

コラム型衝撃エネルギー吸収要素のメカニズム

三浦公亮・酒巻正守

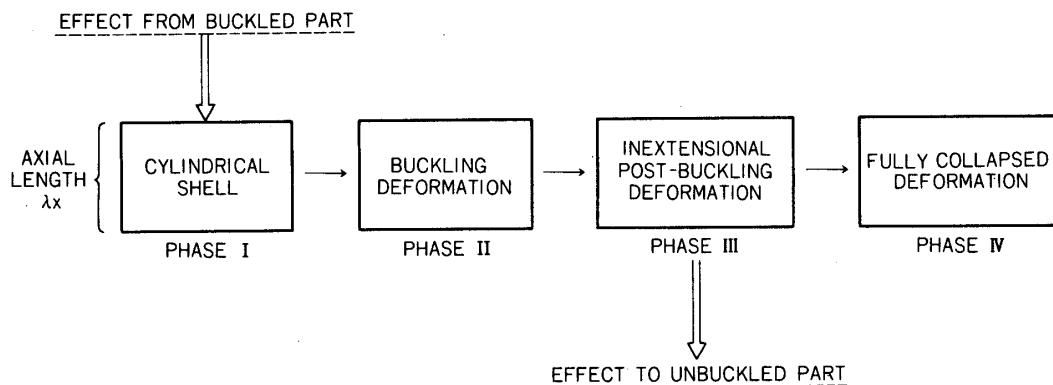
1. 緒言

この報告は、中空コラムの軸方向大変形圧縮座屈により衝撃エネルギーを吸収させるエネルギー吸収要素に関するものである。第一に、われわれの研究室における凹多面体シェルの解析の結果発見された新事実を用いて、そのメカニズムをできるだけ正しく記述すること。第二に、次元解析により従来公表されたデータを整理して、吸収エネルギーの実験式を提示する。さらに第三に、新しい実験設備を完成し、理論と実験との対応を深めることである。

2. エネルギー吸収のメカニズム*

この報告では、エネルギー吸収の動的メカニズムの基本としての静的メカニズムを取扱う。この種の研究で古典的なものは、薄肉円筒殻の大変形圧縮座屈に関する PUGSLEY-MACAULAY の論文 [1] で、またハニカム・コアの圧壊について McFARLAND [2] の貢献もある。

これらの研究によって、柱形シェルの衝撃エネルギー吸収のメカニズムは、シェルの塑性変形エネルギーを伴う PROGRESSIVE COLLAPSING (段階的圧壊) によってかなりよく説明できることがわかった。これを第1図に示す。

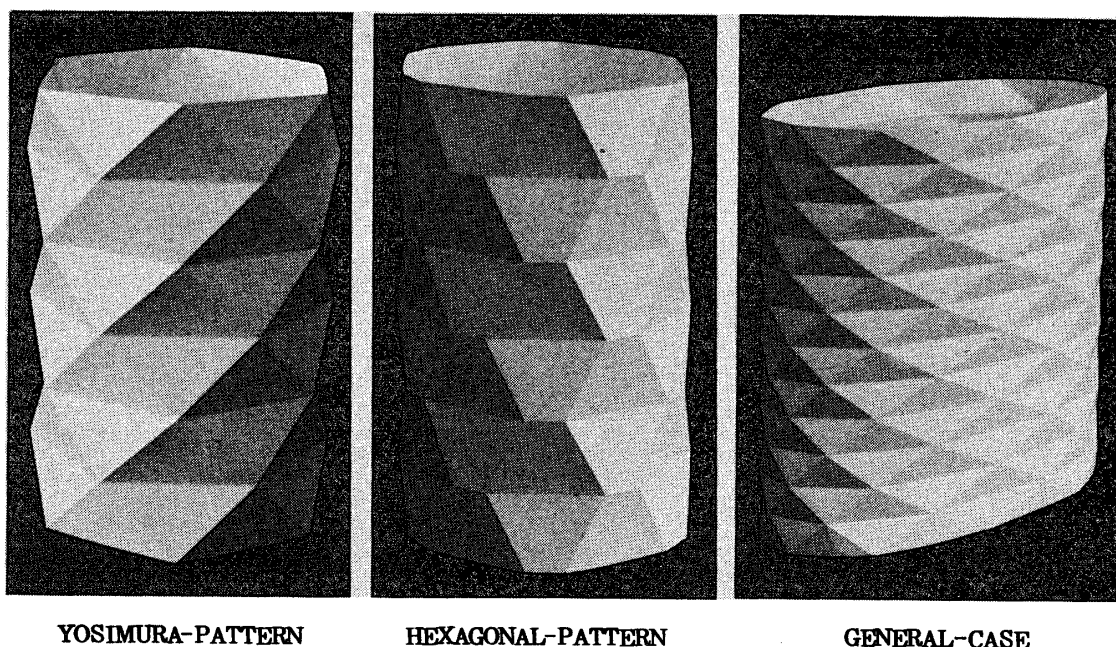


第1図 柱形シェルの段階的圧壊の過程

ここで INEXTENSIONAL BUCKLING DEFORMATION (不伸張座屈変形) とは、円柱形シェルの場合 YOSHIMURA-PATTERN [3] と呼ばれ DIAMOND-PATTERN で構成される凹多面体面で、もとの柱面に近接し軸方向に一様の縮み量を有するものである。

* この章の内容は第15回構造強度に関する講演会で講演されたものである [8]。

その後三浦[4][5]によってHEXAGONAL-PATTERNも可能であること、また円柱形ばかりでなくすべての一般柱形シェルについても存在することが示されている(第2図)。

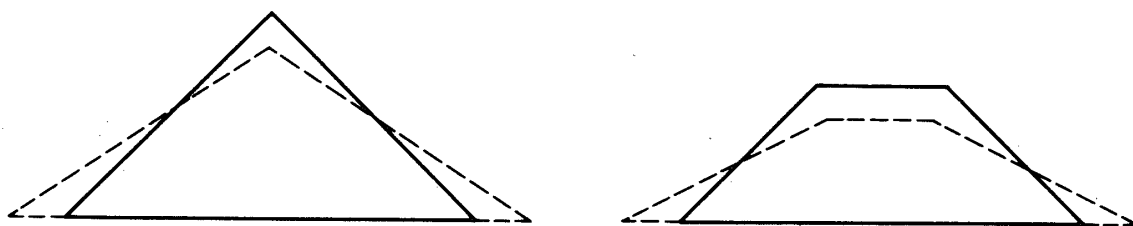


第2図 柱形シェルの不伸張座屈変形 (PHASE III)

但し現実の薄肉シェルでは完全に不伸張とはならず、伸張を伴うのでこれはあくまで大局的な議論である。

変形の過程はすべてこのPHASE IIIの変形を中心にして展開される。すでにPHASE IIIにある軸長 λ_x の部分は、その幾何学的適合条件より次の λ_x の部分にPHASE IIの変形を強制する。このとき周方向波数に関する「記憶」が伝達される。PHASE IIの変形は弾性変形が主であり、その弾性エネルギーはPHASE IIIの出現とともに解放され、形成された稜線部

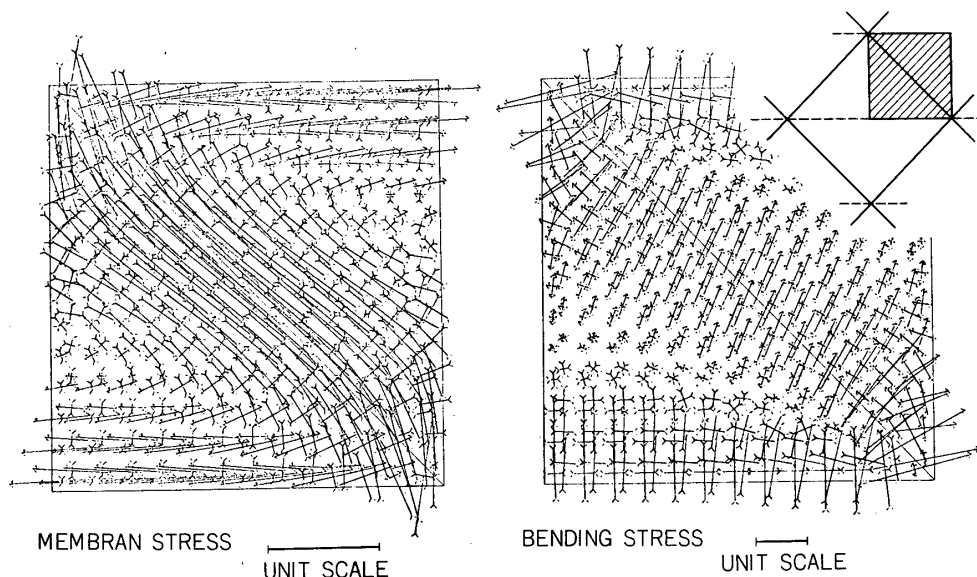
(いわゆる塑性ヒンジ)の曲げ塑性エネルギーに変換されるものと考えられる。PHASE IVの形状はPHASE IIIと同種の凹多面体面の軸長零に相当するものであるが、面を構成する三角形または台形の形状は、幾何学的適合条件を充たすために第3図の実線から破線図形へと示されるような極めて大きい変形が必要である。



第3図 PHASE III → PHASE IVに必要な変形

この変形を可能とする歪状態は何かと云う疑問は未だ答えられていない。しかし歪エネルギーの計算にはそれを知ることが不可欠である。PUGSLEY-MACAULAY はエネルギー計算のために均一な面内剪断歪を仮定し、一方McFARLAND は塑性ヒンジの移動する必要を認めながらも計算には面内剪断歪を用いている。

YOSHIMURA 風の凹多面体面は、ある荷重による破壊の形状の抽象化されたものであるが、最初からこの形状 (PCCP SURFACE) を有するシェル (PCCP SHELL) を造ると、異種の荷重条件に対して優れた構造形態であることが三浦 [4] によって示されている。最近、谷沢 [6] の努力によりこの複雑なシェル構造の応力解析が可能となり PCCP SHELL の特性が明らかにされつつある。好都合なことに PHASE III の形状はまさに PCCP SHELL の形状であり、前者の応力状態は後者の軸圧縮荷重によるそれに近い。



第4図 軸圧縮を受ける PCCP SHELL の応力分布

第4図は、半径-肉厚比 r/t が約100の PCCP SHELL の応力分布を示したものである。この極めて特徴ある応力状態は、参考文献 [7] で詳細に述べられているので省略するが、これが PHASE III より PHASE IV の変換に関する従来の疑問に解答を与えることになった。面内応力は凹凸の稜線に沿ってそれぞれ集中的に引張・圧縮が生じているのが特徴である。曲げでは稜線部 (塑性ヒンジ) においてこれをさらに深く回転させる曲げ応力が生じている。しかしこれだけでは上記の変換が不可能なのは幾何学的適合条件からくる。図を詳細にみると、曲げの主応力線は稜線と一致せず、この場合約20度斜交している。それ故この応力場は稜線をこの方向に回転的に移動させる働きをする。以上により PHASE III より PHASE IV への変換を可能とする条件が、面内応力によっても曲げ応力によっても作り出されていること、これら二つのモードの内どちらがエネルギーに関し支配的であるかは相対的な問題で、 r/t 等

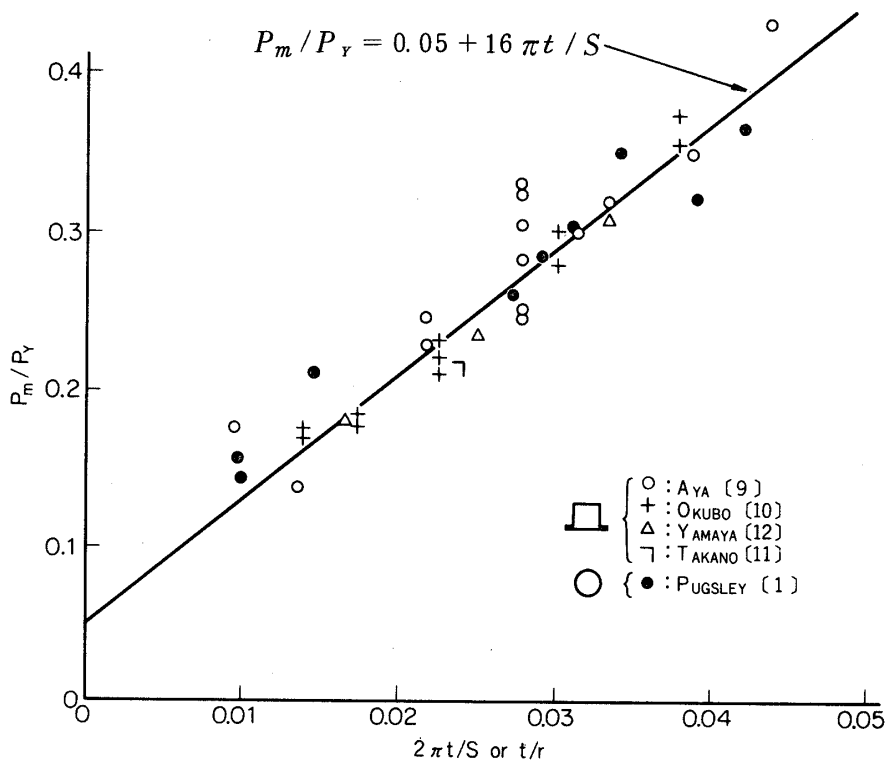
に依存することが明らかとなる。

3. ハット形断面コラムの吸収エネルギーの算定*

ここ迄の議論は殆んどそのまま一般の柱形シェルに適用できる筈である。何故ならば、すべての柱形シェルについて PHASE III に相当する PCCP SURFACE が存在することが三浦 [5] により示されているからである。正方形断面のものは周方向波数が4の円柱の場合と同じである。ハット形断面でもフランジの変形が本体の変形と適合すれば同様に考えられる。矩形断面では楕円柱形シェルと同様に変形の不規則性が起り易いであろう [9]。また円柱形シェルと同様にこれらの座屈荷重は、初期不整に極めて敏感であろう。従って実験値が分散する傾向が強いのはむしろ本質的なものである。

吸収エネルギー(平均圧壊荷重×変形量)の実験式については、綾・高橋 [10] の提示したものが実験と良く合うと報告されている。ここではハット形断面について、これを支配する少数の主要な無次元量を次元解析により導き、現在公表されているすべての実験データによって無次元量間の関係を決定し実験式を求める。関係する物理量は、

周長	$S [L]$, パターン	引張降伏応力	$\sigma_y [ML^{-1} T^{-2}]$
板厚	$t [L]$, の縦横比	剪断降伏応力	$\tau_y [ML^{-1} T^{-2}]$
周方向波数	$n [O]$,	軸荷重	$P [MLT^{-2}]$



第5図 平均圧壊荷重の実験式

* この章の内容は第15回構造強度に関する講演会で講演されたものである [8]。

これからこの問題を支配する関係式は次の形でなければならないことが導かれる。

$$P_m / \sigma_Y S t = P_m / P_Y = \phi (S / 2\pi t, \tau_Y / \sigma_Y, n, \gamma) \quad (1)$$

ここで P_m : 平均圧壊荷重, P_Y : 塑性降伏荷重で, 周長 S はフランジ延長を含む。

これらの無次元量のうち τ_Y / σ_Y は $1/3$ に近く, γ は 1 に近い値をとることが知られ, この影響は二次的であるので除き, 周方向波数 n を特定の値に指定することにより

$$P_m / P_Y = \phi (S / 2\pi t) \quad (2)$$

の関係が得られる(第5図)。

実験データより函数を決定すると, 最も単純な直線の関係として次式が得られる。

$$P_m / P_Y = 0.05 + 16 \pi t / S \quad (3)$$

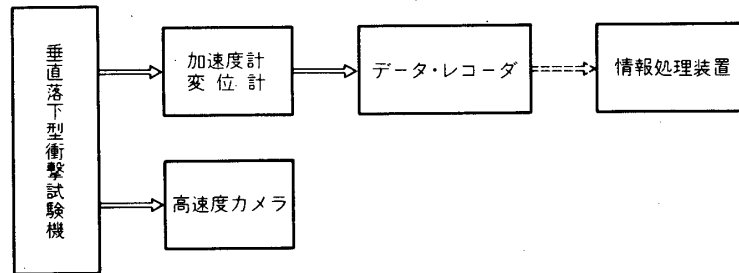
(3)式は普通鋼のデータにより係数決定を行なった。HITENについて少数のデータが報告されており[12], σ_Y / σ_{Y0} (σ_{Y0} : 普通鋼)の影響が見られるので,

$$P_m / P_Y = (0.05 + 16 \pi t / S) \Psi (\sigma_Y / \sigma_{Y0}) \quad (4)$$

とおける。 Ψ としては $(\sigma_{Y0} / \sigma_Y)^{1/2}$ か $(\sigma_{Y0} / \sigma_Y)^{1/3}$ が候補である。

4. 衝撃エネルギー吸収実験設備

以上に述べてきた衝撃エネルギー吸収のメカニズムを実験的に解明するために衝撃試験装置を主体とする実験設備を完成した。この設備は垂直落下型衝撃試験機, 高速度カメラ, 小型電子計算機によるデータ処理装置等により構成される。第6図にこの設備の簡単なシステム図を示す。



第6図 衝撃エネルギー吸収実験設備システム図

以下, 各装置についての概要を説明する。

4-1 衝撃試験装置の基本的構想

この装置の基本的な構想は, 垂直なガイド・レールを伝わって落下する重錘と下部台との間にモデルを取付けて衝撃的に圧壊させ, この現象を観察, 測定することである。考えてみると, この装置は環境試験装置として広く用いられる汎用の落錘型衝撃試験機の仕様と極めて類似している。前者では落下台の下でモデルを圧壊させるのに対して, 後者では落下台の上にモデルを取付け, 衝撃荷重を与える点, および, 落下速度が前者では 10m/sec 以上に

達し、落下高さが10数mになる点で相違する。

そこで従来の汎用の衝撃試験機をベースとして、これを高さ方向に拡大し、必要な仕様変更を加えて設計したのが本装置であり、その結果、汎用の衝撃試験機としても使用することが可能である。

基本的要求性能としては、最大落下高さ10 m、最大衝突速度14 m/sec、最大加速度100 G、供試モデルの大きさ400×400×500 mm程度のものを目標とした。

さらに、所期の目的に適した装置の設計、製作にあたって、基本的な性能、仕様の他に特に次のような点に着目した。すなわち、衝撃環境試験装置として利用でき、衝撃加速度～作用時間、衝突速度を広範囲に選ぶことができること。緩衝装置により衝撃力の地盤への伝達を小さくして、大きい基礎を作る必要を除き、また地盤の影響を防いできれいな衝撃波形を得られること。再落下防止装置を設けて、再落下する所でブレーキを作動させてはね返りの防止を行なう。連続繰返し衝撃試験が行なえること。落下台の剛性を高くして、落下台上のどの位置でも一様な加速度を得られること。衝撃音を成可く小さくして、試験者の疲労や公害問題を起すことがなく、かつ十分な安全性を備えること等を考慮した。

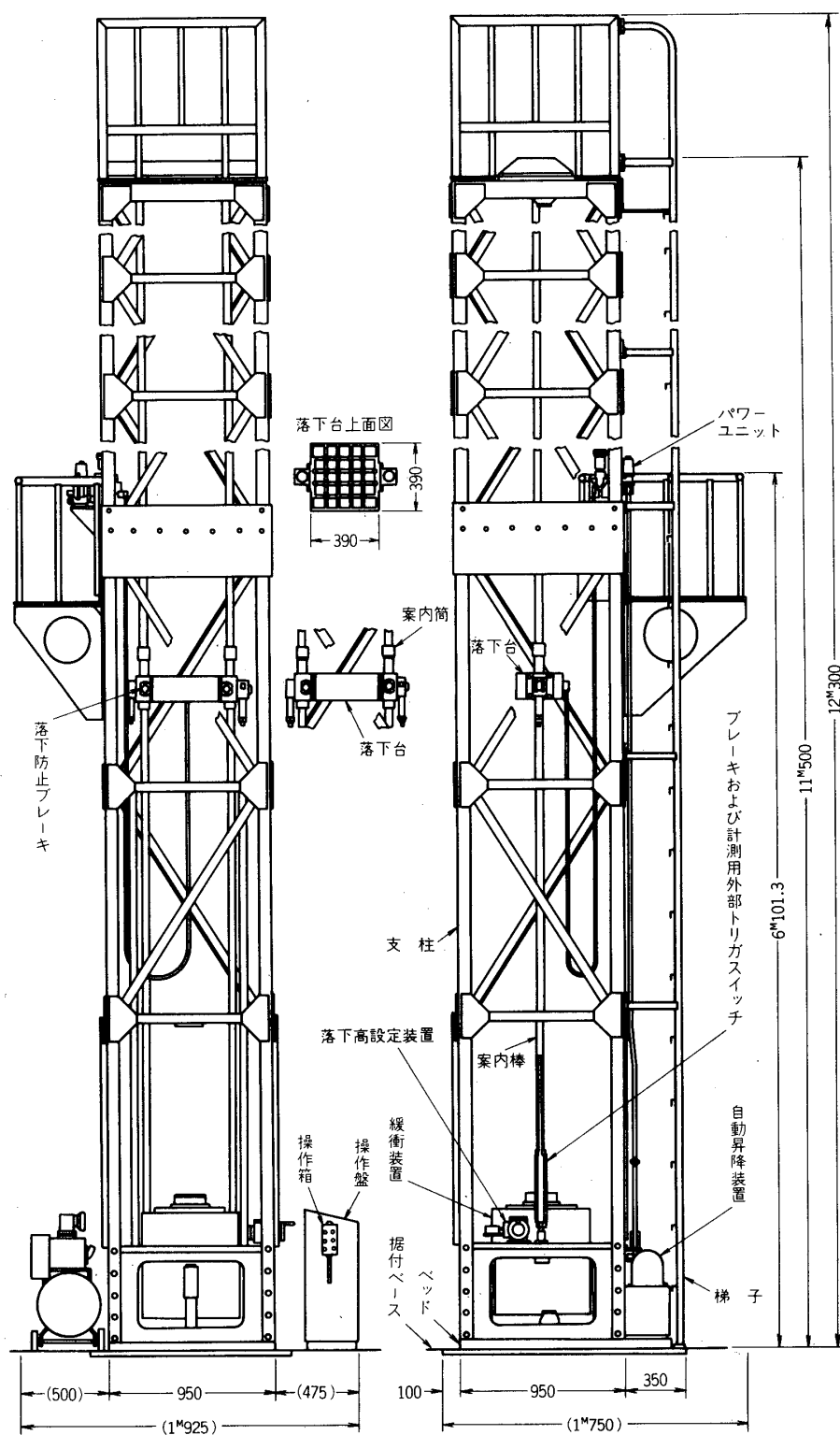
4-2 概 要

前述のように、本装置は垂直落下型の衝撃試験機で、ベッドおよび支柱、案内棒、落下台、自動昇降装置、落下高設定装置、落下防止ブレーキ、パワーユニット、緩衝装置、ブレーキ計測用外部トリガースイッチ、操作盤および操作箱等によって構成されている。各部は十分な強度と剛性をもち、各接合部、摺動部、回転部などは極力ガタおよび摩擦がなく、かつ使用に伴ってのガタが発生し生長しないように考慮した。主なる性能・仕様を第1表に示す。

表1 主なる性能・仕様

試験機の大きさ	幅約1750×奥行1500×高さ12300 mm
最大落下高	10000 mm
最大衝突速度	14 m/sec
最大加速度	100 G
供試体最大寸法	幅400×奥行400×高さ約500 mm
〃 最大重量	50 kg
落下台面寸法	400×400 mm
〃 重量	60 kg
衝撃方法	自由落下方式
落下防止ブレーキ	空圧・油圧作動式摩擦ブレーキ
衝撃力緩衝装置	緩衝重錘・コイルばね弾性支持
自動昇降装置	昇降チェン・サイクロ減速機（昇降速度65.8 mm/sec） コーン型無励磁ブレーキ付誘導電動機4P, 0.1 kw

操作盤には、手動～切～繰返しの切替、上昇～下降用、非常停止用の各スイッチ、また、落下警報ブザー、タイマー、繰返し数設定用の自動電磁積算計（6桁、プリセット付）、運転



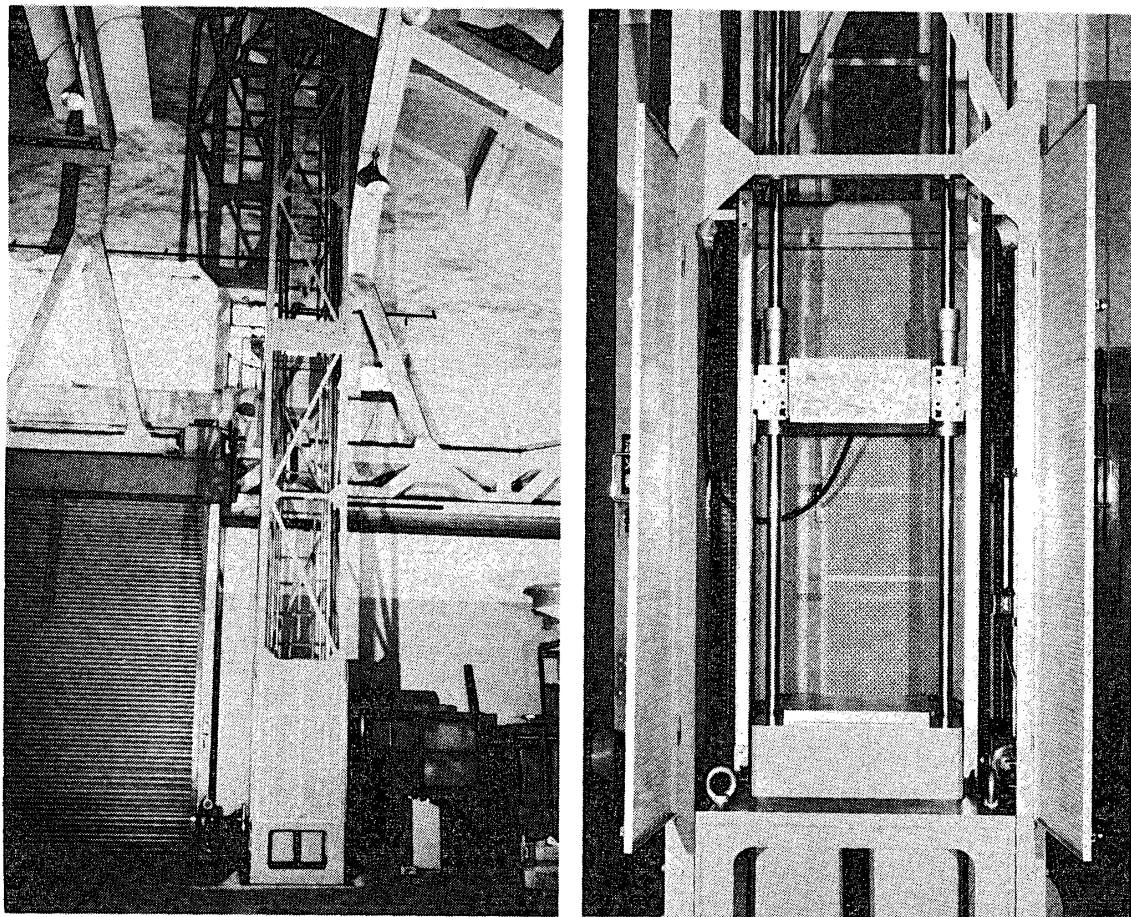
第7図 垂直落下型衝撃試験機概要図

積算計等が付属，内蔵されている。さらに同種の機能をもつ操作箱により遠隔操作をすることもできる。

構造物モデルは落下台に取付けて落下衝突させるか，または下部台上に取付けて，落下台を落下させる。衝突時の運動エネルギー $1/2 mv^2$ の質量 m は落下台と付加重量，速度 v は落下高さによって適当に変えることができる。落下台は昇降装置によって自動的に上昇し，あらかじめ設定された落下高に達すると，自動的に停止ブレーキが作動し落下高を保持する。そしてこのブレーキを解除することによって，落下台は自由落下をする。

この装置では，単発衝撃または連続繰返し衝撃のいずれの試験も可能で，繰返しの場合は繰返し数設定カウンターの指示により，任意の繰返しができる。第7図に装置の概略図を，また第8図に全体の写真と落下台および下部取付け台と緩衝重錘の一部の写真を示す。

次に，主なる構成装置の構造について説明する。



第8図 垂直落下型衝撃試験装置外観
および落下台と下部取付け台

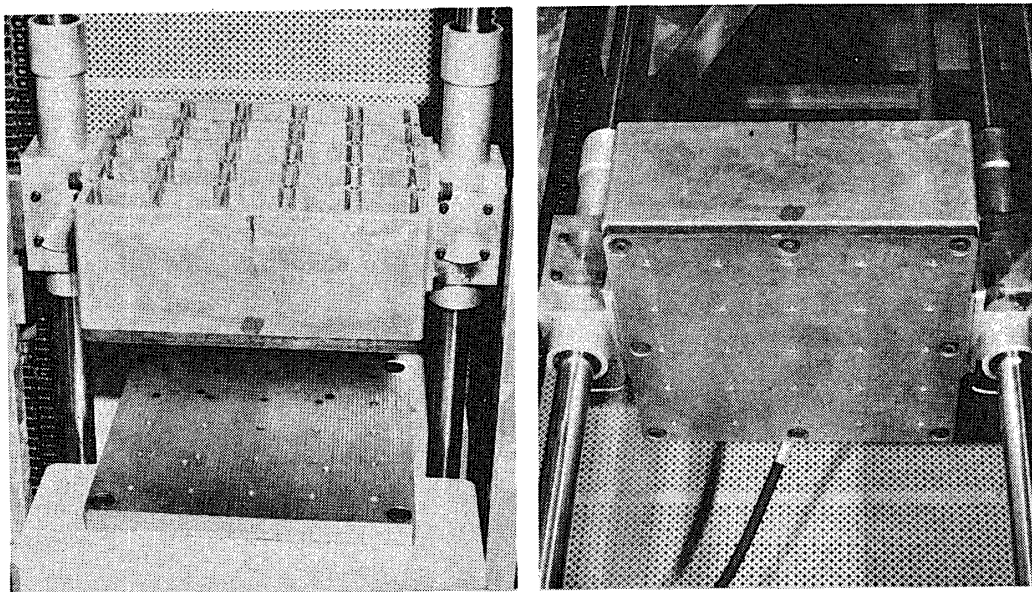
4-2-1 ベッドおよび支柱、案内棒

ベッドは両平面とも機械加工を行ない、支柱組立および据付時の水平基準面としている。支柱（75×75，等辺山形鋼）はこの基準面に垂直に取付けられる。

案内棒は落下台をモデル上に正しく垂直に落下衝突させるガイドで，鉛直な2本の平行丸棒よりなり，支柱でその上端を支持されている。案内面は極力摩擦がなく，落下台が円滑に自由落下でき，長期の使用でも摩耗，錆の発生が少ない材料を使用している。その有効落下高さは10000 mmである。

4-2-2 落下台

落下台は耐食アルミニウム合金鋳造材を使用し，軽量かつ剛性の十分高いものとし，またその固有振動数は衝撃加速度の波形が歪まないよう十分高くしてある。落下台の下面にはモデル取付け用のタップ穴を設け，また上面には加速度ピックアップ取付け用の穴も設けてある。落下台の両側面にある案内筒は，落下台の昇降時のガイドとなるもので，こじりの生じない適当な長さとし剛性をもたせてある。第9図に落下台の上面と下面を示す。



第9図 落下台

4-2-3 自動昇降装置および落下高設定装置

自動昇降装置は，最大塔載重量時においても出力に十分余裕のあるものとし，停電時においても逆転落下することのないよう機械的にセルフロックができる機構としている。

落下高設定装置は，設定スケールによって任意の高さに移動設定ができ，この設定高さに達すると落下台は自動的に停止する。第10図に落下高設定スケールと設定ハンドルを示す。

4-2-4 落下防止ブレーキおよびパワーユニット

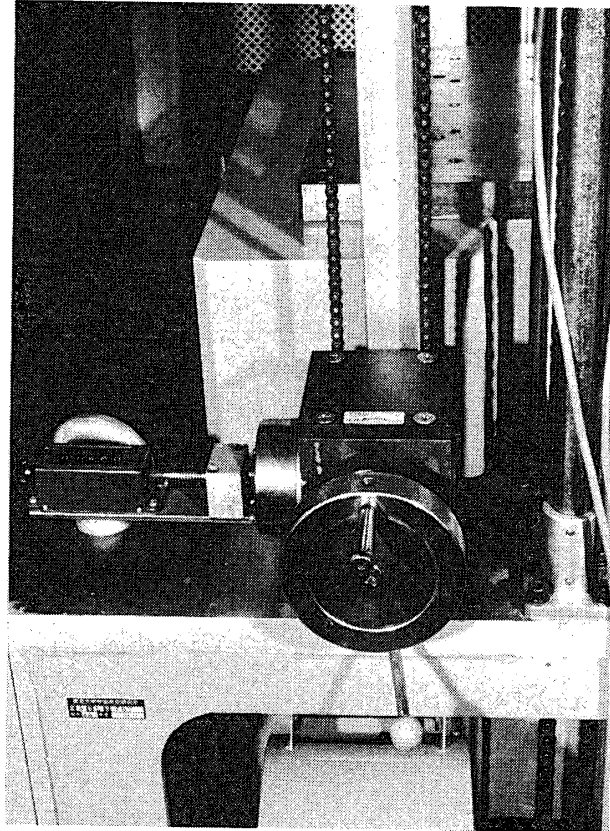
落下防止ブレーキは落下台を所定の高さに保持し，また衝突時のはね返り衝突の防止を行

なう。落下台の昇降および自由落下時には、このブレーキは作動せず完全に無拘束の状態で行下する。この落下防止ブレーキは通電時には解除できるが、停電時において自由落下することのないような安全対策を考慮してある。

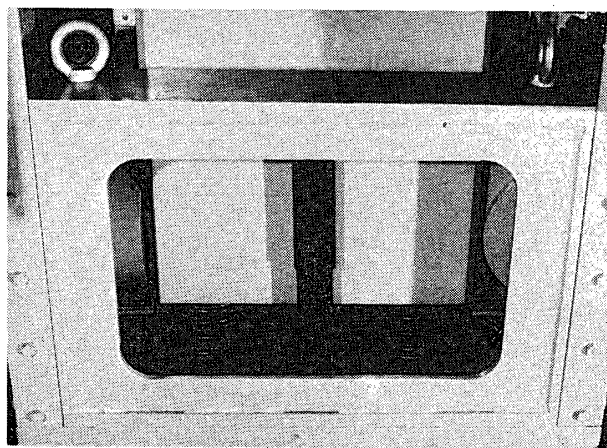
ブレーキの作動はパワーユニットにより瞬時にブレーキシリンダに高圧の油圧を発生させて落下台の落下を防止する。また、ブレーキ・トリガー・スイッチを設けて試験条件に合わせて、任意の高さでのブレーキ作動位置の指定ができる。

4-2-5 緩衝装置

緩衝装置は緩衝重錘とばね系よりなる。すなわち下部衝撃受台と重錘を弾性支持し、一種の防振支持構造としている。緩衝重錘は落下台とモデルとの衝突による衝撃エネルギーを吸収するのに必要な質量と剛性を有している。またこの弾性支持のばね質量系の固有振動数は衝撃力が直接地盤に伝達して、本装置の据付基礎および周辺に有害な振動、衝撃などの影響を及ぼさないよう考慮した。本装置では重錘重量 1200 kg, ばね系の固有振動数 2 Hz, ばね常数 192.5 kg/cm である。第 11 図は緩衝重錘および緩衝ばねである。尚、このばねは 4 本で衝撃力を受けているが、必要な場合はこのばねを密着させることにより、緩衝装置なしの衝撃を与えることもできる。



第 10 図 落下高設定装置



第 11 図 緩衝装置

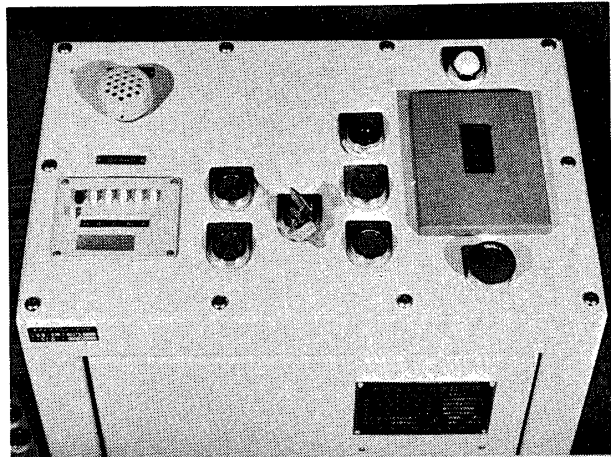
4-2-6 計測用外部トリガー・スイッチ

このスイッチは衝撃加速度波形をブラウン管オシロスコープで観測する場合の外部信号を与えるもので、やはり試験条件に合わせて任意の位置に設定できる。トリガー・スイッチをモデルの衝突直前に作動させれば、オシロスコープ上に衝撃加速度波形が立上りを切られることなく同期させることができる。

4-2-7 操作盤

第12図は操作盤上面の写真である。ここでは各種操作スイッチ、非常停止押ボタンスイッチ、落下警報ブザー、プリセット積算計が示されている。落下警報ブザーは、落下台のブレーキ解除すなわち落下開始前の指定秒時に警報音を発生する。

それぞれの制御回路には機械操作と結合した電氣的インターロック装置によって、誤操作による事故防止と安全を充分考慮している。



第12図 操作盤

5. 高速度カメラ

前章で述べた衝撃試験装置により負荷された各種モデルの変形、破壊のモードを観測、計測するために高速度カメラを使用する。

この種の実験に使用する高速度カメラとしては各種の速度範囲のものが考えられるが、われわれの目的としては、撮影コマ数500コマ/sec程度のものを選んだ。

本機は米国フォトソニックス社製16MM-1P型16mm高速度カメラで、送り機構は間欠搔落し方式による。送り速度は16, 24, 50, 100, 200, 300, 500コマ/secの7段階標準送り速度をもつ。コマ数精度は各レンジ±1%以内である。パルス・ジェネレータを併用して内蔵タイミングライトを作動させることもできる。フィルムの交換はマガジン着脱方式であるので比較的容易であり、レンズは16mm標準Cマウントを採用しているので互換性はスムーズである。本装置には現在、アンジェニュー社の25mm F 1.4および100mm F 2.7の2種を装備している。16mmカメラとしては、小型、軽量で取扱いが容易であり、高い機動性をもつことが特長としてあげられよう。

6. データ処理装置

供試モデルからの各種の情報、たとえば荷重、変形、歪、時間等のデータをそれぞれのセンサーによってとり出し、これをデータ・レコーダに記録する。得られたデータをオフ・ラインにより小型電子計算機に処理させる。

本装置としては日立製作所製HITAC 10 II を選定した。現在までに備えられている本機の構成は、処理装置、記憶装置（メモリ容量 8 kw）、データタイプライタ、テープ読取機である。

現在、本設備の目的に合わせたプログラムを準備中であり、将来はオン・ライン制御も考慮している。

7. 結 言

衝撃エネルギー吸収要素の研究の究極的な目的は、衝撃エネルギーの制御を達成することにある。ここに報告した研究は、圧壊現象の解明と言う段階でその目的にははるかに遠いものであるが、必要な一歩であることは確実である。今後、完成された装置を駆使して究極の目的に一歩でも歩み寄る努力を重ねたい。

最後に衝撃試験装置の設計、製作には伊藤精機株式会社の労を煩わしたことに深く感謝する次第である。

1974 年 7 月 31 日 航空力学部

参 考 文 献

- [1] PUGSLEY-MACAULAY, QJMAM, XIII, 1960
- [2] McFARLAND, AIAA J. I, 1963
- [3] YOSHIMURA, NACA TM 1390, 1955
- [4] MIURA, ISAS REP-442, 1969
- [5] MIURA, AIAA J. VI, 1968
- [6] 谷沢, 東大航空修士論文, 1973
- [7] 谷沢・三浦, 第 15 回構造強度に関する講演会講演集, 1973
- [8] 三浦, 第 15 回構造強度に関する講演会講演集, 1973
- [9] MIURA, ISAS REP-461, 1971
- [10] 綾・高橋, 自動車技術会, 1973 (春)
- [11] 大久保・赤松・白沢, 同上, 1973 (春)
- [12] 高野・渋谷・及川, 同上, 1972 (秋)
- [13] 山屋・谷, 三菱重工技報, 1972