
1000t 構造物試験機自動制御系の設計とその検討

Studies on the Designing for an Automatic Control System of the 1000t Testing Machine

山崎 徳也(Tokuya Yamasaki) 原 道彦(Michihiko Hara)

要旨：

川崎製鉄（株）鋼構造研究所に設置した 1000t 構造物試験機は交流サーボ機構を用いた自動制御装置によって操作され、多種の構造物とこれらの部材を対象として、ラム変位、荷重および供試体ひずみのそれぞれに関する定速度制御、一定値保持制御の条件で構造実験を実施することができる。本報告では自動制御系の設計概念とこの系における伝達関数、ゲインおよびP.I.D制御の相互関係を紹介し、次に、構造物試験機としての機能上重要な要素である制御装置の精度を検討するために行った性能試験の結果について述べ、制御精度としては荷重制御に対してフルスケールの0.2%、ラム変位制御に対して $\pm 0.005\text{mm}$ を越えないことを明らかにした。

Synopsis：

The 1000t testing machine built at the Steel Structure Research Laboratories of Kawasaki Steel Corp. in 1970 is operated with automatic control system which uses A.C. servomechanism. This machine can test various structures and their components by controlling ram positions and velocities as well as the values and velocities of load and deflections upon structural models. This paper introduces the concept of the designing for this system and the relationships among transfer function, gain and P.I.D. (Proportional, Integral and Differential) actions. For this type of machine used for such testing application, the accuracy of programming devices is so important that it has been put to a trial test. Consequently, it is ascertained that the accuracy of load control system is less than 0.2% of the full scale and positional control system in ranges of ± 5 microns.

(c)JFE Steel Corporation, 2003

本文は次のページから閲覧できます。

1000 t 構造物試験機自動制御系の設計とその検討

Studies on the Designing for an Automatic Control System of the 1000t Testing Machine

山崎 徳也*
Tokuya Yamasaki

原 道彦**
Michihiko Hara

Synopsis:

The 1000t testing machine built at the Steel Structure Research Laboratories of Kawasaki Steel Corp. in 1970 is operated with automatic control system which uses A. C. servomechanism. This machine can test various structures and their components by controlling ram positions and velocities as well as the values and velocities of load and deflections upon structural models.

This paper introduces the concept of the designing for this system and the relationships among transfer function, gain and P. I. D. (Proportional, Integral and Differential) actions.

For this type of machine used for such testing application, the accuracy of programming devices is so important that it has been put to a trial test. Consequently, it is ascertained that the accuracy of load control system is less than 0.2% of the full scale and positional control system in ranges of ± 5 microns.

1. ま え が き

近年、土木、建築あるいは船舶の構造部門における理論的研究の分野では、有限要素法をはじめとする構造解析手法の発達がめざましく、各種構造体の弾性および弾塑性領域での力学的挙動が究明され、これらに関するすぐれた研究が数多く発表されている。

一方、実験的研究の分野にあっては、研究成果が供試体の製作技術、計測器、計測手法あるいは載荷装置の種類、規模、精度などの体系化された総合技術に左右されるので、理論的研究とは異った困難さを伴う。現在、各種の測定機器や装置に

関する理論、材料、機能および精度などはいずれもそれぞれ高水準に達していると考えられるが、土木建築の分野における構造実験は、これらの体系化や応用技術の欠如と広範囲の専門的知識を有する技術者の不足などにより、未発達の技術部門であるといえる。したがって、われわれ実験技術者にとっては実験に用いられている測定機器や装置の機能、精度を十分理解し、目的に適合した体系的な使用法を確立することが急務であるとともに、材料工学や電子工学などの複数専門分野にわたる高度な専門知識が要求されることになる。

いわゆる構造物実験といわれるものは多種の載荷装置を用いて実施されているが、その中で代表的なものとして、大型構造物試験機とテストベッ

* エンジニアリングセンター建設開発部鋼構造研究所所長・
工博

** エンジニアリングセンター建設開発部鋼構造研究所主任研究員

トを挙げるができる。これらの大型実験装置に関する著者らの基本的見解についてはすでに発表したが¹⁾、両者はそれぞれ対象を異にし、供試体の形状、規模、実験目的および荷重条件などによって使い分けられている。

静的な試験機については、使用目的に関して画一的に分類することはおよそ困難であるが、便法として大きく二つに分別することが試みられている²⁾。その1は商業取引上の品質保証に供用される材料試験機で、国内ではNK検定によって統一の精度保証がなされている³⁾。その2は各種構造体あるいは構造要素の耐力などの力学的特性を把握するために使用される構造物試験機である。

材料試験は品質保証を目的として、材料の弾性定数、降伏点、引張強度および伸びなどの機械的性質に関する特性値を実測するために実施される。鋼構造の場合、これらの特性値は構造体の力学的挙動あるいは安全性に対する最も基本的な資料を提供するものであるが、構造体が弾性挙動を示す範囲内においては、材料の特性値を用いた弾性理論解析により、その力学的特性を十分把握し得るものと判断される。しかし、塑性領域においては、材料試験によって得られた特性値から理論解析によって構造体の力学的特性を直接把握することはかなり困難で、ここに大型実験装置を用いた模型体の載荷あるいは破壊試験の有意性があるといえる。

鋼構造はその特性として載荷方法、荷重速度などの載荷条件の差により、塑性領域での特性値が異なる。たとえば、構造用炭素鋼に極微低速度で負荷した場合、Galambos⁴⁾が材料試験について述べていることと同様の結果が得られる。すなわち、塑性流れ領域で試験機を停止し、ひずみを一定に保つと、荷重値が低下し、やがて静止状態で得られる応力、ひずみ曲線の降伏点いわゆる静降伏点に一致する。また、Lambert Tall⁵⁾は鋼柱の圧縮荷重を求める方法として、弾性限を越える荷重領域においては圧縮の変位を一定に保持し、その間の時間経過に対する荷重低下曲線の漸近線を求め、これと荷重軸との交点を荷重値とすることを提案している。このように塑性領域における試験方法はまだ確立されておらず、材料試験機の加圧機構

程度では厳密な構造実験を行うことはできない。

試験機の加圧機構には機械式と油圧式の2方式が用いられている。機械式は塑性変形を正確に与えることができ、この点では構造物試験機に適しているが、大荷重発生機構が複雑になるので大型構造物試験機には全く用いられない。これに反して、油圧式の荷重発生機構は大容量に対しても比較的単純であるから、大型構造物試験機には油圧式の加圧機構が採用されている。ただ、この機構の欠点は加圧装置のラムとシリンダー間のオイルリークを避けることができず、塑性領域での供試体の変形と荷重を制御することが困難な点である。このため、油圧式の大規模構造物試験機には自動制御回路を組み入れて、荷重および変位に関する定速度制御あるいは一定値保持制御などの載荷条件が高精度で得られるように設計されなければその特色を失ってしまう。

当社鋼構造研究所に設置した1000 t 大型構造物試験機¹⁾は加圧機構に油圧式を用いており、上述の載荷条件を正確に制御できるように、精密な自動制御機構を採用し、構造物試験機としてその機能を十分発揮し得るように設計、製作され、今日まで多種多様の構造物に対する実験を実施してきた。

本報告は本機の自動制御について概説したうえ、一定条件のもとで実施した性能調査実験の結果について述べるものである。

2. 自動制御系

2.1 概要

自動制御系の概要はすでに前報¹⁾で説明したので、ここではバルブに関する制御機構を設計の立場から概観することにする。本試験機の制御は交流サーボ機構の使用による加圧装置の油量制御システムを採用している。制御対象は荷重、ラム変位および外部ひずみの3種類で、図1に示すように変換器からの出力を切換えることによって随時これらが選択される。

制御入力には目標電圧と変換器の出力電圧との偏差を用いており、正弦波信号であるため整流器によって直流信号に変換されるが、整流器の出力た。

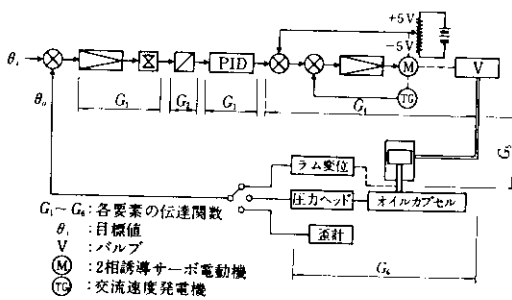


図 1 油量制御ブロック図

50Hz の半波長信号にはなおリップルが含まれているので、これを除くために一次おくれ系の低域フィルタが2段に用いられている。次に P. I. D. 制御器 (Proportional, Integral and Differential Controller) を通して、交流サーボ機構に入り、ここで直流信号は再びチョッパで 50Hz の正弦波信号に変調され、サーボ前置増幅器で増幅されて 2 相誘導サーボ電動機 (以下 M と

表わす。図 1 参照) に供給される。M には交流速度発電機 (以下 TG と表わす。図 1 参照) が連結されており、マイナーループを形成している。一方、M の回転は減速されてバルブを開閉し、その開度に応じて油量が調節されることとなる。また、バルブの挙動に定位性を持たせるため、開度に比例した直流電圧が帰還されている。

2.2 パラメーターおよび定数

前報で明らかにしたごとく、本試験機は専用化を避けて万能試験機的な性格をもたせたため、制御系の伝達関数に影響を与えるパラメーターが多くなり、表 1 に示す各項が数えられる。第 1, 2 項は後述するとして、第 3 項の制御対象の切換えは、対象別に設けられた個々の回路を押しボタン方式で自動的に切換えられるようにした。第 4 項の荷重および外部ひずみのレンジ切換えは、制御電圧の系統別統一を図り、荷重に対しては表 2 に

表 1 制御系中のパラメーター

項	目	操 作 方 法
1	供試体のバネ定数	押しボタンスイッチにより選択
2	試験機運転中の供試体のバネ定数の変化	同 上
3	制御対象の選択	押しボタン操作による自動切換
4	荷重およびひずみ計のレンジ切換え	同 上
5	増幅器およびバルブ零点のドリフト	積分動作により補償
6	ラム位置の変化による油バネ定数の変化	
7	クロスヘッド位置の差による本体バネ定数の変化	
8	油温変化によるバルブ感度の増減	油温制御

表 2 荷重検出器に用いたプレッシャーセル (以下圧力セル) の特性

荷重レンジ (t)	検出器内油圧 (kg/cm ²)	圧 力 セ ル			
		定格圧力 (kg/m ²)	ブリッジ電圧 (Vrms)	出力電圧 (mVrms)	制御電圧 (mVrms)
1 000	250	500	10	15	15
500	125	200	8	15	15
200	50	100	10	15	15
100	25	50	10	15	15
50	12.5	50	10	7.5	7.5
20	5	50	10	3.0	3.0

表 3 外部ひずみ検出に用いた差動トランスの特性

検出器 最大ストローク (mm)	レンジ (倍)	変 位 (mm)	差動トランス のストローク (mm)	差動トランス 励磁電圧 (Vrms)	出力電圧 (mVrms)	制御電圧 (mVrms)
200	× 1	200	4	4	20	5
〃	× 1/2	100	2	4	10	5
〃	× 1/4	50	1	4	5	5
40	× 1	40	1	4	20	5
〃	× 1/2	20	0.5	4	10	5
〃	× 1/4	10	0.25	4	5	5

表 4 ラム変位制御用差動トランスの特性

制御範囲 (mm)	最大ストローク (mm)	励磁電圧 (Vrms)	出力電圧 (mVrms)	感 度 (mV/mm)	分 解 能 (mm)	制御電圧 (mVrms)
4	10	.4	5	1.25	0.001	5

示すようにフルスケールで 15mVrms に、ラム変位および外部ひずみに対しては表 3, 4 に示すようにフルスケールで 5mVrms にして、自動切換えに当り操作の単純化と精度の向上を可能ならしめた。

機械系はすべてバネ系に置き換えて設計されているが、第6項に数えたラム位置が変化するとき生ずる主シリンダー内の油圧縮率の差異に起因するバネ定数の変化、および第7項の上部クロスヘッド位置の差による本体バネ定数の変化はともにきわめて微少であるゆえ、これらが制御動作に与える影響は制御系の余裕と積分動作とで補償できるものとし、特に配慮を加えることなく設計された。なお、その他のパラメーターは表1に示した操作法を採用している。

2.3 各要素の伝達関数

図1に示した制御系は定常状態では十分線形性を保持し得るので、設計上各要素の伝達関数を以下のごとく決めることができる。

- 1) G_1 は増幅器と整流回路の総合伝達関数で、ゲイン $|G_1(j\omega)|_{\omega=0}$ は、
- 荷重制御に対して $|G_1(j\omega)|_{\omega=0} = 56.5\text{dB}$
- 外部ひずみおよびラム変位制御に対して $|G_1(j\omega)|_{\omega=0} = 66\text{dB}$
-(1)

とする。

- 2) G_2 は低域フィルターの伝達関数で、一次おくれ系のフィルターが2段に用いられている。したがって、伝達関数 G_2 は

$$G_2(S) = \frac{1}{(1 + T_1 S)^2} \quad \dots\dots (2)$$

ただし, $T_1=0.1$

となる。 S : ラプラス変換記号

- 3) G_3 は P. I. D. 制御の伝達関数である。回路図を図 2 に示すが、試験機の操作を簡単にするため、微分時間 T_D と積分時間 T_I を一定とし、図 2 の係数 $T_3 K_F = K_{P_1} K_{P_2}$ を 11 段階に設定のうえ、試験体のバネ定数に合わせ選択するように考慮されている。

図2における節点①の電圧を v とし、回路

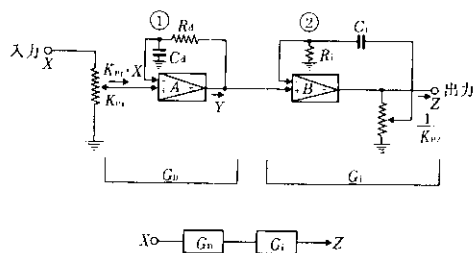


图 2 P. I. D. 制御回路図

方程式を電流則について考察すれば

$$\left(-\frac{1}{R_d} + SC_d\right)v - \frac{Y}{R_d} = 0 \quad \cdots(3)$$

増幅器Aの出力 Y は、増幅率を a として

$$a(XK_{P1} - v) = Y \quad \cdots(4)$$

(3) と (4) 式から v を消去し、 $a \gg 1$ の条件下で Y/X について解けば、伝達関数 $G_D(S)$ が得られる。

$$G_D(S) = \frac{Y}{X} = K_{P1}(1 + SC_d R_d) \quad \cdots(5)$$

増幅器Bの増幅率 $b \gg 1$ とすれば、同様にして $G_i(S)$ は

$$G_i(S) = \frac{Z}{Y} = \frac{K_{P2}(1 + SC_i R_i)}{SC_i R_i} \quad \cdots(6)$$

ゆえに、P. I. D. 制御の伝達関数 $G_3(S)$ は

$$\begin{aligned} G_3(S) &= G_D(S) \cdot G_i(S) \\ &= \frac{K_{P1} K_{P2} (1 + SC_d R_d) (1 + SC_i R_i)}{SC_i R_i} \end{aligned} \quad \cdots(7)$$

となる。

- 4) G_4 は交流サーボ機構とバルブから流出する油流量に関する伝達関数である。その正確な式の誘導はきわめて複雑になるが、交流サーボ機構の特性を考察して設計上は1次おくれ系として取扱っている。すなわち、Mの時定数は j/m (j は慣性モーメント、 m は回転速度とトルクで表わされる特性曲線の傾き) で表わされ、回転速度とトルクとは反比例する(厳密な数学的意味における反比例ではない) ゆえ、この値は一般にきわめて小さくなる。また、Mと同軸で回転するTGの出力電圧はMの回転角の1次微分に比例した帰還電圧となるため、Mの回転入力に対してはTGの帰還電圧が支配的となる。したがって、Mおよび減速機構の慣性モーメントは無視できるほど小さくなり、制御入に対するMの応答速度はきわめて速くなる。以上2つの理由により、MおよびTGの閉ループに関する出力の時間関数は近似的に1次関数とおくこと

ができる。一方、バルブの開度に応じて発生する直流帰還電圧はバルブを定位置に保持するように作用し、かつ、バルブの中立位置から全開に至るまでの時間は1.2sec とMの時定数に比して非常に大きく、したがって、この回路の定常状態時の応答はバルブの開度によって定まると判断され、単位ステップ入力に対するインディシャル応答はバルブが中立位置から全開度の63%に至るまでの時間を時定数とする1次おくれ系とみなされ、伝達関数として次式を得る。

$$G_4(S) = \frac{Q}{v_0(1 + T_4 S)} \quad \cdots(8)$$

ただし、 $v_0 = \pm 5V$; バルブ開度 100 %のときの帰還電圧

$T_4 = 1.2 \times 0.63 \div 0.7 \text{sec}$;
バルブ開度に関する時定数

$Q = 50 \text{l/min}$; 油の最大流量

- 5) G_5 は試験機本体に関する伝達関数であり直接荷重が作用するねじ柱、試験片および主シリンダー内の油に関係し、これらを弾性バネに置換したモデルを考える(図3参照)。まず、ラム変位制御に関する G_5 を求めてみる。

図3において主ラムが D だけ移動したと

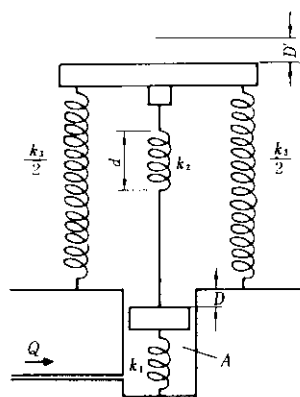


図3 試験機本体バネ系

する。このときの上部クロスヘッドの変位を D' 、荷重を W とすれば、時間 t に流れる油の流量と D との関係式は

$$\int Qdt = DA + \frac{W}{k_1} A \quad \dots\dots(9)$$

で表わされる。図より、 D' 、 D および d はそれぞれ $D' = W/k_3$ 、 $d = W/k_2$ 、 $D = D' + d$ であるから、(9)式に代入すれば、

$$D = - \frac{1}{A \left\{ 1 + \frac{k_2 k_3}{k_1 (k_2 + k_3)} \right\}} \int Qdt \quad \dots\dots(10)$$

(10) 式をラプラス変換して、伝達関数 $G_5(S) = D/Q$ を求めれば

$$G_5(S) = \frac{1}{1 + \frac{k_2 k_3}{k_1 (k_2 + k_3)}} \times \frac{1}{AS} \quad \dots\dots(11)$$

以下同様にして、荷重制御および外部ひずみ制御の伝達関数はそれぞれ

$$G_5(S) = \frac{k_1 k_2 k_3}{k_1 k_2 + k_2 k_3 + k_3 k_1} \times \frac{1}{AS} \quad \dots\dots(12)$$

$$G_5(S) = \frac{1}{1 + \frac{k_2}{k_3} + \frac{k_2}{k_1}} \times \frac{1}{AS} \quad \dots\dots(13)$$

となる。

- 6) G_6 は変換器の伝達関数で、表 2, 3, 4 の値から直ちに求められる。

たとえば、荷重制御の場合、1000 t レンジのフルスケールでは 15mV の出力電圧があるので、 $G_6(S) = 15\text{mV}/1000\text{t} = 0.000015 \text{ V/t}$ となる。

2.4 総合伝達関数

制御系はバルブの出力、すなわち、油の流量を制御量とし、試験機本体バネ系の変位と変換器の出力電圧を帰還信号とする閉ループであるが、設計上は全体系を線形回路とみなし、開ループとして取扱ってさしつかえない。

したがって、開ループの伝達関数として

$$G(S) = G_1(S)G_2(S)G_3(S)G_4(S)G_5(S)G_6(S)$$

.....(14)

が得られる。(14)式の $G_1(S)$ $G_4(S)$ に(1), (2), (7), (8)式を $G_5(S)$ にはおのおのの制御対象に対する(11), (12)または(13)式を代入すれば制御対象に応じた $G(S)$ が以下のごとく書き表わされる。

- 1) ラム変位制御に関する伝達関数は、 $G_5(S)$ に(11)式を用いて

$$G(S) = 2000 \times \frac{1}{(1+T_1S)^2} \times \frac{K_P(1+T_2S)(1+T_3S)}{S} \times \frac{Q}{v_0(1+T_4S)} \times \frac{k_1 k_2 + k_1 k_3}{k_1 k_2 + k_1 k_3 + k_2 k_3} \times \frac{1}{AS} \times G_6(S) \quad \dots\dots(15)$$

ただし、 $T_2 = C_d R_d$ 、 $T_3 = C_i R_i$ 、

$$T_2 K_P = K_{P1} K_{P2}$$

いま、設計値として次の値(表 4 より)を上式に代入する。

$$\begin{array}{ll} T_1 = 0.1 & v_0 = 5\text{V} \\ T_2 = 0.5 & Q = 50\text{l/min} \\ T_3 = 2 & A = 4000\text{cm}^2 \\ T_4 = 0.7 & G_6(S) = 0.125\text{V/cm} \end{array}$$

(11) 式よりバネ定数 $k_1 = \infty$ のとき、 $G_5(S)$ は最大となり $1/AS$ 、 $k_1 = 1000\text{t/cm}$ 、 $k_2 = \infty$ 、 $k_3 = 1000\text{t}/0.3\text{cm}$ のとき $G_5(S)$ は最小で $1/4.33AS$ となる。ゲインがこの範囲であれば、制御系の余裕で安定が期待できるので、ここでは前者をとり $G_5(S) = 1/AS$ とする。したがって

$$G(S) = \frac{1.04 K_P (1+2S)(1+0.5S)}{S^2(1+0.1S)^2(1+0.7S)} \quad \dots\dots(16)$$

- 2) 荷重制御に関する伝達関数は、 $G_5(S)$ に(12)式を用いて

$$G(S) = 666 \times \frac{1}{(1+T_1S)^2} \times \frac{K_P(1+T_2S)(1+T_3S)}{S}$$

$$\times \frac{Q}{v_0(1+T_4S)} \times \frac{k_1k_2k_3}{k_1k_2+k_2k_3+k_3k_1} \times \frac{1}{AS} \times G_6(S) \quad \dots\dots(17)$$

(12) 式より、バネ定数 $k_1=\infty$, $k_2=\infty$, $k_3=1000\text{t}/0.3\text{cm}$ のとき、 $G_5(S)=1000/0.3AS$ で最大、 $k_2=0$ のとき $G_5(S)=0$ で最小となり、その中間は試験片バネ定数 G_2 の関数である。

$G_6(S)$ は各荷重レンジに対して表 2 より、

1000 t レンジ	15/1000=0.000015 V/t
500 "	15/500=0.00003 "
200 "	15/200=0.000075 "
100 "	15/100=0.00015 "

50 t, 20 t レンジの $G_6(S)$ は 100 t レンジに等しくなる。

(17) 式に $G_5(S)=1000\text{t}/0.3AS$, $G_6(S)=0.000015\text{ V/t}$ を代入し、他のパラメータは 1) 項の数値を用いれば

$$G(S) = \frac{1.38K_P(1+2S)(1+0.5S)}{S^2(1+0.1S)^2(1+0.7S)} \quad \dots\dots(18)$$

となり、荷重制御に関する伝達関数が算定される。

- 3) 外部ひずみ制御に関する伝達関数は、 $G_5(S)$ に(13)式を用いて

$$G(S) = 2000 \times \frac{1}{(1+T_1S)^2} \times \frac{K_P(1+T_2S)(1+T_3S)}{S} \times \frac{Q}{v_0(1+T_4S)} \times \frac{1}{1+\frac{k_2}{k_3}+\frac{k_2}{k_1}} \times \frac{1}{AS} \times G_6(S) \quad \dots\dots(19)$$

(13)式より、 $k_2=0$ のとき $1/AS$ で最大となり、 $k_2 \neq 0$ の場合は k_2 の関数である。最大ストローク 200mm レンジで、 $k_2=0$ の場合の伝達関数を求めれば、表 3 より同様にして

$$G(S) = \frac{0.021K_P(1+2S)(1+0.5S)}{S^2(1+0.1S)^2(1+0.7S)} \quad \dots\dots(20)$$

が得られる。

(16), (18) および (20) 式が当該制御対象に関する総合伝達関数となるが、これらは分子の係数値がそれぞれ $1.04K_P$, $1.34K_P$ および $0.021K_P$ と異なるだけで全く同形であるから、設計条件として位相余有が -30° , ゲイン余有が 16dB となるような総合伝達関数を図 5 のポート線図より求めれば、分子の係数値 1.6 がえられ

$$G(S) = \frac{1.6(1+2S)(1+0.5S)}{S^2(1+0.1S)^2(1+0.7S)} \quad \dots\dots(21)$$

したがって、制御対象の切換えおよびパラメータの変化に対しては、(21) 式を満足するように P. I. D. 回路の係数 K_P を、たとえば $1.6/1.04=1.54$, $1.6/1.38=1.16$ および $1.6/0.021=76.2$ になるように調節することにより、制御系のゲインを調整して、使用範囲内における多様な試験が同一条件で行えるように設計上の配慮を行った。

2.5 P. I. D. 定数

(7) 式において $T_2=C_dR_d$, $T=C_iR_i$ とおき、分母および分子に $(1+T_2/T_3)$ を掛けて変形すれば

$$G_3(S) = K_{P1}K_{P2} \left\{ 1 + \frac{T_2}{T_3} \right\} \left\{ 1 + \frac{T_2}{1 + \frac{T_2}{T_3}} S \right\} + \left\{ \frac{1}{\left(1 + \frac{T_2}{T_3} \right) T_3 S} \right\} \quad \dots\dots(22)$$

(22) 式の右辺 { } 内の第 1 項は比例動作 P, 第 2 項は微分動作 D, 第 3 項は積分動作 I をそれぞれ表わしている。したがって、 $T_2/(1+T_2/T_3)$ は微分時間 T_D , $(1+T_2/T_3)T_3$ は積分時間に相当するゆえ、設計時定数 $T_2=0.5$, $T_3=2.0$ を代入して、 $T_D=0.4$, $T_I=2.5$ なる設計値が得られる。設計に際しては、これら設計値を I および D 動作の設定時間として固定すれば、取扱うべきパラメータとしては係数 K_{P1} と K_{P2} だけになる。

よって、まず、 K_{P1} と K_{P2} の可変段階を表 5 に

表 5 ゲイン可変段階

ゲイン番号	K_{p1}	K_{p2}	$2K_p$
1	1.0	100	100
2	1.0	50	50
3	1.0	25	25
4	1.0	12.5	12.5
5	1.0	6.25	6.25
6	1.0	3.13	3.13
7	1.0	1.56	1.56
8	1.0	1.0	1.0
9	0.5	1.0	0.5
10	0.25	1.0	0.25
11	0.13	1.0	0.13

示すごとくそれぞれ11ケに分割のうえ、11ゲイン段階に分けておく。他方、レンジ切換えボタン、試験片パネ定数選択ボタンおよび制御対象選択ボタンの組合わせをあらかじめ設定することにより、試験時のボタン操作だけで、上記11のゲイン番号の中から適正ゲインが自動的に選ばれるような回路構成が設計可能となる。すなわち、まず、試験片パネ定数は表6の第1、第2欄に示すように、塑性域から6番までの7段階とした。

油のパネ定数は受圧面積と油量に関係し定数として算定することは困難であり、かつ、総合伝達

表 6 荷重制御時の試験片パネ定数とゲイン番号の組合わせ

バネ定数の番号	項 目	供試体の パネ定数 (t/cm)	総合パネ 定数 (t/cm)	荷重レンジ (t)	計 算 値 $2K_p$	ゲイン番号	実回路の $2K_p$
塑性域		∞	1000/0.3	1000	2.32	7	1.56
		"	"	500	1.16	8	1.0
		"	"	200	0.46	10	0.25
		"	"	100, 50, 20	0.23	11	0.13
1		1000/1.5	1000/1.8	1000	13.92	4	12.5
		"	"	500	6.96	5	6.25
		"	"	200	2.78	7	1.56
		"	"	100, 50, 20	1.39	8	1.0
2		1000/5	1000/5.3	1000	40.98	3	25
		"	"	500	20.40	4	12.5
		"	"	200	8.20	5	6.25
		"	"	100, 50, 20	4.10	6	3.13
3		1000/10	1000/10.3	1000	79.65	2	50
		"	"	500	39.83	3	25
		"	"	200	15.93	4	12.5
		"	"	100, 50, 20	7.97	5	6.25
4		1000/20	1000/20.3	1000	157	1	100
		"	"	500	78.49	2	50
		"	"	200	31.4	3	25
		"	"	100, 50, 20	15.7	4	12.5
5		1000/60	1000/60.3	1000	466.32	1	100
		"	"	500	233.16	1	100
		"	"	200	93.26	2	50
		"	"	100, 50, 20	46.63	3	25
6		1000/200以上	1000/20.3	1000	1549	1	100
		"	"	500	774	1	100
		"	"	200	310	1	100
		"	"	100, 50, 20	155	1	100

関数が大きくなると、図5より位相が -180° に漸近するため、制御系は不安定になる傾向が生じる。したがって、油のバネ定数は危険側である $k_1=\infty$ とし、それぞれの制御対象におけるボタン操作の組合わせと、それらに対するゲイン番号の選択について具体的に述べることにする。

ラム変位制御に関しては、バネ定数 $k_1=\infty$ とおけば(11)式は $G_s(S)=1/AS$ となるゆえ、総合伝達関数 $G(S)$ は k_2 および k_3 に無関係となる。

よって、(16)と(21)式より係数 K_P を求めれば

$$\begin{aligned} 1.04K_P &= 1.6 \text{ より } K_P = 1.535 \\ \therefore K_{P1}K_{P2} &= 2K_P = 3.07 \quad \dots\dots(23) \end{aligned}$$

を得る。

したがって、ラム変位切換えボタン操作によって、表5に示すゲイン番号の中から、 $2K_P=3.07$

以下でこの値に最も近い $2K_P=1.56$ のゲイン番号7が自動的に選択されるように回路を構成すればよいこととなる。

荷重制御に関しては、バネ定数 $k_1=\infty$ 、 $k_3=1000\text{t}/0.3\text{cm}$ を代入し、各レンジにおける試験片バネ定数 k_2 の変化に対して、(21)式を満足するように K_P を決定し、この値に適合したゲイン番号が11段階の中から表6に示すごとく選択されるようにした。

同様に、外部ひずみに関しては、バネ定数、 $k_1=\infty$ 、 $k_2=1000\text{t}/0.3\text{cm}$ として、(19)と(21)式から k_2 に対する適正ゲインを求めれば、表7に示すごとくなる。これより外部ひずみ制御のゲイン番号は供試体バネ定数の変化には無関係となり、検出器の種類(表3参照)とレンジの組合わせに対して、自動的にゲイン番号が選択可能となる。

表7 外部ひずみ制御時の試験片バネ定数とゲイン番号の組合わせ

バネ定数の番号 項目	供試体 バネ定数 (t/cm)	供試体変位 ラム変化	ひずみレンジ (mm)	計算値 $2K_P$	ゲイン番号	実回路の $2K_P$
塑性域	0	1	200	152.5	1	100
	"	"	100	76.25	2	50
	"	"	50	38.13	3	25
	"	"	40	30.5	3	25
	"	"	20	15.25	4	12.5
	"	"	10	7.63	5	6.25
1	1000/1.5	0.83	200	183.73	1	100
	"	"	100	11.87	2	50
	"	"	50	45.73	3	25
	"	"	40	36.75	3	25
	"	"	20	18.37	4	12.5
	"	"	10	9.19	5	6.25
2	1000/5	0.93	200	164.0	1	100
	"	"	100	82.0	2	50
	"	"	50	41.0	3	25
	"	"	40	32.8	3	25
	"	"	20	16.4	4	12.5
	"	"	10	8.2	5	6.25
3 ~ 6		1に接近			同上	同上

3. 自動制御性能調査試験

3.1 試験の目的

本試験機の制御条件は繰返し載荷を除けば、荷重、ラム変位、外部ひずみの各対象に対して、速度制御、停止制御および保持制御があり、27通りの組合わせが可能である。しかし、実際には、これらの中から(1)荷重速度制御、荷重停止制御、荷重保持制御、(2)荷重速度制御、荷重停止制御、ラム変位保持制御、(3)荷重速度制御、ラム変位停止制御、ラム変位保持制御、(4)ラム変位速度制御、ラム変位停止制御、ラム変位保持制御の4種類が多く用いられている。これらを鋼材の試験と対比させて考えれば、(1)は弾性領域、(2)および(3)は弾塑性領域、(4)は塑性領域にそれぞれ適用されるであろう。このような自動制御プログラムに対して試験機の荷重およびラム変位指示値が一定値以上の精度を満足するということは、静的構造物試験機としての本質的な問題といえる。

特にプログラム制御の過渡応答(図4参照)の

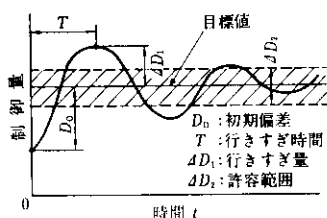


図4 過渡応答の関係

精度は高くなければならないが、その中でも行き過ぎ量 ΔD_1 および許容範囲 ΔD_2 はとりわけ微少でなければならない。これに反して、初期偏差 D_0 および行き過ぎ時間 T の大きさはそれほど問題にはならないと考えられる。

本試験機の場合、行き過ぎ量は荷重制御に対して $0.2\%/FS$ 、許容範囲はラム変位制御に対して $0.01mm$ を満足するように設計されたが、種々の試験を実施していくうちに、負荷速度とラム位置によって、これらの値が変動することが明らか

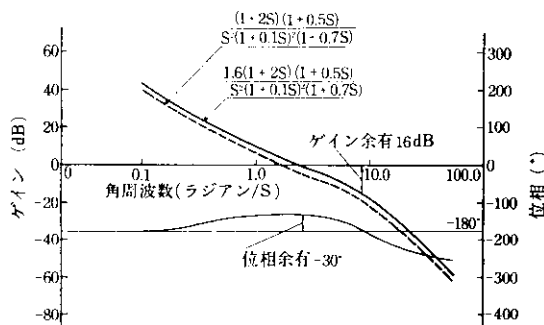


図5 総合伝達関数のボード線図

となった。したがって、2, 3の制御条件のもとで、これらの精度を数値的に把握する目的をもって、以下に述べるごとき性能試験を実施することとした。

3.2 荷重速度制御時と荷重停止制御時におけるラム位置の変動

制御条件は荷重速度、荷重停止およびラム変位保持とした。

試験はラム変位が大きくなるように曲げ載荷を採用し、かつ、50 t および 20 t レンジの制御では、100 t 以上のレンジに比して変動幅が大きくなる傾向があり、精度が若干落ちるので50 t レンジを選んで実施することとした。

供試体には当社製の組合わせ鋼矢板 (KSPVL) を使い、スパン6 m、荷重間隔1 m の中央部2点集中荷重で載荷した。ラム変位の計測は、クロスヘッドに直接ダイヤルゲージ (1/100mm) を取付けて行い、荷重値は供試体の弾性範囲内の値である20 t と30 t の2段階を選び、この間で荷重速度を変化させて載荷し、荷重目標値30 t に達してラムが停止した直後におけるラム位置の上限、下限および停止値を決定した。

図6は荷重が30 t で停止してから、ラム変位保持制御に入るまでに示したダイヤルゲージの読みの上限値 D_U と下限値 D_L の差 $\Delta D = D_U - D_L$ を変動幅として、 ΔD と荷重速度との関係を示したものである。図から ΔD_{max} は荷重速度が $3min/FS$ のときで、目標停止位置から $0.03mm$ 行き過ぎで上限に達した後、 $0.06mm$ もどり、再び $0.03mm$

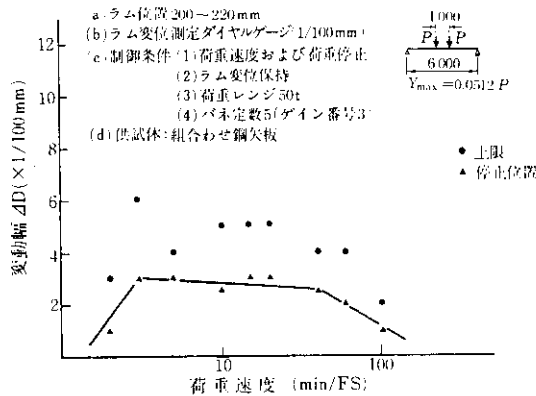


図 6 荷重停止時のラム位置の変動

上昇した位置でラム変位保持制御に入っている。この変動幅 $\Delta D_{\max} = 0.06 \text{ mm}$ に相当する荷重変動幅は、図中に記入した最大たわみ $Y_{\max} = 0.512 P (\text{cm})$ に $Y_{\max} = 0.06 \text{ mm}$ を代入して求めれば $P = 0.12 \text{ t}$ となる。したがって、荷重停止時の精度はフルスケール 50 t に対して、 $0.12/50 \times 100 = 0.24\%$ となる。この結果は、 ΔD の変動幅としては本試験機の最大値であると考えられ、50 t レンジよりも精度のよい 100 t 以上のレンジでは目標誤差 0.2%/FS を超えることはないと判断される。

3.3 ラム変位速度制御時とラム変位停止制御時におけるラム位置の変動

油圧式試験機はしばしば休止中にシリンダー内の油に空気が混入することが認められる。特に、本試験機のごとく主シリンダーが下向に固定され加圧が重力方向の場合は（現有の大型構造物試験機はほとんどがこのタイプである）休止中に主ラムが自重によって降下するため油を吸引しやすい状態となり、空気が主シリンダー内に油とともに吸入される。

図 7, 8, 9 は空気除去前における、図 10 は空気除去後における測定結果である。

これらは試験機に供試体を取り付けない状態で無負荷運転を行い、ラム位置が 100 から 220 mm, 400 から 520 mm, 800 から 920 mm までの 120 mm ストローク 3 種についてラム変位速度を種々変化させ、速度と変動幅 ΔD との関係を前項と同様の方法で、それぞれ 3 回づつ繰返して計測したものである。

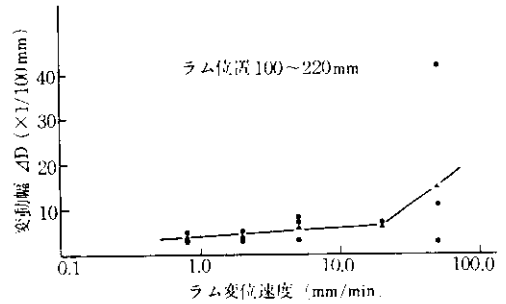


図 7 ラム変位停止時のラム位置の変動（空気除去前）

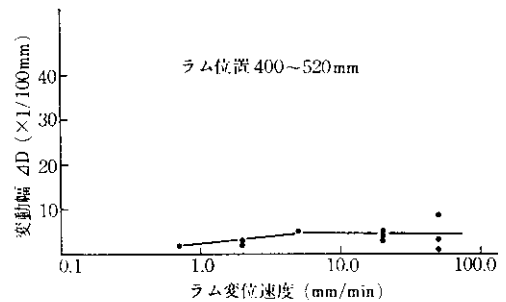


図 8 ラム変位停止時のラム位置の変動（空気除去前）

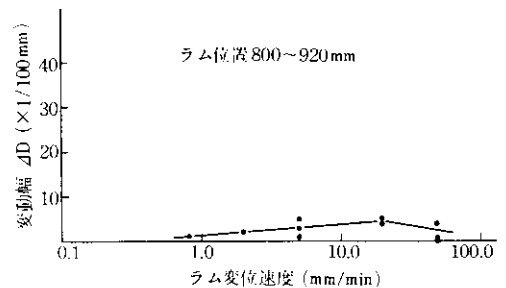


図 9 ラム変位停止時のラム位置の変動（空気除去前）

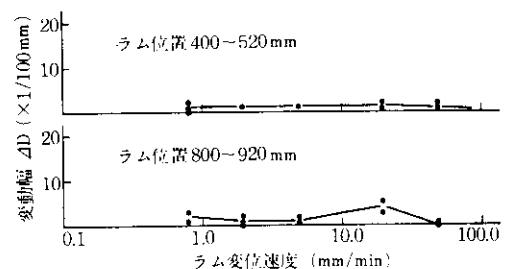


図 10 ラム変位停止時のラム位置の変動（空気除去後）

これらの結果から、主シリンダー内の油に混入された空気は自動制御系を不安定にする要因となり、空気除去によって ΔD の絶対値ばかりでなく、そのばらつきも著しく減少し、自動制御系の安定化に対する空気除去の結果はきわめて顕著であることがわかる。

さらにまた、不安定化の他の要因として、ラム位置を上げることができる。すなわち、図 7 と 8, 9 は空気除去前の状態において、ラム位置が自動制御系の安定性に与える影響をも表わしている。ラム位置が 220mm 以下の場合には、ラム変位速度が 20mm/min 以上になると不安定になることが認められる。220mm 以上のラム位置では、ラム変位速度が速くなると、遅い場合に比較してばらつきが大きくなる傾向にあるが、全体的には安定している。

3.4 ラム変位保持制御におけるラム位置の変動

油に混入された空気の除去法は、圧力 0.1~0.2 kg/cm² をシリンダー内の油に加えたのち、プラグを開放したままでラム位置を約 150mm だけ復帰させ、このとき湧出する油とともに空気を排除す

るのが、著者の経験上最も容易かつは正確な手法である。

もちろん、本動作は数回の繰返しを要するが、1回3分見当であり総計 10min 位を目安とすれば十分である。

空気除去後のラム変位保持制御に関するラム位置の変動を図 11 に示す。

パラメーターとしては、ラム変位速度とラム位置の2要素を選び、前者は 0.8, 2, 5, 20, 50mm/min の5段階とし、後者は 40mm 間隔の3点を1グループとして、(140, 180, 220mm), (440, 480, 520mm), (840, 880, 920mm) のラム先端部、中央部および後端部の3グループとした。

保持中の変動幅はラム変位速度の影響は受けて、ラム位置が 220mm 以下では急激に大きくなるが、他は小さく、最大値でも 0.005mm にとどまった。また、空気除去に対するプラグ開放時間 10分と20分では、その有意差が認められなかった。

4. む す び

現時点で、静的構造物試験機が具備すべき基本的条件としては

- (1) 荷重精度がNK検定に合格した材料試験機と同等であること
 - (2) 試験機本体の剛性が供試体の剛性に比して十分大きく、したがって、試験機の変形は実用上無視できること
 - (3) 荷重および変位速度が低い領域でも正確にコントロールできること
 - (4) 定速負荷中に荷重でも変位でも随時保持動作が可能で、かつ、保持中の変動がきわめて小さいこと
 - (5) 負荷中に制御対象の任意変更ができ、しかも変更時に不連続とならないこと
- の5項目を挙げることができる。

本試験機はこれら諸条件を得るために、荷重検出には圧力セルを用い、本体バネ定数を 1000t/0.3 cm 以上とし、かつ、交流サーボ機構による自動制御方式を採用したが、前述のごとくその試験の性能はきわめてすぐれており、したがって、各種

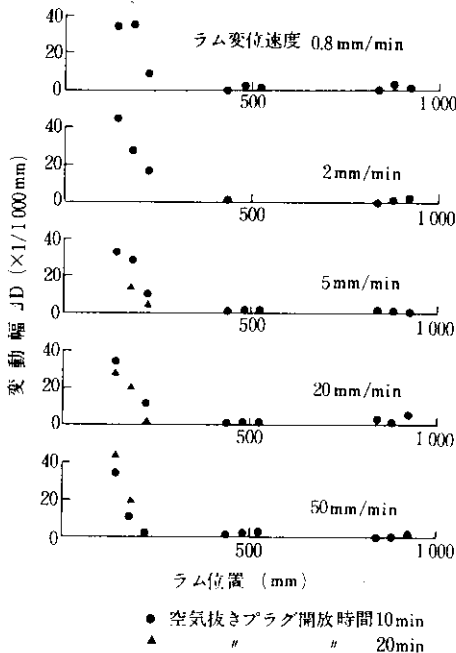


図 11 ラム変位保持制御の最大変動幅 (空気除去後)

構造物試験に対する精度も十分期待できる。

有益なご助言をいただいた。ここに記して謝意を表する。

本報告をまとめるにあたり、自動制御系の設計
に関しては㈱東京衡機製造所の沢井，太田両氏に

参 考 文 献

- 1) 山崎徳也他：鋼構造研究所の概要，川崎製鉄技報，4 (1972) 2, 206
- 2) 桑島 武：材料試験機の自動化システム，金属材料，11 (1971) 12, 90
- 3) 白石圭一他，上田輝一：材料試験関係の新規則，日本造船学会誌，524 (1973) 80
- 4) Theodore V. Galambos : Structural Members and Frames, 1968[Prentice-Hall Inc.] (福本嘯士，西野文雄共訳：鋼構造部材と骨組，(1970) [丸善])
- 5) Lambert Tall : Stub Column Test Procedure, Fritz Laboratory Report No. 220A. 36, Lehigh University Feb. (1961)

