

鋼構造研究所の疲労振動実験設備について

On Fatigue and Vibration Experiment Equipment in Kawasaki's
Steel Structure Research Laboratories

山 崎 徳 也*

Tokuya Yamasaki

滝 沢 章 三**

Shozo Takizawa

高 橋 千代丸***

Chiyomaru Takahashi

Synopsis :

Fatigue and vibration experiment equipment has been newly established for the purpose of dynamic structural investigations in the Steel Structure Research Laboratories.

The equipment, consisting of electrohydraulic fatigue testing machines (stationary and movable types), a Rosen Hausen type fatigue testing machine, a load bearing floor & wall and an electromagnetic vibration testing machine, is designed from the standpoint of creative development so that it can be used synthetically with existing static testing machines and deals with various future possible structural tests.

This report presents an outline of the mechanism and capability of these testing machines together with a few technical studies.

1. 結 言

当社鋼構造研究所では昭和 45 年の発足以来、1 000 t 構造物試験機とテストベットを具備する大規模、かつ高性能の研究所として、主に静的状態における鋼構造物の実験研究を重ねてきた。その間、人員および試験設備の増強を図りつつ、業務内容も逐次拡大し、現在、年間実に 100 件にもおよぶ研究テーマを消化しうる量的な発展をみるに至った。一方、鋼構造物の設計は、最近ますます実態に即した外力条件下において極限的な可能性を追求しつつ、より合理的に行なわんことを志向

しており、当然、静的実験のみでは解明不可能な複雑多岐の実験内容が要求されるようになってきた。

当研究所では、このような実情にかんがみ、かねがね動的状態における鋼構造物の研究体制の確立を企画していたが、時宜に適した意欲のご賛同をえて、ここに疲労振動実験棟として、その抱負の実現化が可能となった。

2. 設備の概要

本設備は耐震、耐風、耐波浪などいわゆる構造物の動力学的究明を主体として計画立案されたも

* 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構造研究室主任研究員

** エンジニアリングセンター建設開発部鋼構造研究所構造研究室主任研究員・工博

ので、ローゼンハウゼン式疲労試験機、定置式電気油圧疲労試験機、移動式電気油圧疲労試験機、テストベットならびに動電式振動台などの試験設備によって構成されている。建設位置および試験機の構内配置は、将来の増設予定をも含め、当所全体配置を十分考慮したうえで、最も効果的な動線を確保するとともに、各機器を効果的かつ総合的に活用できるよう Fig. 1, Fig. 2 のように決定した¹⁾。なお、本計画立案に際しての基本構想は次のとおりである。

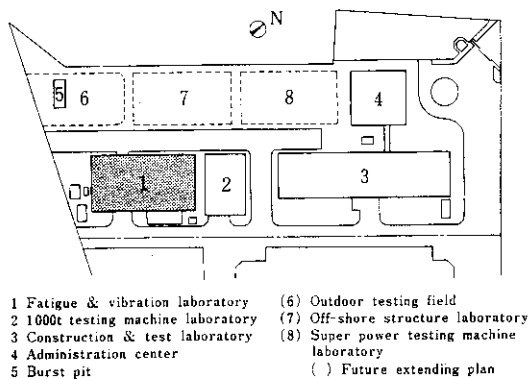


Fig. 1 Plan of the Steel Structure Research Laboratories

(1) 疲労試験機は、すべて構造物試験機としての機能を持たせるため、載荷能力はできるだけ大きくとり、かつ、従来の疲労試験機のイメージから完全に脱脚した新しい構想のもとに設計を行なう。

(2) ローゼンハウゼン式疲労試験機は、比較的小形の供試体の疲労実験を、規則波によって行なうことを主目的に設計するが、特に次の点に留意する。

(a) 高周波数領域でも効率よく実験を行なえるよう架構剛性を高め、共振周波数の増大を図る。

(b) 複雑な形状を持つ供試体の試験が可能のように、試験機ふところを大きくするとともに、両振り試験も可能な構造とする。

(c) 広範囲の曲げ試験が可能のようにストロークを大きくとる。

(d) 静的試験も行なえるよう荷重指示精度を極力向上させる。

(3) 移動式疲労試験機は、静的な破壊機構の研究と、動的なそれとの中間的役割を果しうる広範囲の試験能力を有するものとする。このため、実構造物を想定した複合荷重下の任意形供試体に対処できるよう、テストベット上において、任意位

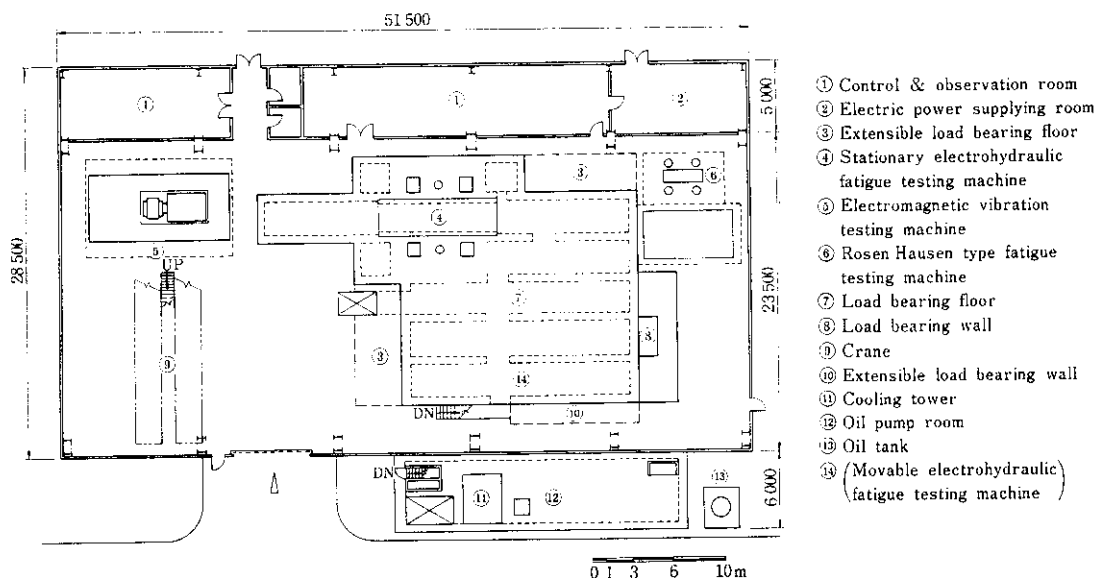
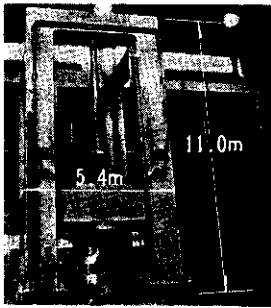
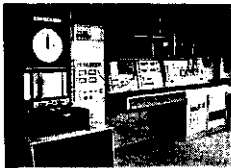


Fig. 2 Plan of fatigue and vibration laboratory



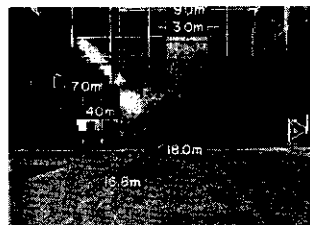
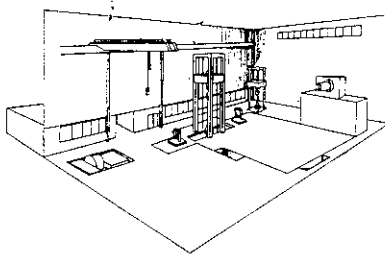
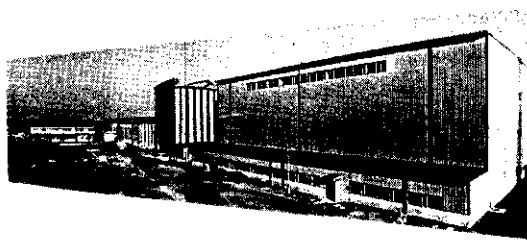
Stationary electrohydraulic structure fatigue testing machine



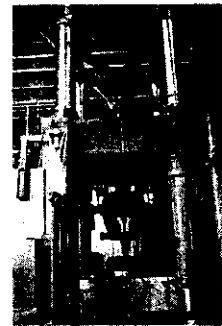
Control & observation room



Electromagnetic vibration testing machine



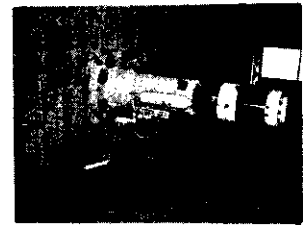
Load bearing floor & wall



Rosen Hausen type structure fatigue testing machine



Pulsator



Movable electrohydraulic structure fatigue testing machine

Photo. 1 General view of main establishments

置任意角度で設置可能な構造形式とし、特に供試体の不整に起因する横方向分力に対する強度的配慮を加える。

定置式疲労試験機は既設の1000t 構造物試験機に対応するものとして考え、大荷重下の大型単純供試体を主対象とはするが、移動式疲労試験機や、ローゼンハウゼン式疲労試験機的能力不足分をカバーしうる万能動的試験機としての機能を具備するものとする。このため、堅型の定置式とし、架構のふところや曲げスパンもできうる限り1000t 試験機の仕様近づける²⁾。なお、両機とも構造物疲労試験機としての能力を最大限に発揮すべく以下の点に留意する。

- (a) 制御性能が高度にすぐれていること
- (b) 動的、静的試験の切替が瞬時に行なえること
- (c) 荷重、変位、歪などを対象とするすべての

制御が行なえること

- (d) 任意波形の加振が可能であること
- (e) 両振り可能な静的試験機としても使えること
- (f) 油圧源容量を大きくして、できる限り限界性能を高めること
- (g) グリップ、耐圧盤、曲げ治具などの試験用付属機器には使用面からの合理的機構を持たせ、試験の効率化と正確性を期すること
- (h) 油圧源は屋外地下に配置して騒音障害を除去すること
- (4) テストベットの床面を有効に利用し、かつ水平載荷時の横剛性を高める意味から、耐力床と反力壁にて構成するが、特に注意する諸点は次のとおりである。
 - (a) 動的載荷に十分耐える耐疲労構造とする。
 - (b) ボルトにプレストレスングを行なって、

載荷フレームや移動式疲労試験機をベット上に固定しうる構造とする。

(c) このためのボルト孔の配列は、実験の自由度を高めるためできるだけ密にする。

(d) 将来予測される広範な多軸載荷試験や、超大型試験時代にも対処しうるように、副反力壁と耐力床の増設が可能な構造とする。

(5) 振動台は、上部構造物はもちろんのこと、基礎構造の振動実験も行なえる能力を持たせる

が、対象をまず模型試験に限定する。このため、実地震波およびその相似波による加振が可能なように、高周波領域で優位性を発揮する動電型駆動方式とし、特に制御性能の向上に重点をおく。具体的には、

(a) 波形精度が良好なこと

(b) 規則波、ランダム波および任意波による加振が行なえること

(c) 加振時におけるテーブルの不整動が生じな

Table 1 Specifications of testing machines

Items	Rosen Hausen type structure fatigue testing machine	Stationary electrohydrau- lic structure fatigue testing machine	Movable electrohydraulic structure fatigue testing machine
Loading Static capacity Dynamic	±150t ±100t (Full load amplitude)	±200t ±150t	±150t ±100t
Stroke	±150mm	±130mm	±130mm
Frequency	200~1 000cpm	D. C. ~600cpm	D. C. ~600cpm
Distance of grips	0~2 000mm	0~5 500mm	Free
Bending span	500~3 000mm	3 000~20 000mm	Free
Frame height	5 640mm	11 000mm	Free
Frame width	2 450mm (ef. 1 500mm)	5 400mm (ef. 4 000mm)	Free
Max. dimension of grips Plates Round bars	60×200mm 60mmφ	100×300mm 100mmφ	100×300mm 100mmφ
Control	Load	Load, stroke & strain	Load, stroke & strain
Allowable lateral load	7.5t	7.5t	7.5t

Electromagnetic vibration testing machine		Load bearing floor & wall		
Loading capacity	7.5t·g	Floor	Area	391m ² (60m ² extensible)
Frequency	0.1~50Hz		Thickness	1 600mm
Acceleration	0.5G (Full load)		Loading capacity	Static ±150t Dynamic ±100t
Velocity	±300mm/sec	Wall	Area	45m ² (36m ² extensible)
Displacement	±50mm		Thickness	3 000mm & 1 500mm
Test-table size	3 000×2 000mm		Height	4 000mm & 7 000mm
Test-sandbox size	2 500×1 500×1 500mm		Loading capacity	Static ±300t (H=3.5m) Dynamic ±100t(H=6.0m)
Wave form	Regular & random			
Table suspension	Hydrostatic bearing			

いよう、その支持機構には意を用いることなどである。これらの構想に基づいて詳細な仕様を立案したが、その大綱を **Table 1** に示す。

本工事は昭和47年11月に着工され、翌48年10月にはまず振動台が完成し、続いて11月には建屋の竣工と順調に進捗し、現在すでに部分的な実働体制にはいっているが、その間当所と各メーカーとでそれぞれ設計委員会を結成し、慎重審議を加え、前記基本構想が正確かつ効率的に実現されるよう万全を期した。

3. 疲労試験機

大型疲労試験機には、もっぱら油圧駆動式複動アクチュエータが用いられているが、脈動発生機構の相違によって、パルセータ方式と電気油圧方式に分類される。前者では、サインカーブの脈動波形しか得られないが、建設費、運転経費とも安価であるため、当所ではこの方式とローゼンハウゼン型動力機構を組み合わせ、これを高効率疲労

試験機として採用し、後者の任意波試験を自在に行なえる利点を重視して、これを移動、定置両構造物疲労試験機に採用した。

3.1 ローゼンハウゼン式疲労試験機

3.1.1 構成

Fig. 3 は本機の概略系統図である。すなわち加振機構では、上限、下限荷重設定をそれぞれ別系統に分離しており、前者では復動シリンダの引張側へ送給される圧油を、定荷重装置とアキュムレータによって調整することとし、後者では流量調整バルブとサーボバルブによって、所定の流量と圧力に調整された圧油を、脈動発生源であるパルセータを通してサイン波形に変換のうえ、これを圧縮側シリンダへ送る機構を採用している。

計測機構としては、引張りおよび圧縮シリンダ間の差圧をプレッシャーヘッドと加算回路を用いて電気的に検出し、さらにA/D変換器を通すことによって、上下限荷重のデジタル表示を行なうきわめて単純かつ確実な設計を採用した。

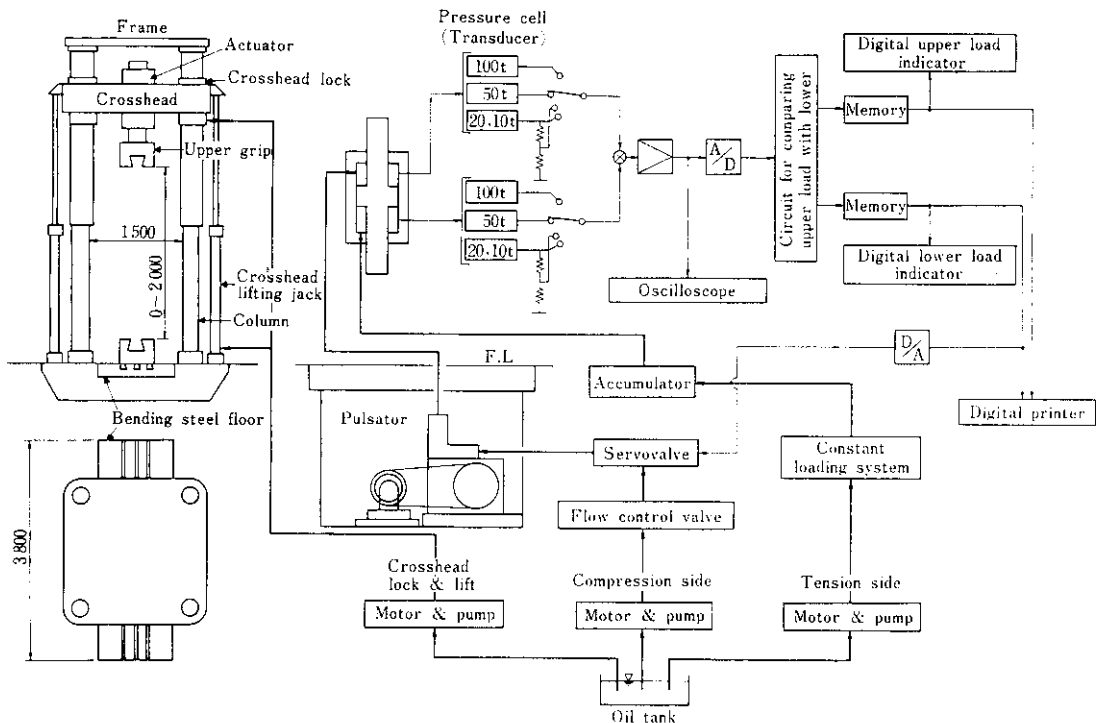


Fig. 3 System diagram of Rosen Hausen type structure fatigue testing machine



Photo. 2 Tensile test

3・1・2 パルセータとアクチュエータ

パルセータの機構は Fig. 4 に示すように、まず駆動電動機で質量の大きなフライホイールを回転し、この回転運動をクランクシャフトと連結桿を介して、ロッキングアームの直線往復運動に転化する³⁾。他方、パルセータラムは、ローラを介してアーム上に沿った移動を行ないうるように設計されているから、アームの上下運動はラムの往復運動となる。パルセータシリンダにはポンプから送られてくる所定の圧油がはいっており、これがラムの往復運動に対応してアクチュエータへ送られる。したがって、パルセータの吐出量、すな

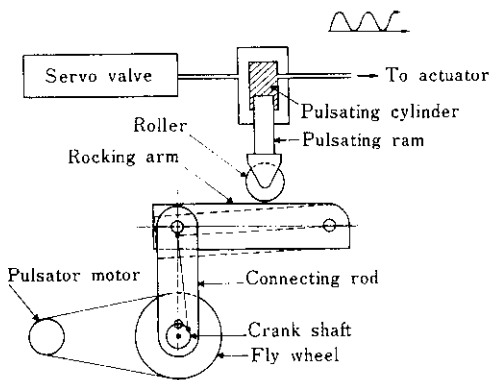


Fig. 4 Mechanism of pulsator

わち、本体加振機のラムストロークの調節は、ロッキングアームに沿ってパルセータラムを移動させることによって可能となる。

一般に、このような油圧系統の試験機では、パルセータ吐出量の約90%が①供試体の変形、②油の圧縮、③負荷系の慣性力に活用されることが経験的に判明しており、次式が成立する³⁾。

$$Q = L_c A_c + \frac{V_0 p}{\beta} + \frac{W A_c}{K} \quad (1)$$

ただし、 Q ：パルセータ吐出量 ($\text{cm}^3/\text{回}$)

L_c ：アクチュエータ・ラムストローク (cm)

A_c ：アクチュエータ・シリンダ有効面積 (cm^2)

V_0 ：油圧0のときのシリンダや配管内の全油量 (cm^3)

β ：油の体積弾性率 (kg/cm^2)

p ：負荷値 F (kg) における油圧 (kg/cm^2)

K ：負荷系のバネ定数 (kg/cm)

W ：負荷系の重量 (kg)

上式中右辺の第1項は供試体の変形に、第2項は油の圧縮性に、第3項は負荷系の慣性に起因するものである。また、パルセータの吐出量はパルセータラムの速度に比例し、繰返し回数に反比例するから、

$$Q = Q_{\max} \cdot \frac{30v}{NS_{\max}} \quad (2)$$

ただし、 $Q_{\max}$ ：パルセータ最大吐出量 ($\text{cm}^3/\text{回}$)

N ：繰返し回数 ($\text{回}/\text{min}$)

v ：パルセータ・ラム速度 (cm/s)

$S_{\max}$ ：パルセータ・ラム最大ストローク (cm)

曲げ試験時において十分なストロークを得るにたるパルセータ吐出量は、設計諸元を、 $N=500$ 回/min、 $F=100\text{t}$ 、 $L_c=10\text{mm}$ とした場合⁴⁾、 $Q_{\max}=2009\text{cm}^3/\text{回}$ となる。このような大流量の圧油を1台で吐出しうるパルセータは、本邦ではいまだ実績がない。このため本機では、最大吐出量が $700\text{cm}^3/\text{回}$ のパルセータを3台併設することに決定した。しかし、引張り、圧縮試験時には少吐出量でも十分試験が可能であるから、1台または3台の切換使用ができるよう機構上の配慮も加えた。

また, (1), (2)式から,

$$L_0 = \left(\frac{30vQ_{\max}}{NS_{\max}} - \frac{V_0 p}{\beta} - \frac{WA_c}{K} \right) \cdot \frac{1}{A_c} \quad \dots (3)$$

が得られ, 横軸に N , 縦軸に L_0 をとって図示すれば, Fig. 5 に示す本機の限界性能曲線が得られる。図から明らかなように, 動的加振時の本機ラムストロークは, 既設パルセータ方式の疲労試験

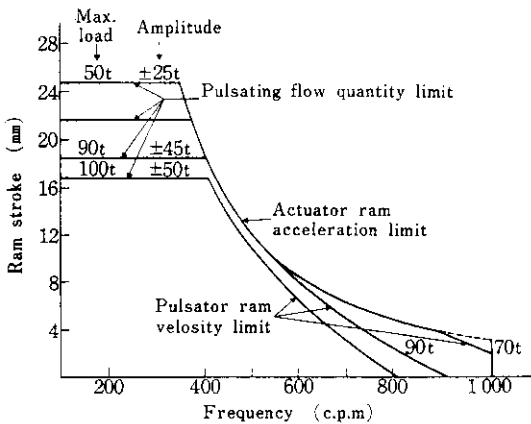


Fig. 5 Amplitude-frequency performance capability of Rosen Hausen type machine

機と比較して数段すぐれているといえる。

3.2 電気油圧式疲労試験機

3.2.1 構成

Fig. 6 に概略系統図を示す。定置式疲労試験機は, 4 本角柱と固定梁で構成されるラーメン構造の架構, クロスヘッド昇降および固定用ネジ柱, 加振機および試験用付属品としてのグリップ, 耐圧盤, 曲げベット, 反力支承などにより構成されている。

加振は常時圧力 210kg/cm^2 の圧油をサーボバルブに送り, このバルブの調整によって, 正確にアクチュエータの引張り, 圧縮両シリンダに交互給油を行なって得られる脈動波を利用する機構になっている。サーボバルブは設定電気信号に準拠して, シリンダに供給する油量を忠実に調整する機能を持っている。したがって設定荷重と実際の出力荷重との偏差を最小にする調整装置を設けることによって, 自動制御回路を構成することができる^{5), 6)}。

本機では荷重, ラム変位および供試体に取り付

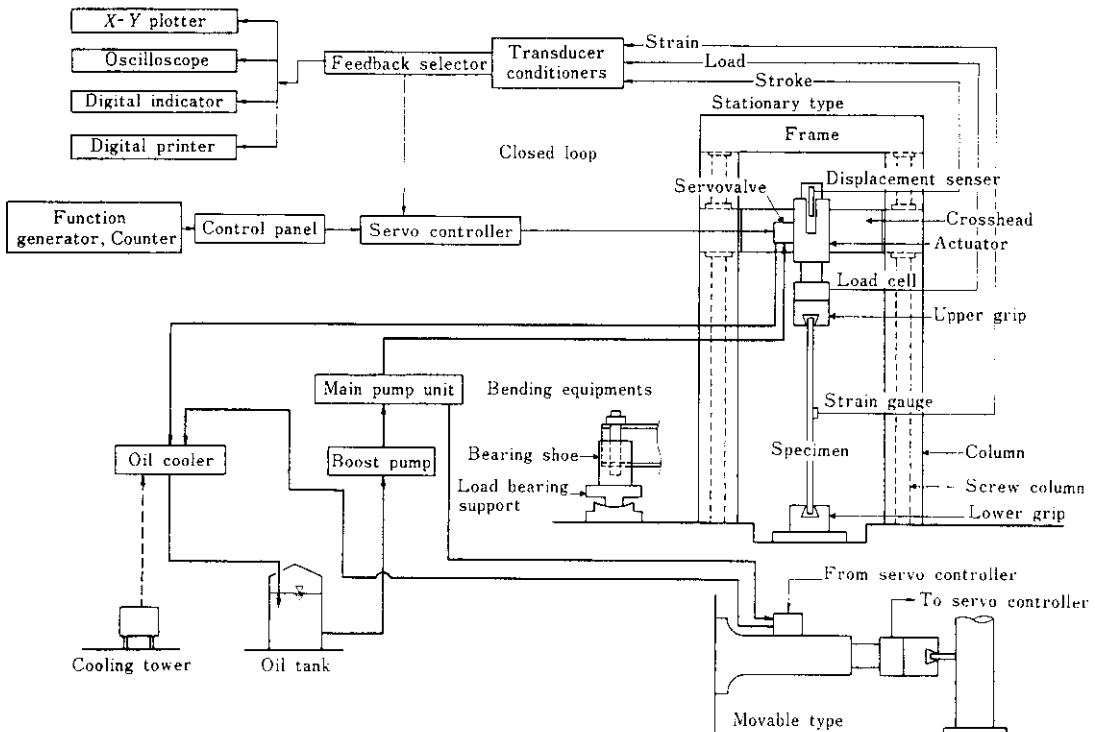


Fig. 6 System diagram of electrohydraulic type structure fatigue testing machine

けられた歪ゲージや変位計などについても、自動制御が行なえる多元制御方式を採用した。また、基本的には、本機があらゆる種類の波形を与える特長を生かすため、シンクロスコープ、X-Yレコーダ、デジタル指示、およびデジタル印字など計測機器を網羅し、全面的な観察と記録ができるように設計した。

移動式疲労試験機の基本構成も定置式疲労試験機のそれと全く同じであるが、ただ個有の架構がないだけである (Photo. 3 参照)。



Photo. 3 Vertical set of moving type fatigue testing machine

3.2.2 各部の詳細

(1) 定置式疲労試験機の架構

(a) 付加荷重

構造物に加わる一般的な荷重状態を考察すると、まず、自重という静的死荷重に地震、車輛、風波などによる活荷重が上乗されており、繰返し荷重の要因はこの活荷重である⁷⁾。したがって、繰返し荷重を精度良く与える動的アクチュエータには、当然この活荷重領域を専任させ、死荷重は静的アクチュエータによる付加荷重として供試体に載荷できる機構が望ましい。このような観点から本機架構には、付加荷重用の反力ビームを容

易、かつ正確にセットできる角柱のラーメン構造を採用することにした。

(b) 架構へのプレストレッシング

丈高の架構における横方向個有振動数の向上対策には、一般に、カラムにサイドスティを設けるか、カラム自身の剛性を高める方法が用いられているが、これらはいずれもスペースセービング、およびコスト低減の観点から問題がある。したがって、本機ではカラムに引張りのプレストレスを導入することによって、個有振動数を著しく高めうるという純力学的機構を採用して従来方式と同等以上の効果をあげることを可能にした。

(2) 加振機

(a) サーボバルブ

サーボバルブにおける入力信号と出力信号の力の比 (Gain) と時間のズレ (Phase) は、加振周波数とバルブの容量によって異なり、一般に、サーボバルブの周波数特性として示される⁸⁾。当所仕様のラムストロークを満足するためには、設計理論上 800~1500l/min の流量を制御するサーボバルブを使用しなければならないが、このような大容量のバルブは、周波数特性が悪いうえに本邦での使用実績がきわめて少ない。また、サーボバルブは精巧ではあるが故障が多いという欠点を有しているため、本機では、すでに使用実績を有し、かつ周波数特性にすぐれた中容量サーボバルブの多数個並列を採用することとした。これによって、大容量バルブの単一使用にくらべ、周波数特性の向上が図れるうえ、たとえ1個のバルブが故障しても、残りのバルブのみで実験を継続しうる機動性が期待できることになる。

(b) 変位検出器

構造物の試験では、ラム変位制御を使用する頻度が高いにもかかわらず、変位を検出する変位計は、一般に精度が悪く、故障しやすいことが欠点である。これらに対処して、本機では大小の2段式検出器を相乗活用することによって、精度の向上を図るとともに、故障に対しても、非接触型の検出器を外部露出面が全くないラム中心部に内蔵することによって、これを防止する方策を講じた (Fig. 7 参照)。

(c) 横荷重対策

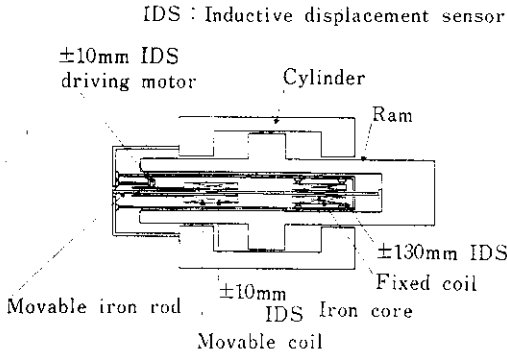


Fig. 7 2-stage displacement sensor

供試体が大型化するにしたがい、必然的に生じる製作やセット誤差による供試体の偏心や、最近とみに脚光を浴びるようになった不整溶接構造体の試験などにおいては、ラム直角方向に作用する偏心横荷重のため、加振機が損傷を受けるおそれがある。したがって本機では、ラムとシリンダーの接触部に強制潤滑を行なって、これら弊害の排除に努めた。

(d) 限界性能

限界性能曲線は、一般に、圧油の供給流量 Q_s とサーボバルブの最大流量 Q_{max} の大小関係によって次式で示される⁵⁾。

$Q_s \geq Q_{max}$ のとき

$$L_c = \frac{Q_{max}}{2A_c \omega} (\sqrt{1+\alpha} + \sqrt{1-\alpha}) - \frac{\alpha p_s V_o}{A_c \beta} - \frac{F}{K} \quad (4)$$

$Q_s < Q_{max}$ のとき

$$L_c = \frac{Q_s}{4A_c f} - \frac{\alpha p_s V_o}{A_c \beta} - \frac{F}{K} \quad (5)$$

ただし、 $\alpha = p/p_s$, $p = F/A_c$

p_s : 供給圧力 (kg/cm²)

$\omega = 2\pi f$, f : 周波数 (Hz)

(4), (5)式中右辺の第1項はサーボバルブの負荷による流量特性に、第2項は油の圧縮性に、第3項は架構の剛性にそれぞれ起因するものである。さらにアキュムレータが十分に作動している場合のポンプ定格吐出量 Q_p と Q_s との間には、

$$Q_p = \frac{2}{\pi} Q_s \quad (6)$$

なる関係がある⁸⁾。ここで、(4)~(6)式を用いて本加振機のパルプ容量、およびポンプ吐出量を計算してみる。

定置式疲労試験機の基本構想にしたがって、 $F = \pm 150t$, $f = 5 \text{ Hz}$, $L_c = \pm 3 \text{ mm}$ を設計諸元とした場合、 $Q_{max} = 1464 \text{ l/min}$, $Q_p = 933 \text{ l/min}$ が必要であり、移動式疲労試験機の設計諸元を、 $F = \pm 100t$, $f = 5 \text{ Hz}$, $L_c = \pm 2 \text{ mm}$ とした場合、 $Q_{max} = 760 \text{ l/min}$, $Q_p = 484 \text{ l/min}$ が必要となる。これらに対するパルプ容量として定置式には最大流量 324 l/min を5個、移動式には3個並列使用する設計を行なったが、一方、ポンプには合計 1417 l/min の定格吐出量が要求され、今期は吐出量を取りあえず 300 l/min のポンプ3台の併設による 900 l/min に抑えて、当面の運転経費節減をはかることとした。したがって、定置式疲労試験機では(5)式から、移動式では(4)式から Fig. 8 に示すような限界性能曲線が得られることになる。

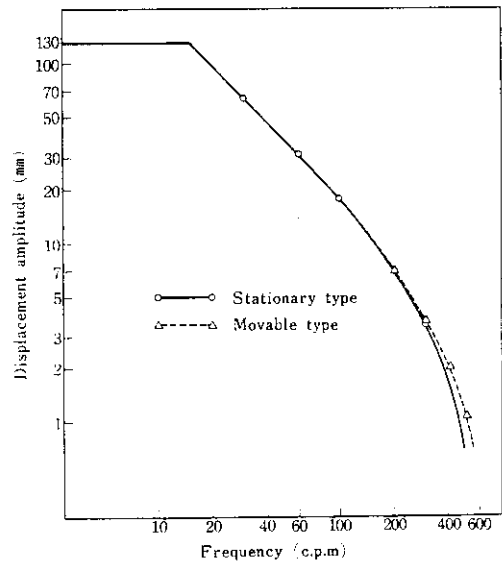


Fig. 8 Amplitude-frequency performance capability of electrohydraulic type testing machines

(3) 制御

電気油圧サーボ試験機では、制御装置の性能がそのまま試験機の総合精度を示すといっても過言ではない⁹⁾。Fig. 6 ですでに本機の制御、および計測システムを図示したが、以下同図にしたがって順次説明を加えてみる。

(a) 発振器と設定器は試験目的に合致する波形、荷重、繰返し速度を設定する装置であり、従

来は発振器としてフリップフロップ回路を応用したアナログファンクションジェネレータが採用されていたが、その発振基本波が三角波であるため、台形および静的試験時における安定度に欠ける難点がある。本機ではこれらの欠点がなく、しかも操作が容易であるデジタルファンクションジェネレータを採用して、NK検定規格（静的試験機としての認定試験）に合格しうるように設計を行なった。

(b) サーボ増幅器は入力信号と帰環信号との差電圧を増幅のうえ、電流値に変換してサーボバルブへ信号を与える装置である。一方、復動式アクチュエータは引張り、圧縮両シリンダ間の差圧による洩油が多いため⁹⁾、低周波領域において入力信号に定常偏差を生ずる。本機では通常設計に用いられる増幅器に加え、この偏差を減少するための補償増幅器を併設することによって、著しく精度の向上を図った。

(c) ロードセルは荷重検出装置であるが、既存の国産型ではセル受感帯の引張り、圧縮の軸歪を検出する方法を採用しているため、Fig. 9のように器高 H が高くなって横剛性が低下するのみならず、出力性能も未だ低く、精度と安定性に欠けるなど多くの難点が認められる。このため疲労試験機では、もっぱら、せん断歪を検出するBLH社製ロードセルが多用されている。しかし、これも本機の場合、設計強度面において、ラムおよびグ

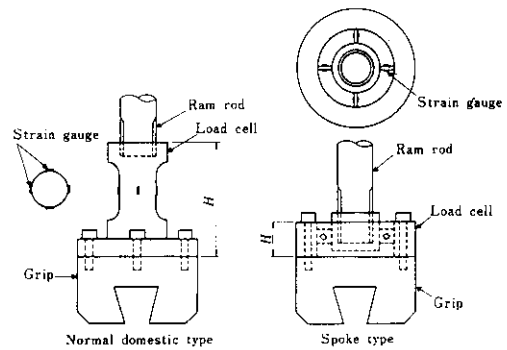


Fig. 9 2-types load cell

リップとの取付けボルトに問題が生ずることに加え、メンテナンス、国産技術の向上なども勘案して、本機では国産品の開発採用に主眼をおき、鋭意実験研究を行なった。幸いにも努力の甲斐あって、ようやく非直線性、ヒステリシス、対称性などいずれもBLH社製に比して全く遜色のない好特性を持つ大容量ロードセルの製造に成功し、最終的に本機への採用が可能となった。

(d) デジタルモニタ装置

これは荷重、変位、歪の振幅、および平均値を指示する装置を総称したもので、本機には出力波形を高速度で分割してデジタル量に変換し、瞬時に比較計算を行ないながら、ピーク検出を高速度でモニタする検出器を採用するとともに、本装置とプリンタを接続して、試験記録装置の精度の向

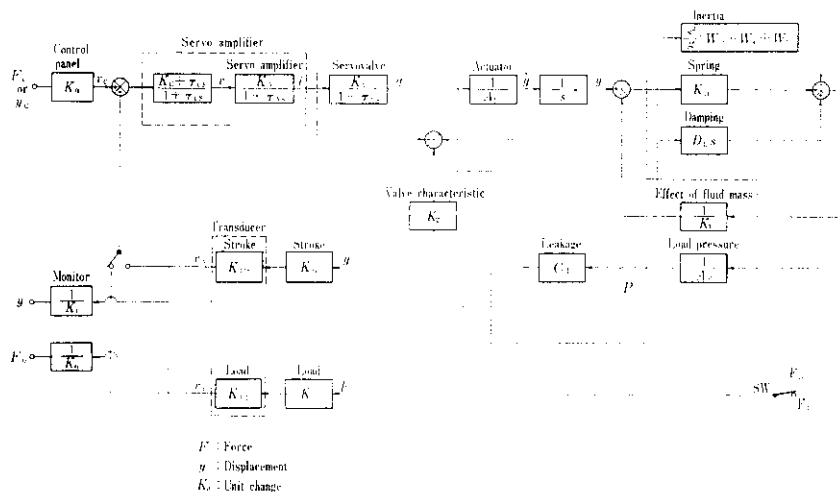


Fig. 10 Block diagram of transfer function

上を図った。

(e) 周波数特性

(a)~(c)の諸装置を有機的に結合して得られる制御系の総合性能として、伝達関数と周波数特性について考えてみる。**Fig. 10** は本機の伝達関数をブロック線図で示したもので、同図から誘導した定置式疲労試験機の一巡伝達関数は、オープンループのとき次式で表わされる^{8,10)}。

$$G_o(s) = \frac{v_F}{v_C} = \frac{K_A K_V K_O K_{PL}}{(1+\tau_{Cs})(1+\tau_{As})(1+\tau_{Vs})} \cdot \frac{(K_C + \tau_{Cs})}{\left\{ \frac{K_2 + C_d}{A_p} + A_p \left(\frac{1}{K_I} + \frac{1}{K_T} \right) s \right\}} \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$K_T = K_B + D_L s + (W_p + W_C + W_L) \frac{s^2}{g}$$

上式中 $s=j\omega$ 以外は各制御要素の機能によって定まる定数であるから、 $\omega(=2\pi f)$ を横軸に、 $|G_o|$ (Gain), および φ (Phase) を縦軸にとって数値計算を行なえば、オープンループにおけるボード線図が得られる。さらに本ボード線図をニコルスチャートを用いてクロズドループのボード線図に変換したものが **Fig. 11** で、同図から明確なように、本機の制御性能は、仕様条件である $f=10\text{Hz}$ において $|G_o|$ が 3dB 以下、 φ は $-\pi/2$ 以下となっており、本加振機の優秀性がここに実証されている。

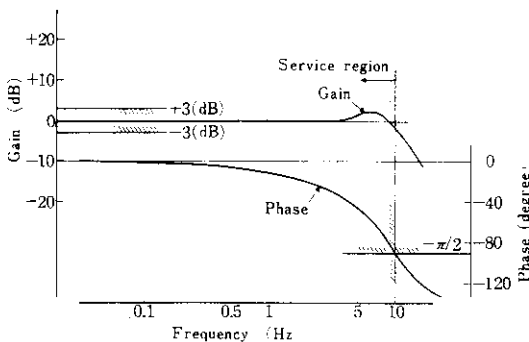


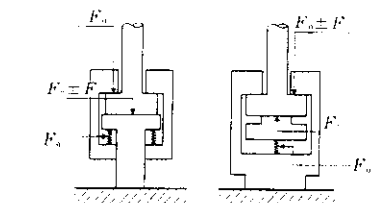
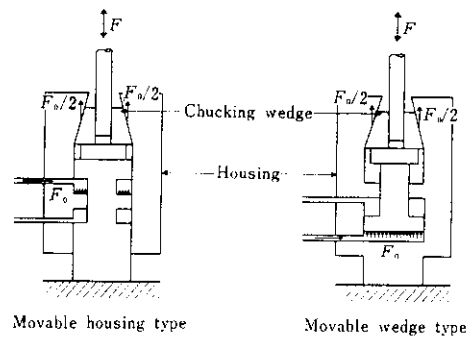
Fig. 11 Bode diagram of electrohydraulic closedloop system

(4) 付属機器

(a) 下部グリップ

チャックの機能は、供試体を確実にクランプす

ることであるが、大型試験になると供試体の不整に対処しうる調整機構も付加する必要がある。このため本機では、前後、左右への水平、および回転微調整が可能な機構に設計した。また、チャック機構には爪を移動させる方法と、ハウジングを移動させる方法とがあり、国内の大型試験機では経験上もっぱら前者が多用されている。しかし本機では、**Fig. 12** に示すチャック機構のモデル化を行なって、両者の相違を改めて検討した結果、負荷による爪クランプ力に変動がないハウジング移動方式の方が有利であるとの結論に達し、前記微調整機構も加味した漸新な下部グリップの導入を図った。



Difference of mechanism between two types

Fig. 12 Chucking system

(b) 耐圧盤

耐圧盤は軸方向圧縮試験や曲げ試験の支承を支えるための定盤であるが、本機では、供試体の端部や支承個所の不整を吸収しうる回転微調整機能を具備した両振り用耐圧盤の設計を行なった (**Photo. 4** 参照)。

(c) 反力支承

両振り曲げ試験の反力支承には、撓み角 (θ) の影響によって上下支点で水平変位を生ずるため、

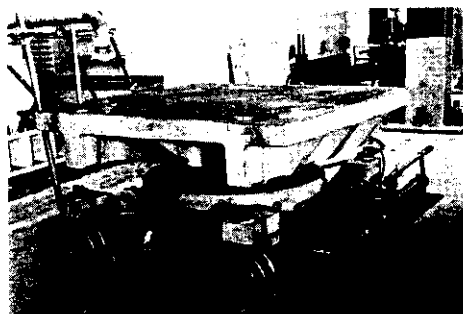


Photo. 4 Load bearing support

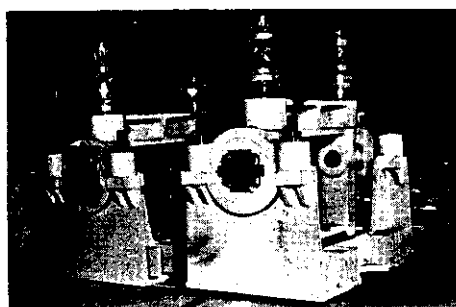


Photo. 5 Bending shoe

本機では部材中立軸で支える反力支承を採用して、撓み角による変位に自動追従しうる機構の導入を可能にした。

4. テストベッド

4.1 構造計画と設計

テストベッドは、構造物の実使用状態における外的荷重条件を実験室で正確に再現するため、載荷フレームとジャッキおよび試験体を適宜自在に組み合わせ、空間的制限なしに実験を行なう施設である。

当所では、これら設置すべき対象物をFig. 13に示す諸元をベースモジュールとする4孔単位のアンカーボルト孔を利用してベッド面に固定させるが、その際耐力床では150 t、反力壁では50 tのプレストレスングを行なって定着に万全を期すること、動的載荷を考慮すること、XY両方向から水平載荷がなされること、アンカーボルト孔の配列を密にすることなどに留意して、終局的には次のような計画にした。

(a) 構造形式は鉄骨鉄筋コンクリート造とする

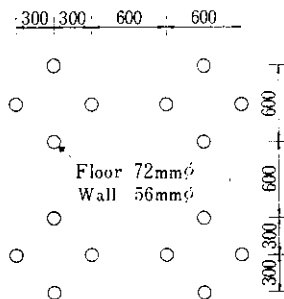


Fig. 13 Basic module of anchor hole

が、定置式疲労試験機直下は特に動的加力が苛酷となるところから、鋼製耐力床とする。また、反力壁には、コンクリートに引張応力を作用させないためと、スペースセービングとをかねて、プレストレストコンクリートを採用する。

(b) 水平反力は主反力壁からのものが圧倒的に大きいので、これを第一義的に考え、テストベッド全体に異方性を持たせ、耐力床を支える壁体（支壁）を耐水平反力要素とし、主反力壁と直角方向に剛なる構造とする。なお、アンカーボルト孔による制約のため、壁厚は60cm以内、地下作業の最小空間としての通路開口部は $1.6^W \times 1.7^H$ (m)を確保するという条件をみたすため、全水平反力を支壁内部に組んだ鉄骨トラスに負担させる。

(c) 耐力床は施工性を考慮して鉄筋量を最少限にとどめ、静荷重時のせん断力はすべてコンクリートで、曲げは鉄筋比0.2%以内の鉄筋コンクリートで処理できるようにスラブ厚を大きく設計する。動荷重時の不足耐力はいずれも鉄骨トラス梁に負担させるが、アンカーボルト孔用シース管保持にもこれを利用する。

(d) 定置式疲労試験機直下の耐力床はF.L. -600mmとし、グリップ間隔の増大を図る。

(e) 設計許容応力度として、静荷重に対しては日本建築学会規準に定める長期許容値をとるが、動荷重に対しては $\frac{1}{2}$ に低減する。

これら諸計画に基づいて細部設計を行なったが、その概要は次のとおりである。

(1) 耐力床

耐力床は3 m間隔に配置された支壁に支えられ

るため、力学的にアンカーボルト群のピッチ1.2mと等しい単位幅の連続梁に等価置換して設計することとした。すなわち最、も不利な設定荷重の組合せとしては、静荷重時の曲げモーメント97.1t・m、せん断力124tとなるため、最小配筋の鉄筋コンクリートでもたせるように床厚を1600mmに決定した。この場合、動荷重では曲げモーメントとせん断力がそれぞれ42t・mと34t(いずれも静荷重換算値)となりいずれも許容値を超過するため、シーブ管保持兼用のラチス梁を、上下弦材 $2 \times L75 \times 75 \times 6$ 、ラチス材 $L75 \times 75 \times 9$ として超過値の補償と施工性の向上を図った。なお、コンクリートには $F_{28}=300\text{kg/cm}^2$ のものをを用いた。

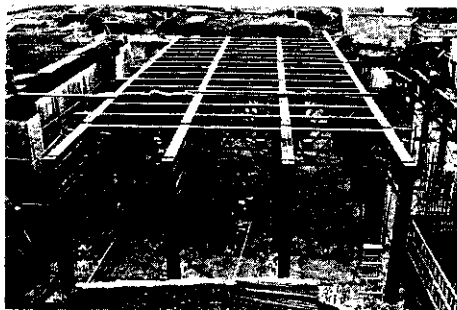


Photo. 6 Load bearing floor
(under construction)

(2) 鋼製耐力床

定置式疲労試験機の下部グリップおよび耐圧盤は、直接耐力床に固定される。したがって、耐力床のこの部分は高度の疲労強度と製作精度をもつことが要求され、鋼製耐力床として別途設計製作することとした。すなわち、厚さ50mmの上下板および2枚の外側板(27.5mm)と隔壁(35mm)で構成される $2085^L \times 3600^W \times 1198^H$ (mm)の3室セル構造を採用したが、このようなマルチセルの力学的挙動は複雑で設計法も未確立のため、特に当所が実設計を行ない、さらに1000t試験機を用いて実物についての曲げおよび圧縮試験を実施した。結果は設計条件をすべてみたした満足のいく好設計であることを立証しえた。

(3) 支壁

水平反力によって生じる反力壁の転倒モーメントは、これをせん断力として支壁に作用させて応

力処理を行なうこととしたが、最も苛酷な状態では、地下室天井高さを2mにとっても、支壁1連当り585tのせん断力が作用することになる。したがって、これを鉄骨トラスによって合理的に負担させるため、詳細な応力計算を行ない、上下部材は $H300 \times 305 \times 15 \times 15$ 、ラチス材は $H250 \times 250 \times 9 \times 14$ 、かつ反力壁から通路開口部までの9.4m区間はSM50を使用する設計とした。このように構造体にねばりを持たせることにより、動荷重に安じて対処するとともに、耐力床と同様に施工性にも十分意を用いる設計とすることができた。

(4) 反力壁

プレストレス用ケーブルはSEEE 36 F 200で、2段凸形状の反力壁の上段部には18本、下段部には108本、締め付け張力は130t/本(有効プレストレス力100t/本)と設計算出した。この場合、最も不利な荷重条件がせん断力に対しては静的な300t荷重、破壊モーメントおよびひび割れに対しては動的な100t(高さ=6m)荷重となるが、それぞれの安全率は、8.1、3.4および2.4と算定され、いずれも十分な安全設計となっている。なお、使用コンクリートは $F_{28}=350\text{kg/cm}^2$ である。

4.2 同時多点載荷に対する考察

2、3の実験が同時に実施される場合の制約条件を検討するため、移動式疲労試験機を反力壁に取り付けた動的水平載荷実験と、載荷フレームを組んだ静的鉛直載荷実験、および定置式疲労試験機による曲げ疲労実験という最も一般的な3つの組み合わせ実験を同時に行なうことを想定し、F.E.M.による平板応力解析から個々の載荷荷重のおよぼす影響量と影響領域とを推定した。結果をFig. 14に示すが、耐力床がY方向(南北)に剛なることに起因して、影響領域はX方向(東西)により長く現われるものの、その範囲はきわめて狭く、量的にも最大荷重時に許容値の50%以上の応力を示すのは、載荷点を中心にX方向1.5m、Y方向1mの範囲に過ぎない。X方向で4.5m、Y方向で3mも離れれば応力の伝播はほとんど認められず、したがって、載荷点相互の距離を極端に短くしない限りまったく問題はなく、種類の異なる実験を同時に行なえる能力を有していることが明らかとな

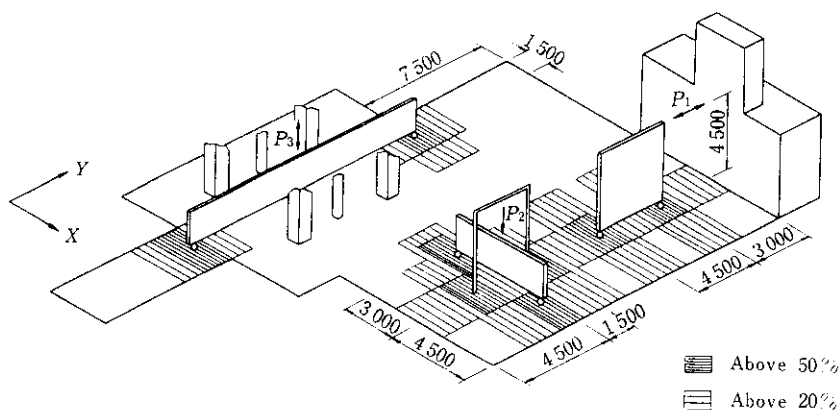


Fig. 14 Stress interaction zone in simultaneous multi-loading system

り、当初の目的にかなう最適経済設計であることが立証された。

5. 振動台

振動テーブルに搭載した供試体に、地震を対象とした波形や加振力を与える試験装置が振動台であり、本機は $7.5t \cdot g$ というかなりの大加振力にもかかわらず、動電式を採用しているところに特色がある。

5.1 性能

(1) 規模と運動能力

当所では、上部構造物はもとより基礎構造も重要な研究課題としているため、土の加振は不可欠であり、このため振動テーブル面積 $6m^2$ 、搭載重量 $10t$ が必要となる。この場合、テーブル自重は約 $5t$ となり、可動部合計重量 $15t$ に対して加速度 $0.5g$ を与えるため、加振力を $7.5t \cdot g$ と決定した。

一方、実験目的から、実際の地震波および縮尺された相似波を再現するために十分な運動能力を持たせなければならない。Fig. 15 は過去の地震波記録⁽¹⁾ より最大加速度時のスペクトルを推定して示したものである。最大速度、最大変位が必ずしも最大加速度時に生ずるという保障はないが、少なくともこれらをすべてカバーしうる運動能力を必要とすることは論をまたない。さらに、縮尺模型の場合、長さの縮尺係数 λ に対して、加

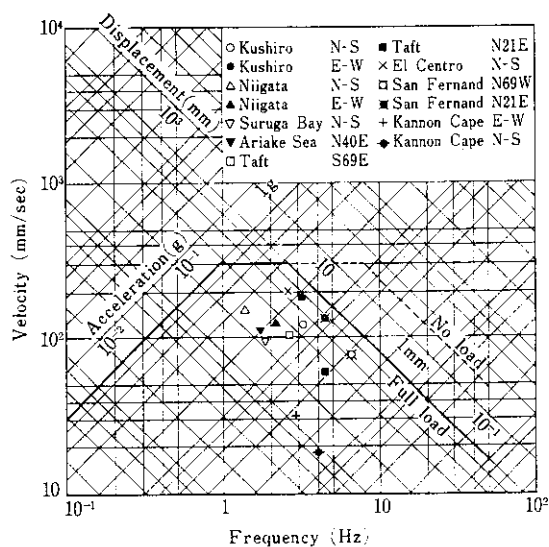


Fig. 15 Max. acceleration spectrum of typical earthquakes and moving capacity of this machine

速度を実地震波と同一にすれば、模型の周波数は $\sqrt{\lambda} \sim \lambda$ 倍⁽²⁾ となり、 $1/25 \sim 1/5$ 縮尺の模型実験を可能にするためには、最小限実地震波の 5 倍の周波数を必要とする。

これらの諸条件と既設振動台の仕様を逐一慎重に検討した結果、本機の運動能力を Fig. 15 の折線のように決定した。

(2) 精度

動電式はいわゆるダイナミックスピーカーと同一原理で、一定磁界中の磁束を切るように設計さ

れたコイルに、振動電流を流して加振力をうる方式である。本方式による既設振動台の精度としては、常用周波数範囲で波形歪率5%，位相角15°の最良実績を持つが、近年個々の構成素子の品質向上と安定性が急速に高まってきていることを考慮し、当振動台ではそれぞれを2%，10°と一段の高水準にとった。

5.2 構成と機能

本機は Fig. 16 に示すように、機械部、電機部および制御部より構成されるが、個々の主要要素について以下にその機能と特性を説明することとする。

(1) 振動子

電磁石と駆動コイルによって構成され、電流を力に変換して所定の加振力をうる加力源であり、加振力 F_v はフレミングの左手の法則に従って次式で示される。

$$F_v = B l I = \Gamma I \quad (8)$$

ただし、 B : 磁束密度 (Wb/m^2)

l : 駆動コイル長 (m)

I : 駆動電流 (A)

Γ : 電磁力係数 (N/A)

本機では、 $F_v = 7.5 \text{ t} \cdot \text{g}$ に対して $B = 1.35 \text{ Wb/m}^2$ 、 $l = 280 \text{ m}$ と設計されており、(8) 式より $I = 140 \text{ Arms}$ となる。振動子とテーブルを1つの系とみなしたうえで、電気系と機械系の相似性を応用し

て¹³⁾、可動部質量 M をコイルに置換した電気回路で示せば、Fig. 17 のようにえられる。ここで、 T は電流を力に、電圧を速度に変換する仮想トランスで、変換率は Γ に等しい¹⁴⁾。

本回路に基づいて、振動子のインピーダンス特性および伝達特性を求めれば、Fig. 18, Fig. 19

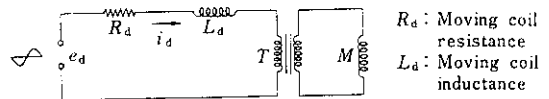


Fig. 17 Electromechanical circuit of moving coil

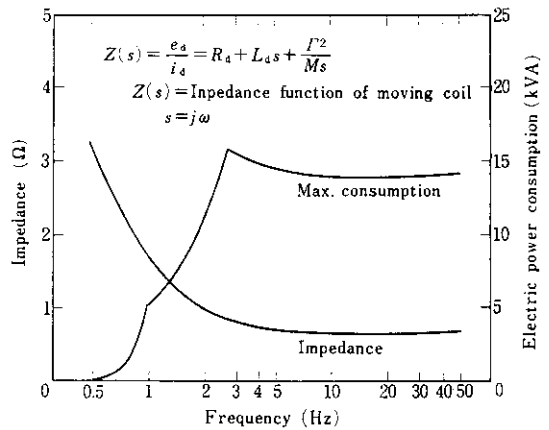


Fig. 18 Moving coil impedance-frequency and electric power consumption-frequency relation diagram

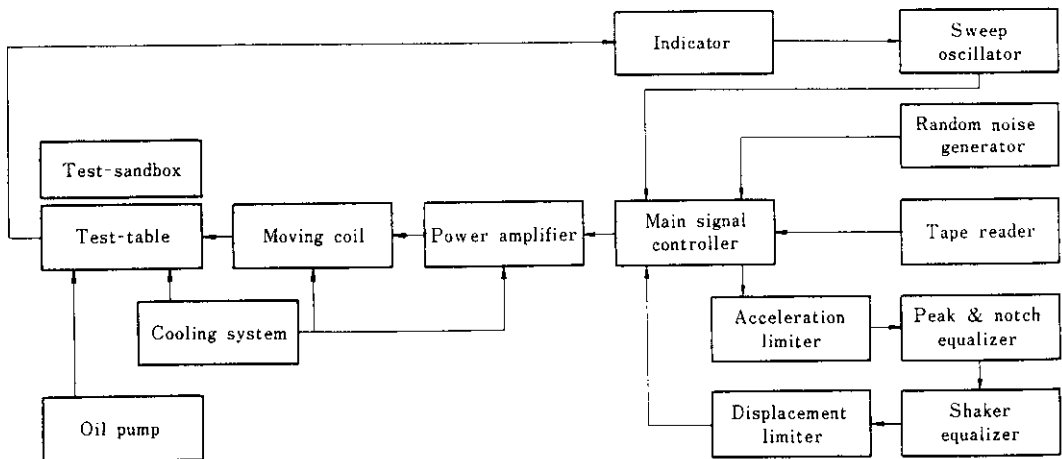


Fig. 16 System diagram of vibration testing machine

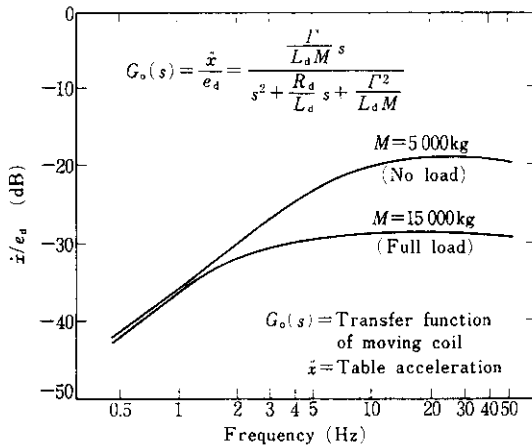


Fig. 19 Table acceleration-frequency relation diagram for constant input voltage

のようになる。

(2) 電力増幅器

振動子のインピーダンス特性、および振動台の最大動作特性より所要電力量が計算されるが、(Fig. 18に併記)本機では2.7Hzのとき最大で、16.7kVAの大電力を必要とする。したがって、当然原信号を増幅しなければならず、この機能を果たすアンプが電力増幅器で、これには増幅率が大きく、しかも極低周波数の増幅を高精度に行なう能力が要求されるため、波形歪を最小限にとどめ、かつ雑音の混入をも防ぎうる高速スイッチングサイリスタを用いたパルス幅変調方式の増幅器を採用することにした。

(3) 振動子等化器

振動子の加速度レスポンスは、Fig. 19に示す周波数特性を有するが、これを改善して平坦化するアンプが振動子等化器で、原理的にはこれと全く逆の特性を重ね合わせて相殺等化を図るものである。同図より、低周波数領域では6dB/oct.の勾配をもち、高周波数領域ではほぼ平坦となる性質が読みとれるため、積分回路と可変増幅回路を組み合わせ、入力電圧を周波数領域によって兩回路に分離のうえ、あらためて合成すれば、簡易にして正確な逆特性が得られるという考えのもとに、本等化器の設計を行なった。この回路図をFig. 20に示すが、以下にどの程度の等化が可能

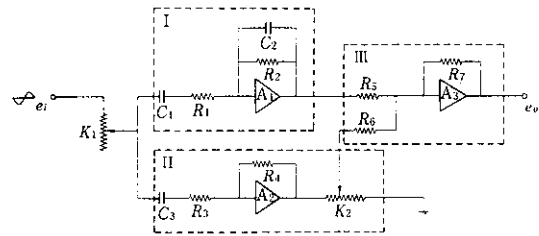


Fig. 20 Circuit of shaker equalizer

であるかを数値的に考察してみる。

本回路において演算増幅器[A]の利得を大きくとれば、各回路の伝達関数は、入力回路のインピーダンス関数と、帰還回路のインピーダンス関数の比として示されることを利用し、かつ $C_1=100C_2$ 、 $R_2=100R_1$ 、 $R_4=12R_3$ 、 $R_5=R_6=R_7$ なる設計条件を用いれば、回路Iおよび回路IIの伝達関数はそれぞれ次式のように示される。

$$G_1(s) = 100 \cdot \frac{T_1 s}{(1 + T_1 s)^2}, \quad G_2(s) = 15 \cdot \frac{T_2 s}{1 + T_2 s} \quad \dots\dots\dots (9)$$

回路IIIは上記条件より加算回路となるため、本等化器の伝達関数は、 $G_1(s)$ と $G_2(s)$ の単純和として表わされる。なお、等化器に直列結合される電力増幅器の伝達関数を15なる一定値に保つ設計としているため、けっきょく、電力増幅器を含めた本等化器の総合伝達関数 $G_o'(s)$ は次式で与えられる。

$$G_o'(s) = 15K_1 \left\{ \frac{100T_1 s}{(1 + T_1 s)^2} + \frac{15T_2 s}{(1 + T_2 s)} \cdot K_2 \right\} \quad \dots\dots\dots (10)$$

利得およびブレイクポイントは、 K_1, K_2 によって任意に変えられるが、ここでFig. 19を参照しつつ、 $M=15000\text{kg}$ に対しては、 $K_1=0.126$ 、

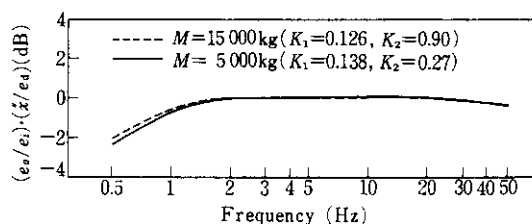


Fig. 21 Frequency response of table acceleration corrected by shaker equalizer

$K_2=0.90$, $M=5000\text{kg}$ に対しては, $K_1=0.138$, $K_2=0.27$ を用いて総合伝達特性を求めれば, Fig. 21 の結果となり, 1Hz 以上では 0.8dB 以内ではほぼ完全に等化されていることが明確に理解される。

(4) 振動テーブルの支持方式

加振運動を円滑に行ない, かつ波形精度を高めるため, 支持方式として油圧を利用する静圧軸受を採用したが, 従来はこの機構をただ単にテーブルを浮上させる目的だけに用いており, テーブルの回転変位や浮き上りに対する配慮が十分でなかった。このため, 本機においては上下左右2方向の変位防止用としても静圧軸受を採用し, 供試体の重量, 位置, 大きさにかかわらずテーブルの運動をスムーズ, かつ正確にするよう改良設計を行なった。軸受の個数は, 上下支持用にそれぞれ4個, および左右ガイド用に4個の計12個であり, 鉛直支持力 37t, 浮き上り防止力と左右押え力はいずれも 24t である。

5.3 基礎の設計

当振動台は実験棟の西南端に設置されており, 敷地境界線まで南に37m, 西には55mと距離的にかなり近い。このため, 当初から隣接地への振動障害を排除することが基礎設計に際しての最重要課題となった。当所の地盤は関東ロームと粘土シルトで, 振動の減衰をあまり期待できないため, まずは基礎の質量を大きくとることによって障害度を低減し, ついで多数の杭を打ち込み, 地盤の補強を行なってバネ定数と粘性減衰定数の増大を図るという方針で設計を行なった。

このため, G. L. -6m で $12 \times 7.4(\text{m})$ の底面をもつコンクリート基礎とし, その重量も 840t と在来の同規模振動台にくらべ, 3~4倍ときわめて大きくとり, さらに 508mm ϕ の鋼管杭28本を打設した。

防振設計は, 東京都公害防止条令第1種区域の規制基準に準拠して行なったが,

- (a) 基礎底面の応力分布は剛板分布とする
- (b) 基礎底面下の地盤剛性は, 単杭の計算値をもとに群杭として取扱うが, 波動の伝播速度の30%増をもって等価弾性波速度

とする

- (c) 地盤は半無限弾性体とし, かつ振動波は平面同心円状に拡散する

などの仮定にしたがい次の諸式(水平動)を用いた。

- (i) 地盤のバネ定数 (k_x)⁽¹⁵⁾

$$k_x = \frac{8a\rho Vs}{2-\nu} \quad \dots\dots\dots(11)$$

- (ii) 地盤の等価減衰定数 (h_e)

$$h_e = \left\{ \frac{(2-\nu)\pi^2\kappa^2}{32} \cdot \frac{\rho a^3}{M} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad \dots\dots\dots(12)$$

- (iii) 基礎の変位 (u)⁽¹⁶⁾

$$u = \frac{u_{st} \cos \left(\frac{\omega t - \varepsilon}{\sin} \right)}{\left\{ \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{st}^2} \right)^2 + \frac{(2-\nu)\pi^2\kappa^2}{8} \cdot \frac{\rho a^3}{M} \cdot \frac{\omega^2}{\omega_{st}^2} \right\}^{\frac{1}{2}}} \quad \dots\dots\dots(13)$$

- (iv) 振動波の距離減衰振幅 (d_r)

$$d_r = \frac{d_0}{\sqrt{r}} e^{-\beta r} \quad \dots\dots\dots(14)$$

ただし, a : 基礎の等価半径 (m)

ρ : 地盤の密度 ($\text{t} \cdot \text{sec}^2/\text{m}^4$)

ν : ポアソン比

κ : 振動型に関する係数

ω : 固有振動数 (rad/sec)

st: static を意味する suffix

d_0 : 振動源の振幅 (μ)

β : 地盤定数

r : 振動源からの距離

当振動台では, $a=5.18\text{m}$, $\rho=0.184\text{t} \cdot \text{sec}^2/\text{m}^4$, $\nu=0.25$, $\kappa=0.92$, $\beta=0.03$ の値を用いたが, 算定結果は, $u=59\mu$, $d_r (r=37\text{m})=3.20\mu$ であり, 振源に最も近い敷地境界線上の振動レベルは 54dB となる。すなわち, 当振動台は都条令に定め 75dB を大幅に下廻るものとして設計されることが予測できる。なお, 期待どおりに振動障害を防止しているか否かを確認するため, 建設工事終了後, 詳細な振動実測を行なったが, 最大加振時において 68dB を記録して設計値をいささか上廻ったものの, 振動障害の点からは全く問題なく, 隣接地へおよぼす影響をほぼ完全に除去できた。

6. 結 語

以上述べてきたように既設の静的な実験設備に加え、このたび新鋭の動的な大型高性能実験設備が設置されたことにより、当研究所は発足以来わずか数年にして速くもその規模と内容において、構造工学分野におけるわが国第1級ひいては世界有数の研究所に成長することができた。今後はこれ

らの優秀な設備を縦横に駆使して、より高度にして、より開発的であり、さらにはより実務的な企業研究体制を確立して行きたいと願っている。

最後に、本実験設備の設計製作に際し、常に開発的思考をもってご協力いただいた三菱重工業(株)名古屋航空機製作所、同神戸造船所、(株)東京衡機製造所、(株)国際機械振動研究所、ならびに(株)竹中工務店に対し、ここに深甚なる謝意を表する。

参 考 文 献

- 1) 山崎徳也ほか：鋼構造研究所の概要，川崎製鉄技報，4（1972）2，206～220
- 2) 山崎徳也、原道彦：1000 t 構造物試験機自動制御系の設計とその検討，川崎製鉄技報，5（1973）4，115～127
- 3) 加賀屋繁治：油圧式疲労試験機の動力の解析，材料，15（1966）151，236～243
- 4) 森正浩ほか：三菱重工(株)長崎研究所の船体強度実験設備について，西部造船会会報，（1973）45，173～183
- 5) 大橋宏ほか：電気油圧式疲労振動試験機，三菱重工技報，3（1966）1，8～15
- 6) 大橋宏ほか：電気油圧式疲労振動試験機，三菱重工技報，3（1966）5，1～9
- 7) 白石隆義：溶接鋼構造の疲労設計理念，溶接学会誌，42（1973）3，259～267
- 8) 中島鐘二ほか：電気油圧式疲労試験機“島津サーボバルサEHF形”，島津評論，26（1969）1，19～28
- 9) I. L. Shearer: Dynamic Characteristics of Valve-Controlled Hydraulic Servomotors, Transactions of the ASME, (1954) August, 895～903
- 10) ナイチンゲール：油圧技術者のためのサーボ理論，（1960），[コロナ社]，45～52
- 11) 建設省土木研究所：地震記録のデジタル数値，改訂版（その1～その3）土木研究所資料，（1973）876，34～118
- 12) 林聡、荒井秀夫：地震波形振動試験装置について，運輸省港湾技術研究所資料，（1967）28，3～4
- 13) F. E. Richart, Jr. et al.: Vibrations of Soils and Foundations, (1970), [Prentice-Hall], 263～269
- 14) C. M. Harris, C. E. Crede: Shock and Vibration Handbook Vol. 2, (1961), [McGraw Hill], 25～36
- 15) 木下勝弘ほか：防振設計の考え方，竹中技術研究所報，（1972）104，6
- 16) 山原浩：弾性地盤上の基礎および構造物の振動性状に関する研究，日本建築学会論文報告集，（1965）115，6