
- $l_5 = 21$ [mm]
- $J_{p1G} = 0.139 \times 10^{-8}, J_{p2G} = 0.139 \times 10^{-5},$

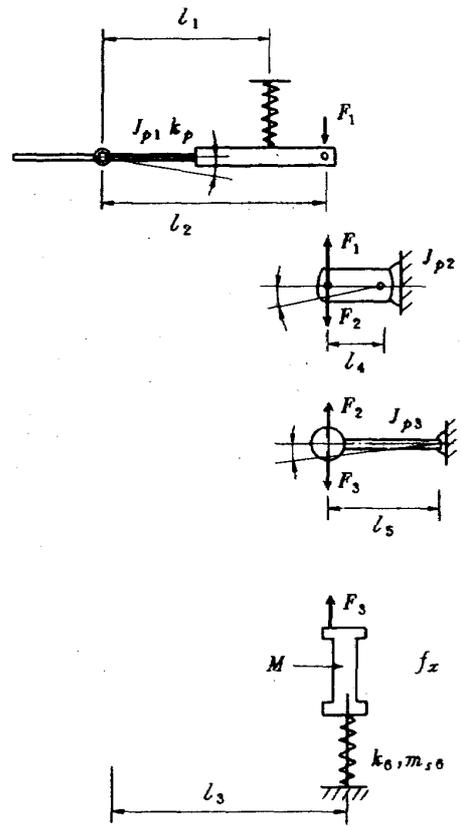


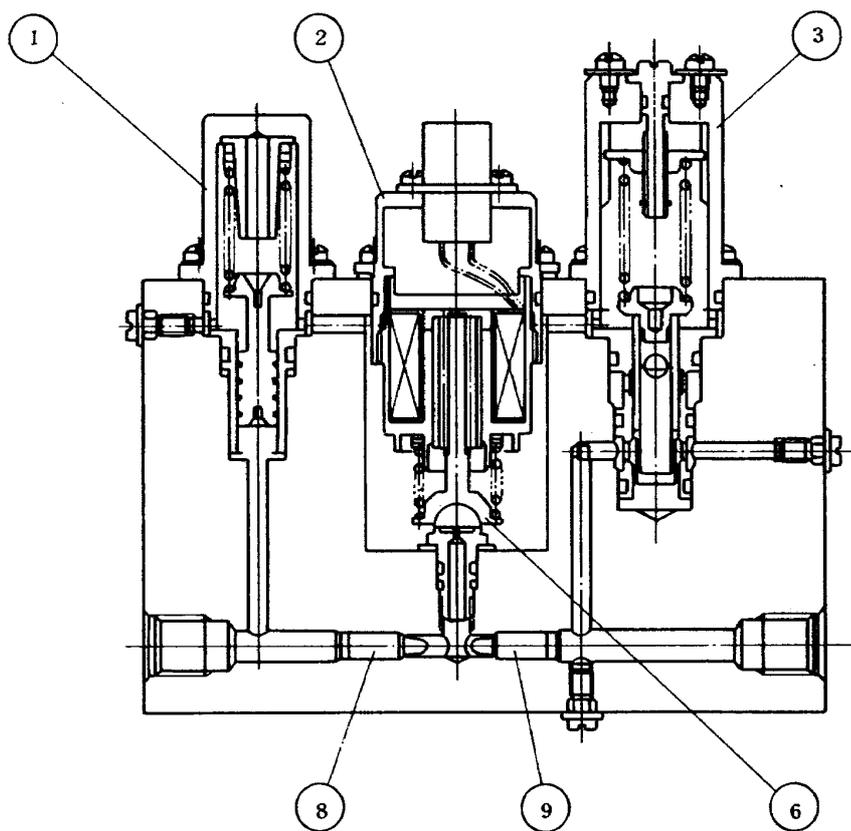
図16, 17に故障検出部及び切換部の主要部の組立図を、図18に故障検出部の外観、図19に故障検出部の部品、図20に切換部の外観を示す。

4. 性能試験

(1) 故障検出部

図21に試験計測系統を示す。 P_r, P_s, \bar{P}_1 等の圧力は半導体歪ゲージ方式の圧力ヘッドで、切換油圧発生サーボピストンの動き x_1 は差動トランスにより計測して、電磁オシログラフに記録した。静特性計測時には、圧力はブルドン管により計測した。図22に試験の様子を示す。

まず、図23~25にダンピングオリフィス C_3 、アキュムレーティングピストン A_1 の効果を示す。図23はダンピングオリフィス、アキュムレーティングピストン A_1 ともに除いた場合であり、この場合は $P_1 = \bar{P}_1$ である。また、図24は、ダンピングオリフィスのみ付けた場合である。図25は、ダンピングオリフィス、アキュムレーティングピストン共に付けた場合である。これより、 \bar{P}_1 の変動幅はダンパなし>ダンピングオリフィスのみ>ダンピングオリフィス+アキュムレーティングピストンとなっていることがわかる。またダンピングなしのデータ図23より $P_1 = \bar{P}_1$ の変動速度は十分に速く、圧力ヘッド



1	圧力調整手
2	ソレノイド弁
3	アキュムレーティング・ピストン
4	圧力感知ピストン
5	切換油圧発生サーボ・ピストン
6	ハーフボール
7	計測用差動トランス
8	オリフィス C_1
9	オリフィス C_3
10	オリフィス C_4
11	オリフィス C_5

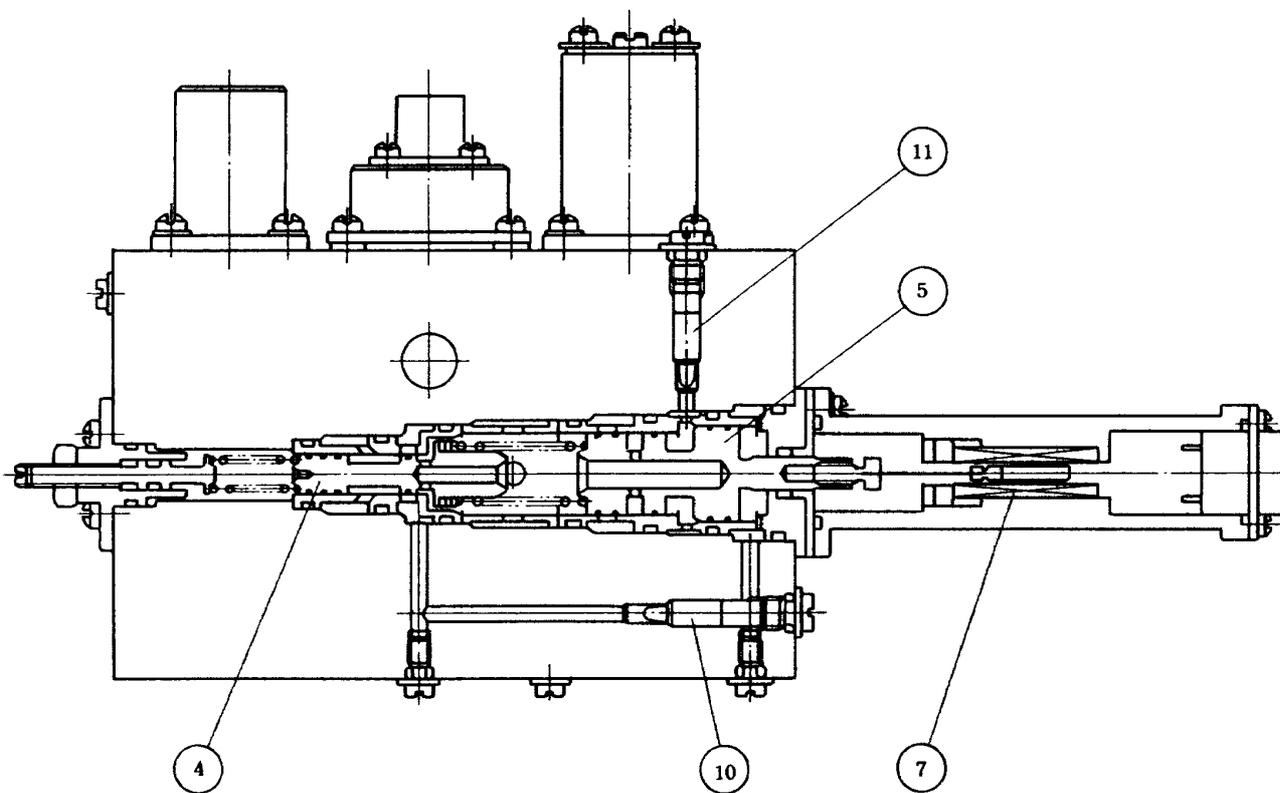


図 16 故障検出部組立図

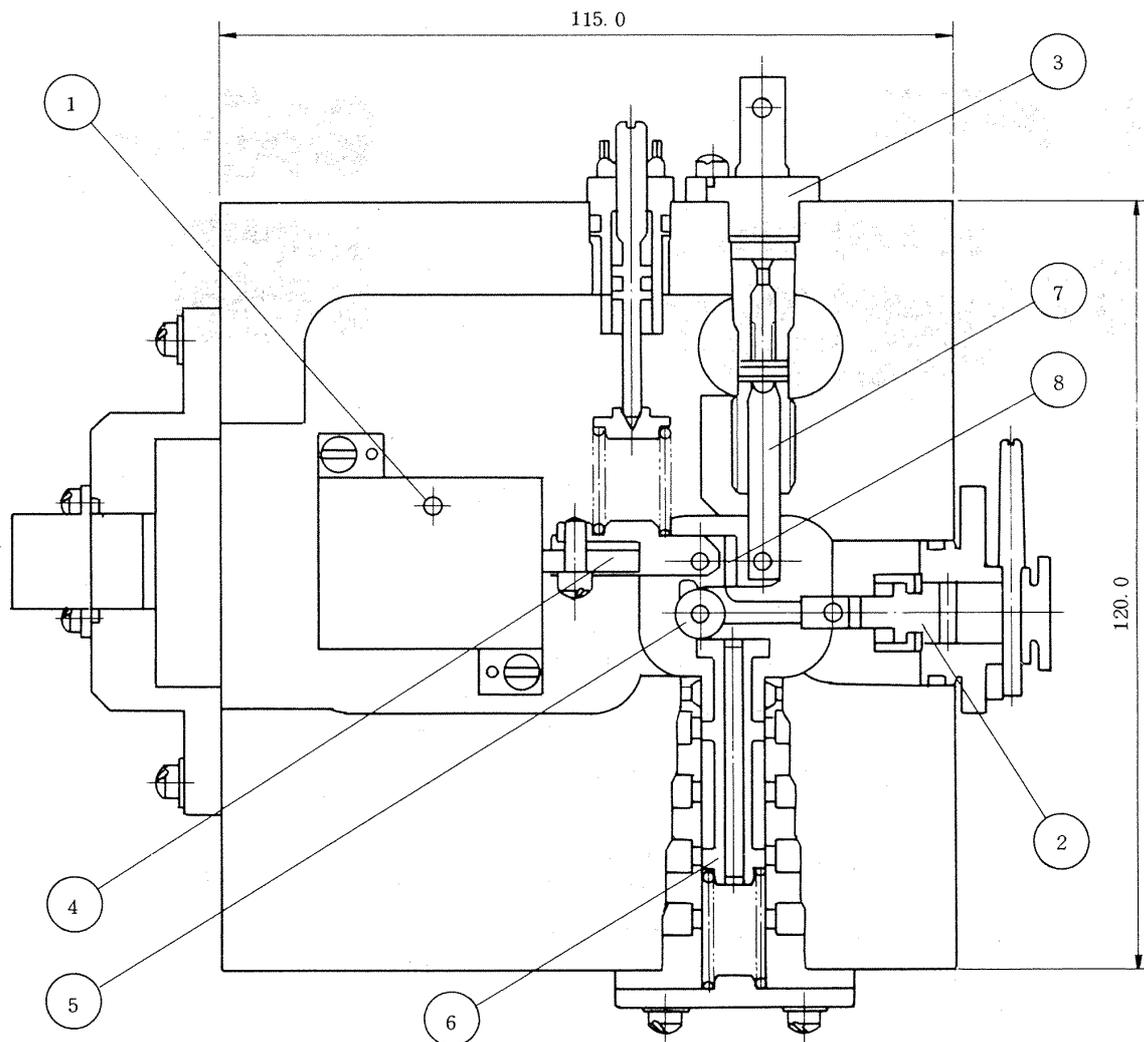


図 17 切換部組立図

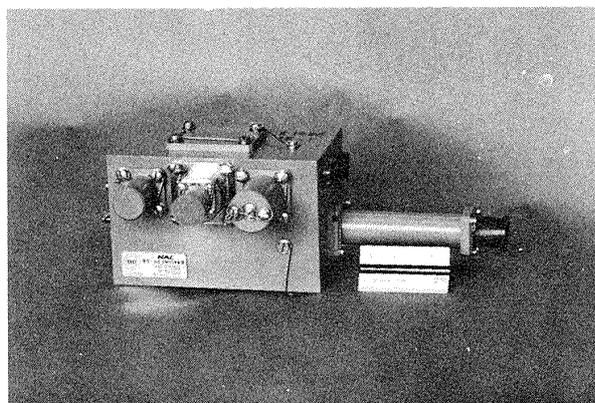
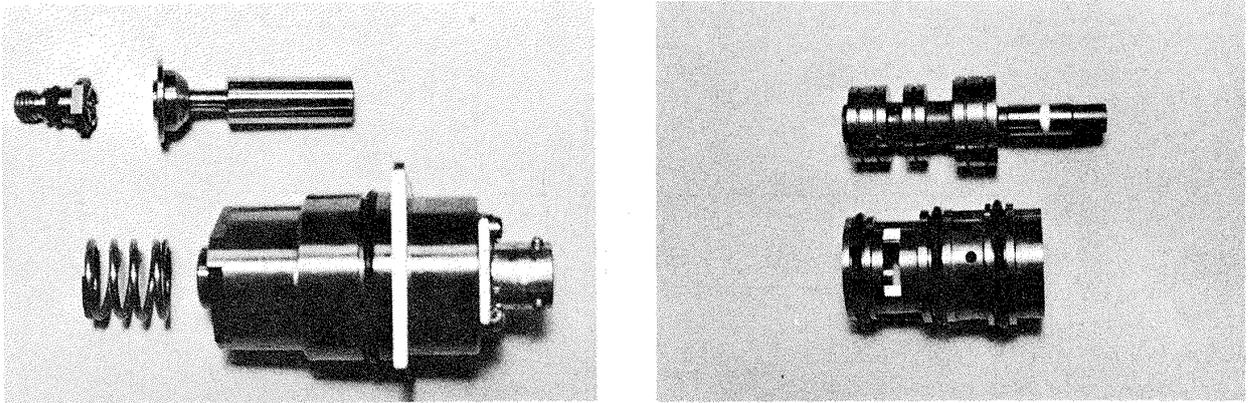


図 18 故障検出部外観



(a) ソレノイド弁

(b) 切換油圧発生サーボピストン

図 19 故障検出部部品

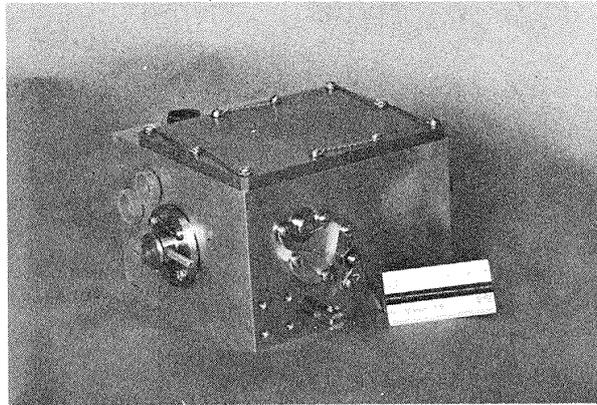
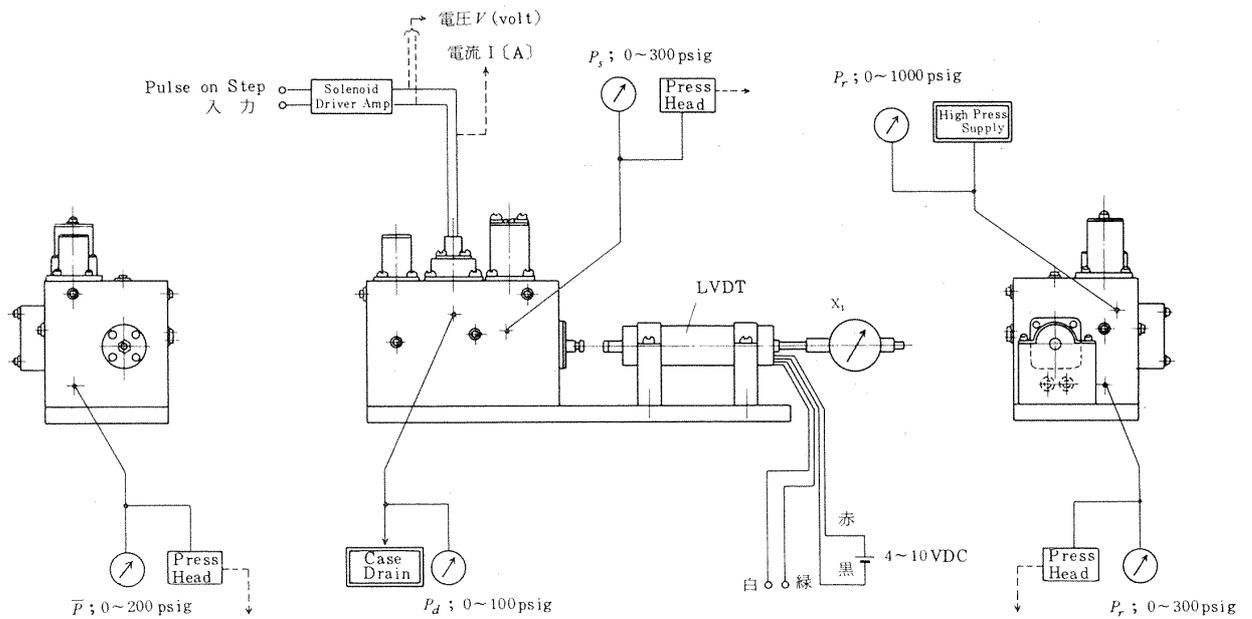


図 20 切換部外観



----> 自動計測

図 21 切換部試験系統図

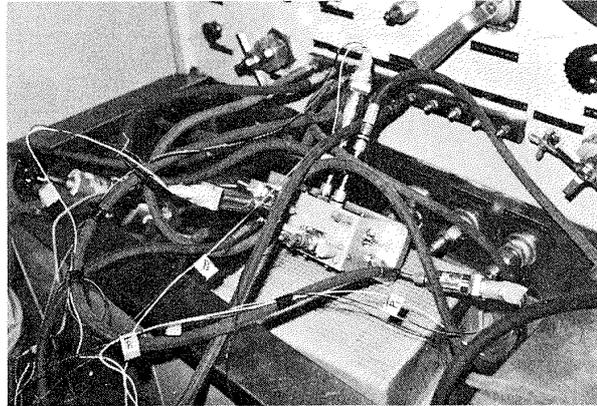


図 22 切換部性能試験

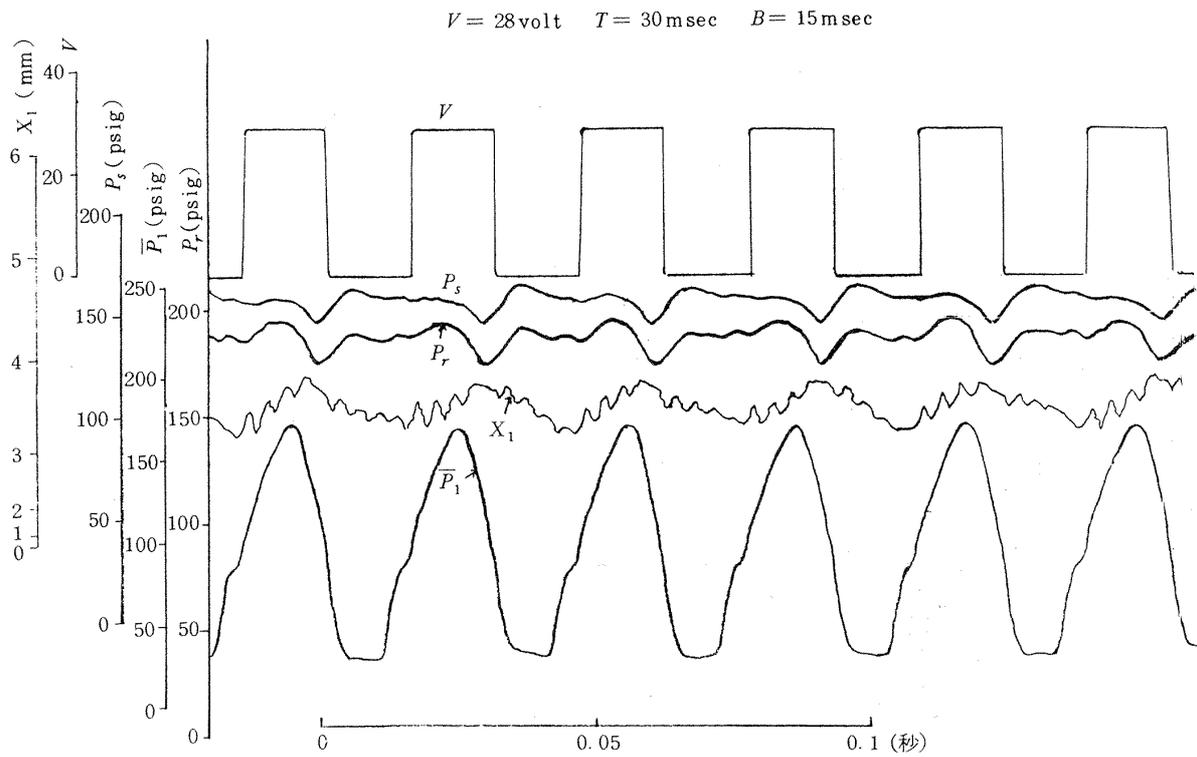


図 23 切換部応答特性（ダンピングなし）

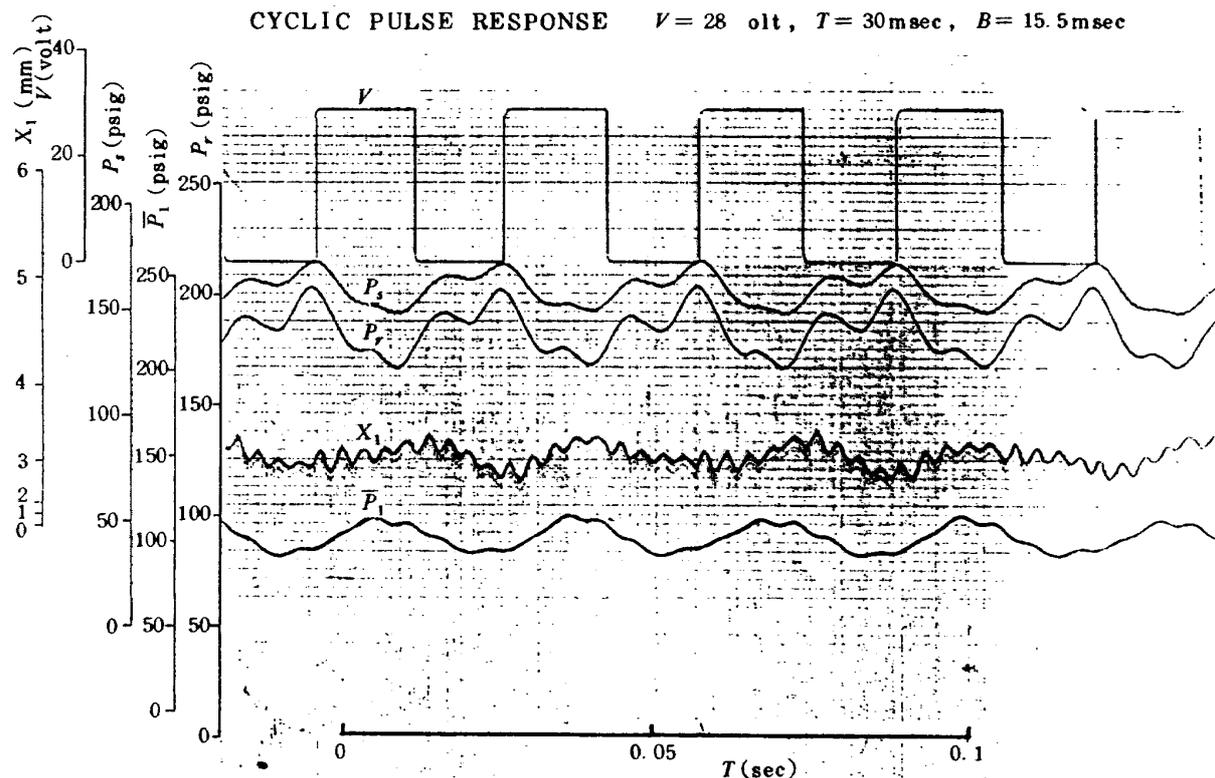


図24 切換部応答特性 (ダンピングオリフィスのみ)

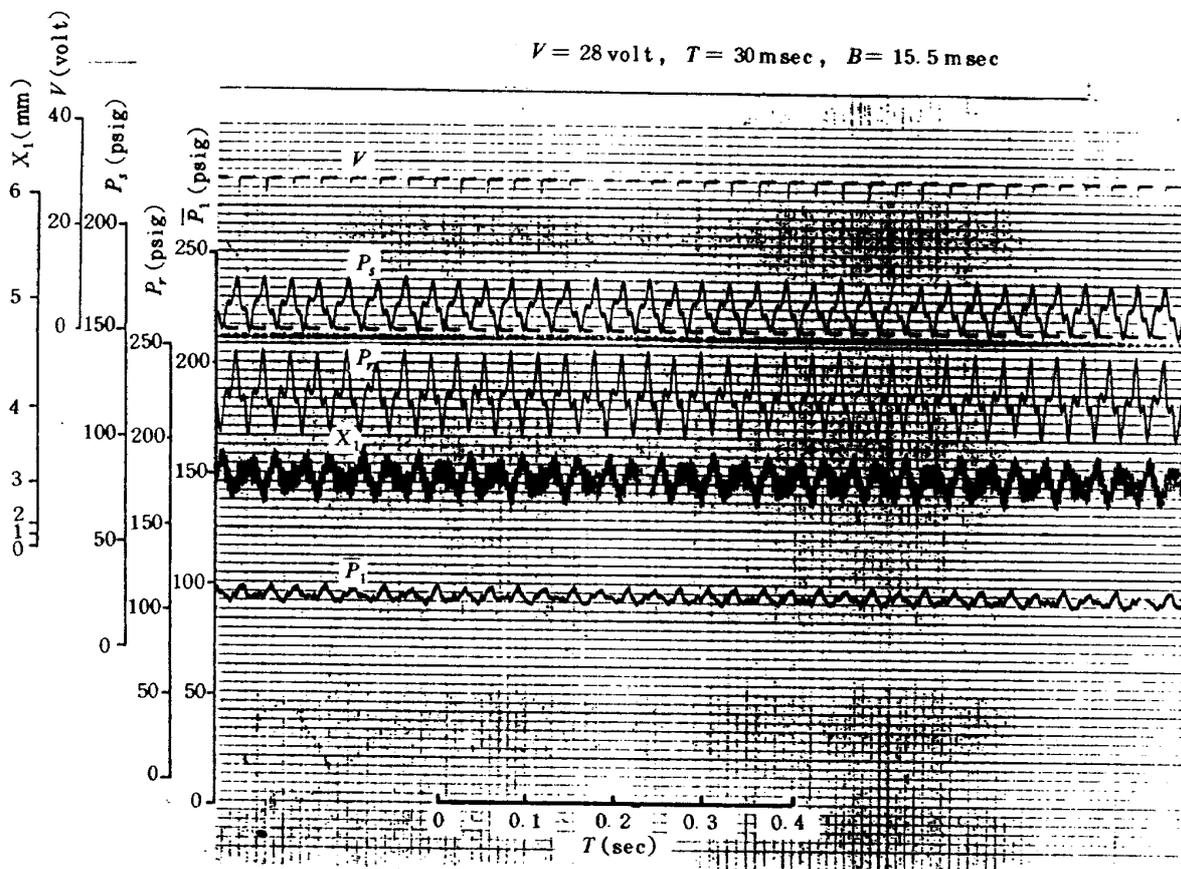


図25 切換部応答特性 (ダンピングオリフィス+アキュムレーティングピストン)

$V = 28 \text{ volt}$, $T = 30 \text{ msec}$, $B = 15.5 \text{ msec}$ (投入)

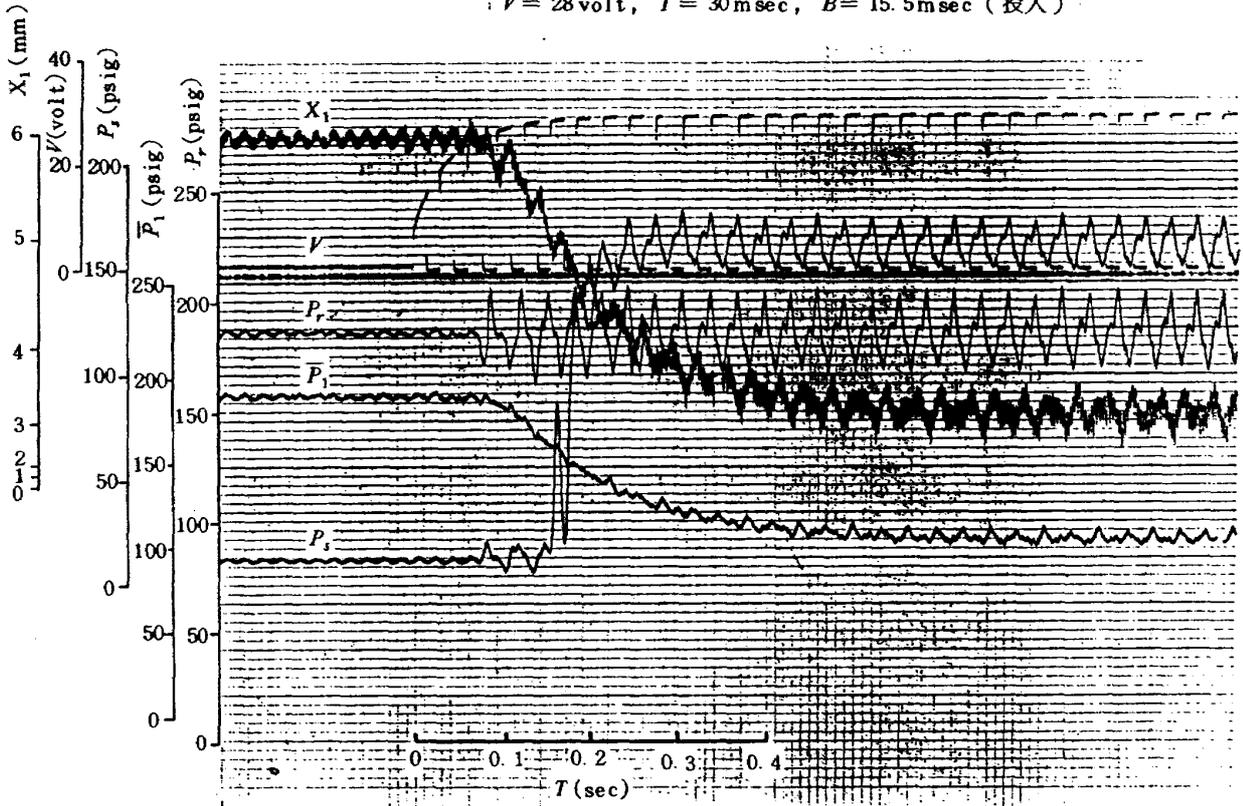


図 26 - (a) パルス入力投入時の応答

$V = 28 \text{ volt}$, $T = 30 \text{ msec}$, $B = 15.5 \text{ msec}$ (遮断)

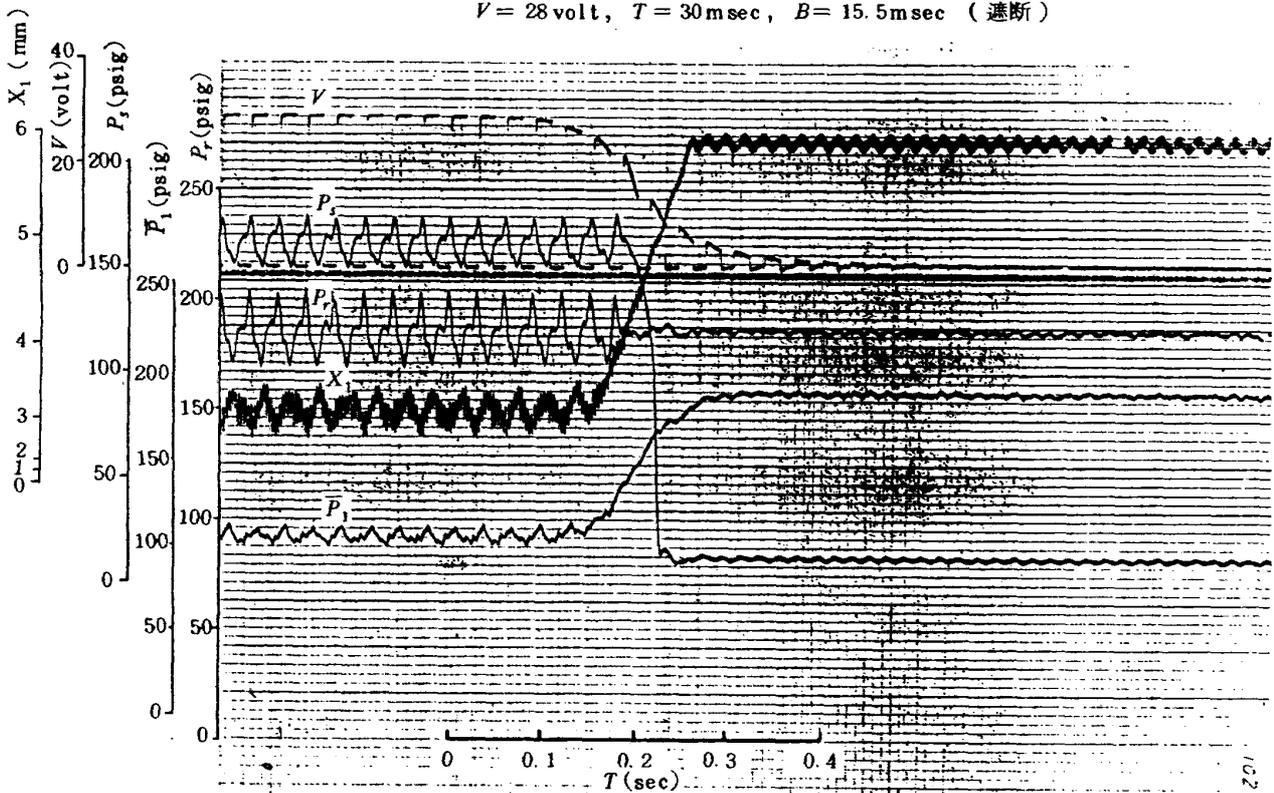


図 26 - (b) パルス入力遮断時の応答

部の容積がなければ更に速くなるから、図6を求める計算に用いた仮定の妥当なることがわかる(別途行った P_1 の応答性試験によれば、圧力ヘッドの容積付きのステップ応答は、時定数で6.5 msec~13 msecである。)

次に、図26に $T=30$ msecのパルスを入力、遮断した時の応答を示す。これによれば投入時には、0.5~0.6秒、遮断時には40 msecのおくれで P_1 が切換わる。これは、先に設計計算で求めた50 msecに近い値となっ

ている。更に、入力パルス信号の周期 T 、幅 B 、高さ H が種々の値をとった時に、本切換機の出力である切換油圧信号 P_1 、供給圧力 P_2 、切換油圧ピストンの変位 x がどのように変化するかを調べるための試験を行った。表1に試験を行ったパルス信号とデータの図表を、また、図27に試験用に製作した駆動用増幅器のブロック図を示す。図28~50に試験データを示す。

図27において、カウンタは、基準クロック発振器のク

表1 試験内容

図	テストNo.	試験内容
	1-C	$T=10$, $B=15$ msec
	2-C	$T=20$, $B=15$ msec
28	3-B	$T=30$, $B=10$ msec
29	3-C	$T=30$, $B=15$ msec
30	3-D	$T=30$, $B=20$ msec
	4-C	$T=40$, $B=15$ msec
	4-F	$T=40$, $B=30$ msec
	5-C	$T=50$, $B=15$ msec
	5-F	$T=50$, $B=30$ msec
31	6-C	$T=60$, $B=15$ msec
32	6-D	$T=60$, $B=20$ msec
33	6-F	$T=60$, $B=30$ msec
34	6-H	$T=60$, $B=40$ msec
35	6-J	$T=60$, $B=50$ msec
	7-C	$T=70$, $B=15$ msec
	7-F	$T=70$, $B=30$ msec
	8-F	$T=80$, $B=30$ msec
36	9-B	$T=90$, $B=10$ msec
37	9-D	$T=90$, $B=20$ msec
38	9-F	$T=90$, $B=30$ msec
39	9-I	$T=90$, $B=45$ msec

図	テストNo.	試験内容
40	9-L	$T=90$, $B=60$ msec
41	100	$T=30$, $B=15$ 投入
42	101	$T=30$, $B=15$ 遮断
	200	$T=50$, $B=25$ 投入
	201	$T=50$, $B=25$ 遮断
43	300	$T=60$, $B=30$ 投入
44	301	$T=60$, $B=30$ 遮断
	400	$T=70$, $B=35$ 投入
	401	$T=70$, $B=35$ 遮断
45	102	$T=30$ → $T=15$ $B=15$ → $B=15$
46	103	$T=30$ → $T=60$ $B=15$ → $B=15$
47	104	$T=30$ → $T=120$ $B=15$ → $B=15$
	202	$T=50$ → $T=25$ $B=25$ → $B=25$
	203	$T=50$ → $T=100$ $B=25$ → $B=25$
	204	$T=50$ → $T=200$ $B=25$ → $B=25$
48	302	$T=60$ → $T=30$ $B=30$ → $B=30$
49	303	$T=60$ → $T=120$ $B=30$ → $B=30$
50	304	$T=60$ → $T=240$ $B=30$ → $B=30$
	402	$T=70$ → $T=35$ $B=35$ → $B=35$
	403	$T=70$ → $T=140$ $B=35$ → $B=35$
	404	$T=70$ → $T=280$ $B=35$ → $B=35$

ロック信号を計数して、周期 T_L 、 T_M 、 T_S の3種類のパルスを発生する。 T_L 周期切替回路は、周期変更スイッチの開閉に応じて、 $T_L \rightarrow T_S$ (T_M)又は T_S (T_M) $\rightarrow T_L$ の切替をして、出力信号を次段の分周回路に送る。モノマルチの抵抗は可変となっており、パルス幅 B を変えることができる。パルス幅切替スイッチを開閉することにより、異なるパルス幅を有するパルスAとパルスBのいずれか一方を出力することができる。

(i) 静特性

図51は、入力パルスのデューティ a ($= B/T$)を変えた時の、切換油圧信号 P_s の変化を、 $T = 30\text{msec}$ 、 60msec 、 90msec の場合について整理したものである。図中、実線で示した領域では、定常状態において、 P_s が比較的安定しており、変動振幅も小さい。(図28, 30, 31, 35, 36, 40)。しかし、点線で示した領域では、切

換油圧サーボピストンの切換ポートが、 P_s をケース圧 P_d に落とす位置と P_s とケース圧とを遮断する位置の境界にあるために、 P_s は P_{r1} と P_d の間で大振幅で振動する(図34, 35, 38, 40)。

P_s が安定している領域は、 10kg/cm^2 前後の高圧力の領域(領域A)と、 2kg/cm^2 以下の領域(領域 B_1 、 B_2)とに分けられる。本切換機構では、デジタル演算制御器からのパルス信号のデューティ a が領域Aの範囲内にある時に正常と見なし、 B_1 、 B_2 領域にある時に故障と見なす。一般にパルス幅 B は、駆動回路中(図27参照)の単安定回路の回路定数で定まって固定しているから、 a の変化は、周期 T の変化とみることでもできる。領域Aがせまいほど、パルス信号の許容変動範囲がせまく、厳しいチェックとなるが、図51からみると、領域Aの B/T の中心値(約5.8)を中心におよそ±20%となつて

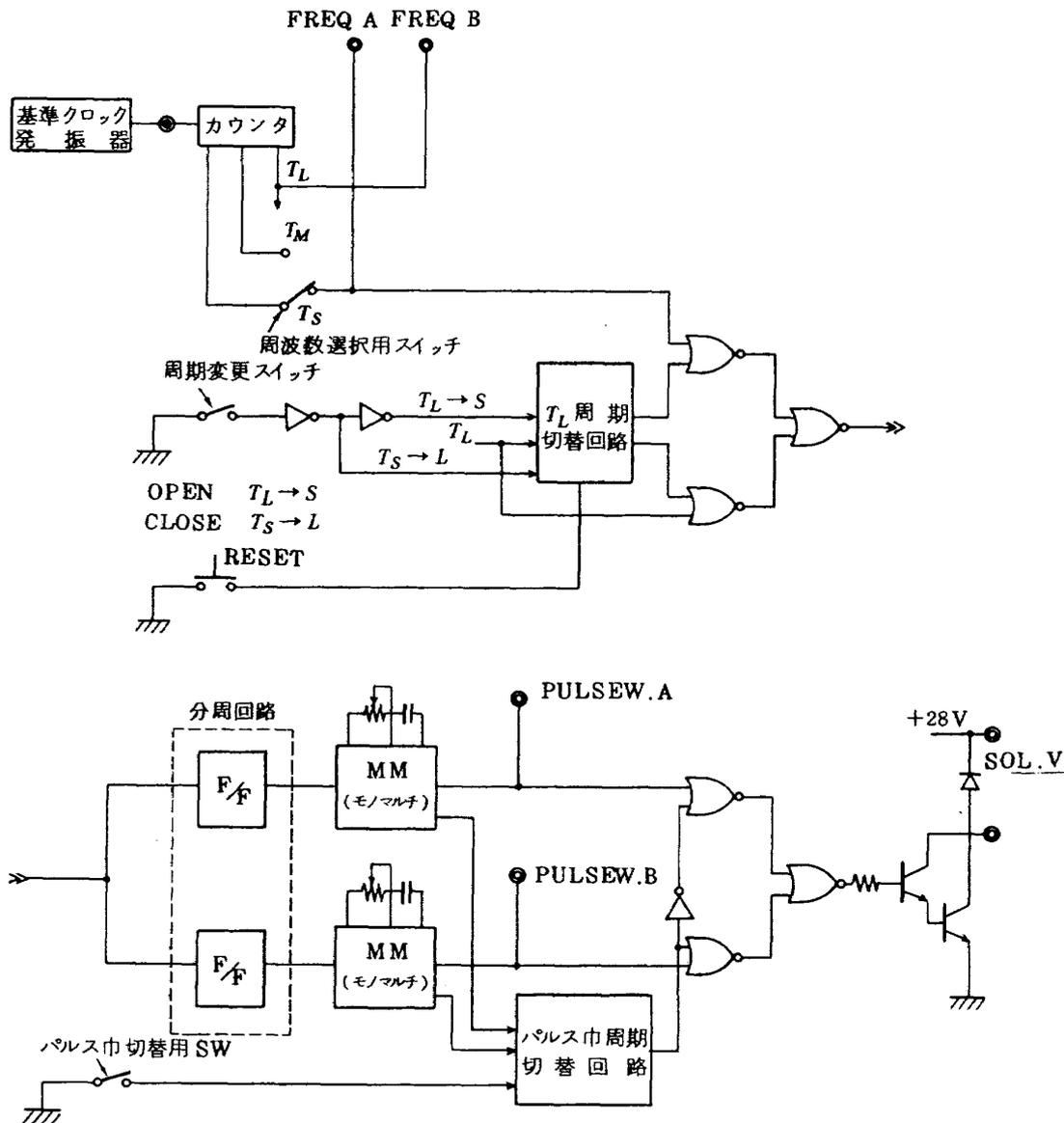


図27 試験用駆動増幅器

いる。設計時の中心値は、 $a = 0.5$ であり、許容変動幅は $\pm(0.67 - 0.33) \div 2 \times 100 = \pm 17\%$ (図6参照)であるから、実験値とはほぼ一致している。中心値が、わずかながら右方に移動しているのは、設計で考慮しなかった、ソレノイドのコアの移動時間と考えられる。

次に、定常状態における P_s の脈動について検討しておく。図29を見ると、今回の設計周期、パルス幅である $T = 30\text{msec}$ 、 $B = 15\text{msec}$ においても、 P_s が約 65Hz の振動数で振動しているが、これは P_{r1} 用の圧力調整弁の固有振動数である。振幅は約 0.37kg/cm^2 と小さい。 P_{r1} の波形を見ると、圧力調整弁の固有振動数と一致した周波数成分よりは、パルス信号の周期 T と一致した成分がはるかに大きい。これは、ノズル C_2 から噴出したジェット流が、ケース圧 P_d を変動させ、圧力調整弁のケース圧 P_d も変動させるために起きたものである。これは、本切換機構のケース圧 P_d の容積が小さいために起こるものであり、実際のエンジン制御装置では、ケース圧 P_d の容積がはるかに大きくなるため、 P_{r1} 、 P_s の振動振幅もはるかに小さくされると考えられる。パルス入力信号のデューティ B/T が、 0.5 から離れるに従って、 P_s とケース圧 P_d を切離している切換ポート部の長さが短くなって、 \bar{P}_1 のわずかな脈動によっても P_s は瞬間的

に P_d 落ちるようになる。そのために、 P_s は、 P_{r1} に近い値から、ケース圧 P_d に近い値の間をパルス信号の周期 T で振動する。この点線領域は、周期 T が長いほど広範囲な B/T にわたり、周期 T が短い場合には、非常に狭い範囲の B/T となる。その理由は、アキュムレーティングピストン A_2 の、 P_1 に対する応答速度が一定であるため、周期 T が長くなると、 \bar{P}_1 の平均値は同じであっても、振幅が大きくなって、 P_s が P_d に落ちる時間も長くなるためである。いずれにしても、周期 T にかかわらず点線領域は存在するから、切換部のピストンは、図52に示す如く、 P_s が一度でも最小限界より低くなったら、切換用ローラー R を左方に押し付けたままになり、 P_s の振動により最小限界値以上に戻っても、ローラー R を右方に移動することが無いようにする必要がある。

(ii) 過渡特性

入力パルス信号が異常になった時の切換油圧信号 P_s の応答を調べるために過渡特性試験を行った。まず、入力パルス信号の電源投入時と遮断時の応答を図41, 42, 43, 44に示す。電源投入時には、 P_s が「高」となるまでに約 0.5 秒を要しており、「低」から「高」に移る途中で P_s が振動的になる。これは \bar{P}_1 の平均値の上昇とともに、切換ポートが P_s と P_d を連絡する位置から、切断す

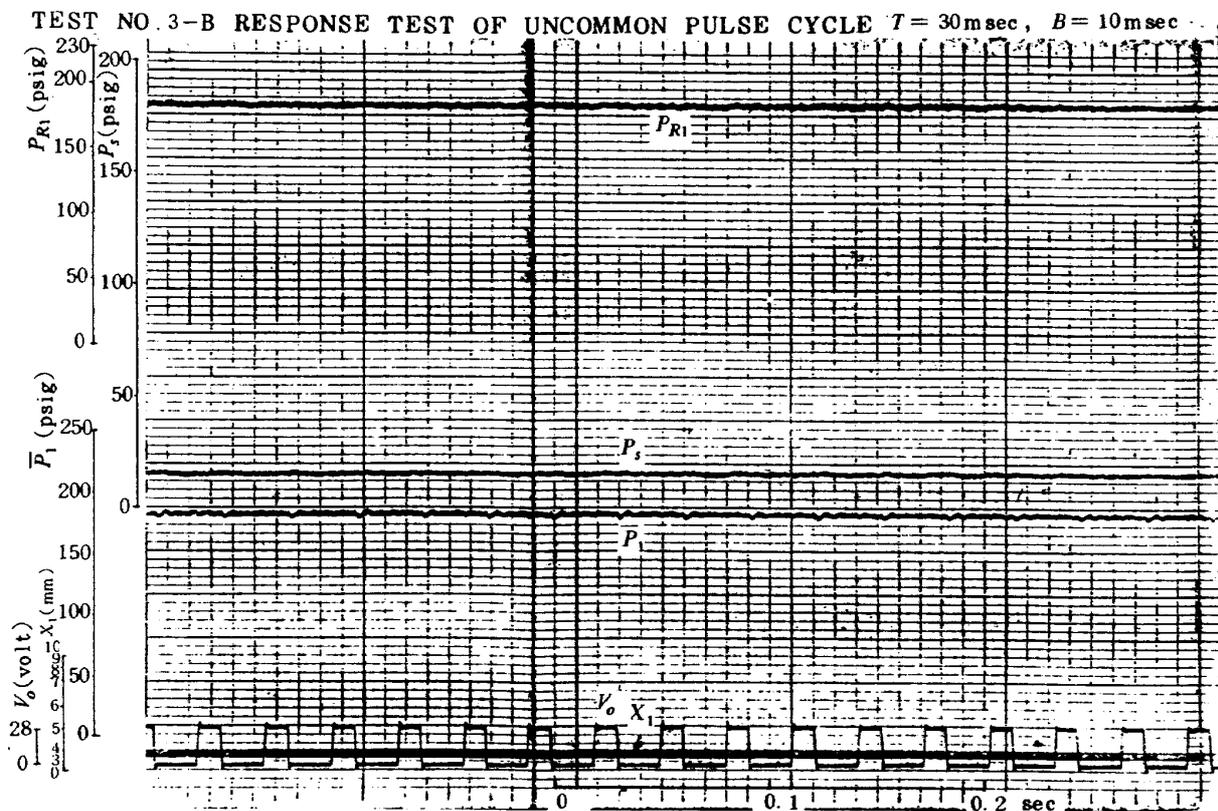


図 28

TEST NO.3-C RESPONSE TEST OF UNCOMMON PULSE CYCLE

$T = 30 \text{ msec}, B = 15 \text{ msec}$

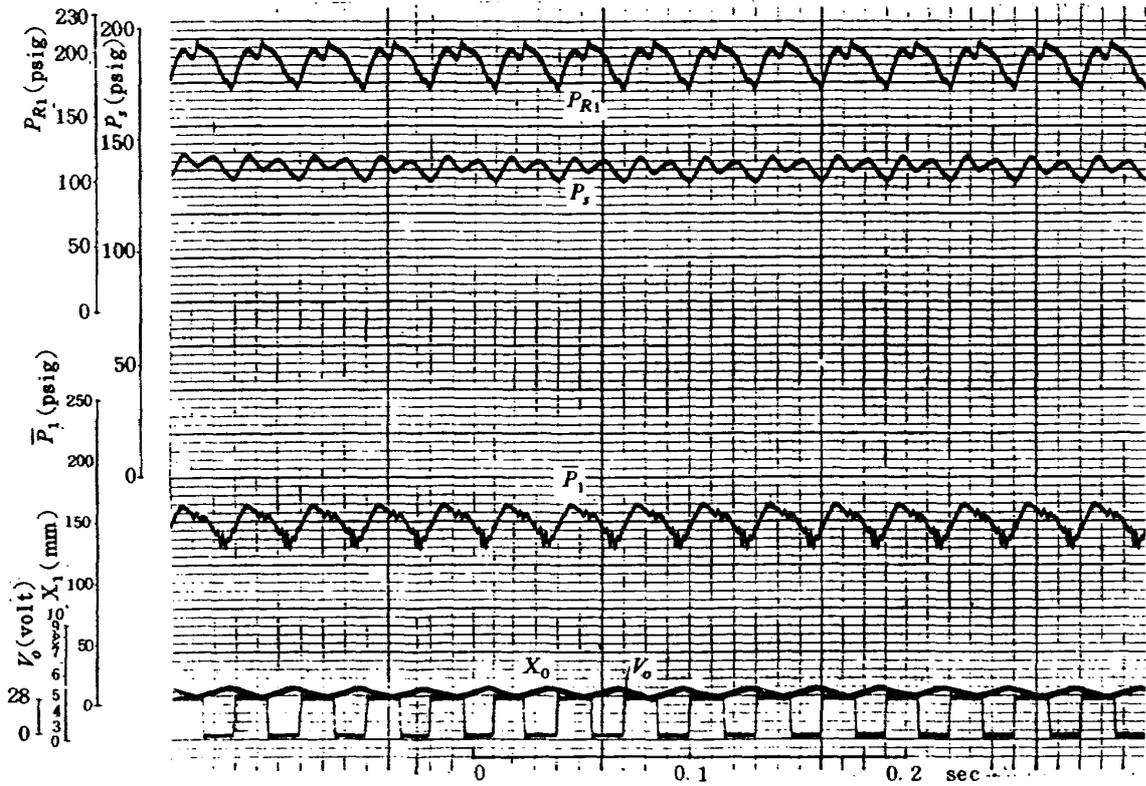


図 29

TEST NO.3-D RESPONSE TEST OF UNCOMMON PULSE CYCLE

$T = 30 \text{ msec}, B = 20 \text{ msec}$

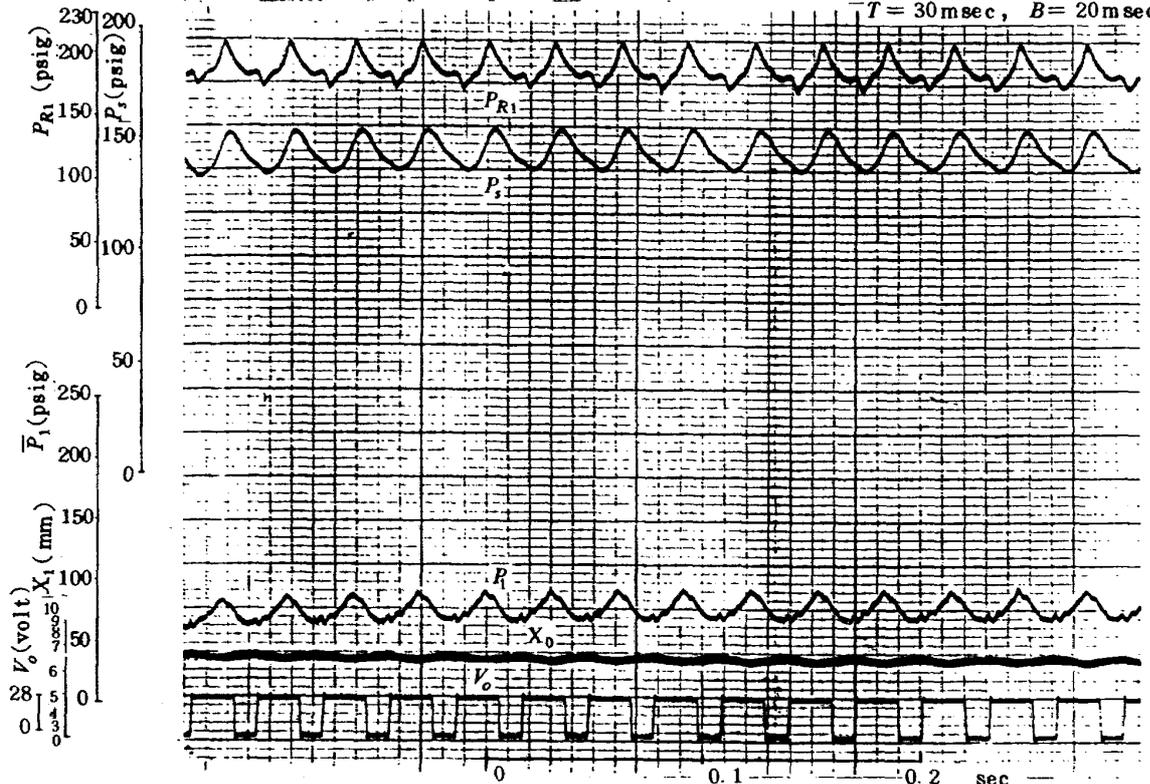


図 30

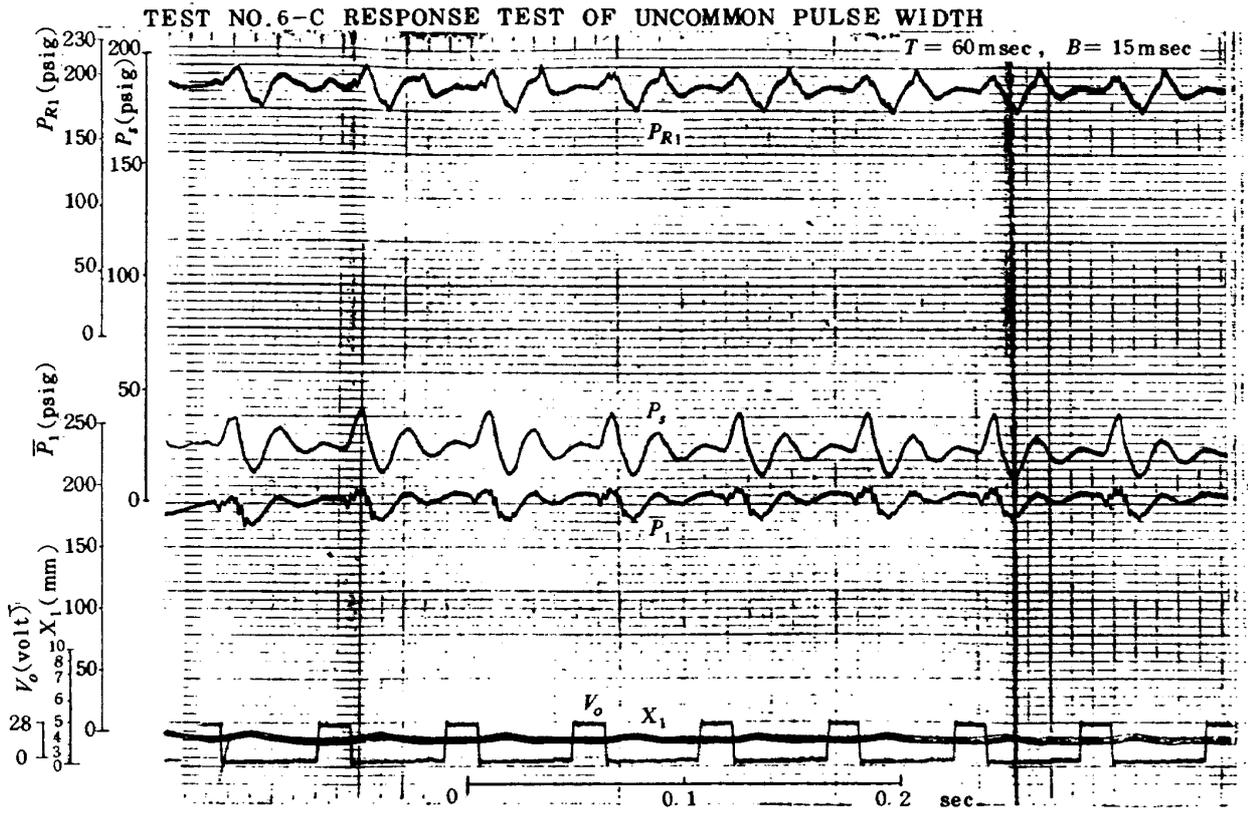


图 31

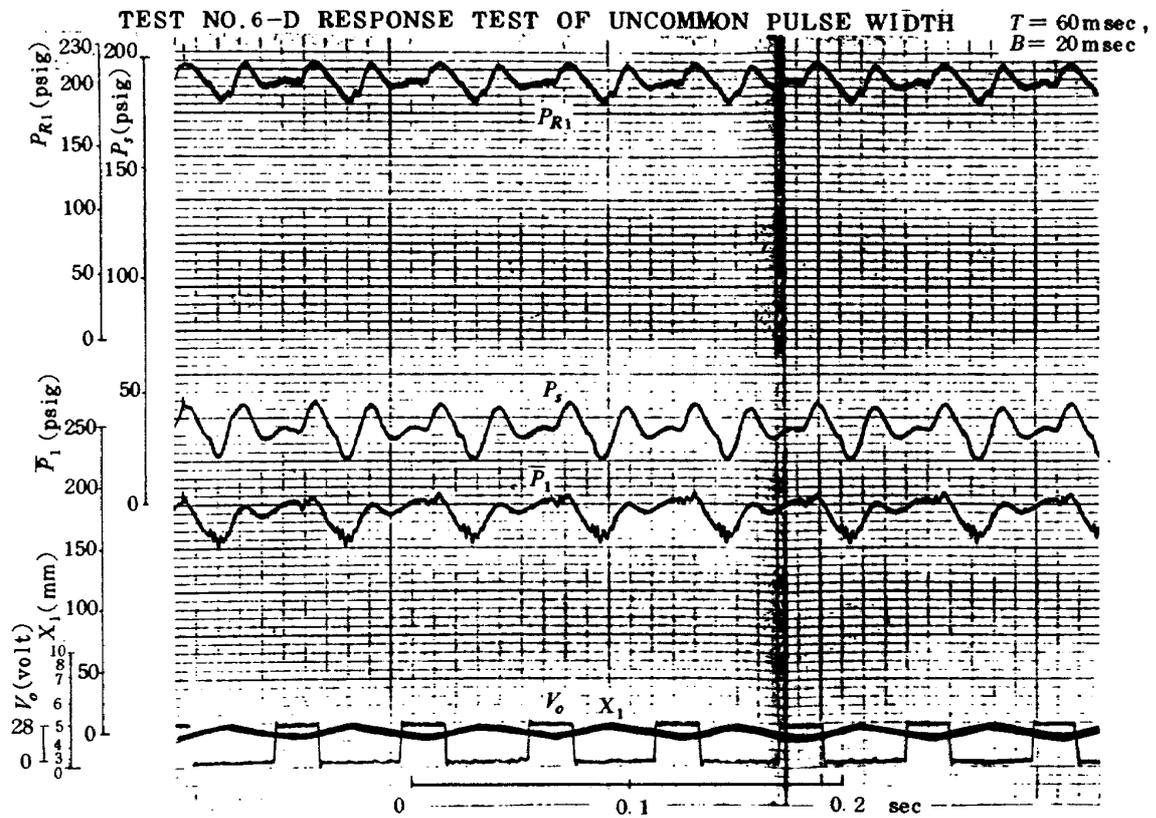


图 32

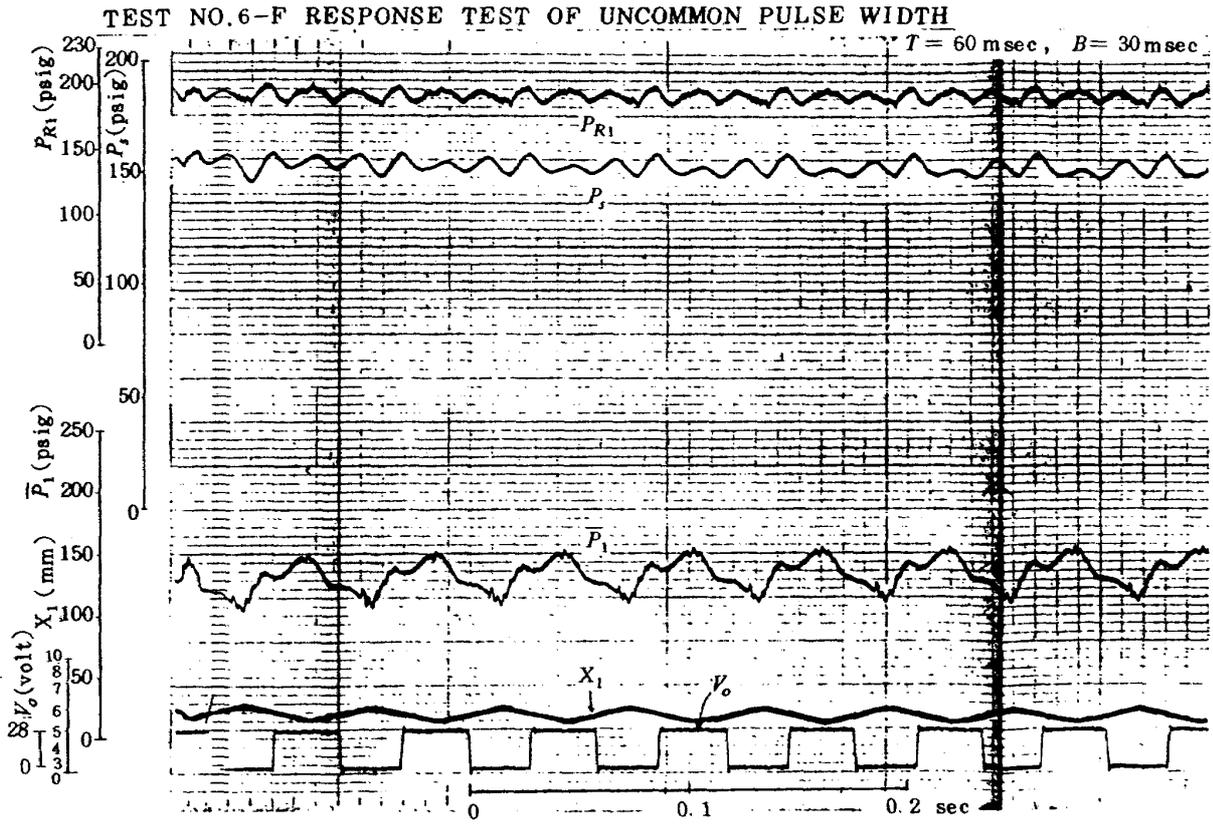


図 33

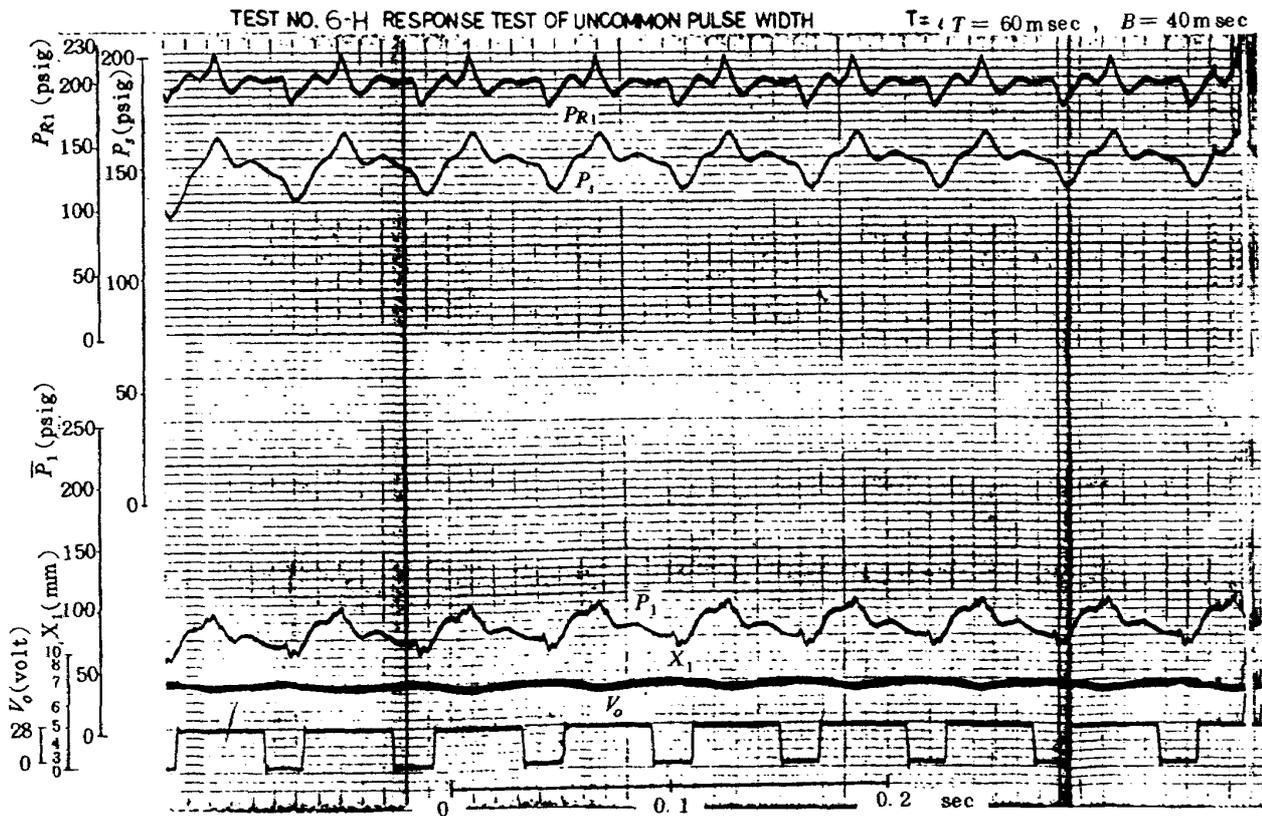


図 34

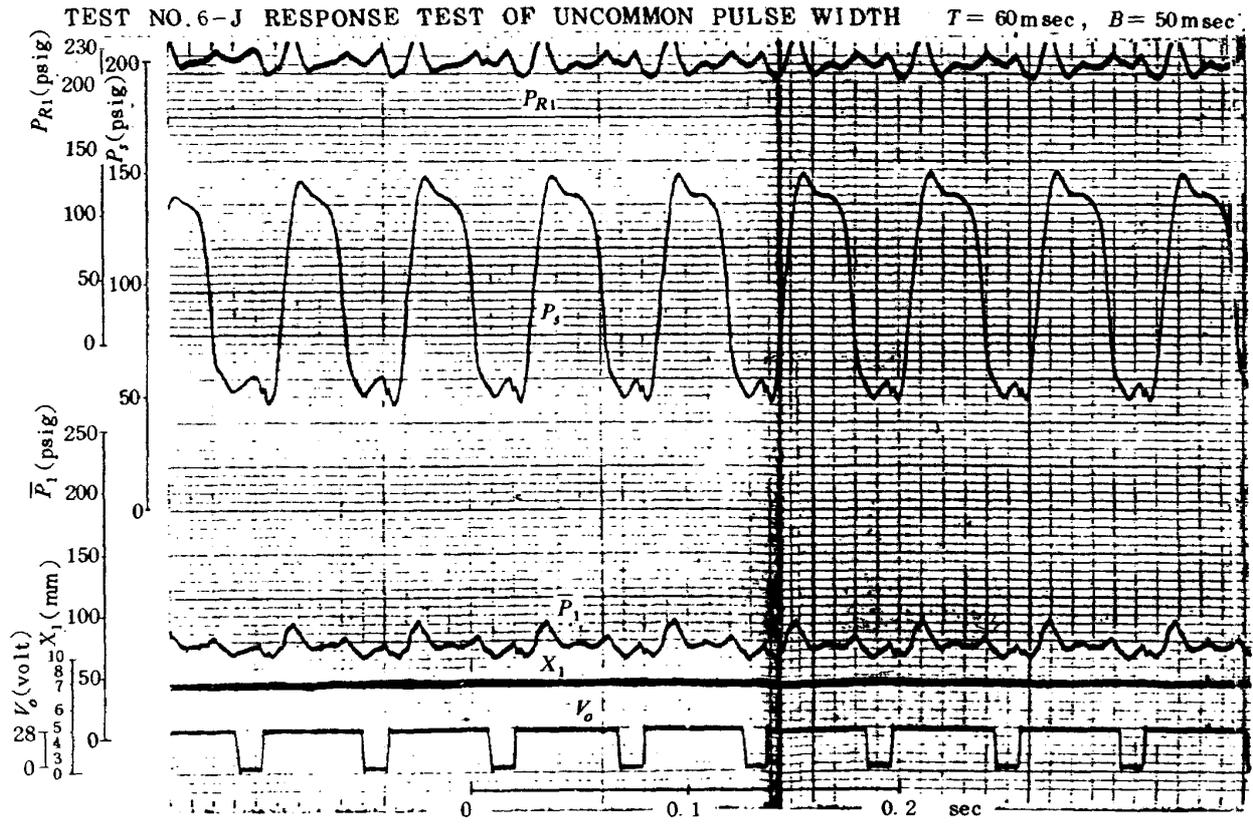


図 35

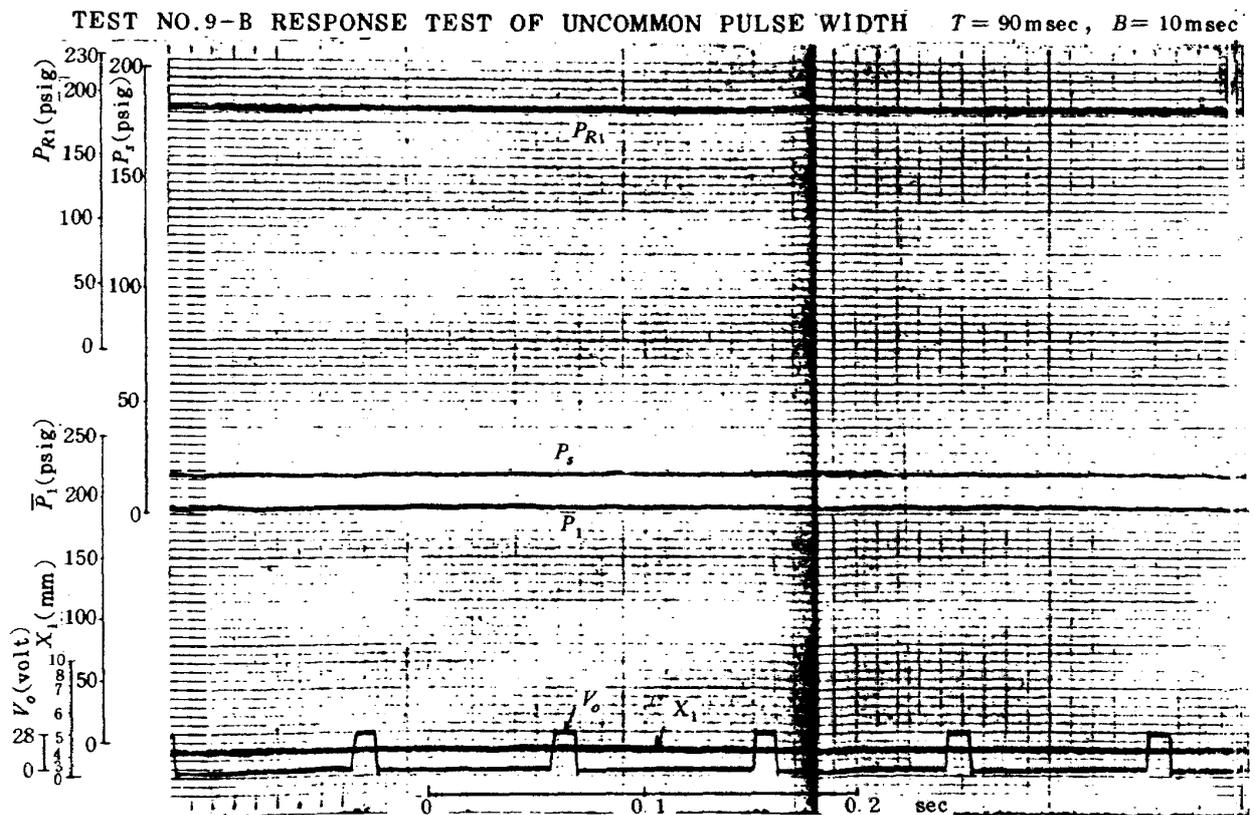


図 36

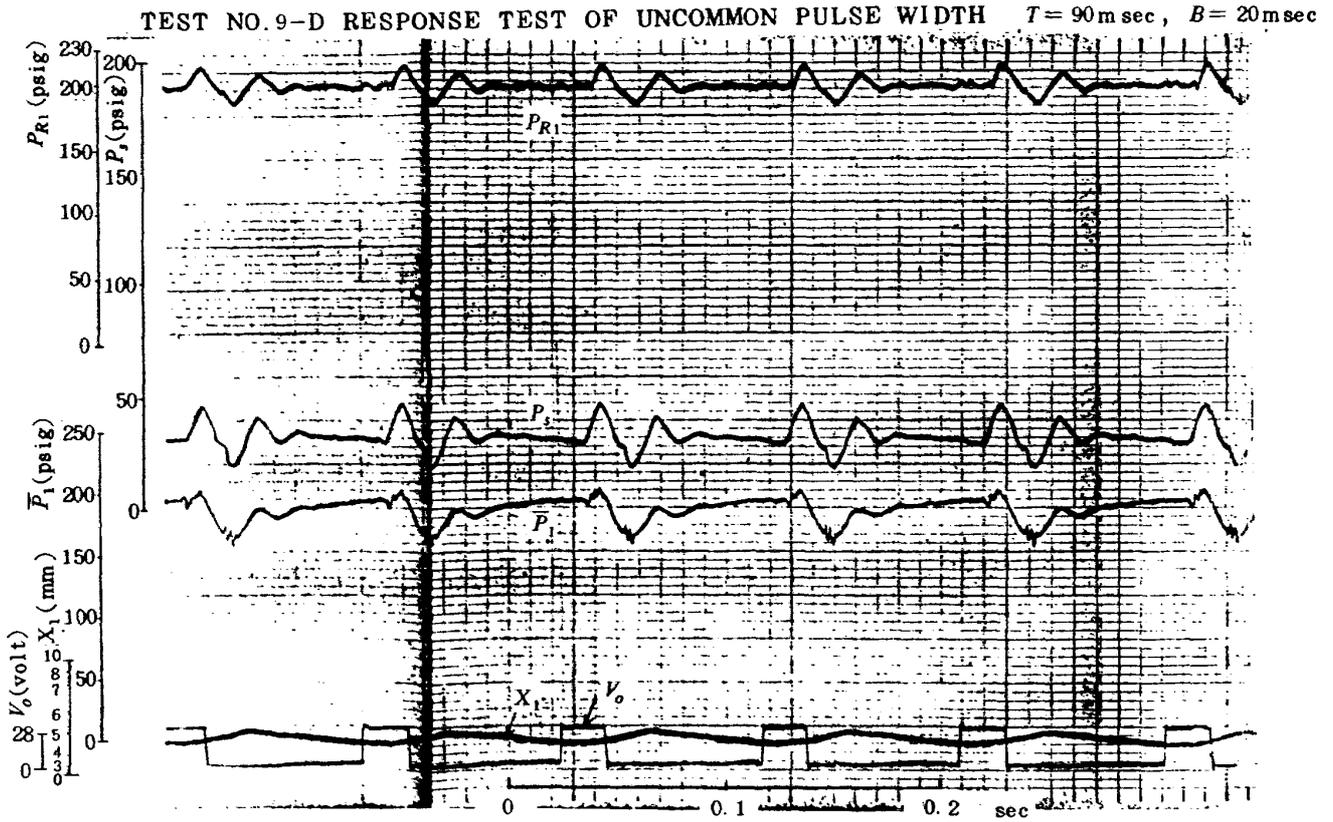


図 37

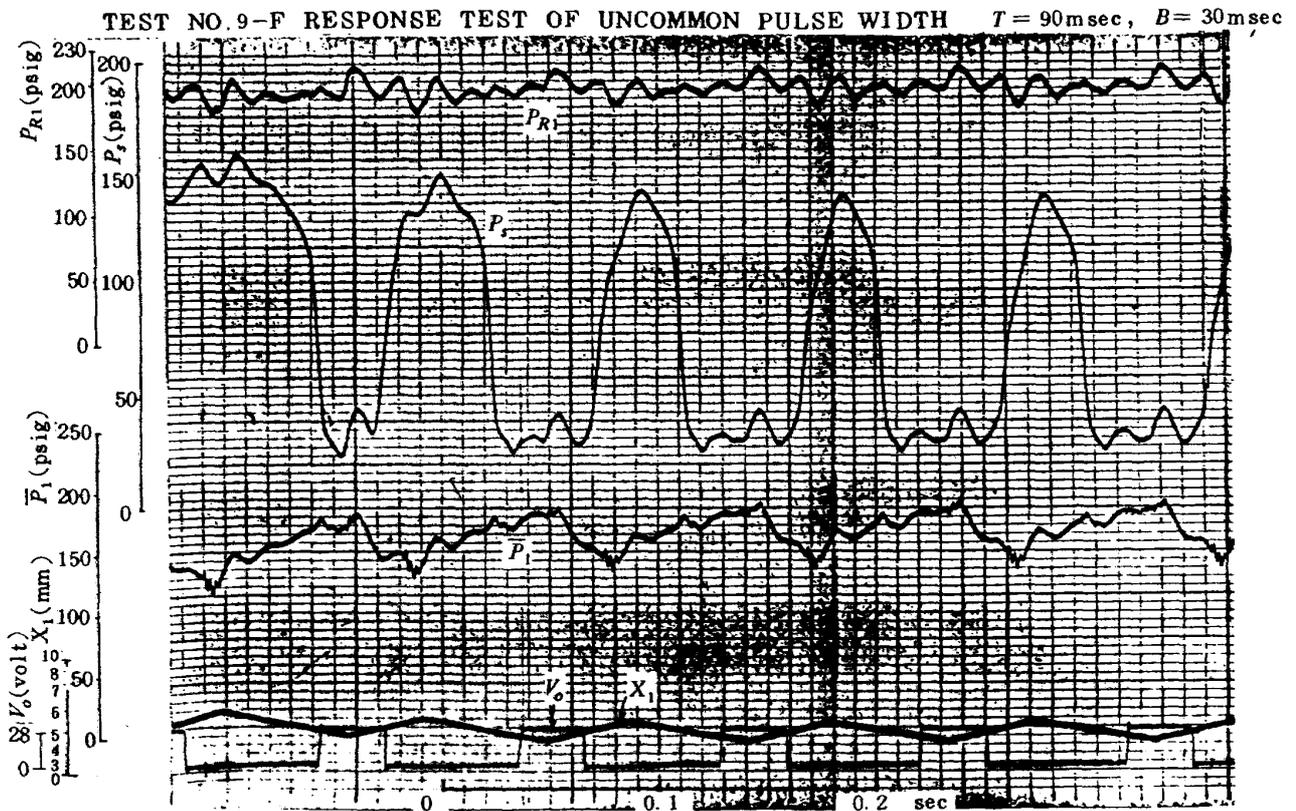


図 38

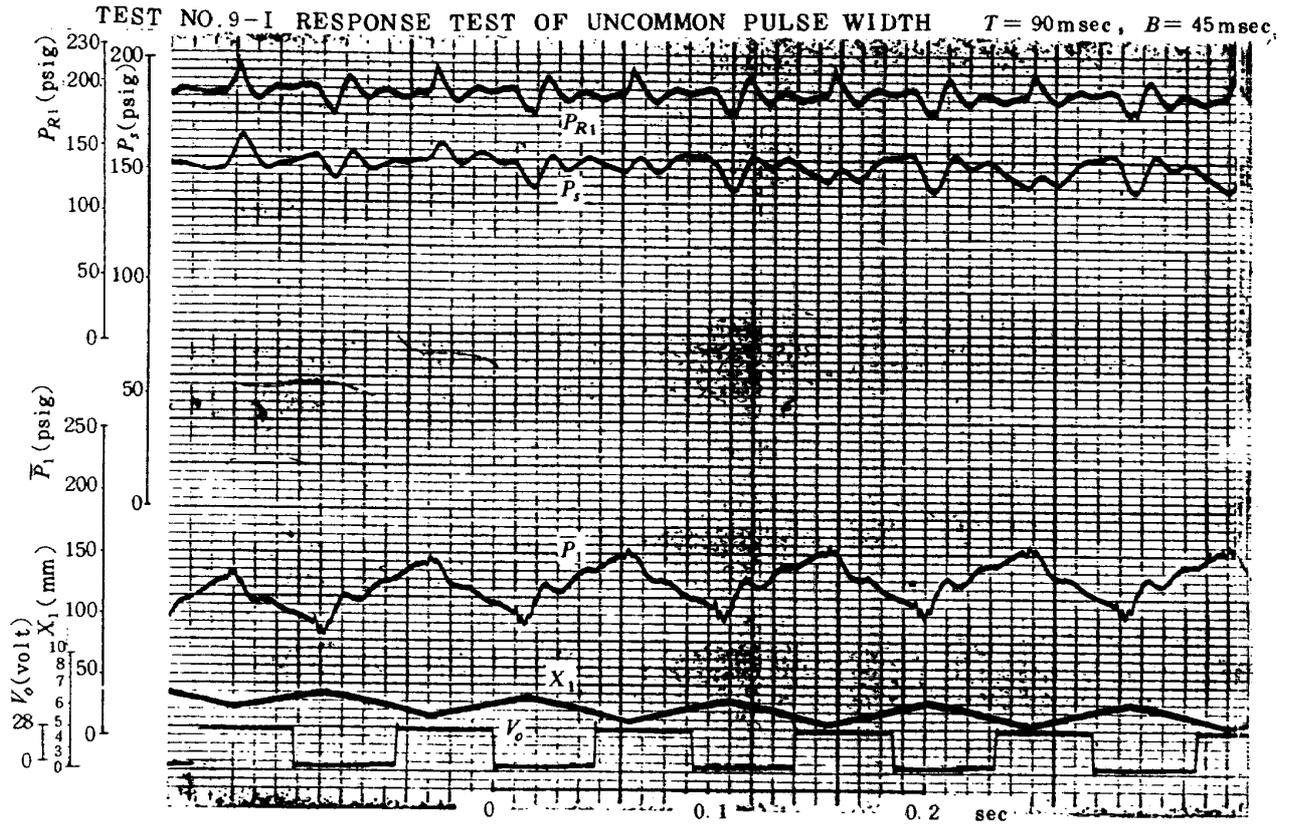


図 39

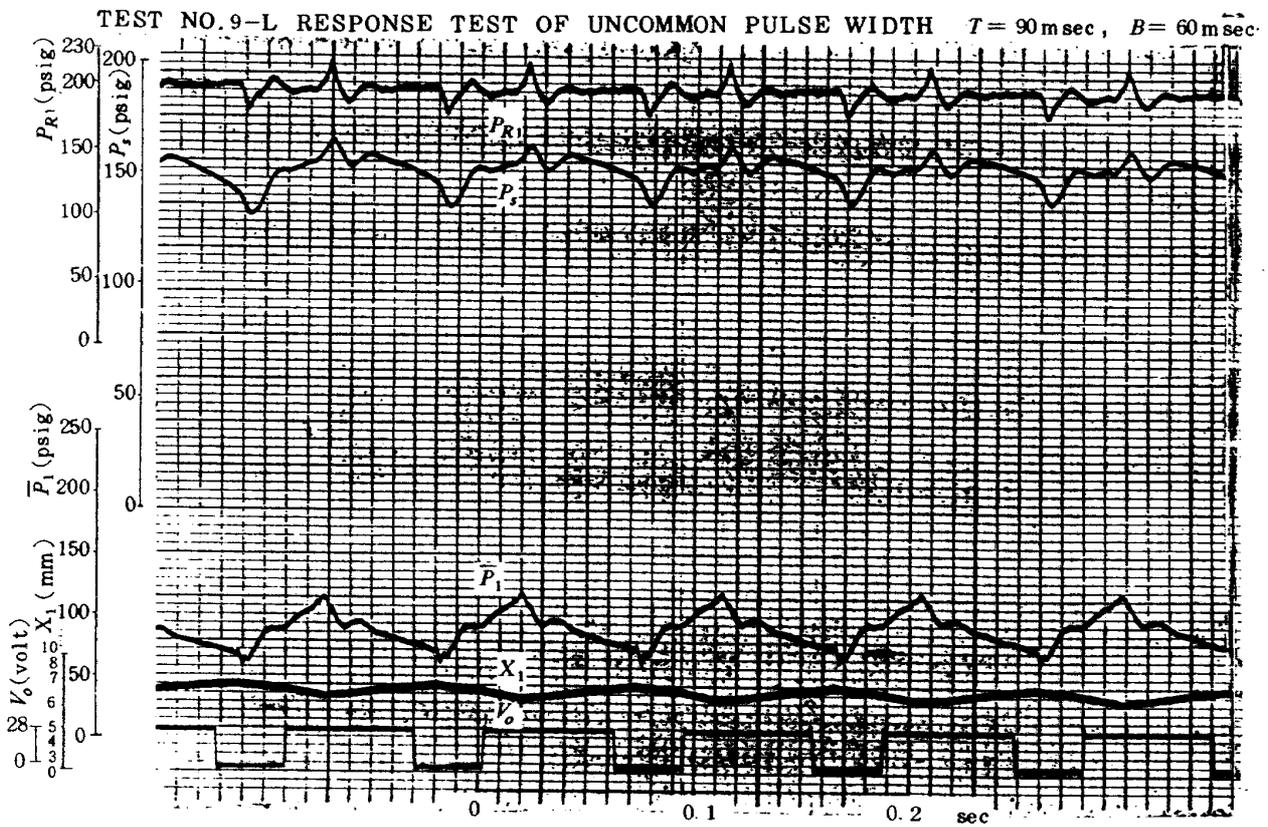


図 40

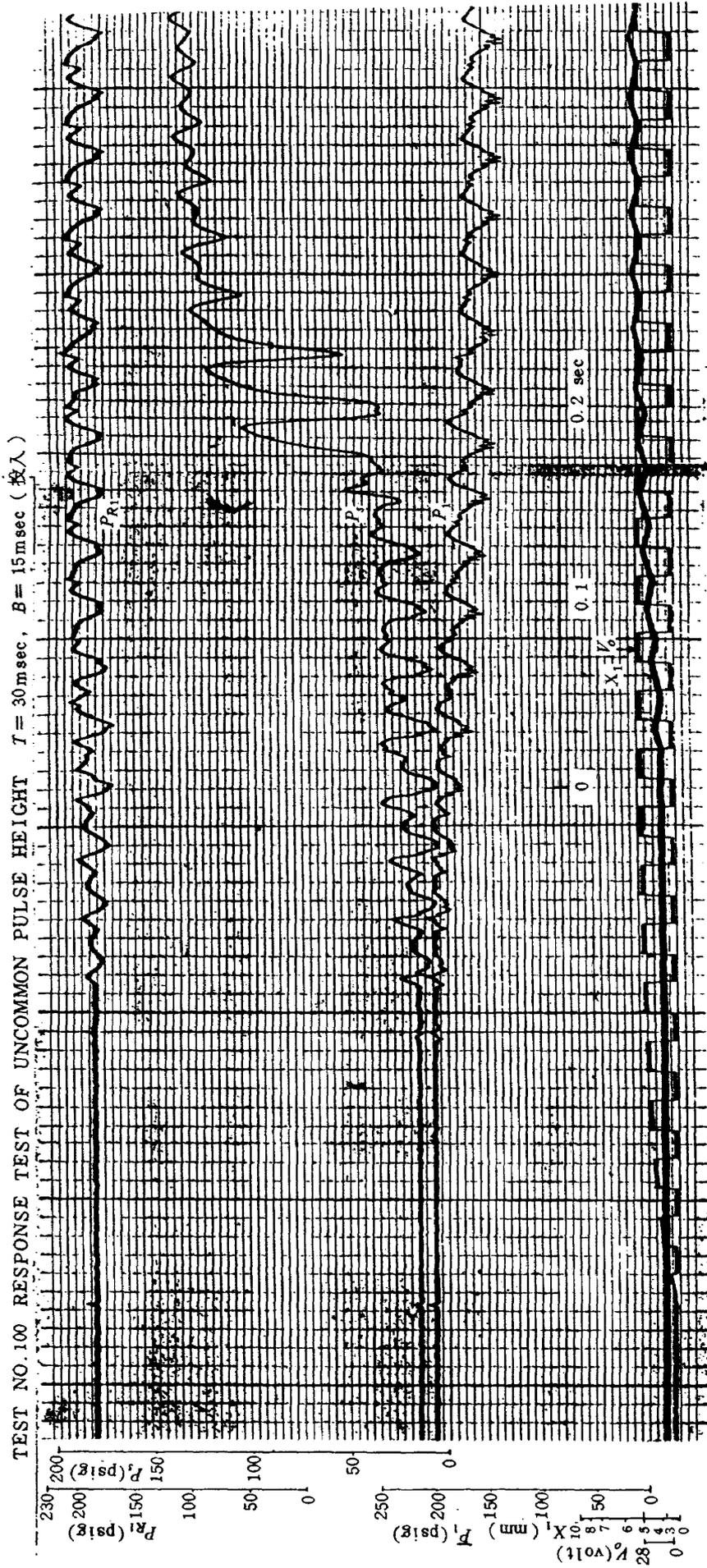


図 41

TEST NO.101 RESPONSE TEST OF UNCOMMON PULSE HEIGHT

$T = 30\text{msec}$, $B = 15\text{msec}$ (遮断)

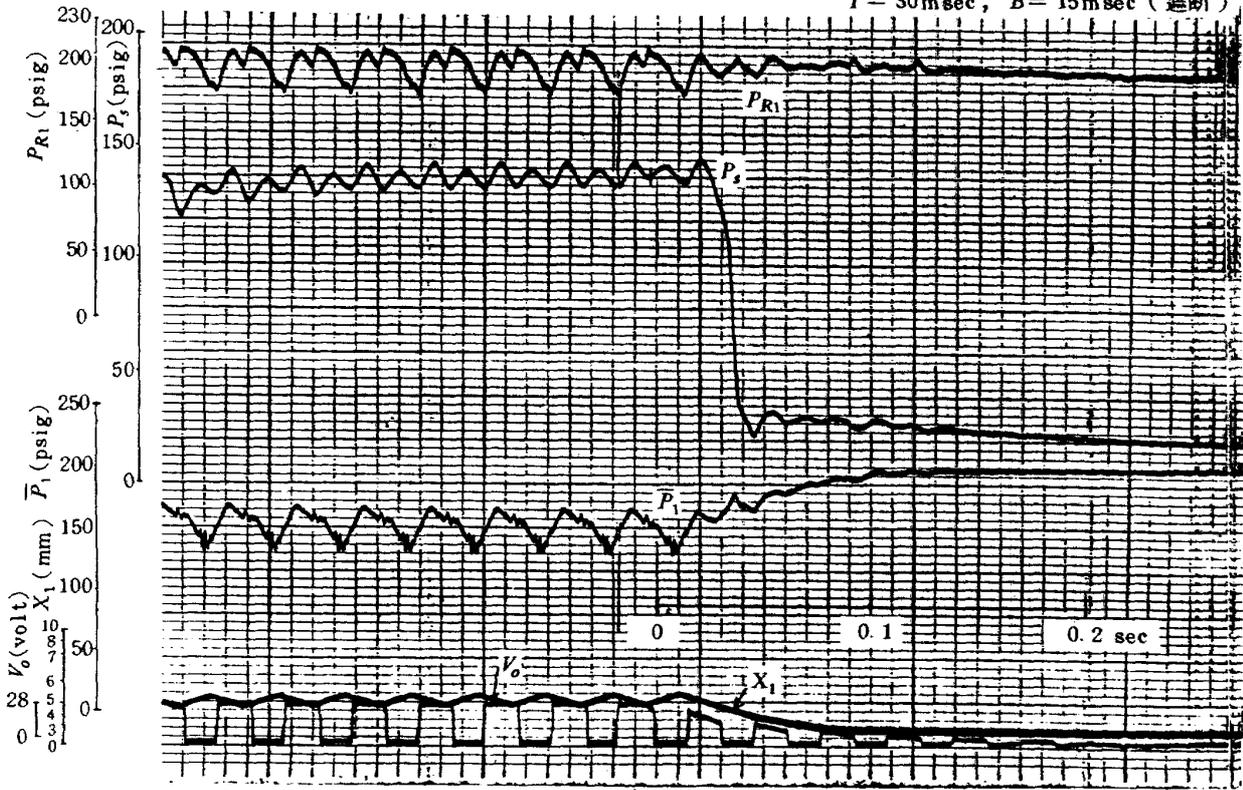


図 42

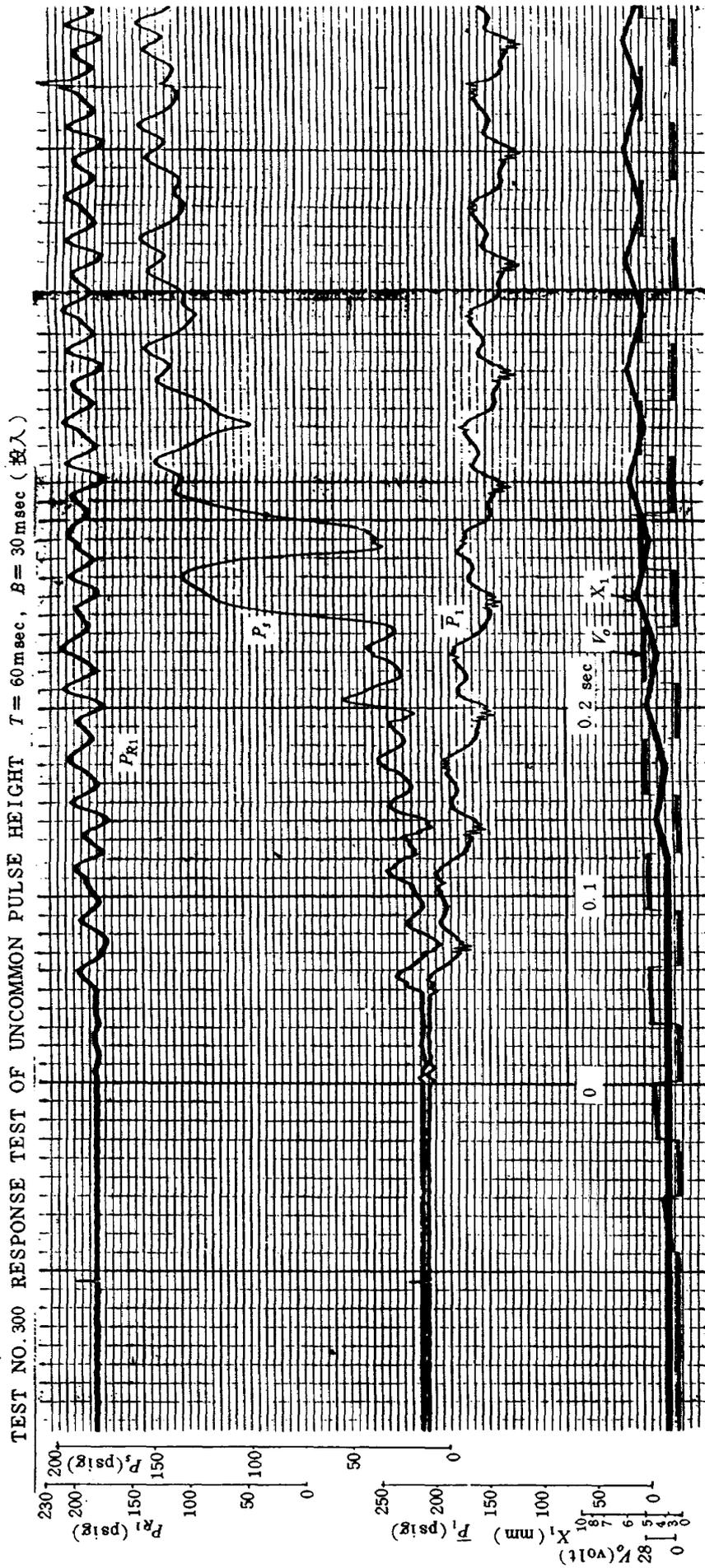


図 43

TEST NO.301 RESPONSE TEST OF UNCOMMON PULSE HEIGHT

$T = 60\text{msec}$, $B = 30\text{msec}$ (遮断)

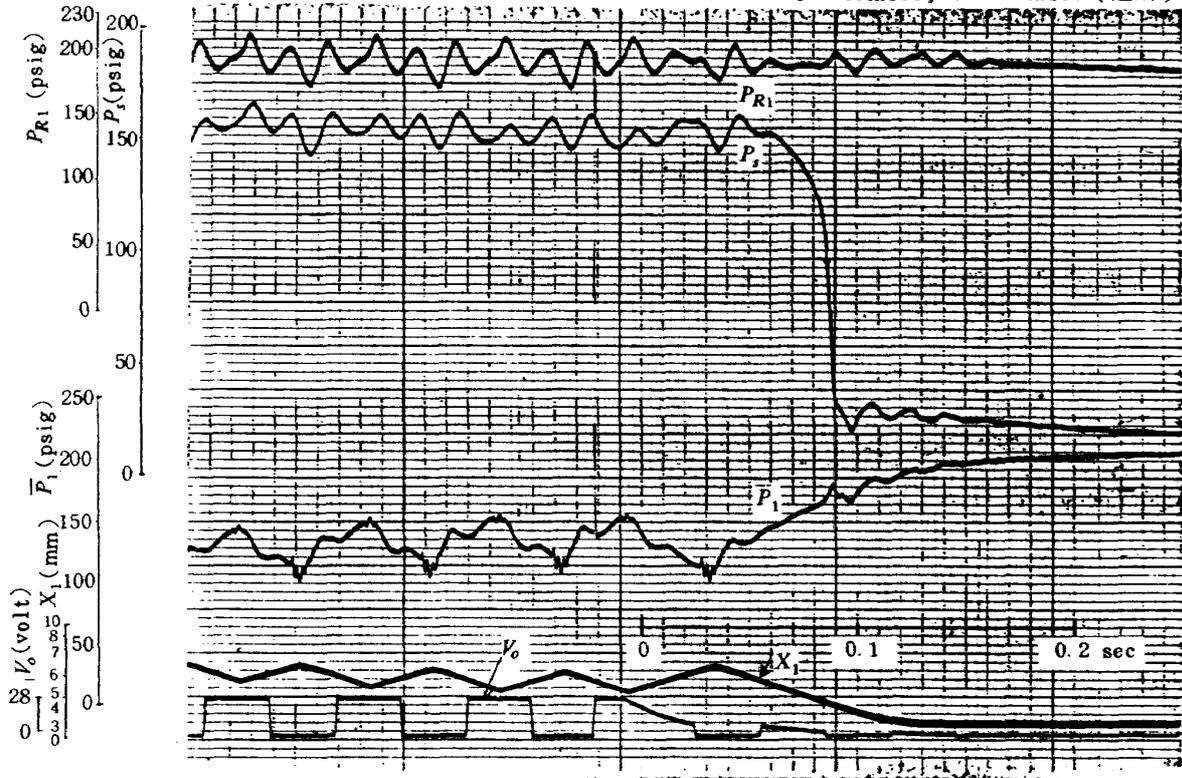


図 44

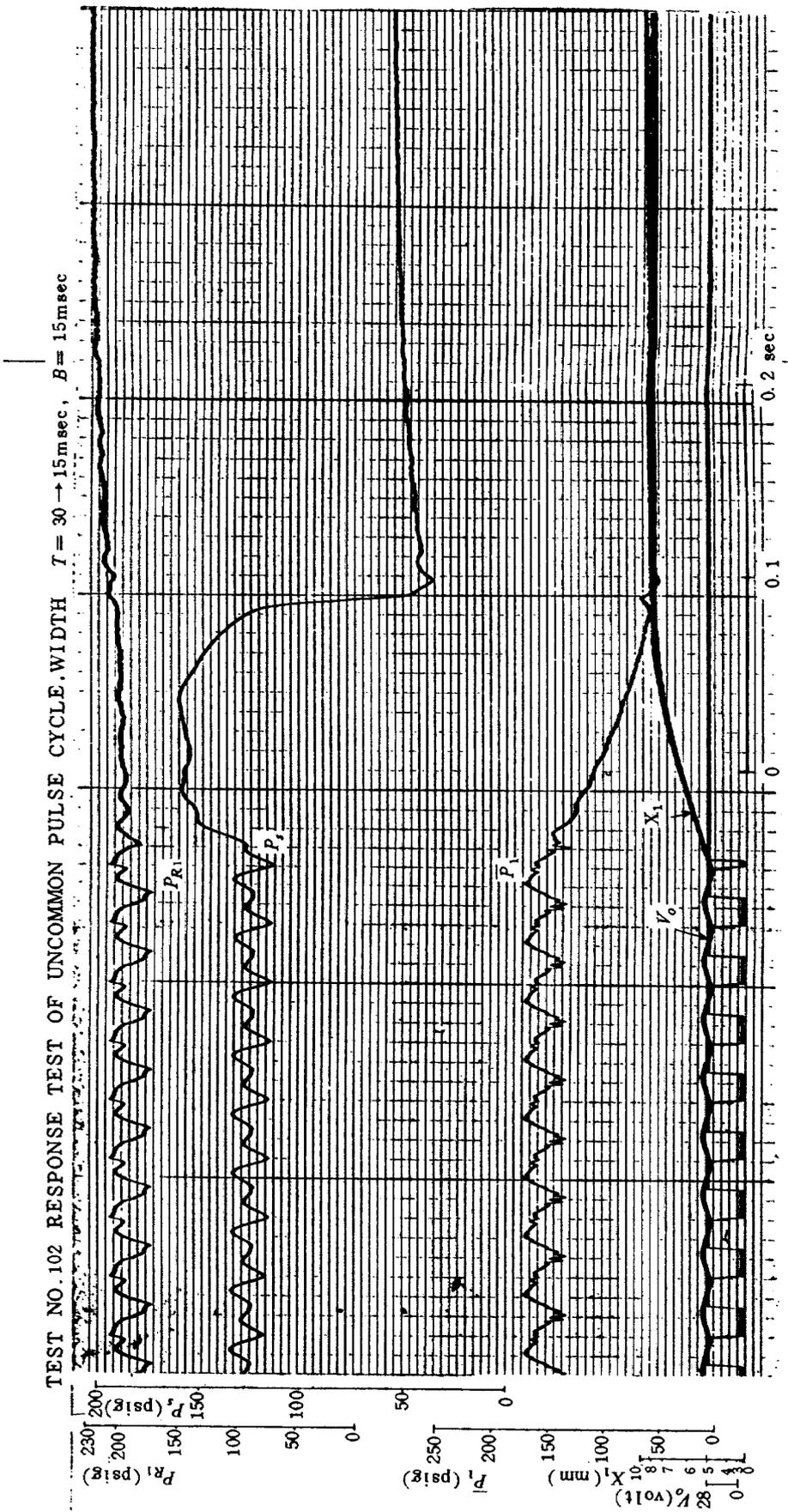


図 45

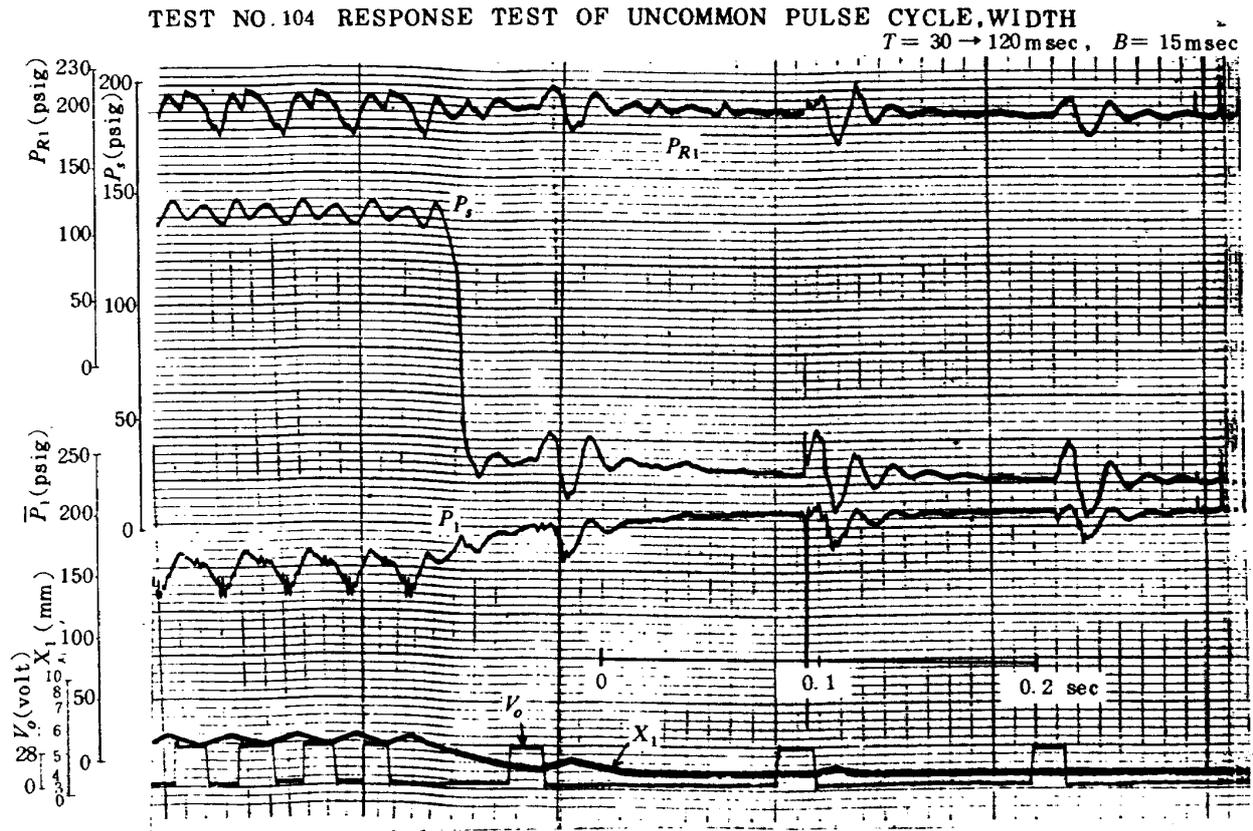


图 46

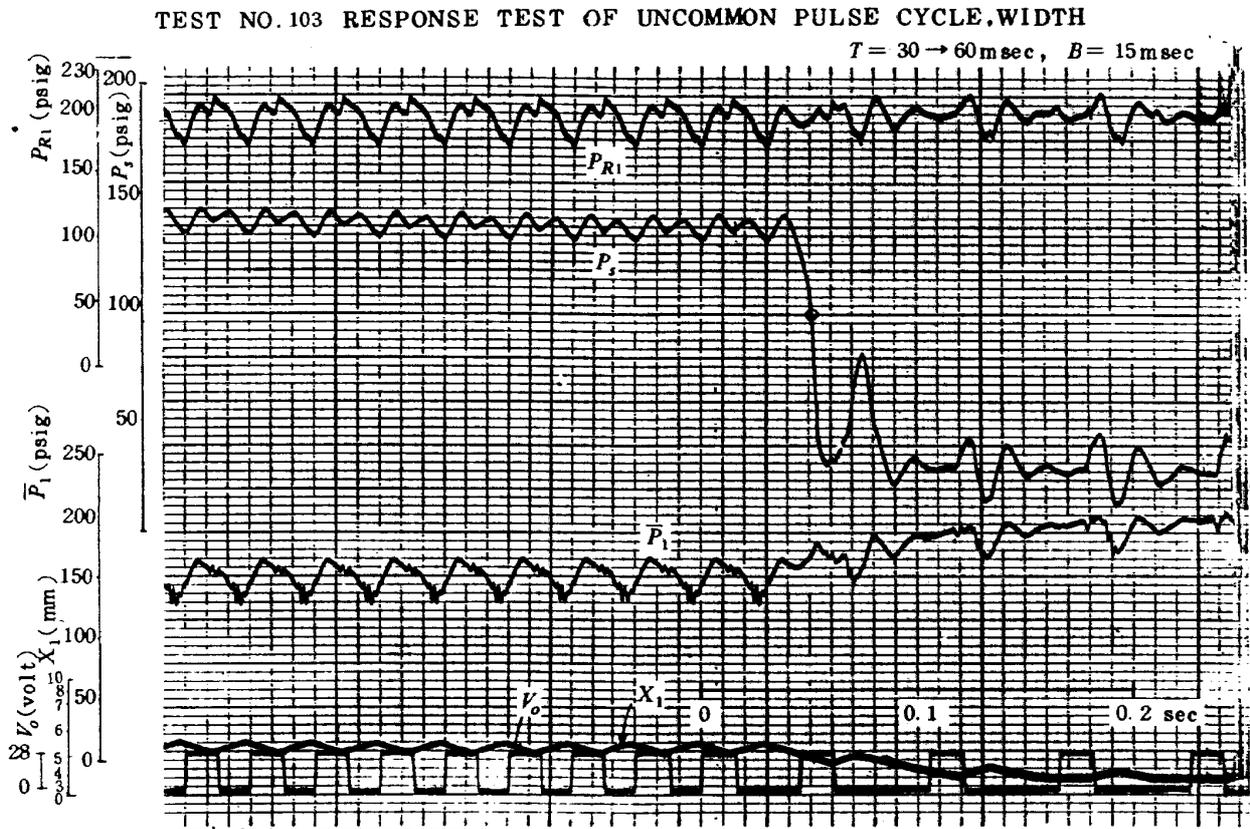


图 47

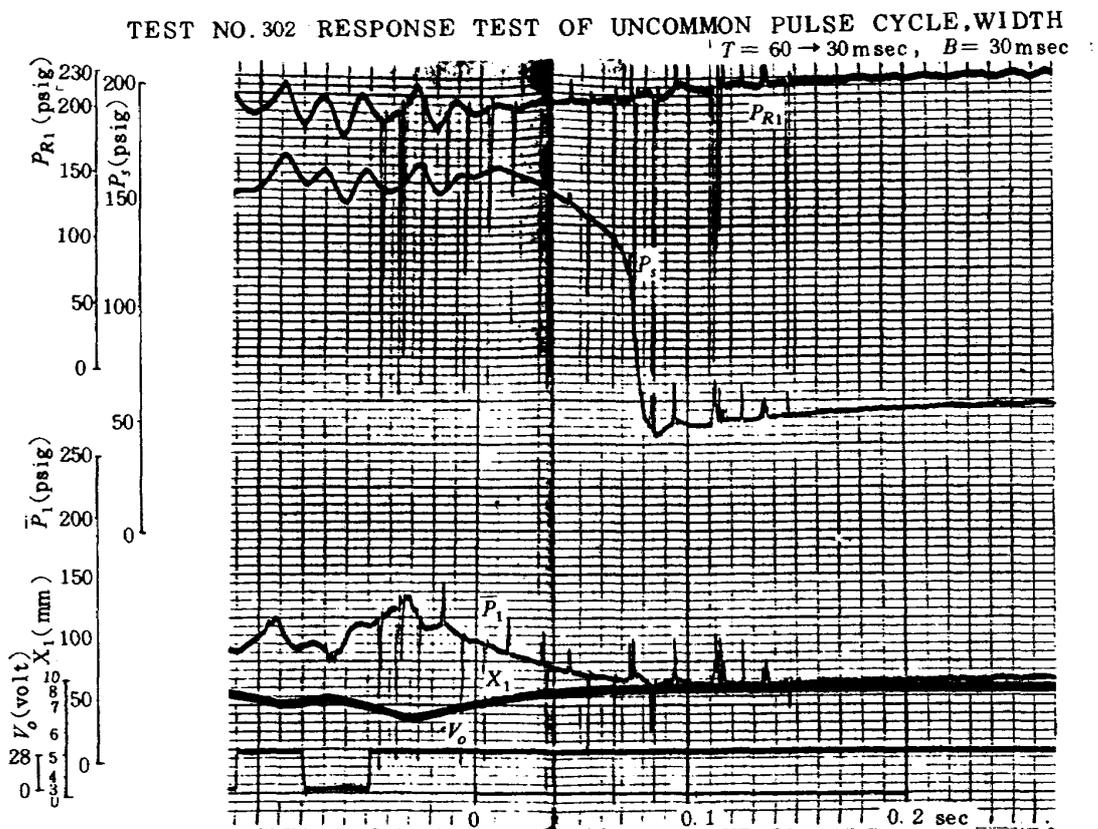


図 48

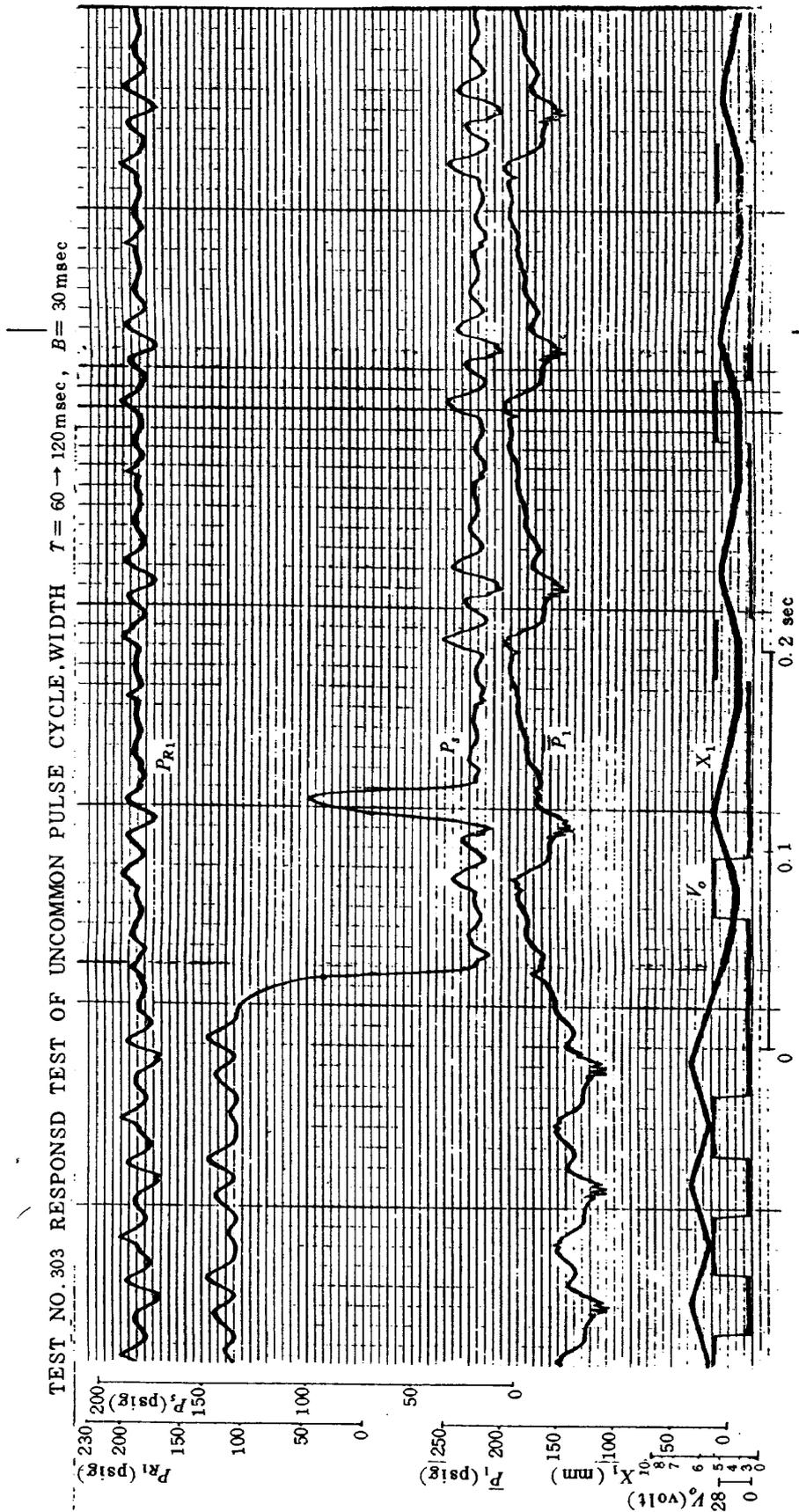


図 49

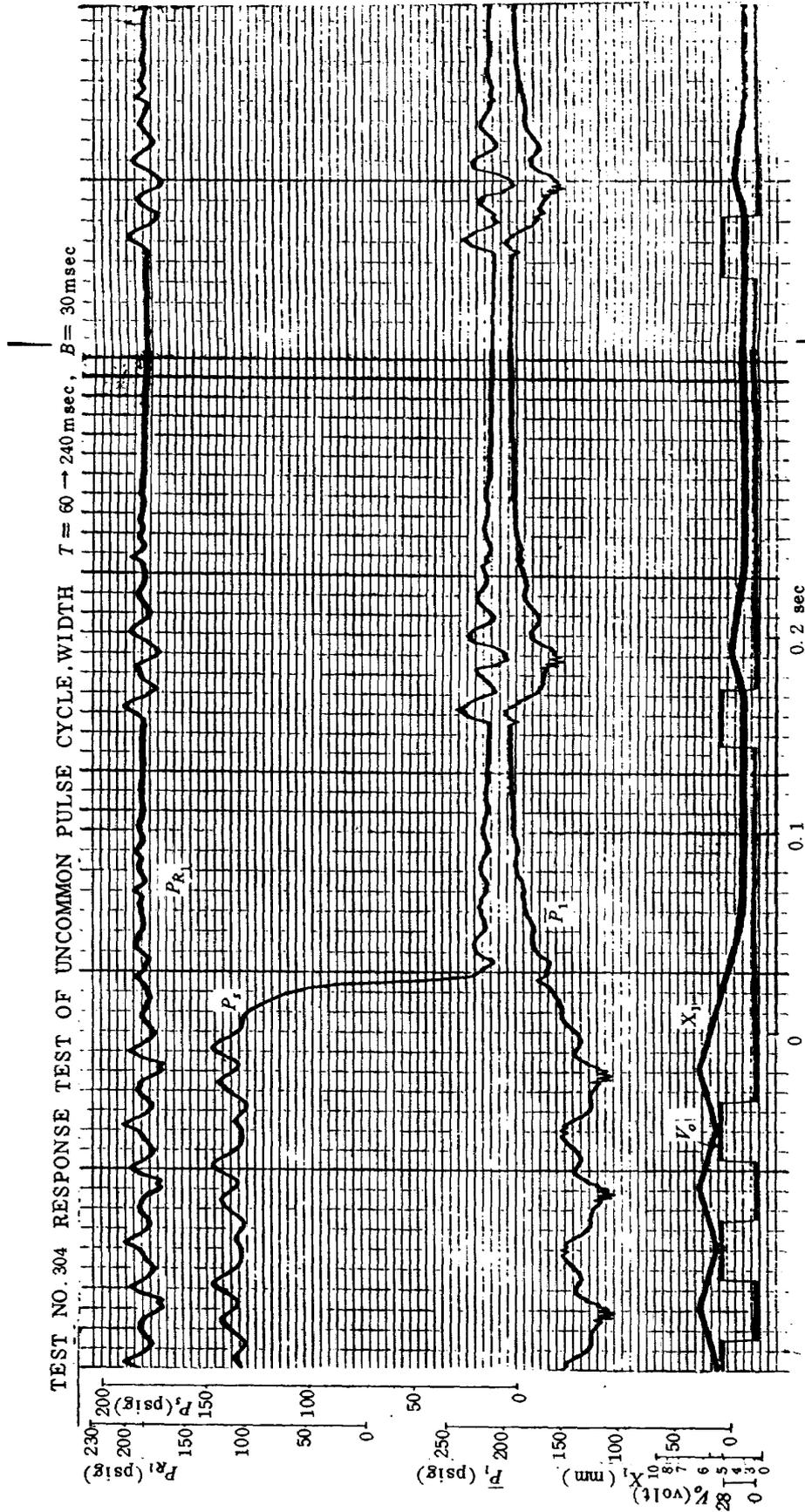


図 50

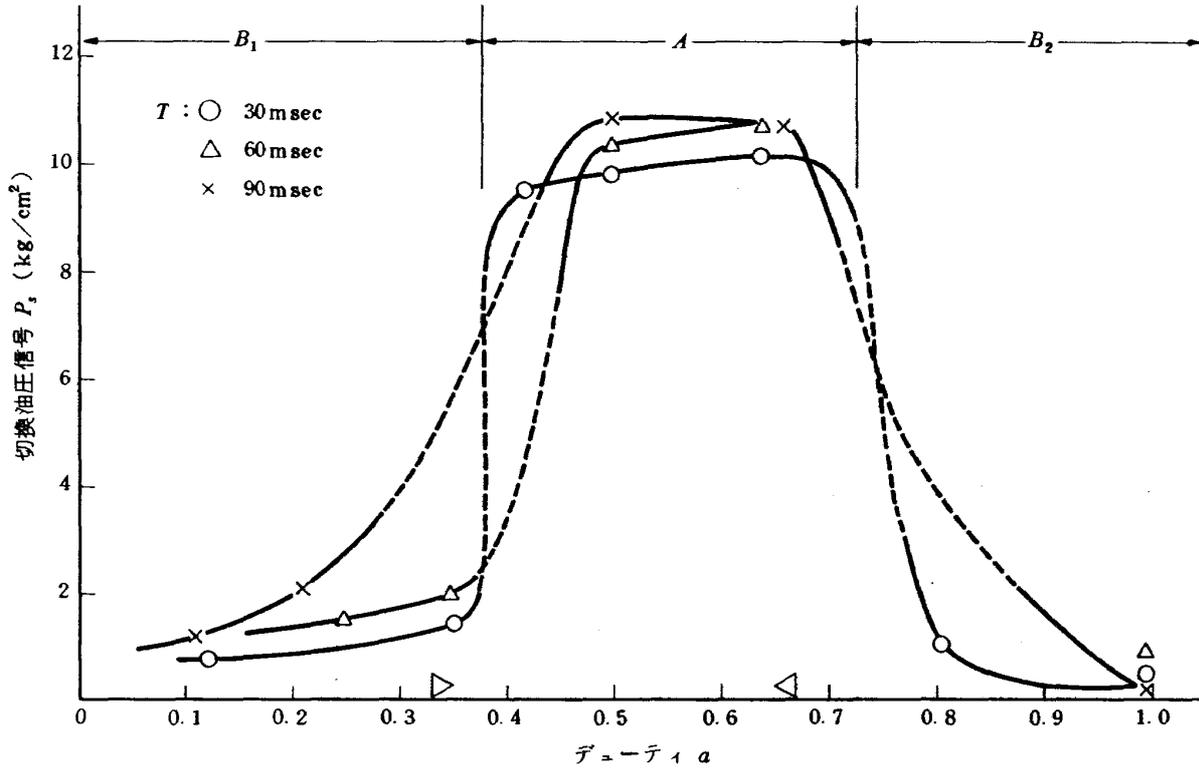
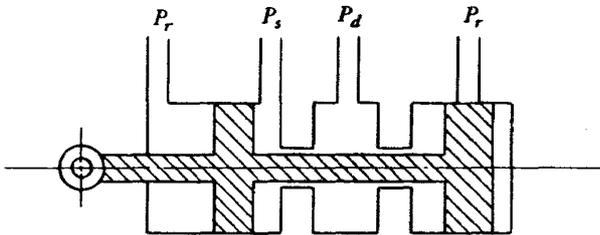


図 51 故障検出部特性



P_s : 切換油圧信号
 P_r : サーボ調整圧力
 P_d : ケース(ドレイン)圧力

図 52 ロック型作動ピストン

る位置に移動するが、その途中で \bar{P}_1 のわずかな脈動で P_s と P_d を切断したり連絡したりする位置を通過するためである。また、遮断時には約 0.02 秒以内に P_s 信号が低下している。

次にパルス周期の変化に対する応答を図 45~47, 48~50 に示す。まず、正常時の周期 T , パルス幅 B にかかわらず、周期 T に異常が発生して、周期 T が延びてから P_s が「高」から「低」に切換わるまでの所要時間は約 60 msec であり、設計値に近いことがわかる。更に、入力パルス信号が「高」に(固定)してしまった異常に対する P_s の応答は、図 45, 48 に見られるように「高」から「低」に移る途中で P_s が一度上昇し、切換えに要する時間も約 0.15 秒と長くなっている。周期 T が短くなった時の応答

のデータは、今回得ていないので今後追加試験をする必要がある。

(2) 切換部

切換部の特性を求めるために、図 2 に示す如く、切換部本体以外に、作動ピストン、フィードバックリンクエッジ及びトルクモータ駆動増幅器を製作し、試験した。トルクモータ駆動増幅器は、DEC よりのアナログ指令信号と、フィードバックリンクエッジ L_2 に取付けた差動トランス(LVDT) の出力信号との差に比例した電流でトルクモータを駆動し、作動ピストンを指定した位置に設定する。

試験に先立ち、パイロットバルブのスプールとシリンダーの摩擦にもとづくヒステリシス特性をしらべる目的から、調整バネ k_s の設定値に対応するスプールの変位位置を測定した(図 53)。また、使用したトルクモータの電流対変位特性を図 54 に示す。図 52 より、パイロット弁スプールは、外力に対して非常に大きなヒステリシスを有することがわかる。この原因は、ローラー R が、スプールの中心線から偏心した位置にあるため、スプールとシリンダーがスティックを起こしているためと考えられる。スティックの大きさは、スプールにかかる曲げモーメントで約 $1.2 \text{ kg}\cdot\text{mm}$, シリンダに印加される横力で約 60 g である。スティックの影響は、図 55 に示す指令電圧対作動ピストンの変位特性にも、ヒステリシスとなっ

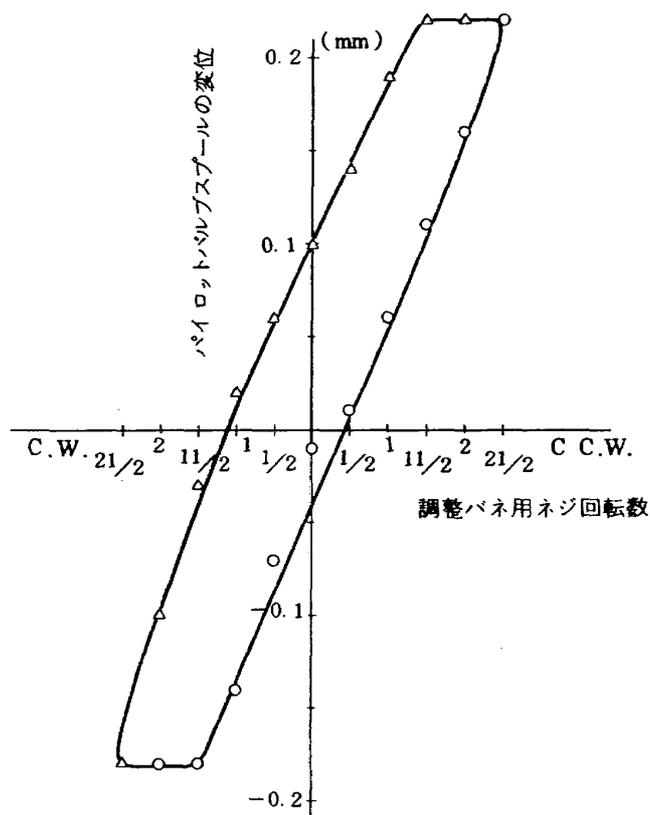


図 53 調整バネ力（ネジ回転数）対パイロットバルブスプール変位

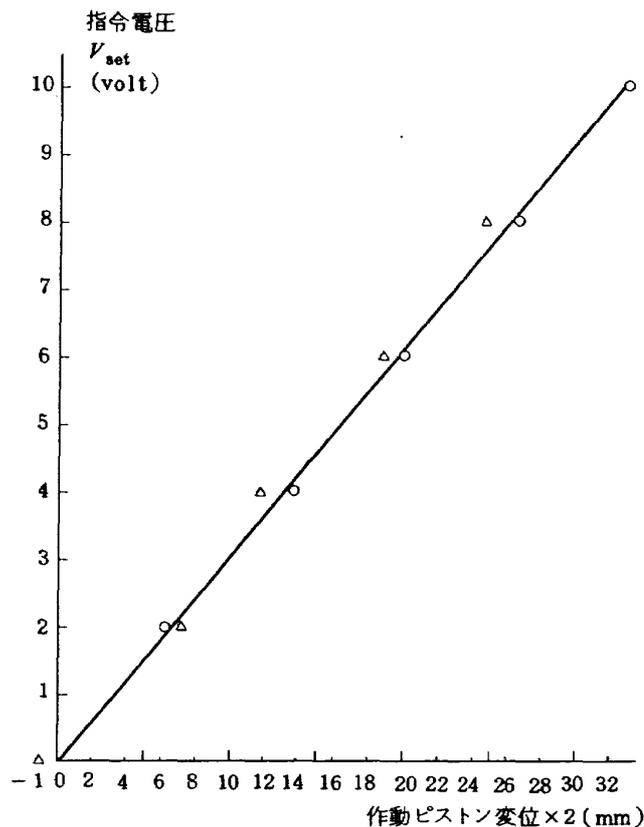


図 55 指令電圧対作動ピストン変位特性

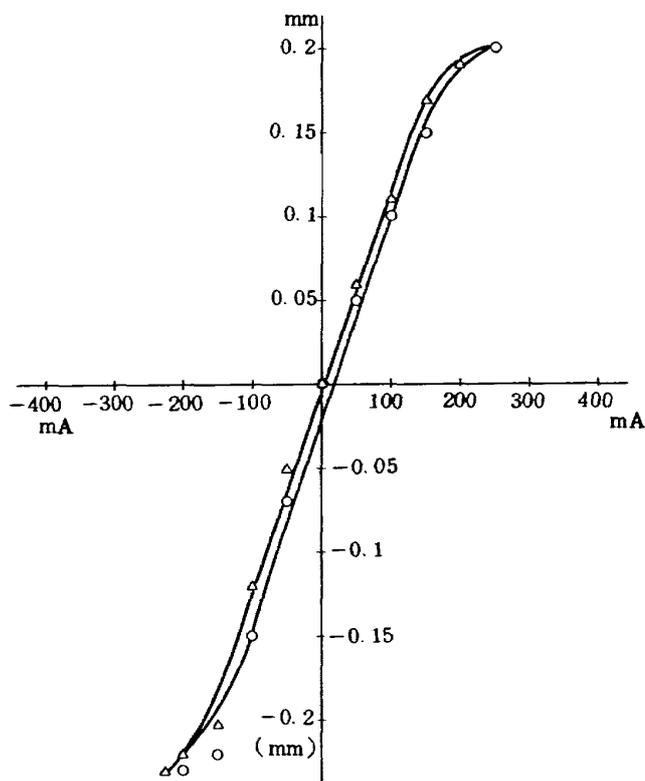


図 54 トルクモータの電流対変位特性

て現われている。

次に、表 2 は、電気系を有効化した時の電気系と油圧系の独立性を試験した結果を示すものであるが、これを見ると、油圧系は電気系にほとんど干渉していない。また、表 3 は、油圧系を有効化した時の試験結果であり、スロットルを設定しておき、トルクモータへの電流を断続した時の作動ピストンの動きを示す。この場合も、電気系は油圧系にほとんど干渉していない。

次に、本切換機構の切換部のトルクモータ、ローラー、パイロットバルブ、作動ピストン、フィードバックリンクが、全体として、DEC からの入力信号に対してどのような応答をするかを調べるため、指令信号に正弦波状のアナログ信号を用いて周波数応答試験を行った。図 56 ~ 60 はその結果である。

図中、 V_{set} は指令電圧、 V_o は作動ピストンの変位を検出する LVDT の出力電圧である。また、図中に示したゲインに 232 を乗じたものが、制御系のループゲインとなる。図から、正弦波状の入力信号に対して、トルクモータ駆動電流及び作動ピストンの変位を示す波形は、非常に歪んでいることがわかる。これは、既に述べたように、パイロットバルブがシリンダーとスティックを起こすことによるものである。

表 2 電気系と油圧系の独立性データ
(電気系を有効化した場合)

V _{SET}	スロットル	P _r	X ₂	I	P _{s1}	P _{s2}
volt	%	psig	(mm)	(mA)	psig	psig
	0	175	2.09	+ 70.8	105	80
0	50		2.17	+ 118.7	83	82
	100		2.05	+ 89.5	71	81
	0		6.56	- 233.0	67	88
2	50		6.59	- 233.0	65	89
	100		7.83	+ 85.9	96	79
	0		13.36	+ 24.6	94	84
4	50		13.49	+ 60.5	72	88
	100		13.70	+ 113.6	85	82
	0		18.31	- 177.4	74	90
6	50		18.32	- 173.1	70	90
	100		18.32	- 166.6	69	90
	0		25.62	- 23.1	84	86
8	50		25.05	+ 94.4	68	89
	100		25.25	+ 151.4	76	84
	0		29.55	- 203.0	71	90
10	50		29.55	- 194.1	71	90
	100		29.56	- 187.3	71	92

表 3 電気系と油圧系の独立性データ
(油圧系を有効化した場合)

スロットル	電流 I (mA)	P _r (psig)	X ₂ (mm)	P _{s1} (psig)	P _{s2} (psig)
0	500	175	0.02	63	92
	0		0	61	92
	- 500		0.11	64	92
50 %	500		16.82	65	90
	0		16.83	66	92
	- 500		16.84	66	92
100 %	500		35.00	97	80
	0		35.00	97	80
	- 500	175	35.00	95	80

GAIN = 0.686 FREQUENCY = 0.5 (Hz)

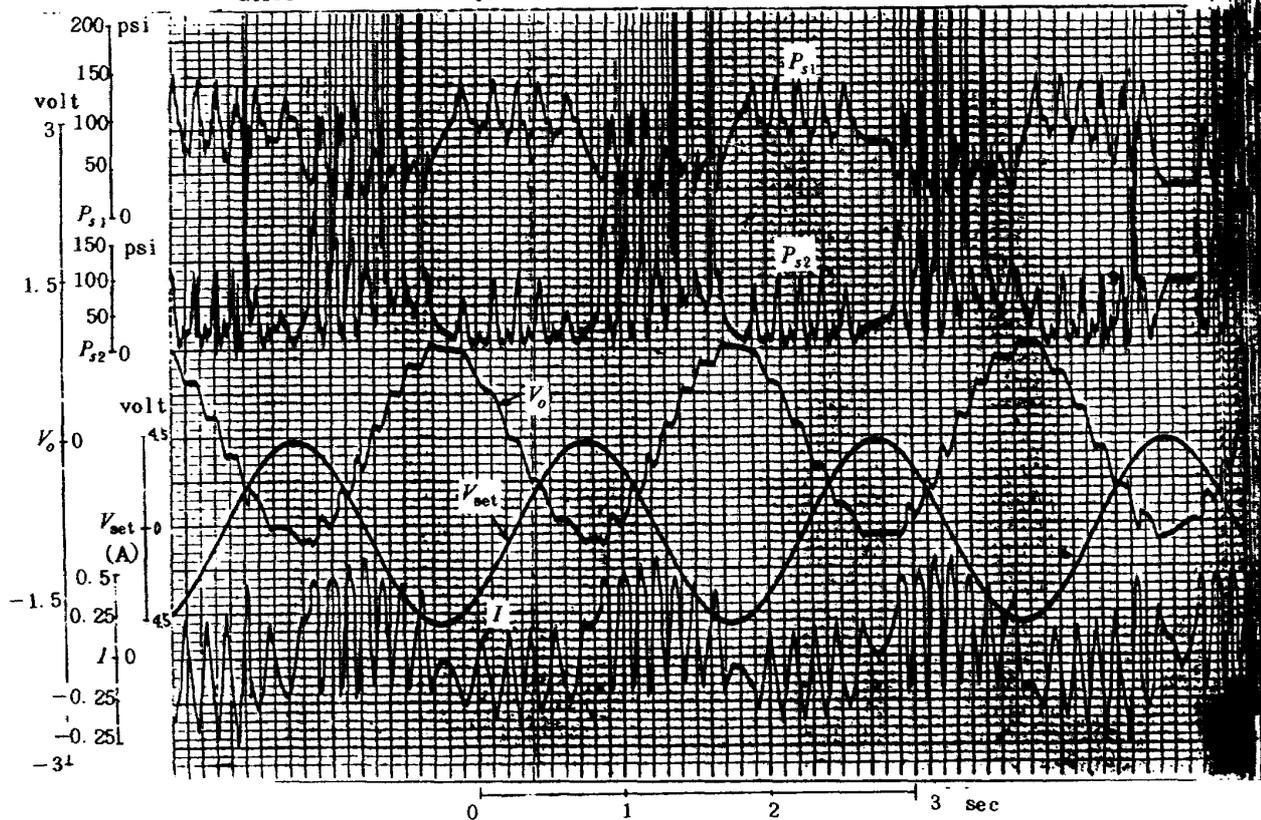


図 56

GAIN = 0.686 FREQUENCY = 1 (Hz)

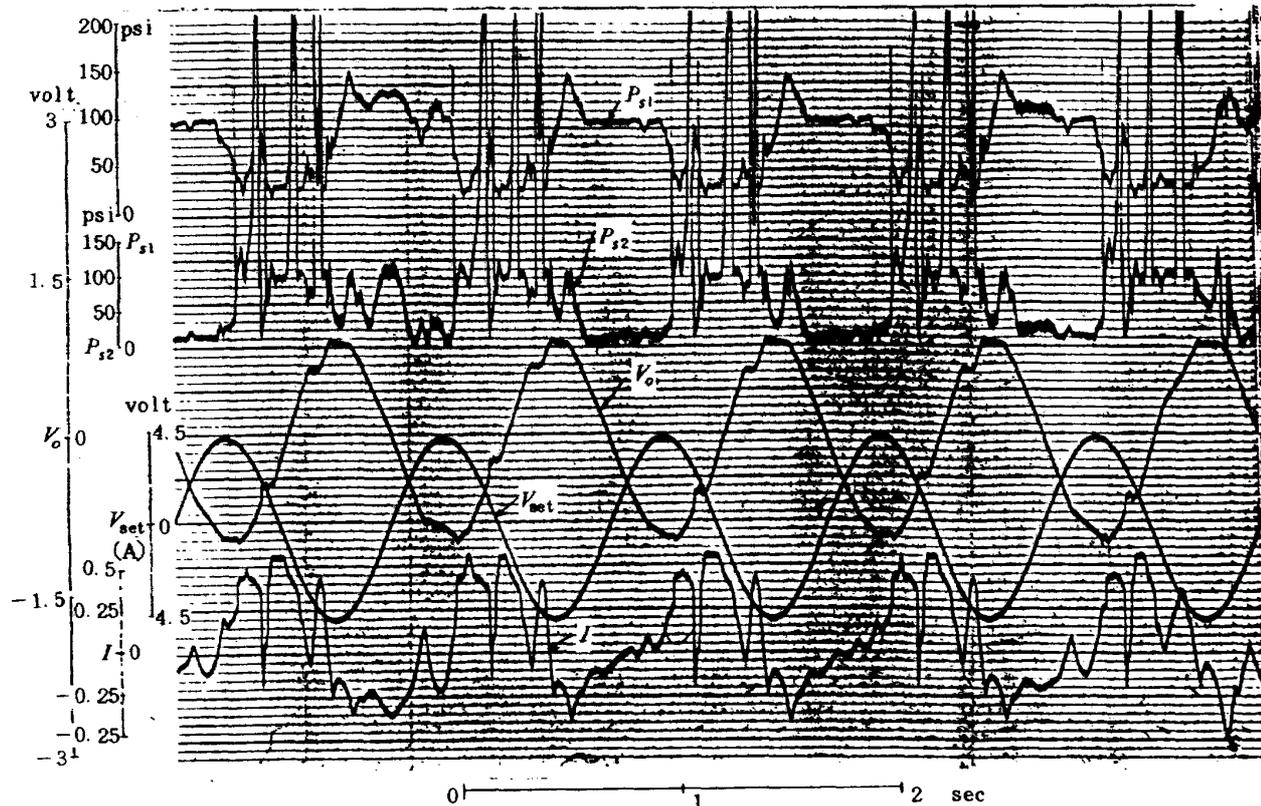


図 57

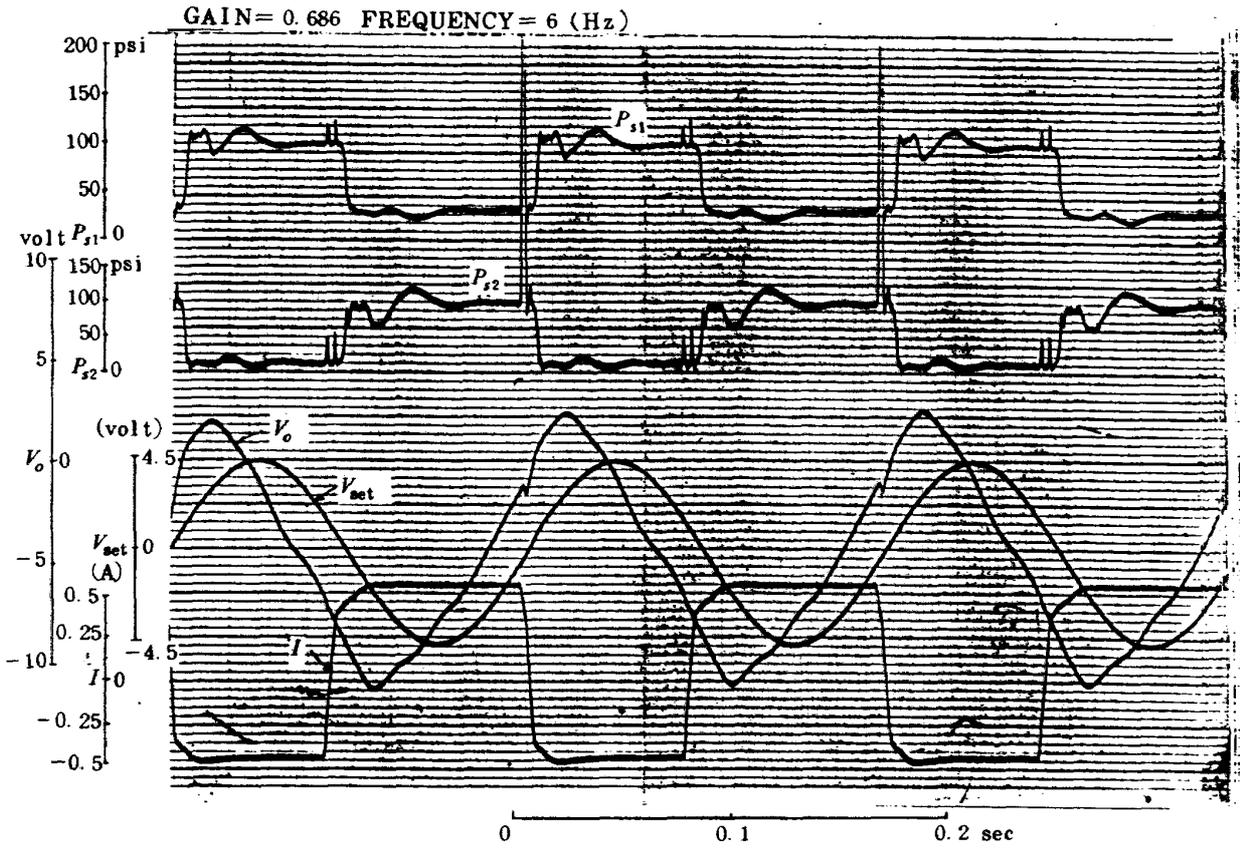


图 58

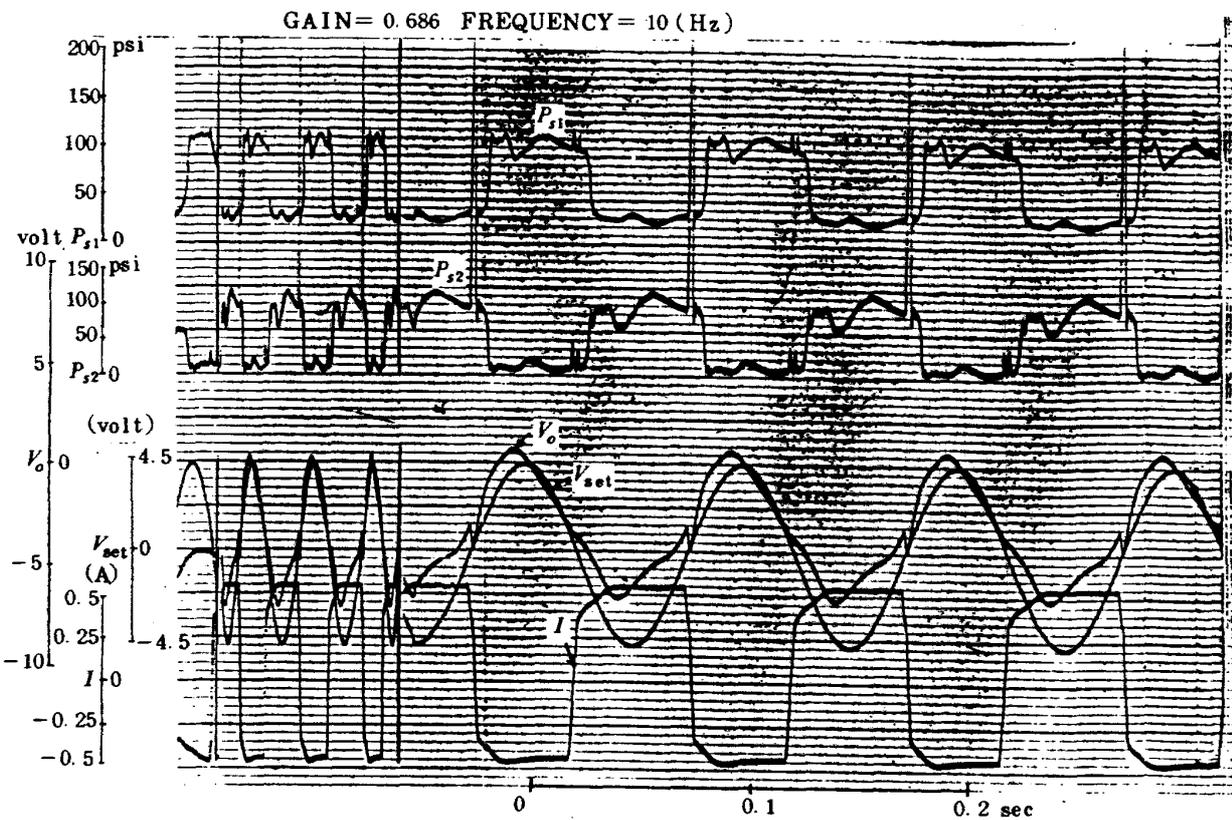


图 59

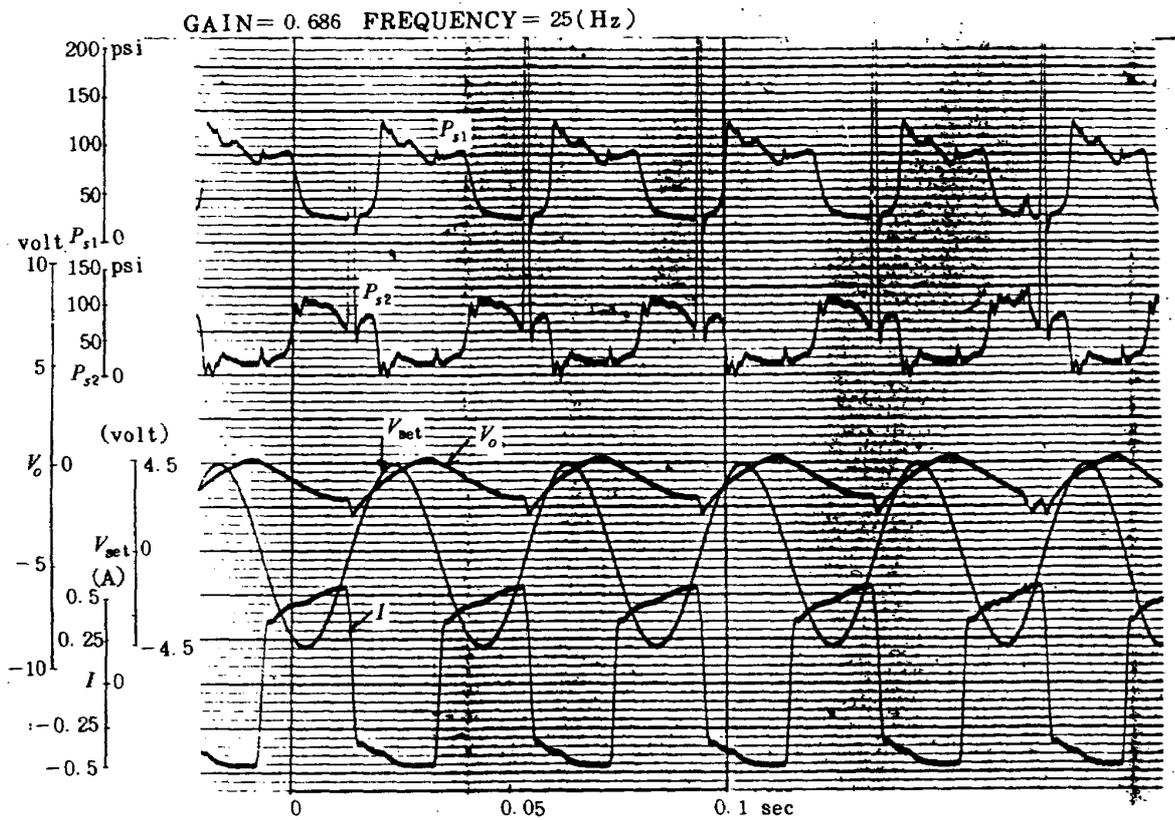


図 60

5. まとめ

電気油圧式エンジン制御装置の構成要素のなかでも心臓部とも言うべき、デジタル式エンジン制御器の故障を検出して、制御動作の主導権を電気系統から、バックアップとしての油圧系統に自動的に切換えるメイン-バックアップ自動切換機構を試作し、試験した結果、次の事柄が明らかとなった。

- (1) 故障検出部については、今回試作した方式でも十分に目的を達せられることが判明した。
- (2) 故障検出部については、本報告書で述べたような簡単な設計法でも、実験結果と計算値が良く一致することがわかった。
- (3) 切換部については、電気系統と油圧系統とが互いに干渉し合うことが無いことがわかったが、ローラーの中心とパイロットバルブの中心とが一致してい

ないことにより、パイロットバルブのスプールがスティックを起こし、ヒステリシス特性、周波数特性を悪化させていることが判明した。

- (4) 切換部のピストンは、図52に示す形式にすべきである。

末尾ながら、本研究の機会と援助を与えられた通産省工業技術院、航技研松木原動機部長、鳥崎航空機公害総合研究官、試作に当り全面的な協力をいただいた石川島播磨重工業(株)の担当者の方々に心より謝辞を申し上げます。

文 献

- 1) 電気学会, 電気工学ハンドブック
- 2) 遠藤; 電気油圧式エンジン制御装置用小型トルクモーターの試作, 航技研資料 TM-405

航空宇宙技術研究所資料427号

昭和55年12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)47-5911(大代表) ㊦182
印刷所 株式会社 共 進
東京都杉並区久我山5-6-17
