

# プレスの静的および動的特性の研究

Studies on the Static and Dynamic Characteristics of Mechanical Press

輪 竹 千 三 郎 ・ 山 田 嘉 昭

Senzaburo WATAKE · Yoshiaki YAMADA

プレスの静的、動的特性については、C型フレームのプレスを対象とした研究はあるが、鋼板溶接構造のプレスについては福田<sup>1)</sup>の報告のほか、公表された研究は少ないようである。筆者らは公称 55 ton 鋼板溶接構造のプレスを対象として、その静的および動的負荷特性、とくにその剛性と振動について実験ならびに理論の両面から検討を加えた。さらにトルクおよび動力の計測を行ない、動力の配分についても検討して、この種プレスの特性を明らかにした。

## 1. 強度試験

供試プレスはオープンバック式のもので公称能力 55 ton、ストローク 150 mm、ストローク数 60 回/分である。

(1) 静的強度試験 プレス本体の 70 箇所抵抗線ひずみゲージをはり、オイルジャッキをラムとボルスタの間におき、0~55 ton の範囲 5 ton おきに負荷を加えて、各部分のひずみまたは応力を測定した。プレスの左右両側板について、曲げと引張り力が作用するものとして応力を計算した結果は、実測値にはほぼ一致した。

(2) 動的強度試験 (1) の静的強度試験に使用したひずみゲージのうち 24 個を選んで負荷中のひずみを計測した。負荷の方法は (a) オイルジャッキの打撃、および (b) 円板の打抜きとの二つである。(a) のオイルジャッキによる負荷では、0~55 ton の範囲でほぼ等間隔の荷重になるようにリリーフバルブを調節した。測定の結果 (動ひずみ測定器と電磁オシログラフによる) を静的試験のそれと比較すると、クランク軸の軸受取付け板のように不安定な変形が認められた部分を除いて、ひずみ値がほぼ一致し、この程度の速度 (荷重曲線を正弦波におきかえると 6 c/s) では、静的試験における値とほとんど差がなかった。これは益田ら<sup>2)</sup>の得ている結論に一致する。なおプレスのクランク軸の軸受取付け板には、動的負荷において一般に複雑な振動が起こる可能性があるため、設計にあたって、十分な剛性を持たせるよう注意しなければならない。(b) の打抜き試験では、磨き鋼板を使用し板厚を 5 種 (0.8, 1.2, 1.6, 2.0, 2.6 mm)、ポンチ径を 2 種 (68, 102 mmφ) に選び、適当に組合わせて荷重値が変わるようにした。ひずみを左右両側板の前後 4 箇所について測定した結果は、静的負荷および (a) の動的負荷に比較してやや大きな値を示した。打

抜きにおける荷重曲線を正弦波におきかえると 25 c/s になり、この程度の速度では理論的に荷重が約 8.5% だけ大きく計測されることになる。

## 2. 振動計測

本研究では主要な振動とみなされるフレームの左右方向および前後方向の振動を、ひずみゲージを用いて計測した。測定的位置は静的強度試験に使用したひずみゲージのうち 18 点である。ひずみゲージにあらわれる振動波形は小さいので、ひずみ計増幅器の感度はほとんど最高にしておく。測定は (a) プレスの無負荷運転時、および (b) オイルジャッキで負荷を与える場合の二つについて行なった。観測された振動の一般的特徴は、(i) ラムの下降と同時にあらわれ、数サイクルの後に減衰する左右方向 (16 c/s) の振動と (ii) ラムの下降の初期では左右方向の波に重畳し、それが減衰した後もなお接続する前後方向 (90 c/s) の振動が認められることである。

以上のほか円板の打抜き (条件は前項の動的試験におけるものと同じ) を行ない、打抜き後のブレイクスルーの影響についても検討を加えた。打抜き後には前後方向に 90 c/s の波のほか、かなり高い周波数の波が大きな波形で重畳していることがひずみゲージで観測された。同時にラムの上に接着した加速度計によって観測された加速度は 8~15 g のオーダーである。

プレスの振動を少なくするには、荷重-ストローク曲線を正弦波におきかえて得られる周波数に比較して、その固有振動数が十分高くなるように設計を行なうことが望ましい。左右および前後方向の固有振動数の計算結果の例を 4 項で述べる。計算の結果は、前後方向についてはほぼ一致したが、左右方向については若干の差が認められた。

## 3. トルク、仕事量の測定

本研究ではフライホイールとピニオンの間の連結軸に、ひずみゲージのブリッジを組み込んでトルクを計測した。ブリッジからの電氣的出力は半割りスリップリング (黄銅) とブラシ (銅のより線) によって取り出す。この状態ではトルクの直接の較正は不可能であるため、ひずみゲージの出力から得られる  $\tau$  を用い、 $T = \pi d^3 \tau / 16$  によってトルク  $T$  を求めた。

次に円柱試験片を平打ちし、試験片の圧縮に要した仕事量を、次に示す三つの方法で評価し比較を行なった。

研究速報

(i) トルクの測定値を用いオシログラフで記録したトルク曲線から  $W = \int_0^{\theta} T d\theta$  によって図式に仕事量を求める。(ii) フライホイールの外周に7個の鏡をはり、この鏡で反射される光源からの光をホトトランジスタで受ける。こうしてホトトランジスタの出力パルスを電磁オシログラフ上に記録し、その時間間隔から slow down  $\omega_0 - \omega$  を求め、仕事量を  $W = I(\omega_0^2 - \omega^2)/2$  とする。(iii) 円柱試験片の平打ちに要した変形仕事を  $W = \int_{h_0}^h P dh$  によって評価する。

実験例は少なかったが、直径 60 mm, 高さ 25.05 mm の Al (2S-O) 材について上記の三つの方法で求めた仕事量は、おおむね一致した。以上のほかに電動機出力の変動も計測した。また軸系の固有振動数について理論解析し 363 c/s を得たが、実験でも約 380 c/s の値が確認された。

4. プレスの固有振動数の計算

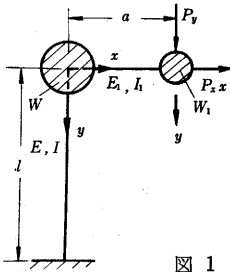


図 1

(1) 前後の振動 プレスを図1のような系でおきかえる。 $W_1$  はプレス機の往復運動の重量、 $W$  はフライホイール、クラッチ、ブレーキなど頭部に集中している重量をあらわす。この系の運動方程式は

$$\left. \begin{aligned} \frac{W+W_1}{g} \frac{d^2x}{dt^2} + k_x x &= P_x \\ \frac{W_1}{g} \frac{d^2y}{dt^2} + k_y y &= P_y \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

(1) 式のばね定数  $k_x$  と  $k_y$  は曲げの理論から求められ、それを用いて、 $x$  および  $y$  方向の振動の円振動数  $\omega$  を求めると

$$\omega_x = \sqrt{\frac{3EI/l^3}{(W+W_1)/g}}, \quad \omega_y = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{a^2 l}{EI} + \frac{a^3}{3EI}\right) \frac{W_1}{g}}} \quad (2)$$

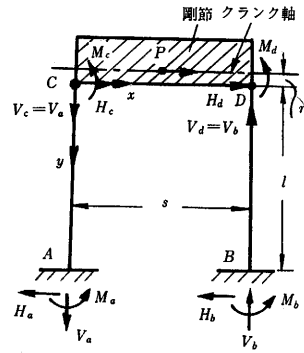
プレスの左右フレームの重量も考慮するときは Rayleigh の近似法により (2) 式の  $\omega_x$  は次のように修正される。ただし  $w$  は垂直フレームの単位長さあたりの重量をあらわし、 $W_1$  には水平フレームの重量を加えて  $W_1'$  とする。

$$\omega_x = \sqrt{\frac{33EI/l^3}{W+W_1'/g+33wl/140g}} \quad (3)$$

数値計算:  $l=140$  cm, 往復重量  $W_1=380$  kg, 頭部集中重量  $W=410$  kg,  $W_1$  に水平フレームの重量を加えて  $W_1'=600$  kg とする。前後方向の振動に対する断面2次モーメントは  $I=165800$  cm<sup>4</sup>, また  $wl=607$  kg である。

以上の数値を用いて (3) 式を計算すると  $\omega_x=575$ ,  $f_x=\omega_x/2\pi=92$  c/s となる。

(2) 左右の振動 左右の振動に対してはプレスを図2(a)のように、左右のフレームをその頂部において剛節で結合した系におきかえる。この系の横たわみは、図2(b), 図2(c)に示す  $\delta_1$  と  $\delta_2$  の重ね合わせとなる



(a)

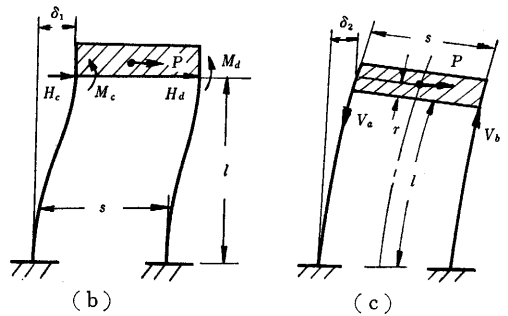


図 2

が、一般に鉛直内力によるたわみ  $\delta_2$  は  $\delta_1$  に比べて小さな値である。それで  $\delta_2$  を省略すれば、 $\delta_1$  のたわみのばね定数と左右の振動の円振動数は

$$\frac{P}{\delta_1} = \frac{24EI'}{l^3}, \quad \omega_x = \sqrt{\frac{24EI'/l^3}{(W+W_1')/g}} \quad (4)$$

フレーム重量の運動エネルギーの補正を行なえば、Rayleigh の方法により

$$\omega_x = \sqrt{\frac{24EI'/l^3}{(W+W_1)/g+13wl/35g}} \quad (5)$$

数値計算:  $W_1=380$  kg,  $W=410$  kg,  $W_1'=600$  kg,  $I'=1570$  cm<sup>4</sup> として (5) 式を計算すると  $f_x=\omega_x/2\pi=24$  c/s となる。

以上のほか減速軸系のねじり振動を解析し、1 次の固有振動数として 363 c/s を得た。さらにねじり振動系の過渡応答についても解析し、入力トルクと軸系上で計測されるトルクの間関係を検討した。

(1966年12月24日受理)

文 献

- 1) 福田: 芝共ニユース 32, p. 11 (1959).
- 2) 益田, 森田: 機械の研究 9, 1, p. 2 (1957).