油圧・ばね式高速衝撃疲労試験機の開発と二、三の実験結果*

田中道七^{*1}, 中山英明^{*2}, 森 忠夫^{*3}
藤井 勉^{*4}, 木下 賢一朗^{*5}

Development of Hydraulic-Spring Type High Speed Impact Fatigue Testing Machine and Experimental Results

Tsuneshichi TANAKA, Hideaki NAKAYAMA, Tadao MORI,
Tsutomu FUJII, and Ken-ichiroh KINOSHITA

There are many machine parts and structural members such as pile hammer, valve springs and power cut-off devices which are subjected to impact load. And impact fatigue failures are characterized in many cases by much shorter lives than predicted ones based on the usual life estimation technique. To prevent the failures of such parts and members, it is important to establish the design standard for the elements receiving impact load. Hydraulic-disc spring type high speed impact fatigue machine was developed using Hopkinson bar principle in order to obtain fundamental $S-N$ data covering long life range under simple impact stress pattern. It was confirmed that the hydraulic-disc spring device to drive an impact cylinder at high frequency gave good performance as Hopkinson bar type impact testing machine. And the feature of $S-N$ data for two sorts of carbon steels obtained with this machine showed a good agreement with the $S-N$ characteristics of the carbon steels published hitherto.

Key Words: Strength of Materials, Impact Load, Impact Fatigue, High Speed Impact Fatigue Testing Machine

1. 緒 言

各種の機械構造部材が衝撃荷重下で疲労破壊を生じている事例が数多くありながら、衝撃疲労を考慮した設計基準がないことから、試行錯誤の中で製品生産を行い、これらを実用に供しているのが現状であり、こうした部材の設計、保全については多大の人的労力および経費を要している。

衝撃荷重は基本的に応力波の伝ば現象を伴うことから、衝撃発生機構および関与する系の構造が異なれば得られる衝撃応力の形態は異なる。このことにより、各研究機関から提出される衝撃疲労データを評価するに際しては、そこで使用した試験機で得られる応力波形下で特有の強度現象として個々のデータを把握しておくことが必要であり、こうしたことは現在まで蓄積されてきた衝撃疲労研究の成果を総括的に検討し、耐

衝撃疲労設計基準を確立する上での最大の難点を構成している。

従来までの衝撃疲労研究において、衝撃荷重下での疲労強度はねじり衝撃疲労の場合を除くと正弦波荷重下での強度を下回り、疲労限度の消失する場合があること、また衝撃荷重下での疲労き裂進展速度は正弦波荷重下でのそれを上回ることなど、危険側の挙動を呈することが明らかにされてきている⁽¹⁾⁽²⁾。上記の研究結果をみると、応力繰返し数が 10^4 回までの低サイクル衝撃疲労試験においてはホプキンソン棒方式の試験機が用いられることが多く、得られる応力波形は数 $10\mu s$ の立ち上がり時間を持ち、衝撃応力 σ および負荷時間 T の2量によりく形波と近似される。この σ, T により衝撃疲労固有の強度現象として疲労強度特性の評価が可能であり、例えば負荷時間効果などの有益な知見が得られている⁽³⁾⁻⁽⁶⁾。一方、衝撃応力を負荷する円筒(衝撃円筒)をクランク・スライダ機構で駆動する従来のホプキンソン棒方式の試験機では高速運転が困難であり⁽⁷⁾、応力繰返し数が 10^7 回程程度の長寿命域にまで及ぶ高サイクル衝撃疲労試験においては種々の高速衝撃疲労試験機が用いられている⁽⁸⁾⁽⁹⁾。この場合には衝撃荷重発生機構に対応して応力波形が異なることから、得られたデータは特定の応力波形下の衝撃疲

* 昭和61年3月20日 関西支部第61期定常総会講演会において講演、原稿受付 昭和61年9月8日。

^{*1} 正員、立命館大学理工学部(〒603 京都市北区等持院北町56-1)。

^{*2} 正員、大阪産業大学短期大学部(〒574 大東市中垣内3-1-1)。

^{*3} 正員、(株)東芝(〒512 三重県三重郡朝日町繩生2121)。

^{*4} 正員、(株)東京機械製造所(〒220-01 神奈川県津久井町三井315)。

^{*5} 学生員、立命館大学大学院。

労データであり、これらをもって一般的な衝撃疲労データとすることは困難である。

衝撃荷重を実働荷重の一環として捉え、衝撃荷重効果を考慮した設計基準の確立を試みるには、まず、三角波状もしくは形波状の簡潔な応力波形下で 10^7 回以上の実用寿命領域に及ぶ実験を行い、こうした領域での強度特性に及ぼす波形効果を調べる必要がある。

本研究は衝撃円筒の駆動源を油圧・ばね系とする高速衝撃疲労試験機を試作し、試験機の適正な運転状態の検討および長時間の安定作動の確認のため二種の炭素鋼試験片により繰返し数が 10^7 回までの疲労試験を行った結果に関するものである。

本研究の結果、ここで開発した油圧・ばね式高速衝撃疲労試験機は簡潔な応力波形下で実用寿命領域に及ぶ疲労データを得るに適していること、および得られた実験結果は従来報告されてきた衝撃 $S-N$ 特性を再現していることなどが確認されたので、以下報告する。

2. 油圧・ばね式高速衝撃疲労試験機の構造および特性

既述したような簡潔な応力波形が得られ、試験片に伝達される衝撃応力波形の解析が可能なホプキンソン棒方式を基本原理とし、衝撃円筒を油圧・ばね機構により高速強制駆動する方法を採用して試験機の開発を行った。以下、本試験機の作動原理、主要部の機構について述べる。

2.1 試験機の基本原理および構造 まず図1に本研究で開発した試験機の原理、油圧経路、および計測・制御系を示している。ホプキンソン棒方式を原理とする衝撃疲労試験機は茶谷らにより開発され、特に低サイクル域での衝撃疲労研究に使用されてきているが、そこでの衝撃円筒の強制駆動方式はクランク・スライダ機構によっていたため高速化が困難であり、応力繰返し速度は約 10 Hz 程度である⁽⁷⁾。繰返し速度高速化のため、クランク・スライダを油圧・ばねに置きかえたものが、図1に示す試験機の作動機構である。図にみるように、衝撃円筒に固定されたラムとベッドに固定されたシリングからなるアクチュエータ内に油

図1 油圧・ばね式高速衝撃疲労試験機の構成図

図2 油圧・ばね式高速衝撃疲労試験機の構造図

圧ユニットよりロータリバルブを通して作動油を送入し、ラムと一体となった衝撃円筒を図の右方向に移動させて皿ばねユニットに押しつけ、複数枚の組合せからなる皿ばねに衝撃円筒打出し力となる弾性たわみを与える。次いで、ロータリバルブを回転させ、作動油を速やかに油圧ユニット側に排出し、組合せ皿ばねの弾性回復力により衝撃円筒を図の左方向へ打出し、鋼棒左端の衝撃フランジに衝突させる。ここで発生した衝撃応力は鋼棒中を伝ばして試験片に到達し、試験片には衝撃応力伝ば系の構成に対応した衝撃応力が負荷される。なお、衝撃応力の検出は後述の図6に示される鋼棒の試験片取付け側に設けられたロードセルもしくは試験片に貼付したひずみゲージによった。

次いで、図2に試験機本体の構造図、図3～6に本試験機の主要部となるロータリバルブ、アクチュエータ、皿ばねユニットおよび試験片取付け部の詳細を示している。図2にみるように、ベッド全長は3mであり、衝撃応力波形に影響を及ぼす基本的構成要素である衝撃円筒および鋼棒の長さをかなり広範囲に変更しうるように設計している。またベッドに横振動が生じると衝撃荷重発生、伝ば系に外乱を与え、良好な実験条件が得られないことから、ベッドには十分な剛性を持たせ、これを十分な質量のコンクリートブロックの上に固定している。

図3にアクチュエータ部の詳細を示している。衝撃円筒に二つ割りのフランジをネジで締め付け、その外部を摺動抵抗を軽減するために外周面をテフロンコーティングを施したキャップで覆い、これをラムとしている。ベッドに固定されたシリンダには送、排油孔がそれぞれ1個ずつ設けられているが、荷重伝達系への外乱振動を軽減するため、双方ともに試験機の荷重軸方向に沿うようにとり、また、衝撃円筒が衝撃フランジへ衝突する際の速度損失を少なくするためにシリンダからの排油過程を速やかに行う必要があり、このための排油孔を広くとっている。

図3 アクチュエータ部の詳細図

バルブボディおよびロータリバルブシャフトからなるロータリバルブの詳細を図4に示している。図にみるようにロータリバルブシャフトは中央部に壁を有する中空棒であり、軸対称にあげられた8個の穴を有し、中空部に内壁を挟んで90°のずれをもたせており、図にて壁の左方はアクチュエータへの送り側、右方は戻り側である。なお、C-CおよびD-D断面は図の上部に示すA-A、B-B断面とそれぞれ同様の経路をなすが、戻り油側のほうが大きな油圧経路となっており、また図中に示すBl.の記号を付した箇所はブラインドボルトにより作動油の流出を封止している部分である。図に示す状態はアクチュエータから油圧ユニットに油が戻る場合(B-Bの油圧経路が閉じ、D-Dの油圧経路は開いている状態)であり、ロータリシャフトが90°回転するとB-Bの油圧経路が開き、アクチュエータへの送油が行われる。図に示す機構の場合、ロータリシャフト1回転につき2パルスの送油が行われる。

図5に本試験機の主要部となる皿ばねユニット部の構造を示している。ホプキンソン棒方式の衝撃疲労試験機において応力繰返し速度の高速化を計るためには衝撃円筒に短い作動距離で一定の衝撃速度を与える必要があるため、衝撃円筒打出し部には皿ばねを採

図4 ロータリバルブの詳細図

用した。また、ばね定数等を変化させようように複数枚の皿ばねを組合せて使用し、簡潔な衝撃応力波形を得るための最適運転条件について検討を加えた。現在までの本試験機の運転経過より、図に示す皿ばねユニットの構造では次に挙げる欠点を有することが認められた。すなわち、(1)皿ばねが破損した際の破片の飛散等による事故防止を考慮して、組合せ皿ばねをケースに収納しているが、このことにより運転過程での皿ばねの損耗状態を目視で判断できない、また(2)油圧により衝撃円筒を組合せ皿ばねに押し付け、さらに衝撃円筒を打出す際の皿ばねの動作を拘束しないように皿ばね外周と収納ケース内周の間にいくぶんのすきまをもうけているが、このすきまにより試験機運転中に皿ばねのおどりを生じることなどである。こうした皿ばねのおどり現象が発生すると衝撃応力の大きさおよび形態に与える影響は許容しうる範囲にあるが、組合せ皿ばねの寿命に与える影響は大きい。次節に述べるように、図5の構造の皿ばねユニットを用いて一次元弾性波伝ば理論による解析結果とよく一致する衝撃応力条件下での疲労試験が可能であるが、試験機としての高度の完備性を得ようこの部分についてはさらに検討を加える予定である。

図6に試験片を取付け部の詳細を示している。両側

ネジの試験片を用い、一方をベッドに固定したブロックの試験片取付けネジに、他方を鋼棒端にねじ込み、ゴムシートを介してナットで締め付けている。なお、応力は鋼棒上の半導体ひずみゲージを貼り付けたロードセル、および試験片に貼り付けたひずみゲージより検出したが、次節に述べる実験結果を整理するに際しては後者によった。

2・2 試験機の特 性 前節に本試験機の作動原理および主要部の構造について述べたが、本試験機を用いて疲労試験を行うに先立ち、一次元弾性波伝ば理論による解析応力波形を求め、実際の試験機駆動時における応力波形との対応を試みた⁽¹⁰⁾。

まず、図7の左側に本試験機の基本構成を、右側に応力-時間特性曲線を示している。なお、特性曲線の作図の都合上、基本構成図の中のロッドの寸法を丸めて1600mmとし、試験片部の長さを60mmとした。特性曲線において実線で示すのは引張弾性波、破線で示すのは圧縮弾性波であり、 α_{ij} は反射係数、 β_{ij} は透過係数を示し、添字 i, j は基本構成図における各要素の番号に対応している。すなわち、例えば β_{12} は衝撃円筒が衝撃フランジに接触している状態での要素Iから要素IIへの弾性応力波の透過係数を意味する。

図5 皿ばねユニット部の詳細図

図6 試験片取付け部の詳細部

図7 試験機の基本構成および応力-時間特性曲線

図8 解析応力波形
(σ_0 は初期衝撃応力)

次いで、図7の特性曲線にて一点鎖線で表示する試験片中央部での衝撃応力の変化の様子を図8に示している。なお、図の縦軸は初期衝撃応力 σ_0 で除し、無次元化している⁽¹⁰⁾。これらの図より、図7の左の基本構成の場合には2度めのピークを有する三角波状の応力波形が得られ、いわゆる応力保持時間に対応する応力の低下が生じるまでの時間は約470 μ sであり、2度のピークは図7中にYとして示す引張波の入射によるものであることが観察される。

次いで、実際に試験機により得られる衝撃応力波形の例を図9(a)、(b)に示している。図(a)は油圧・ばね駆動部を取り外し、ラムを衝撃円筒に固定した状態で手動により衝撃円筒を衝撃フランジに衝突させて

(a) シリンダを取り外し、衝撃円筒にラムが固定された状態で衝撃フランジに手動で衝撃円筒を衝突させた場合の衝撃応力波形

(b) 油圧・ばね駆動時に得られる応力波形 (応力繰返し速度は約20 Hz)

図9 試験機により得られる衝撃応力波形

図10 試験片の形状および寸法

得られた応力波形である。また、図(b)は油圧駆動系を作動させ、約20 Hzの応力繰返し速度で試験機を運転した際に得られた衝撃応力波形である。図8と図9(a)、(b)を比較することにより、衝撃円筒高速駆動部として採用した油圧・ばね系は良好に作動しており、本試験機はホプキンソン棒方式の原理に従い作動することが確認された。

3. 実験結果

本試験機開発の目的は簡潔な衝撃応力波形下で長寿命領域までに及ぶ標準的衝撃疲労データを得ることにより、前章に述べた試験機の開発に引き続き、炭素鋼切欠付き試験片を用いて、二、三の実験を行った。本章では従来の衝撃疲労研究の結果と対応させながら得られた実験結果について報告する。

1章で述べたように、現在までの長寿命領域までに及ぶ衝撃疲労データは数種の高速度運転が可能な試験機を用いて得られているが、衝撃ねじり応力下での実験結果を除き⁽¹¹⁾⁽¹²⁾、特に比較的高繰返し側においてほぼ一様に通常の疲労強度を下回り、疲労限度の消失する場合のあることが明らかにされている。しかし、実験応力が複雑なことからこれらの衝撃疲労S-Nデータを衝撃応力波形との対応で分析的に評価を加え、衝撃荷重の効果を考慮した疲労設計基準の検討を試みることは困難である。

金属材料の衝撃疲労強度を体系的に検討する上でまず必要なことは簡潔な応力波形下で基本データを採取し、さらに負荷時間等の応力波形を構成するパラメー

図11 S35C鋼焼なまし材の衝撃疲労強度 [試験片形状は図10(a)]

図12 S45C鋼調質材の衝撃疲労強度 [試験片形状は図10(b)]

タに変化を与え、長寿命域での衝撃疲労強度に及ぼす応力波形効果に関する知見を得ることである。このことより本研究では引張強さ 570 MPa の S 35 C (0.34 % C) 鋼焼なまし材よりなる図 10(a) の試験片および引張強さ 1 530 MPa の S 45 C (0.47 % C) 鋼調質材よりなる同図(b)の試験片を用いて、荷重繰返し速度を約 20 Hz とし、繰返し数が 10^7 回の範囲で一連の衝撃疲労試験を行った。なお、両試験片切欠部の引張荷重に対する形状係数 α を図中に示しているが、上述の供試材料と試験片形状の組合せをとったのは試験機の荷重容量の確認も兼ねたことによる。また、得られた衝撃疲労試験結果と比較するために正弦波荷重下での疲労試験も行ったが、これには容量 30 kN の電気油圧サーボ形疲労試験機を用い、図 9 の衝撃応力波形に対応するように応力比 $R=0$ とし、また荷重繰返し速度が 30 Hz の条件で S-N データを得た。

本研究で開発した試験機により図 9 (b) に示す衝撃応力波形下で得られた衝撃 S-N 曲線を正弦波荷重下での結果と対応させて図 11 および図 12 に示している。まず、S 35 C 鋼焼なまし材による実験結果を示す図 11 より、疲労強度に及ぼす衝撃荷重効果は比較的高サイクル側に顕著に現れ、疲労強度の低下を生じていることが観察される。次いで、S 45 C 鋼調質材による結果である図 12 においても上とほぼ同様の強度傾向が観察される。本試験機により得られた結果は前述した従来の衝撃疲労研究の成果の特徴をよく再現しており、本研究の基本的目標は遂行されたが、記述のように衝撃円筒の打出し部に改良すべき点があることなどを含め、今後さらに試験機構造について詳細な検討を加え、運転速度を高めるとともに、各種材料について基本的応力波形下での衝撃疲労データを得、衝撃疲労設計基準の確立を試みたい。

4. 結 言

本研究では試験片に作用する応力を解析的に評価し得るホプキンソン棒方式を原理とし、衝撃円筒を油

圧・ばね系で駆動する高速衝撃疲労試験機を開発し、これを用いて炭素鋼試験片による衝撃疲労試験を行った。

本研究で得られた主な結論は次のとおりである。

(1) ホプキンソン棒方式の衝撃疲労試験機において衝撃円筒駆動部として油圧・ばね系を採用し、高速運転が可能な衝撃疲労試験機の開発を試みた。開発した衝撃試験機を用いて得られる衝撃応力波形は一次元弾性波伝ば理論による解析応力波形によく一致しており、応力繰返し速度が約 20 Hz の条件下で期待した作動特性を有することが確認された。

(2) 本研究で開発した試験機により二種の炭素鋼試験片を用いて荷重繰返し速度が約 20 Hz の条件下で衝撃疲労試験を行い、正弦波荷重下での結果と比較した結果、比較的高繰返し数側において衝撃荷重下での疲労強度低下の顕著なことなど、従来の衝撃疲労研究の結果を再現していることが認められた。以上のことより本研究で開発した衝撃疲労試験機は基本的衝撃疲労データを得るに適していると結論される。

終わりに、本研究は文部省科学研究費補助金〔試験研究(I), 58850020〕の援助を受けて遂行されたものであることを付記して謝意を表する。

文 献

- (1) 田中・中山, 材料, 23-252 (昭 49), 678.
- (2) 中山・田中, 材料, 34-387 (昭 60), 1483.
- (3) 茶谷・中沢・中原, 機誌, 73-622 (昭 45), 1508.
- (4) 茶谷, 機械の研究, 24-1 (昭 47), 31.
- (5) 内田・岡部・矢野・森, 材料, 27-303 (昭 56), 1171.
- (6) 岡部・矢野・森, 材料, 30-328, (昭 56), 28.
- (7) 茶谷, 機論, No. 764-2 (昭 51-3), 58.
- (8) 田中・中山, 機論, 39-320 (昭 48), 1072.
- (9) 秋園・村上, 徳島大学工学部研究報告, 第 23 号, (昭 53), 129.
- (10) 松本・三室・松森・中原, 機論, 29-197 (昭 38), 49.
- (11) 岡部・矢野・内田・森, 機論, 50-449, A (昭 59), 41.
- (12) 能瀬・坂本・中山, 日本材料学会第 35 期通常総会講演会前刷, (昭 61-5), 22.

討 論

〔質問〕 村 上 理 一 (徳島大学工学部)

以下の点についてお尋ねいたします。

(1) 材料の破壊挙動は衝撃速度に強く依存するはずであるが、今回開発した試験機のそれはいくらか。また開発にあたってどのように考慮したか。

(2) 図 7 のホプキンソン棒タイプでは得られる波

形が矩形形状になってよいと考えるが、実際には図 8 のような三角波になっている。その理由は何か。

(3) 繰返し速度が大きくなったとき皿ばねに振動が生じ、衝撃円筒の動きと同期が取り難いと思うが、この点にどのような配慮をしているか。また図 9 には衝撃波形の一部を拡大して示しているだけで、波形

の全体が不明である。得られた衝撃波形には後続の減衰部や衝撃円筒の二度打ちによる波形が生じていないのか。もしあるとすれば、図 11, 12 の結果にどのように影響しているか。

〔回答〕(1) ご指摘のとおり、衝撃速度は衝撃応力波の大きさとして衝撃疲労強度を支配するパラメータとなる。本実験範囲での衝撃速度は約 1 m/sec 前後である。本試験機の場合には油圧により衝撃円筒を皿ばねに押しつけ、油圧を迅速に抜き、皿ばねの弾性回復力で衝撃円筒を打ち出すが、特に作動油を速やかに排出するためのシリンダの設計に注意を払うなどホプキンソン棒方式の衝撃疲労試験機としての作動に駆動系が外乱を与えないように考慮した。

(2) 本研究の場合には図 2 の試験片断面積のその左方のロッド断面積に対する比を小さくとしたことから、試験片両端部での反射波が大きく、一次元弾性波

伝ば理論による解析応力波形は、図 8 に示すような三角波状衝撃応力波形となるが、これは図 9 に示す実際に得られる応力波形と良く一致している。試験片とロッドの断面積比を適当にとれば理論的にもく形波状応力波形が得られる。現在、上記の点および衝撃円筒の長さを変化させ、種々の衝撃応力波形下で実験を遂行すべく準備中である。

(3) 本文中にも記述しているように、ご指摘の皿ばねのおどりは本試験機の改良すべき点であり、本実験遂行中はゴム板で皿ばねの振動を押さえる措置をとったが、以後コイルばね、または 1 枚の板ばねに置き換え、作動特性を調べている。

図 9 に示す応力波に継続する減衰波は試験片取付け状態などに依存して現れ方が異なるが、おおよその実験条件下で 1 次応力波の 1/3 を超えないことから、疲労寿命には影響を与えないと考えられる。