

航空宇宙技術研究所資料

TM-26

吹出式風洞の圧力制御

(フラッタ試験設備の場合)

橋爪 宏・中井 暎一

1964年1月

航空宇宙技術研究所

吹出式風胴の圧力制御*

(フラッタ試験設備の場合)

橋爪 宏**・中井 陝一**

1. まえがき

一般に高圧の蓄圧槽を設け、これに充填した圧縮気体を放出して、測定部に所定の気流を得ようとする、いわゆる吹出式風胴では、その機能を十分発揮する上に非常に重要な役割をしめるのが圧力制御系統である。この種の制御は一般の工業用制御装置とは異なり、きわめて短い作動時間の間に、各種の測定、計測、あるいは実験条件の変更等を行なわねばならず、また限定された蓄圧空気量で、風胴の作動時間をできる限り長くすることが要求される。さらに多量の高圧空気が流れることによる、風胴およびこれに付属する装置類の安全性をも確保しなければならない。したがって、その制御は過渡時から定常時を通じてかなり高度の精度を必要とし、また十分に安定なものでなければならない。このような制御方式については、諸外国における吹出式風胴で多くの実際例がみられるが、しかし国内ではその建造数が少なく、また一般の工業用制御装置と比べて多くの特殊性を含んでいるため、実際の設計、製作に応じた有用な資料に乏しい。そのため風胴制御装置の製作にあたっては、これまでの他の目的に使用された装置類の事例や経験に頼らざるを得ない状況である。

航空宇宙技術研究所フラッタ試験設備では、60cm×60cmの吹出式遷音速風胴において、予備的な試験を通じて十分に検討の上、国産の電気油圧式圧力制御装置を開発し、予期以上の成果をあげることができた。装置の完成は昭和37年であるが、この機会にこの種の制御方式についての基本的な資料をととのえ、本装置の整備、維持に役だたせるとともに、類似の装置の設計、製作に若干なりとも、有用な資料の一つを得ることができればと思い、本装置を例にとって、吹出式風胴の圧力制御装置についての数値的な解析を行なった。解析は運輸技術研究所（現 船舶技術研究所）所在のアナログ計算機を用いて行ない、検討、考察の結果を集約したのでここに報告する。

* 昭和38年11月15日受付

** 機体部

2. 制御装置の概要

フラッタ試験設備の圧力制御装置の系統および風胴の概略を、第1図ならびに第2図にそれぞれ示してある。貯気槽は2基あり、常用最高圧力 20 kg/cm^2 までの乾燥空気を蓄圧することができる。その体積は1基約 523 m^3 で、おのおの独立もしくは同時に使用することが可能である。蓄圧された空気は、貯気槽より元弁、調圧弁、集合胴、測定部および拡散胴を経て、消音塔より大気に放出されるようになっている。圧力制御用の調圧弁にはロート弁を使用している。集合胴は有効内径 2.3 m 体積約 17 m^3 で、その内部には防音、防冷のための遮断材として、厚さ約 10 cm のポリウレタン・フォームを平行部内壁全域にわたって充填してあり、また、気流の整流用として多孔板、整流格子および5枚の整流金網を設けてある。また、測定筒入口の喉部は $60 \text{ cm} \times 60 \text{ cm}$ の正方形で騒音速測定部につながっている。

制御される圧力は集合胴部の圧力で、制御装置は蓄圧空気の放出による貯気槽圧力の降下に対して、常に集合胴圧力を一定値に保持するか、あるいは所定の速さで圧力掃引を行なえるよう、調圧弁を作動させるものである。

本風胴の圧力制御装置はつぎのものから構成されている。すなわち、圧力検出器、設定圧発信器、圧力コントローラ、高圧補助ピストン、自動利得調節機構、調圧弁操作ピストンおよび制御用高圧・低圧油圧源、調圧弁急開閉用圧油槽と圧油槽の油面油圧自動調節装置等である。

被制御圧力は、集合胴で検出され電流平衡型の圧力検出器を使用しており、その概略構造は第3図に示されているとおりである。検出圧の検出精度を高めるため、検出器は $0 \sim 2 \text{ kg/cm}^2$ および $0 \sim 4 \text{ kg/cm}^2$ の2段階に切り換えられ、その最大出力はそれぞれ 120 mA である。なお検出器の検出端には、ベローズが使用されている。

設定圧発信器は、集合胴圧力を所定の圧力に設定するもので、圧力検出器と同じ電流平衡型のものを使用している。本器で設定された圧力は、それに比例した電流値に変換されて発信され、圧力検出器より発信された信号との差が制御信号として、油圧制御機構に送信される。

圧力コントローラは噴射管を用いたアスカニヤ式のもので、使用油圧は $5 \text{ kg/cm}^2 \sim 7 \text{ kg/cm}^2$ である。噴射管は検出圧と設定圧との誤差信号により、それに比例した量だけ、ディッピングコイルで変位される。噴射管の先端の最大変位量は $\pm 1.5 \text{ mm}$ である。

高圧補助ピストンは一種のサーボ弁で、調圧弁を作動させる操作ピストンに、直接高圧油を送る役目をしており、圧力コントローラの出力側に取り付けられ、噴射管の変位によって作動される。本器の機構は第4図に示されているとおりで、主切換弁と小ピストンからなり、噴射管からの油圧分配は、小ピストンに設けられている2つの受孔部を介して行なわれ、低圧小油量の噴射管からの油圧信号により、噴射管の先端変位だけ小ピストンが変位し、高圧油を分配する主切換弁が動作す

ることになる。すなわち、この部分において、操作油圧が増幅され、また誤差信号に対する噴射管および補助ピストン間の比例動作は、調圧弁の操作油量を制御する積分動作に置換されることになる。

自動利得調節機構は、貯気槽内の供給圧力の低下に対して、自動的に制御系の利得を調節する装置である。すなわち、制御開始時においては、貯気槽圧は最大もしくはこれに近い値であり、したがって、この値のたかだか20%以下の圧力で集合胴圧力を制御するため、通風開始時の過渡時を除いて、調圧弁の動作速度は設定圧値付近に達した後では、それほど大であることを要しない。しかし、貯気槽圧の低下にともなって常に一定流量を保持するためには、調圧弁の流量特性にもよるが、調圧弁の動作速度を調節して適当な値に制御しなければ、設定圧に追従することが困難になってくる。このため貯気槽の空気量を有効に使用し、かつ高い制御精度をうるために貯気槽圧力を検出し、また、設定圧ないしは誤差信号に関連させながら、制御系の利得を調節制御させる必要がある。第5図は本制御系に採用されている自動利得調節機構を示したもので、利得調節用コントローラ、操作ピストン、復原カムおよび利得調節用可変抵抗器等から構成されている。利得調節用コントローラは圧力制御用と同じく、噴射管および差圧分配部よりなるアスカニヤ式のものを使用している。噴射管に変位を与える信号の入力側には、直接貯気槽側の空気圧を導入しベローズで検出している。また、コントローラの出力側には操作ピストンが取り付けられており、ピストン軸は噴射管を中立位置方向へ復原させる可変カムを摺動させるとともに、可変抵抗を操作するようになっている。この可変抵抗は、制御用圧力コントローラの入力側の誤差信号回路に並列にそう入されており抵抗値を変えることにより入力信号の電流値を変化させ、圧力コントローラの利得を制御している。なお、貯気槽圧力に対する利得補償は、これらの操作部の機器をさらに調整することにより、広範囲な補償を行なうことができる。たとえば、コントローラの噴射管の回転中心を移動させて、噴射管先端の変位量を調整したり、あるいは可撓板を使用している復原カムの形状や、可変抵抗値を変える等の調整が可能である。

つぎに集合胴圧力を直接制御する調圧弁は、モルガン・スミス式のロート弁を使用している。第6図はその概略の構造を示したものである。弁の有効口径は700mmで全開時には高圧空気導管の管径と一致する。操作ピストンは、ストローク530mm、シリンダ径350mmで、ピストンの直線運動を弁体の回転運動に変換する機構が付属しており、弁特性は大体等比率特性に近似している。また、操作は最大20kg/cm²の油圧により行なわれる。

以上のような直接集合胴圧力を制御する自動制御システムのほかに、調圧弁の急速開閉を行なう機構が備えられている。これは風胴運転中における緊急時等に、調圧弁を急閉して直ちに通風を停止させたり、あるいは風胴通風開始時に、あらかじめ貯気槽圧と設定圧とに応じて、調圧弁を所定の開度まで自動制御システムとは別個に急開させて、過渡時における利得不足を補なう目的にも使用するこ

とができる。

3. 制御装置の解析

一般に制御系の解析を行なうのに、制御対象および制御に用いる各要素についての、伝達関数を求めて、それぞれこれらに対する入力と出力との関係を検討し、ついで系全体についての一巡伝達関数を求め、これから制御系の定常特性、安定特性および過渡特性等を吟味するのが、正統的な方法である。しかし実際に用いられている諸種の制御系について、一巡伝達関数を求めること、ないしはこれについて数学的にのみ取り扱うことができるのは、多くの場合非常に困難であり、また、各要素の中で解析に容易な形式で特性を表現できないものもあるため、しばしば電子計算機、とくに制御系の総括的な特性を知るためには、アナログ計算機を使用するのが便利な方法である。ここでは運輸技術研究所（現 船舶技術研究所）のアナログ計算機を用いて、本風胴の制御系各要素の伝達関数から制御特性を検討、考察してみた。

第7図はフラッタ試験設備に用いられている制御系のブロック線図で、先きのべた各器の操作順序と相互関係を示したものである。つぎにこの制御系の各要素についての伝達関数を求めることにする。

3.1 圧力コントローラの伝達関数

第8図は、コントローラ内部にある噴射管まわりの構造の概略を示したものである。実際のものには第9図に示されるような、比率設定部があって、コントローラの感度を調節できるようになっている。

ここで記号をつぎのように定める。

J ピポット0のまわりの噴射管の慣性能率 $[\text{g} \cdot \text{cm} \cdot \text{sec}^2]$

b_1 噴射管の回転速度に比例する摩擦抵抗係数 $[\text{g}/\text{cm}/\text{sec}]$

k_0 バネの回転剛さ $[\text{g} \cdot \text{cm}/\text{rad}]$

l 噴射管のピポットから力の作用点までの長さ $[\text{cm}]$

L 噴射管の全長 $[\text{cm}]$

f 噴射管に加わる力 $[\text{g}]$

x_j 噴射管先端の変位 $[\text{cm}]$

θ 噴射管の回転角度 $[\text{rad}]$

i_1 噴射管を作動するディッピング・コイルへの入力電流 $[\text{mA}]$

噴射管についての運動方程式は、つぎのようにかける。

$$f = \frac{1}{Ll} \left(J \frac{d^2 x_j}{dt^2} + b_1 \frac{dx_j}{dt} + k_0 x_j \right) \quad \dots\dots\dots(3.1-1)$$

ここで、 X_j , F をそれぞれ、 x_j , f についてのラプラス変換を行なったものとするれば、圧力コントローラの伝達関数 G_1 はつぎのようになる。

$$G_1(s) = \frac{\frac{Jl}{k_\theta}}{\frac{J}{k_\theta}s^2 + \frac{b_1}{k_\theta}s + 1} = \frac{\frac{Ll}{k_\theta}}{\left(\frac{1}{\omega_n}\right)^2 s^2 + \left(\frac{2\zeta}{\omega_n}\right)s + 1} \quad \dots\dots\dots(3.1-2)$$

ただし、 s はラプラス変換の際の d/dt を表わし、 ω_n , ζ はそれぞれ次式で示されるものとする。

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_\theta}{J}}, \quad \zeta = \frac{b_1}{2\sqrt{k_\theta J}} \quad \dots\dots\dots(3.1-3)$$

ここで、噴射管についての諸量はつぎのとおりである。

$$J = 3.89 \times 10^{-1} \text{ g} \cdot \text{cm} \cdot \text{sec}^2, \quad b_1 = 20.8 \text{ g/cm/sec}$$

$$k_\theta = 410 \times 25 \text{ g} \cdot \text{cm/rad}, \quad l = 5 \text{ cm}$$

$$L = 20 \text{ cm}$$

これらを (3.1-3) 式に代入し、(3.1-2) 式を求めるとつぎのようになる。

$$\left. \begin{aligned} \omega_n &= \sqrt{\frac{410 \times 25}{3.89 \times 10^{-1}}} \doteq 163 \text{ rad/sec} \doteq 26 \text{ c/sec} \\ \zeta &= \frac{20.8}{2\sqrt{410 \times 25 \times 3.89 \times 10^{-1}}} \doteq 1.63 \times 10^{-1} \\ G_1(s) &= \frac{X_j}{F} = \frac{K_J}{3.8 \times 10^{-5} s^2 + 2.03 \times 10^{-3} s + 1} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots(3.1-4)$$

ただし、

$$K_J = \frac{lL}{k_\theta} = 0.0098$$

つぎにこの伝達関数 G_1 の周波数応答性を調べてみると

$$G_1(i\omega) = M e^{i\theta}$$

において、

$$\left. \begin{aligned} M &= \frac{K_J}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)\right]^2 + \left[2\zeta\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)\right]^2}} \\ \tan \theta &= -\frac{2\zeta\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots(3.1-5)$$

上式から、 $|\tan \theta| < 0.1$ 程度までの位相差を無視できるとすれば、 $\omega \doteq 6 \text{ c/sec}$ となる。また、この場合には利得は、 lL/k_θ と考えてよいから、 $\omega = 6 \text{ c/sec}$ までならば伝達関数 G_1 はつぎのようにかける。

$$G_1 = \frac{X_j}{F} = \frac{lL}{k_\theta} \quad \dots\dots\dots(3.1-6)$$

実際に被制御圧の変動周波数は非常に低くこの程度の近似で十分である。

なお、噴射管に加わる力 f と、ディッピング・コイルに流れる電流との関係は、使用範囲内においては、ほぼ線型とみなしてよく、つぎの式で表わされる。

$$f = 4.67 i_4$$

したがって、 F 、 I_4 をそれぞれ f 、 i_4 のラプラス変換を行なったものとすれば、

$$F = 4.67 I_4 \quad \dots\dots\dots(3.1-7)$$

ここで先に求めた伝達関数 G_1 を直接入力電流に対応するものを書き換え、あらためてこれをコントローラ伝達関数 G_1 とするとつぎのようになる。

$$\begin{aligned} G_1 &= \frac{X_j}{I_4} = 4.67 \times \frac{IL}{k_\theta} \\ &= 4.67 \frac{5 \times 20}{410 \times 25} = 4.66 \times 10^{-2} \text{ cm/mA} \quad \dots\dots\dots(3.1-8) \end{aligned}$$

なお第 9 図に示されているコントローラの比率設定部は、噴射管の左右における検出力の直接の作用点を変更しないで、左右の検出力の比率を変化させ、制御信号に対する噴射管の比例感度を調整するものである。

図で F_1 による噴射管に加わるモーメントは、比率設定器の位置に関係なく一定であるが、 F_2 によるモーメントは、比率設定器の位置によって変化する。すなわちその関係は次式で示される。

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{(a-x)}{(a+x)}$$

ここで、

- a 噴射管の回転中心から力の作用点までの長さ と、対向桿の回転中心から力の作用点までの長さ
- x 噴射管の力の作用点から比率設定器の支点までの長さ
- F_1 噴射管に加わる力
- F_2 対向桿に加わる力

したがって、比率設定部を適宜調節することにより、制御系の利得を制御することが可能で、本装置では、比率設定部にセルシン・モーターを取り付け、遠隔操作で比率調整を行なえるようにしてある。

3.2 補助ピストンの伝達関数

補助ピストンの構造図は第 4 図に、またその作動要領図を第 10 図に示してある。

ここで記号はつぎのように定める。

- M_1 ピストン可動部の質量 g/cm/sec²
- b_2 ピストン部の摩擦抵抗係数 g/cm/sec

- a_p ピストンの断面積 cm^2
 x_a ピストンの変位量 cm
 Δp 補助ピストンに加わる差圧 g/cm^2
 q 噴射管からの流量 $\text{cm}^3/\text{sec/g/cm}^2$

さて、補助ピストンについての運動方程式は、つぎのようにかける。

$$M_1 \frac{d^2 x_a}{dt^2} + b_2 \frac{dx_a}{dt} = a_p \Delta p \quad \dots\dots\dots(3.2-1)$$

つぎに上式右辺の噴射管の作動によって生じる、補助ピストンの両側における圧力差 Δp を考えてみる。噴射管の変位と受流孔における差圧との関係は、第11図に示されるような特性をもっている。もしその変位量が限定された噴射管の場合には、受流孔に発生する圧力差は変位に比例した量だけになるが、ピストン等を動かす場合には受流孔に油の流動があるため、その流量に比例した内部抵抗を考えねばならない。したがって、発生する差圧 Δp はつぎのように表わされる。

$$\Delta p = \frac{\partial \Delta p}{\partial x_j} x_j - \frac{\partial \Delta p}{\partial q} q \quad \dots\dots\dots(3.2-2)$$

この式で、 $\frac{\partial \Delta p}{\partial x_j}$ 、および $\frac{\partial \Delta p}{\partial q}$ は噴射管によって定まるものである。

(3.2-2) 式を (3.2-1) 式に代入し、 X_a 、 X_j をそれぞれ x_a 、 x_j のラプラス変換を行なったものとすれば、噴射管の変位についての補助ピストンの変位を表わす伝達関数 $G_2(s)$ を求めると、

$$G_2(s) = \frac{X_a}{X_j} = \frac{1}{\frac{M_1}{a_p \frac{\partial \Delta p}{\partial x_j}} s^2 + \frac{b_2 + a_p^2 \frac{\partial \Delta p}{\partial q}}{a_p \frac{\partial \Delta p}{\partial x_j}} s + 1} \quad \dots\dots\dots(3.2-3)$$

ここでそれぞれの数値はつぎのとおりである。

$$M_1 = 0.276 \text{ g/cm}^2/\text{sec}^2, \quad b_2 = 3.25 \times 10 \text{ g/cm}^2/\text{sec}, \quad a_p = 3.8 \text{ cm}^2$$

$$\frac{\partial \Delta p}{\partial x_j} = 7 \times 10^4 \text{ g/cm}^2/\text{cm}, \quad \frac{\partial \Delta p}{\partial q} = 40 \text{ g/cm}^2/\text{cm}^2/\text{sec}$$

したがって、

$$\frac{M_1}{a_p \frac{\partial \Delta p}{\partial x_j}} \doteq 10^{-6} \approx 0, \quad \frac{b_2}{a_p \frac{\partial \Delta p}{\partial x_j}} \doteq 1.22 \times 10^{-4} \approx 0, \quad \frac{a_p \frac{\partial \Delta p}{\partial q}}{\frac{\partial \Delta p}{\partial x_j}} \doteq 2.17 \times 10^{-3}$$

これらの値を (3.2-3) 式に代入すれば、次式のようにかける。

$$G_2(s) = \frac{1}{2.17 \times 10^{-3} s + 1} \text{ cm/cm} \quad \dots\dots\dots(3.2-4)$$

3.3 操作ピストンの伝達関数

第12図は操作ピストンまわりの動作要領を示したもので、また記号はつぎのように定める。

M_p 操作ピストンおよび動作部の等価質量 $g/cm/sec^2$

b_3 操作ピストン部の摩擦抵抗係数 $g/cm/sec$

A 操作ピストン断面積 cm^2

x_p 操作ピストンの変位 cm

F 操作ピストンの摩擦力 g

R_1 操作ピストンへの一次側配管抵抗 $g/cm^2/sec$

R_2 操作ピストンへの二次側配管抵抗 $g/cm^2/sec$

p_0 補助ピストンへの入力油圧 g/cm^2

p_1 補助ピストンの一次側圧力 g/cm^2

p_2 補助ピストンの二次側圧力 g/cm^2

p_1' 操作ピストンの一次側圧力 g/cm^2

p_2' 操作ピストンの二次側圧力 g/cm^2

q_1 操作ピストンへの一次側流量 cm^3/sec

q_2 操作ピストンへの二次側流量 cm^3/sec

q 操作ピストン部を通過する流量 cm^3/sec

C_a 補助ピストンの流量係数 $g/cm^2/sec$

さて、操作ピストンへ流出入する流量はつぎのようにかける。

$$q_1 = \frac{1}{R_1} \sqrt{p_1 - p_1'}, \quad q_2 = \frac{1}{R_2} \sqrt{p_2' - p_2} \quad \dots\dots\dots(3.3-1)$$

また、補助ピストン部を通過する流量は、スプールと弁孔との間に重合がないとすれば、つぎのように表わされる。

$$q_1 = C_a x_a \sqrt{p_0 - p_1}, \quad q_2 = C_a x_a \sqrt{p_2} \quad \dots\dots\dots(3.3-2)$$

しかしこれらの流出入する油量は等しくなければならないから、

$$q_1 = q_2 = q = A \frac{\partial x_p}{\partial t} \quad \dots\dots\dots(3.3-3)$$

ただしこの場合、油の圧縮性および弁部における油の漏洩は無視しており、かつ、流量係数は油の流れ方向や、弁孔の開度には無関係であると仮定している。

つぎに操作ピストンの運動方程式はつぎのようにかける。

$$M_p \frac{d^2 x_p}{dt^2} + b_3 \frac{dx_p}{dt} = A(p_1' - p_2') - F \quad \dots\dots\dots(3.3-4)$$

(3.3-4) 式に (3.3-1), (3.3-2) および (3.3-3) 式の関係代入し整理すると、

$$M_p \frac{d^2 x_p}{dt^2} + b_3 \frac{dx_p}{dt} + \left(\frac{2A^3}{C_a^2 x_a^2} + R_r A^3 \right) \left(\frac{dx_p}{dt} \right)^2 = A p_0 - F \quad \dots\dots\dots(3.3-5)$$

ただし、

$$R_T = R_1^2 + R_2^2$$

(3.3-5) 式を x_p について解くと次式をうる。

$$x_p = \frac{K_3 - \sqrt{K_2^2 + 4K_1K_2}}{-2K_1} t - \frac{1}{K_1} \left\{ \log \frac{\frac{K_1}{\sqrt{K_3^2 + 4K_1K_2}} + \frac{(K_3 + \sqrt{K_3^2 + 4K_1K_2})}{4K_2\sqrt{K_2^2 + 4K_1K_2}}}{\frac{K_1}{\sqrt{K_3^2 + 4K_1K_2}e^{\sqrt{K_3^2 + 4K_1K_2}}} + \frac{(K_3 + \sqrt{K_3^2 + 4K_1K_2})^2}{4K_2\sqrt{K_3^2 + 4K_1K_2}}} \right\} \dots\dots\dots(3.3-6)$$

ただし, K_1, K_2 および K_3 はつぎのように定める。

$$K_1 = \frac{1}{M_p} \left(\frac{2A^3}{C_a^2 x_a^2} + R_T A^2 \right), \quad K_2 = \frac{1}{M_p} (A p_0 - F), \quad K_3 = \frac{b_3}{M_p}$$

ここで, 配管抵抗, 摩擦力を無視できる程度と考えると,

$$R_T \approx 0, \quad F \approx 0, \quad b_3 \ll M_p$$

したがって,

$$K_1 = \frac{2A^3}{M_p C_a^2 x_a^2}, \quad K_2 = \frac{A p_0}{M_p}, \quad K_3 \approx 0$$

ここで, $A^3 \gg M_p C_a^2 x_a^2$ と仮定すると, (3.3-6) 式はつぎのようになる。

$$x_p = \sqrt{\frac{K_2}{K_1}} = \frac{C_a \sqrt{2 p_0}}{2A} x_a t \dots\dots\dots(3.3-7)$$

したがって, x_p のラプラス変換値を X_p とすれば, 操作ピストンの伝達関数 $G_3(s)$ は次式で示される。

$$G_3(s) = \frac{X_p}{X_n} = \frac{C_a \sqrt{2 p_0}}{2A} \cdot \frac{1}{s} \dots\dots\dots(3.3-8)$$

ここで上式の各数値はつぎのとおりである。

$$A = 960 \text{ cm}^2, \quad p_0 = 15 \text{ kg/cm}^2, \quad C_a = 266 \text{ (kg/cm}^2)^{\frac{1}{2}}/\text{cm}$$

これらの値を (3.3-8) 式に代入するとつぎのようになる。

$$G_3(s) = \frac{0.759}{s} \text{ cm/cm} \dots\dots\dots(3.3-9)$$

3.4 圧力検出器の伝達関数

圧力検出器は電流平衡型のものを使用しており, その伝達関数 $G_4(s)$ は次式で表わされる。

$$G_4(s) = \frac{I_2}{P_{it}} = \frac{K_p}{0.07s + 1} \dots\dots\dots(3.4-1)$$

ただし記号はつぎのとおりである。

I_2 検出器の出力電流 i_2 のラプラス変換値 mA

P_{it} 集合胴圧 p_{it} のラプラス変換値 kg/cm²

K_p 検出器の利得係数。検出器の検出圧範囲は 2 段階に切り換えて使用できる。検出圧が 0~4 kg/cm² のときには, $K_p = 30$, また 0~2 kg/cm² のときには, $K_p = 60$ である。

3.5 利得調節機構の伝達関数

利得調節機構の主な構造は第 5 図のようになっている。なお、記号はつぎのように定める。

M_0 操作ピストン部の質量 g/cm/sec^2

b_1 操作ピストン部の摩擦抵抗係数 g/cm/sec

A_p 操作ピストンの断面積 cm^2

A_0 空気圧受感部有効面積 cm^2

$k_{\theta 0}$ 噴射管の回転バネ常数 $\text{g} \cdot \text{cm/rad}$

L_0 噴射管の全長 cm

l_0 噴射管の回転中心から力の作用点までの長さ cm

$1/r_0$ 設定部のリンク比

δ 利得調整器の比率

f_0 検出圧による伝達力 g

x_0 噴射管先端の変位量 cm

y 操作ピストンの変位量 cm

p_{Ti} 貯気槽圧力 kg/cm^2

3.5.1 検出部および設定部の伝達関数

利得調節用コントローラの検出部の検出圧，すなわち貯気槽圧力 p_{Ti} と，設定部における伝達力 f_0 との間の伝達関数 $G_5(s)$ は， P_{Ti} および F_0 をそれぞれ p_{Ti} および f_0 のラプラス変換値とすれば，つぎのように表わされる。

$$G_5(s) = \frac{F_0}{P_{Ti}} \quad \dots\dots\dots(3.5-1)$$

しかるに f_0 は次式の関係で示される。

$$f_0 = A_0 p_{Ti} \times \frac{1}{r_0}$$

したがって，伝達関数 $G_5(s)$ はつぎのようになる。

$$G_5(s) = \frac{1}{P_{Ti}} \cdot \frac{A_0 P_{Ti}}{r_0} = \frac{A_0}{r_0} \quad \dots\dots\dots(3.5-2)$$

ここで各数値はつぎのとおりである。

$$A_0 = 5.62 \text{ cm}^2, \quad r_0 = 11$$

これらの値から， $G_5(s)$ はつぎのように表わされる。

$$G_5(s) = 0.51 \text{ cm}^2 \quad \dots\dots\dots(3.5-3)$$

3.5.2 利得調節用コントローラの伝達関数

コントローラの伝達関数については，すでに (3.1) で示したとおりである。いま，この部分の伝

達関数を $G_6(s)$ とし, x_0 のラプラス変換値を X_0 とすれば, 次式のようになる。

$$G_6(s) = \frac{X_0}{F_0} = \frac{l_0 L_0}{k_{00}} \quad \dots\dots\dots(3.5-4)$$

ここで各数値はつぎのとおりである。

$$L_0 = 16.8 \text{ cm}, \quad l_0 = 5 \text{ cm}, \quad k_{00} = 1.7 \times 25 \times 10^3 \text{ g} \cdot \text{cm/rad}$$

したがって, $G_6(s)$ はつぎのようになる。

$$G_6(s) = 1.97 \times 10^{-3} \text{ cm/g} \quad \dots\dots\dots(3.5-5)$$

3.5.3 利得調節用操作ピストンの伝達関数

操作ピストンまわりの構造は第13図に示されているとおりである。噴射管の変位に対して, 操作ピストンの両側に生じる圧力差を Δp とし, 流量を Q とすると次式が成立する。

$$A_p \Delta p = \left(\frac{\partial \Delta p}{\partial Q} \right) A_p Q + \left(\frac{\partial \Delta p}{\partial x_0} \right) x_0 A_p = M_p \frac{d^2 y}{dt^2} + b_4 \frac{dy}{dt} \quad \dots\dots\dots(3.5-6)$$

しかるに,

$$Q = A_p \frac{dy}{dt}$$

これを上式に代入し整理すると,

$$M_p \frac{d^2 y}{dt^2} + \left\{ b_4 - \left(\frac{\partial \Delta p}{\partial Q} A_p^2 \right) \right\} \frac{dy}{dt} = \left(\frac{\partial \Delta p}{\partial x_0} \right) A_p x_0 \quad \dots\dots\dots(3.5-7)$$

したがって, この部分の伝達関数 $G_7(s)$ は, Y を y のラプラス変換値とすれば,

$$G_7(s) = \frac{Y}{X_0} = \frac{\left(\frac{\partial \Delta p}{\partial x_0} \right) 1/A_p}{s \left\{ M_p s + b_4 - \left(\frac{\partial \Delta p}{\partial Q} \right) A_p^2 \right\}} \quad \dots\dots\dots(3.5-8)$$

ここで各数値はつぎのとおりである。

$$\frac{\partial \Delta p}{\partial x_0} = 2 \times 10^5 \text{ g/cm}^3, \quad \frac{\partial \Delta p}{\partial Q} = -86.9 \text{ g} \cdot \text{sec/cm}^5$$

$$b_4 = 328 \text{ g/cm/sec}, \quad A_p = 38.5 \text{ cm}^2, \quad M_p = 31 \text{ g} \cdot \text{sec}^2/\text{cm}$$

これらを (3.5-8) 式に代入すると

$$G_7(s) = \frac{5.19 \times 10^3}{31s^2 + 1.29 \times 10^5 s}$$

分母第1項を無視できるとすれば,

$$G_7(s) = \frac{4 \times 10^{-2}}{s} \quad \dots\dots\dots(3.5-9)$$

3.5.4 復原カムの伝達関数

復原カムは任意に調整できる機構のものであるが, ここでは主として対数曲線型のもを考へて解析に用いた。第14図はカムの特性曲線を, ピストンのストロークと, 信号圧力と設定圧力との差

に対して示したものである。なお解析には、この他に直線型のものも仮定して検討してみた。

ここで記号はつぎのように定める。

p_{T0} 貯気槽の初期圧力 kg/cm^2

p_{Ti} 任意の時間における貯気槽圧力 kg/cm^2

p_{ss} 集合胴における設定圧 kg/cm^2

y カム作動用ピストンのストローク cm

y_{max} y の最大値 cm

y_{min} y の最小値 cm

さて、カム曲線は作動用ピストンのストロークと圧力に対して、つぎのような型状を仮定した。

$$y = a e^{b p_{Td}} \quad \dots\dots\dots(3.5-10)$$

ただし、 a 、 b は常数で、 p_{Td} は次式で示される量である。

$$p_{Td} = p_{Ti} - p_{ss}$$

明らかに、 $y = y_{max}$ のときに p_{Td} の最大値に、また $y = y_{min}$ のときに p_{Td} の最小値に対応する。

この条件から (3.5-10) 式の常数 a 、 b が決定できる。

すなわち、

$$a = y_{min}, \quad b = \frac{1}{p_{T0} - p_{ss}} (\log y_{max} - \log y_{min})$$

したがって、カムの特性曲線はつぎのようにかける。

$$y = y_{min} e^{\frac{1}{p_{T0} - p_{ss}} (\log y_{max} - \log y_{min}) p_{Td}} \quad \dots\dots\dots(3.5-11)$$

ここで、

$$y_{max} = 20 \text{ cm}, \quad y_{min} = 1 \text{ cm}$$

これらを (3.5-11) 式に代入すると、

$$y = e^{\frac{2.9957}{p_{T0} - p_{ss}} p_{Td}} \quad \dots\dots\dots(3.5-12)$$

また直線型の場合は、 $1/\mu$ を比例常数としてつぎのように仮定した。

$$y = \frac{p_{Td}}{\mu} \quad \dots\dots\dots(3.5-13)$$

ここで μ は中間値として 1.5 とした。

なお、実際の特性曲線はここで仮定した対数曲線型と比べて、 p_{Td} の約 85% まででは実際の場合の方が大きい。しかしこの値以上では、両者はほとんど一致している。

3.5.5 利得調節器の伝達関数

利得調節器の比率 δ は次式で表わされる。なお、その結線要領は第15図のとおりである。

$$\delta = 1 - \frac{R_a}{R_a + R_r - \beta y} \quad \dots\dots\dots(3.5-14)$$

ここで、 R_a 、 R_r はそれぞれコントローラのディッピング・コイルおよび比率調節器の電気抵抗値で、 β はピストンのストロークに対する抵抗係数である。これらの値はつぎのとおりである。

$$R_a = 21 \Omega, \quad R_r = 500 \Omega, \quad \beta = 25 \Omega/\text{cm}$$

したがって (3.5-14) 式はつぎのようになる。

$$\delta = 1 - \frac{21}{521 - 25y} \quad \dots\dots\dots(3.5-15)$$

3.5.6 利得調節機構関係の総合伝達関数

利得調節機構の一巡伝達関数を $G_0(s)$ とすると、つぎのように表わすことができる。ただし、 Y_p 、 P_{Ti} はそれぞれ y 、 p_{Ti} のラプラス変換値、また $G_8(s)$ は復原カムの伝達関数を表わすものとする。

$$G_0(s) = \frac{Y_p}{P_{Ti}} = \frac{G_5 \cdot G_6 \cdot G_7}{1 + G_5 \cdot G_6 \cdot G_7 \cdot G_8} = \frac{1}{\frac{1}{G_5 \cdot G_6 \cdot G_7} + G_8} \quad \dots\dots\dots(3.5-16)$$

したがって、もし分母第1項を無視することができれば、利得調節機構の伝達関数は $G_8(s)$ すなわち復原カムのみ形状によって定まることがわかる。

$$G_0(s) = \frac{Y_p}{P_{Ti}} \doteq \frac{1}{G_8(s)} \quad \dots\dots\dots(3.5-17)$$

実際に、(3.5-16) 式における $\frac{1}{G_5 \cdot G_6 \cdot G_7}$ の値は約 1/60s である。しかも入力信号である貯気槽圧力の変動周波数はほとんど零であり、無視しうる程度であるから、この項は省略してもほとんどその特性には影響をおよぼさない。

3.6 調圧弁特性

調圧弁は前述のように、ロート弁を使用している。この弁の作動は操作ピストンの直線運動を弁体の回転運動に変換する方式であるが、弁の全閉時における流体の気密保持、および全開時において流路を弁前後の管径と一致させるため、弁体を弁座より揚程させる動作も行なっている。このためピストンのストロークは全閉時より直ちに弁を開方向に動作させず、最初は弁体を弁座より揚げる動作を行なう。したがって、制御上はピストンのストロークのある値までは、入力に対して出力は零である。また弁の特性は、ほぼ等比率特性に近似しているが、ここでは弁の特性曲線から、計算機の折線近似関数発生器に設定するのに必要な諸数値を実測した。なお、上記の弁の揚程動作に要するストロークは35%である。第16図はロート弁の特性を示したものである。

3.7 風胴特性

風胴の特性は、貯気槽圧力、調圧弁開口面積および集合胴圧力との関係を示すものである。なお記号はつぎのとおりとする。

- V_T 貯気槽体積 cm^3
 V_s 集合胴体積 cm^3
 A_0 調圧弁開口面積 cm^2
 A_n 測定筒喉部断面積 cm^2
 W_1 貯気槽より流出する空気流量 g/cm/sec^2
 W_2 測定筒喉部より流出する空気流量 g/cm/sec^2
 p_T 貯気槽圧力 g/cm^2
 p_s 集合胴圧力 g/cm^2
 M マッハ数
 a 音速 cm/sec
 ρ 空気密度 $\text{g} \cdot \text{sec/cm}^4$
 T 絶対温度 $^{\circ}\text{K}$
 R 気体常数 $\text{cm}^2/\text{sec}^2\text{C}$
 γ 空気の比熱化
 * 音速点における諸量を示す
 i 初期値を示す
 o よどみ点を示す
 T 貯気槽内の諸量を示す
 s 集合胴内の諸量を示す
 t 任意時間における諸量を示す

なお、解析にあたってつぎのような仮定を行なうものとする。

1. 調圧弁および測定筒喉部においては、流体は常に音速である。
2. 貯気槽内の空気の状態変化は、等温変化である。
3. 流路管内の空気流は等エントロピック流である。

仮定の(1)は、通風開始時の過渡期、貯気槽圧力が集合胴設定圧に近くなり、圧力比が臨界圧力比以上になった時および測定筒圧力と集合胴圧力との比が臨界圧力比以上になった場合を除いては正しい。仮定(2)については、実際とはやや相違があると思われるが、貯気槽内部にある保温材の効果により、それほど大きな誤差を生じることはない。実測の結果では、ポリトロピック指数が1.05以下と考えられ、ほとんど等温変化に近い。仮定(3)は、管路に特に強い衝撃波が存在せず、また管等からの影響が顕著でない限り、制御系の解析に対してはさほど大きな誤差を生じることはないと考えてよい。なお、流体は圧縮性完全流体として取り扱っており、したがって、管路内における粘性抵抗は考慮に入れていない。

さて貯気槽より調圧弁を通じて、 Δt 時間に流出する流量 ΔW_1 はつぎの式で示される。

$$\Delta W_1 = \rho^* a^* A_o \Delta t \quad \dots\dots\dots(3.7-1)$$

ここでつぎの関係を考慮する。

$$a^* = \sqrt{\gamma R T^*}, \quad \frac{T_{T_o}}{T} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2$$

$$\frac{\rho_{T_o}}{\rho} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{1}{1-\gamma}} \quad \rho_{T_o} = \frac{p_{T_o}}{R T_{T_o}}$$

仮定により調圧弁では流れは音速になっているとすると、 $M=1$ であるから上の関係から次式を得る。

$$\rho^* = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{1-\gamma}} \frac{p_{T_o}}{R T_{T_o}}, \quad a^* = \sqrt{\gamma R \frac{2}{\gamma+1} T_{T_o}}$$

したがって、流出量 ΔW_1 はつぎのようになる。

$$\Delta W_1 = \Gamma p_{T_o} A_o \frac{1}{\sqrt{R T_{T_o}}} \Delta t \quad \dots\dots\dots(3.7-2)$$

ただし、

$$\Gamma = \sqrt{\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \cdot \gamma} \quad \dots\dots\dots(3.7-3)$$

この流出量 ΔW_1 による貯気槽圧力の低下量を Δp_a とすると、

$$\Delta p_a = \frac{\Delta W_1}{V_T} R T_{T_o} = \frac{\sqrt{R T_{T_o}}}{V_T} \Gamma p_{T_o} A_o \Delta t \quad \dots\dots\dots(3.7-4)$$

したがって貯気槽圧力 p_{T_o} の降下率はつぎのようになる。

$$\frac{d p_{T_o}}{dt} = - \frac{\Gamma \sqrt{R T_{T_o}}}{V_T} \cdot p_{T_o} \cdot A_o \quad \dots\dots\dots(3.7-5)$$

つぎに集合胴における圧力 p_{st} は、調圧弁を経て流入する流量による圧力上昇分 p_u と、喉部より流出する流量による圧力降下分 p_l との差になる。すなわち集合胴初期圧を p_{T_o} とすれば

$$p_{st} = p_{T_o} + p_u - p_l \quad \dots\dots\dots(3.7-6)$$

貯気槽圧力の場合と同様にして、 p_u 、 p_l はつぎのようにして表わされる。

$$\Delta p_u = \frac{R T_{T_o}}{V_s} \cdot \Delta W_1, \quad \Delta p_l = - \frac{R T_{T_o}}{V_s} \cdot \Delta W_2 \quad \dots\dots\dots(3.7-7)$$

ここで、 ΔW_2 は喉部より時間に流出する流量で、次式のようにかける。

$$\Delta W_2 = \Gamma p_{st} A_n \frac{1}{\sqrt{R T_{T_o}}} \Delta t \quad \dots\dots\dots(3.7-8)$$

したがって、集合胴圧力の変化率は等温変化の仮定を考慮にいて、(3.7-6)、(3.7-7) および (3.7-8) 式から、つぎのようにかける。

$$\frac{d p_{st}}{dt} = \frac{d p_u}{dt} - \frac{d p_l}{dt} = \frac{\Gamma \sqrt{R T_{T_o}}}{V_s} (A_o p_{T_o} - A_n p_{st}) \quad \dots\dots\dots(3.7-9)$$

なお、(3.7—5) 式および (3.7—9) 式は、 $A_v = \text{一定}$ とすれば直ちに解けて、それぞれつぎのようになる。

$$p_{r_i} = p_{r_i} e^{-\frac{H}{V_T} A_v t} \quad \dots\dots\dots(3.7-10)$$

$$p_{u_i} = p_{u_i} e^{-\frac{H}{V_s} A_n t} + \frac{A_v p_{r_i}}{V_s} \frac{e^{-\frac{H}{V_T} A_v t}}{\frac{A_n}{V_s} - \frac{A_v}{V_T}} \quad \dots\dots\dots(3.7-11)$$

ただし、

$$H = \Gamma \sqrt{R T_{r_0}} \quad \dots\dots\dots(3.7-12)$$

ここで必要な数値はつぎのとおりである。

$$H = 197.49 \times 10^2 \text{ cm/sec}, \quad V_T = 523 \times 10^6 \text{ cm}^3$$

$$V_s = 1815 \times 10^4 \text{ cm}^3, \quad A_n = 36 \times 10^2 \text{ cm}^2$$

したがって、(3.7—5) 式および (3.7—9) 式はそれぞれつぎのようになる。

$$\frac{d p_{r_i}}{dt} = -0.3776 \times 10^{-4} A_v p_{r_i} \quad \dots\dots\dots(3.7-13)$$

$$\frac{d p_{u_i}}{dt} = 0.1088 \times 10^{-2} A_v p_{r_i} - 3.9172 p_{u_i} \quad \dots\dots\dots(3.7-14)$$

以上がフラッタ試験設備における吹出式風胴の圧力制御装置に含まれる各制御要素および制御対象について、制御系の制御特性を検討する上に必要な伝達関数を解析的に示したものである。勿論これらの伝達関数の算定には解析の都合上多くの仮定を含んでいる。特に関数中の諸係数で 10^{-3} 以下の次数のものは省略したが、制御系の総括的な性能を検討する上には特に重大な影響を与えることはない。なお、この他に制御系の要素の中で、油の管路内における粘性抵抗、集合胴内における空気圧の伝播速度、調圧弁の開度位置と負荷特性との関係は省略してある。油の粘性抵抗については、その粘度が非常に低い高圧絶縁油を使用しており、また管路の負荷容量も十分考慮されているので、ほとんど影響がないと考えて差し支えない。また、空気圧の伝播速度は、ほぼ音速程度と考えてよいから、検出器の時定数と比較して無視できる程度の量である。調圧弁の負荷特性に関しては、負荷変動による操作力の変動が非常に小さいことが、ロート弁の特徴の一つであり、また、調圧弁の制御動作が周波数の高い振動的な動作ではないから、この点についてもほとんど影響がないと考えてよい。

第17図は以上に示した制御系各要素の伝達関数を基にして、計算機に設定した系の相似回路である。なおこの回路では、圧力コントローラの伝達関数 (3.1—8) 式と、補助ピストンの伝達関数 (3.2—4) 式は便宜上組み合わせ一つとして表わしてある。また、利得調節器比率 δ 、誤差信号 I_3 、および制御信号 I_4 との関係は次のように表わされる。

$$I_4 = \delta \times I_3$$

計算回路における記録点は、貯気槽圧力、集合胴圧力、調圧弁開口面積、誤差信号、利得調節比率およびカム・ストロークの6点をとった。なお第17図中における記号等はつぎのとおりである。

C 係数器	D. F. G. 関数発生器
A 加算器	○ 係数設定器
I 積分器	⊗ 記録点
M 掛算器	

制御性能の検討方法として、初期利得の大きさを1つのパラメータとして選び、制御系の設定精度、過渡期の安定特性、整定状態および調圧時間等を調べた。また、これらの制御特性に影響があると思われる集合胴体積、貯気槽体積、検出器の時定数等も考慮に入れて検討してみた。すなわち、集合胴体積は集合胴のみでなく、測定部喉部より流出する流量とを関係づけて、みかけ上この体積の2倍、4倍および1/2倍の各場合を検討した。貯気槽体積は実際の風胴運転の場合にも1基使用のとき、2基使用のときがあるが、これらの場合について考察した。また、検出器の時定数も制御にとって重要な問題と考えられるので、実際使用している検出器の時定数である0.07秒(1次遅れ)をさらに大きくした場合を考えてみた。さらに制御開始時における調圧弁の急開操作法も検討してみた。

4. 解析の結果

4.1 検出器の利得と制御性能

検出器の利得 K_p は(3.4—1)式に示されているように60および30に切り換えて使用するようになっている。この両方の値について、調圧持続時間、定常状態になるまでの時間(整定時間)、過剰量(オーバー・シュート)、および設定精度等を調べた。

第18図の a, b および c 図は、それぞれ設定圧が 1.5kg/cm^2 に対する調圧時間、整定時間および設定精度を初期利得と検出器利得とについて示したものである。初期利得は、全体の利得が、 $p_{ra}=0$ の時に最大となるから、この時の利得の値を100%として、最初からある水準に p_{ra} に無関係に与えたもので、 p_{ra} に対する自動的な利得の補償はこの初期利得に加算されていくことになる。これらの図からわかるように、調圧持続時間は初期利得および検出器利得が高いほど長くなり、整定時間も初期利得の増大に伴って非常に短縮される。これは主として立ち上り時の追従性が、利得の向上に伴って良くなるためで、同様に貯気槽圧力の低下する制御の後半においても調圧持続時間に大きな影響を与えている。また追従性の向上は設定精度にも関連し、初期利得が高いほど精度も良くなる。ここでは初期利得は最大100%までしか与えていないが、概して初期利得の高いほど制御性能は向上するように見える。しかしある値以上になると、かえって逆効果が現われてくるのは当然であって、特に検出器の利得を大きくした場合には、過渡期の不安定現象が早く現われ、ま

た顕著になる。また設定値が比較的低い場合には、それに適合した検出器利得を選ぶべきで、ただ感度を高くするだけではかえって悪影響をおよぼし整定時間が長くなる。なお、 $K_p=60$ の場合に発生する過剰量は、設定圧が 1.5kg/cm^2 の場合に、初期利得が 70% で設定値の約 3%、また 100% で約 6.5% 程度である。この場合、整定までに 0.5~1.0 波長、その周期は 2.0 秒~3.0 秒程度である。第19図は、 $K_p=60$ の場合の初期利得が 10% と 100% の計算記録を示したものである。

4.2 設定圧と初期利得との関係

第20図は検出器の利得を変えないで、設定値を変化させた場合について、調圧時間、整定時間および設定精度を初期利得に対して示したものである。調圧時間は、設定圧が高くなれば短くなるのは当然のことであるが、その傾向は実際の場合に比較して妥当な値を示している。初期利得の増加に伴って調圧時間が長くなっているのは前節の場合と同様であって、第20図の(b)図からみてわかるように、過渡時の時間遅れが減少することにより、有効に貯気槽の空気を使用することができるからである。したがって初期利得が小さいと、設定圧に達するまでの時間が長くなり、その間の空気消費量が大きく、調圧時間が頭打ちになる。この傾向は設定圧が高くなるほど著しい。もちろんこのことは、単位時間あたりの流出量が大きくなるためである。また整定時間については、設定圧が高いほど短縮されているが、これは誤差信号が大きいため、系の利得がみかけ上増大するためである。したがって、前節でのべたように検出器の利得を設定値に応じて適当な値に選ぶことが必要であり、理想的には設定圧と検出器利得を最適値になるよう、検出器の利得が連続的に変化でき、設定圧の設定に応じて自動的に変動できることが望ましい。また、初期利得が過大になると、過渡現象的な過剰現象が現われて、整定時間に影響をおよぼすようになる。この傾向は誤差信号の大きい高い設定圧の方が顕著である。しかし系の減衰度は非常に大きく、過渡現象はたかだか 2 波長程度で減衰し、その量も設定圧の 5% 以内である。設定精度も利得が高くなるほど良好な結果を示しているが、これは初期利得による直接的な効果よりも、むしろ利得の増大による調圧時間の大小に間接的に関係しているものと考えられる。

4.3 過剰現象について

過剰現象については、すでに若干述べてあるが、これまでの過剰現象の意味は、特に過渡的な圧力の振動状態を呈する場合に限定して考えたものである。実際にはこのような現象とは別に第21図の(b)図に示すような、系の利得ないしは感度の不足に基づく過剰現象もある。このような場合には、設定圧に対してほとんど定常的な制御状態を示すことなく全動作が終わってしまうことになる。このような状態は、利得不足のために制御系が制御対象に追従できなくなるために生じるもので、したがって広義な解釈を行なえば、過剰現象は必ずしも利得が増大して、系が不安定になるために生じるだけでなく、利得不足によっても現われるということである。ただこの場合には危険を伴うような不安定な状態には至らない。

4.5 貯気槽体積と制御性能

貯気槽が1基の場合と、2基の場合を比較したものが、第22図および第23図である。供給源の体積の増加は、当然調圧時間を延長させることになり、また、貯気槽圧力の時間に対する降下率が低下するため、系の利得に対する調圧時間の増加度は、設定圧が高くなるほど大きくなる傾向にある。整定時間については、それほど大きな変化は認められないが、低い設定圧の場合、換言すれば貯気槽圧の降下率の低い方が、貯気槽体積の増分に対してほとんど整定時間に影響を与えていない。これは圧力の降下率が両者の場合、その絶対量で余り大きな差異がないためと考えられる。

4.6 流出流量との関係

集合胴圧力 p_{st} の時間変化率は、(3.7—9)式からわかるように、集合胴体積 V_s と測定筒喉部断面積 A_n との比、 V_s/A_n で関係づけられているから、 V_s を変化させることは、 A_n を変化させることと同意義である。すなわち、仮定によって集合胴部へ流入する流体量は調圧弁の開口面積 A_o できめられてしまうから、集合胴圧力 p_{st} の変化率は、測定筒喉部より流出する流量を一定とすれば、集合胴体積にのみ関連する。また、集合胴体積が一定の場合には、喉部からの流出量に左右されることは明らかである。

第24図は、実際の集合胴体積およびこれに付属する管路の体積を含めて18.15m³の場合を、 $V_s=1$ として、集合胴体積と整定時間との関係を初期利得をパラメータとして示したものである。ここで一般性をもたせるために、集合胴体積 V_s と、気流の集合胴内温度を280°Kとして、これに対する喉部音速を用いて、喉部を通過する流体の単位時間あたりの、体積流量 $A_n a^*$ との比（以後この比を体積比と称する）を別に示してある。図からわかるように、圧力の整定に要する時間は、体積比に関係し、0.15近傍の値が整定時間に対して最適値であることがわかる。もちろん整定時間の大小は系の利得にも影響されるが、この値より離れると制御は不安定の傾向を示し、過渡期の過剰現象が著しくなる。またこの傾向は系の利得が大きいほど顕著である。

このような状態になると、定常時の制御状態も劣化し、有効な制御時間も著しく減少する。

4.7 検出器の時定数

すでに示したように、検出器は一次遅れ系のものを使用しており、また、検出器と風胴の検出端間の時間遅れは考慮されていない。実際使用している検出器の時定数は0.07秒であるが、ここでは、このほかに0.1、0.4および0.7秒の4種の値について検討してみた。第25図は整定時間を初期利得と検出器利得をパラメータとして表わしたものである。検出器の利得が小さい場合には、時定数の大きいほど整定時間は長くなる。しかし利得が大きくなると、二次遅れ系にみられるような過制振の状態から、さらに振動状の応答を示すようになり、この間のある時定数の付近で、みかけ上整定時間が最も短くなるような現象を呈する。もちろんこの値以上になると安定度が悪くなり、第26図に示すように整定時間は増加する。したがって、もしこの制御系を二次遅れ系と考えると、

この値付近が減衰係数の臨界値であると考えられる。第27図は検出器の時定数に対して、立上り時間と収束時間との比を、また第28図は過剰量と設定値との比を示したもので、記号等は第26図に示すとおりである。立上り時間 T_b と収束時間 T_d との比は、制御系の過渡期の状態を示すパラメータの1つであり、収束時間が極端に長くなければ、この値の小さいほど相対的な過渡期の状態は良好であるといえる。普通 $T_b/T_d=0.25$ 以上の場合を相対安定特性が良好であると判定しているが、この点から云えばこの系は検出器利得と初期利得の高い場合における数点を除けば、良好な相対安定特性を有しているといえる。第28図の過剰量と設定値の比も、過渡期の安定性を示す一つのパラメータであるが、被制御系の構造上の安全性にも関連する量であるから、この値の許容値は制御対象によって異なってくる。この系では、 $4p_{ss}/p_{ss}=0.2\sim 0.3$ 程度が望ましい許容最大値であるとすれば、先の時間的な相対安定度の場合と同様に、利得の高い場合の数点を除いて良好な立上りを示しているといえる。

また、時定数が増大するにしたがって、定常時における制御圧が一定値でなく勾配をもつような傾向を示すようになる。この傾向は検出端の検出遅れが加われればさらに大きくなると考えられる。

4.8 急開操作による制御

制御開始時における制御系の利得を、みかけ上一時的にかせぐために、自動制御系と別個にか、あるいは制御操作系に組み入れて、調圧弁を所定開度まで急開させて、制御対象の設定値との偏差をできるだけ小さくし、以後自動制御に移る方法がある。これが急開操作による制御方式であるが、制御特性に対して弁の開速度、開度の設定が重要な要素となる。これらが適切でないとかえって以後の制御に悪影響を与えることになる。実際の装置では、自動制御系とは別個に圧油槽からの油圧を用いて、急開操作を行なえるようにしてある。この場合に、系の利得が低い場合には、急開設定値が制御設定圧値より約±20%以内であれば、制御性能は十分改善される。しかし急開設定値がこれ以上になり、誤差信号が増加すると設定値への収束が非常に悪くなる。これは制御系の利得が低いため当然のことであるが、系の利得の高い場合には、それほど効果的な改善が認められないし、ほとんどの場合過剰現象が大きく現われ、良好な制御を行なうことが困難である。

実際の制御の場合には、経験的に急開設定値を適切な値に選ぶことができるから、急開操作方式を併用する価値はあるが、できれば誤差信号を検出し、急開設定値および急開速度（初期利得）を自動制御系の一部にいれることが望ましい。しかし、あくまでこの方法は系の初期利得が非常に小さい場合のみ適用されるべきで、十分な利得余裕がある場合にはむしろ使用しない方がよい。第29図はそれぞれの場合の急開操作による集合胴圧力の制御状態を示したものである。

4.9 そ の 他

本制御系の系統で以上にのべた要素の他に、補助ピストンの利得と利得補償のカム曲線の問題がある。補助ピストンの利得は系としては、他の利得を変えることと同等であり、さしてこれまでの

結果に対して新しい結論は生じない。

利得補償用カム曲線は制御系としては重要な要素で、曲線の選び方によっては制御性能への影響は大きい。ここでは直線型のものと同数曲線型のものを選んで比較してみた。第30図はこれらについての比較の1例であるが、当然のことであるが、貯気槽圧力の減少に対する補償曲線の勾配の大きい対数曲線型のものの方が、立ち上り時の整定時間も短く、調圧時間も長く制御状態も良好である。特に貯気槽圧力の低くなる後半においては、直線型の場合には利得不足が著しくなる。もちろん直線型の場合でもさらに勾配を大きくすることができるが、制御開始時に余り利得勾配が大きいと過渡期の不安定現象が発生しやすくなる恐れがある。ここではこの2例について以外は検討していないが、実際の場合にはさらに効果的な曲線を設定することも可能であると考えられる。

4.10 実際の制御

実際の場合の制御では、解析の場合に行なったように、系の制御要素を変更して個々の要素に対する制御特性を検討することは困難であるので、総合的な特性を考察することにとどめた。第31図の a, b 図は調圧値の記録の例であるが、共に制御状況は良好で、高い調圧精度と安定性を有していることがわかる。調圧精度については、通常の測定器を用いた測定では全くその圧力変動は認められなかった。また設定精度は、制御系としての誤差のほかに、計器自身の誤差や手動で設定する場合の誤差も含まれているが、だいたい±2%程度である。整定時間は条件によって異なるが、だいたい4～6秒程度で、初期利得40%の場合の解析の結果とよく一致している。総体的にみて、系の利得は解析に示したような初期利得を任意に選んで設定することはできないが、解析における初期利得が40%～50%程度に相当すると思われる。実際の装置の利得の調整は、利得調節用コントローラの噴射管部における比率設定器を遠隔操作で加減することができるので、調圧値に応じて調節して使用している。したがって、初期利得のかわりに利得感度を高める方法しか行なえないので、解析の結果とは直接比較することはできないが、傾向としては、解析に示したように設定値に応じて適当な値を選ばないと、制御性能は低下する。なお利得調節器の抵抗値の調整や、可変カムの調整は行っていないが、抵抗値は解析の場合と同一であり、可変カムの形状は解析に使用したものと比べて、制御の初期では利得補償が大きく、後半では一致している。また、補助ピストン系の利得は解析値よりやや高いようである。なお、その他の各機器の利得や時定数等は容易に変更できないし、また場合によっては危険を伴うので、解析的な実験を行なうことはできなかった。しかし実際の場合には、解析に示したもの以外にたとえば、検出器と検出端間の時定数、集合胴内の圧力と検出端間の時定数、油圧管内の油の抵抗や油の慣性等による時間遅れ、制御弁の負荷変動等が加わってくるから、部分的な性能上の特性は解析とは若干の差があるが、全般的にみて、解析結果と実際の場合とではそれほど大きな差異はない。ただ系の利得がみかけ上予想よりやや大であることと、安定度ないしは減衰度は解析結果より大きく、また広い範囲を有している。また、本風胴では実験

の性質上圧力掃引を行なう必要があるが、 $0.1 \text{ kg/cm}^2/\text{sec} \sim 0.2 \text{ kg/cm}^2/\text{sec}$ 程度の掃引速度では十分な追従能力を有している。

5. む す び

吹出式風胴の圧力制御についての数値的な解析を、フラッタ試験設備における風胴を例にとり行なったが、実際の装置と解析に用いた等価回路の間に幾つかの要素が省略されてはいるが、実際の運転操作や整備上、また今後のこの種の制御系についての有用な多くの指針をうることができた。もちろんこのような解析は一つの目安にしかすぎないし、またそれ以上の目的に適用することは危険ではあるが、解析の結果は実際の制御装置の制御性能とそれほど大きな差異は認められなかった。特に安定度については経験的に考えていたものより、さらに定量的に推定できるようになった。

解析の結果、このような系の制御では、機器の選定、系の構成で最も重要な要素は、利得の大きさと利得の補償であることがわかった。また、被制御系においても体積比の範囲を制御系と十分関連させて考慮されなければならないことが明らかになった。また、この種の制御系では外乱は解析的にはないわけであり、実際にもきわめて小さいと考えられるから、制御要素は周波数特性を二次的に考えて、他の特性を重点的に考慮されるべきである。また過渡特性をさらに向上させるためには、制御弁の動作位置を検出してサーボ弁へのフィード・バックを考えるべきであり、急開操作も自動制御系の中に組み入れ、誤差信号に対応させて初期開度を自動的に設定させ、また誤差信号の変化率から急開速度、すなわち利得を自動的に定めるのが理想的な制御方法である。特に流量特性の範囲の広い風胴ではこれらの方法が必要であり、検出器利得も設定圧に応じて設定する方法も考慮されてよい。さらに系の利得補償もここでは機械的な方法で行なわれているが元圧との関連あるいは誤差信号との関連から利得常数の制御および時定数の制御も行なえることが望ましい。

もちろんここで行なった解析では、一般性をもった風胴の制御系の分析としては不十分であり、特にここでは各機器の伝達関数をすべて s について 1 次ないしは 0 次のもので取り扱ったが、更に精密には高次の関数形を導入する必要がある。しかし、実際の場合との比較、検討の結果からみて、この程度の解析で設計に対する総括的な資料を得ることが可能であり、また風胴をも含めて制御系の構成をほぼ決定することができる。もちろんこのほかに自動制御の分野としては、さらに詳細に検討すべき多くの問題があるが、予備的な解析を通じて、技術的には制御系の各要素の性能や構造をどのように向上させ、また改善すべきかの指針をうることも可能である。

最後に、この制御装置の解析にあたって、運輸技術研究所（現 船舶技術研究所）のアナログ計算機の使用について、多大の便宜を計って戴いた同研究所航空部、荒木部長（現 航空宇宙技術研究所 飛行実験部長）、および終始計算についての御指導を賜った 同部市川技官（現航空宇宙技術研究所飛行実験部）に厚くお礼申し上げます。また、本解析についての資料を惜しみなく提出下

され、かつ終始御援助を戴いた東京機器工業㈱、高山・小野田両技師に深く感謝申し上げます。

参 考 文 献

1. 川崎 謙, 秋山忠弘: 油圧制御系の設計 昭和35年 日刊工業新聞社
2. J. M. Nightingale 原著, 久田丈夫訳: サーボ理論 昭和35年 コロナ社
3. H. S. Tsien: Engineering Cybernetics 1954 McGraw-Hill Co.
4. Granino A. Korn and Theresa M. Korn: Electronic Analog Computers 1956 McGraw-Hill Co.
5. 油圧コントローラの動特性 オートメーション第6巻, 第7号, 第8号
6. Ruel V. Churchill 原著, 洪 四方次訳: 応用ラプラス変換 昭和31年 彰国社

主 要 記 号

- G_1 圧力コントローラ伝達関数
 G_2 補助ピストン伝達関数
 G_3 調圧弁操作ピストン伝達関数
 G_4 圧力検出器伝達関数
 G_5 利得調節用コントローラ検出部, 設定部伝達関数
 G_6 利得調節用コントローラ伝達関数
 G_7 利得調節用操作ピストン伝達関数
 G_8 復原カム伝達関数
 G_c 集合胴圧力伝達関数
 G_T 貯気槽圧力伝達関数
 G_v 調圧弁伝達関数
 G_R 利得調節器伝達関数
 I_1 設定器出力
 I_2 圧力検出器出力
 I_3 誤差信号
 I_4 制御信号
 X_j 噴射管変位
 X_a 補助ピストン変位
 X_p 調圧弁操作スピトン変位
 A_v 調圧弁開口面積
 F_v 利得調節用コントローラの噴射管への入力
 X_v 利得調節用コントローラの噴射管の変位
 Y 利得調節用操作ピストン変位
 δ 利得調節器比率
 e_{st} 集合胴圧力
 p_{Tt} 貯気槽圧力
 R_v 体 積 比
 T 検出器時定数
 K_p 検出器利得
 p_{st} 設 定 圧

伝達関数一覧

1. 圧力コントローラ

$$G_1(s) = \frac{X_j}{I_1} = 4.66 \times 10^{-2} \text{ cm/mA}$$

2. 補助ピストン

$$G_2(s) = \frac{X_a}{X_j} = \frac{1}{a \frac{\partial \Delta p}{\partial p} / \frac{\partial \Delta p}{\partial x^j} \cdot s + 1} = \frac{1}{2.17 \times 10^{-3} s + 1} \text{ cm/cm}$$

3. 操作ピストン

$$G_3(s) = \frac{X_p}{X_a} = \frac{C_a \sqrt{2 p_o}}{2 A} \frac{1}{s} = \frac{0.759}{s} \text{ cm/cm}$$

4. 圧力検出器

$$G_4(s) = \frac{I_2}{P_{it}} = \frac{K_p}{0.07s + 1} \text{ mA/kg/cm}^2, \quad K_p = 30, 60$$

5. 利得調節用コントローラ検出部および設定部

$$G_5(s) = \frac{F_g}{P_{Ti}} = \frac{A_g}{\delta} = 0.51 \text{ cm}^2$$

6. 利得調節用コントローラ

$$G_6(s) = \frac{X_g}{F_g} = \frac{l_g L_g}{k_{gg}} = 1.97 \times 10^{-3} \text{ cm/g}$$

7. 利得調節用操作ピストン

$$G_7(s) = \frac{Y}{X_g} = \frac{\frac{\partial \Delta p}{\partial x_g} \frac{1}{A_p}}{\left\{ b_1 - \left(\frac{\partial \Delta p}{\partial Q} \right) A_p^2 \right\} s} = \frac{4 \times 10^{-2}}{s}$$

8. 復原カム

$$Y = y_{min} e^{\frac{1}{p_{ro} - p_{is}} (\log y_{max} - \log y_{min}) p_{ra}}$$

あるいは,

$$\frac{dY}{dt} = \alpha \cdot Y \frac{d p_{ra}}{dt}$$

ただし,

$$\alpha = \frac{1}{p_{ro} - p_{is}} (\log y_{max} - \log y_{min}) = \frac{2.9957}{p_{ro} - p_{is}}$$

あるいは,

$$Y = \frac{P_{Ti}}{\mu}, \quad \mu = 1.5$$

9. 利得調節器比率

$$\delta = 1 - \frac{R_d}{R_d + R_s - \beta Y} = 1 - \frac{21}{521 - 25Y}$$

10. 貯気槽圧力

$$\frac{d p_{Tt}}{dt} = \frac{\Gamma \sqrt{R T_{T0}}}{V_T} \cdot p_{Tt} A_v = 0.3776 \times 10^{-4} A_v p_{Tt} \quad \text{kg/cm}^2/\text{sec}$$

11. 集合胴圧力

$$\frac{d p_u}{dt} = \frac{\Gamma \sqrt{R T_{T0}}}{V_s} (A_u p_{Tt} - A_n p_u) = 0.1088 \times 10^{-2} A_v p_{Tt} - 3.9172 p_u \quad \text{kg/cm}^2/\text{sec}$$

 図 表 一 覧

- 第1図 圧力制御装置系統
- 第2図 フラッタ風胴概略
- 第3図 圧力検出器作動要領
- 第4図 補助ピストン構造
- 第5図 利得調節機構系統
- 第6図 調圧弁概略構造
- 第7図 制御系ブロック図
- 第8図 噴射管作動要領
- 第9図 比率設定部作動要領
- 第10図 補助ピストン作動要領
- 第11図 噴射管の特性
- 第12図 操作ピストン作動要領
- 第13図 利得調節機構の操作ピストン作動要領
- 第14図 復原カム特性
- 第15図 利得調節機構結線図
- 第16図 調圧弁特性
- 第17図 アナログ計算機設定回路
- 第18図—(a) 初期利得と調圧時間
 $p_{ss}=1.5 \text{ kg/cm}^2, K_p=30, 60$
- 第18図—(b) 初期利得と整定時間
 $p_{ss}=1.5 \text{ kg/cm}^2, K_p=30, 60$
- 第18図—(c) 初期利得と設定精度
 $p_{ss}=1.5 \text{ kg/cm}^2, K_p=30, 60$
- 第19図—(a) 計算記録
 $K_p=60$, 初期利得 10%
- 第19図—(b) 計算記録
 $K_p=60$, 初期利得 100%
- 第20図—(a) 初期利得と調圧時間
 $K_p=30$, 設定圧との関係

第20図—(b) 初期利得と整定時間

$K_p=30$ 設定圧との関係

第20図—(c) 初期利得と設定精度

$K_p=30$ 設定圧との関係

第21図—(a) 計算記録

過剰現象, 高利得の場合

第21図—(b) 計算記録

過剰現象, 低利得の場合

第22図—(a) 初期利得と調圧時間

貯気槽体積との関係, $p_{02}=1.5 \text{ kg/cm}^2$

第22図—(b) 初期利得と調圧時間

貯気槽体積との関係, $p_{02}=2.5 \text{ kg/cm}^2$

第23図—(a) 初期利得と整定時間

貯気槽体積との関係, $p_{02}=1.5 \text{ kg/cm}^2$

第23図—(b) 初期利得と整定時間

貯気槽体積との関係, $p_{02}=2.5 \text{ kg/cm}^2$

第24図 体積比と整定時間

第25図 検出器時定数と整定時間

第26図 過渡現象図

第27図 検出器時定数と時間的相対安定比

第28図 機出器時定数と過剰量比

第29図—(a)~(e) 計算記録

急開操作の例

第30図—(a)~(c) 計算記録

カム特性が直線の場合

第30図—(d)~(f) 計算記録

カム特性が対数曲線の場合

第31図—(a)~(b) 実際の制御例

第32図 制御装置外観

第1表 利得調節機構の復原カム特性式係数

第2表 調圧弁特性の常数

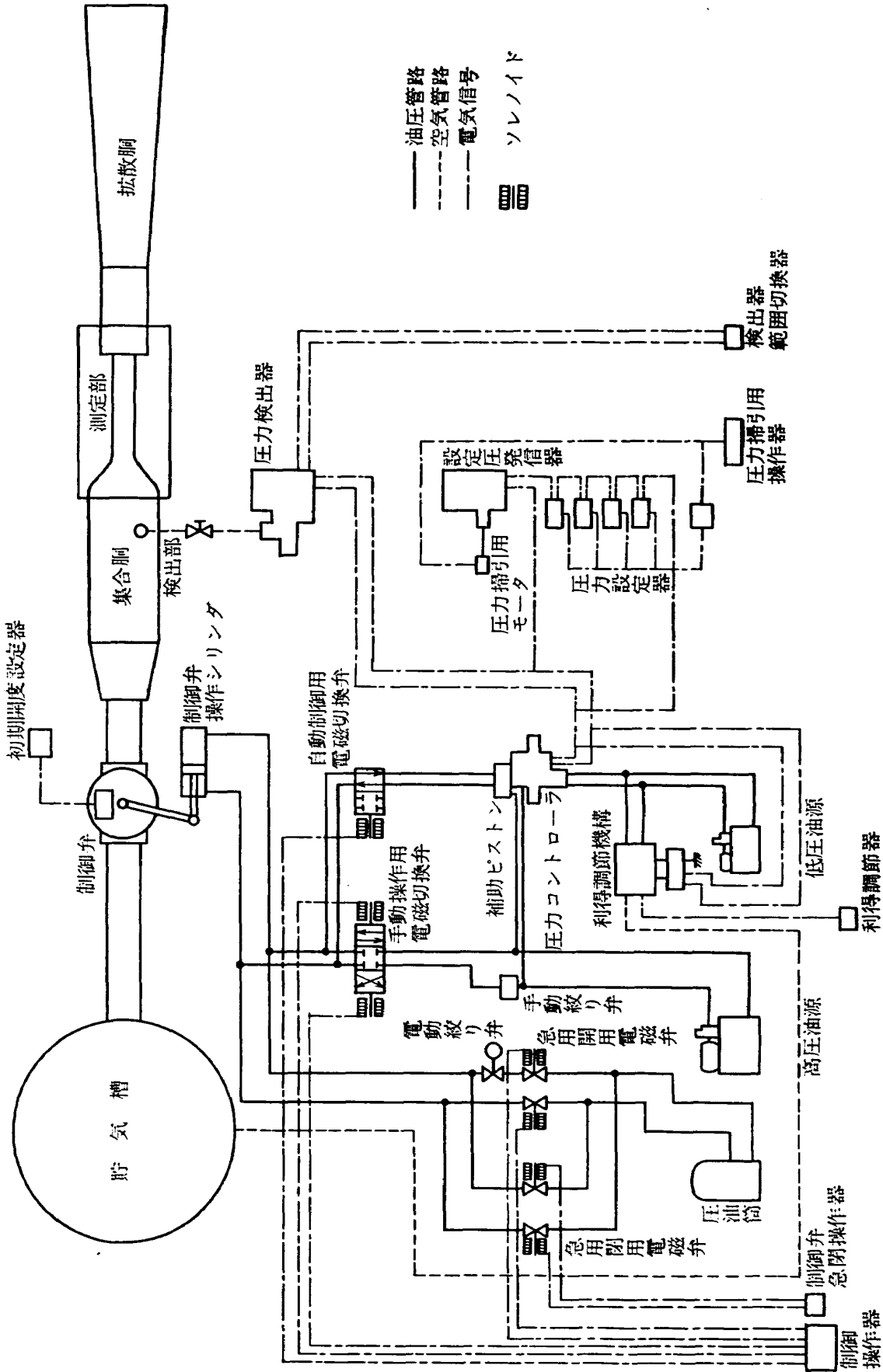
第1表 復原カム曲線指数

p_{ss} (kg/cm ²)	\bar{p}_{ss}	$\bar{p}_{r0} - \bar{p}_{ss}$	α
0.5	2.0	78	0.0096
1.0	4.0	76	0.0099
1.5	6.0	74	0.0101
2.0	8.0	72	0.0104
2.5	10.0	70	0.0107
3.0	12.0	68	0.0111
3.5	14.0	66	0.0113
4.0	16.0	64	0.0117

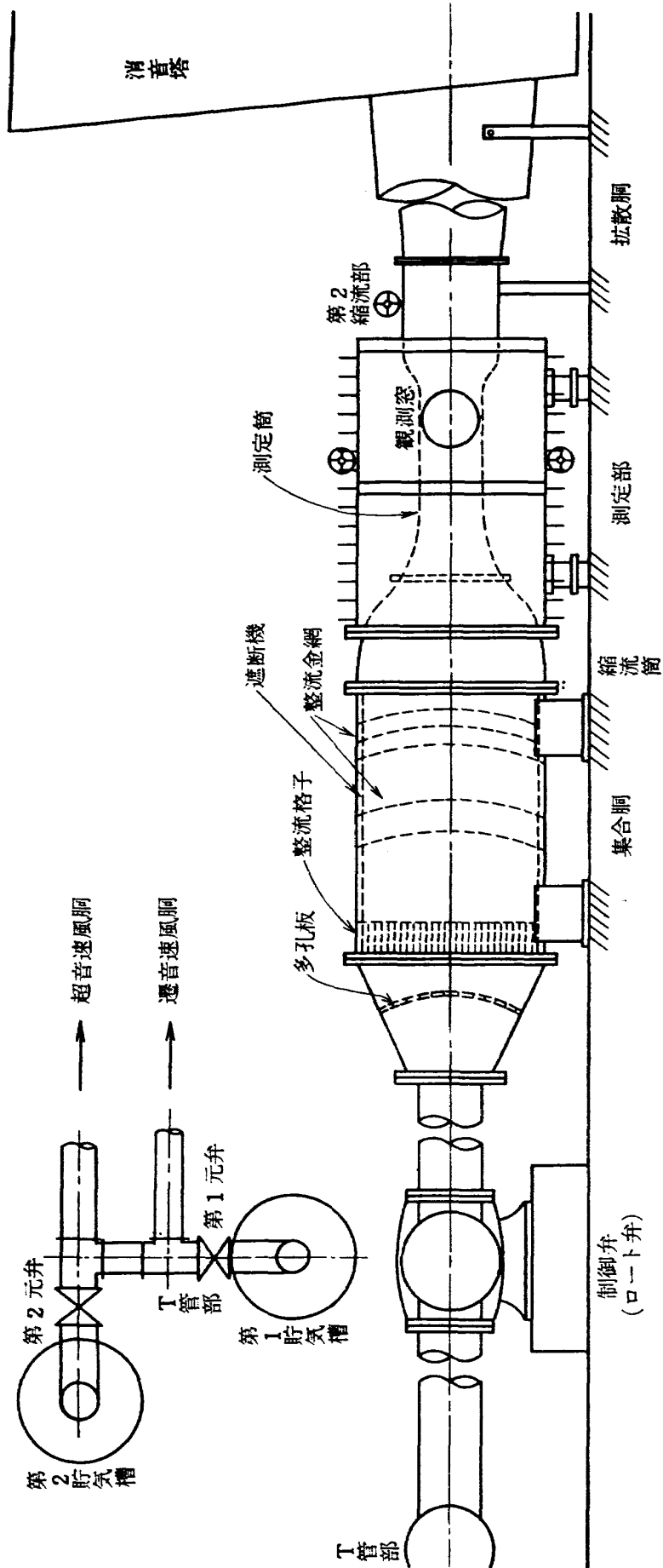
第2表 調圧弁特性値

$X_p - 18.55^*$ (cm)	A_v (cm ²)	\bar{A}_v	\bar{x}_p	$\Delta \bar{x}_p$	$d\bar{A}_v/d\bar{x}_p$
0	0	0	33.39		0.400
57.4	165.48	4.137	43.72	10.33	1.034
114.8	592.66	14.817	54.05	10.33	1.498
172.2	1212.26	30.307	64.39	10.34	2.021
229.6	2047.38	51.185	74.72	10.33	2.477
287.0	3071.07	76.777	85.05	10.33	1.878
344.5	3848.46	96.212	95.40	10.35	

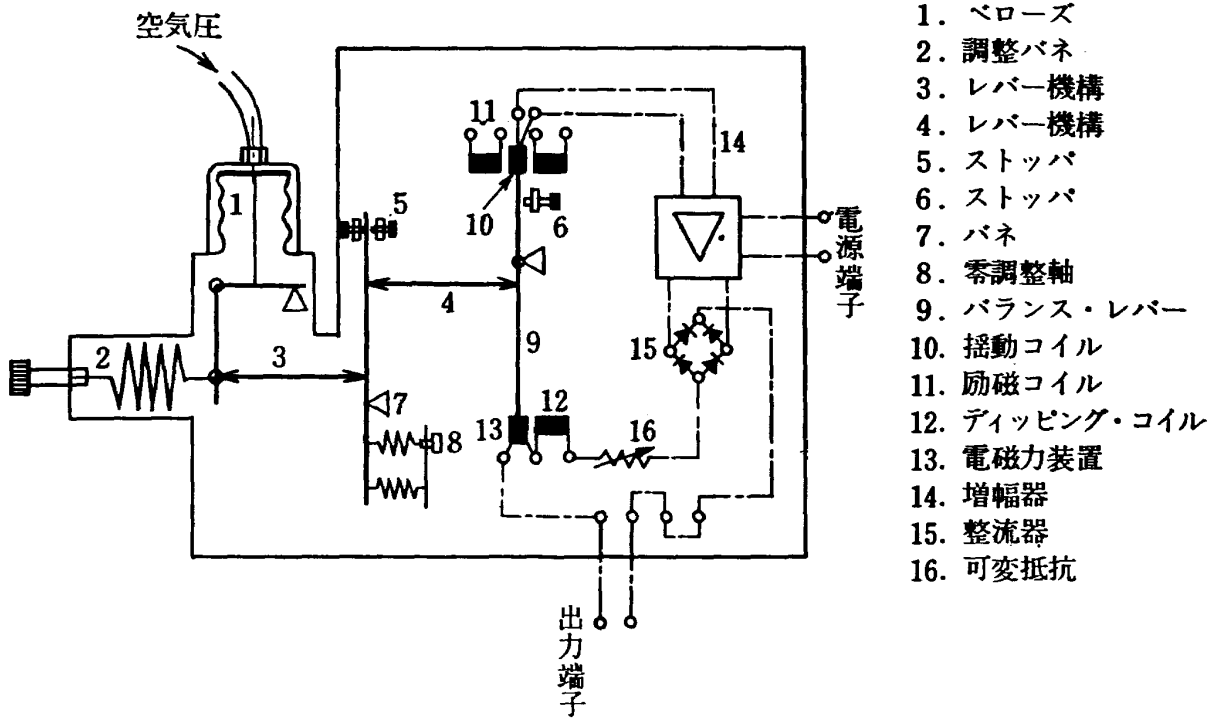
* ストローク 18.55cm までは $A_v=0$ である



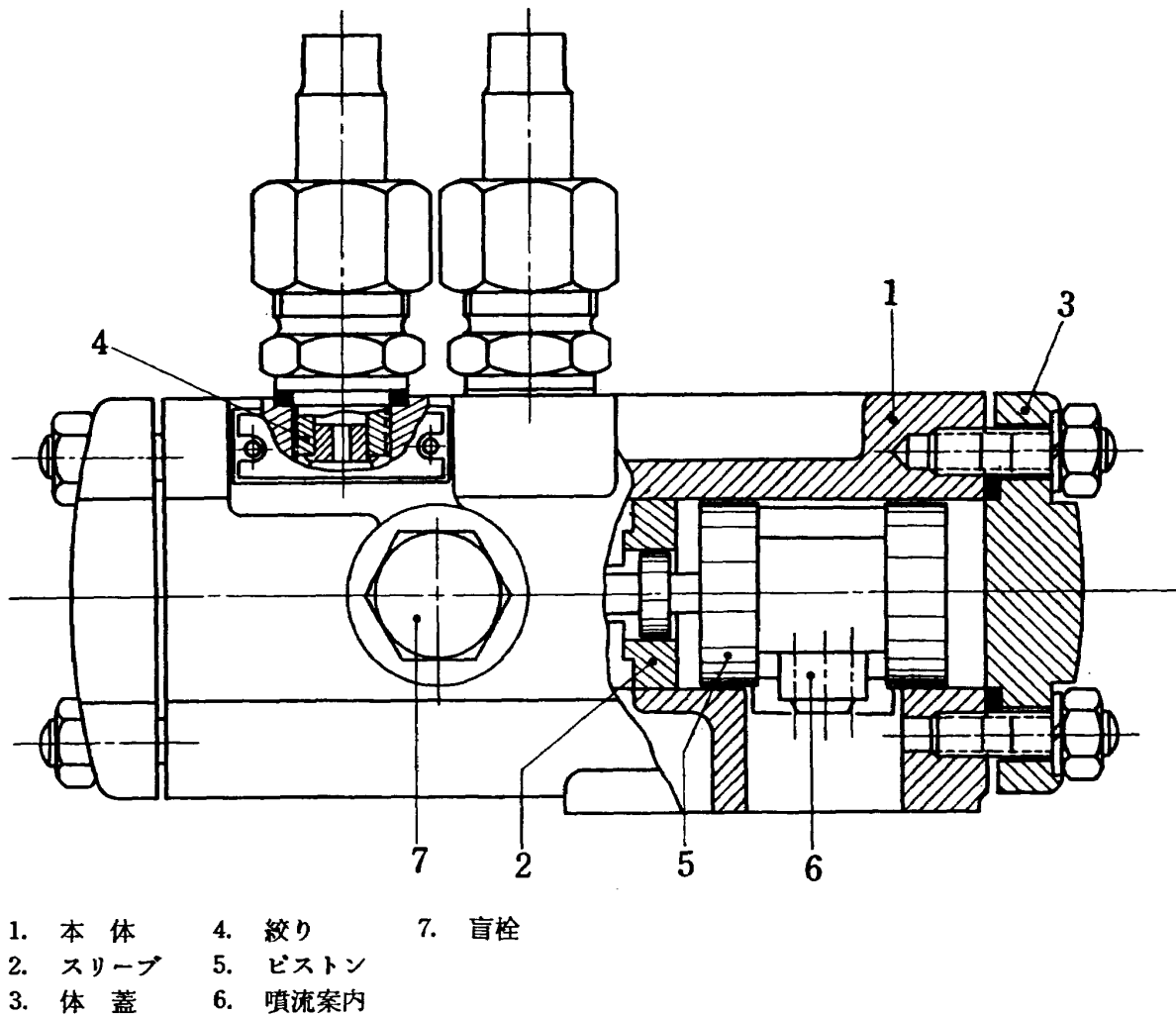
第1図 圧力制御装置系統



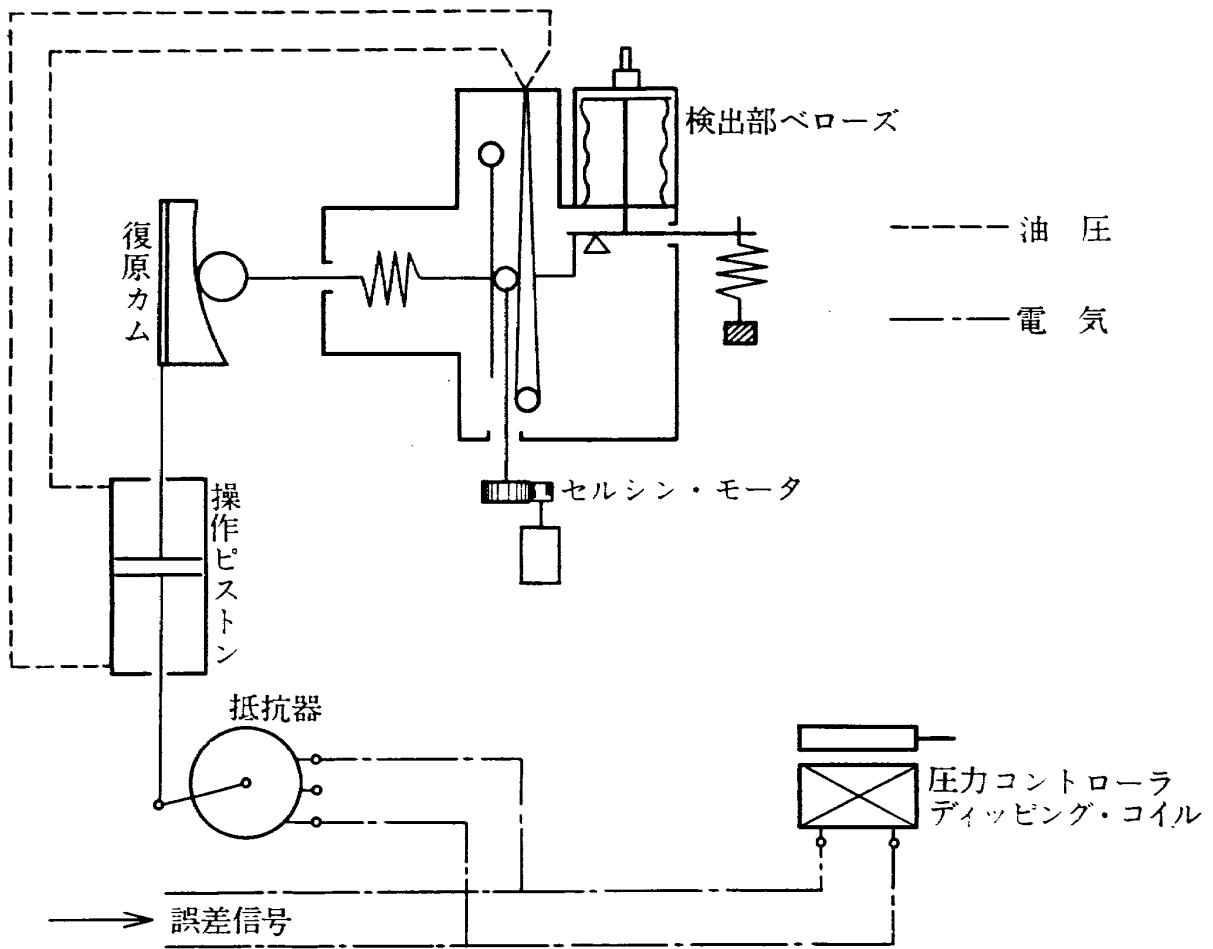
第2図 風洞概略



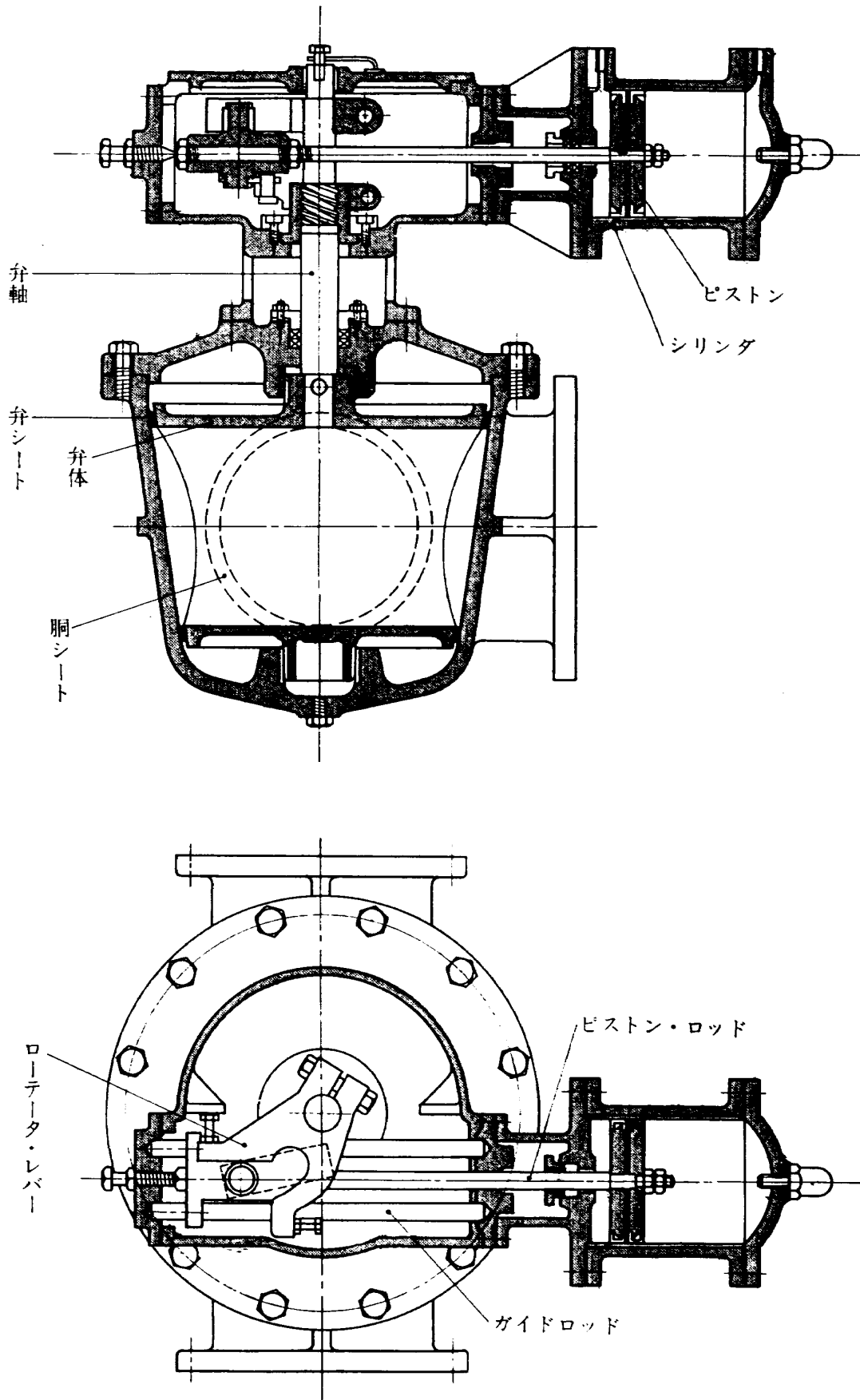
第3図 圧力検出器



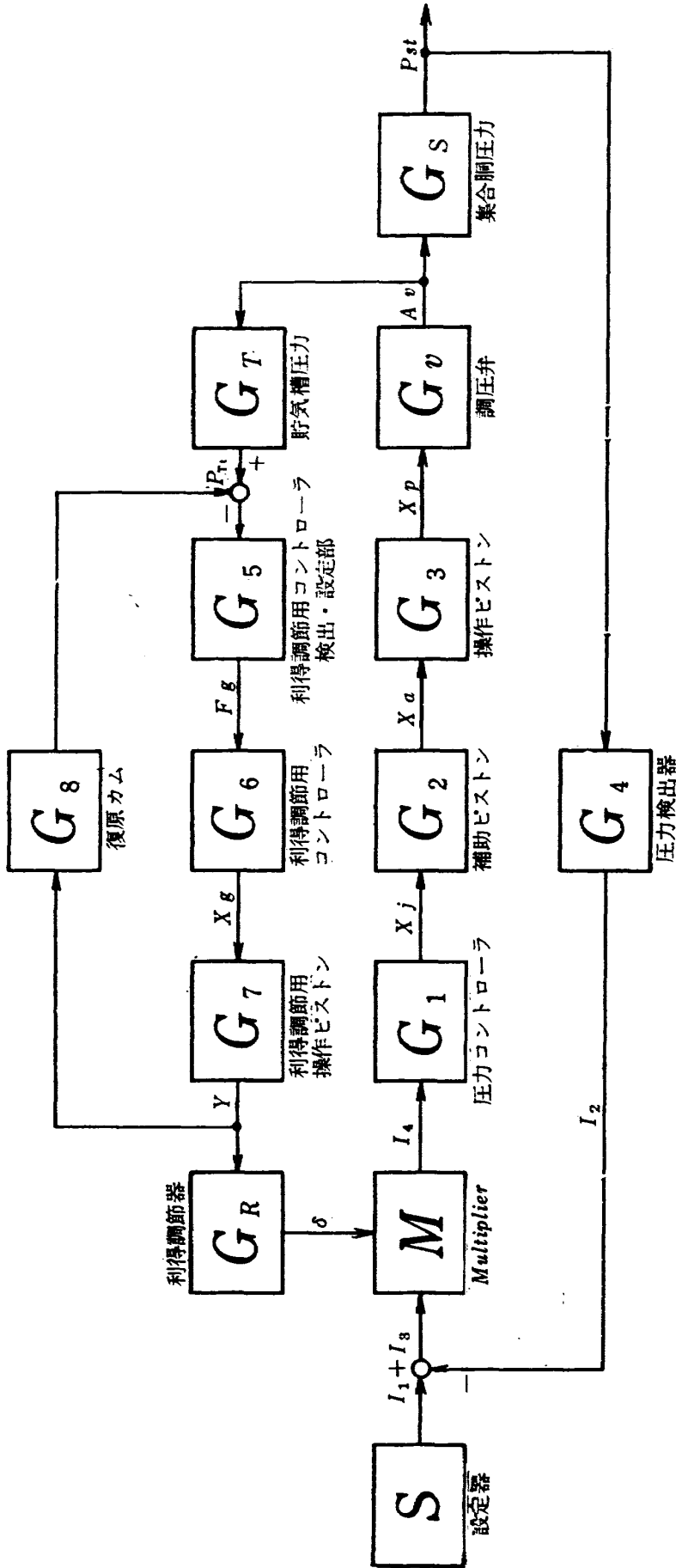
第4図 補助ピストン



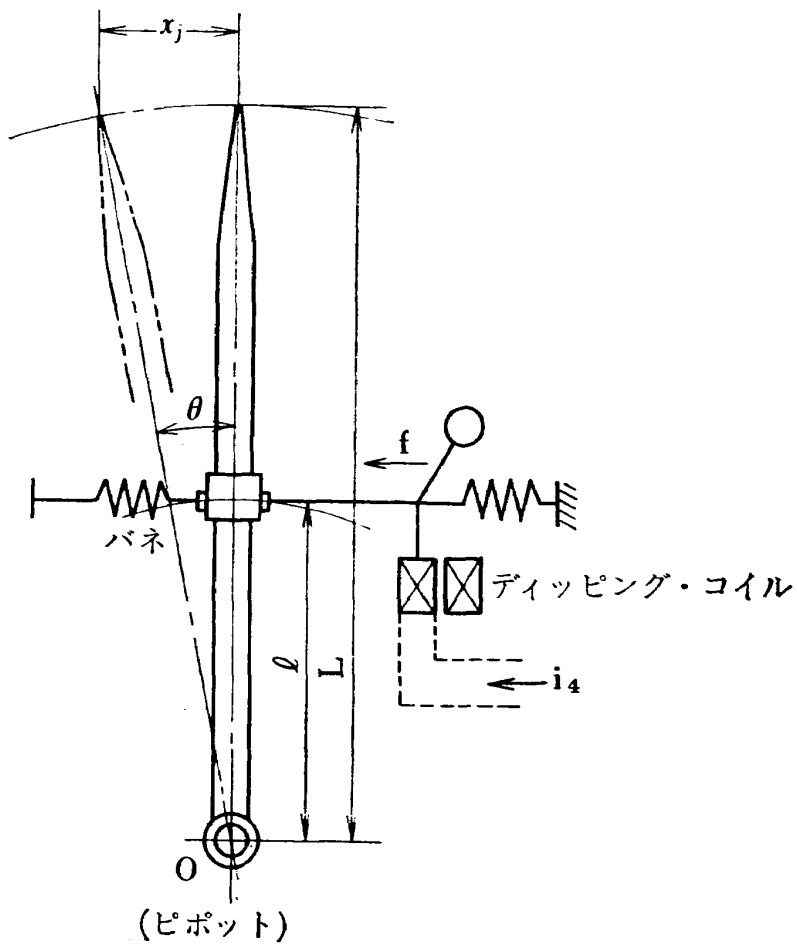
第5図 利得調節機構



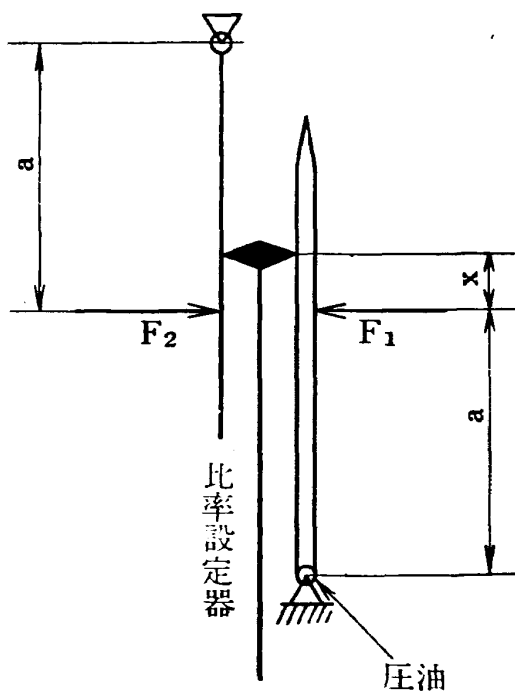
第6図 調 圧 弁 構 造
(全 閉 位 置)



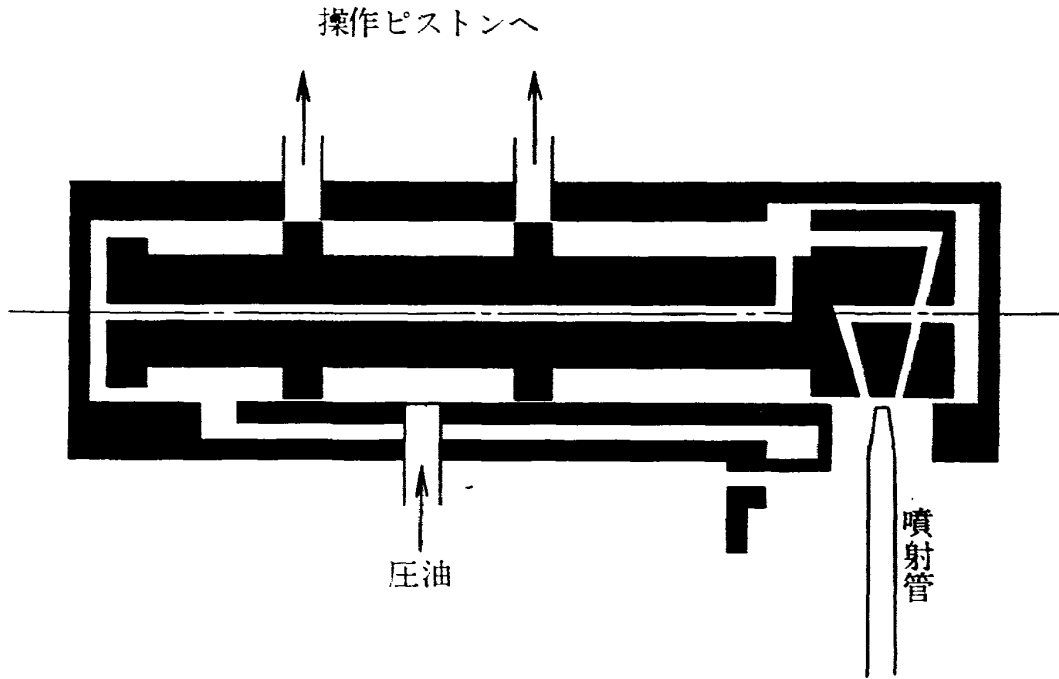
第7図 制御系ブロック図



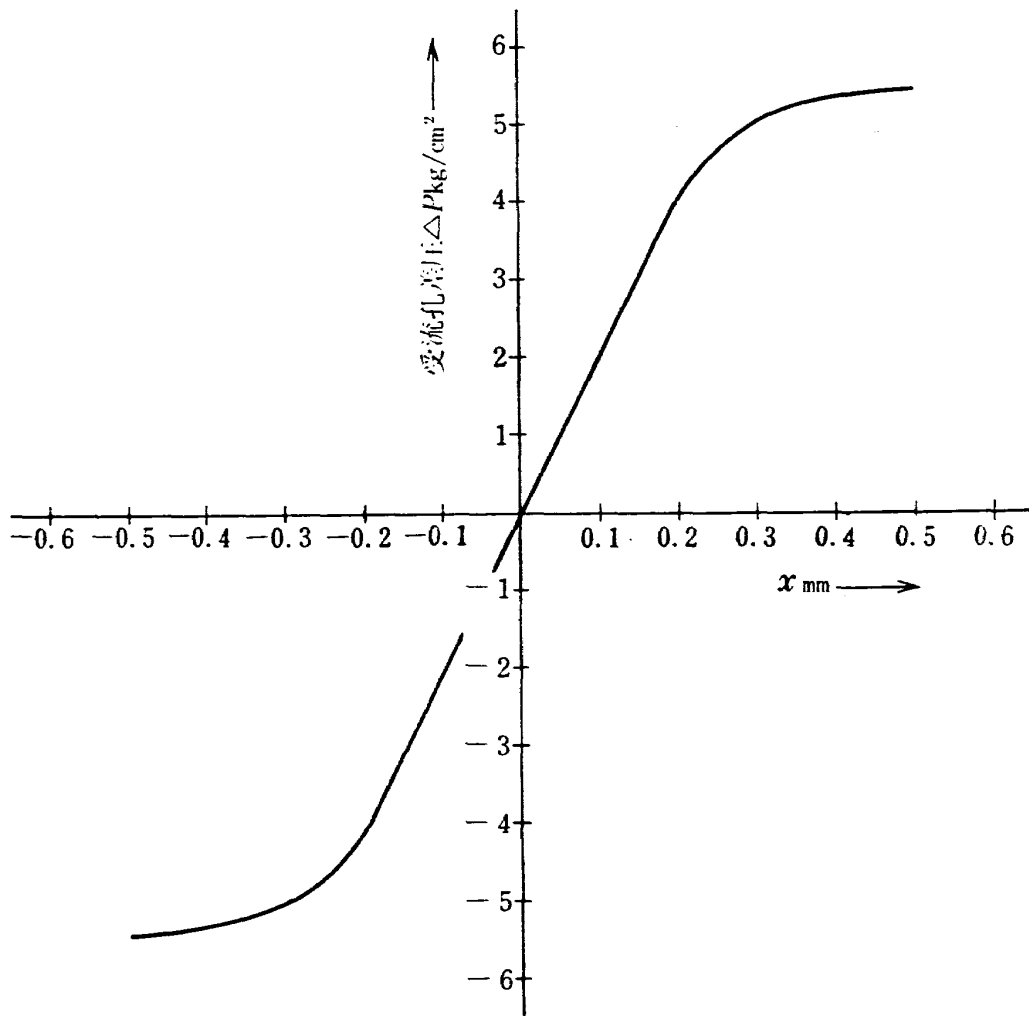
第8図 噴射管作動要領



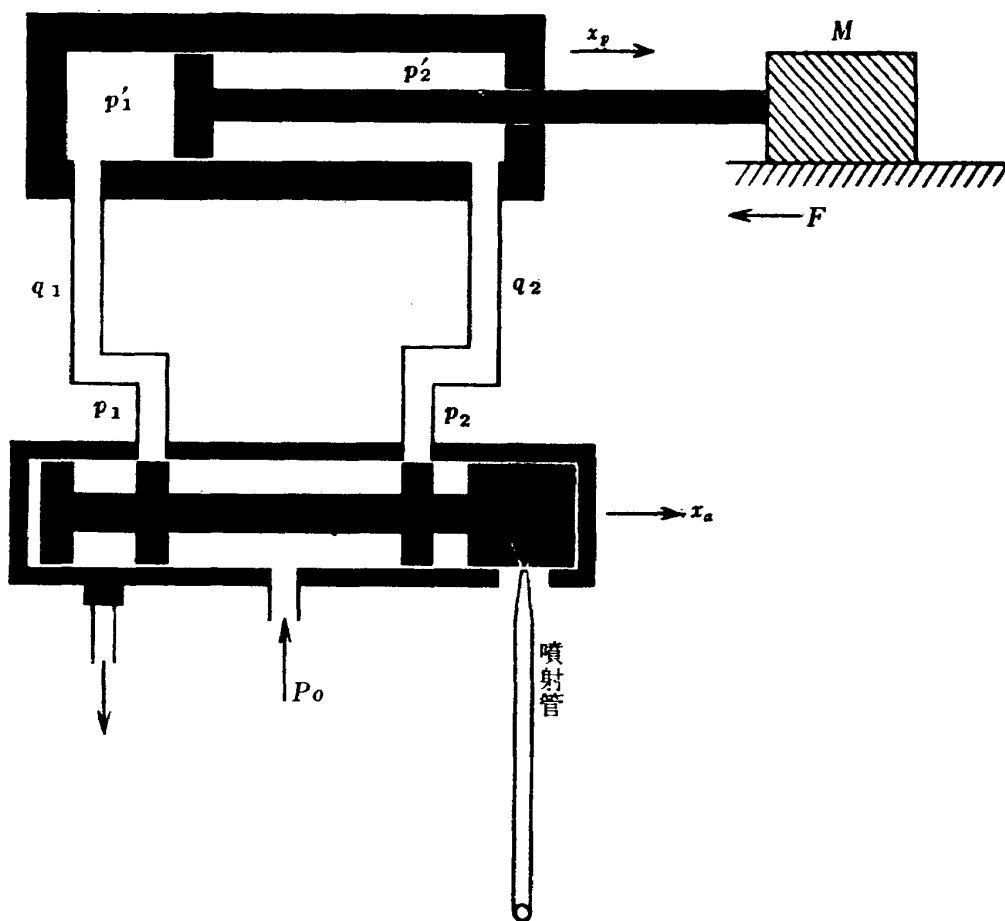
第9図 比率設定部



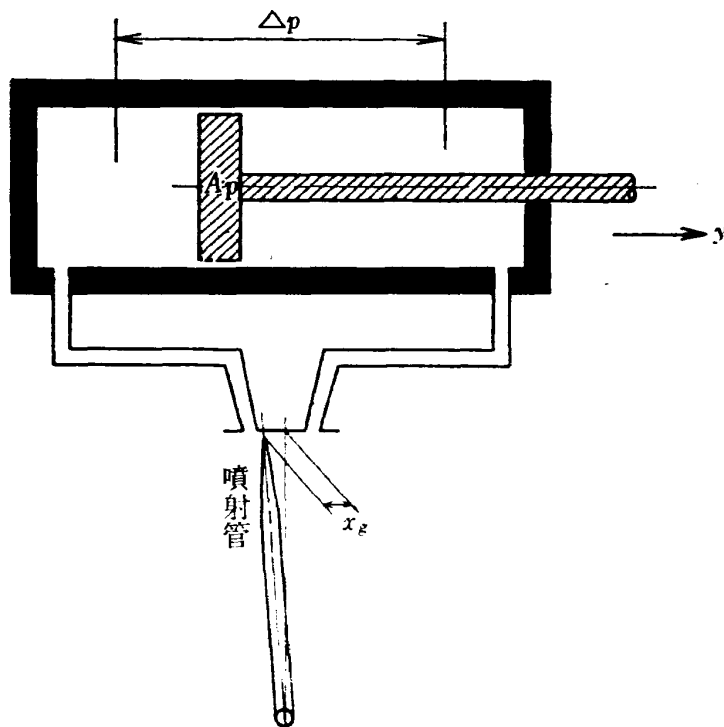
第10図 補助ピストン作動要領図



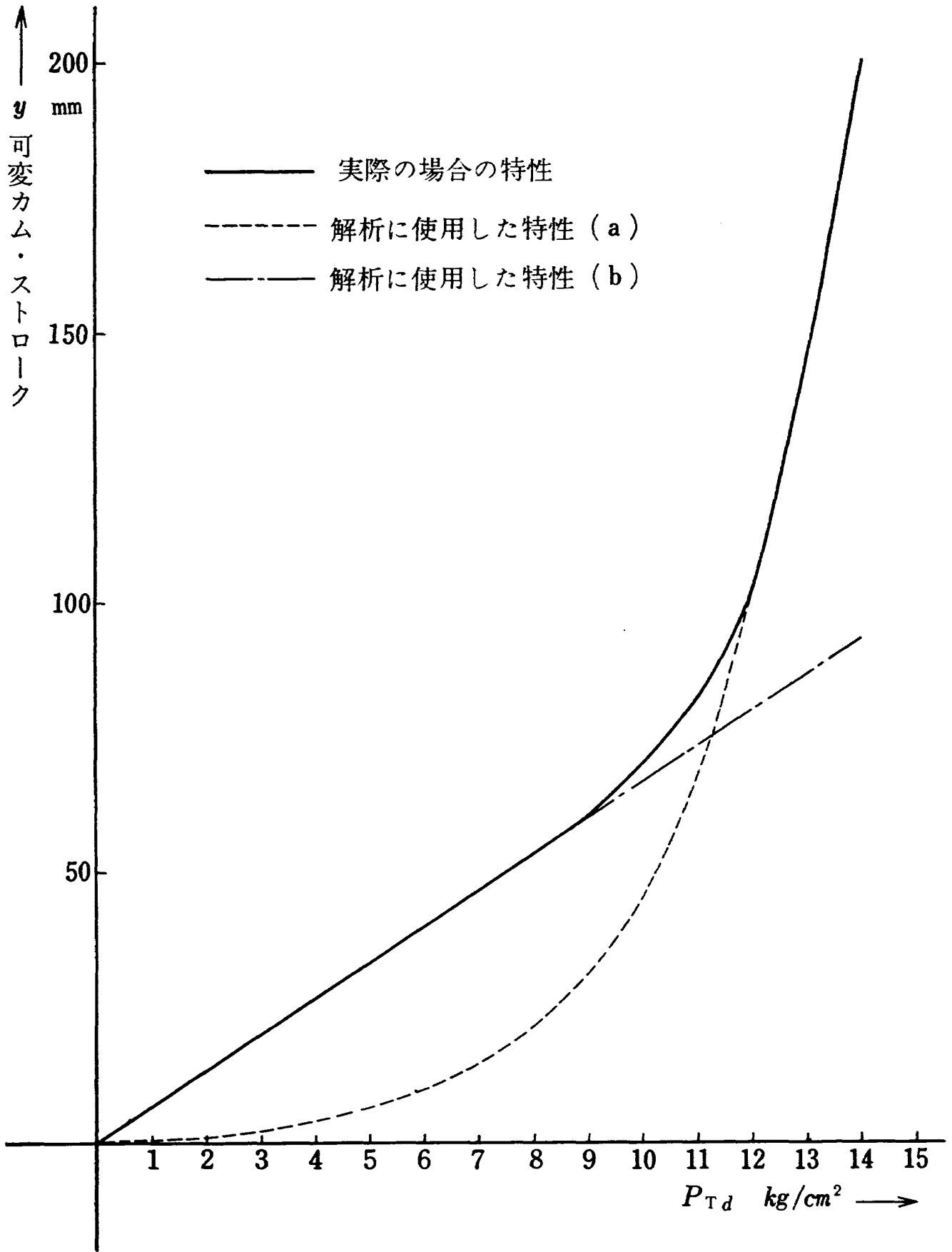
第11図 噴射管の特性



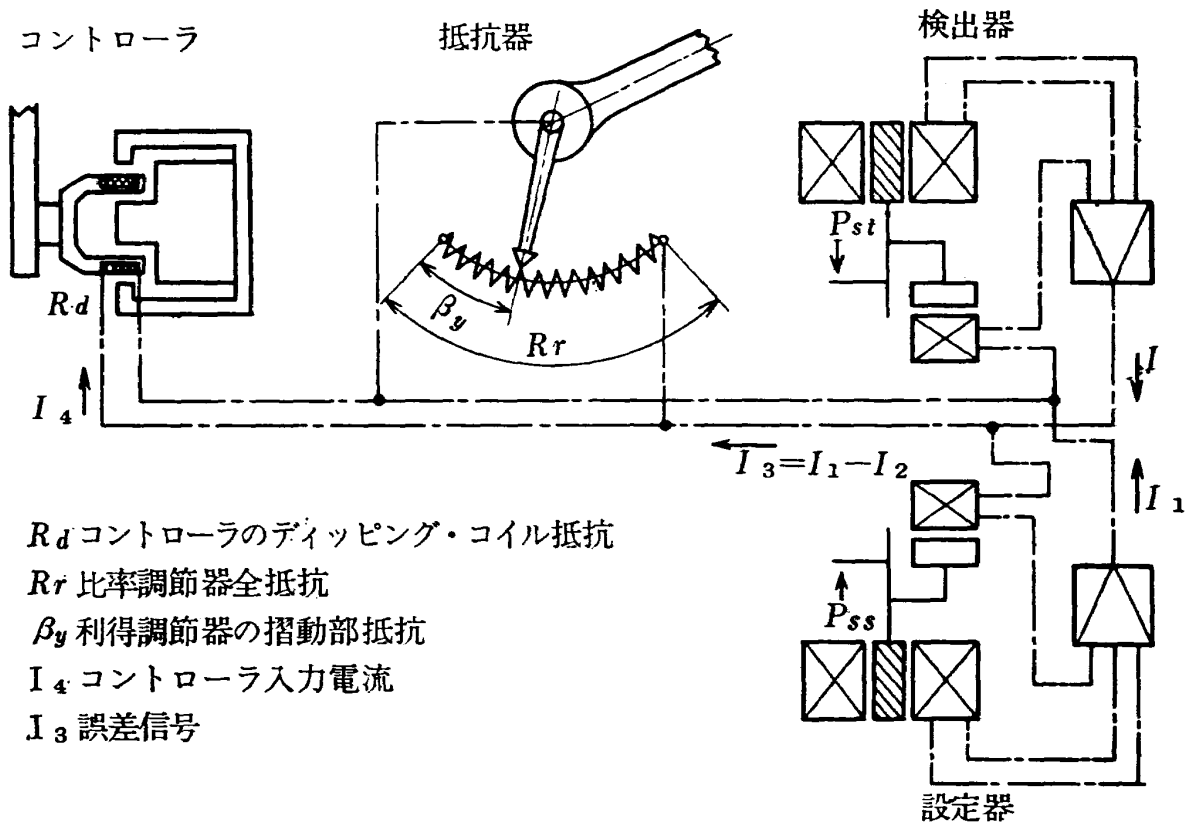
第12図 操作ピストン作動要領



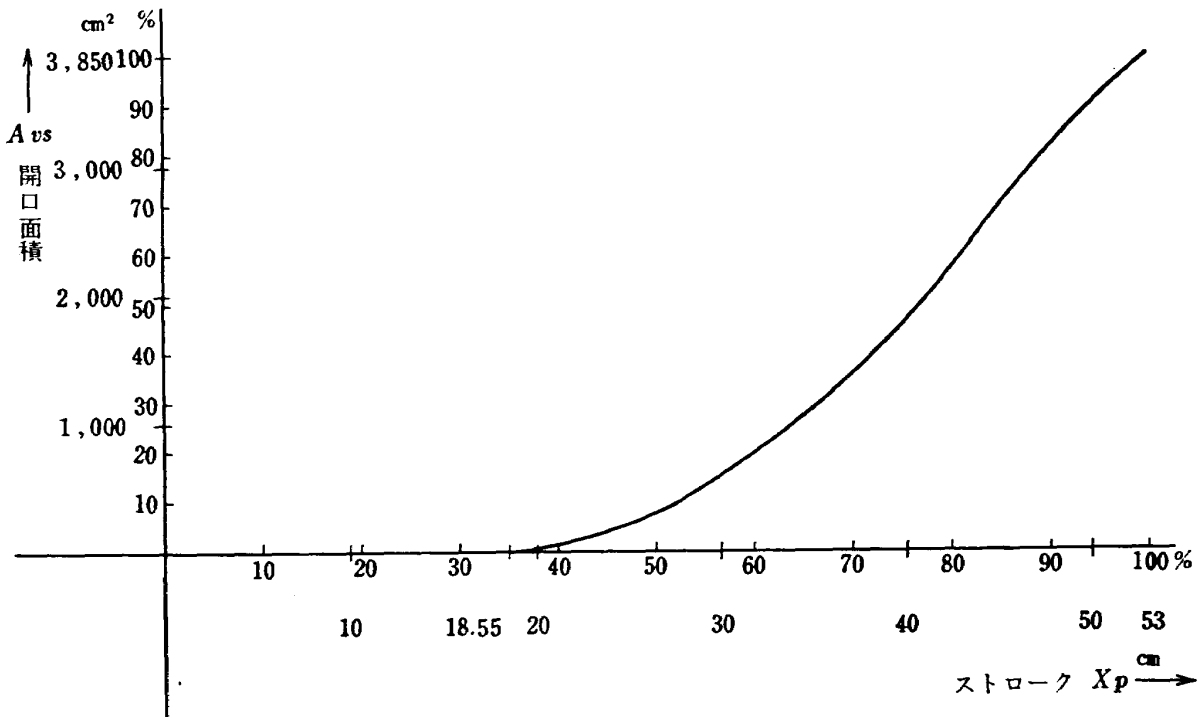
第13図 利得調節機構の操作ピストン
作 動 要 領



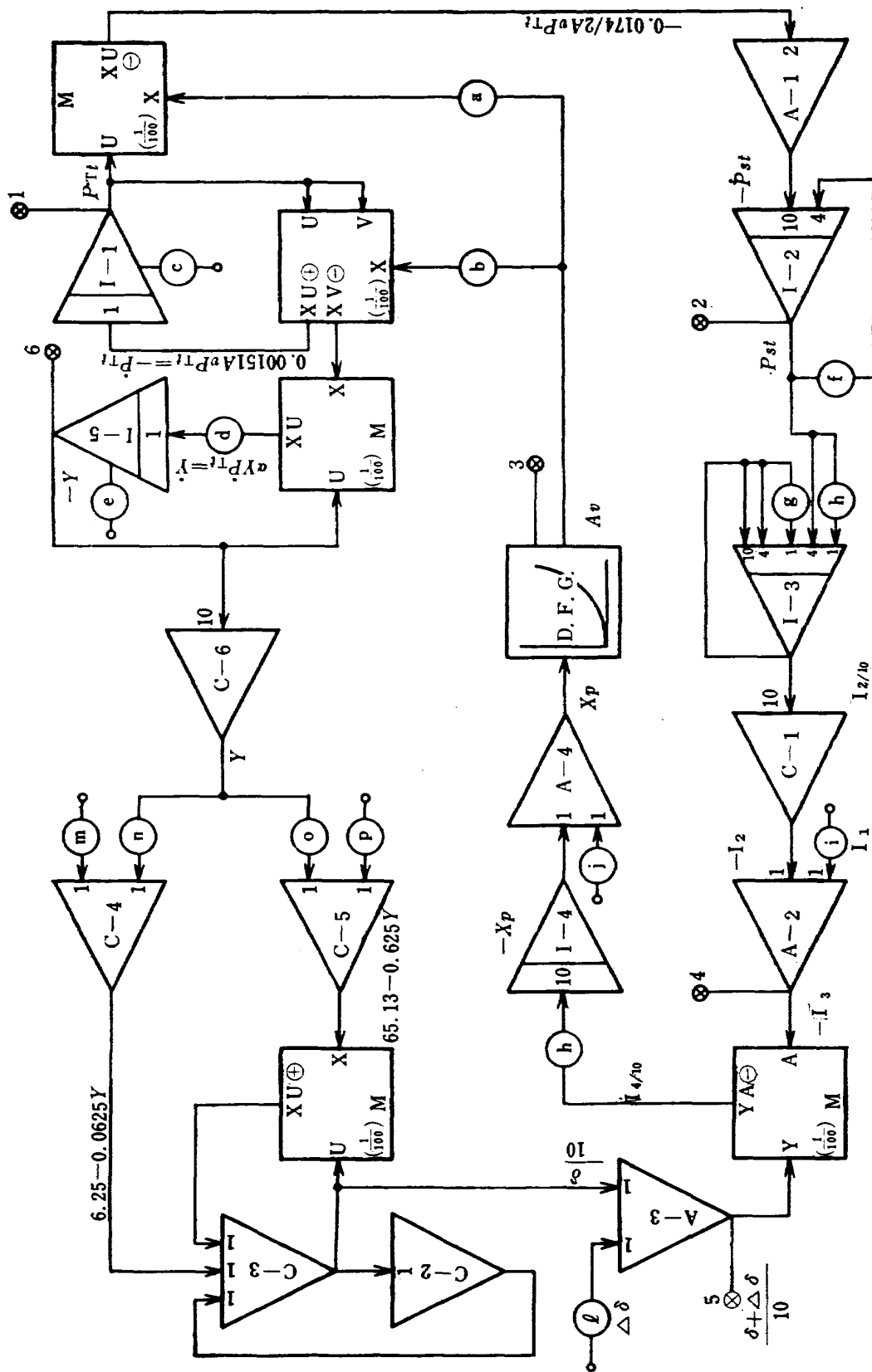
第14図 カム特性 (信号圧力設定圧力)



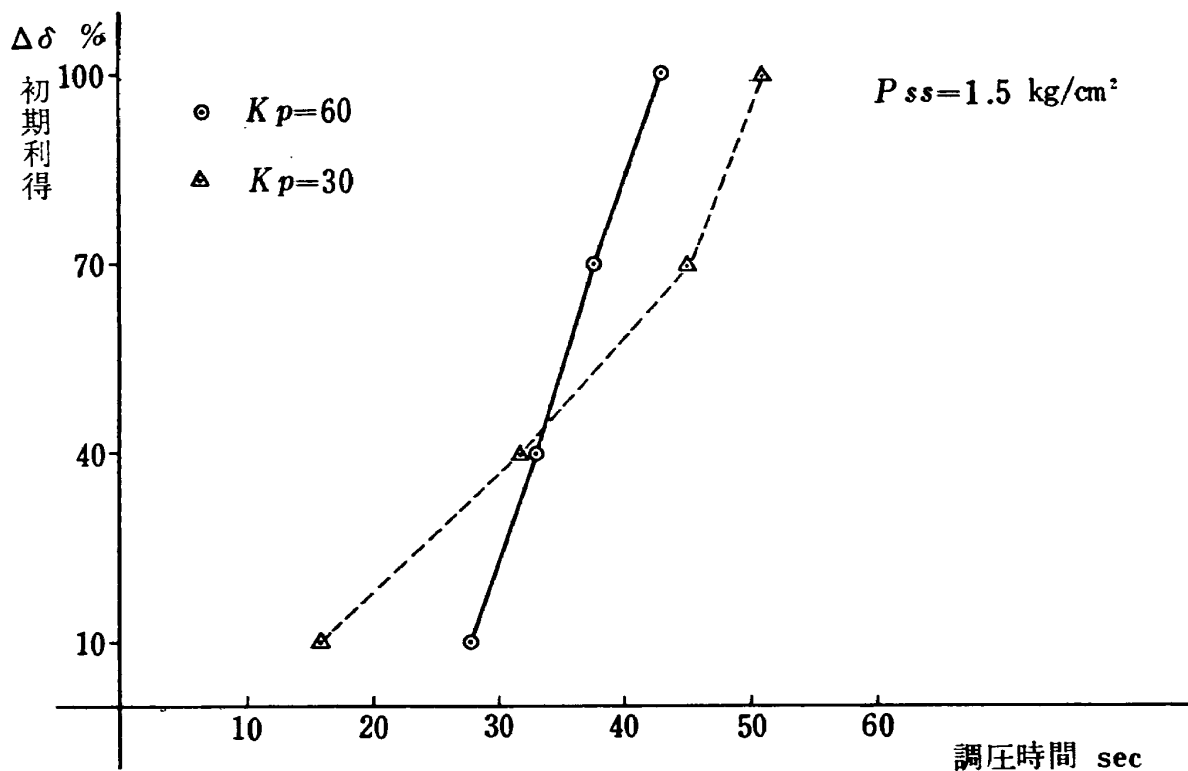
第15図 利得調節機構結線図



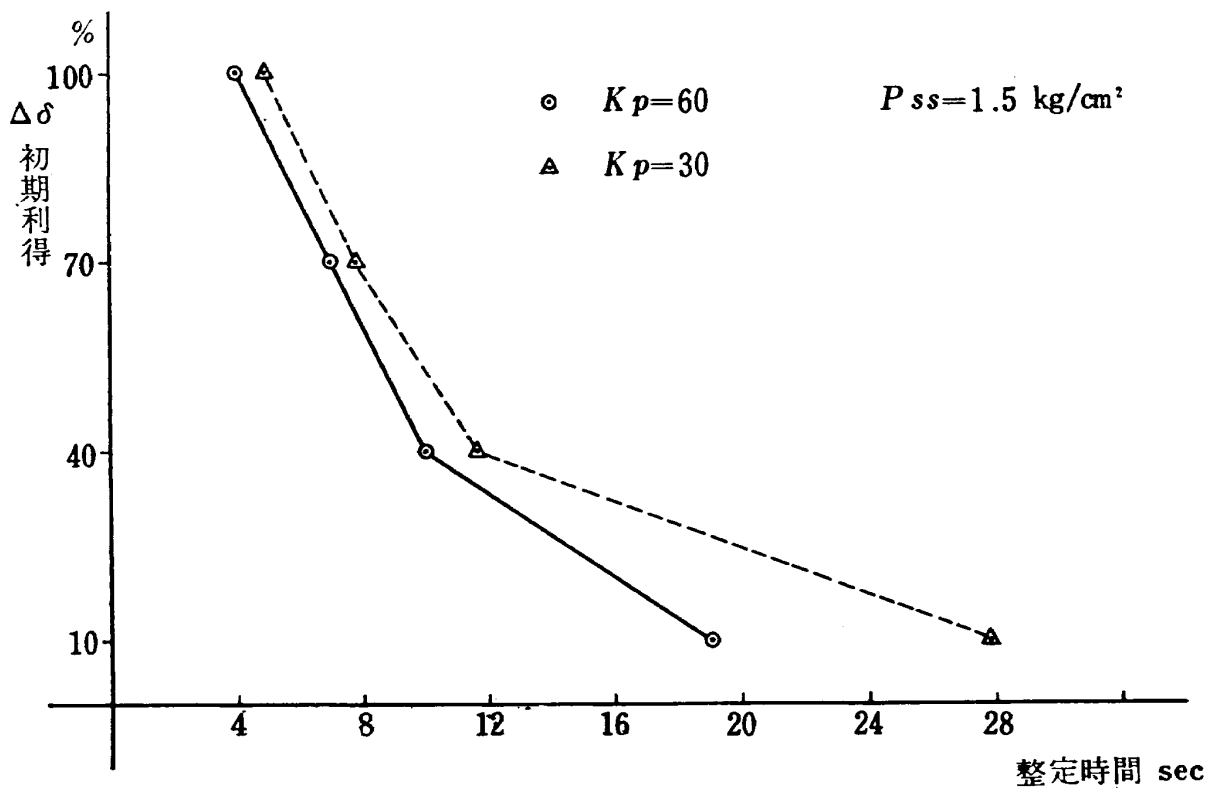
第16図 調圧弁特性



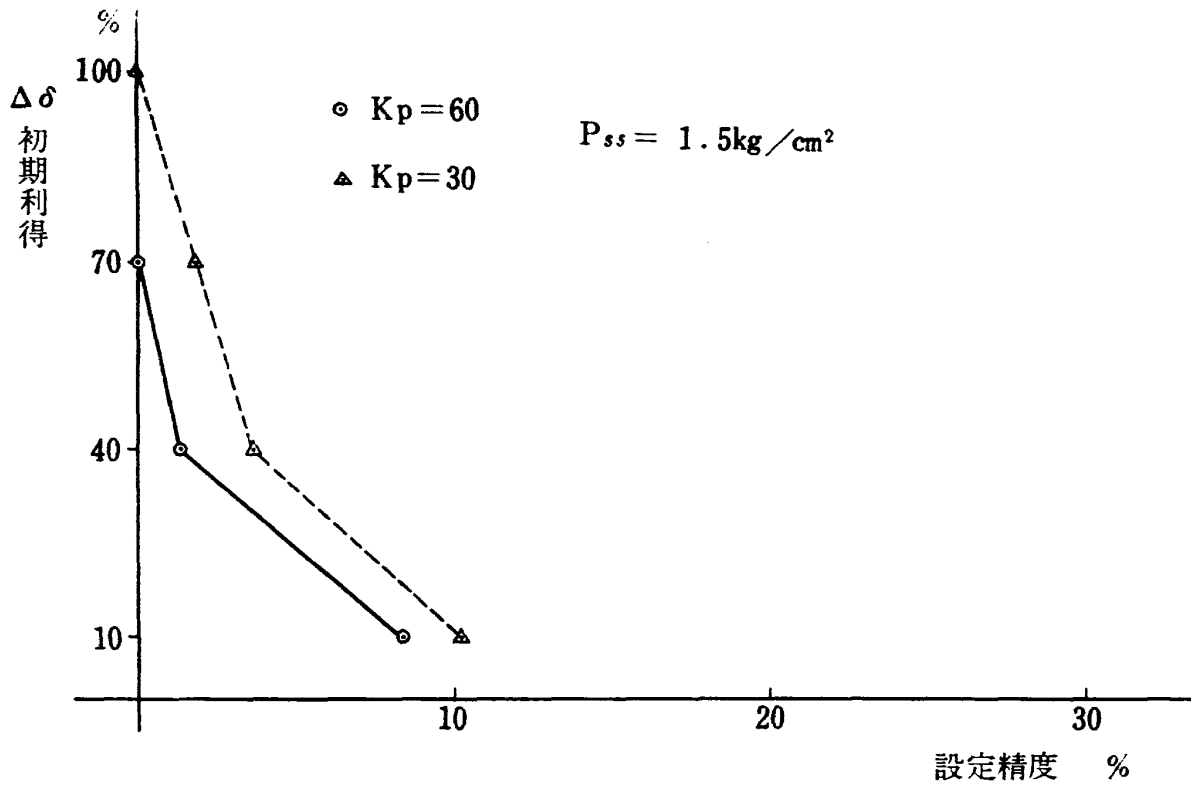
第17図 アナログ計算機設定回路



第18図—(a) 初期利得 調圧時間



第18図—(b) 初期利得—整定時間



第18図—(c) 初期利得—設定精度

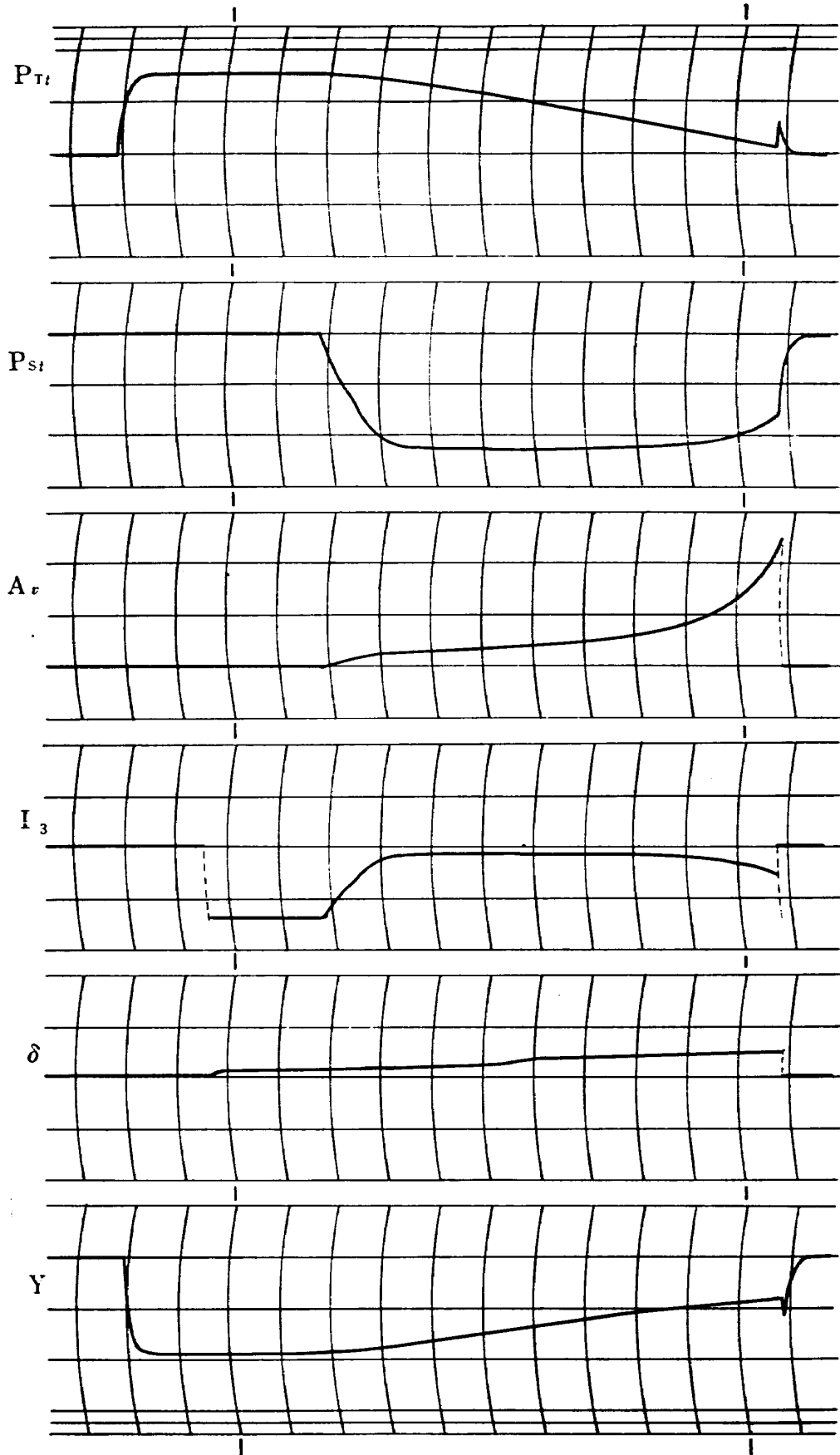
第19図—(a)

$$K_p = 60$$

$$\Delta\delta = 10\%$$

$$R_v = 0.15$$

$$P_{ss} = 1.5 \text{ kg/cm}^2$$



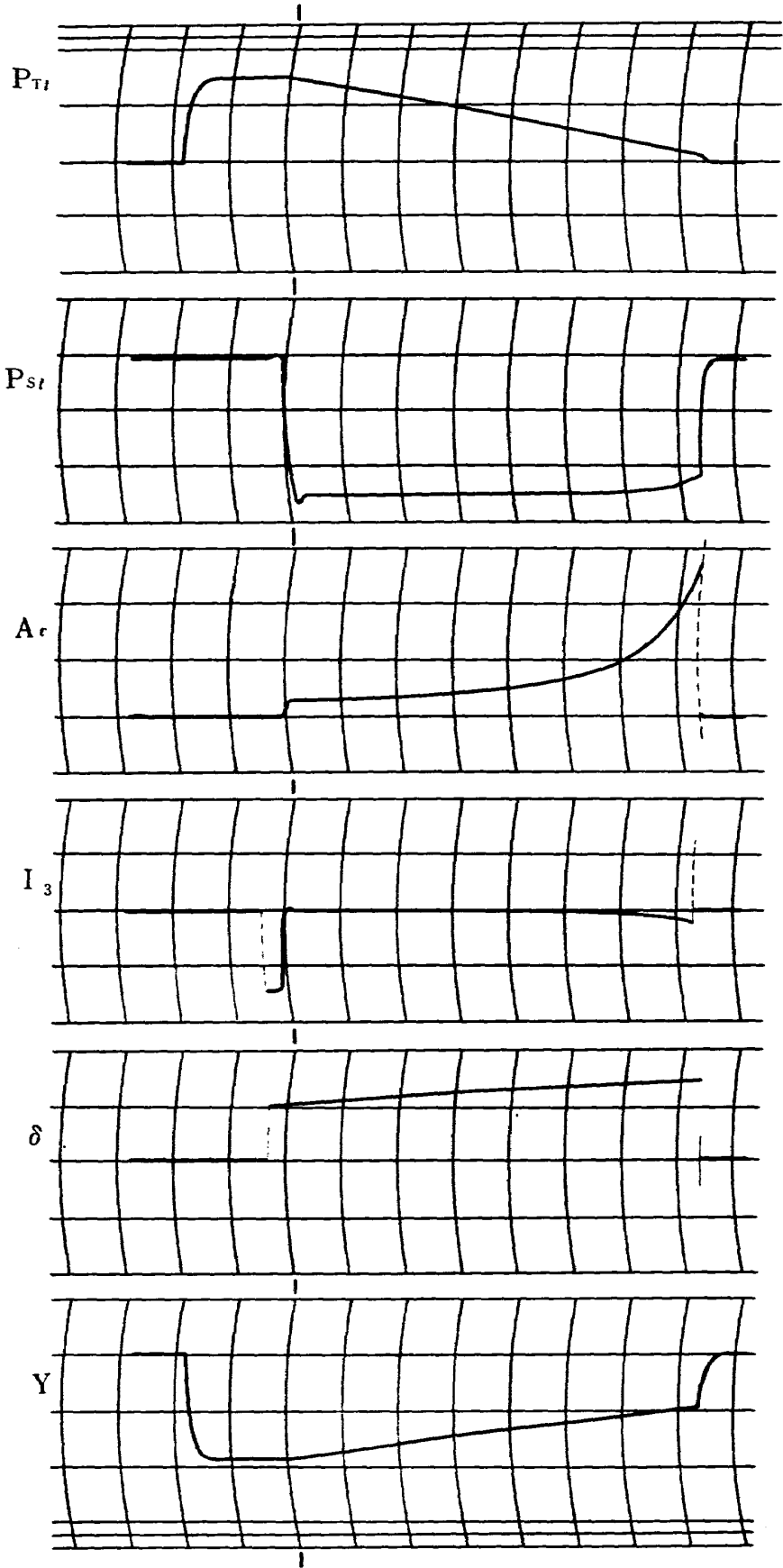
第19図—(b)

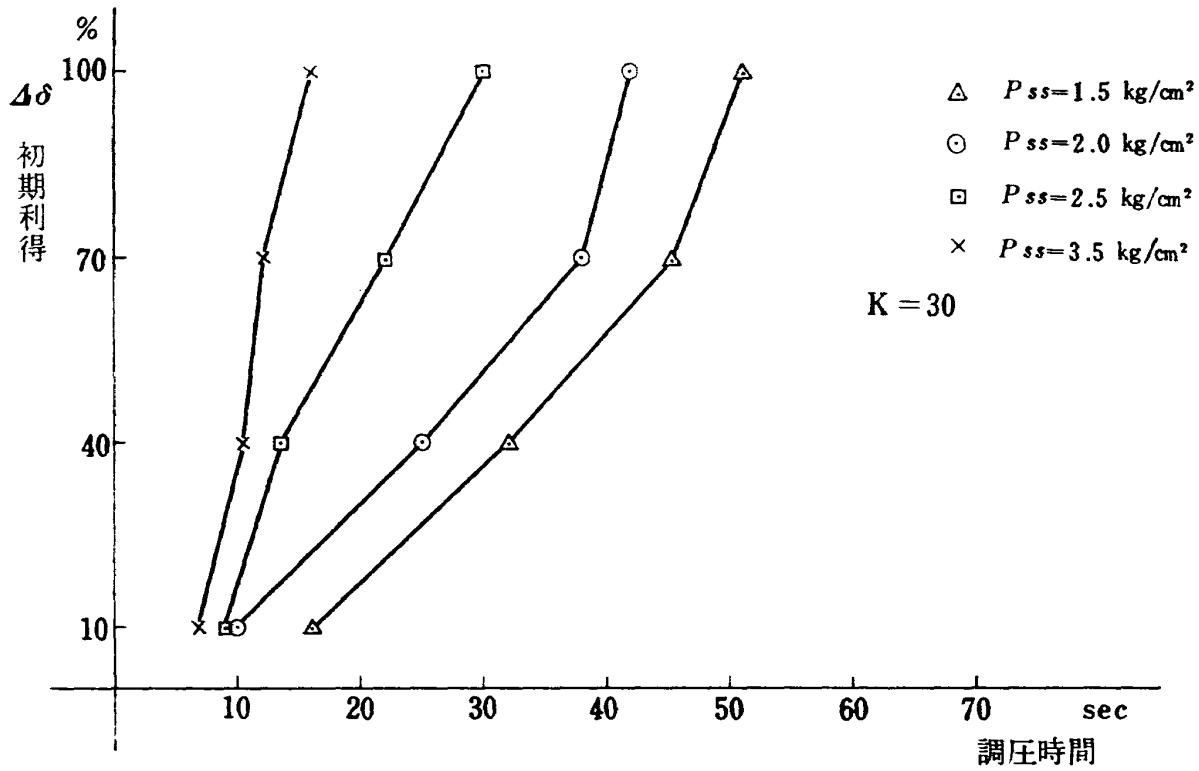
$K_p = 60$

$\Delta\delta = 100\%$

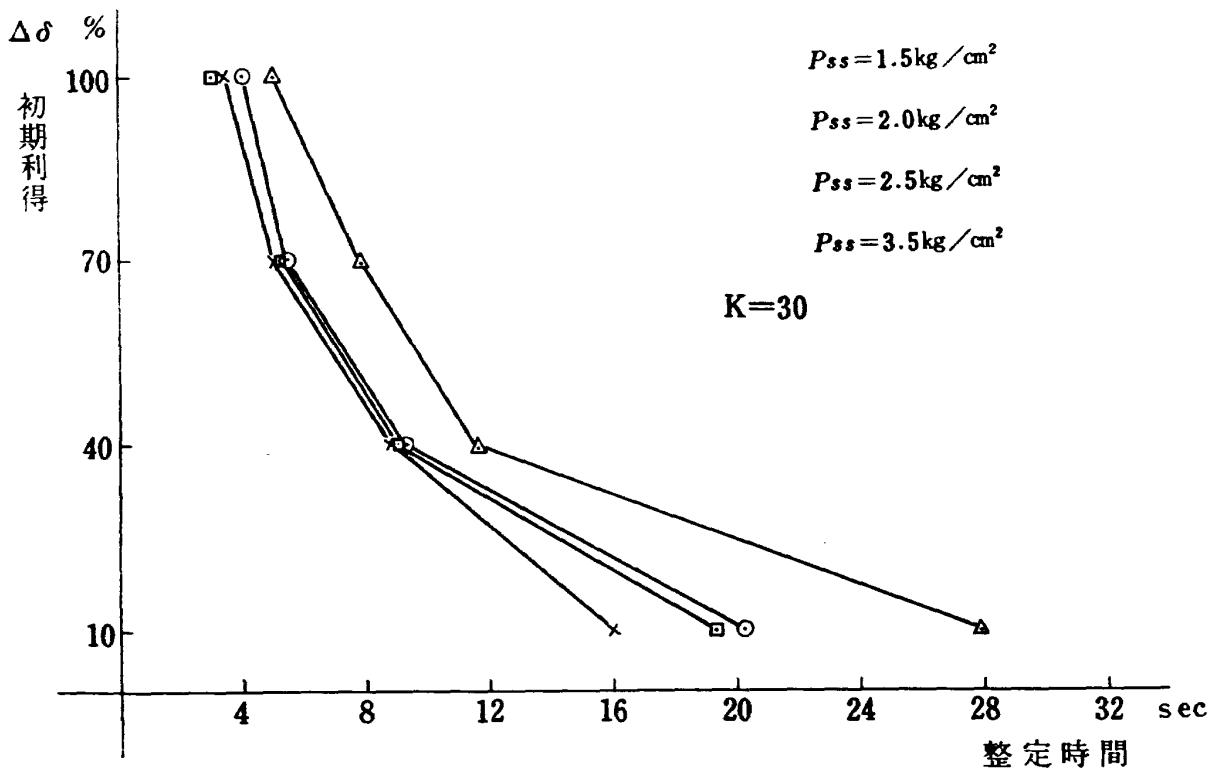
$R_v = 0.15$

$P_{ss} = 1.5 k_g/cm^2$

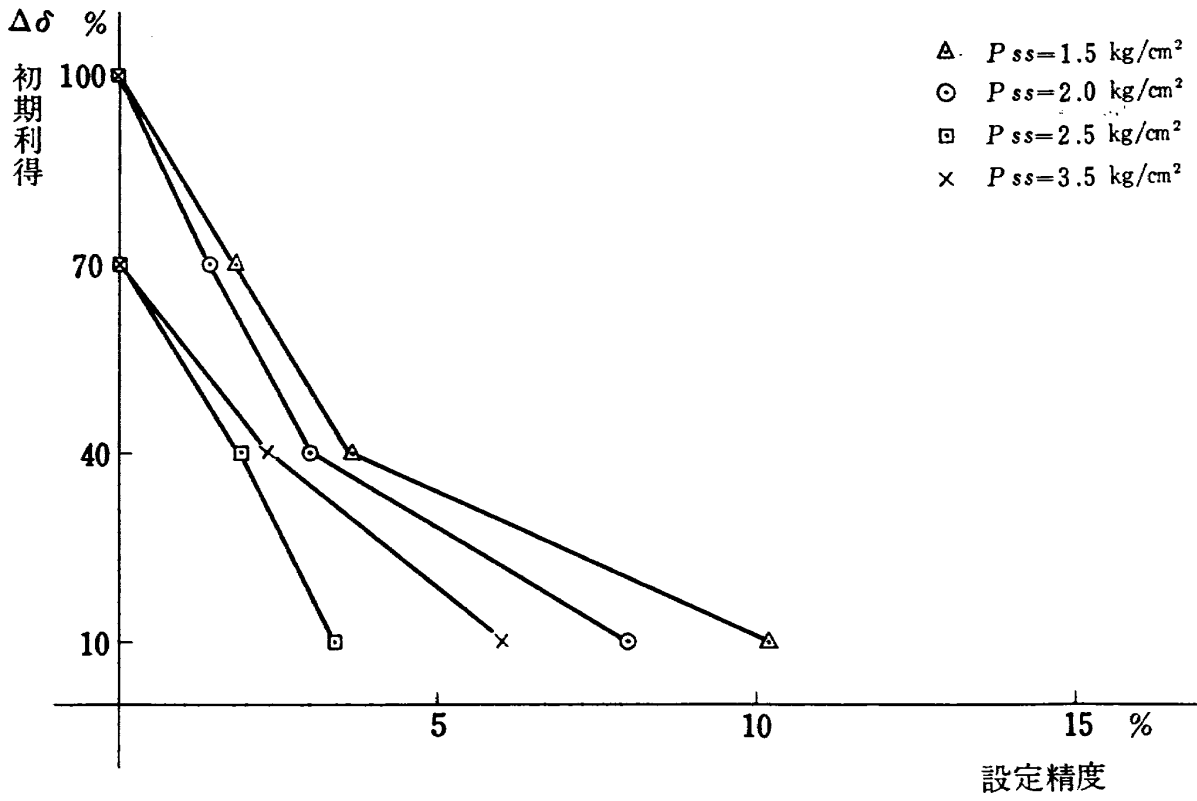




第20図—(a) 初期利得—調圧時間



第20図—(b) 初期利得—整定時間



第20図—(c) 初期利得—設定精度

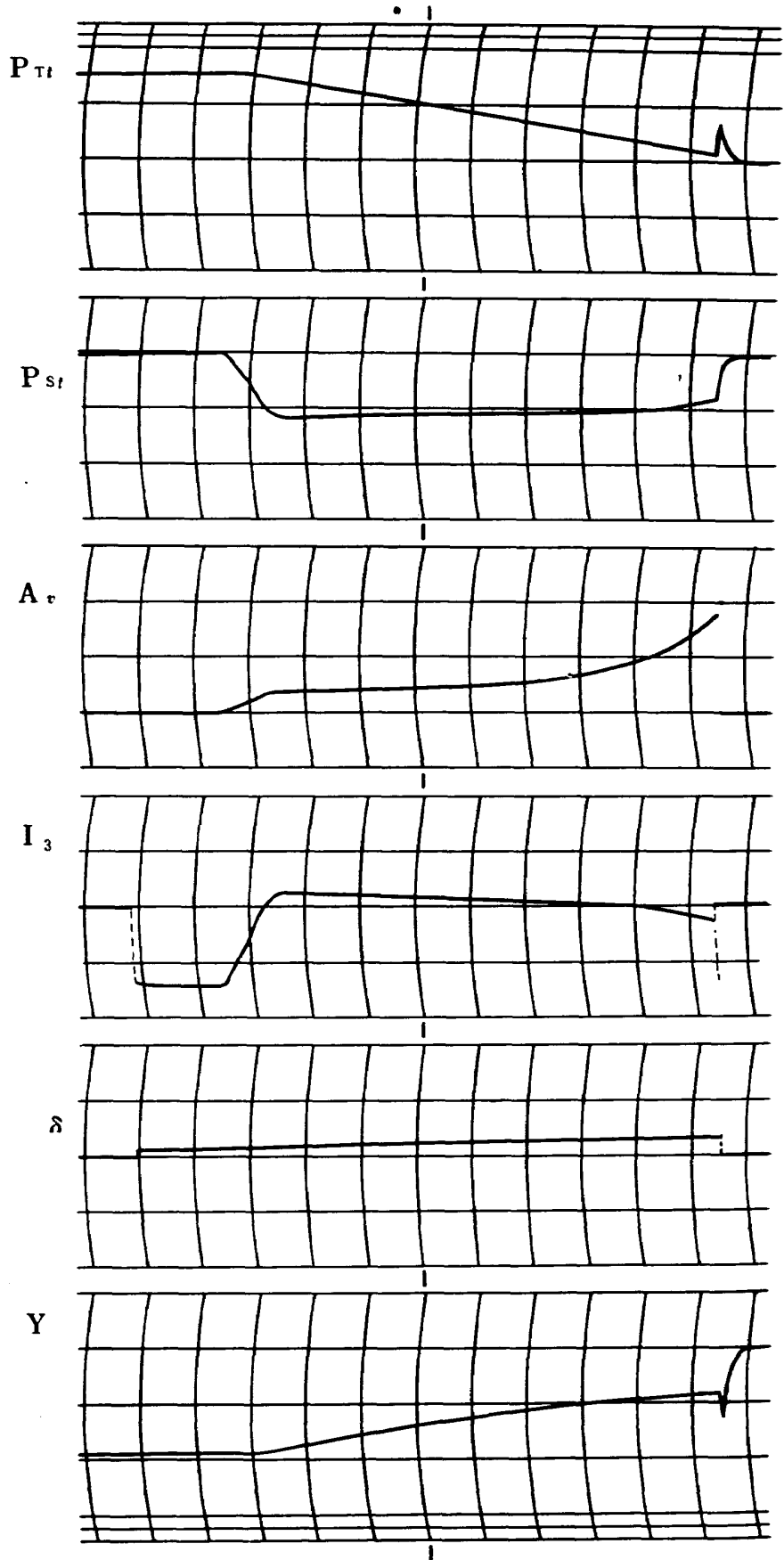
第21図—(a)

$Kp = 60$

$\Delta\zeta = 100$

$Rv = 0.6$

$P_{ss} = 1.5 \text{ kg/cm}^2$



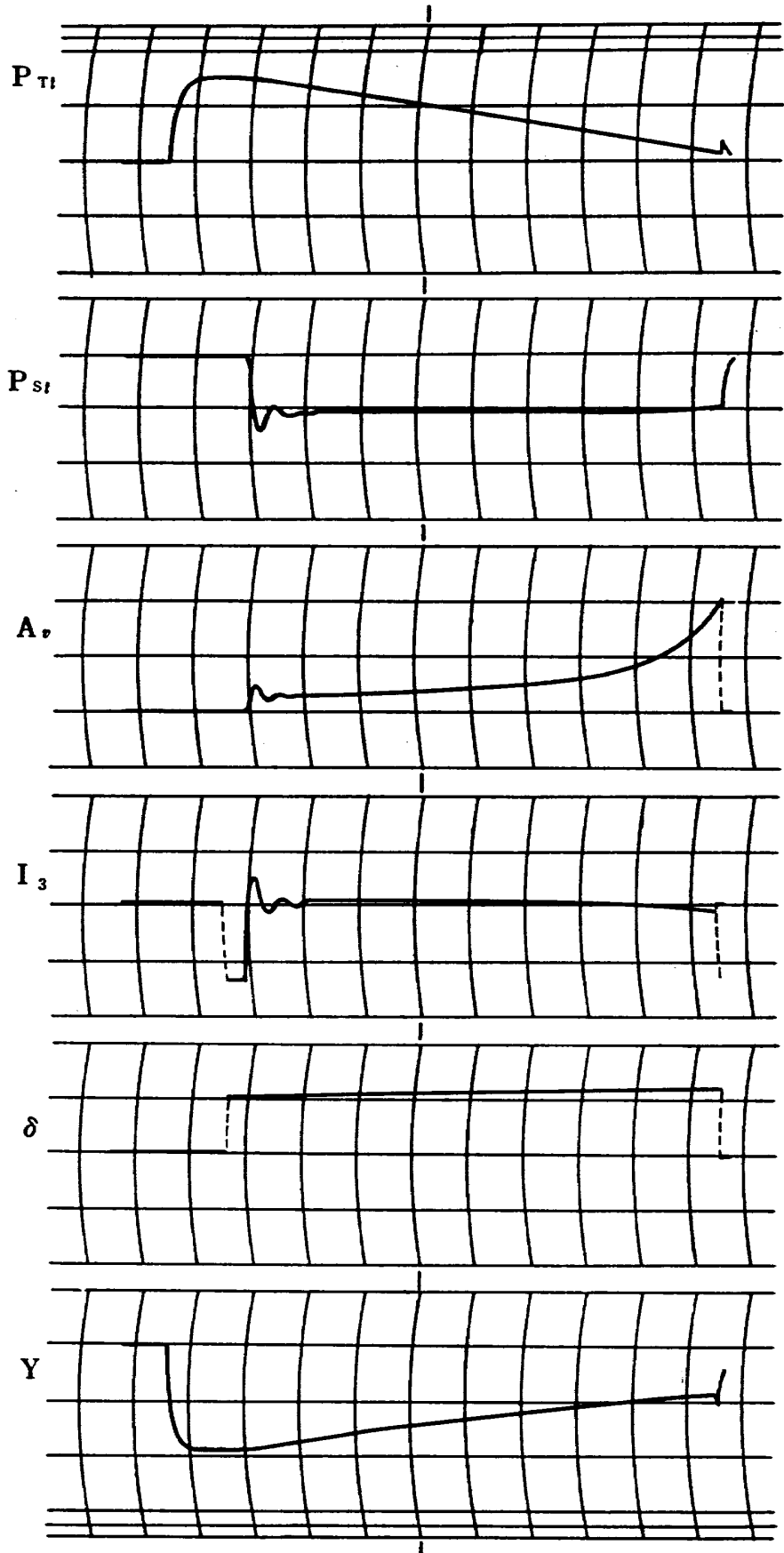
第21図—(b)

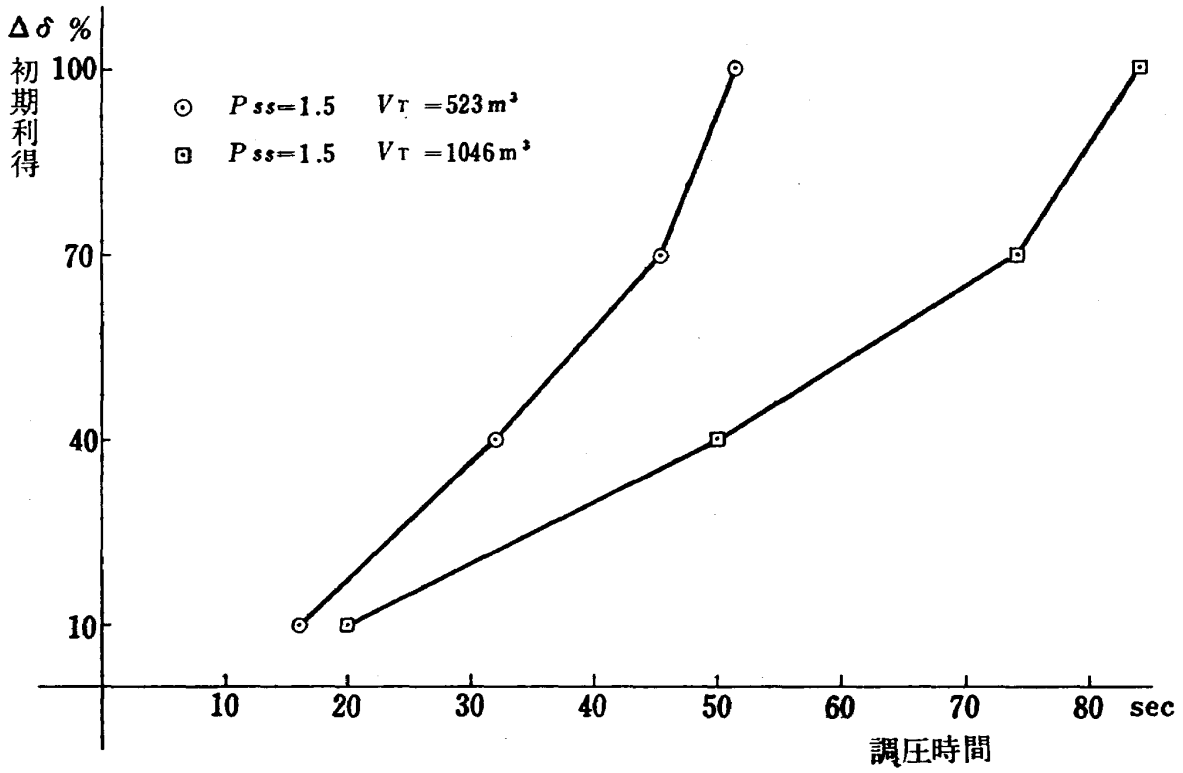
$Kp=60$

$\Delta\zeta=10\%$

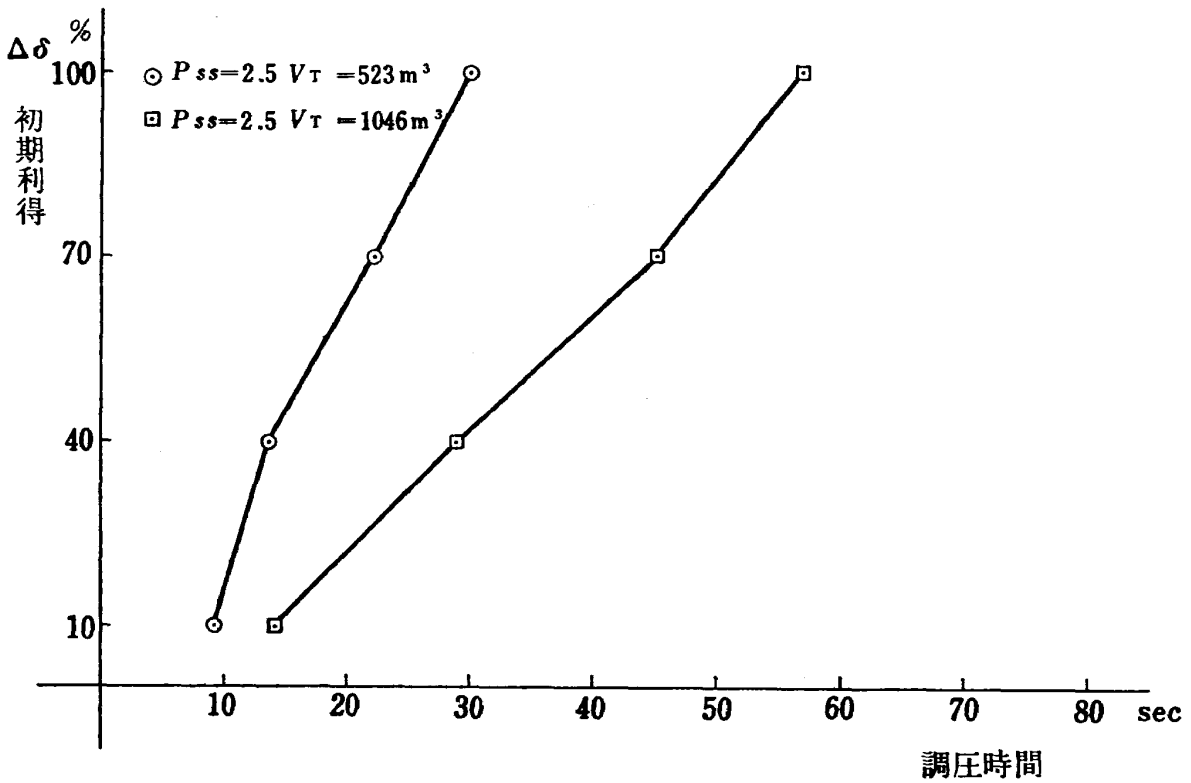
$Rv=0.6$

$P_{ss}=1.5\text{kg/cm}^2$

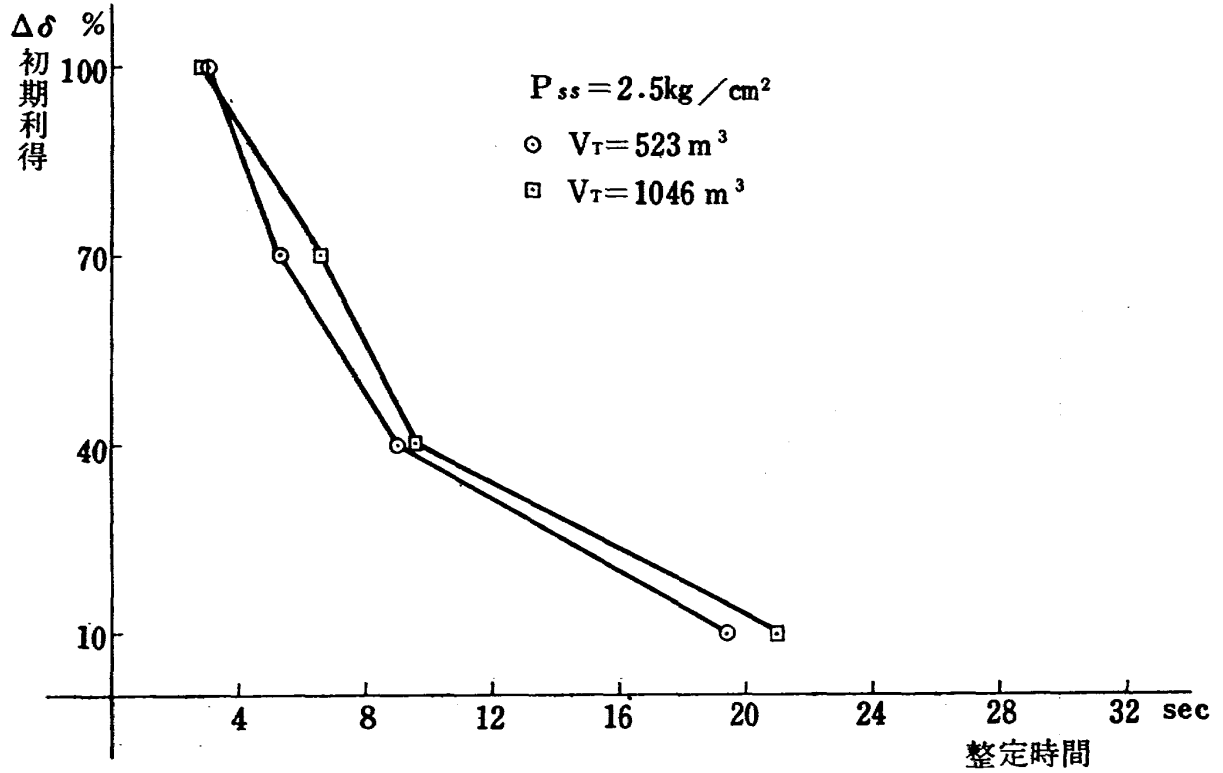




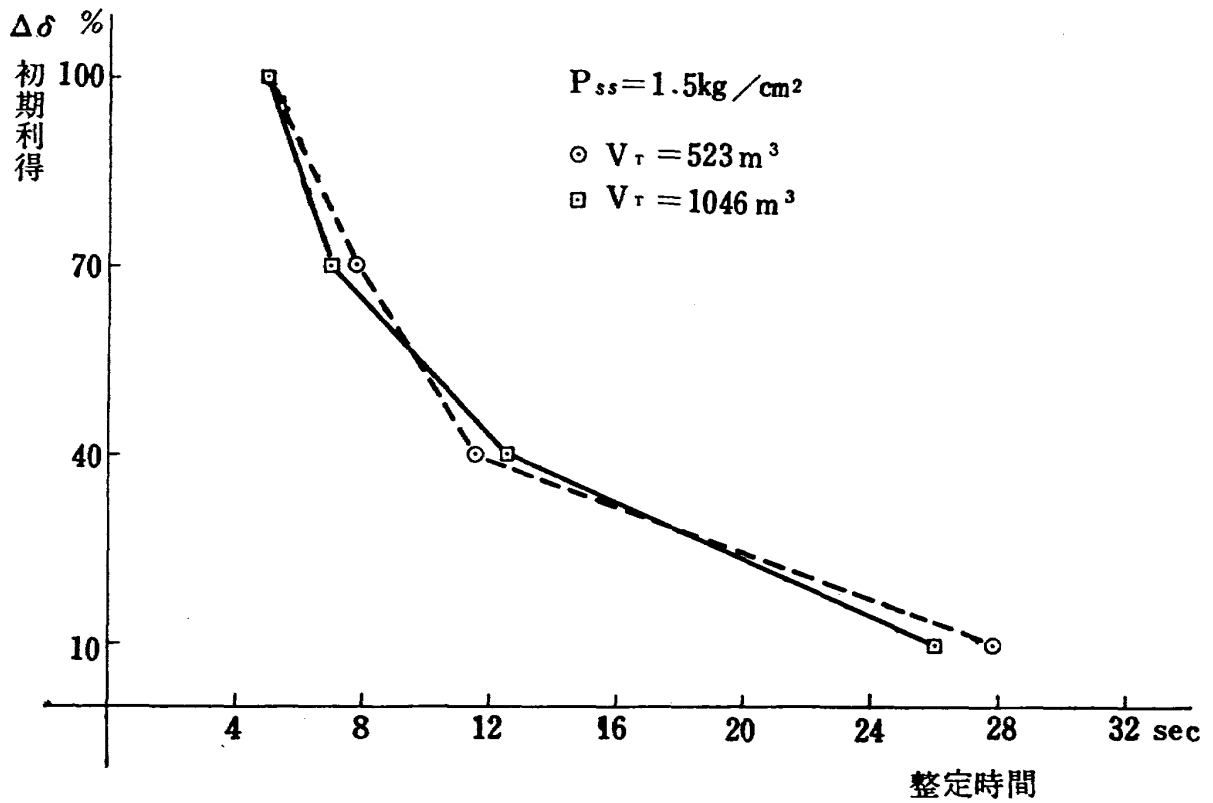
第22図—(a) 初期利得—調圧時間



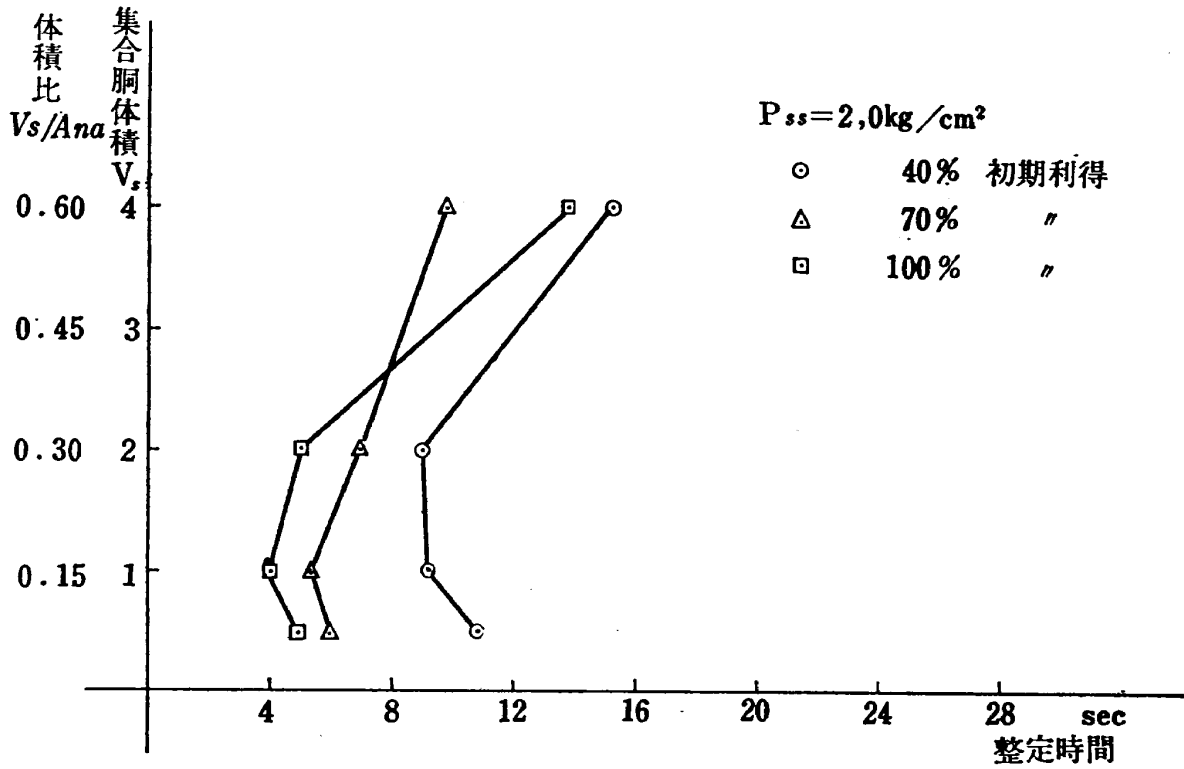
第22図—(b) 初期利得—調圧時間



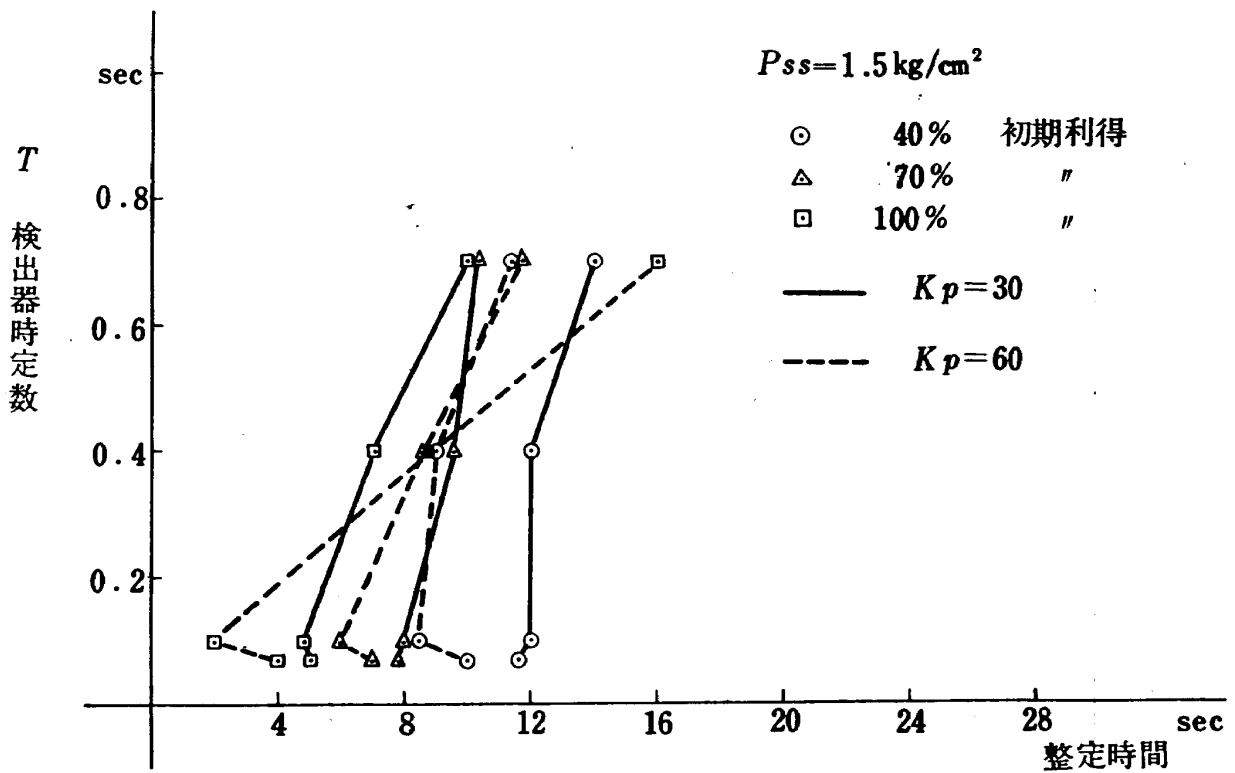
第23図—(a) 初期利得—整定時間



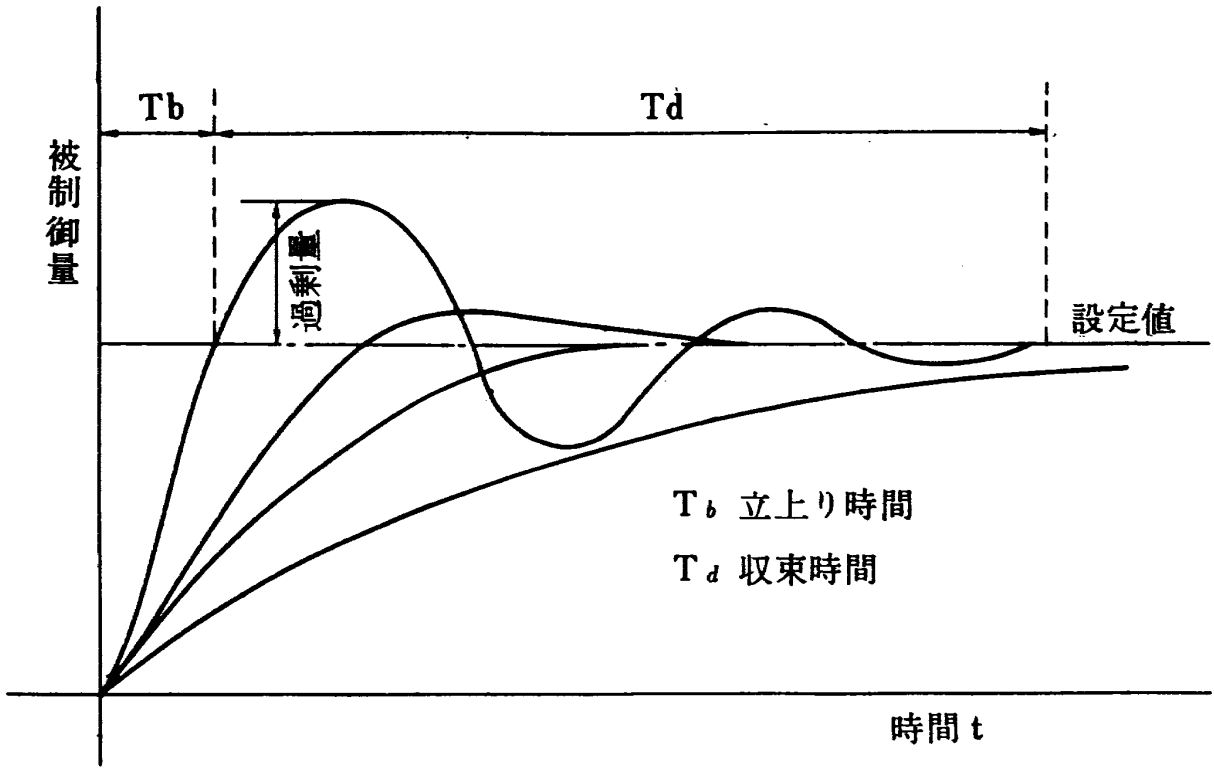
第23図—(b) 初期利得—整定時間



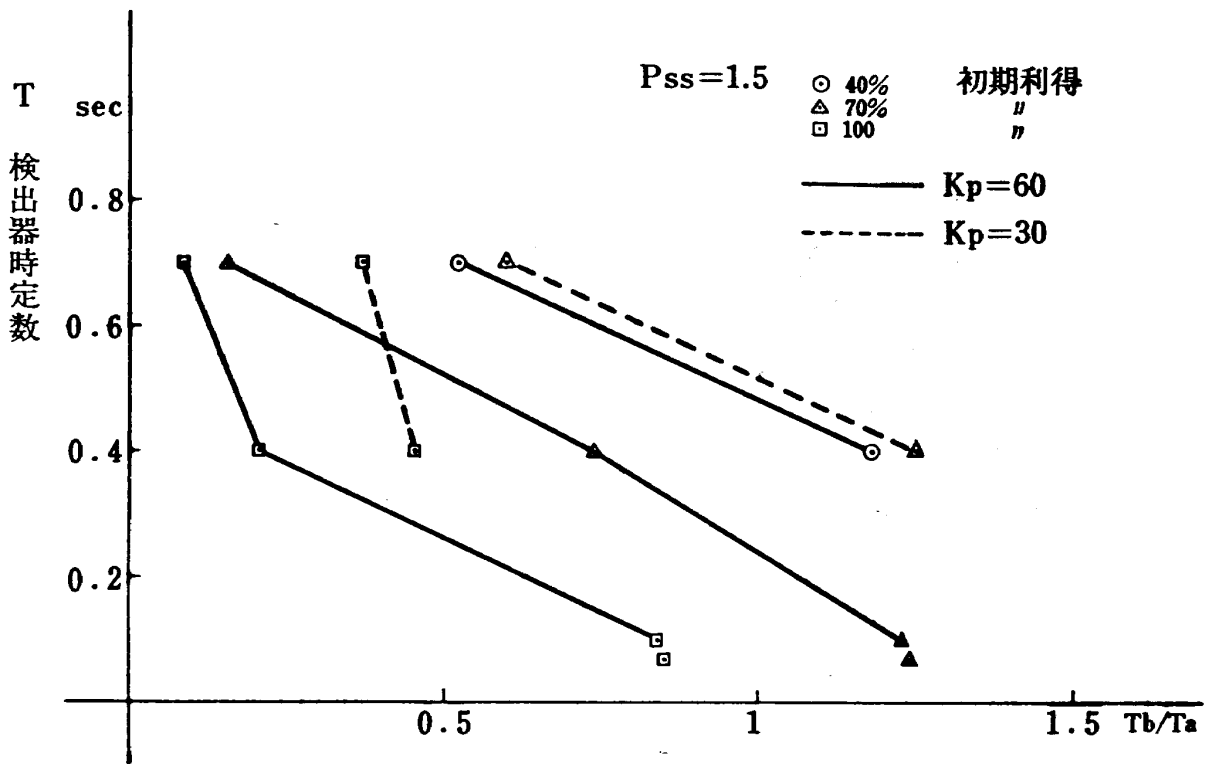
第24図 集合胴体積 (体積比) — 整定時間



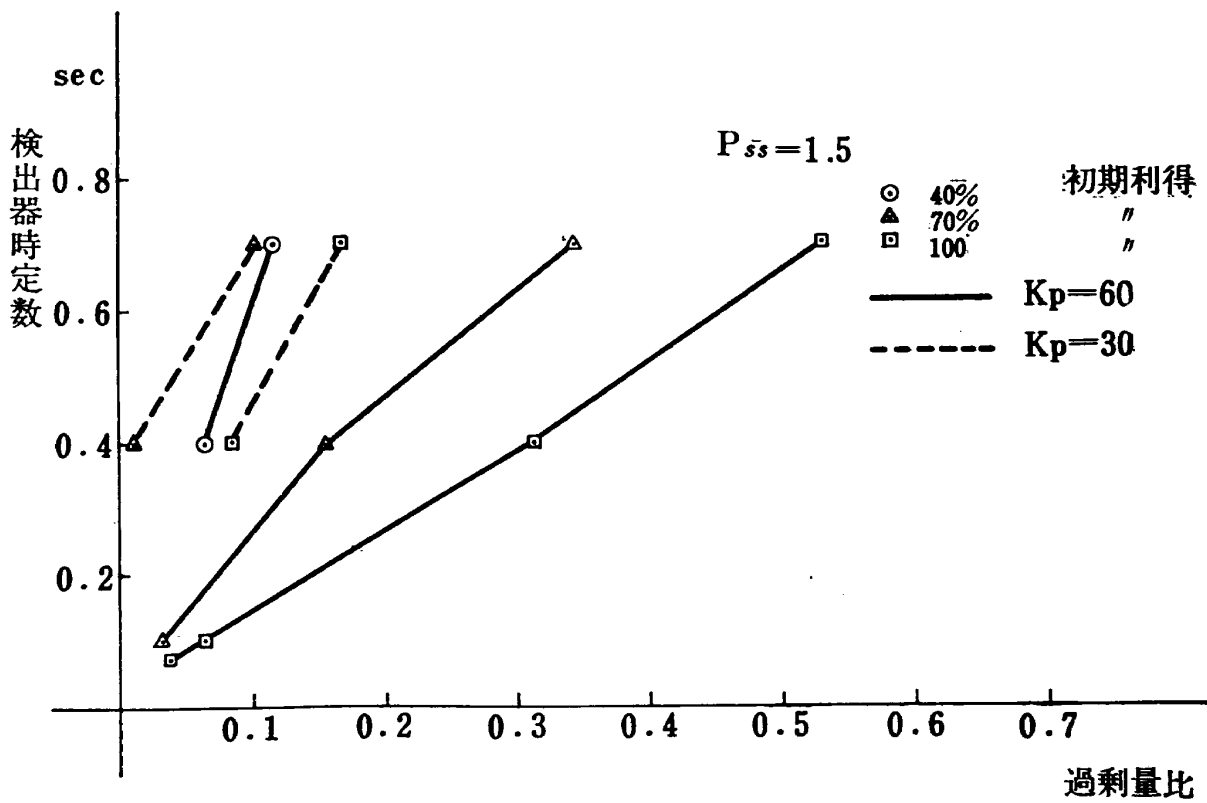
第25図 検出器時定数—整定時間



第26図 過渡現象図



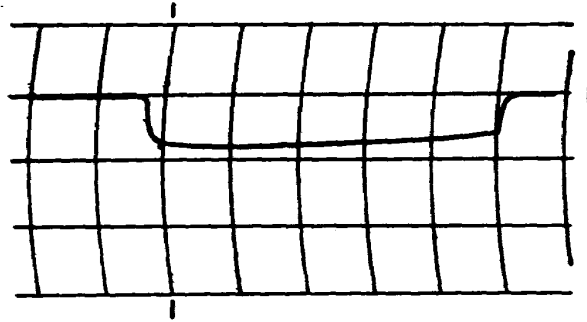
第27図 検出器 定数— $\frac{\text{立上り時間}}{\text{収束時間}}$



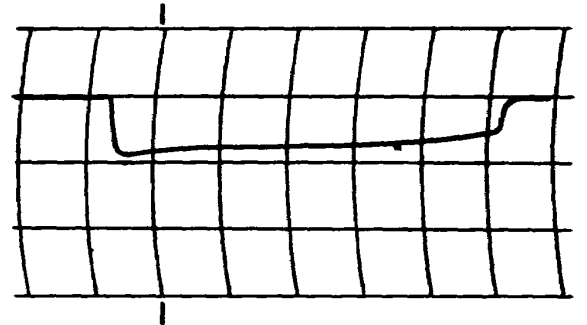
第28図—検出器時定数— $\frac{\text{過剰量}}{\text{設定値}}$

第29図 急開操作を使用した時の集合胴圧力の例

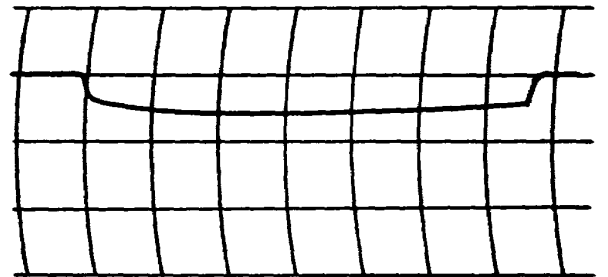
- (a) $P_{ss}=2.5\text{kg/cm}^2$
 $\Delta\zeta=10\%$
 $A_{vi}=14\%$
 $t_i=1\text{sec}$



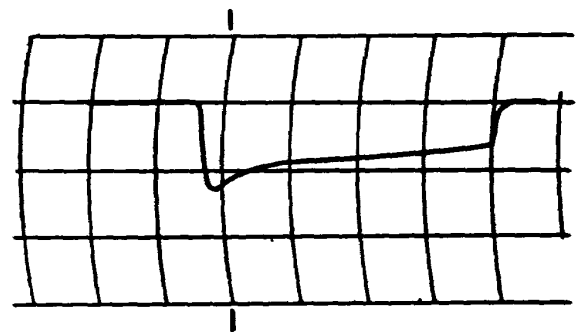
- (b) $P_{ss}=2.5\text{kg/cm}^2$
 $\Delta\zeta=10\%$
 $A_{vi}=17\%$
 $t_i=1\text{sec}$



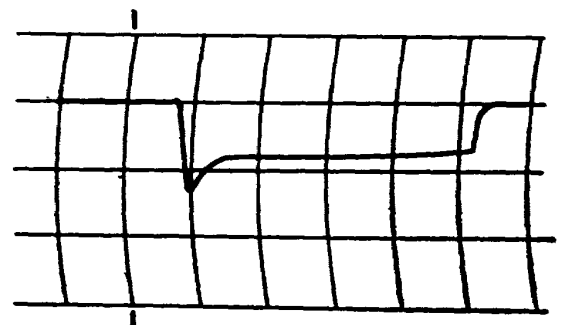
- (c) $P_{ss}=2.5\text{kg/cm}^2$
 $\Delta\zeta=10\%$
 $A_{vi}=7\%$
 $t_i=1\text{sec}$



- (d) $P_{ss}=2.5\text{kg/cm}^2$
 $\Delta\zeta=10\%$
 $A_{vi}=25\%$
 $t_i=1\text{sec}$



- (e) $P_{ss}=2.5\text{kg/cm}^2$
 $\Delta\zeta=40\%$
 $A_{vi}=27\%$
 $t_i=1\text{sec}$



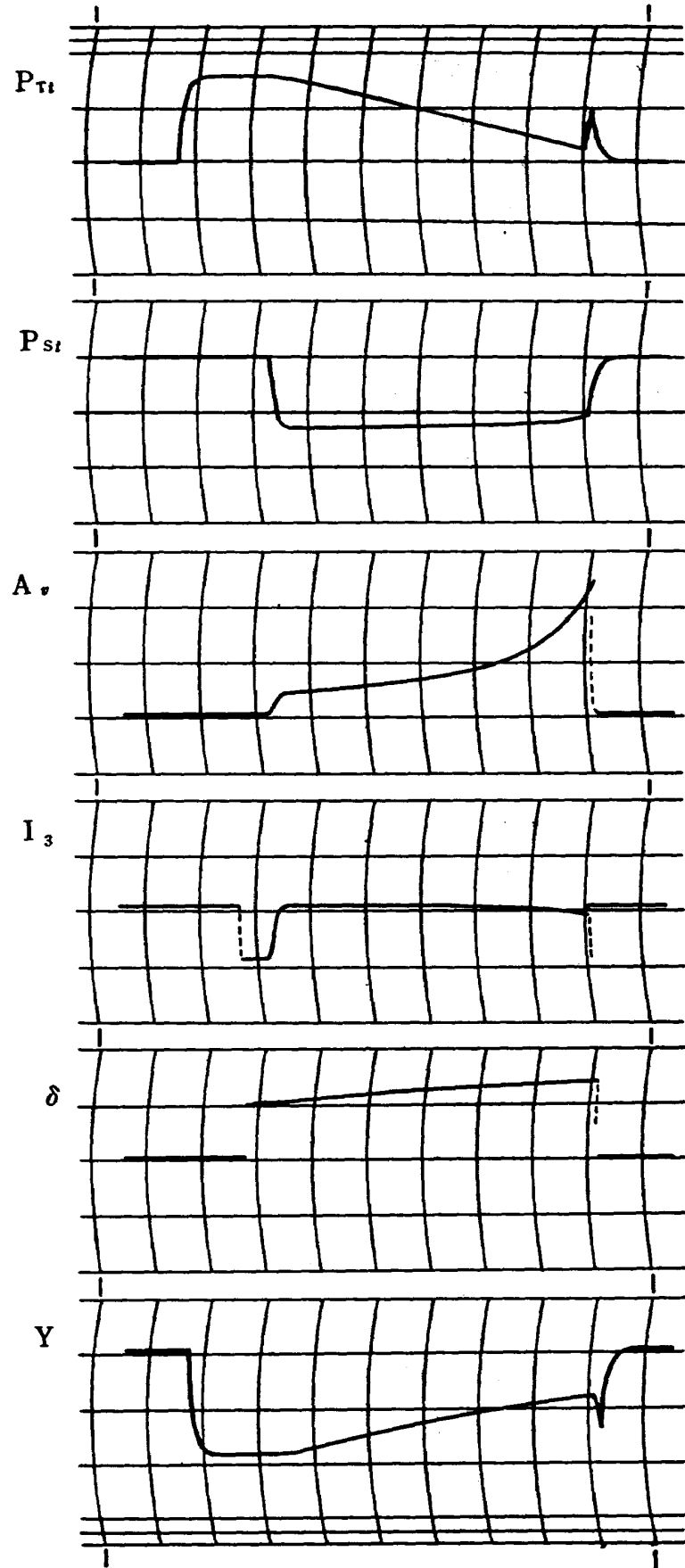
第30図—(a)

$Kp=30$

$\Delta\zeta=40\%$

$Pss=2,0kg/cm^2$

对数曲线利得補償



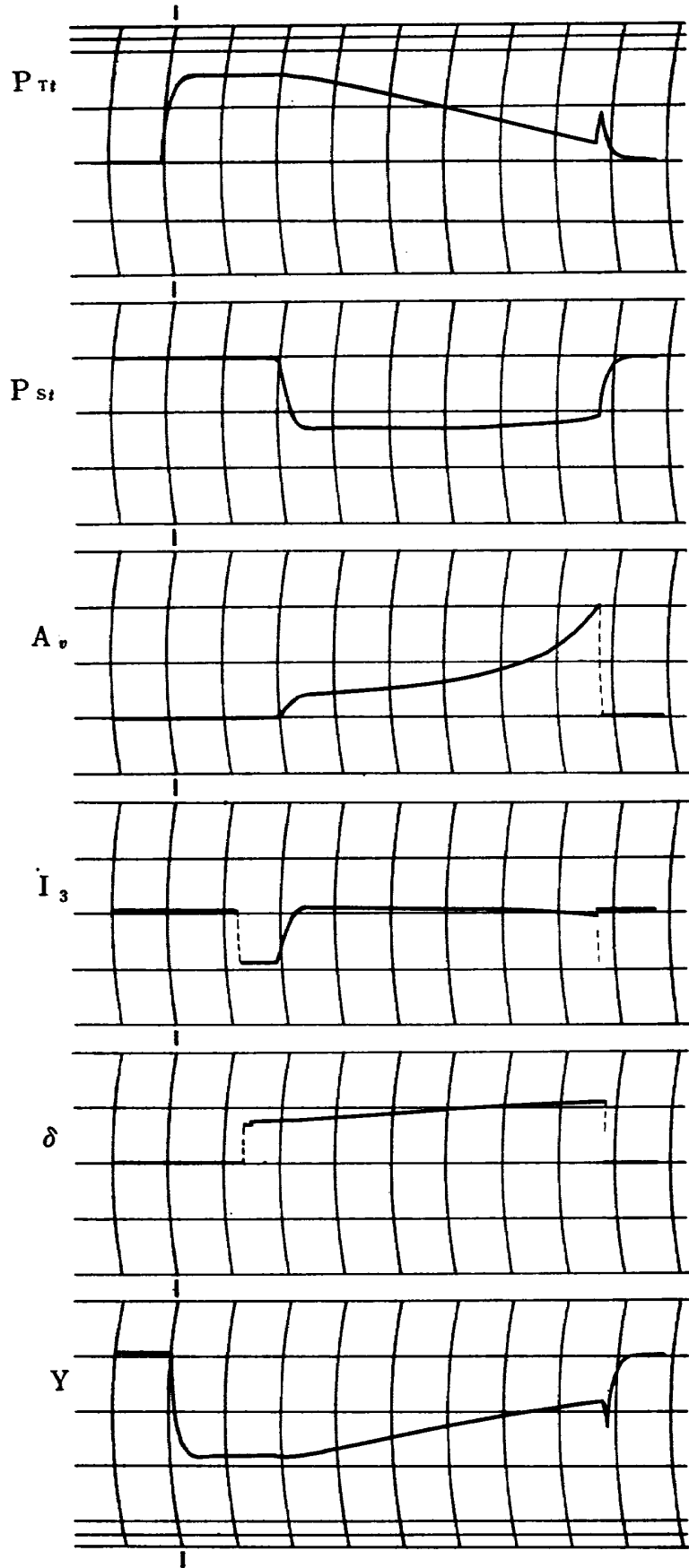
第30図一(b)

$$Kp=30$$

$$\Delta\zeta=70\%$$

$$P_{ss}=2,0\text{kg/cm}^2$$

対曲線利得補償



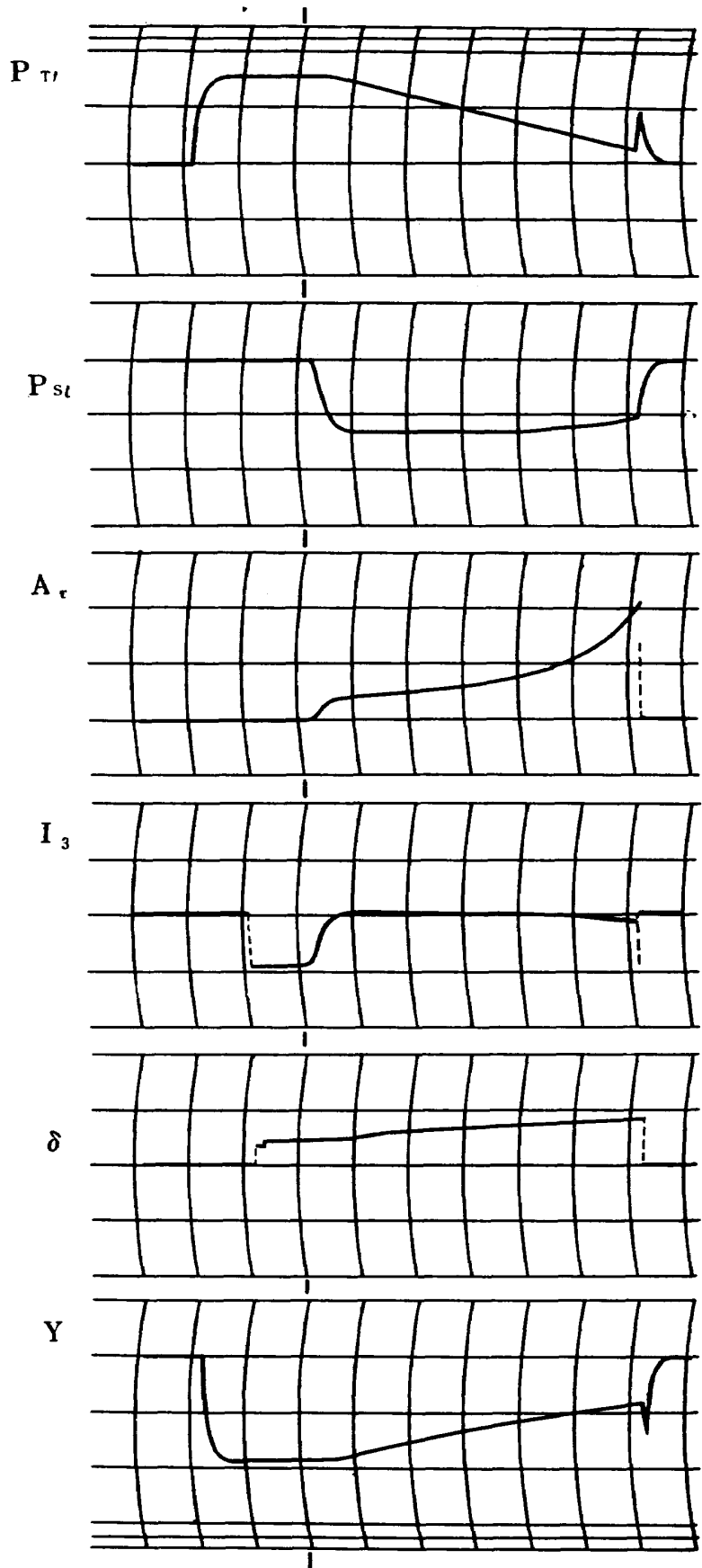
第30図—(c)

$Kp=30$

$\Delta S=100\%$

$P_{SS}=2.0\text{kg/cm}^2$

対数曲線利得補償



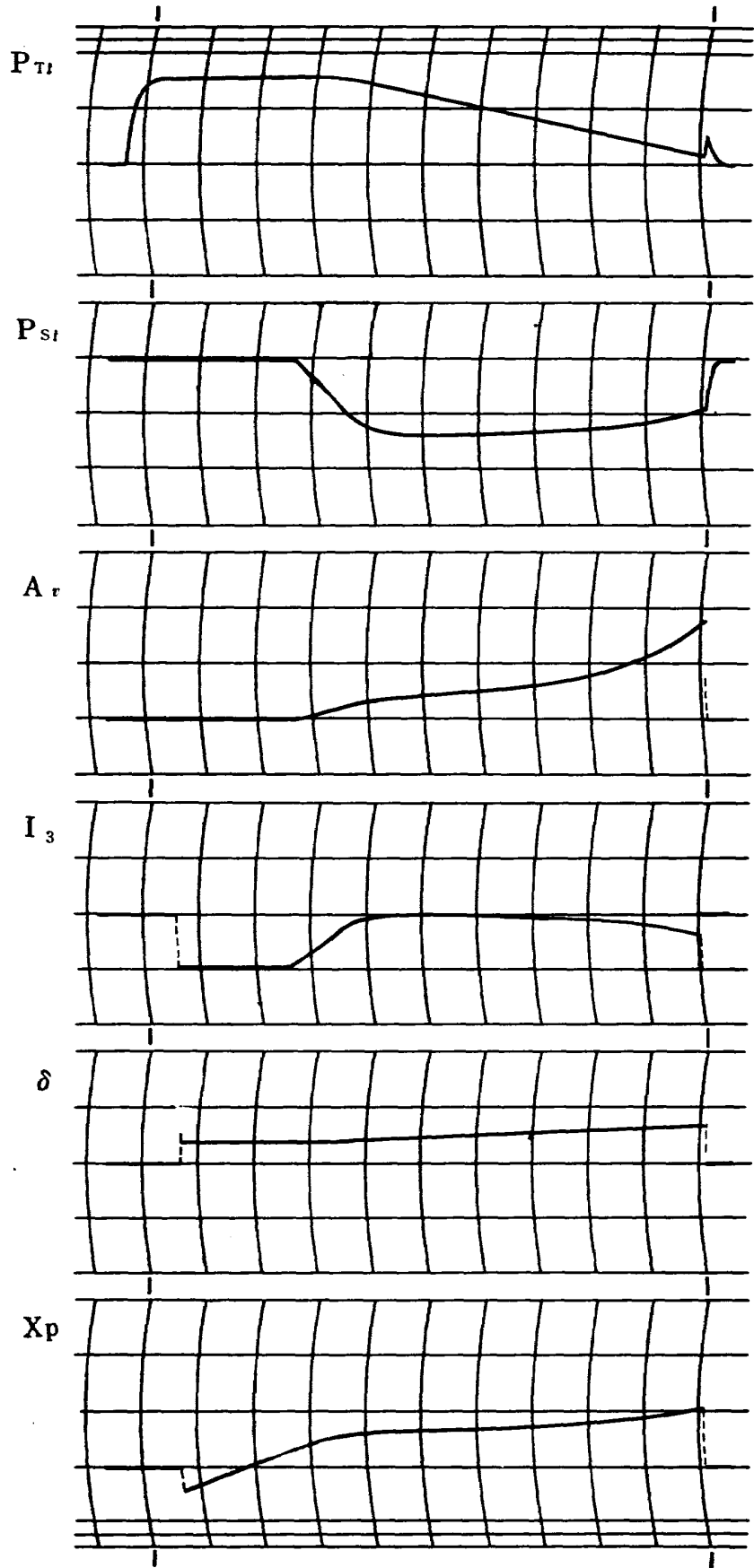
第30図—(d)

$Kp=30$

$\Delta\zeta=40\%$

$P_{ss}=2.0\text{kg/cm}^2$

直線利得補償



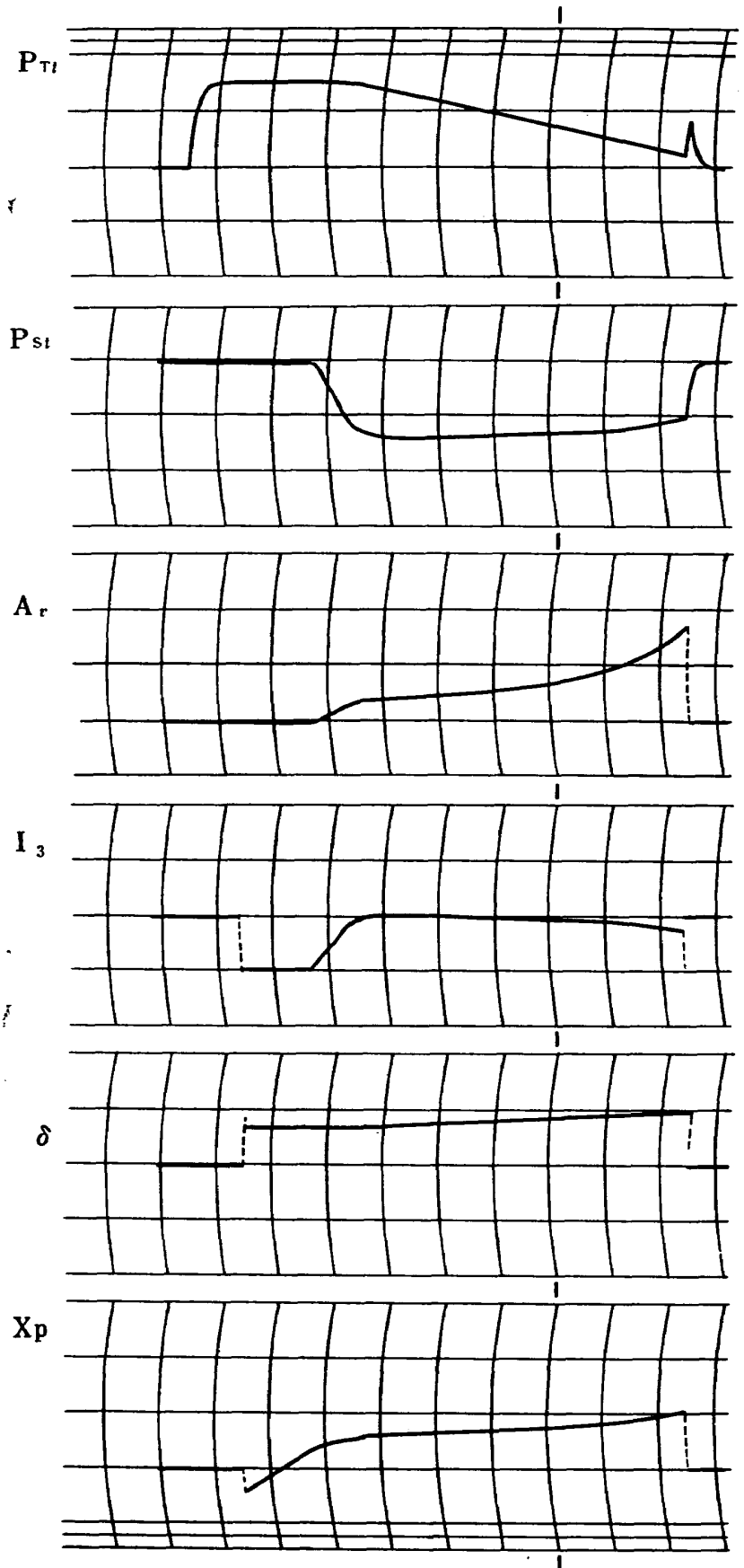
第30図—(e)

$Kp=30$

$\Delta S=70\%$

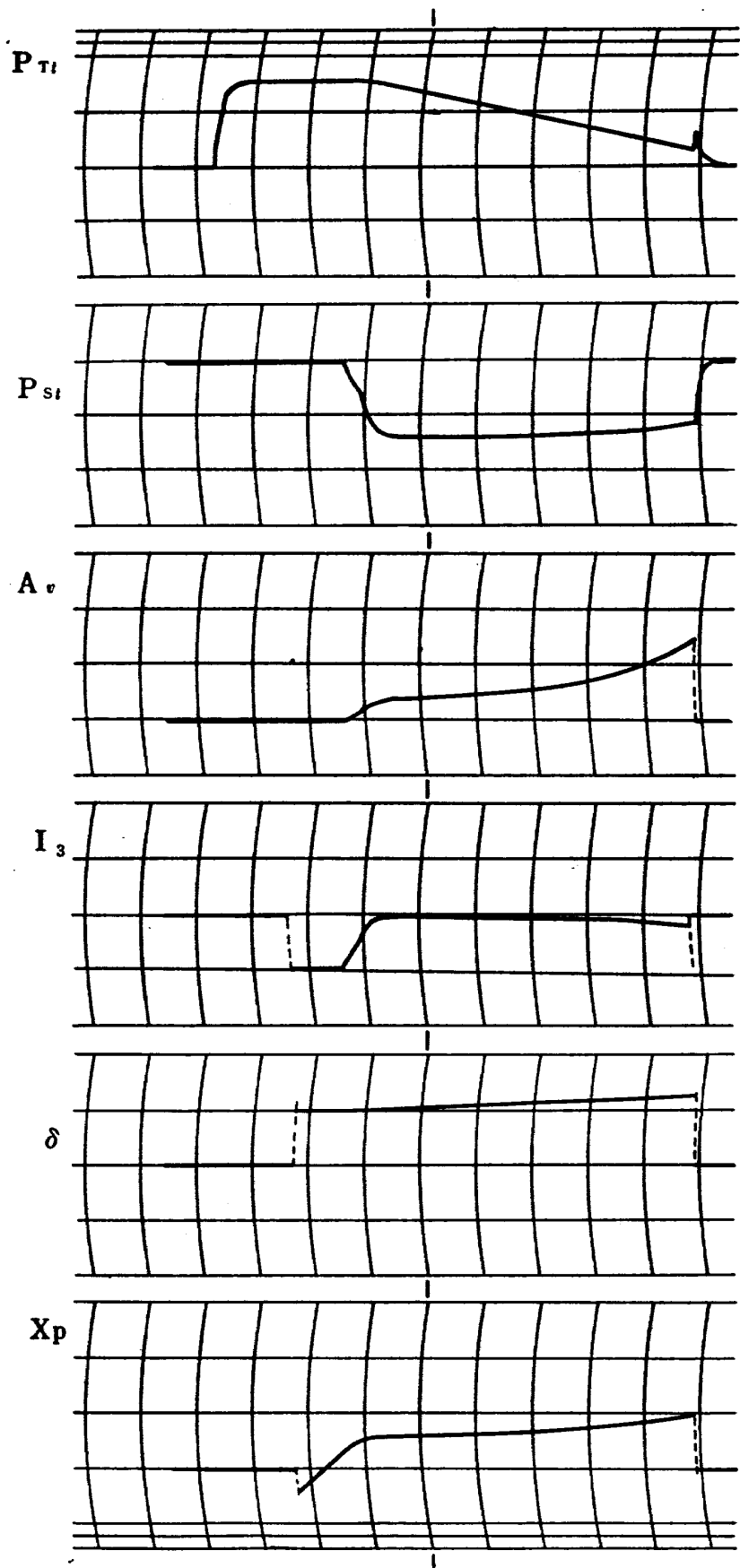
$P_{ss}=2.0\text{kg/cm}^2$

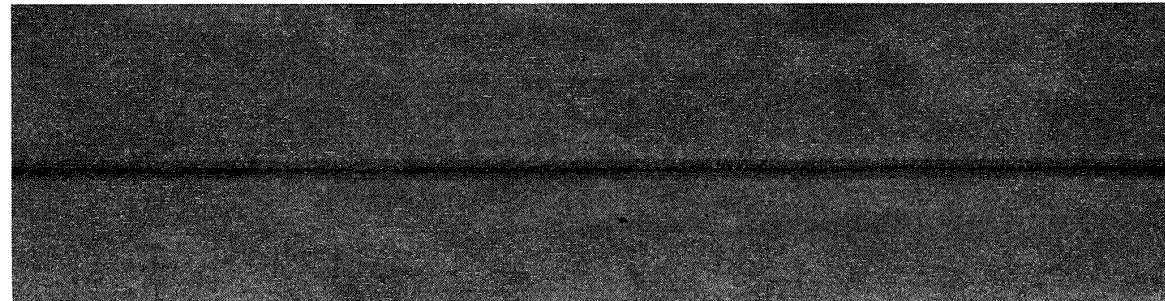
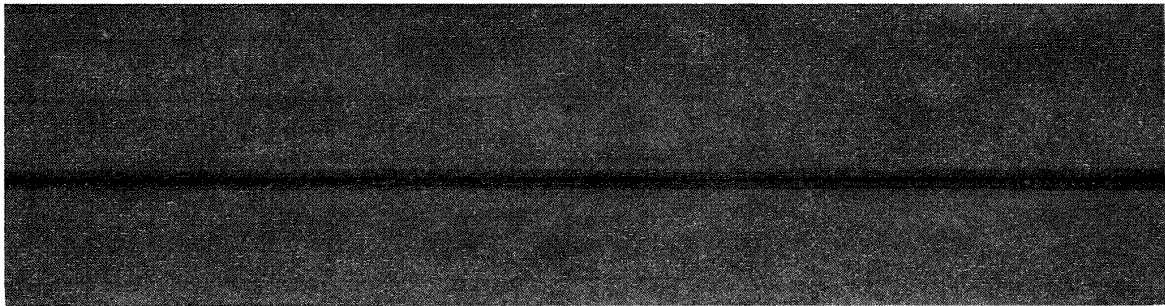
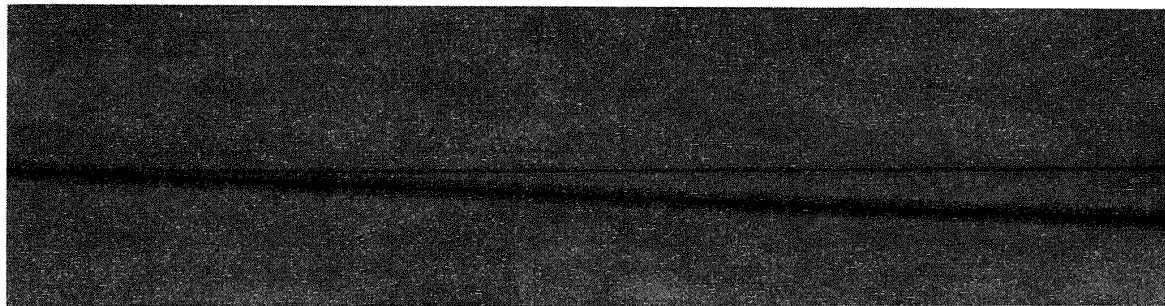
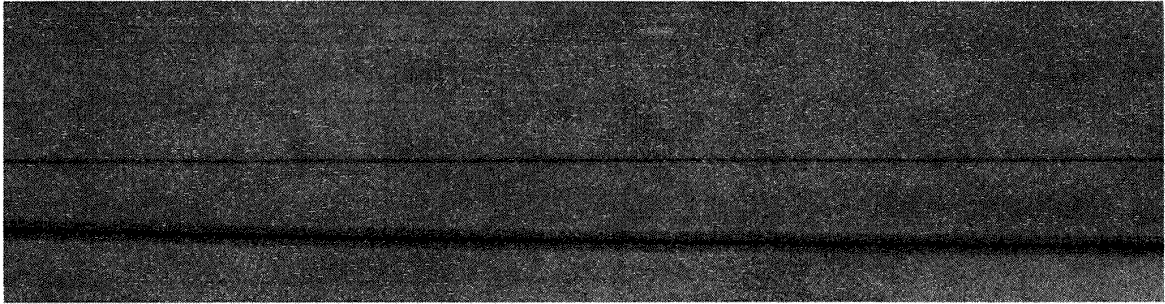
直線利得補償



第30図—(f)

$Kp=30$
 $\Delta\zeta=100\%$
 $P_{ss}=2.0\text{kg/cm}^2$
 直線利得補償

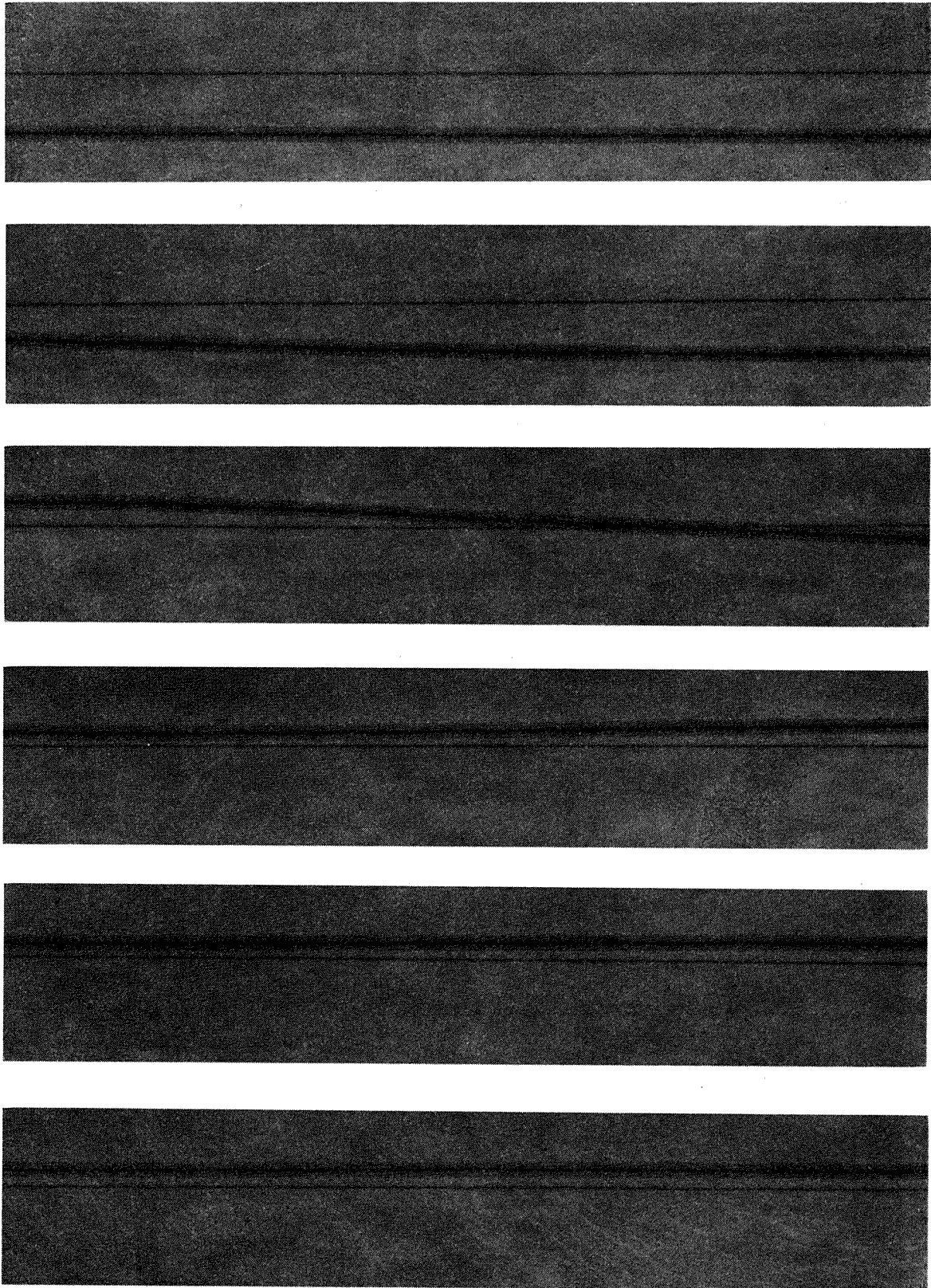




第31図—(a) 実際の制御例

$$P_{ss} = 1.5 \text{ kg/cm}^2$$

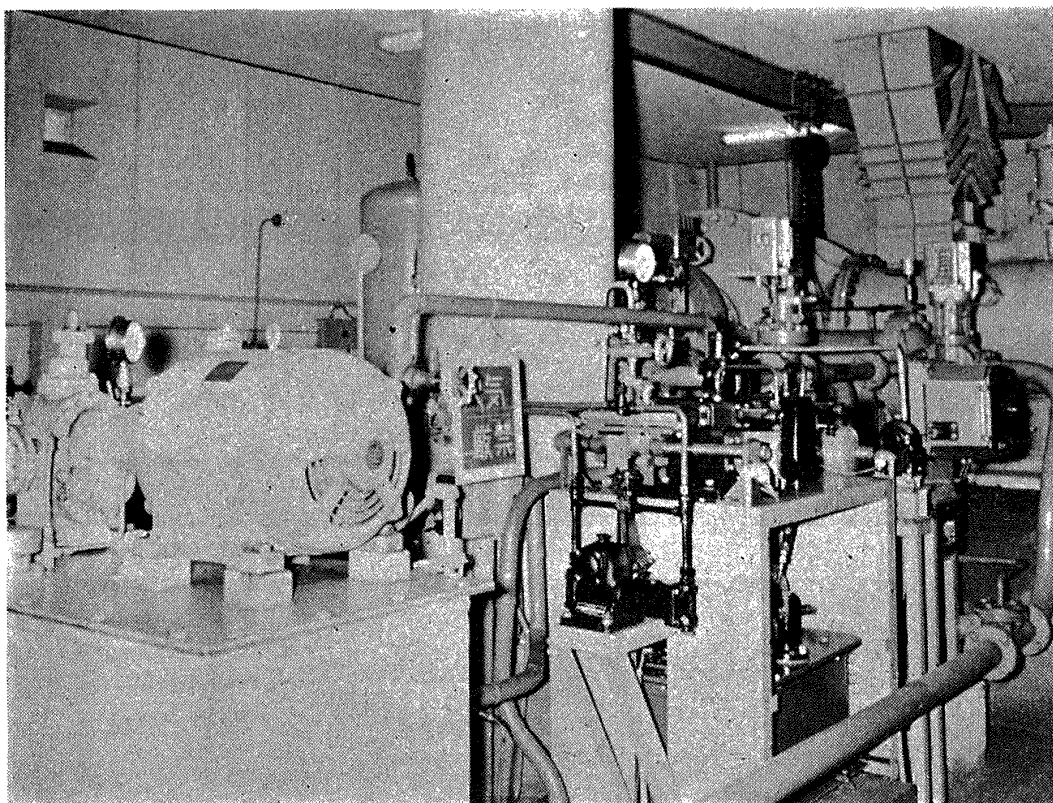
$$Kp = 30$$



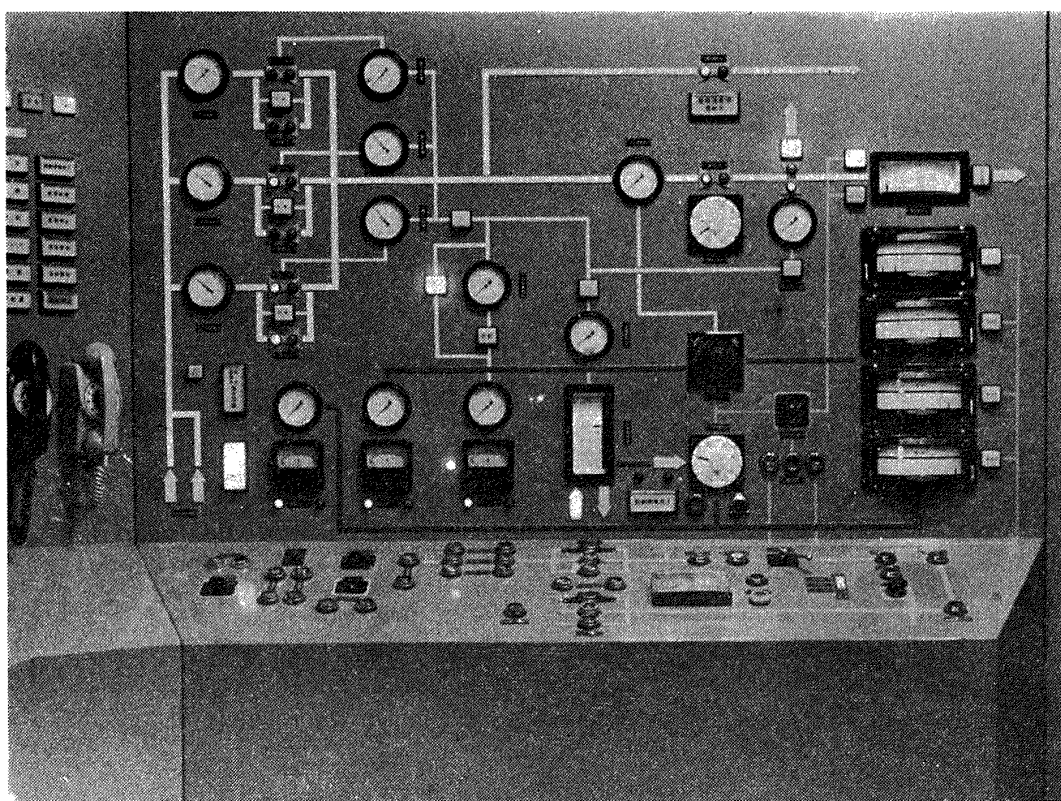
第31図—(b) 実際の制御例

$$P_{ss}=2.5\text{kg/cm}^2$$

$$Kp=30$$



第32図—(a) 装置 外 観



第32図—(b) 制 御 盤

<p>NAL TM-26 航空宇宙技術研究所 吹出式風洞の圧力制御 (フラッタ試験設備の場合)</p> <p>1964年1月</p> <p>ページ</p>	<p>I. 橋爪 宏 中井 暎一 NAL TM-26</p> <p>II. 533.6.07</p> <p>III. 621-522</p>	<p>NAL TM-26 航空宇宙技術研究所 吹出式風洞の圧力制御 (フラッタ試験設備の場合)</p> <p>1964年1月</p> <p>ページ</p>	<p>I. 橋爪 宏 中井 暎一 NAL TM-26</p> <p>II. 533.6.07</p> <p>III. 621-522</p>
<p>高圧蓄圧槽に充填した圧縮気流を放出して、測定部に所定の気流を得ようとする吹出式風洞において、その機能を十分に発揮するのに重要な役割を占める圧力制御系統について、航空宇宙技術研究所60cm×30cm遷音速フラッタ試験設備の圧力制御装置を例にとって、アナログ計算機を用いて数値的な解析を行なって、検討・考察の結果を報告し、同種の装置の設計・開発の資料を提供している。</p>		<p>高圧蓄圧槽に充填した圧縮気流を放出して、測定部に所定の気流を得ようとする吹出式風洞において、その機能を十分に発揮するのに重要な役割を占める圧力制御系統について、航空宇宙技術研究所60cm×60cm遷音速フラッタ試験設備の圧力制御装置を例にとって、アナログ計算機を用いて数値的な解析を行なって、検討・考察の結果を報告し、同種の装置の設計・開発の資料を提供している。</p>	
<p>NAL TM-26 航空宇宙技術研究所 吹出式風洞の圧力制御 (フラッタ試験設備の場合)</p> <p>1964年1月</p> <p>ページ</p>	<p>I. 橋爪 宏 中井 暎一 NAL TM-26</p> <p>II. 533.6.07</p> <p>III. 621-522</p>	<p>NAL TM-26 航空宇宙技術研究所 吹出式風洞の圧力制御 (フラッタ試験設備の場合)</p> <p>1964年1月</p> <p>ページ</p>	<p>I. 橋爪 宏 中井 暎一 NAL TM-26</p> <p>II. 533.6.07</p> <p>III. 621-522</p>
<p>高圧蓄圧槽に充填した圧縮気流を放出して、測定部に所定の気流を得ようとする吹出式風洞において、その機能を十分に発揮するのに重要な役割を占める圧力制御系統について、航空宇宙技術研究所60cm×30cm遷音速フラッタ試験設備の圧力制御装置を例にとって、アナログ計算機を用いて数値的な解析を行なって、検討・考察の結果を報告し、同種の装置の設計・開発の資料を提供している。</p>		<p>高圧蓄圧槽に充填した圧縮気流を放出して、測定部に所定の気流を得ようとする吹出式風洞において、その機能を十分に発揮するのに重要な役割を占める圧力制御系統について、航空宇宙技術研究所60cm×60cm遷音速フラッタ試験設備の圧力制御装置を例にとって、アナログ計算機を用いて数値的な解析を行なって、検討・考察の結果を報告し、同種の装置の設計・開発の資料を提供している。</p>	

既 刊 資 料

TM- 1	高マッハ数風胴について (I)	1961年 11月	平 木 一, 清水福寿 橋 本 登
TM- 2	航空技術研究所計数型電子計算機設備 プログラムライブラリー (I)	1962年 2月	樋 口 一 雄, 戸 川 隼 人 三 好 甫, 高 橋 利 之 能 美 力, 高 板 垣 芳 雄 鳥 海 良 三, 佐 藤 保 子
TM- 4	18 cm×20cm超音速風胴について	1962年 5月	長 洲 秀 夫, 伝 田 幸 雄
TM- 5	遷音速流の線型理論	1962年 8月	細 川 啟
TM- 6	18 cm×18cm遷音速風胴整備試験	1962年 8月	橋 本 登, 井 上 政 一
TM- 7	慣性力形疲労試験機	1962年 8月	竹 内 和 之, 山 根 皓 三 郎
TM- 8	アルミ合金の前歴が疲れ寿命に およぼす実験的研究	1962年 9月	池 田 為 治, 坂 元 思 無 邪
TM- 9	方向性次元解析と相似解に関する覚書	1963年 2月	甲 藤 好 郎, 小 出 勉
TM-10	DATATRON 205 用 ALGOL 58 使用法について	1963年 2月	高 橋 利 之
TM-11	光弾性による高速車盤の縞模様	1963年 2月	永 井 文 雄
TM-12	コーティングの断熱効果に関する実験	1963年 3月	竹 中 幸 彦, 小 川 幸 一 林 洋 一
TM-13	遷音速における 45° 後退角の予備的実 験	1963年 3月	中 井 暎 一, 小 原 瑛
TM-14	変断面片持梁固有振動数の一計算方法 について	1963年 3月	中 井 暎 一, 小 原 瑛 鳥 海 良 三, 安 藤 泰 勝
TM-16	フラッタ試験設備測定部交換ノズルの 予備試験	1963年 4月	中 井 暎 一, 橋 爪 宏 高 木 俊 朗, 橋 本 登
TM-17	VTOL 機用 Jet Lift Engine に関す る一考察	1963年 5月	鳥 崎 忠 雄, 松 木 正 勝 山 中 竜 夫, 藤 井 昭 一
TM-18	ヘリコプター振動のパワースペクトル 解析	1963年 6月	小 野 幸 一
TM-19	吹出式超音速風胴による実験データの 処理方式について (I)	1963年 6月	新 井 忠, 原 亘 利
TM-20	1 m×1 m吹出式超音速風胴における AGARD標準模型Bの三分力試験	1963年 7月	高 木 廣 治, 谷 喬 齋 藤 秀 夫, 新 井 忠
TM-21	国産中型輸送機 Y S-11 主翼疲労試験 (第1報)	1963年 9月	竹 内 和 之, 飯 田 宗 四 郎 北 谷 虔 勇, 中 井 治 夫
TM-24	円輪と薄肉円筒の回転強度の関係	1963年 11月	永 井 文 雄
TM-25	DATATRON 205 用 ALGOL 58 の Procedures ライブラリ	1964年 1月	高 橋 利 之

注：欠番は配布先を限定したもの

航空宇宙技術研究所資料26号

昭和39年1月発行

発 行 所 航空宇宙技術研究所
東京都調布市深大寺町1880
電話武蔵野(0422)(3)5171(代表)

印 刷 所 奥村印刷株式会社
東京都千代田区西神田1~10