

KAWASAKI STEEL GIHO

Vol.6 (1974) No.3

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

(Tokuya Yamasaki)

(Shozo Takizawa)

(Chiyomaru

Takahashi)

:

鋼構造研究所の疲労振動実験設備について

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),

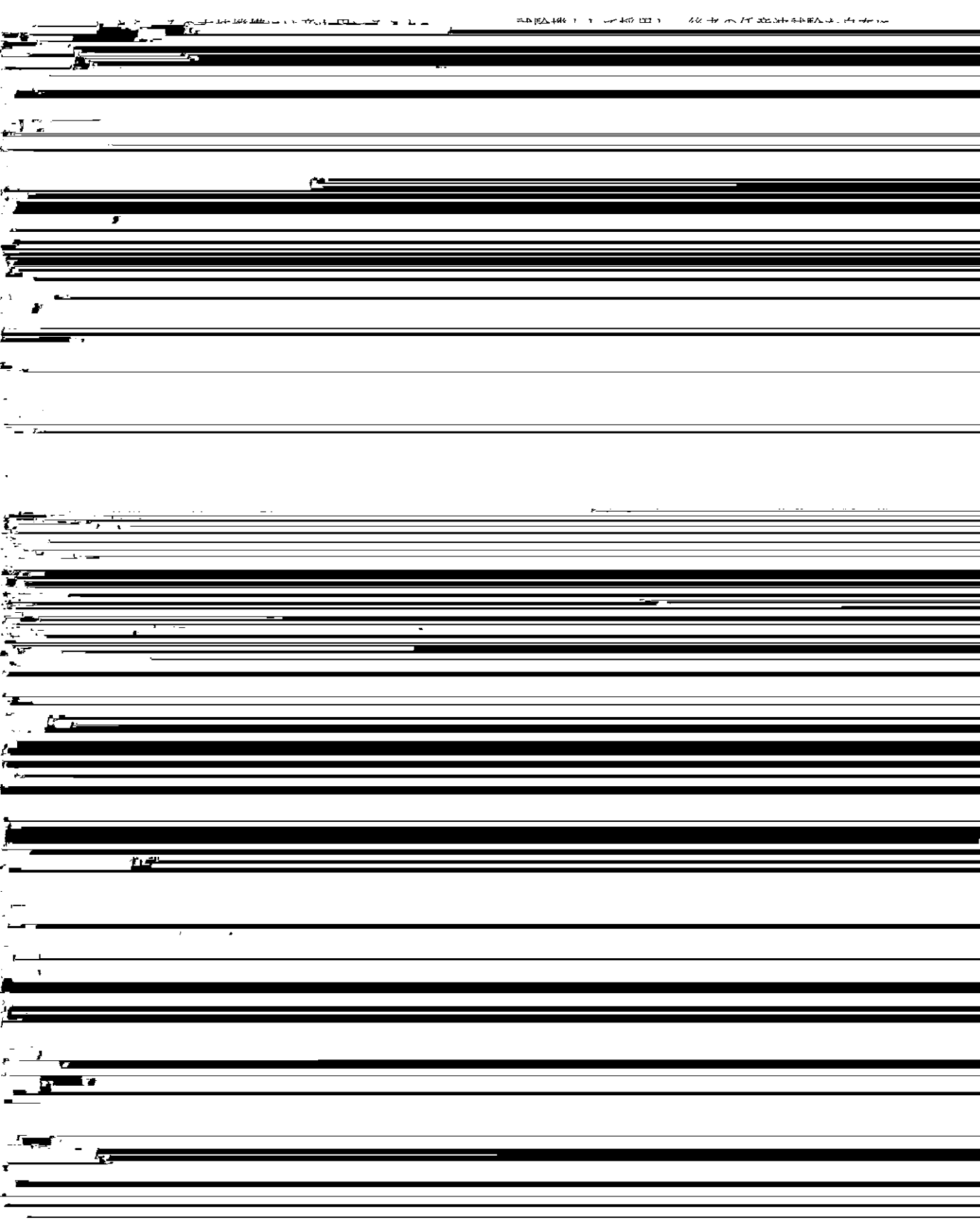
気油圧疲労試験機、移動式電気油圧疲労試験機、テストベットならびに動電式振動台などの試験設備によって構成されている。建設位置および試験機の構内配置は、将来の増設予定をも含め、当所全体配置を十分考慮したうえで、最も効果的な動線并确保するとともに、各機器を効果的かつ総合的に活用できるように Fig. 1, Fig. 2 のように決

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もその目的に設計するが、特に次の点に留意

に固定しうる構造とする。

実地震波およびその相似波による加振が可能なよ



上ノ 士体加振機ノモノフミヨクノ組効ト

また、(1)、(2)式から、

$$L_0 = \left(\frac{30vQ_{max.}}{NS_{max.}} - \frac{V_0p}{\beta} - \frac{WA_c}{K} \right) \cdot \frac{1}{A_c} \dots (3)$$

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

機と比較して数段すぐれているといえる。

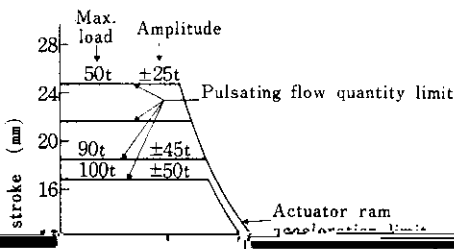
3.2 電気油圧式疲労試験機

3.2.1 構成

Fig. 6 に概略系統図を示す 定置式疲労試験機

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

は、4本角柱と固定梁で構成されるラーメン構造



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/cm² 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

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、基本的には木継があらゆる種類の油形を与えら

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。

(ii) 加載へのプレストレストリング

る特長を生かすため、シンクロスコープ X-V

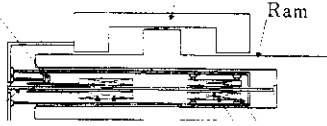
本章の加載における横方向固有振動数の向上対

レコーダ、デジタル指示、およびデジタル印字な

策には、一般に、カラムにサイドスティを設ける

IDS : Inductive displacement sensor
 ±10mm IDS
 driving motor Cylinder

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

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

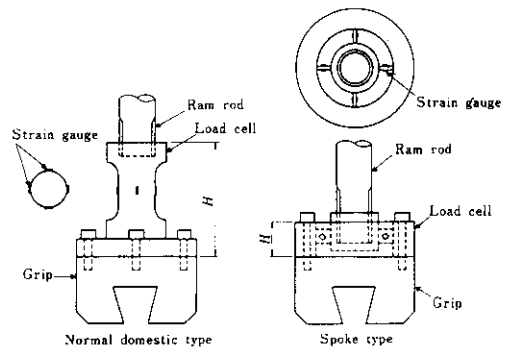


Fig. 9 2-types load cell

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

リップとの取付けボルトに問題が生ずることに加

上を図った。

(e) 周波数特性

ることであるが、大型試験になると供試体の不整
に對処する調整機構を付加する必要がある。

(e) (a)の諸法學を七將站の針入し得るはず制 るといふ機は、並條 力な ると可 した試

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

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

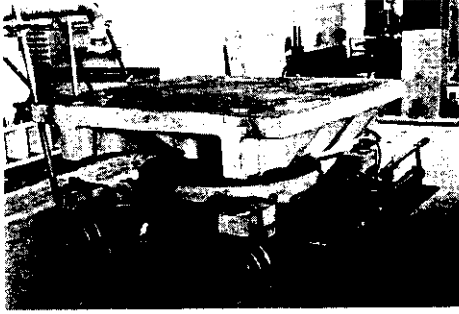
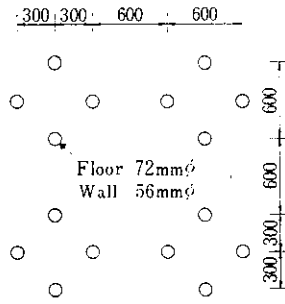


Photo. 4 Load bearing support



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、プレストレスコンクリートを採用する。

るため、力学的にアンカーボルト群のピッチ1.2m

力処理を行なうこととしたが、最も苛酷な状態で

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

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せよとの詳細な応力計算も行ない、下部材は

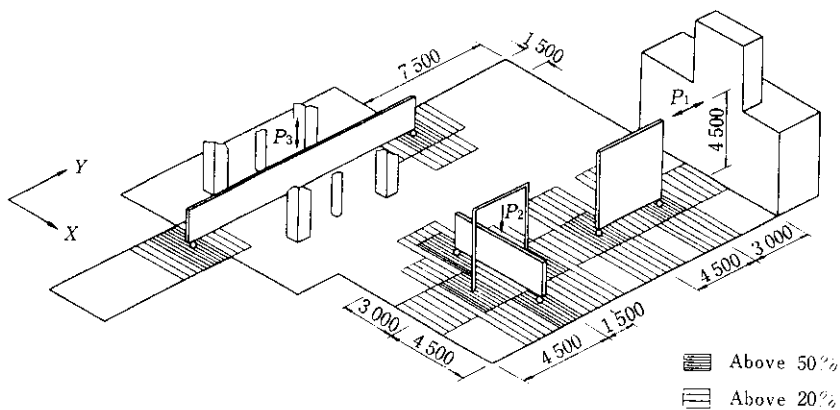
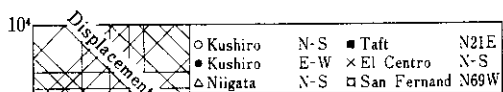


Fig. 14 Stress interaction zone in simultaneous multi-loading system

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。

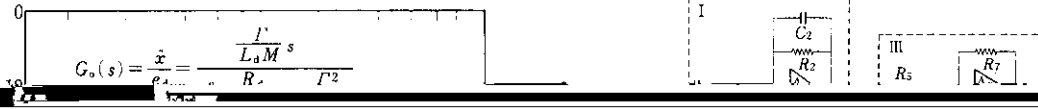


式である。本方式による既設振動台の精度として

は、常用周波数帯域内の位相ずれが、 $\pm 10^\circ$ 以内

で示せば、Fig. 17 のようにえられる。ここで、

T は電圧出力と電圧も速度にも換算する位相し



$K_1 = 0.90$ $M = 5000 \text{kg}$ に対して $K_2 = 0.138$

とする

（一）地盤は無限剛性とし、（二）振動は

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で用いており、テーブル

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⁾

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

(ii) 地盤の等価減衰定数 (h_0)

$$h_0 = \left[(2-\nu)\pi^2 k^2 \rho a^2 \right]^{1/2} \dots\dots\dots(12)$$

6. 結 語

以上述べたことは、既設の熱的な実験設備が

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念願している。

最後に、本実験設備の設計制作に際し、常に開