

ISSN 0452-2982
UDC 620.178.7
778.534.83

航空宇宙技術研究所資料

TECHNICAL MEMORANDUM OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TM-754

落下式衝撃試験装置の開発

峯岸正勝, 熊倉郁夫, 岩崎和夫

2000年12月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

目 次

1 . 序 論	1
2 . 現有落下式衝撃試験装置	2
2 . 1 装置の性能	2
2 . 2 装置の問題点	3
3 . 開発した落下式衝撃試験装置	3
3 . 1 開発目的	3
3 . 2 開発した装置の構成	3
4 . 開発した装置の機能と性能	4
4 . 1 落下式衝撃負荷装置	4
4 . 2 懸垂装置	5
4 . 3 重錘分離装置	7
4 . 4 速度・変位計測装置	9
4 . 5 計測装置	12
4 . 6 高速度ビデオカメラ装置	13
5 . 性能確認試験	15
6 . 結 論	18
参考文献	19

落下式衝撃試験装置の開発*

峯岸正勝*¹, 熊倉郁夫*¹, 岩崎和夫*¹

Development of a falling-weight impact testing machine at NAL

Masakatsu MINEGISHI, Ikuo KUMAKURA, Kazuo IWASAKI

ABSTRACT

This paper describes the specifications of a falling-weight impact testing machine developed by NAL. The new in-house testing machine has a maximum impact energy capacity of 5kJ and is suitable for studying the behavior of energy-absorbing structural elements and the dynamic fracture of small-scale structural models. The system is equipped with a high-speed data acquisition system including a digital high-speed video recorder.

Key words: Impact testing machine, i Impact test, Data acquisition system

概 要

航空機が事故により破損に至る様な衝撃環境に遭遇した場合、搭乗者の生存率を向上させるため搭乗者や搭載物に伝わる荷重をある許容限度内のレベルまで低減することを目標に現有落下式衝撃試験装置を用いて衝撃吸収部材の研究を進めてきたが、当装置の負荷エネルギーが最大413Jと小容量であるため開発した衝撃吸収装置の実用形態での性能確認や試験レンジの設定範囲等に多くの制約が発生した。また、計画する航空機構造モデルの落下衝撃試験の実施にも対応できる負荷容量の大きな装置が必要となった。

開発した装置は構造要素の落下衝撃試験等に於いて想定される最大負荷エネルギー5 kJと供試体の各種取付方法に対応できることを条件とした。ここでは、開発に当たって考案した個々の要素と計測システムとして新規に導入した高速度デジタルビデオカメラ装置の概要ならびに胴体下部構造モデルを用いた装置の性能確認試験について報告する。

1. 序 論

航空機が事故により破損に至る様な衝撃環境に遭遇した場合、搭乗者の生存率を向上させるためには搭乗者や搭載物に伝わる、または、それ自身の慣性に起因する荷重をある限度内の許容レベルにまで低減する必要がある。著者らは航空安全に関する研究の一環としてアルミニウム円管の破壊による衝撃吸収特性の研究を進めてきた。^{1,2)} 個々の試験片や小規模な構造要素の供試体の衝撃負荷試験には現有の落下式衝撃試験装置を用いてきた

が、負荷エネルギー容量が最大413Jと小容量であり、研究成果を基に開発した衝撃吸収装置の実用形態での性能確認試験や試験レンジの範囲設定等に於いて負荷容量不足に起因する多くの制約が発生した。また、機体構造要素の耐衝撃性向上に関する研究で計画する規模の衝撃負荷容量にも対応できる装置が必要となった。

試験装置の試作に於ける目標は、開発した衝撃吸収装置の実用形態での性能確認試験の実施をはじめ、試験レンジ範囲に制限を生じて実施できなかった衝撃エネルギー領域の追加試験や今後計画する機体構造要素の試験に必

* 受付け 平成12年10月2日受付 (received 2 October 2000)

* 1 構造材料総合研究グループ (Structures and Materials Research Group)

要な現有の10倍強の負荷エネルギー5 kJの能力を有することである。ここでは、フレーム構造、重錘の懸垂装置及び分離装置等の開発を行った。また、計測装置は速度・変位計測装置及び高速度デジタルビデオカメラ装置を含めた総合計測システムとして構築した³⁾。以下に、現有の試験装置及び開発した試験装置の概要ならびに性能について述べる。

2. 現有落下式衝撃試験装置

2.1 装置の性能

本装置は米国 General Research Co. 製の Dynatup GRC-8250 型機である。Fig. 1 に示す現有の試験装置は同機の標準型フレームと下部に特注試験台を追加した構成である。それぞれの主要寸法は標準フレームの床面積510 mm × 460 mm、高さ2100 mmと特注試験台の床面積1100 mm × 1100 mm、高さ930 mm等であり、フレーム中央には159 mm幅で19 mmの鋼製円柱を2本垂直に固定してある。この支柱間を繋ぐ上下のメンバとこれを両側面より挟んで固定するプレートで四辺形の重錘を構成している。この重錘はワイヤロープ、天井の滑車を介してホイストモータで所定の高さに懸垂され分離落下する。支柱と上下メンバとの接触部分には摩擦抵抗を減少させるための滑り軸受(銅合金)が挿入してある。重錘は総重量を変更するため6種類のプレートを用意しており、これらを交換または追加することで約2.5 kg (5.5 Lbs) から

約45.3 kg (100 Lbs) を選択できる。また、下部メンバの下面中央に円柱状の専用負荷ジグ(以後、タップと呼ぶ。)を固定し、この先端が床面に設置した供試体に接触することより局所的な衝撃を負荷することができる。重錘を落下させる方法には自由落下モードと加速モードの2方式がある。自由落下モードでは上記の全ての重錘を最大1 mより落下させることが可能である。このモードでの最大速度は約4.27 m/sec、最大負荷エネルギー413 Jである。一方、加速モードでは空気源、ソレノイドバルブ、エアシリンダ、コイルスプリング等で構成するアシストシステムにより圧縮されたコイルスプリングの反発力を利用して最小重量(約2.5 kg)の重錘を最大速度13.4 m/secで落下させることが可能である。このモードでの最大負荷エネルギーは224 Jである。この方式は速度のみを広範囲に変化させて供試体物性の速度依存性等の検討等を行う場合に用いられる。装置が所有する試験規格(Boeing 7260 Composites Damage等)に用いるタップは先端形状が6.35 mm (1/4"), 12.7 mm (1/2")及び15.875 mm (5/8")の半円球であり、最も細いものを除く他の2種類には先端付近の軸内に荷重を検出する素15.5 kN (3500 Lbs)及び44.5 kN (10000 Lbs)を計装化している。タップの形状をFig. 2に示す。標準フレームでの有効試験スペースは159 mm × 350 mmであり下部の特注試験台での試験スペースは1000 mm × 1000 mm、高さ560 mmである。その他、シングルインパクト用の2度打ち防止機構や供試体の飛散を防止するための透明ガラス扉等を装備している。また、装置に付属するデータ収集/表示/解析装置は供試体が衝撃を受けて破壊または損傷を生じる

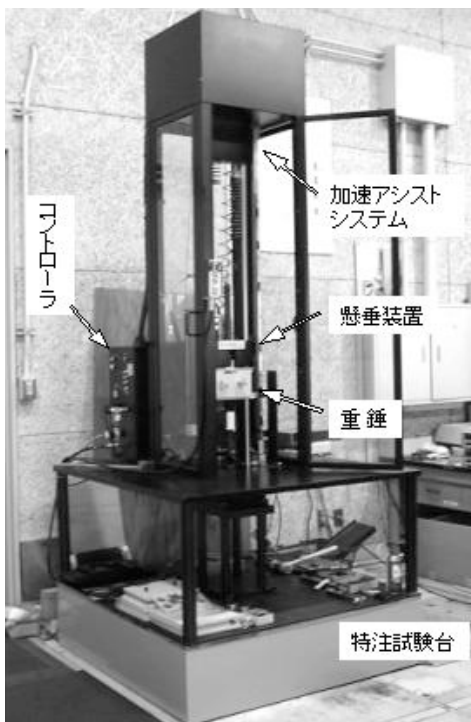


Fig. 1 現有落下式衝撃試験装置

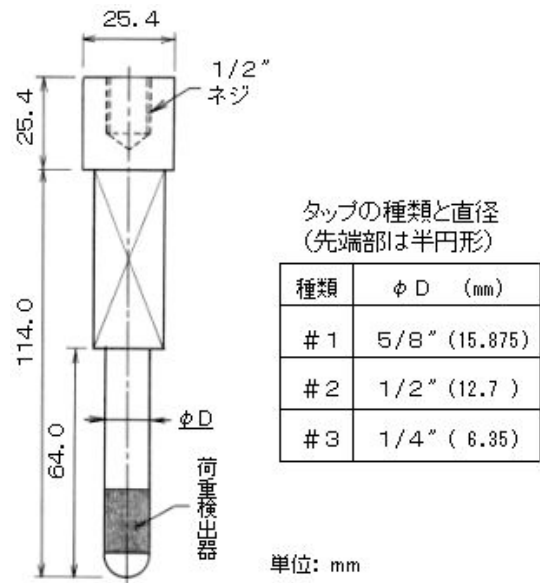


Fig. 2 タップの形状

際の荷重変化の検出から破壊等に要したエネルギーや荷重の変化曲線，最大荷重，降伏荷重，変位等を専用のソフトウェア（IBM-basic）により求めるものである。

2.2 装置の問題点

本装置は小規模な衝撃負荷試験を行う機種としての特徴から，主として複合材料の部分構造要素や試験片等の供試体に初期損傷を付与し，その後の静強度や疲労強度等に及ぼす影響等を解明するために用いられることが多い。ここで供試体に衝撃を負荷する重錘及びタップは，前述のとおり長さ1480 mm，直径約19 mmの2本の鋼製円柱を鉛直かつ平行に立て，その両端を構造フレームに固定した支柱に滑り軸受を介して支持されている。重錘の自由落下の滑らかさを維持するためには支柱の鉛直軸を曲がりのない正常な状態に保つことが重要である。このため試験に於いては支柱に出来得る限り曲げモーメントを発生させないような考慮が必要があるが供試体の接触面の形状や変形及び破壊形態によって大きな衝撃的曲げモーメントが発生する場合がある。このため仕様の限度またはこれに近い衝撃エネルギーの試験条件に於いては事前に曲げモーメント発生の予測を十分検討する必要がある。しかし，供試体は研究目的により荷重レンジを本装置の最大負荷容量以内とすることが困難な場合がある。例えば，過去に計画したアルミニウム円管の衝撃吸収試験の場合は，最大容量の数倍程度までの負荷容量が必要であった。また，胴体下部構造模型の落下衝撃試験に於いては本装置の最大容量の10倍程度までの衝撃エネルギーが必要であった。

本装置は標準型フレーム内の試験スペースに取付けることができないような大きなサイズの供試体についても試験を可能とするために下段に1000×1000 mm，高さ560 mmの試験エリアを有する特注試験台を装備しているが，このエリアでの試験形態は標準フレーム取付床面に設けた直径100 mmの貫通孔を通してのみ床固定の供試体に負荷することができる。この試験形態では負荷用タップの長さが標準仕様では不足するため約100 mmの延長が可能なタップエクステンダを追加しなければならない。この場合，重錘の下部メンバより中空のタップエクステンダを貫通して直径12.7 mm (1/2") のネジ1本で標準タップを固定する。このため標準タップを下部メンバに直付きの形態と比較して更に負荷時の曲げモーメント発生を小さくする注意が必要である。アルミニウム円管の破壊による衝撃吸収試験に於いては高荷重域で円管の座屈または非対称破壊を伴うことが多いため曲げモーメントが発生する可能性が高い。また，開発した衝撃吸収装置の実用形態での動作確認試験や計画中の胴体下部構造模型の落下衝撃試験に於いては，更に大きな曲げモー

メントの発生が想定される。これらの試験条件から装置の衝撃エネルギー容量の拡大が必須であった。上記の負荷条件から単に垂直方向の衝撃荷重拡大のみでなく曲げモーメントに対する検討も必要である。また，開発中の衝撃解析手法の精度検証に関連して，供試体のサイズ拡大や負荷方法の多様化等の要求にも対応できることが必要である。計画の胴体下部構造模型での負荷条件は，最大落下速度10 m/sec，最大負荷エネルギー5 kJ（将来的には15 kJに拡大）が必要であり，供試体を重錘に直接取付けた自由落下試験の実施が要求される。また，複数点の分布荷重負荷及び現有装置のタップも使用できること等を考慮する。更に，高速度領域に於ける重錘の大変位量の検出にも新たな問題が発生するため，高速度で検出可能な変位計測装置の開発も必要となった。

3. 開発した落下式衝撃試験装置

3.1 開発目的

前述のとおり本装置の開発目的は，当所で開発したアルミニウム円管の破壊を利用した衝撃吸収装置の実用形態での動作確認，胴体下部構造模型の落下衝撃試験の実施ならびにアルミニウム円管の衝撃吸収特性の試験等に於いて要求された衝撃エネルギーの拡大である。開発条件として検討を要する主要項目は以下のとおりである。

1. 最大衝撃エネルギーは5 kJを確保すること。ここでは，将来の容量拡大（15 kJ程度）を考慮した検討も行う。
2. 最大速度は10 m/secとすること。
3. 支持フレームは曲げモーメントに対する高剛性化を図ること。
4. 重錘下面に供試体取付部を有すること。
5. 滑り軸受は耐荷重，耐寿命及び低摩擦抵抗を有すること。
6. 懸垂装置の能力は衝撃エネルギーの容量を拡大した場合でも，対応可能であること。
7. 懸垂装置の移動速度は可変であること。すなわち，大きな移動距離の高速度運転と高精度な位置設定に必要な微速運転を連続的に出来るものとする。
8. 重錘分離機構は重錘重量の大小に関係なく，高精度に分離タイミングを設定できること。
9. 重錘の変位検出は高速度で大変位量を連続的に伝えること。

3.2 開発した装置の構成

本装置は Fig. 3 に示す落下式衝撃負荷装置及び計測装置により構成される。衝撃負荷装置は供試体取付台の上に鉄骨フレームを固定し，このフレームの両側面の水平桁の内側中央部にガイドレールと直動スライドユニット



Fig. 3 試作した落下式衝撃試験装置

用トラックレール（以後、トラックレールと呼ぶ）及びスライドユニットを垂直に敷設している。更に、このスライドユニット間をそれぞれ個別に結合した重錘と懸垂装置が有り、これを上下に移動するワイヤロープ、滑車、変速機付モータ（以後、モータと呼ぶ）及びワイヤ巻取機等から構成されている。懸垂装置は重錘を自由落下させる分離装置を内装し、重錘高さ検出器を装着している。また、フレーム下部外周には供試体破壊時の飛散等に対処するための透明な囲いを設置している。各装置及び構成部品の機能及び性能の詳細は第4項に示す。

4．開発した装置の機能と性能

4.1 落下式衝撃負荷装置

装置は床面積960 mm × 1160 mm、高さ360 mmの供試体取付台に鉄骨フレームを載せた構造である。フレームを構成する4本の支柱は80 mm × 80 mm × 3.2 mmの角形鋼管であり、この支柱に高さ約500 mm間隔で水平桁（75 mm × 40 mm × 5 / 7 mmの溝形鋼）を溶接した矩形トラス構造である。鉄骨フレームの全高は5,600 mmであるが設置場所の天井高さや搬入路の高さ制限から2,600 mmと3,000 mm高さに上下2分割して製作し、設置後にボルトで結合している。上段フレームは天井板の中心に懸垂ワイヤロープ用の貫通孔と上面に滑車を固定してある。また、フレーム中間位置の側面に懸垂用モータの設置台を設けてある。下段フレームは試験時の破壊状況の観察（高速度ビデオカメラ撮影）範囲の拡大と供試体搬入及び準備作業の便宜さのため前面の水平桁を床面よ

り1,500 mmの範囲で取り除いてあり、この範囲の外周には衝撃破壊時の供試体破片の飛散等から試験担当者や計測装置等を保護する安全透明扉を設置してある。ガイドレールは曲げ及び捩れ変形がないように100 mm × 40 mmの角形鋼（SUS303）に高精度な平面研磨加工を施し、フレーム両側面の水平桁中央部に垂直に設置した。次に、このガイドレール表面を基準面としてトラックレールを敷設する。全移動範囲に於いて対向するトラックレール上面との直線度及び平行度を0.1 mm以内に仮調整した後、懸垂装置及び重錘に組込んだ直動スライドユニットの片側を固定する。もう一方の従動側直動スライドユニットの固定は従動側の仮結合の状態に於いて平行度、円滑な移動状況を計測、確認しながら、更に精度を0.01 mm以内となるまで各フレーム固定点でシム調整を繰り返し行うことで達成した。この作業の精度は重錘及び懸垂装置の走行、自由落下時の摩擦抵抗の低下及び寿命延長等に重要な影響を与えるため、最大限の精度確保を期した。

供試体取付台は300 mm × 300 mm × 10 / 15 mmのH形鋼を主桁に枠組みし上下面に厚さ30 mmの平板鋼を溶接した構造である。内部の隙間部分にはコンクリートを充填し、自重を約2,000 kgとした。床面に負荷される衝撃荷重を本取付台部分で出来る限り吸収するため底面に衝撃吸収材を敷設した。取付台上面には供試体または接触条件を変更するジグ固定用のネジ穴（M16）を格子状に100 mmの等間隔に配置した。重錘の落下制限位置用のストッパー等を除く床面での最大有効試験エリアは680 mm × 1140 mmである。重錘は基本となる高剛性の枠組構造体に両側面より数種の矩形板を交換または加算してボルト固定する方式で規定の合計重量を設定できる。ここでは最小約40 kgより5 kg間隔に100 kgまでが可能である。

装置の強度設計は、初期の開発目的である衝撃エネルギー5 kJを将来的に3倍程度（15 kJ）まで拡大可能とするため、フレームを始めとしてトラックレール、直動スライドユニット、懸垂用ワイヤロープ及びモータの低速軸ラジアル荷重等に予め余裕を持たせてある。例えば、重錘及び懸垂装置に用いた直動スライドユニットは左右に各2個を密着装填しており、最も小さい曲げ方向のモーメント荷重でも基本耐荷重は静荷重17,200 kgf、動荷重11,440 kgfである。用いた直動スライドユニットの構造をFig. 4に示す。スライドユニットは2条列に1周する鋼球ボールベアリングを内部に配置し、トラックレール上を直線移動すると配置した鋼球が個々に回転しながら同一方向に移動するため多数のボールベアリングによってトラックレールの凹部及び平面の精密研磨面を支持し、高い耐剛性及び耐負荷性能を発揮できる。当然のことではあるが前述の高い寸法精度による設置がスムーズな走

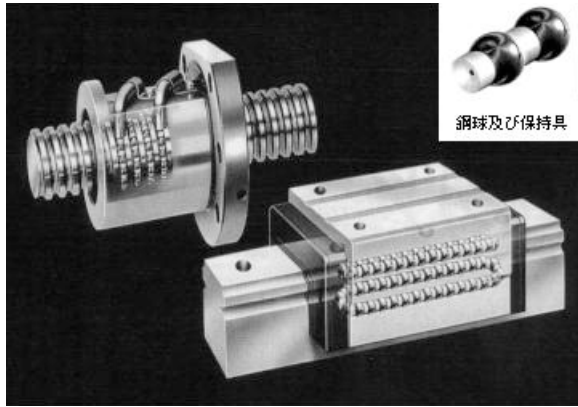


Fig. 4 直動スライドユニットの構造

行と優れた低摩擦特性を確保できる条件となる。選定した機種標準型スライドユニットでは Fig. 4 に示すように鋼球ボールベアリングは2条列に配置されており、隣合う各鋼球同士の衝突及び接触干渉による鋼球の競り合いをなくすことで低振動、低騒音、高作動性等を得る新開発の樹脂製保持具を各鋼球間に挿入しているが、この機種の仕様では最大使用速度は4 m/sec に制限されている。落下負荷装置は最大使用速度が10 m/sec 必要であり、使用条件から落下する重錘が供試体または試験台床面に衝突すると急激に停止するカリバウンドすることとなるため直結したスライドユニットのボールベアリングでは、各鋼球の運動は一方向に高速回転しながら移動している状態から急激に停止または逆回転の動作になるため各鋼球間で激しい衝突が発生する恐れがある。この様な使用形態では、樹脂製保持具は一般的な運転パターン（例えば、始動加速、定常速度及び減速停止運転）と比較して柔軟な樹脂部が低寿命で変形し初期仕様性能を維持することができない。また、従前品の保持具のない機種では鋼球間に大きな間隙があるため各鋼球同士の点衝突が繰返し発生するため、更に高振動の発生、摩擦抵抗の拡大が起こり、ユニット全体の低寿命化の原因となる。そこで、潤滑膜面を有する金属面同士による接触とする特別仕様とした。ここでは、金属面接触の高周波振動音の発生はある程度許容することとして、保持具の樹脂材料をステンレス鋼に代替した。

衝撃試験に於ける供試体の装着方法及び負荷の付与形態は、現有衝撃試験装置の場合には、供試体を試験台床面に固定して重錘下面に取付けた専用タップによる負荷方法のみであったが、開発装置では重錘構造の全体剛性を高めた上で、重錘取付下面の面積を拡大し複数個の取付部により供試体を直接固定することが可能である。この部分への取付変更することで供試体に任意の分布付加重量を模擬した取付けも可能となり、各種の落下試験の

実施が可能である。現有の標準タップや各種の負荷ジグの取付け及び試験台床面の接触条件を変更するジグ等も容易に設置できる。

安全透明扉は、供試体の破壊破片の飛散から試験担当者や計測装置の保護を行う目的と同時に、試験準備等での扉の解放時に分離装置の誤操作による重錘落下を防止する安全装置の機能も有する。

4.2 懸垂装置

本装置は試験条件により決定する重量の重錘を係合して任意高さに懸垂静止させたり、装置単独で任意の位置に移動可能な機能を有する。装置は重錘と同一のトラックレール上を移動する直動スライドユニットを装着した本体とその上面の中心に結合したワイヤロープ、フレームの天井上面及び外側面に設置した滑車、ワイヤロープ巻取機、モータ、モータ用コントローラ及び位置検出器より構成される。本体に結合したワイヤロープがフレーム天井板の上部及び側面に取付けた滑車を介してモータ直結のワイヤロープ巻取機のドラムに巻込まれることにより上方へ移動する。逆に、巻込まれたワイヤロープをドラムより放出することにより下方へ移動する。本体のみの単独降下時のモータ最大速度に対してドラムからのワイヤロープ吐出しに緩みを生じさせないための一定張力をドラム側に確保する必要があるため、装置の自重を約20 kg とした。

懸垂用モータの容量及び減速比を決定するためには試作する装置のサイズや容量にある条件を与える必要がある。ここでは、以下の条件からモータの容量及び減速比を求めることとする。まず、装置の基本構想である重錘をワイヤロープで吊上げ、天井の滑車を介してモータで巻取する場合の模式図を Fig. 5 に示す。ここで、使用する滑車の直径及び重量を $\phi 1 = 0.2 \text{ m}$ 及び $W1 = 2 \text{ kg}$ 、巻取

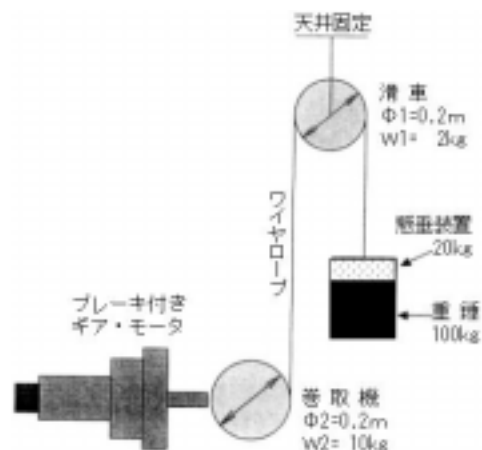


Fig. 5 懸垂装置の模式図

機のローラー直径及び重量を $D = 0.2 \text{ m}$ 及び $W_2 = 10 \text{ kg}$ とする。また、最大巻取速度を $V_{\max} = 0.1 \text{ m/sec}$ と仮定すると駆動軸の回転速度 V は次式で与えられる。

$$V = 60 \times V_{\max} / (2 \times \dots) \quad \dots(1)$$

式より、 V は約 9.55 rpm となる。

ここで、4 極モータを用いて最大 80 Hz (2400 rpm) でインバータ変速すれば、モータ減速比は 2400 / 9.55 251.3 となり、変速機の減速比を 1 / 251.3 以下とすればよいこととなる。変速機としてはインポリュートギヤ減速機や内接式遊星歯車機構と円弧系歯形の組合わせによるサイクロ減速機等が一般的に用いられているが前者はギヤの滑り接触を利用するため噛合率が少なく荷重伝達効率が低い。また、騒音が大きく寿命も短い。一方、後者は内歯車に円弧歯形、外歯車にエピトロコイド平行曲線を利用しているため噛合率が高く荷重伝達率、耐寿命及び低騒音性も優れている。これらの理由から本装置には後者のサイクロ型減速機を採用することとした。ここで、住友重機工業社製の標準機種を例にとれば、減速比が 1 / 6 から 1 / 7569 まで 100 種類以上も用意されているので先に算出した減速比 1 / 251.3 以下で最も近い 1 / 273 を選定できる。

Fig. 5 で想定する負荷重量 W の最大値は懸垂装置の自重 20 kg (一定) と重錘 100 kg の合計の 120 kg であり、減速機の機械効率 $\eta = 0.8$ 、安全率 $\gamma = 1.5$ と仮定すれば、懸垂に必要なモータの負荷トルク T_L (kg-m) の最大値は次式で与えられる。

$$T_L = 2 / 2 \times W \times 1 / \eta \times \dots \quad \dots(2)$$

式より、 $T_L = 22.5 \text{ kg-m}$ となる。従って、モータ軸換算の負荷トルク T_M は

$$T_M = T_L \times (\text{減速比}) / (\text{減速機効率}) \quad \dots(3)$$

$$= 0.103 \text{ kg-m}$$

次に、モータ容量 P (kW) は、次式で与えられる。

$$P = 2 / 60 \times 1 / C \times T_M \times N \quad \dots(4)$$

ここで、 N は回転数であり駆動軸の回転速度 V ($= 9.55$) に対する減速比 ($= 1 / 273$) の商で 2607.15 ある。C は係数で 102 である。

(4) 式より P は 0.276 kW となる。この容量に対応するモータの機種としては 0.4 kW と 0.75 kW があり計算上は 0.4 kW でも十分であるが、本装置で計画する負荷重量の拡大予定を見込んで余裕のある 0.75 kW モータ (住友重機工業製: CHHM-1-4145DB-B-273 型) を採用することとした。

モータ始動トルクの選定 (モータ GD^2) は相手機械系

を始動させるために必要な負荷トルク (負荷 GD^2) に対して常に上回る値を持たなければならないため、この機種のモータ GD^2 と負荷 GD^2 を比較検討する。負荷 GD^2 は、次式の合計から算出される。

$$\text{負荷}; W \times 1 = 120 \times (0.2)^2 = 4.8 \quad \dots(5-1)$$

$$\text{滑車}; 1 / 2 \times W_1 \times 1 = 0.5 \times 2 \times (0.2)^2 = 0.04 \quad \dots(5-2)$$

$$\text{巻取ローラー}; 1 / 2 \times W_2 \times 2 = 0.5 \times 10 \times (0.2)^2 = 0.2 \quad \dots(5-3)$$

(5-1) ~ (5-3) 式より、負荷 GD^2 の合計は 5.04 (kg-m²) となる。また、この値のモータ軸換算値は

$$\text{負荷 } GD^2 \times (\text{減速比})^2 \quad \dots(5-4)$$

式から、 $5.04 \times (1 / 273)^2 = 6.76E-5$ (kg-m²) となる。

ここで、今回採用した機種 (ブレーキ付モータ) の定格モータ GD^2 は 5.20E-3 (kg-m²) であるから、先に算出した負荷 GD^2 に対するトルク余裕は約 2 桁大きな値である。運転始動に対するトルク不足の問題は無視しても良いことが分かる。また、計画する負荷用重錘が現在の 3 倍に拡大した場合を検討する。この場合では (5-1) 式のみが $320 \times (0.2)^2 = 12.8$ となり、(5-2) 及び (5-3) は同一であるから負荷 GD^2 の合計は 13.04 (kg-m²) となる。上記同様にモータ軸換算では $13.04 / (273)^2 = 1.75E-4$ (kg-m²) となり、この場合でも約 30 倍の余裕がある。従って、このモータの容量は重錘拡大を行った場合でも十分であることが確認できた。

モータ用コントローラは制御盤及びリモートコントローラより構成される。制御盤は三木ブリー (株) 社製小型インバータ型制御器 (V1-07-3-H62) を主制御器とし電源、モータ、懸垂範囲の上下限用リミットスイッチ及び重錘分離装置のリリース回路の出力ターミナルとその制御、保護回路を内蔵している。また、リモートコントローラは懸垂装置の移動速度設定と指示計 (インバータ周波数) 及び運転準備 (リセット)、上昇、下降、非常停止及びリリーススイッチ等の押ボタン式スイッチを配置した 10 m 長さのケーブル付操作ボックスである。ここで、重錘の分離操作は 2 個のリリーススイッチを同時に押した場合のみ出力信号 (DC + 5 V) を送出するため誤操作防止が計れる。移動速度設定ボリュームは懸垂装置の移動距離が最大 5 m もあるため、所定位置までの迅速な移動 (高速性) と正確な位置決め (低速性) を効率的かつ高精度に実施するためのモータ回転数制御器のインバータ周波数を調節するもので、動作中でも 5 ~ 90 Hz の範囲で無段階に変速することが可能である。懸垂装置の移動速度 S (m/sec) は次式により算出できる。

$$S = R \times Q \times \dots \times 1 / 273 \dots (6)$$

ここで、Rはワイヤロープ巻取機の半径0.1 m、Qはインバータ周波数 (Hz) である。式より、最高移動速度 S_{max} は0.104 m/sec (Q = 90 Hz)、最低速度 S_{min} は0.0058 m/sec (Q = 5 Hz) であり約18倍の変速が可能である。

移動範囲の制限を行うために設置した上下限用リミットスイッチと非常停止スイッチの作動時にはモータ内蔵のブレーキ機能により懸垂モータは急停止する。また、移動中を含む停電時には上記の停止スイッチの作動と同等の急停止状態となり、その懸垂保持能力は通常の停止状態と同等のブレーキ力である。停電復帰後も、リモートコントローラの運転準備スイッチを再リセットしない限り全ての動作機能が再開できない安全重視の設計とした。

重錘の落下高さ設定には、本装置の側面に設置した非接触式長距離レーザー変位測定器 (KEYENCE社 LF-2510) を用いた。本器はレーザー反射用測定基準面を試験台床面に設置し、懸垂装置と係合した供試体を下降させて負荷開始点を0.0 mmとセットすれば、任意の懸垂高さはデジタル表示値を確認しながら設定できる。測定基準面が標準白紙で5 m、反射シートを利用すれば最大25 mまで ±0.5 mmの精度で検出が可能である。本装置では交換及び移動が容易なマグネット式カラーシート (白) を用いて最大距離以上の検出を可能としている。

4.3 重錘分離装置

重錘分離装置のシステムは Fig. 6 に示すステッピングモータ、ボールネジ、ボールネジ用ナット (以後、ナツ

トと呼ぶ)、懸垂用フック (以後、フックと呼ぶ)、リンク、定位置復元用バネ、リミットスイッチ及びコントローラより構成される。コントローラを除く機構部分は前項に述べた懸垂装置の本体内部に装着してある。この装置の機能は懸垂装置と係合して所定高さに懸垂された重錘を正確なタイミングで懸垂装置より分離し自由落下させるものである。また、試験後、供試体取付台に落下した状態で停止している重錘を懸垂可能な状態に再係合するものである。

フックの形状は Fig. 6 に示したように記号G ~ Kで囲まれる五角形の平板から軸P1の中心点より負荷用重錘の支持軸P0の下面までの距離を半径(r)とした湾曲部を一部分削除したものである。フックは懸垂装置の両構造壁面に軸P1を水平に貫通支持し、軸回転のみを自由としている。支持軸P0及びP1は共に直動レールユニットにより水平方向の移動を拘束され、同一面の軸方向の回転のみが自由な支持方式である。また、フックは自身の平面形状の重心位置に対して極端に偏った位置に支持軸P1を設けているため、フックの下方部分では常に時計方向の回転モーメントが作用している。フック上部のK点付近に定位置復元用バネを追加し、図の右側方向よりフックに引張りを加えているため前述のモーメントは更に増大すると同時にフック自身の回転自由振動数のある程度高い値に設定することができる。この結果として地震等の低周波振動に対して共振を生じさせない効果がある。また、フックに支持軸P1と同一方向に固定した軸P2とボールネジに螺合したナット間はリンクで結合し、両端は軸で回転自由な支持となっている。

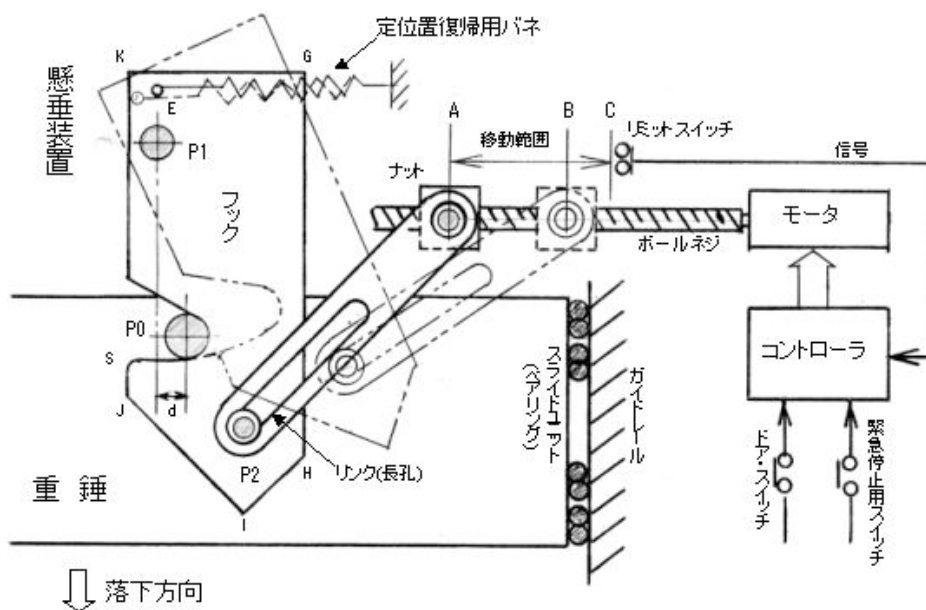


Fig. 6 重錘分離装置のシステム

内装したステッピングモータは低振動、高トルクの5相式で機構部にガタ（バックラッシュ）のないカップリングでボールネジと直結してある。図に実線で示したフック位置はステッピングモータの基準位置（停止状態）であり、この時のボールネジに螺合したナット位置を仮にA点とする。この位置でフックは削除した湾曲部の最奥部で重錘支持軸P0を時計方向に押した状態で停止しており、リンクはこれに加工した長孔の先端部でフックの軸P2と接触するように位置を合わせてある。この状態で、軸P1と軸P0には d （約20 mm）相当の偏心距離を持たせてあるため重錘が自然に分離することはできない。

重錘の分離動作はステッピングモータに半時計方向の回転、パルス数及び速度を指定して起動することでステッピングモータに直結したボールネジが回転し、これに螺合したナットがボールネジ上のB点位置まで移動する。ナットの移動に伴い結合したリンクはフックの軸P2をB点方向に引張ることとなり、フックが軸P1を中心に反時計方向に回転する。フックは湾曲面内で重錘の支持軸P0を回転させながら図に示す二点破線の位置まで回転することにより重錘の支持軸P0をフックの湾曲面端のS点で係合を解除させ重錘を自由落下させる。ここで用いたステッピングモータの機種はステップ角が 0.72° であるから、1回転に必要なステップ数は500となる。また、直結したボールネジのリード（ナットの水平移動量/回転）は5 mmであるからナットを1 mm移動するに必要なステップ数は100となる。従って、分離に必要なA点からB点までの距離（mm）に100を乗じたステップ数と回転速度及び回転方向のデジタル信号をコントローラより送出すれば正確なタイミングで分離時刻を制御することができる。しかし、分離位置とモータ停止点（B点）を一致させた場合、モータの運転パターンにより停止直前の減速動作の最終点付近と分離動作とが一致するため

分離時間に誤差を発生し易い状態となる。そこで、実際の装置ではモータの停止位置を分離動作のB点から更に5 mm先まで移動させたC点としている。分離動作のB点ではモータは定速状態なので、より高精度な分離ができる。更にC点では緩衝動作するように設置したリミットスイッチにより、ON信号を発信させコントローラに送信する。信号を受信したコントローラは設定する3～10秒間の遅延時間を経過（任意調整可能）した後、モータにA点復帰に必要な信号を送出する。モータ及びボールネジは分離動作に対して逆方向の回転を行いナットをA点に復帰させる。ナットの移動に伴いフックは自身の回転モーメント力と定位置復元用バネの作用によりリンクを牽引しながら実線位置に戻る。

試験終了後に行う重錘の再係合動作過程を Fig. 7 に示す。動作過程とその機構を以下に説明する。分離後の上記動作によりボールネジに螺合したナットはA点の基準位置に停止している。懸垂装置は図に示す平面上で軸回転のみが自由な支持条件であり、フックは前述のとおりリンク長孔の先端が軸P2と接触した実線の位置にある。また、フックの支持軸P1と床面に落下して停止している重錘の支持軸P0までの高さを H とすれば、図(A)に示す高さ $H1$ の位置まで懸垂装置を単独で降下させると重錘の支持軸P0はフック下部の傾斜面IJの中間点と接触する。この状態までフックは実線位置にある。更に図(B)に示す高さ $H2$ まで懸垂装置を降下させると懸垂装置の自重（約20 kg）により垂直下向の力がフック自身と定位置復元用バネによる時計方向の回転モーメントを上回り、フックを反時計方向に回転させ始める。軸P2はリンクの一方をナットのA点で支持されているためリンクに設けた長孔内を摺動しながら図に示す上方に移動する。更に図(C)に示す高さ $H3$ まで降下すると軸P0はフックの湾曲面先端のS点を通過するためフックの回転が殆ど停止

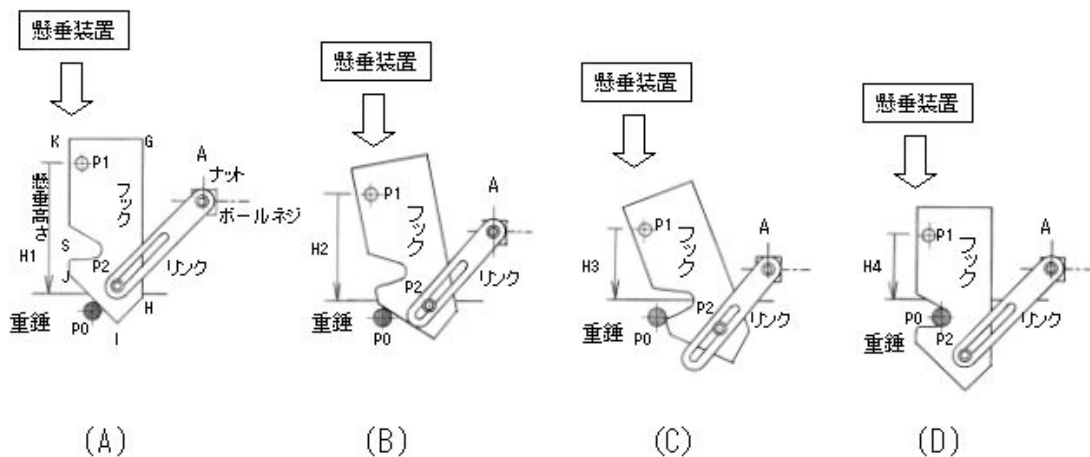


Fig. 7 重錘再係合の動作機構

したまま懸垂装置が更に下降する。この点がフックの半時計方向に対する回転の最大であり、更なる降下と共に半時計方向の負荷力を失ないフック自身と定位置復元用バネによる時計方向のモーメントにより、軸P0をフックの切欠部の湾曲内に最深部に閉じ込め、図(D)の実線位置に戻る。図(D)の高さH4に於いて懸垂装置は下限リミット設定スイッチによりモータを自動停止させ再係合は完了する。ここでの動作機構は懸垂装置の降下による動作と装置自身の自重による力関係のみを利用しており、制御を一切行っていないため、常に確実な再係合が実現できる。

4.4 速度・変位計測装置

落下式衝撃試験に於いて計測する変位量の測定器としては、最大10 m/secの速度で落下する重錘によって変形または破壊する供試体等の変形量200 mm以上を高速で、非接触で連続的に高精度計測可能なものが必要である。

変位量の検出器としては磁界、光、音波等を媒体とした非接触方式とダイヤルゲージや差動トランス等を用いる接触方式のセンサに大別される。変位計の検出方式による特性の比較を Table. 1 に示す。高速度、広域測定範囲の双方の要件を同時に必要とする今回の計測条件を1つの方式で満足できる検出器は存在しない。研究開発等で計画する供試体の材質は金属(磁性体、非磁性体)、非金属及び樹脂成形材またはこれらの複合材料等の混合で構成する 경우가多くあり、表面色、光沢、明暗等も一様でない。また、任意表面の小スポットでの変位量計測が要求される。これら全ての条件に対して安定した検出が可能な検出方式としては非接触の光学式レーザー変位計が最適である。しかし、レーザー光反射型の変位検出器は応答速度が速い場合には測定範囲が微小であり、逆に測定範囲が大きい場合には応答速度が極めて遅いという相反

する特徴を持っていることが分かる。

従前の衝撃負荷試験に於ける変位計測条件は落下速度1 m/sec、測定範囲200 mm以下であったのでKEYENCE社製可視光レーザー変位計LB-300型を用いてきた。本機種種の主要仕様は測定範囲±100 mm、最高応答速度915 Hz、分解能0.05 mmである。Fig. 8 に検出器の測定距離と出力電圧の関係を示す。検出器は測定面までの基準距離が定まっており、この距離から一点破線で示す測定範囲内で変位量に比例した規定出力電圧値(±5 V)を送出するように調整されている。また、基準距離より近すぎる(NEAR)及び離れすぎる(FAR)の範囲では定格外であることを示すホールド電圧(+12V)が出力される。上記の検出器による落下速度1 m/sec時に於ける変位の検出間隔は $1 \times 10^3 \text{ (mm} \cdot \text{sec}^{-1}) / 915 \text{ (sec}^{-1}) = 1.11$

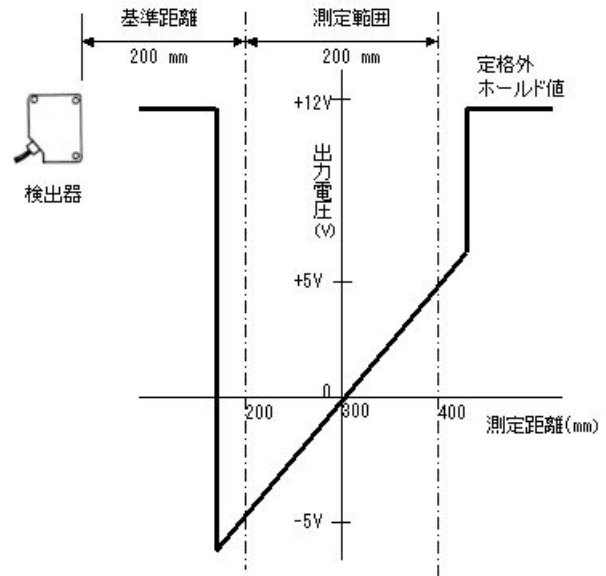


Fig. 8 検出器の測定距離と出力電圧の関係

Table. 1 変位計の検出方式による特性の比較

項目	光学式		渦電流式	超音波式	レーザーフォーカス式	接触式
検出対象物体	殆ど全ての材質(固体・液体)		金属のみ	殆ど全ての物体	殆ど全ての物体	固体のみ
測定ポイント 測定面	非常に小さい 不透明/半透明/色の影響無し		普通/大きい 色の影響無し 均一な平面	大きい 透明/色の影響無し 均一な平面	小さい 不透明/透明	小さい 不透明/透明 平滑な面
測定範囲	短い 1~10 mm	普通 5~500 mm	短い 0~10 mm	長い 60 mm~10 m	短い ±0.3 mm	短い 1~10 mm
分解能(精度)	非常に高い 0.01~0.2 μm	高い 1~50 μm	高い 0.3~1 μm	低い 0.1~10 mm	高い ~0.1 μm	高い 0.16~2 μm
応答速度	速い ~50 kHz	普通 ~915 Hz	速い ~18 kHz	遅い 2~20 Hz	遅い/普通 ~100 Hz	遅い ~40 Hz
耐環境性 (埃・水・油等)	普通	普通	強い	普通	普通	弱い

mmである。検出器は検出した信号を出力し、次のサンプリングを実行して新たな検出値を取込むまで前回検出したデータ値を連続して送し続ける。仮に、この出力信号をサンプリング間隔100 kHzのデジタルメモリに記録すれば、 1×10^5 (Hz) / 915 (Hz) 110点の同一信号の階段状データとなる。Fig. 9 に落下衝撃試験で測定した変位の時刻履歴図の一例を示す。ここで、デジタルメモリに記録された検出値は供試体の接触点直前を検出器の有効測定範囲の始点とすれば、これ以前の高さでは定格外の一定値(+12V)であり、測定開始点付近(落下速度1 m/sec)に於いては細線で示す111点毎の階段状で約1.11 mmの検出間隔となる。落下速度は供試体の変形または破壊と共に順次減少し停止状態へと経過するため、最大圧縮点(瞬間的に停止)付近では非常に細密な検出間隔となる。ここでの最大検出間隔は接触点付近の1.11 mmであり、測定範囲に対する最大誤差となることが分かる。仮に最大計測範囲を200 mmとすれば、変位量に対する最大誤差は $1.1 / 200 \times 100 = 0.56\%$ であり落下速度の低下に従い精度は向上する。この速度領域での計測には大きな支障はないと判断できる。しかし、計画する落下衝撃試験に於いては最大落下速度を10 m/secとするため、この場合での検出間隔は 1×10^4 (mm/sec) / 915 (sec⁻¹) 10.9 mmとなる。仮に同様の200 mmの変位量を検出したとすれば約11 mm間隔の検出となり計測範囲全体での測定点数は最小18点となる。衝撃応答の計測では、特に衝撃負荷開始直後に於ける重錘の運動に複雑な変動波形が発生するため、この領域が大きな測定間隔であっては、間隔内に生ずる変動を見逃す恐れがある。このため、線形的な単純な移動を計測する目的で使用する場合を除き実用には供せないことが分かる。計画する落

下衝撃試験に於いては、新規に高性能な変位計測装置を開発するか他の測定方法を考案する必要が生じた。

試作した速度・変位計測装置の構成をFig.10に示す。超高精度光学式レーザ変位計(現在市販されている最高速演算処理回路搭載機種)、開発した傾斜ジグ、高速デジタルメモリ及び演算処理部、ディスプレイ、プリンタ、MO等である。装置は同時に開発した落下衝撃負荷装置が水平面内に於いて非常に高剛性であることから落下方向の変位を直接計測せず、重錘と共に落下する傾斜ジグの水平方向の高さを検出し落下方向の変位量に換算する方法で測定をする。ここで用いたレーザ変位計の主な仕様は測定範囲 ± 3 mm、応答速度50 kHz、分解能 2×10^{-4} mmである。本検出器を用いて測定する範囲を200 mmと測定するためFig.11に示す形状の傾斜ジグを製作した。傾斜ジグは検出器の計測範囲を最大傾斜高さ相当として実際に測定したい落下高さH(変位量)に対して与える。具体的にはz軸方向200 mm長に対して検出傾斜面をy軸方向に直線的に増加させ、最大傾斜高さDを6 mmとする。傾斜ジグは検出用傾斜面と平行に板厚に変化のない平面を並行して併設した形状である。また、下端にx軸に平行でy軸にH2幅(1 mm)の平行部を持つ速度検出用溝を設けてある。傾斜ジグは負荷する重錘の落下に伴いx及びy軸が大きく移動しない測定対象物または重錘本体等にz軸が垂直となるように固定する。傾斜面及び平面には個別に上記仕様の検出器(レーザ光)を傾斜ジグ移動方向と直角に向けて配置する。仮に、落下速度10 m/sec時に於ける変位量をサンプリング50 kHzで検出すれば、データの検出間隔は 1×10^4 (mm \cdot sec⁻¹) / 5×10^4 (sec⁻¹) = 0.2 mmとなる。実際の落下高さに対する傾斜面の検出量は最大長さ200 mmに対して6

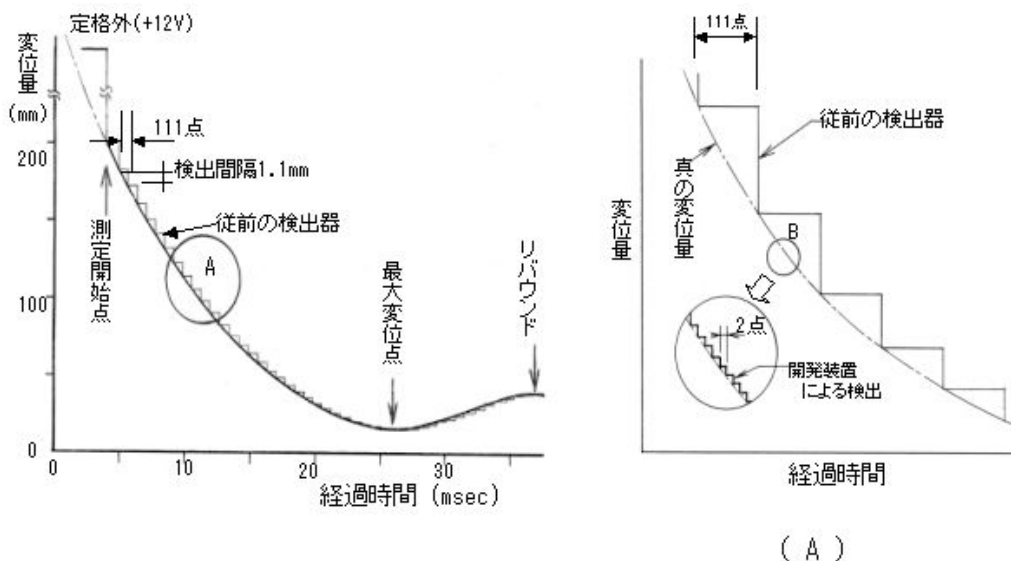


Fig. 9 変位の時刻履歴図の一例

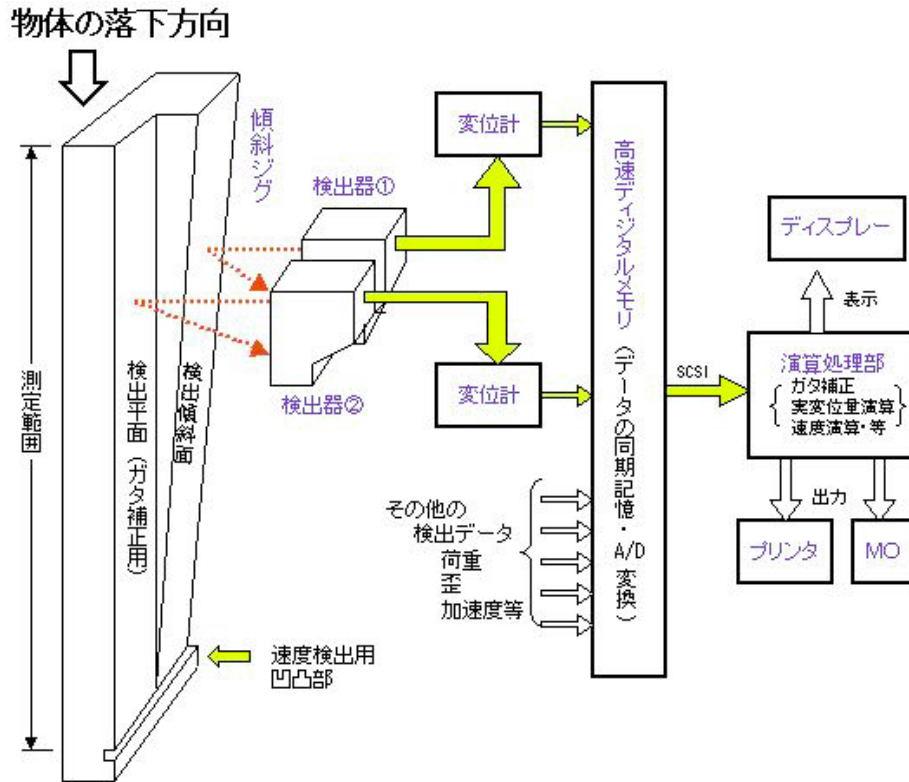


Fig.10 変位・速度計測装置の構成

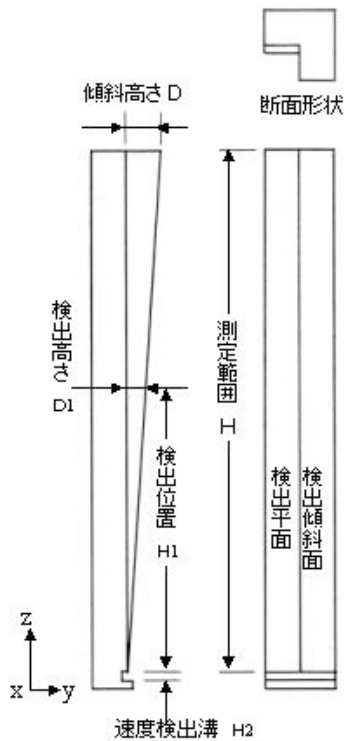


Fig.11 変位計測用の傾斜ジグの形状

mm であるから検出値 (D1) に 200 / 6 の係数を乗ずれば垂直方向の変位量を得ることができる。この方法によ

る実変位量に及ぼす誤差は検出値に含まれる機器本来の誤差に比べて $200 / 6 = 33.3$ 倍に拡大することとなるが、本検出器の分解能は 2×10^{-4} mm であるから、その誤差は最大 6.7×10^{-3} mm である。この数値はセンサの応答速度に依存する検出間隔 0.2 mm に対して無視できる値である。デジタルメモリの記録データは検出器及びデジタルメモリのサンプリングがそれぞれ 5×10^4 Hz 及び 1×10^5 Hz であるから 2 点毎に新たな実測データが記録される。Fig. 9 の拡大図 (A) に開発した装置と直接計測方式による変位計測データの記録例の違いを比較して示す。ここで、一点破線を真の変位量とすれば、従前の直接計測方式では前述の 111 点毎の大きな階段状の細実線であり、同図の B 部に示す更なる拡大図の太実線が本装置による 2 点毎の小さな階段状データである。本方式によるデータは真の変位過程により近い値であることが分かる。本装置による最大検出間隔は 0.2 mm であるから最大誤差は 0.1% 以内である。前述のように速度が低下した状態では更にこの誤差は小さくなるので高精度な計測が保証できる。Fig.11 に示した傾斜ジグは z 軸に対する基準平面と、規定高さ D を設けた変位計測用傾斜面を有している。今回の試験に於いて使用した傾斜ジグの測定範囲 $H = 200$ mm、傾斜高さ $D = 6$ mm と実際の変位量 H1 の関係は、検出した傾斜高さを D1 とすれば次式より算出できる。

$$H1 = C \times D1 = 200 / 6 \times D1 \quad \dots (7)$$

ここで、 C は傾斜ジグの形状による定数(H/D)であり、試験条件に応じて長さ H 及び傾斜高さ D を任意に変えることで測定範囲をある程度自由に変更できる。また、傾斜面の検出に於いて同時に同一方向の平面を測定し、双方の差分を検出値として用いることで水平方向の重錘変動分及び設置時の相対的な傾き等による水平誤差を補正することができる。Fig.12に示す検出電圧と実際の変位量との関係図で、破線は傾斜ジグ面と平面の差分を計測した検出器の定格検出電圧であり、 ± 5 V出力に対する変位量は ± 3 mmである。今回の測定範囲は ± 100 mmであり、前述に示したように実際の変位量は $200/6$ の乗数による換算から実線で示すことができる。また、データは検出点が検出範囲外から傾斜ジグの先端に到達するまでは定格外のホールド値を示し、先端に高精度に加工した 1 mm幅の凹凸部では平面及び溝端部で顕著なデータ値の差が生じるため、この段差から適宜なしきい値を用いることで自動的に通過幅のデータ数を判断できる。このデータ点数とデジタルメモリのサンプリング時間及び幅寸法(1 mm)より落下速度が容易に自動演算できる。

4.5 計測装置

計測装置はFig.10に示した速度・変位計測装置及びその他(荷重・歪・加速度)の検出を行うためのセンサ並びにそれぞれの高速動歪測定器、加速度用シグナルコンディショナ、フィルタ、高速デジタルメモリ及びデータ解析装置より構成する。ロードセル、歪ゲージ及び加速度センサは計測条件に合わせ、供試体及び重錘等の衝撃検出を求める箇所に取付ける。それぞれの出力信号は専用計測器に供給する。ここで、不要なノイズ成分等の周波数範囲は急峻な減衰特性を持つフィルタで前処理し、同時刻性の優れた多チャンネルのデジタルメモリに記

録する。データはオフラインによりデータ解析装置にファイル保存し必要な解析及び出力等を行う。本試験で用いた計測器及び検出センサは以下に示すとおりである。

動歪測定器は共和電業社製CDV-700A型で応答周波数範囲DC~500 kHz,最大利得10000倍,精度 $\pm 2 \times 10^{-6}$ 歪である。加速度用シグナルコンディショナはB&K社製2635型で応答周波数100 kHz,3桁のデジタル感度調整機能を有し $0.1 \sim 11$ pC/unitの全てのセンサに適用可能な単電池駆動方式のチャージ式増幅器である。変位計は前項の速度・変位計測装置に用いたKEYENCE社製LC2440+LC2400型であり応答周波数50 kHz,測定範囲 ± 3 mm,分解能 2×10^{-4} mm,検出スポット径 1.2×10^{-5} mmの超高精度レーザ変位計である。フィルタはNF回路設計ブロック社製7235型で遮断周波数1 Hz~120 kHz,減衰傾度135 dB/octのローパスフィルタである。高速デジタルメモリは計測測定点数により次の3機種を用いるが、各機種の取得時期により性能、データ保存形式、データ処理装置が異なるため測定項目の重要度の順に機種を集約して使用している。異なる機種の理由は記録CHの増加要求に対して同等機種が製造中止等のため入手可能な状況で高精度、高速応答、最大記憶メモリ等の仕様の必要条件を満足した装置を選定したためである。第一の機種は主要機器として用いている横河電機社製WE7275型アイソレーションディジタイザで同期測定チャンネル16,最高速度同期A/Dサンプリング1 MHz(1×10^{-6} sec),分解能14 bit,最大記憶メモリ2 Mword/chである。本機は測定chの増加はモジュールの追加(プラグイン型)により同一性能で64 chまで可能である。また、入力条件設定、測定及び表示等の制御はwindows95または98で起動する専用ソフトを用意している。第二の機種は理研電子社製TCO-100型トランジェント・コンバータで最高速度同期A/Dサンプリング10 MHz(1×10^{-7}

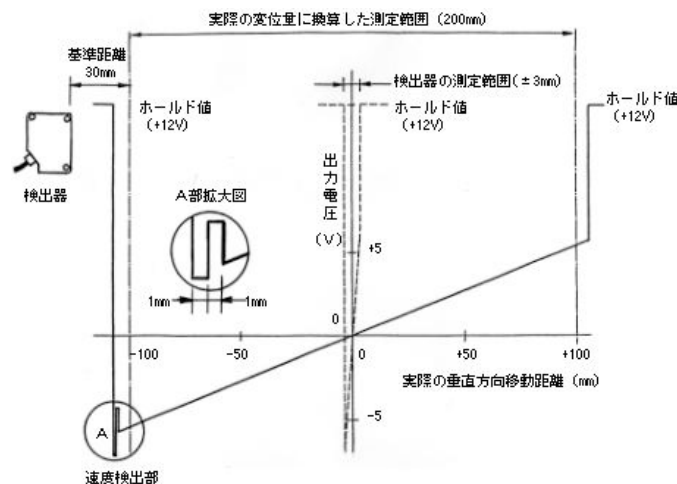


Fig.12 検出電圧と実際の変位量の関係

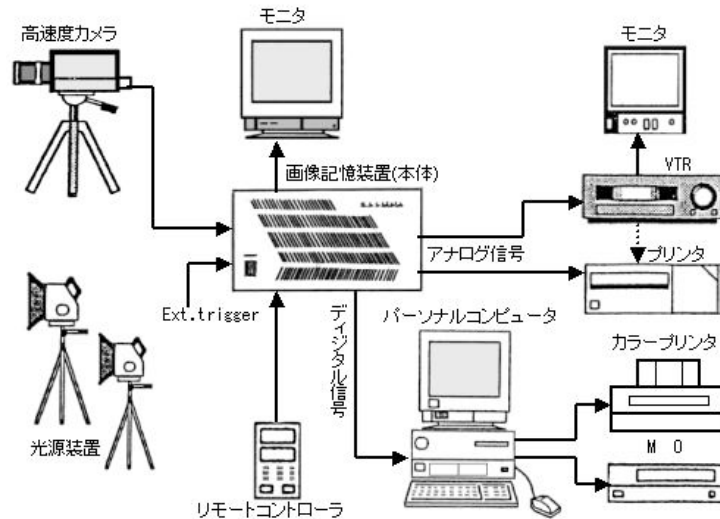


Fig.13 高速度ビデオカメラ装置の構成

sec), 分解能 12 bit, 最大メモリ 512 kword/ch の 2 ch ユニットの 4 台直結した最高速同期サンプリング 5 MHz (5×10^{-6} sec) 対応の 8 ch 型機である。入力条件, データ保存, 表示等の制御は Turbo-C 言語による本機専用のソフトウェアで行い, データ保存形式は本機特有である。他機種との計測データの相関表示等を行うためには一時的に計測を終了し, 保存形式等を変換プログラムに於いて処理する必要がある。三番目の機種は岩崎通信社製 DM-7100 型デジタルメモリであり, 従前より最も多くの試験に利用してきた機器であるが 1989 年式の旧型のため近年, 経年化による故障の頻発や最大記憶メモリの容量不足等の理由により上記機種に世代交代しつつある。最大測定点数が上記の機器で余裕のある場合には重要測定項目の Backup データを取得する目的に使用する。本機の機能としては 8 ch, 最高速同期 A/D サンプリング 1 MHz (1×10^{-6} sec), 分解能 12 bit, 最大記憶メモリ 4 kw/ch である。入出力設定は全て手動のダイヤル式で行い, 記憶したデータの保存及び転送 (GP-IB) と出力は IBM 社製 PS/2 Model-30 型データ処理装置 (1989 年製) を用いて独自に開発したプログラムで行っているが近年のパソコンに対応できない BASIC 言語である。これまでの試験事例に於けるセンサでは引張圧縮両用型ロードセルは共和電業社製 LUK-5TBS 型, 定格容量 ± 49.03 kN (± 5000 kgf), 固有振動数 11 kHz 及び LUK-1 TBS 型, 定格容量 ± 9.807 kN (± 1000 kgf), 固有振動数 10.8 kHz 等を試験負荷条件の荷重予測値に合わせて使用した。歪ゲージは検出条件によりゲージサイズ及び適合線膨張係数等を測定点の材質に合わせて選定するが, ここでは航空機用アルミニウム材 AL2024-T4 や AL7075-T6 等を常温で用いるため共和電業社製 KFG-1-120-C1-23 型汎用箔ゲージを使



Fig.14 高速度ビデオカメラの外観

用した。加速度センサは供試体への付加質量を最小限とするため小型軽量の圧電型とし上限周波数特性を衝撃負荷の固有振動数 (10 kHz) 以上とすることから重量 2.4 g, 感度 0.316 PC/ ms^{-2} 程度の Bruel & Kjaer 社製 4393 型を用いた。

4.6 高速度ビデオカメラ装置

高速度ビデオカメラ装置は高速カメラ, 光源装置, 画像記憶装置 (本体), リモートコントローラ, モニタ, パーソナルコンピュータ, 光磁気ディスク (MO), カラープリンタ及び VTR より構成する。Fig.13 及び Fig.14 に装置の構成及び外観を示す。装置の主な機能及び性能を以下に示す。

高速カメラは PHOTRON 社製 FASTCAM-ultima RGB 型 Imager で対物レンズは標準 F マウントの製品が装着できる。本装置には Nikon 社製 35 ~ 200 mm (ズーム), 28

mm (広角), 50 mm (標準) の 3 点を設備している。画像のカラー表現は RGB 分解キュービック型プリズムによる 3 板同期方式の MOS 型固体撮像素子 (PHOTRON HE98256) 用いている。また、各素子の後には同駆動回路、プリアンプが組込まれている。3 板同期撮影レートはフルフレーム (256 × 256 pixels) に於いて 30, 60, 125, 250, 500, 750, 1125, 2250, 4500 フレーム / 秒の 9 段階であり、分割画像とするセグメントフレームでは 9,000 (256 × 128 pixels) ~ 40,500 (64 × 64 pixels) フレーム / 秒の 5 段階を選択できる。撮影トリガは内蔵のスタート、センター、エンド、ランダムと TTL オープンコレクタ及び接点による外部入力 (Ext. trigger) が可能である。

画像記憶装置は PHOTRON 社製 FASTCAM-ultima RGB2 型 Memory であり、上記高速度カメラで撮影した画像をオンラインで内蔵の IC メモリ (64 Mbit DRAM) に一時的にデジタル記録を行う装置である。画像濃度は 8 bit (256 階調) で最大記録容量は 3.2 Gbyte であり撮影時間換算では 4,500 フレーム / 秒速に於いて 3.64 秒である。その他、本体裏面には外部出力としてデジタル (SCSI) とアナログビデオ端子 (NTSC, Y / C, RGB) を装備し、それぞれ画像処理用パソコン、モニター、VTR 等と接続している。また、高速度カメラ及びリモートコントローラ用コネクタと外部トリガ入力端子 (BNC : 5 V^{PP}) があり、制御は RS-232C で行っている。

リモートコントローラは高速度カメラ及び画像記憶装置の全設定を行うことが可能な携帯式制御部で、上記撮影レートの選択スイッチを始め記録モード、再生モード等の全てを押ボタンスイッチで操作することができる。各スイッチは LED の点灯表示により設定値、動作状況を確認できる。以下に本コントローラで設定可能な代表的な機能を示す。ライブスイッチ (LIVE) は撮影前に画角、フォーカス、絞り、照明加減等の撮影条件を調整、設定するためのスイッチで、予め撮影レートを設定した後、モニター画面を見ながら高速度カメラ及び照明装置等の周辺装置の調整を行うことができる。モードセレクトスイッチ (MODE SEL) は撮影時のトリガ位置と画面パターンノイズ除去を行う AUX MEM 等を選択することができる。トリガ位置は前述のとおり内蔵 4 種類と外部入力とが選択できる。ここで、スタートトリガ (START) は READY 状態において RECORD スwitch を押すことでトリガ信号を入力し、この時点からの画像をメモリ最大まで記録し、自動的に撮影を終了するモードである。センタトリガ (CENTER) は READY 状態に於いて RECORD スwitch を押すことでエンドレス録画モードとなり、2 度目の RECORD スwitch を押した時点がメモリ容量のセンタとなるモードで記録最大点で自動的に終了する。エンドトリガ (END) はセンタトリガモードと類似した動作であ

るが、このモードでは 2 度目の RECORD スwitch を押した瞬間が録画終了のトリガ入力時点となる点が異なる。従って、録画は 1 度目のトリガ入力 (RECORD) より 2 度目のトリガ入力 (RECORD) までの間の記録となるが、メモリ容量を超えた場合には 2 度目のトリガ入力時点が終端となり、それ以前の画像はメモリ容量範囲以上の先端部より更新記録されたものとなる。ランダム (RANDOM) モードは任意の間隔で与えるトリガ入力毎に指定画面数を記録するモードであり、RANDOM スwitch を解除 (MODE SEL) するまでエンドレスに録画を繰返し実行する。ここでトリガ入力毎に記録する指定画面数はコントローラ後面のディップスイッチにより 1, 2, 4 画面に設定できる。このモードはプログラム化した信号をパソコンまたは信号発生器等より外部トリガ入力端子に送出する方法で実行することが多い。再生機能は記録した画像を 2, 5, 10, 15, 30 フレーム / 秒及びその 10 倍速による再生 (PLAY), 逆再生 (REW), 早送り再生 (FF), 逆早送り再生 (FR), 一時停止 (P / S), コマ送り、ブロック再生 (BLOCK), 停止 (STOP) を選択実行しモニターで確認可能である。ここで、ブロック再生モードは任意の区間のスタート及びエンド点を画像再生時点で探し設定することで簡単に指定区間を繰り返し再生させることができる。レポートスイッチ (REPORT) は撮影レート、再生レート、撮影経過時間等のデータ表示をモニターに表示 / 非表示選択するもので、表示とした場合には出力画像にも合成記録される。

光源装置は大光量が必要な高速度カメラ専用の高輝度、冷光源タイプの FOTRON 社製 HVC-SL 型メタルハライドライトであり、光源はショートアークのメタルハライドランプ 150 W で色温度 7000 K, ランプ光束 12500 Lux, 口径 100 の平行光を照射するものである。波長分光特性は自然太陽光にほぼ近く、人間の持つ視感度にも近い。また、同じワット数の通常ハロゲンライトと比較すると 4 倍以上の輝度を持っていながら赤外光をほとんど出さない冷光源のため対象物への熱対策にも有効な照明である。

画像処理用パーソナルコンピュータは Fujitsu 社製 FMV-Deskpower TIX507 型で、画像記憶装置に一時記録されたデジタル画像を保存するための転送用 SCSI I / F と動画解析用の画像キャプチャボードを装着している。本機は標準仕様にシステム RAM を 128MB, データ Backup 用に光磁気ディスク (Melco 社製 MOS-S645R) を追加し、出力用にカラープリンタを増設している。

ソフトウェアはデジタル画像データを高速度でファイル形式に保存するための FOTRON 社製 Read Camera, ライブラリー社製動画計測ソフトウェア (Move-Tr32/2D) 等であり、上記コンピュータにインストール済みである。Read Camera はファイルの保存形式を BMP (Windows

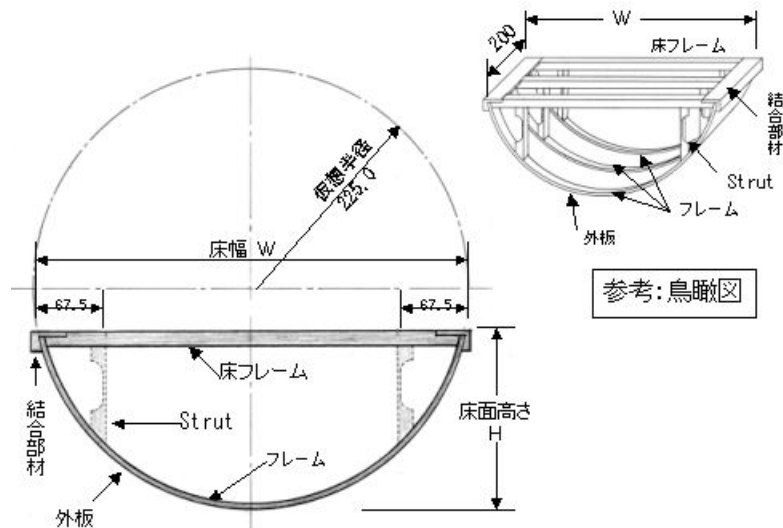


Fig.15 胴体下部構造模型の形状

Bitmap File) 或いは TIFF (Tagged Image Format File) の何れかに選択可能であり、任意に指定するスタートフレーム番号よりストップフレーム番号までの画像データを出力フォルダの下にフレーム番号付きで自動生成する本装置専用ソフトウェアである。動画計測ソフトウェアは一定の時間間隔で連続的に取り込まれた画像から、追跡したいターゲットを1画面上に最大4096個まで指定し、その対象物を自動認識し、対象物の面積重心を計測しながら自動追跡を行うプログラムであり、算出できるデータは二次元の座標と座標から算出される距離、移動速度等である。

5. 性能確認試験

試作した衝撃負荷装置の総合的な性能確認の実施例として航空機胴体構造の衝撃応答を検討対象とした初期的な胴体下部構造模型を用いて落下衝撃試験を実施した。

まず、衝撃負荷装置では、装置の懸垂性能は将来の重錘拡大計画を想定した最大重量(300 kg)を负荷して上下移動を行い、性能を確認した結果では移動中の速度変更に対しても正常に应答した。また、動作途中での停止動作に対しても重錘を停止位置に持続的に保持できた。安全装置は重錘の分離装置の電源を起動状態とした上で、試験装置の下部に設置した透明扉を1ヶ所づつ開放し、コントローラの電源がそれぞれ確実に切断することを確認した。この状態は緊急停止、停電発生時と同等であり分離機構がロックする。また、各扉に設置した開放検出用リミットスイッチは扉のロックが不確実な僅かな間隙状態でも動作する事を確認した。分離装置の分離タイミングは独自に設計・製作したデジタル設定機能により、パルス数と軸回転速度の任意設定値と実際の分離時刻が



Fig.16 落下衝撃試験の状況

同一であることを確認した。また、重錘重量を変更した場合でも分離時間に変化がないことを確認した。

総合的な確認試験で用いた胴体下部構造模型の試験結果^{4,5)}は別途示すものとするが、ここでは、負荷装置の摩擦に起因する落下速度低下率の測定結果及び開発した速度・変位計測装置の実用性及び新規に設備した高速度ビデオカメラの使用環境について述べる。落下衝撃試験に用いた供試体の形状はFig.15に示すもので、負荷は規定重量の重錘下面に供試体の床面を水平に直接固定した状態で設定高さより落下させて行った。試験の状況をFig.16に示す。ここで、開発した速度・変位計測用の傾斜

ジグと変位検出器の設置状況は Fig.17 に示すとおりである。傾斜ジグは重錘垂直側面に固定し、供試体床面と接触床面までの高さを計測することで供試体全体の垂直方向の最大変形量を検出した。また、傾斜ジグ先端の速度検出用凹凸部と接触負荷点を一致させて、落下最大速度を検出した。負荷装置の摺動部の摩擦抵抗及び開発した速度検出装置の性能を評価するため、開発した衝撃負荷装置及び現有試験装置について落下速度低下率の測定及び速度検出装置の検証を行った。ここでは、現有装置に既設されている測定精度を保證された速度検出装置を開

発装置に移設して、試作の速度検出装置との比較計測も実施した。

重錘の懸垂高さの設定は 5 m の範囲内を 0.5 mm の精度で表示、設定可能なキーエンス社製長距離レーザー変位計 LF-2510 型を用いて行った。装置に支持された重錘の落下速度は、摺動部の摩擦等により純粋な自由落下による速度より低下する。Fig.18 に示す落下高さに対する速度低下率は、重錘を設定高さから落下させた時の自由落下による理論速度に対して、理論速度と床面接触の位置で計測した実測速度との差の割合から算出した値である。理

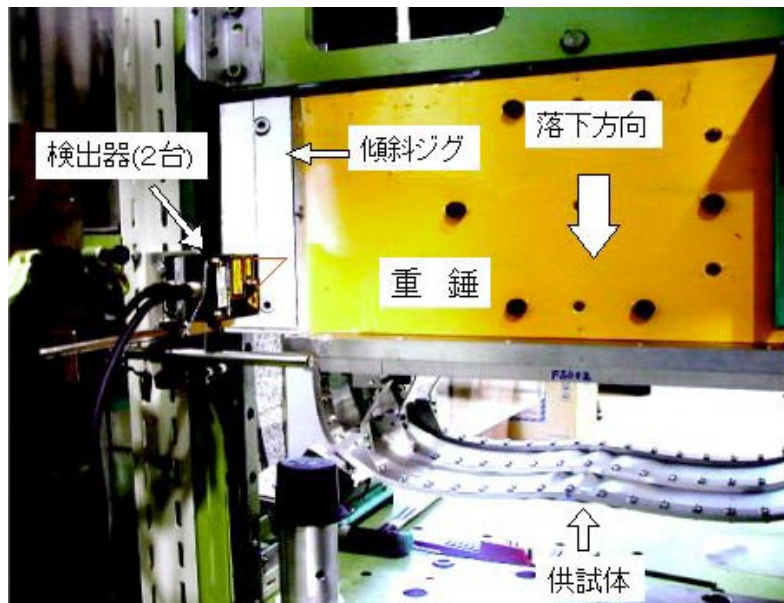


Fig.17 変位検出器及び傾斜ジグの設置状況

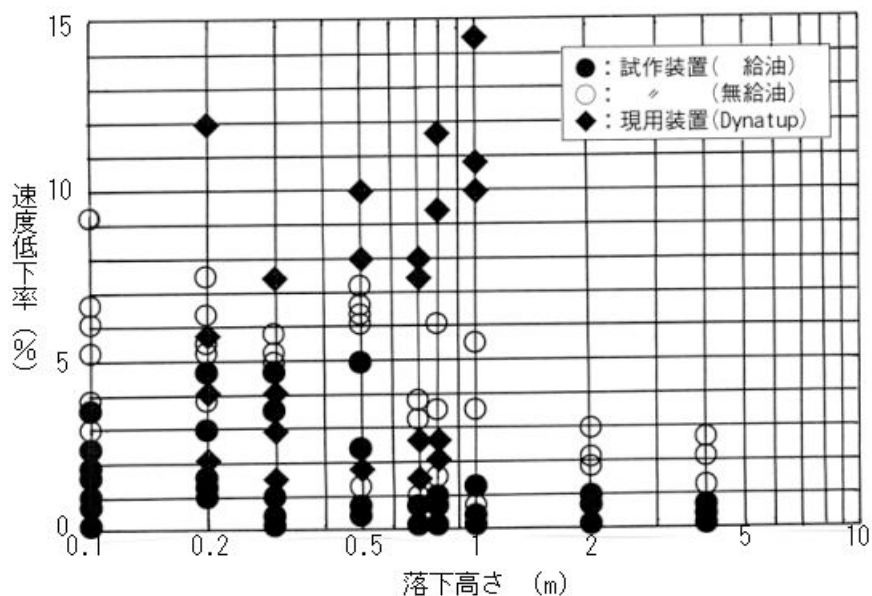


Fig.18 重錘の落下高さに対する摩擦抵抗

論落下速度の場合を 0 % と表す。開発した衝撃負荷装置は完成して以来約半年間、他の付属開発装置及び新規試験準備のため休止状態としていた。試験開始時より前半の試験に於いては、装置完成時の各部への給油完了状態及び部品自身に初期状態で充填済みの給油状態での実施結果であり、速度低下率を 印で示してある。後半より実施した試験では、特に接触摺動面とスライドユニット部に潤滑剤を追加した状態で実施した場合の測定結果であり、 印で示してある。また、参考値として現有衝撃試験装置に於ける測定結果を 印で示した。現有装置は重錘の取付時に支持軸と摺動枠に固定する重錘の平行度の設定が難しく、経験者による良好な固定状態を確認する微妙な作業が必要である。このため摩擦に起因する速度低下率を常に一定とすることは困難であるが、ここでは、経験者の手作業と感覚で出来る限り良好に重錘を固定した状態で、支持軸と摺動部に潤滑剤を塗布した場合での測定値である。この装置では、自由落下が可能な設定高さ範囲は約 1 m までであり、これ以上の高さに相当させる場合は重錘を空気圧と圧縮バネを利用して加速落下させるため微妙な圧力変化等で落下速度が変化し、正確な圧力値に対応する設定高さ相当を確定することが困難であったので、表示は自由落下の範囲までとした。一

般的に、落下高さに対する速度低下率は重錘高さが低い程大きくなる傾向にあるが、開発した装置では最大でも 10% 以下であった。また、摺動部に十分な潤滑剤を施した場合には 5 % 以下であった。現有装置の速度低下率(約 5 ~ 15%)と比較して非常に良好である。実際の落下試験に於いては、設定高さは衝撃負荷エネルギーの大きさを算定するために必要な値であるが、解析に用いる値は供試体に負荷する最大落下速度を検出して解析データとしているため直接的に摩擦抵抗を問題にすることはないが、速度低下率は実験で設定する衝撃エネルギーに関係するため、出来る限り小さな値に保つことが望ましい。

高速度ビデオカメラ装置による胴体下部構造模型の変形過程の撮像は、落下負荷装置正面より供試体の機軸方向を接触床面近傍位置で観察できるように設置し、撮像速度 4500 フレーム / 秒で記録した。胴体下部構造模型 (FS81 model 及び FS82 model と呼称した供試体の例) の変形経過記録例を Fig.19 及び Fig.20 に示す。1 回の落下衝撃試験で記録される総画像数は約 16,400 枚 (カラーのフル フレーム画像) であり、1 フレーム毎に名前を付けて記録されている。供試体が床面と接触する瞬間より最大圧縮に至るまでの変形経過とその後の供試体の復元力による最初のリバウンド最大時点までの変形経過の記

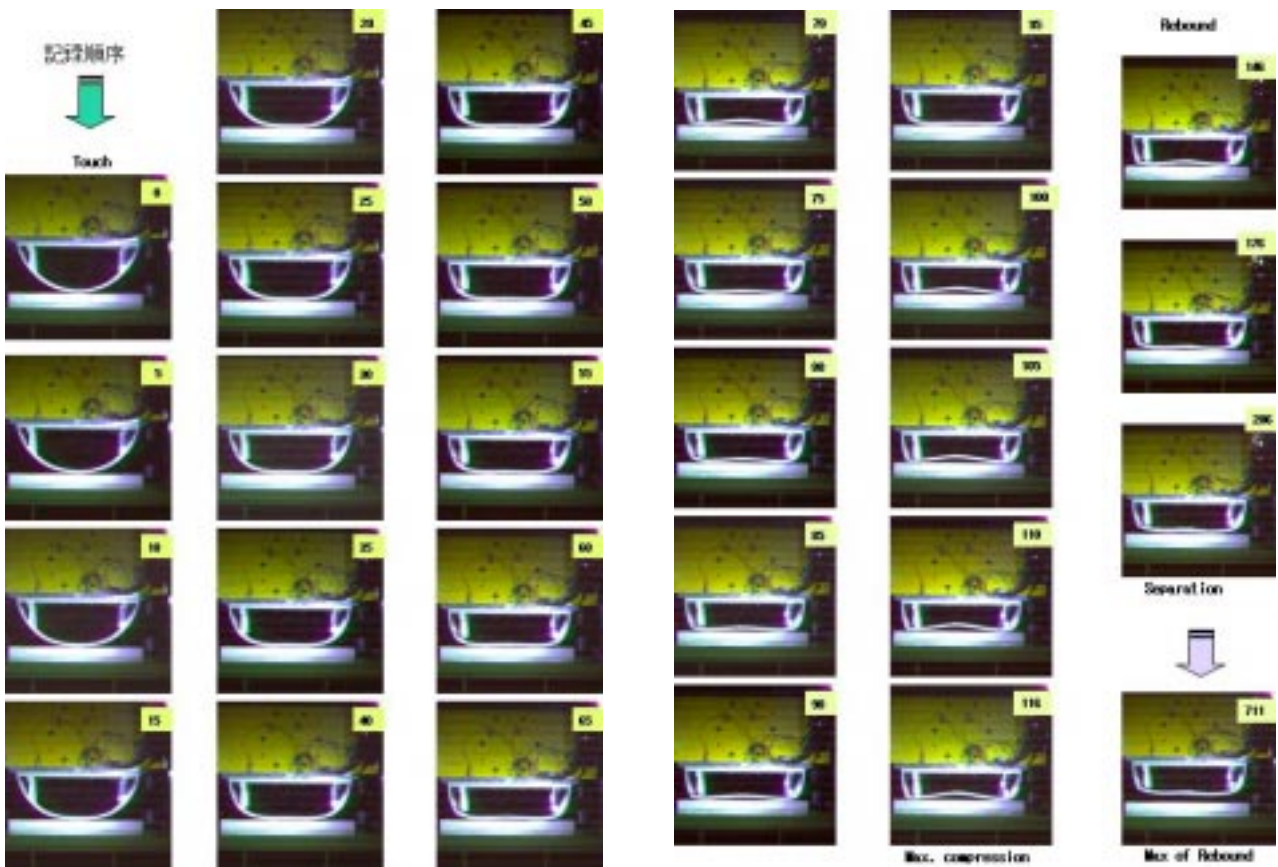


Fig.19 胴体下部構造模型の変形経過記録例 (FS81)

録画像だけに限定しても約1000フレームの画像データがある。このため、記録例では供試体が床面と接触する瞬間を仮に0フレーム(Touch)とし、最大圧縮時までの画像を5フレーム毎に抜粋し縮小して示した。各画像の右肩に示した数値は接触時よりのフレーム数である。Fig.19に示すFS81 modelでは、最大圧縮が116フレーム目に当たる25.8 msecである。また、リバウンドの経過は供試体が接触床面からの分離(Separation)する206フレームまでを30フレーム毎に示し、711フレーム目が最初のリバウンド最大時点であった。同様に、Fig.20で示すFS82 modelでは、92フレームが最大圧縮時(20.4 msec)、接触面分離時点が147フレーム、リバウンド最大点が604フレームであった。ここに示した画像データ例だけからも供試体の変形経過をかなり詳細に観察することができるが、実際の画像解析に使用する記録データ数は表示した5倍以上を処理するため、更に詳細な変形過程を数値的に確認できる。また、デジタル記録のため専用解析ソフトによるデータの直接演算処理が可能であり、保存した記録画像の劣化もない。この装置の有効性は一般のビデオカメラの撮像速度1/30(フレーム/秒)で同試験経過を監視する撮像結果と比較すれば明白である。後者

では床面接触点付近より最大圧縮時点までを1~2フレームしか記録することができず、接触点または最大圧縮時点の画像を一致して記録することは殆ど不可能である。

6. 結 論

確認試験に於いて次に示す性能を確認できた。

- (1) 開発した装置の諸性能は、計画重量及び将来の拡大計画を想定した最大重量に対しても十分な能力があることを確認できた。また、移動中の速度変更及び停止動作に対して重錘を停止位置に持続的に保持するブレーキ能力が十分であることを確認できた。
- (2) 安全装置は、重錘の分離装置を起動した状態で透明扉を1ヶ所づつ開放し、コントローラの電源が確実に切断することを確認した。各扉に設置した開放検出用リミットスイッチは扉のロックが不確実な状態の僅かな隙間でも動作することが確認された。また、高さ可変式の重錘落下位置制限用の固定ストッパを併設しているため透明扉開放状態での準備作業に於いても確実な静止状態が確保できる。
- (3) 重錘の摺動部であるスライドユニットの摩擦等に起

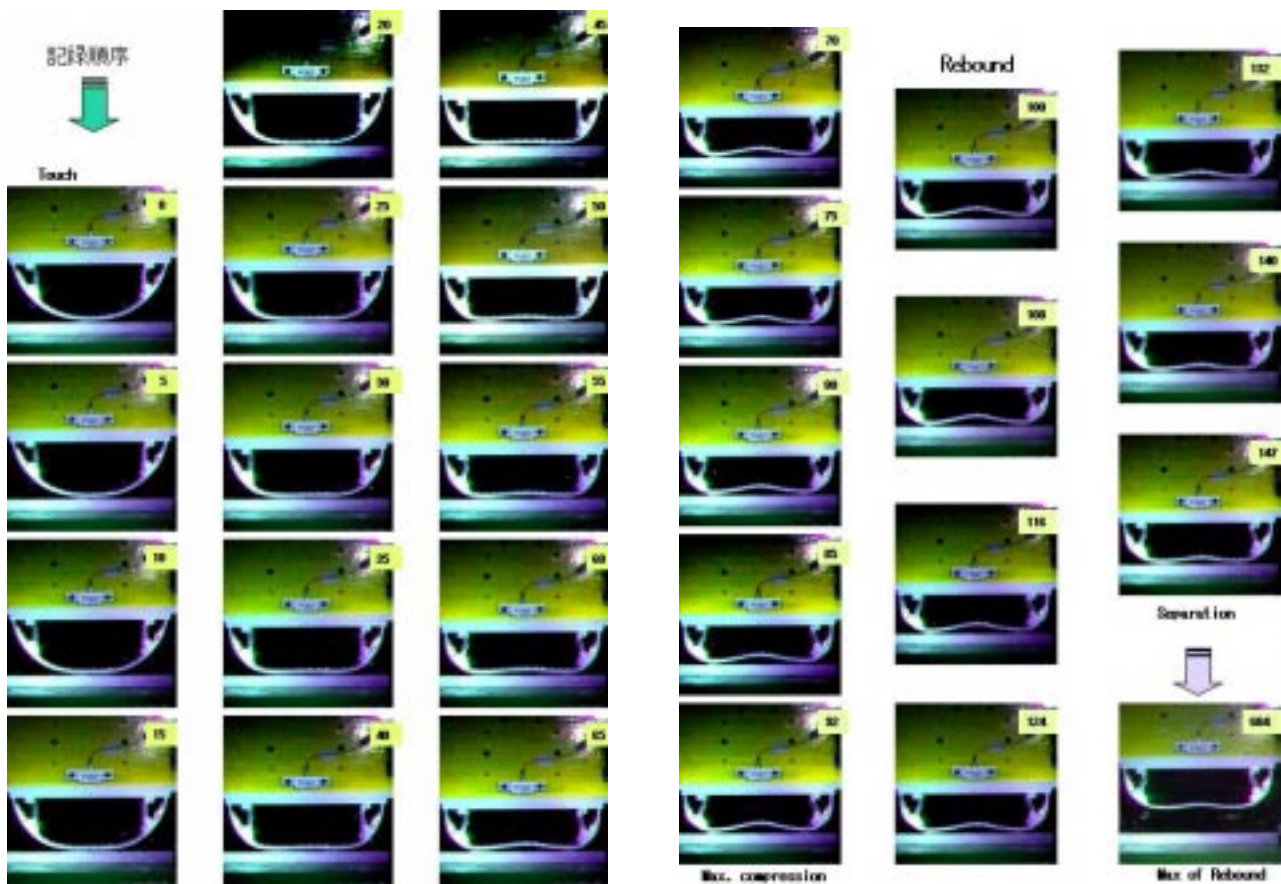


Fig.20 胴体下部構造模型の変形経過記録例 (FS82)

因する落下速度低下率は、実測により自由落下速度に対して10%以下であることが判った。また、十分な給油を施した状態では5%以下であり、現有装置の値と比較して非常に良好であることが判明した。

- (4) 摺動部への給油によって速度低下率が約半分程度に減少することが判明したことにより、スライドユニットのベアリング部への給油は、寿命等に影響を与えることが予測できるので定期的な整備が不可欠である。
- (5) 分離装置の分離タイミングは、独自に設計、製作した設定機能によりステッピングモータへの出力パルス数と軸回転速度の設定値から正確な分離タイミングが得られることを確認した。また、重錘重量を変更した場合でも分離時間に差がなく、再現性も非常に良いことを確認できた。
- (6) 速度・変位計測装置は、開発した傾斜ジグと超高精度なレーザ式変位計(±3mm, 50kHz)を用いて測定範囲200mmを最大誤差0.2mmの精度で測定することができた。測定範囲は誤差の許容量によりジグ長と傾斜角を変更することである程度、任意に変更できるため大変形の試験にも応用できる。また、傾斜ジグの先端部に規定長の凹凸形状を追加することで速度と変位が同一の検出器で測定可能となった。デジタルメモリ等の同時記録チャンネル数が制限される試験に於いて同一チャンネルで重複計測が可能となったことは計測効率を高め計測項目の追加に寄与できる。
- (7) 新設したカラーの高速度デジタルビデオカメラ装置は、供試体の落下式衝撃試験に於いて視認に極めて有用であることが確認できた。また、他の計測データと

の関連の確認が容易となった。操作は非常に容易であり有効なデータ計測装置の一つと位置付けられる。

上記に示した結果のように本装置の開発は計画した性能を全て満足したものとして完成できた。

今後は、本装置を用いて航空機構造の安全性の研究に於ける複雑な構造モデルの衝撃解析の検証に役立つ高精度な落下衝撃試験を実施していく予定である。

参考文献

- 1) 熊倉郁夫, 峯岸正勝, 岩崎和夫: AI合金円管の衝撃エネルギー吸収特性, 日本航空宇宙学会論文集, Vol.48, No. 558, p.201, 2000.
- 2) 熊倉郁夫, 峯岸正勝: AI合金円管の端部加工と衝撃吸収特性, 第4回機械材料・材料加工技術講演会講演論文集, No. 96-39, p.23, 1996.
- 3) 峯岸正勝, 熊倉郁夫, 岩崎和夫: 落錘式衝撃試験装置の試作, 第41回構造強度に関する講演会講演集, p.285, 1999.
- 4) 細川剛史, 熊倉郁夫, 峯岸正勝, 岩崎和夫: 航空機胴体下部構造モデルの衝撃数値シミュレーション, 航空宇宙数値シミュレーション技術シンポジウム'99論文集, NAL SP-44, p.191, 1999.
- 5) Ikuo Kumakura, Masakatsu Minegishi, Kazuo Iwasaki: Impact Simulation of Simplified Structural Models of Aircraft Fuselage, Proc. of SAE World Aviation conference 2000. (to be Published), 2000.

航空宇宙技術研究所資料 754号

平成 12 年 12 月 発行

発行所 科学技術庁航空宇宙技術研究所
東京都調布市深大寺東町7丁目44番地1
電話 (0422) 40-3075 ㊦ 182-8522
印刷所 株式会社 東京プレス
東京都板橋区桜川 2 - 27 - 12

禁無断複写転載

本書(誌)からの複写, 転載を希望される場合は, 研究支援課資料係にご連絡ください。

Printed in Japan