プラスチック用疲労試験機の試作*

網 島 貞 男** 杉 村 光 二***
岡 田 幸 雄**** 越 智 忠 文****

A Newly Designed Dynamic Fatigue Testing Machine for Plastics

by

Sadao AMIJIMA, Koji SUGIMURA
(Faculty of Engineering, Doshisha University, Kyoto)
Yukio OKADA and Tadafumi OCHI
(Kisha Seizo Kaisha, Ltd. Osaka)

A new fatigue testing machine of constant load type has been designed for the purpose of investigating the dynamic fatigue which is characteristic of plastic materials, because the plastics reinforced by glass fiber (so-called FRP) is practically used for structural members in place of metals.

Fig. 1 shows the general view of this machine which has the capacity of 1 000 kg and several merits described as follows.

- (1) Regardless the change in the rigidity of the test piece during the fatigue test, the dynamic load that acts on the test piece is still kept constant.
- (2) Three testing speeds can be selected.
- (3) Variation of the dynamic load and the testing speed is negligibly small.

As the result of many fundamental tests it is confirmed that the machine operates as has previously been expected.

(Received Jan. 21, 1967)

1 緒 言

最近のプラスチック材料の開発はめざましいものがあり、強度部材としても、すでにガラス繊維布あるいはガラスフィラメントなどの強化材をプラスチック基材と組み合わせた、いわゆる、強化プラスチック (FRP) が金属材料に代わって実用化されつつあることは周知のとおりである。これらプラスチック材料の基本的な特性について究明すべき事項は数多くあるが、強度部材に使用するためには、その疲労強度に関して十分に研究する必要がある、すでに若干の疲労試験結果が発表されている。しかしながら金属材料に比べて剛性が低く、しかも試験中における剛性の変化が著しい。荷重とひずみの関係についてはヒステリシスの影響が大きいため、従来の金属材料用疲労試験機をプラスチック材料の疲労試験に利用することは誤った試験結果をまねく懸念がある。

今回試作した試験機は耐久性、精度など従来から必要とされた諸条件を具有するとともに、下記の条件を満足するものを目的として計画したものであり、Fig. 1 にその外観を示す。

Fig. 1. General view of the machine.

- (1) 試験中に試験片の剛性がかなり大幅に変化しても試験片には常に一定の繰返し荷重を加えることができる。
- (2) 繰返し速さを3段階に切り替えることができる。
- (3) 最低の繰返し速さは比較的低速にする。
- (4) 運転中の繰返し荷重および繰返し速さの変動率を極小にする。
- (5) 試験中に試験片の長さも変化しても試験片には一定の平均荷重を加えることができる。
- (6) 試験中試験片の変形量を一定にするように平均

* 原稿受理 昭和42年1月21日

** 正 会 員 同志社大学工学部 京都市上京区今出川通烏丸東

*** 同志社大学工学部 京都市上京区今出川通烏丸東

**** 汽車製造(株)大阪製作所 大阪市此花区島屋町

荷重を制御することができる。

(7) 試験片の変形量を時間に対して記録することができる。

(8) 周囲温度を低温から高温まで連続的に変化することができる。

(9) 引張圧縮試験のほか、ねじりおよび曲げ試験を行なうことができる。

以上の各項目のうちさしあたり(1)項から(4)項を満足する試験機を製作し、荷重の検定ならびに基本的な実用試験の結果期待どおりの性能を確認することができた。引き続き(5)項から(9)項を満足するための各種の付属装置を目下試作中であり、その結果は後日発表する予定である。以下に本試験機の概要と二、三の試験結果について報告する。

2 試作した試験機

2・1 試験機の主要目

最大荷重 (繰返し荷重と平均荷重の和)

+1 000kg, -1 000kg

最大繰返し荷重

±500kg

最大平均荷重

+500kg, -500kg

繰返し速さ

1 000, 1 440, 1 800 c/min

最大振幅

±5mm

チャック間隔

0~380mm

最大幅

約0.5m

最大高さ

約1.0m

全長

約1.8m

電動機

繰返し荷重用 0.75kW 3相超反作用電動機

静荷重用 0.2kW 3相かご形誘導電動機

重量 約1.5t

2・2 試験機の構造

Fig. 2 において①はベッドであり、高い剛性を有するとともに防振ゴム②と組み合わせて基礎へ伝達する振動を吸収しうるに充分な重量を有している。図の中央部の⑥は偏心重錘を回転することにより繰返し荷重を発生する機械式発振機であり、繰返し荷重用電動機③ (この電動機は同期電動機的一种であるが直流励磁は不要である) により変速機④からマイタ歯車⑤へ伝達された動力は、たわみ軸を介してこの発振機を駆動している。繰返し速さの変換は変速機④のハンドルを操作して行なうことができる。なお、発振機は摩擦による振動の減衰を防止し、また、長期使用時も遊隙の発生などによる荷重波形の乱れを皆無にするため、平板ばね接手を介してベッドより支持されている。繰返し荷重設定円板⑦には繰返し荷重値が最小0.7kg単位で目盛りされている。静荷重ばね⑧は共振ばねとしての役目も兼ねているため、荷重-たわみ特性が引張圧縮両方向に対し厳密に線形であることが望ましいので、円筒素材より機械加工したばねを使用している。⑨は静荷重を加えるためのねじ棒とハンドル装置である。調整質量⑩は繰返し速さを変換した場合に、その速さが発振機を含む振動部の質量と静荷重ばね⑧とで形成する振動系の固有振動数に一致するように調整するためのものである。この調整を行なうことにより、試験中に試験片の剛性が変化しても繰返し荷重の変動はほとんどなくなる。⑪は試験片、⑫は摺動案内装置、⑬は運転中に試験片が伸縮しても静荷重を一定に制御するためのジャッキ装置である。この装置は静荷重制御用電動機⑭より駆動される。操作盤⑮は運転および停止に必要な押ボタンおよび表示灯を備えている。継

Fig. 2. The construction of the machine.

電器盤⑩は操作盤と同じくベッドに内蔵されており、発振機の振幅が規定値以上になったり、あるいは試験片が破断したときは自動的に試験機を停止するに要する電気装置を内蔵している。⑪は積算繰返し回数を 10^8 回まで表示できる積算カウンタである。

2・3 試験片に加えられる繰返し荷重の解析

本試験機の振動系は防振ゴム、ベッド、静荷重ばね、発振機および試験片より構成され、その配置は Fig. 3 に示すとおりである。

① Suspension rubber ② Spring for static load
③ Test piece ④ Bed ⑤ Vibrator

Fig. 3. The schematic view of vibration system.

Fig. 3 の振動系において

防振ゴムのせん断ばね定数 k_1

静荷重ばねのばね定数 k_2

試験片のばね定数 k_3

ベッドの質量 m_1

発振機の質量 m_2

ベッドの振幅 x_1

発振機の振幅 x_2

発振機の加振力 $f(t) = F_0 \sin \omega t$

ただし、 F_0 は加振力の最大値、 ω は発振角周波数、 t は時間である。

とすれば振動系は Fig. 4 と等価になり、その運動方程式は(1)式で示される。

Fig. 4. Equivalent vibration system of the machine.

$$\left. \begin{aligned} m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} + (k_2 + k_3)(x_2 - x_1) &= F_0 \sin \omega t \\ m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + k_1 x_1 - (k_2 + k_3)(x_2 - x_1) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

(1)式の解を求めれば振幅 x_1 , x_2 はそれぞれ次のようになる。

$$x_1 = \frac{F_0(k_1 + k_2 + k_3 - m_1 \omega^2)}{(k_2 + k_3 - m_2 \omega^2)(k_1 + k_2 + k_3 - m_1 \omega^2) - (k_2 + k_3)^2} \sin \omega t \quad (2)$$

$$x_2 = \frac{F_0(k_2 + k_3)}{(k_2 + k_3 - m_2 \omega^2)(k_1 + k_2 + k_3 - m_1 \omega^2) - (k_2 + k_3)^2} \sin \omega t \quad (3)$$

したがって、試験片に加えられる繰返し荷重の大きさ f_0 は

$$f_0 = k_3(x_2 - x_1) = \frac{-F_0 k_3(k_1 - m_1 \omega^2)}{(k_2 + k_3 - m_2 \omega^2)(k_1 + k_2 + k_3 - m_1 \omega^2) - (k_2 + k_3)^2} \sin \omega t \quad (4)$$

試験機の繰返し速さは静荷重ばねと発振機の質量で構成される固有振動数に一致させるため(4)式において $\omega^2 = k_2/m_2$ とおけば、

$$f_0 = \frac{-F_0}{1 - \frac{k_2}{k_3} - \frac{k_1}{k_2} - \frac{m_1}{m_2}} \sin \omega t \quad (5)$$

(5)式において $k_1 \rightarrow \infty$ または $m_1/m_2 \rightarrow \infty$ のときは $f_0 = -F_0 \sin \omega t$ となり、発振機より発生する加振力はそのまま試験片に繰返し荷重として加えられ、最も理想的な試験機となることがわかる。しかし、この条件を満足するためには大がかりな基礎工事を必要とする。

今回試作したものは(5)式の各定数がそれぞれ次の値である。

防振ゴムのせん断ばね定数 $k_1 = 27.2 \text{ kg/mm}$

静荷重ばねのばね定数 $k_2 = 51 \text{ kg/mm}$

ベッドの重量 $w_1 = 1500 \text{ kg}$

発振機の重量 $w_2 = 20 \text{ kg}$

これに基づいて試験中に試験片の剛性が 7/8 (FRP ではこの変化を生じた場合を破断とみなす)、1/2 および

The curves ①② and ③ show the cases when the rigidity of test piece change to 7/8, 1/2 and 1/4 of its initial value respectively.

Fig. 5. Theoretical dynamic load variation curve.

1/4 に変化した場合繰返し荷重がいかほど変動するかを数値計算で求めたのが Fig. 5 である。

Fig. 5 より、試験片のばね定数が低くても剛性の変化が1/2 以下であれば荷重変動は2 %以下となり実用上問題にならないことがわかる。

3 試験結果と考察

3・1 繰返し応力波形

引張圧縮試験片に抵抗線ひずみ計を張り電磁オシロで測定した繰返し応力波形は Fig. 6 のとおりであり、良好な正弦波であることが確認された。

Dynamic load $\pm 370\text{kg}$, speed 1800cpm

Fig. 6. The figure shows the shape of wave form of the dynamic load.

3・2 繰返し速さの変動

本試験機の加振力は偏心重錘の回転により発生する遠心力を利用しているので、繰返し速さが変動すれば繰返し荷重はその二乗に比例して変動する。そこで、商用周波数電源での繰返し速さの変動状況を3日間にわたり、デジタル回転計で測定した。Table I にその結果を示す。この結果、繰返し速さの変動率は0.2 %以下で、それによる繰返し荷重の変動率は0.4 %にも達しないことがわかる。

3・3 繰返し荷重の変動

3・1項で応力波形を測定したのと同方法で、電磁オシロの送り速度を遅くして繰返し荷重を測定した結果を Fig. 7 に示す。この結果、繰返し荷重の変動率はきわめて低いことがわかる。

3・4 実用試験

Fig. 8, 9 および 10 は本試験機を用いて行なった実用試験の結果を線図にまとめたものである。Fig. 11 はこの試験に使用した試験片の形状を示す。

Fig. 8 は比較的弾性係数の低いポリカーボネイト樹脂およびポリエステル樹脂の両振引張圧縮疲労試験結

Dynamic load $\pm 165\text{kg}$, speed 1800cpm

Fig. 7. The figure shows the change of the dynamic load amplitude.

Fig. 8. S-N curve of polycarbonate and polyester.

Fig. 9. S-N curve of FRP.

Table I. The test value of the testing speed.

Date	First day			Second day			Third day		
Item									
Standard rpm	1 000	1 440	1 800	1 000	1 440	1 800	1 000	1 440	1 800
Test value No.1	1 000.54	1 440.26	1 800.27	1 000.81	1 440.26	1 799.71	1 000.27	1 440.80	1 801.63
" No.2	1 000.81	1 440.80	1 800.00	1 001.09	1 441.35	1 799.71	1 000.81	1 441.35	1 801.90
" No.3	1 000.54	1 441.62	1 800.27	1 000.81	1 440.26	1 800.54	1 001.36	1 440.53	1 802.98
" No.4	1 000.81	1 440.53	1 800.27	1 000.81	1 440.00	1 800.00	1 001.36	1 440.80	1 801.35

Fig. 10. Fatigue limit curve of FRP.

Fig. 11. Test piece (mm).

果を $S-N$ 曲線にまとめたものである。いずれも引張強度の弱い材料であるにもかかわらず破断点のばらつきが少ないことは、試験片取付時に異常な初期応力が発生せず、しかも運転中の繰返し応力も一定値を保持したものといなされる。

Fig. 9 は FRP (基材はポリエステル、強化材は無アルカリガラス、ボラン処理品で、ガラス含有率は72

%) の両振引張圧縮疲労試験結果を示す。この場合も破断点のばらつきは少ない。

Fig. 10 は FRP の 10^7 回疲労限度線図である。一般の金属材料に比べ線図の傾斜がいくぶん急こう配であるように思われる。このことは FRP のほうが金属材料よりも疲労強度に対して静荷重の影響を大きく受けるものと推定される。

4 結 言

プラスチック材料用疲労試験機として荷重一定、横形疲労試験機を試作した。この試験機は複雑な自動制御装置を要せずして運転中に試験片の剛性が変化しても試験片に一定の繰返し荷重を加えることができるものである。製作後性能を確認するための検定ならびに基本的な実用試験を実施したが、いずれも期待どおりの結果を得ることができた。今後本試験機を活用して種々の疲労試験を実施すれば、プラスチック材料の振動疲労特性に関して貴重な資料を得ることができると思われる。なお、引き続き本試験機の付属装置として平面曲げ装置、ねじり装置ならびに高温低温両用の恒温試験装置を試作中であり、その結果は後日発表する予定である。

終わりに、本研究は文部省より研究費(昭和40年度総合研究費)の補助を受けて行なわれたことを付記するとともに、試験片の材料を提供いただいた大日本インキ化学工業株式会社ならびに本研究にご協力いただいた関係各位に感謝の意を表する。