

船舶衝突防護用緩衝工の特性に関する実験

有田喜久雄*, 安藤孝弘*, 中井 毅**

Tests on Buffer Equipments for use as Protection against Ship Collision

by

Kikuo ARITA, Takahiro ANDO, Tsuyoshi NAKAI

Abstract

The present paper deals with the energy absorption capability of buffer equipments used for marine structures such as piers of a long-spanned bridge in a ship collision.

At the outset the force-displacement characteristics were investigated experimentally on structure elements of circular or hexagonal cross-section which were used as parts of the buffer equipments. The circular or hexagonal cross-section elements were shown to possess force-displacement curves changing in a smoothly increasing or decreasing manner, respectively. The both curves for those elements illustrate approximately rectangular force-displacement characteristics so that the absorbed energy can take on a great value until the reaction force reaches a specific load that may be encountered in a ship collision.

Next, a new buffer equipment composed of the circular-section elements was devised for use as a protective structure in ship collision with a circular bridge-pier. The new device was found to have the advantage of greater energy-absorption capability and less variation of its force-displacement curve with the position of a striking bow, compared with a conventional buffer equipment which is cruiformly composed of thin steel plates. For practical design purposes, the procedure due to a simple rigid-plastic analysis was presented in an attempt to estimate order of magnitude related to the energy absorption capability.

* 構造強度部

** 三菱重工(株)

原稿受付 平成5年11月1日

審査済 平成6年3月10日

目次

1. 緒言	2
2. 薄肉断面部材の緩衝特性	2
2.1 静的圧壊実験	2
2.1.1 実験の概要	2
2.1.2 実験と計算との比較	3
2.2 動的圧壊実験	4
2.2.1 実験の概要	4
2.2.2 実験と計算との比較	7
3. 緩衝工の特性に関する検討	8
3.1 実験の概要	8
3.1.1 試験模型および実験方法	8
3.1.2 実験結果および考察	10
3.2 実験と計算との比較	13
4. 結言	17
参考文献	17
付録	17

1 緒言

最近の長大橋の橋脚などのように、海上の構造物が航路近くなど船舶の交通量の多いところに設置される場合に、これら構造物と船舶との衝突の危険が大きく、衝突事故に対する安全対策が重要になる。このため衝突事故に対し、海上の構造物および船舶の安全確保のための損害軽減支援システムの一環として、衝突船の運動エネルギーを有効に吸収するように工夫された構造物すなわち緩衝工の開発が必要になっている。緩衝工の形式としてはいろいろなものがあり、それが設置される海洋環境に見合ったものが工夫されているが、防護すべき構造物に直接取り付けられ、保守管理が比較的しやすい圧壊形式の緩衝工が使われる場合が多い。

船舶の衝突においては運動エネルギーが大きいため、圧壊形式の緩衝工では鋼製を主としたものが一般的であり、部材の塑性変形あるいは破壊によって衝突エネルギーを吸収するように設計される。この圧壊形式の緩衝工としては、鋼板によって格子状の区画に仕切った格子型と呼ばれるものが従来から使われているが、船舶の衝突エネルギーの吸収過程において反力曲線（荷重と変位との関係）の形が滑らかさに欠け、また曲面をもつ構造物に対しては施工が難しいなどの難点があり、緩衝工の新しい構造形式が切望されていた。

本報告においては、良好な吸収エネルギー性能をもつ構造形式を求めるため、まずいくつかの構造部材について静的圧壊実験、動的圧壊実験を行い、吸収エネルギーの大きさおよび反力曲線の形（これらを総合して緩衝特性と呼ぶ）を調べた。その中から円筒部材を組合わせた円筒連結型緩衝工を考案し、これを実際の衝突防護対象構造物に適用した場合の緩衝特性を、従来から使われている基本構造形式の格子型のものと比較した。この円筒連結型緩衝工を、

長大橋の円形橋脚などの曲面をもつ構造物に取り付けた場合を検討した結果、円筒連結型緩衝工は良好な緩衝特性を有していることがわかったので、船舶衝突防護用の新形式緩衝工として提案する。

2 薄肉断面部材の緩衝特性

良好な吸収エネルギー性能をもつ緩衝工を開発するために、まず緩衝工の構成要素として円筒型、六角筒型の薄肉断面部材を選び、それらの静的圧壊実験および動的圧壊実験を行い、緩衝特性を調べることにした。

2.1 静的圧壊実験

2.1.1 実験の概要

(1) 試験模型および実験方法

試験模型はFig.1に示すように断面形状がそれぞれ円形および正六角形をした円筒型および六角筒型のものである。長さは500mmで断面の平均直径（六角筒型に対しては外接円の直径）と板厚とを変えている。断面の平均直径は600mm、300mmの2種類で、それぞれについて板厚は3通りに変えた。

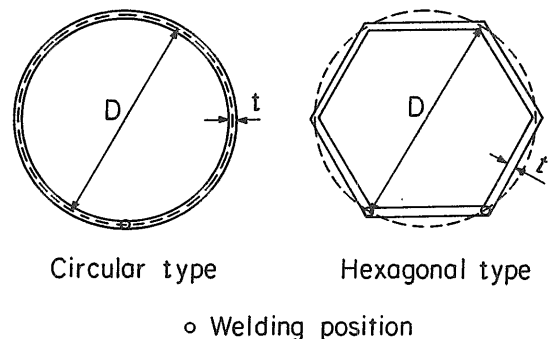


Fig. 1 Thin-walled sectional members

実験方法として、試験模型の断面に沿って横荷重を一樣にくわえ、試験模型を圧壊させた。この時の荷重と変位との関係から反力曲線の形および吸収エネルギーの大きさなどの緩衝特性を調べた。

(2) 実験結果および考察

各試験模型の荷重 P と変位 Δ との関係（反力曲線と呼ぶ）をFig.2～5に示す。ここで横軸は変位を直径 D で無次元化したものを用い、縦軸は荷重を後述の塑性崩壊荷重の計算値 P_0 で割って無次元化している。各反力曲線の特徴は次のとおりである。円筒型の場合には、変位が進むにつれて荷重が上昇し、塑性崩壊荷重に達した後は、変位に対して荷重がほぼ一定に保たれる。その後、変位が進むにつれて荷重が漸増する。したがって、変位が大きくなるにつれて吸収エネルギーの増加量が大きくなり、船舶衝突のような小型船から大型船まで広範な衝突エネルギーを対象とする場合に適していると考えられる。六角筒型の場合には、

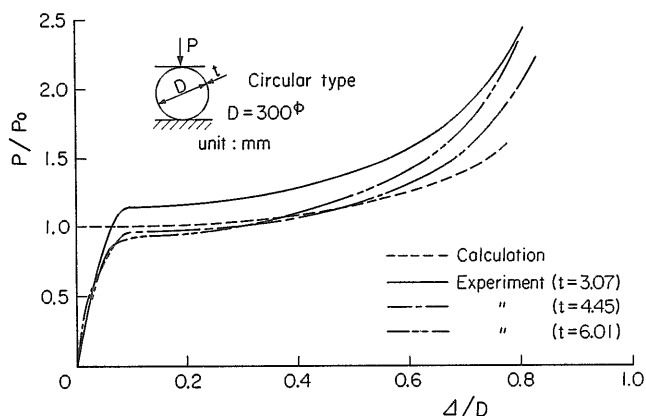


Fig. 2 Load - displacement curves for circular type (1)

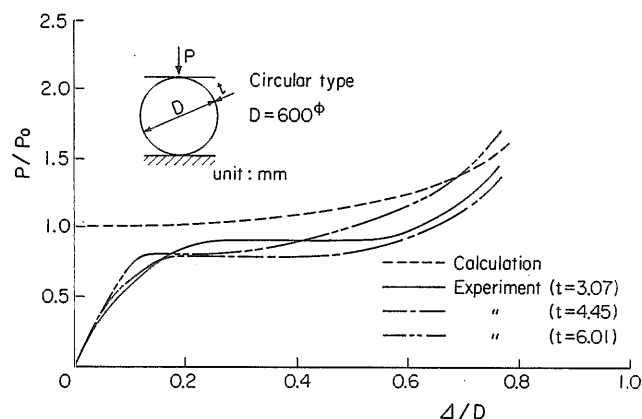


Fig. 3 Load - displacement curves for circular type (2)

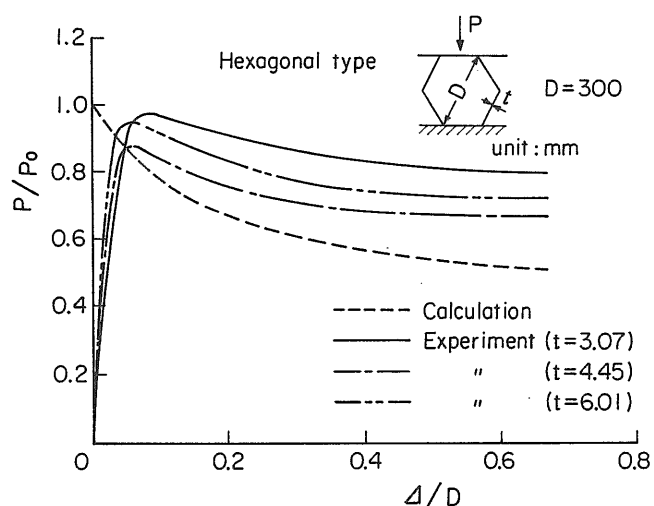


Fig. 4 Load - displacement curves for hexagonal type (1)

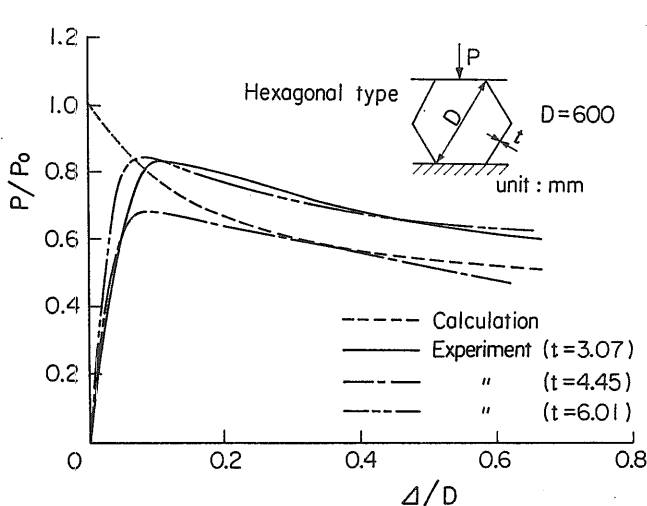


Fig. 5 Load - displacement curves for hexagonal type (2)

変位が小さい段階で塑性崩壊荷重に達し、その後、荷重がゆるやかに減少する。円筒型も六角筒型の場合も、適切な部材寸法の選択により、反力曲線においてほぼ定荷重に保たれる範囲が広くとれ、しがたって最大荷重に対して吸収エネルギーが大きくとれる利点があり、良好な緩衝特性が得られることがわかる。

2.1.2 実験と計算との比較

良好な緩衝特性を求めるには、吸収エネルギー値を概算し、その大きさを部材寸法に合わせて比較検討しなければならぬから、吸収エネルギーの算定式を求めておく必要がある。そこで材料を剛塑性体として、塑性解析により簡略的な式を導くことにした。まず円筒型試験模型について計算する。Fig.6に示すような塑性崩壊形式を考える。円筒の直径D、塑性関節の回転角を θ とすると、全変位量 Δ は

$$\Delta = D \sin \theta \quad (1)$$

で表わせる。仮想仕事の原理を使えば、外部仕事T

$$T = P \delta \Delta \quad (2)$$

と内部仕事U

$$U = 8 M_P \delta \theta \quad (3)$$

ただし M_P : 全塑性モーメント
とを等しくおくことにより、荷重Pとして

$$P = \frac{8 M_P}{D \cos \theta} \quad (4)$$

が得られる。

(1)、(4)式より

$$\frac{P}{P_0} = \frac{1}{\sqrt{1 - (\Delta/D)^2}} \quad (5)$$

ただし P_0 : 塑性崩壊荷重 ($= 8 M_P/D$)

$$M_P = \sigma_Y t^2 / 4$$

σ_Y : 材料の降伏応力

t : 板厚

で表わせ、DeRuntz & Hodge¹⁾が通常の鋼管に関し、円周に沿っての曲げモーメント分布から導いた式と一致する。吸収エネルギーは(5)式を変位 Δ について積分することにより得られる。

六角筒型の試験模型の場合には、Fig.6のような塑性崩壊形式を考えれば、円筒型と同様に仮想仕事の原理により、荷重 P と変位 Δ の関係は θ をパラメータとして

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{8 M_P}{D \cos \theta} \\ \Delta &= D \left(\sin \frac{\pi}{3} - \sin \theta \right) \end{aligned} \right\} (6)$$

になる。

これらにより計算した結果と実験値との比較を、円筒型および六角筒型試験模型についてFig.2~5に示してある。実験値にはややばらつきがみられるが、計算式は薄肉断面の円筒および六角筒の部材についての実験の傾向を表わしているといえる。

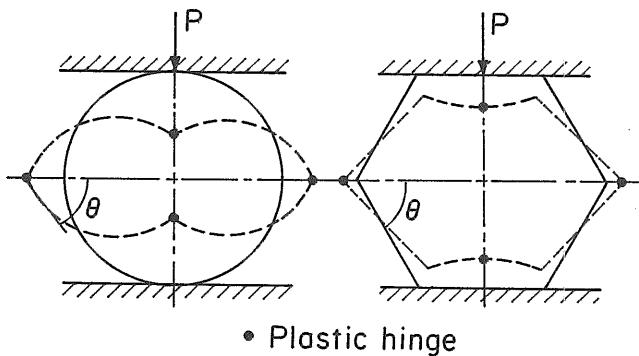


Fig. 6 Plastic collapse of structural members

2.2 動的圧壊実験

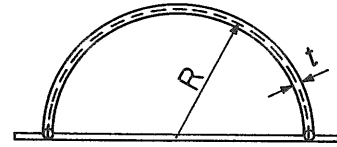
実際の衝突現象では動的に荷重がかわることを考慮し、ここでは2.1節で取り扱った構造部材について動的圧壊実験を行って荷重の動的影響について調べ、静的圧壊実験結果と比較する。実験結果は1自由度の質点-バネ系モデルによる数値計算と比較し、荷重の動的影響について検討をくわえる。

2.2.1 実験の概要

(1) 試験模型および実験方法

動的実験に用いた試験模型は、円筒型および六角筒型にFig. 7に示す半円筒型を追加して、Table 1に示すものとした。Table 1における試験模型の記号で、最初の数値は

(82)



Half-Circular type

Fig. 7 Half - circular type of structural member

Table 1 Test models for dynamic loading

Specimen	Type of section	Diameter or Radius (mm)	Thickness t (mm)	Weight (kg)	
D1	CD300-4.5	Circular	D=300	4.45	16.5
D2	CD300-2.3	Circular	D=300	2.21	8.2
D3	HD300-4.5	Hexagonal	D=300	4.45	15.7
D4	HD300-2.3	Hexagonal	D=300	2.21	7.8
D5	CR300-2.3	Half circular	R=300	2.21	8.2

直径(半円筒型の場合は半径)を表わしており、2番目の数値は板厚を公称値で示している。

実験方法は、Fig.8に示すように試験模型を重量の大きい台車に取り付け、これを剛壁に衝突させることによって試験模型に動的荷重をくわえた。台車を床面に対して30°に傾斜したレール上を滑らせ、レールに対して直角に固定した剛壁に衝突させる。台車の重量は1,090kgと一定にし、試験模型の重量に比べ十分大きいものとした。衝突速度は台車の走行距離を選ぶことにより変えた。計測項目を以下に示す。

(a) 荷重

衝突面の鋼板と剛壁との間に挟んだロードセルにより計測した。ロードセルは東京測器製CLP-100B、定格容量100tonf、高さ180mm、100mmφの円柱で先端は球面になっており、この球面に球座を介して取り付けた。ロードセルの出力は応答周波数が100kHzの直流動歪測定器に入れた。

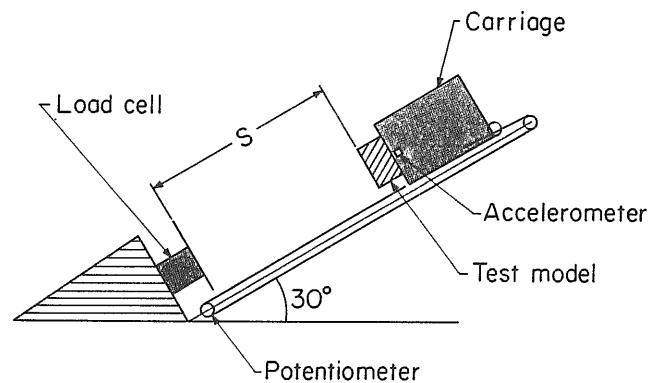


Fig. 8 Dynamic test setup

Table 2 Dynamic test conditions

Specimen	Type of section	Sliding distance (s (mm)) and Striking speed (V ₀ (m/s))				
		s=0 V ₀ =0	125	250	500	1000
D1	CD300-4.5	Circular		○	○	○
D2	CD300-2.3	Circular	○	○	○	
D3	HD300-4.5	Hexagonal		○	○	○
D4	HD300-2.3	Hexagonal		○	○	
D5	CR300-2.3	Half circular			○	○

(b) 加速度

定格容量100Gの加速度計を台車の前面の部分に取り付け、衝突時の加速度を計測した。応答周波数は1kHzである。増幅器には荷重の計測に用いたものと同じ直流動歪測定器を用いた。

(c) 変位置、変形速度

緩衝性能を調べるには大きな変位置が必要であることを考慮して、試験模型の変位置の計測にポテンショメータを使用した。計測点数は2点とし、計測値の相互チェックを行った。一つは、台車の移動につれ、剛壁側に取り付けたプーリーを介してポテンショメータが回転するようになっている。他の一つは、台車の後面に100mm径の硬質ゴム製の車輪を取り付け、車軸の回転をポテンショメータで計測する方法によった。車輪はバネを介してレールに押しつけ、滑りを防止した。両者の方法による計測値の比較から同じ変位置が検出できたので、実験値は硬質ゴム製車輪に取り付けたポテンショメータの出力によった。ポテンショメータは前述の直流動歪増幅器に接続し、その出力は歪換算で1°あたり10μである。

変形速度は変位の時間に対する傾斜角で求めた。

以上の(a)荷重、(b)加速度および(c)変位置の計測信号はデータレコーダに収録した。データレコーダの応答周波数は10kHzである。また、それぞれの計測信号はパソコンに入力し、各計測項目の関数のグラフを描かせた。

衝突条件は、各試験模型において十分な変位置が得られる衝突エネルギーの範囲で、衝突速度を変えることにより設定した。衝突条件をTable 2に示す。衝突速度は台車の滑走距離Sにより変えることができる。Table 2には、質点が滑らかな斜面上に沿って距離Sだけ滑り降りた時の速度V₀を(7)式により計算した値を示してある。

$$V_0 = \sqrt{2g S \sin\theta} \quad (7)$$

ただし θ: レールの傾斜角
g: 重力の加速度

(2) 実験結果および考察

円筒型試験模型 D 1 について、Fig. 9に反力 P と時間 t

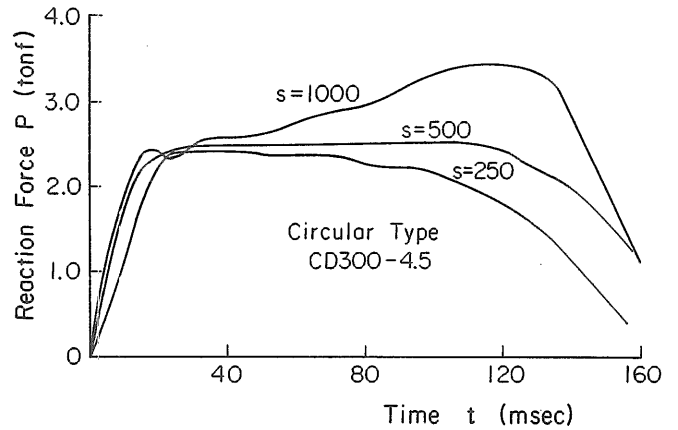


Fig. 9 Reaction force - time curves (Model D 1)

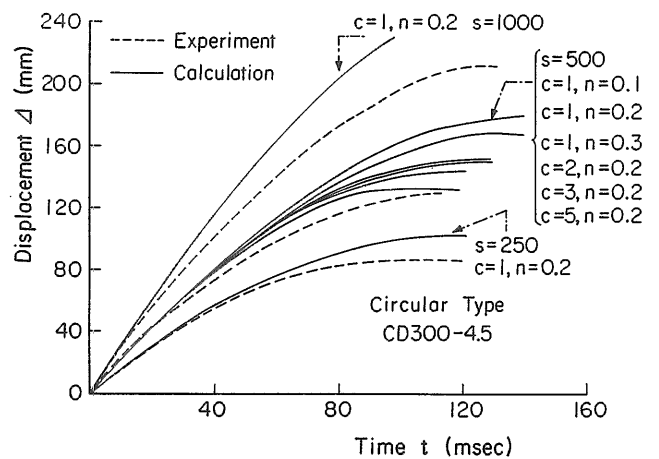


Fig. 10 Displacement - time curves (Model D 1)

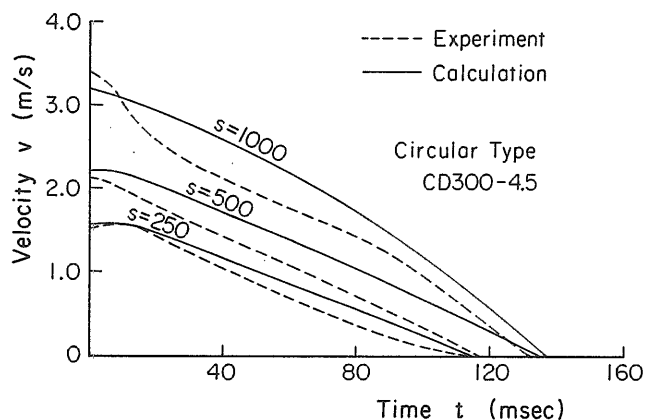


Fig. 11 Velocity - time curves (Model D 1)

との関係の実験結果を示す。これを見ると、静的圧壊実験でもみられた反力が平坦になるところ、すなわち塑性崩壊時の値と比較すると、衝突速度に関係なくほぼ同じ大きさになっている。時間が進むにつれて差が出てくるが、それは時間の経過とともに変形が衝突速度の大きさ順に大きくなり、変形の大きさに対応した反力上昇を示すからと考え

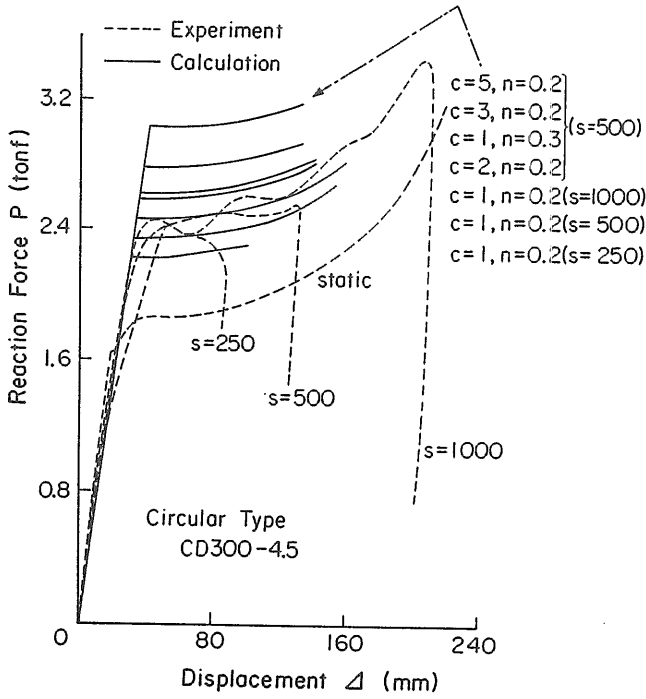


Fig. 12 Reaction force - displacement curves (Model D 1)

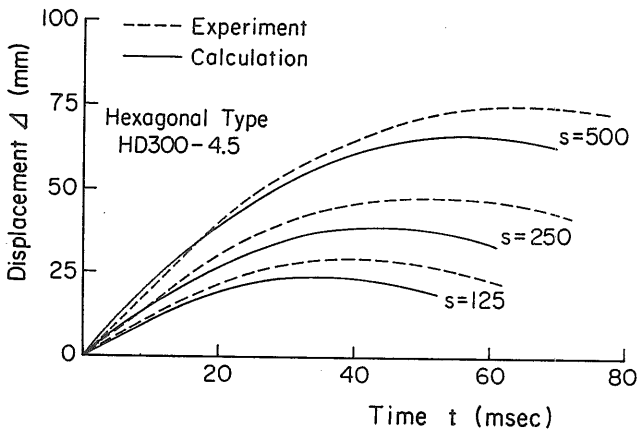


Fig. 13 Displacement - time curves (Model D 3)

られる。他の円筒型試験模型 D 2 についても同様な傾向があり、反力の平坦になるところは、実験の衝突速度 V_0 の範囲では、 V_0 による差はほとんどみられなかった。

Fig. 10、11 にそれぞれ、変位 Δ と時間 t との関係および変形速度 V と時間 t との関係の実験結果を点線で示す。Fig. 10 の変位 - 時間曲線についてみると、変位は時間に対して 2 次曲線に近い形になっており、したがって Fig. 11 の変形速度 - 時間曲線からわかるように、試験模型の変形速度は時間に対してほぼ直線的な減少を示している。Fig. 9、10 において同一時刻における反力と変位との関係を求め、静的圧壊実験結果と比較して示すと Fig. 12 のようになる。動的な圧壊実験による反力 - 変位曲線は、全般的に

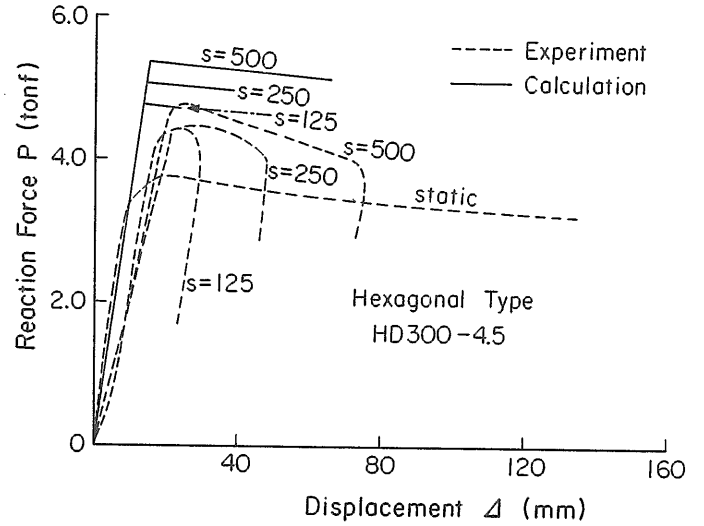


Fig. 14 Reaction force - displacement curves (Model D 3)

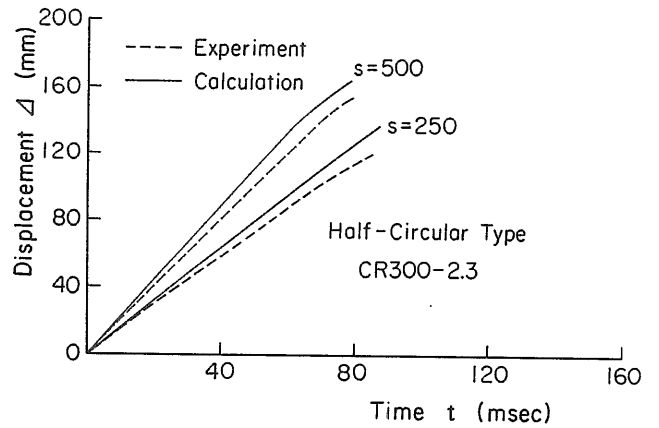


Fig. 15 Displacement - time curves (Model D 5)

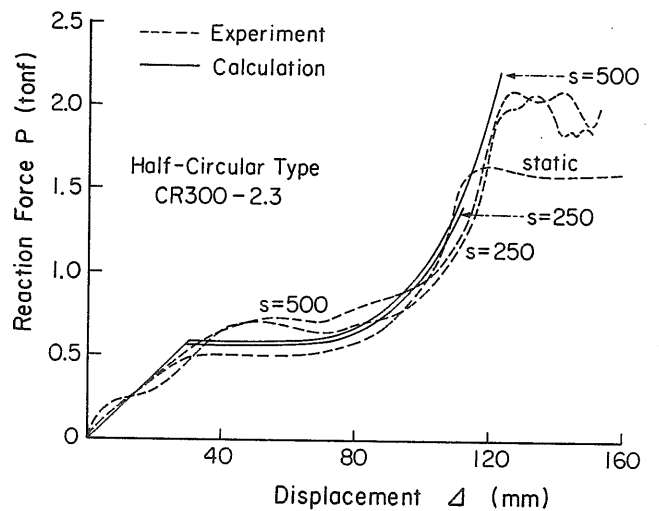


Fig. 16 Reaction force - displacement curves (Model D 5)

静的圧壊実験の曲線に類似しており、試験模型が塑性崩壊に達した後は、反力は変位が進むにつれてゆるやかに上昇する。動的荷重に対する反力は静的荷重の場合に比べて約30%程度上昇している。

次に六角筒型試験模型D3について、Fig.13に変位-時間曲線を、Fig.14に反力-変位曲線を示す。反力の最大になるところ、およびそれ以降に反力がゆるやかに減少する過程において、滑走距離Sの影響はあまりみられない。これは他の六角筒型試験模型D4についても同様であった。Fig.15、16に半円筒型試験模型D5の変位-時間曲線および反力-変位曲線をそれぞれ示す。半円筒型についても動的な圧壊実験による反力-変位曲線は、静的圧壊実験の曲線に類似していることがわかる。

2.2.2 実験と計算との比較

本実験に用いた試験模型の重量は台車の重量と比較して十分小さいので、これを無視して考え、実験モデルをFig.17に示すように1自由度の質点-バネ系モデルに置き換えて解析した。これは、衝突方向の反力が求めるべき主な値であるので、反力をバネ力として表わすことにより解析しやすくするためである。

動的現象を求めるために、一般的な時間tに対する2階微分方程式²⁾

$$M\ddot{x} + \text{DAMP}(t, x, \dot{x}) + \text{REAC}(t, x, \dot{x}) = F(t, x, \dot{x}) \quad (8)$$

- ただし M: 台車の質量
- x, \dot{x} , \ddot{x} : 変位、速度、加速度
- DAMP(t, x, \dot{x}): 減衰項の一般式
- REAC(t, x, \dot{x}): バネ力(緩衝模型の反力に相当)
- F(t, x, \dot{x}): 外力

を解くのであるが、実験では傾斜角30°の滑らかなレール上を滑走させるので、外力は

$$F(t, x, \dot{x}) = Mg \sin 30^\circ \quad (9)$$

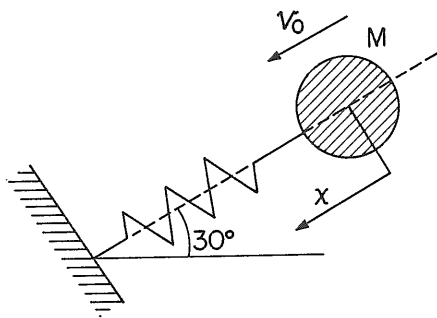


Fig. 17 Mass-spring model

ただし g: 重力の加速度
 になる。(8)式を解いて実験と比較することになるが、減衰項は省略し、反力に静荷重に対するものを使うと、変位の応答は一般に計算値が実験値より高めにでる。減衰項には材料および構造減衰など、試験模型、実験装置に含まれる系のさまざまな要因によるものが含まれ、これを定量化するのは困難である。そこで、ここでは減衰項は省略し、緩衝模型の反力に相当するバネ力に動的影響分を含めたものを用いて実験結果と比較した。

静的なバネ力としては、実験結果の反力-変位曲線に近似した式を使った。変位x(m)に対して反力P(tonf)を

$$P(x) = \begin{cases} ax & ; x \leq x_0 \\ A + B(x - x_0)^q & ; x > x_0 \end{cases} \quad (10)$$

により近似した。試験模型D1については、a=74 (tonf/m)、q=3、A=1.85 (tonf)、B=1.82×10² (tonf/m²)、x₀=0.025 (m)となる。反力の動的影響項については、歪速度による材料の降伏応力の上昇に類似の修正項を導入することにした。歪速度による材料の降伏応力の上昇は、実験式として指数関数あるいは対数関数で表わされる場合が多い。例えば Symonds³⁾は、静的荷重下の降伏応力σ_Yに対して動的荷重下の降伏応力σ_Y'を、歪速度ε̇の関数として

$$\sigma_Y' / \sigma_Y = 1 + (\dot{\epsilon} / c_0)^{1/p} \quad (11)$$

として表現し、c₀=40.4 (s⁻¹)、p=5を実験定数として与えている。これに類似の考えから、ここでは衝突速度の指数関数として表わした。衝突速度には、各時間ステップまでの突入速度の最大値 \dot{x}_{max} をとり、(8)式を

$$M\ddot{x} + [1 + c(\sqrt{Mk} / \sqrt{M_0k_0})\dot{x}_{max}]^n P(x) = Mg \sin \theta \quad (12)$$

- ただし c, n: 実験定数
- θ: レール傾斜角 (=30°)

とおいた。(12)式において、質量Mの物体が線形バネ(バネ定数k)に速度V₀で衝突した時の最大力P_{max}は

$$P_{max} = V_0 \sqrt{Mk} \quad (13)$$

で与えられるところから、√Mkの比例項を導入した。√M₀k₀は基準の模型についての値で、ここでは試験模型D1を基準にする。

(12)式は数値積分により解くことになるが、数値積分には Newmarkのβ法⁴⁾を使用した。すなわち時間増分をΔtとすると、時刻tおよびt+Δtにおける変位をx_n、x_{n+1}、速度を \dot{x}_n 、 \dot{x}_{n+1} でそれぞれ表わすと、x_{n+1}、 \dot{x}_{n+1} は

$$\left. \begin{aligned} x_{n+1} &= x_n + \dot{x}_n \Delta t + (1/2 - \beta) \ddot{x}_n (\Delta t)^2 + \beta \ddot{x}_{n+1} (\Delta t)^2 \\ \dot{x}_{n+1} &= \dot{x}_n + (1 - \gamma) \ddot{x}_n \Delta t + \gamma \ddot{x}_{n+1} \Delta t \end{aligned} \right\} (14)$$

で与えられる。数値積分には(14)式において $\beta=1/4$ 、 $\gamma=1/2$ を使った。時間増分量は $\Delta t=2$ (ms)とした。

試験模型D1における $S=500$ (mm)の場合について、 c 、 n をパラメータとして計算した結果を、Fig.10、12に変位 x を Δ と置き換えて示した。これらの図から、動的影響により反力が上昇するのにつれて変位の応答が小さくなり、実験値に近づく傾向があるのがわかる。これらの図の実験値と計算値との対応をみて $c=1$ 、 $n=0.2$ を選んだ。この c 、 n の値を用いて、変形速度と時間との関係を計算した結果をFig.11に示してある。計算値は時間に対する速度変化の傾向をほぼよく示している。

他の試験模型についても(12)式による計算を行った。これらの変位と時間との関係、および反力と変位との関係をFig.13~16に示した。計算と実験との対応は試験模型によりばらつきがみられたが、全般的には、静的荷重における反力に(12)式のような指数関数による修正をくわえることにより、動的荷重の場合の反力を推算できるものと思われる。

以上のように、本実験に用いた断面部材において、動的荷重に対する反力曲線の形が静的荷重の場合と類似していたことは、静的荷重による実験で得られた緩衝特性が衝突のような動的荷重下においても発揮されるものと考えられる。

3 緩衝工の特性に関する検討

船舶の衝突防護用の緩衝工の特性をみるために、長大橋の橋脚などの外周が円形の曲面をもった構造物を考え、それに対応した緩衝工の検討を行う。前章において検討した薄肉断面部材の中から施工性等を考慮して円筒部材を選び、それを組合せた円筒連結型緩衝工を考案した。この緩衝特性を静的圧壊実験により調べ、従来からある板構造のものと比較検討した。

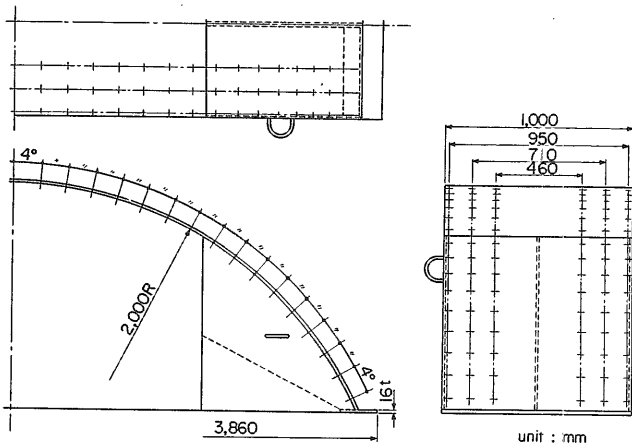


Fig. 18 Bridge - pier model

3.1 実験の概要

3.1.1 試験模型および実験方法

緩衝工模型を装着する橋脚模型は、本州四国連絡橋明石海峡大橋の直径80mの円形橋脚を想定し⁵⁾、その1/20の縮尺を考えて、半径2mの部分円形の剛な治具とした。Fig.18にその右半分を示す。円周の表面には4°間隔に緩衝工を固定するためのネジ孔を切っている。

緩衝工模型は鋼製で、円筒連結型(TUBE)と従来のタイプの一つである格子型(GRID)の2種類を考える。緩衝工の防護範囲はFig.19~22に示したように中心角120°の拡張模型(S-Type)と、そのほかに中心角約60°に狭めた部分模型とし、いずれも1/20の縮尺にあわせた。緩衝工の張出し量は実物で6mを考え、その1/20の300mmの大きさとした。

円筒連結型緩衝工は円筒を連結して、それを外周板(Outer plate)と内周板(Inner plate)の間に入れた構造のものである。これらの部材の接合はFig.23に示すように栓溶接により、格子型緩衝工の製作はFig.24に示すように隅肉溶接によった。格子型緩衝工においては、外周板と内周板との間を縦桁(Vertical girder)および中間板(Mid-plate)により格子状に仕切り、部分模型についてはFig.25に示すように、中間板と縦桁との接合部が円筒連結型の円筒の中心と同じ位置にくるように配置した。ただし、Fig.21、22に示したように拡張模型においては、緩衝性をたかめるために縦桁を外側と内側とで互い違いに配置し、また水平桁(Horizontal girder)を入れたものも含めた。

部分模型では、次に示すように、円筒連結型および格子型それぞれ部材寸法の影響をみるために外(内)周板の板厚を変えたもの2体、船首の突入箇所の影響をみるために円筒、縦桁の位置を変えたもの2体とした。

円筒連結型(TUBEタイプ)	}	外(内)周板厚変化	2体
		円筒配置変化	2体
格子型(GRIDタイプ)	}	外(内)周板厚変化	2体
		縦桁配置変化	2体

以下のFig.26などの図面に示す試験模型の記号として、例えばTUBE(A)4.5-2.3あるいはGIRD(B)4.5-2.3とあるのは、TUBE、GIRDは緩衝工の種類、A、Bは後で述べるように船首の突入位置の分類を示したものであり、それに続く数字4.5は外(内)周板の板厚、あとの数字の2.3は円筒連結型においては円筒の厚さ、格子型においては桁板の厚さの公称値(mm)を示したものである。

拡張模型においては、部分模型との違い、特に外周板の膜力の影響をみることを目的としている。この拡張模型においては、水平桁を入れたものも考えているが、外周のみに水平桁を部分的に入れたもの(試験模型の記号：S-AGRID. PH)と全高さにわたって貫通させたもの(試験模型の記号：S-AGRID. H)とを含めた。試験模型の種類を以下に示すが、板厚はすべて2.3mmとする。

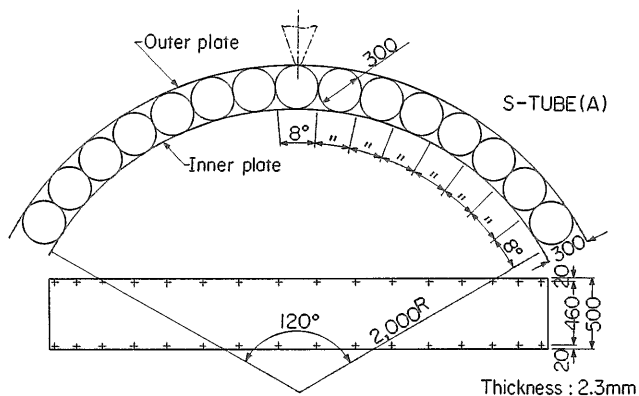


Fig. 19 Tube type of buffer model [Loading condition (A)]

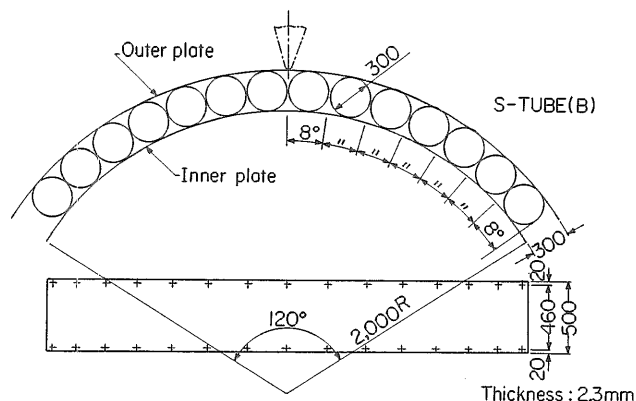


Fig. 20 Tube type of buffer model [Loading condition (B)]

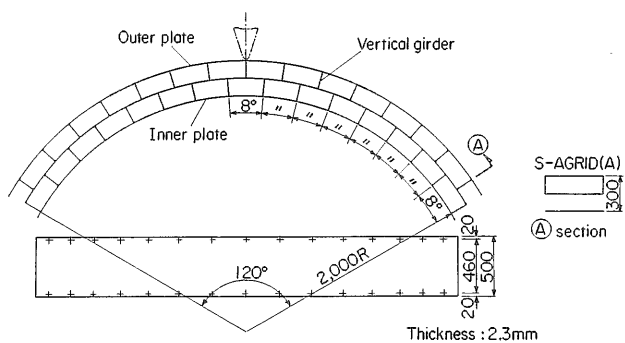


Fig. 21 Grid type of buffer model [Loading condition (A)]

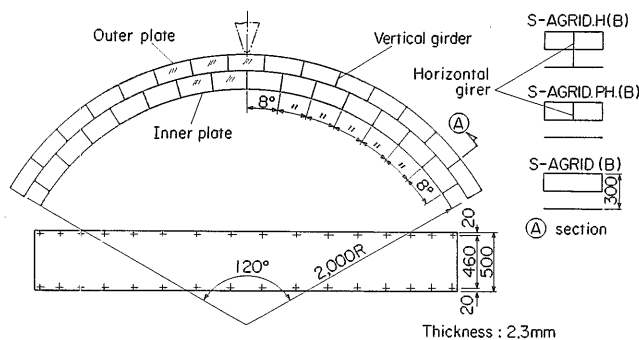


Fig. 22 Grid type of buffer model [Loading condition (B)]

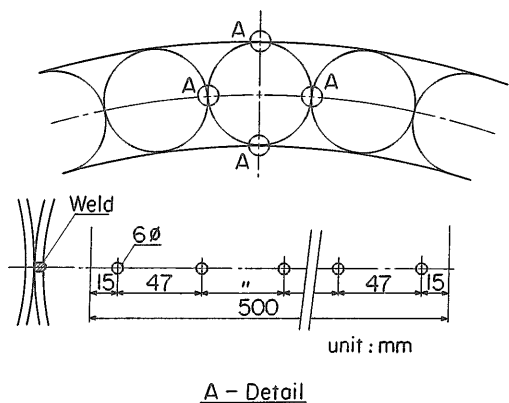


Fig. 23 Welding in tube type of model

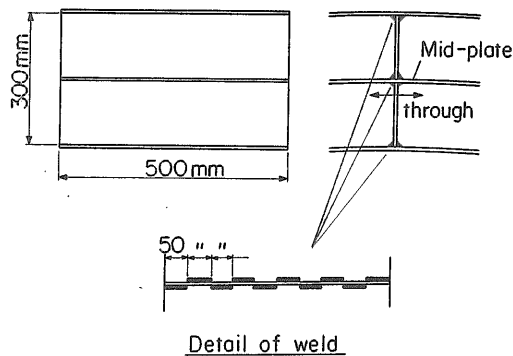


Fig. 24 Welding in grid type of model

円筒連結型 (S-TUBEタイプ)	円筒配置変化	2体
格子型 (S-AGRIDタイプ)		
水平桁なし	縦桁配置変化	2体
水平桁付き	{ 全高さ貫通型 部分配置型	1体
		1体

船首模型は、形状を楔形とし、緩衝工模型に比べ十分剛性の高いように厚鋼板 (16mm) により組立て、船首角が35°、

先端半径が50mmの剛船首とした。
 実験方法としては、緩衝工模型の内周板を橋脚を想定した治具に固着しておき、船首模型を緩衝工模型に静的に突入させ、そのときの荷重-変位曲線を求め、変形の状況を調べた。船首は円筒あるいは縦桁の位置に突入させるもの [荷重条件(A)]、円筒あるいは縦桁間の中央に突入させるもの [荷重条件(B)]として実験を行った。ただし、拡

張模型の水平桁付き格子型の場合は荷重条件(B)のみとした。

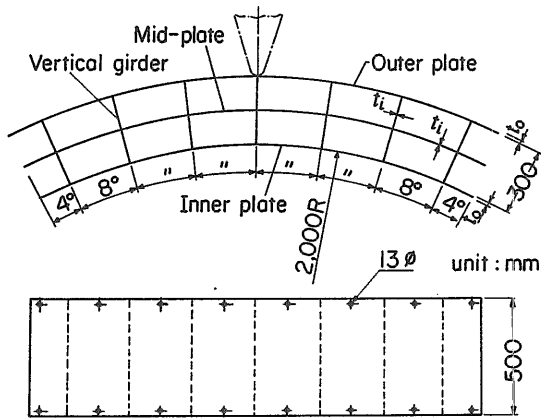


Fig. 25 Partial model for grid-type buffer [Loading condition (A)]

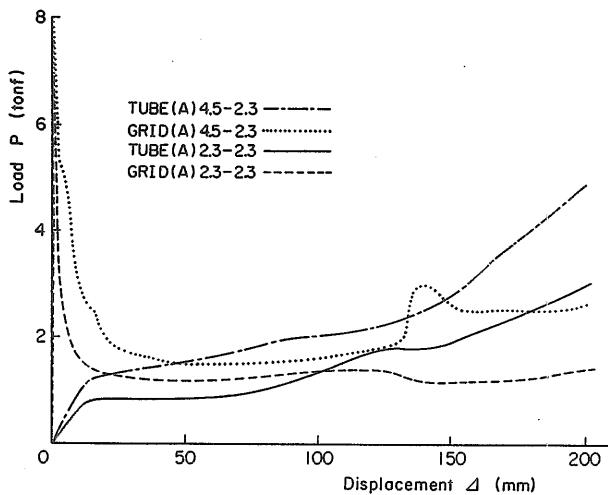


Fig. 26 Load-displacement curves [Loading condition (A)]

3.1.2 実験結果および考察

部分模型の荷重-変位の関係について、円筒連結型と格子型との比較をFig.26、27に示す。また、これから求めた吸収エネルギー-変位の関係をFig.28、29に示す。Fig.26の荷重条件(A)の場合、格子型においては初期の変位において荷重のピークがみられ、その後荷重は急激に減少する。一方、円筒連結型においては、荷重の上昇が変位に対してなだらかなのが特徴になっており、荷重-変位曲線において円筒連結型と格子型とは大きな差が生じている。Fig.28の吸収エネルギーの曲線で見ると、変位が緩衝工の張出し量の半分(150mm)を超える付近のところまでは格子型が大きい、その後は円筒連結型が大きくなる。

Fig.27の荷重条件(B)の場合には、円筒連結型も格子型もある変位のところまではなだらかに上昇するが、その後荷重の低下がみられ、やがてほぼ一定の荷重で変位が進むようになる。Fig.29の吸収エネルギー曲線から、外周板の板厚増加が吸収エネルギー量におよぼす影響は格子型の場合に大きいことがわかる。荷重条件(B)の場合においても、変位の大きいところで円筒連結型の吸収エネルギーが大きくなる傾向は、荷重条件(A)の場合と同様にみられる。

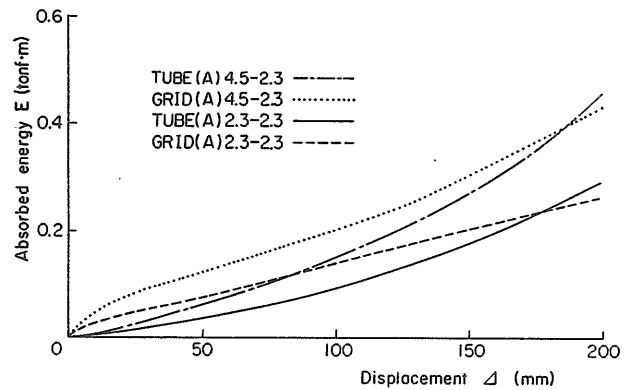


Fig. 28 Absorbed energy-displacement curves [Loading condition (A)]

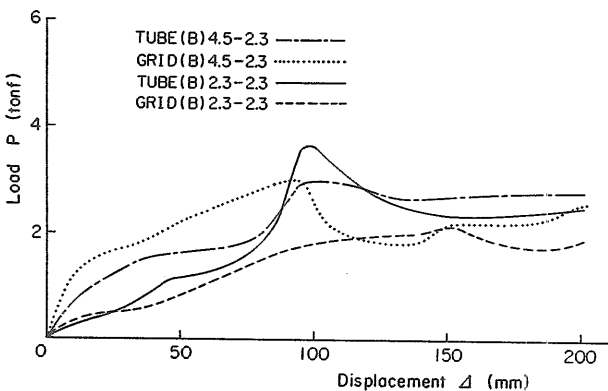


Fig. 27 Load-displacement curves [Loading condition (B)]

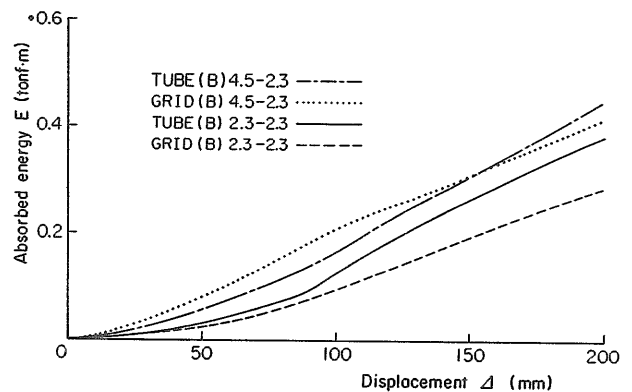


Fig. 29 Absorbed energy-displacement curves [Loading condition (B)]

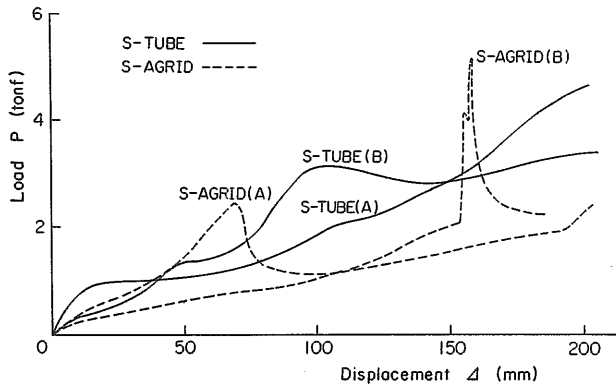


Fig. 30 Load - displacement curves [S - Type]

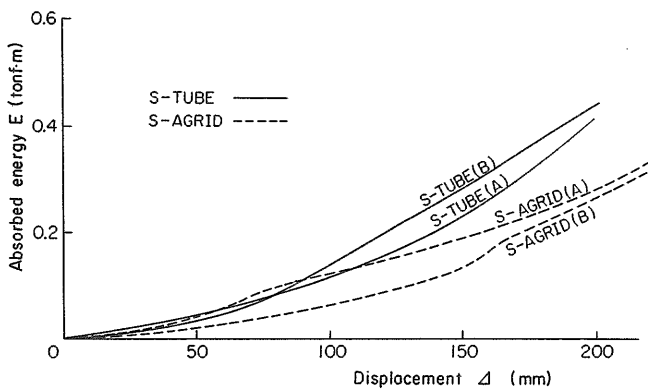


Fig. 31 Absorbed energy - displacement curves [S - Type]

次に、防護範囲を広くとった拡張模型 (S-Type) について検討する。この場合の格子型は、部分模型の実験結果で生じた荷重のピークを緩和するため縦桁を互い違いに配列してある。Fig. 30、31に、荷重-変位曲線および吸収エネルギー-変位曲線における円筒連結型 (S-TUBE) と格子型 (S-AGRID) との比較を示した。Photo 1~4 に試験模型の変形状況を示す。

Fig. 30の荷重-変位曲線において船首の当たり方をあらかず荷重条件の違いをみると、円筒連結型では部分模型と同じ特徴がみられ、荷重条件(A)の場合に荷重が漸増型であるのに対し、荷重条件(B)の場合は、船首が隣接円筒に接触して荷重が増加した後、荷重がほぼ一定で推移する。格子型では荷重条件(A)の場合、縦桁の互い違いの配置により荷重のピークが大幅に小さくなり改善がみられる。しかし荷重条件(B)の場合にも、内周側の縦桁の影響で荷重のピークがみられている。全般的にみて、円筒連結型のほうが船首の当たり方の違いによる荷重-変位曲線の違いが少なく、滑らかな曲線になっていることがわかる。また、Fig. 31の吸収エネルギー-変位曲線からわかるように、円筒連結型は格子型に比べて吸収エネルギーはかなり大きくなっている。

Fig. 32は格子型で水平桁を入れた場合の入れ方の違い

をみたものである。すなわちFig. 22に示したように、水平桁を全高さに入れたものと外周に部分的に入れたものとを比較した。荷重-変位曲線において、水平桁を全高さに入れたS-AGRID. H(B)では、船首が水平桁に突入することにより、荷重のほぼ一樣な上昇がみられるという特徴を有し、水平桁を部分的に入れたS-AGRID. PH(B)と比べて反力曲線の形が異なっている。そのため、水平桁を全高さに入れた模型では、吸収エネルギーは大きくなるが、

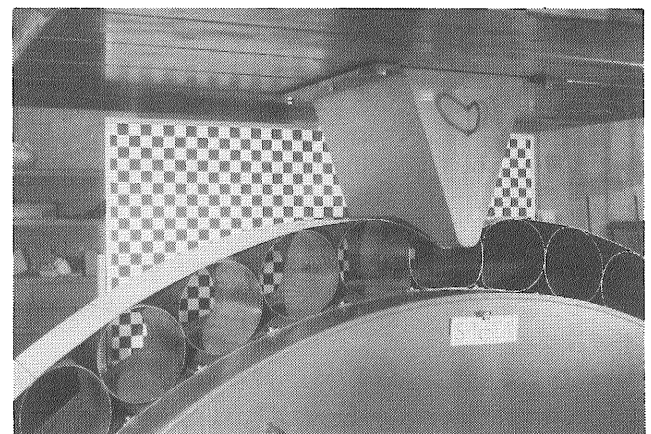
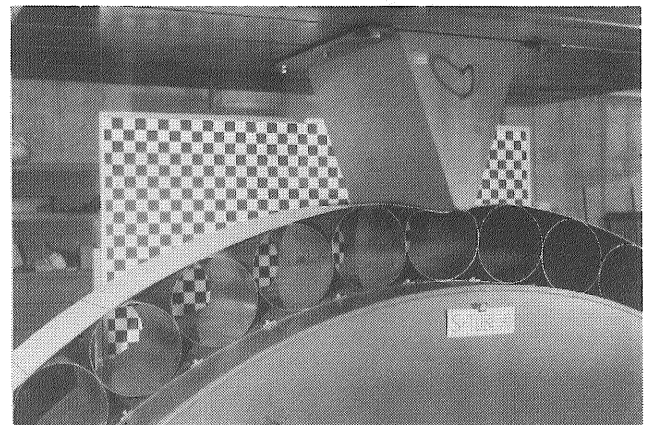
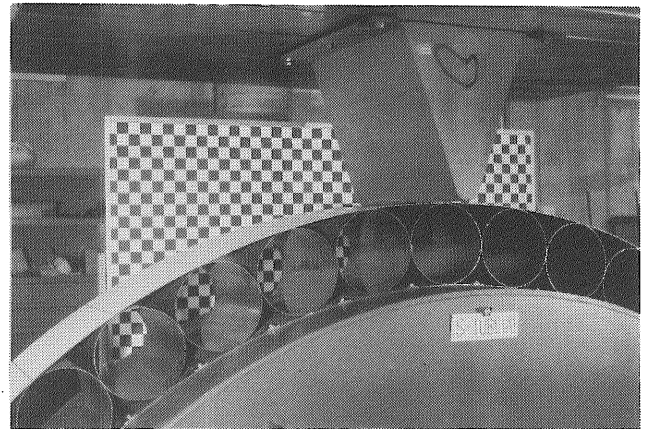


Photo 1 Tube type of buffer on the loading condition (A) [S - TUBE (A)]

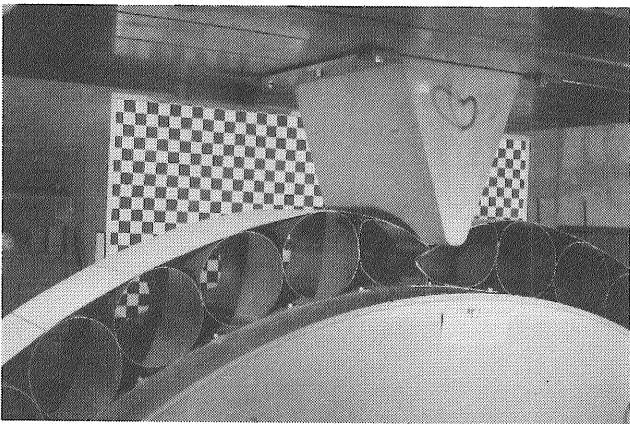
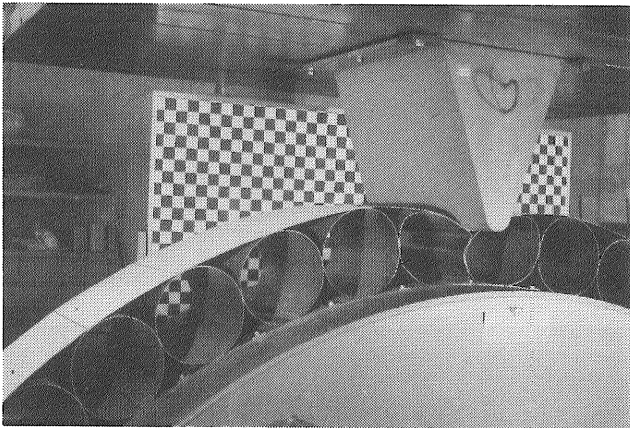
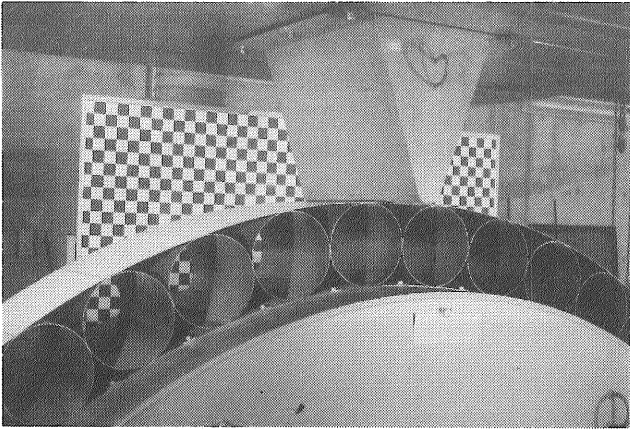


Photo 2 Tube type of buffer on the loading condition
(B) [S-TUBE (B)]

荷重がかなり大きくなることは注意を要する。

さて、緩衝工の特性の期待される条件として次の事項があげられる。

- (イ) 与えられた基準値すなわち許容反力および許容変形に対して吸収エネルギー値が大きいこと。
- (ロ) 衝突船船首の突入位置による反力の特性の違いが少なく、均一性が高いこと。
- (ハ) 対象衝突船以外の小型船にも十分有効な反力の形、

(90)

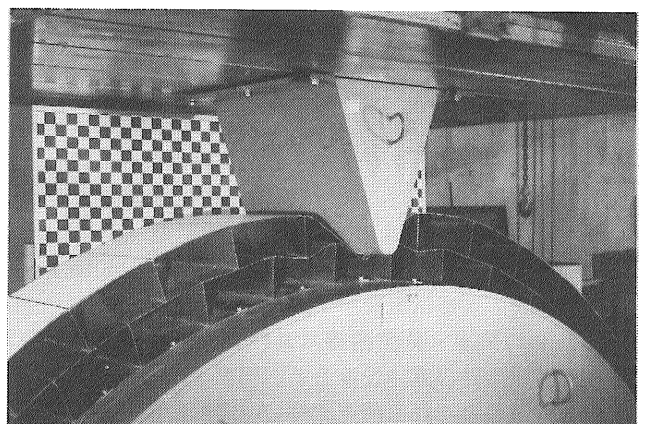
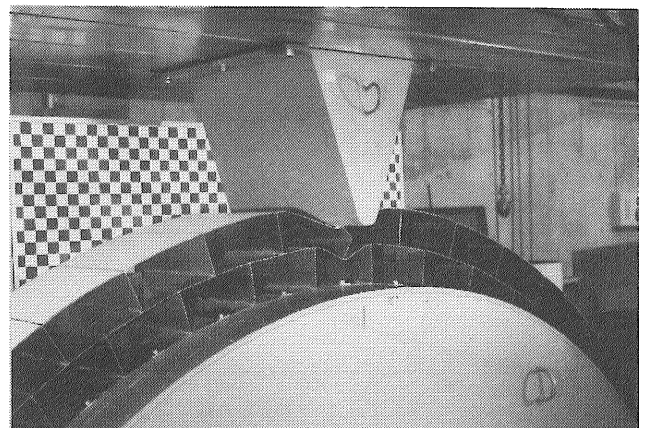
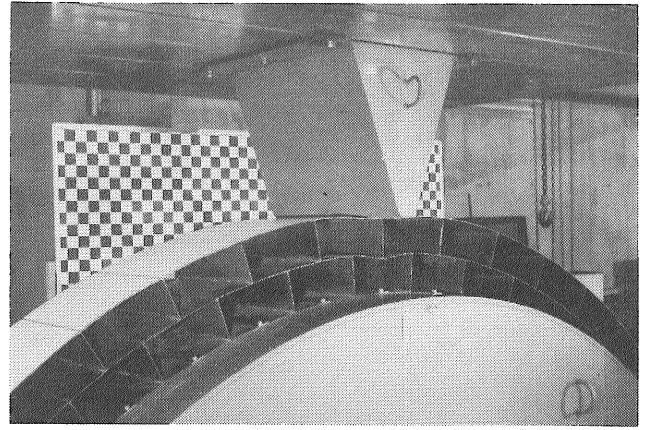


Photo 3 Grid type of buffer on the loading condition
(A) [S-AGRID (A)]

すなわち変位に対する反力上昇が緩やかであるなどの特性をもっていること。

これらの事項に照らして、円筒連結型と格子型とを比較してみる。(イ)の吸収エネルギーの大きさについては、変位が緩衝工の張出し量の半分位を超えない範囲では格子型が有利であるが、変位が進むと円筒型が有利になる傾向がある。格子型では、縦桁と外周板との接合部分のところに船舶が衝突する荷重条件(A)の場合、荷重の鋭いピークが

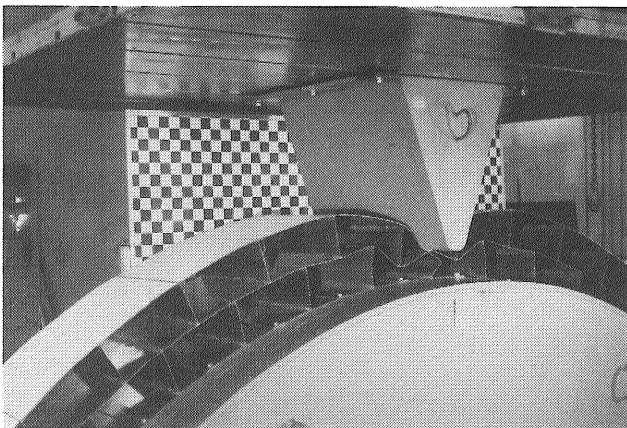
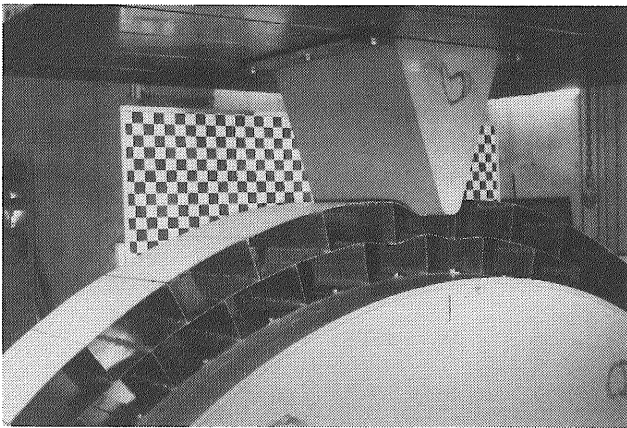
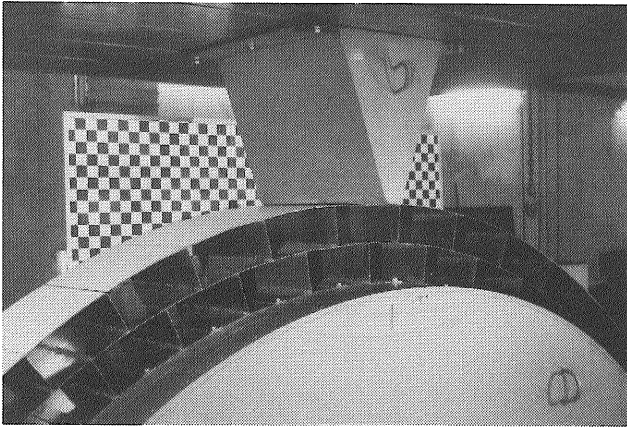


Photo 4 Grid type of buffer on the loading condition (B) [S-AGRID (B)]

みられるなど反力上昇の緩やかさに欠ける面がでており、(ロ)、(ハ)については、円筒連結型のほうが条件を満たしやすいことがこれまでの実験結果からわかる。以上総合的にみると、円筒連結型は緩衝工としての良好な特徴を有していることがわかる。

3.2 実験と計算との比較

新形式の円筒連結型緩衝工の吸収エネルギーを求める計

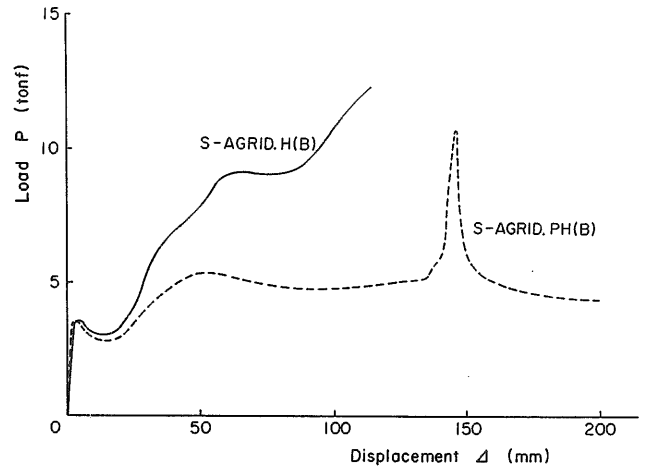


Fig. 32 Load - displacement curves [Models with horizontal girder]

算式の導出を行う。計算においては「鋼材は剛塑性体とし、各部材において塑性関節によりエネルギーを吸収する」と仮定し、外周板については伸びによる膜力を考慮する。

衝突船舶首が円筒の位置に突入する荷重条件(A)については、Fig.33に示すように塑性関節 (Plastic hinge) が外周板および円筒に生じて緩衝工が崩壊すると考える。この場合、栓溶接による部分結合を考慮し、塑性関節は荷重直下の外周板、そして両隣の円筒と外周板との接合部に、外周板と円筒それぞれに生じるとする。円筒においては、塑性関節が荷重直下のところと円周の部分に生じて、Fig. 34に示すような変形をすると仮定する。円周部分の塑性関節の位置は、回転部分が四分円になるよう、すなわちFig. 34で $\alpha_1=45^\circ$ にとる [付録参照]。実験における変形状態は、これに近いことが Photo 1 からわかる。

Fig.34において、変位 Δ は θ をパラメーターとして

$$\Delta = r \{ (1 - \cos \alpha_1) (1 - \cos \theta) + \sin \alpha_1 \sin \theta \} \quad (15)$$

ただし r : 円筒の半径 (=150mm)
 $\alpha_1 = 45^\circ$

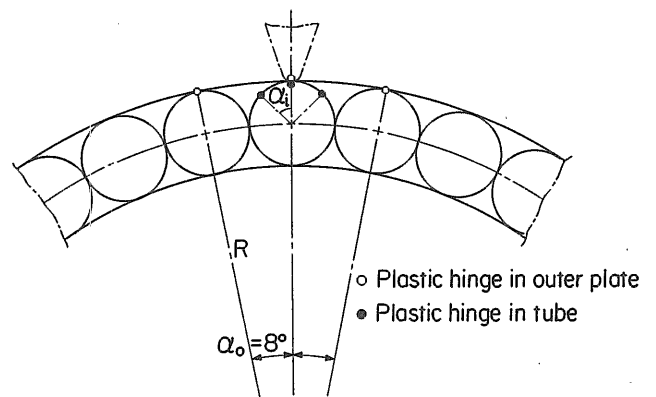


Fig. 33 Plastic hinges [Loading condition (A)]

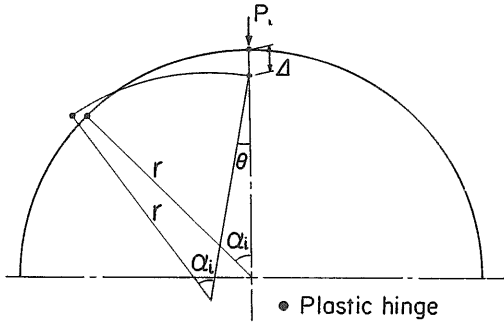


Fig. 34 Deformation of tubular member [Loading condition (A)]

で表わせる。仮想変位 $\delta\Delta$ に対して仮想仕事の原理を使えば、外部仕事は $P_i \delta\Delta$ 、内部仕事は円筒における塑性モーメントを M_{pi} 、回転角を $\delta\theta$ として $4 M_{pi} \delta\theta$ で表わせるから、外部仕事と内部仕事とを等しくおけば

$$P_i = \frac{4 M_{pi} D}{r \sin \alpha_i} \cdot \frac{1}{(1 - \cos \alpha_i) (\sin \theta / \sin \alpha_i) + \cos \theta} \quad (16)$$

ただし M_{pi} : 円筒における塑性モーメント ($=\sigma_{yi} t_i^2 / 4$)
 t_i : 円筒の厚さ
 σ_{yi} : 円筒の鋼材の降伏応力 (部分模型に対して 24.3 kgf/mm^2 、拡張模型に対して 28.0 kgf/mm^2)
 D : 緩衝工模型の深さ ($=500 \text{ mm}$)

となる。

外周板についても同様にして、変位 Δ は

$$\Delta = R \{ (1 - \cos \alpha_0) (1 - \cos \theta) + \sin \alpha_0 \sin \theta \} \quad (17)$$

ただし R : 外周板の半径 ($=2,300 \text{ mm}$)

$\alpha_0 = 8^\circ$

となり、荷重 P_0 は

$$P_0 = \frac{4 M_{p0} D}{R \sin \alpha_0} \cdot \frac{1}{(1 - \cos \alpha_0) (\sin \theta / \sin \alpha_0) + \cos \theta} \quad (18)$$

ただし M_{p0} : 外周板における塑性モーメント ($=\sigma_{y0} t_0^2 / 4$)
 t_0 : 外周板の板厚
 σ_{y0} : 外周板の鋼材の降伏応力で、ここでは円筒と同じ
 D : 緩衝工模型の深さ ($=500 \text{ mm}$)

で与えられる。

次に、拡張模型と部分模型とを比較するために、外周板の膜力を考える。荷重が作用している円筒に隣接する円筒と外周板との接点を両端支点 (Fig. 33において中心角 $2\alpha_0$ の範囲) とした外周板の膜力をとる。Fig. 35において、外周板の初期変位 Δ_0 のときの円弧の長さを S_0 、変位が Δ のときの円弧の長さを S とする。その時の円弧の半径をそれぞれ R_0 、 R 、中心角の1/2を θ_0 、 θ とすれば

(92)

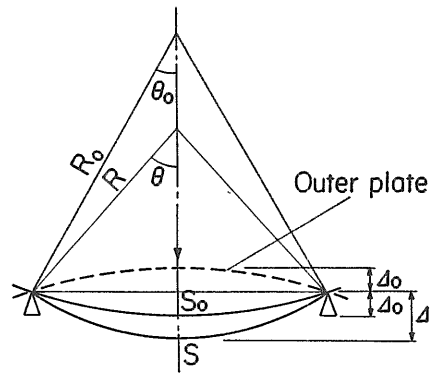


Fig. 35 Deformation of outer plate

$$\left. \begin{aligned} \Delta_0 &= R_0 (1 - \cos \theta_0) \\ \Delta &= R (1 - \cos \theta) \\ R \sin \theta &= R_0 \sin \theta_0 \\ S &= 2 R \theta \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

となる。外周板は完全塑性膜状態で膜力 T ($=\sigma_{y0} t_0 D$) が生じているとすれば、内部仕事の増分は

$$W_i = \delta(TS) \quad (20)$$

で表わせるから、(19)、(20)式により

$$\left. \begin{aligned} \delta\theta &= \frac{\sin \theta}{R (1 - \cos \theta)} \delta\Delta \\ \delta R &= - \frac{\cos \theta}{1 - \cos \theta} \delta\Delta \\ W_i &= 2 T (R \delta\theta + \theta \delta R) \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

となる。外力を P_m で表わせば、外部仕事 W_e は $P_m \delta\Delta$ であるから、外部仕事と内部仕事とを等しくおけば、荷重 P_m および変位 Δ は θ をパラメータとして

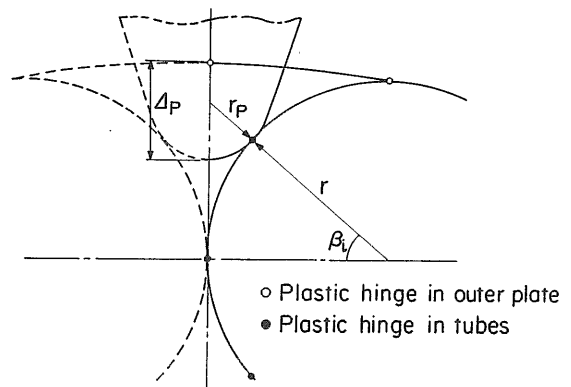


Fig. 36 Plastic hinges [Loading condition (B)]

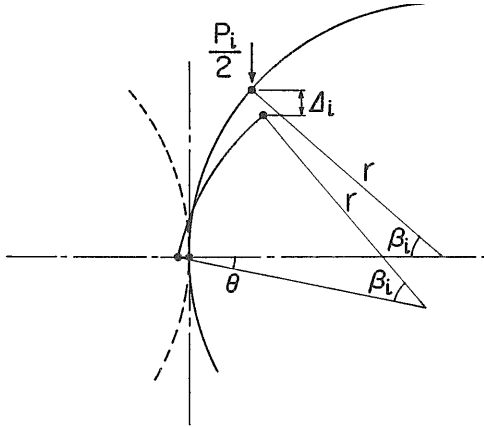


Fig. 37 Deformation of tubular member after a striking bow contact [Loading condition (B)]

$$\left. \begin{aligned} P_m &= \frac{2 \sigma_{y0} t_0 D (\sin \theta - \theta \cos \theta)}{1 - \cos \theta} \\ \Delta &= \frac{R_0 \sin \theta_0 (1 - \cos \theta)}{\sin \theta} \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

与えられる。全荷重Pは、 P_i と P_o の和に初期変位 $2\Delta_0$ からの P_m を外周板の膜力の項として加え合わせて近似的に求める。

一方、衝突船船首が円筒の中間に突入する荷重条件(B)の場合について考える。Fig.36に示すように、まず塑性関節が外周板のみに生じて緩衝工の崩壊がおり、変形が進む。この時の荷重-変位の関係は、(17)、(18)式において $\alpha_0 = 4^\circ$ として得られる。そして船首の先端(先端半径 $r_p = 50\text{mm}$)が両隣りの円筒に接触した後に、この円筒に塑性関節がさらに生じるものとする。両隣りの円筒に接触するときの船首突入量 Δ_p は、Fig.36において

$$\cos \beta_1 = \frac{1}{1 + r_p/r} \quad (23)$$

の関係から $\beta_1 = 41.4^\circ$ になるから、幾何学的条件を考えれば

$$\Delta_p = 73.3 \text{ (mm)} \quad (24)$$

が得られる。

船首が隣接の円周に接触した後の変位 Δ_i に対しては、Fig.37に示すように円筒に塑性関節ができて変形すると考えれば、仮想変位 $\delta\Delta_i$ に対する外部仕事は $P_i \delta\Delta_i/2$ 、内部仕事は $4 M_{pi} \delta\theta$ になるから、(15)、(16)式と同じ記号を用いて

$$\left. \begin{aligned} \Delta_i &= r [\sin \theta + \sin \beta_1 - \sin (\theta + \beta_1)] \\ P_i &= \frac{8 M_{pi} D}{r} \cdot \frac{1}{\cos \theta - \cos (\theta + \beta_1)} \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

ただし $\beta_1 = 41.4^\circ$

になる。これを外周板の値にたし合わせて、荷重条件(A)の場合と同様にして荷重-変位の関係を求める。

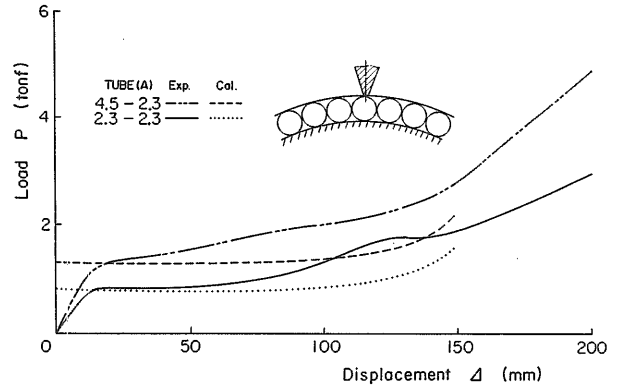


Fig. 38 Load - displacement curves [TUBE (A)]

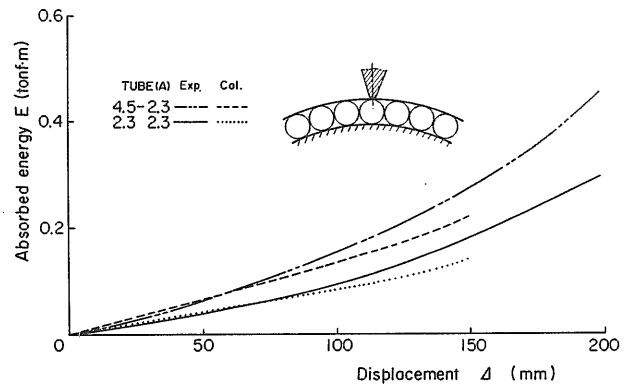


Fig. 39 Absorbed energy - displacement curves [TUBE (A)]

部分模型について、計算値と実験値との比較を船首が円筒の位置に突入する荷重条件(A)に対してFig.38、39に示す。計算値は $\eta = 0$ の外周板の膜力を入れない場合のものである。計算結果は数値的に低めにでているが、荷重-変位曲線において荷重が変位に対して漸増する傾向および吸収エネルギー-変位曲線の特徴はとらえている。船首が円筒の中間の位置に突入する荷重条件(B)に対する結果をFig.40、41に示す。計算値と実験値との差はかなり大きくなっているが、実験の荷重-変位曲線で変位が100mm付近のときの荷重上昇などの特徴はとらえており、変形に対する吸収エネルギーの傾向は大略示していると思われる。

荷重条件(A)について膜力の影響を調べる。Fig.35に示した外周板の両端部は円筒との接触部になっており、実際は内側にずれが生じるために膜力が減少すると考えられる。この影響を膜力の項 P_m に減少係数 η を掛け合わせたもので評価することにする。Fig.42、43に部分模型についての計算と実験との比較を示す。これをみると、実験値は $\eta = 0.04$ の計算値に近い値を示しているのがわかる。Fig.44、45は拡張模型の計算と実験との比較を示したものであるが、実験値は $\eta = 0.04$ の値とあまり差はない。このことから、外周板の膜力による影響度は両者の模型で違いはそ

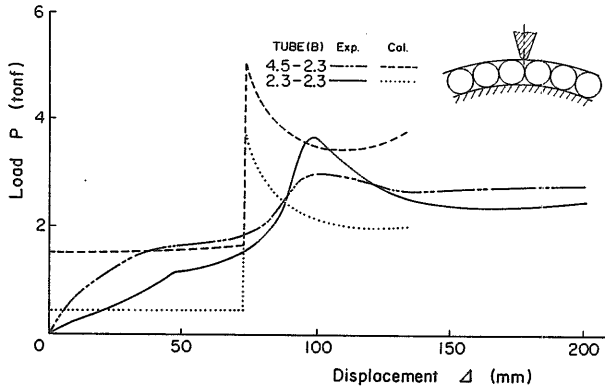


Fig. 40 Load - displacement curves [Tube (B)]

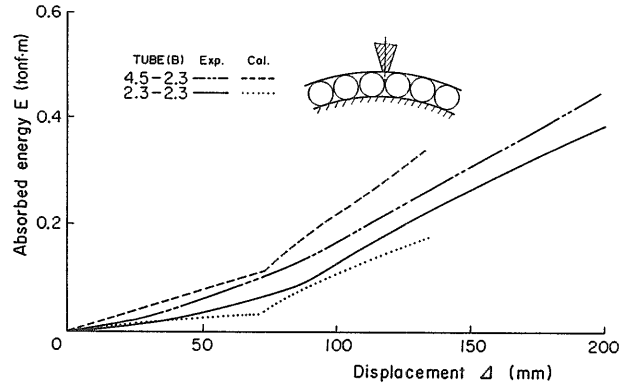


Fig. 41 Absorbed energy - displacement curves [TUBE (B)]

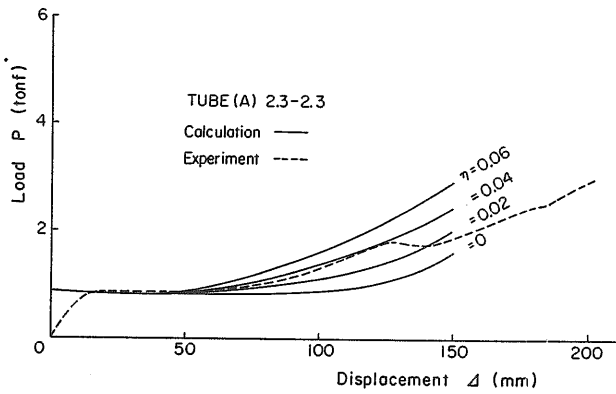


Fig. 42 Variation of load - displacement curves with η [TUBE (A)]

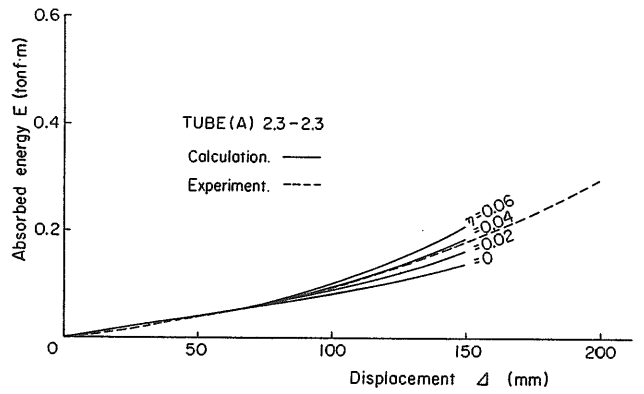


Fig. 43 Variation of absorbed energy - displacement curves with η [TUBE (A)]

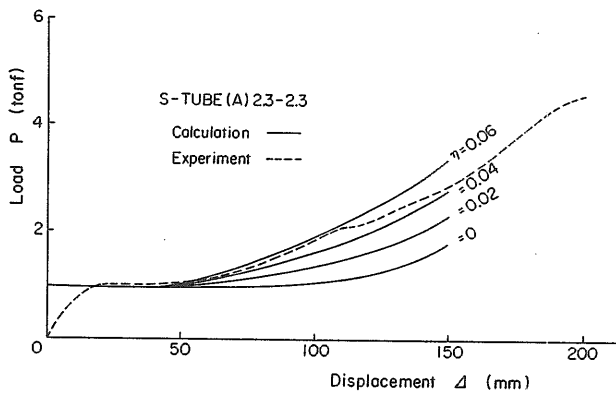


Fig. 44 Variation of load - displacement curves with η [S-TUBE (A)]

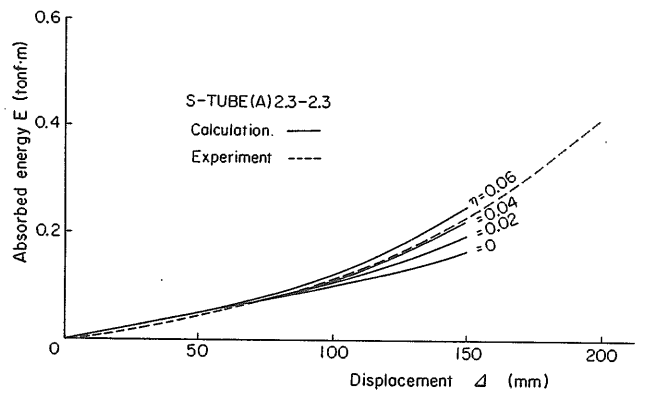


Fig. 45 Variation of absorbed energy - displacement curves with η [S-TUBE (A)]

れほどないことがわかる。Fig. 42~45から、荷重条件(A)の場合、外周板の膜力の影響を入れない計算値は吸収エネルギーを少なめに見積もっていることがわかる。Fig. 46、47にそれぞれ、荷重条件(B)の場合の部分模型と拡張模型の比較を、荷重-変位曲線、吸収エネルギー-変位曲線について示す。図において、部分模型と拡張模型の吸収エネ

ルギーの差が少ないところからみて、荷重条件(A)と同様に両者の模型の間で外周板の拘束の違いは少ないと考えられる。以上のことから、中心角60°の円筒連結型の部分模型で得られた実験結果は円周に沿ってのばした模型についてもあてはまり、円形橋脚に取り付けられる緩衝工の特性を表わしているものと考えられる

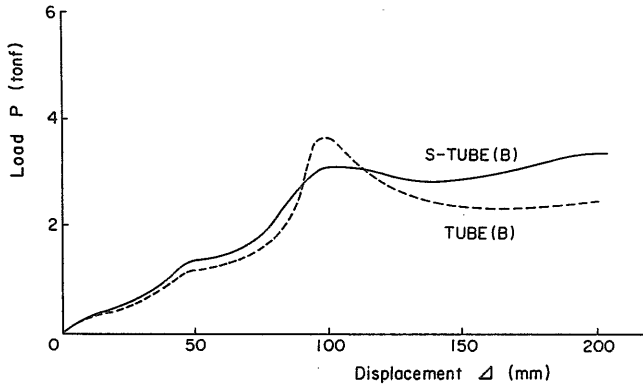


Fig. 46 Load - displacement curves
[Comparison between S - TUBE (B) and TUBE (B)]

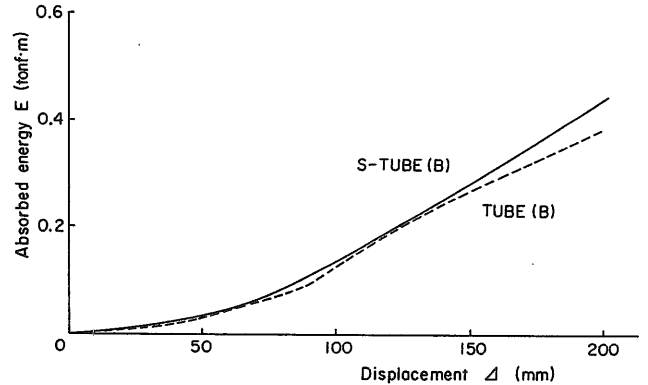


Fig. 47 Absorbed energy - displacement curves
[Comparison between S - TUBE (B) and TUBE (B)]

4 結 言

航行船舶が橋脚などの海上構造物へ衝突したときの損害を軽減する目的で設置される緩衝工の特性について調べた。まず、緩衝工の構成要素である薄肉断面部材として円筒および六角筒を考え、それらについて静的および動的圧壊実験を行って、緩衝性能として重要な反力特性を調べた。この結果にもとづき、実際への応用として、長大橋の橋脚によくみられる円形の構造物を対象に円筒部材を組み合わせた円筒連結型緩衝工を考案し、この緩衝特性を従来型の一つである薄鋼板製の格子型と比較した。

本研究で得られた結果をまとめると

- (1) 緩衝工の構成要素である薄肉断面部材として選んだ円筒および六角筒の緩衝特性については、円筒の場合は変位が進むにつれて反力が緩やかに上昇する結果、変位が大きくなるにつれて吸収エネルギーの増加量が大きくなる。六角筒の場合には、変位が小さい段階で塑性崩壊が生じ、その後、反力が緩やかに減少する。円筒も六角筒も反力曲線においてほぼ一定反力の範囲が広くとれ、設計荷重に対する吸収エネルギーは大きくとれる利点がある。
- (2) 実際面への応用として、長大橋の橋脚などの円形構造物を対象に考案した円筒連結型緩衝工は、反力曲線の形において船首の当たる位置での違いが少なく、また吸収エネルギーが大きくとれるなどの点で従来型の格子型より優れていることがわかり、新形式の緩衝工として推奨できる。
- (3) 新形式の円筒連結型緩衝工の吸収エネルギー算定式を塑性解析により導いたが、これは設計段階において吸収エネルギーの大きさを概算するのに使用できるものと考えられる。

円筒連結型緩衝工は良好な緩衝特性が得られたが、さらに改善するために、例えば円筒の大きさを組合わせた構造形式のものなどについての検討が今後に残された課題である。また、吸収エネルギーの計算値が、特に船首が円筒間に突入するような荷重条件において実験値とかなりずれが

みられたので、特に反力の大きさが問題になるような場合には、FEM解析などによる詳細計算が必要と考えられる。

参考文献

- 1) DeRuntz, J. A. & Hodge, P. G.: Crushing of a Tube between Rigid Plates, Trans. of the ASME. J. of Appl. Mechanics, Vol. 30 (1963)
- 2) 西原主計: 非線形系の過渡応答計算、製品科学研究所研究報告、No. 70 (1972)
- 3) Symonds, P. S.: Survey of Methods of Analysis for Plastic Deformation of Structures under Dynamic Loadings, Brown University, Report BU/NSRDC (1967)
- 4) Newmark, N. M.: A Method of Computation for Structural Dynamics, ASCE, E. M., Vol. 85 (1959)
- 5) 本四公団、日海防: 平成4年度本州四国連絡橋航行安全調査報告書 (1993)

付録 円筒部分に生じる塑性関節の位置

Fig. A.1の円筒部分において、半径 r の円筒に集中荷重 P_i がくわわるときの周上の任意の点Aの曲げモーメント M は

$$M = M_0 + \frac{P_i r}{2} (1 - \cos \xi) - Q r \sin \xi \quad (A.1)$$

で表わされる。歪エネルギー U は EI を曲げ剛性として

$$U = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{M^2 r}{2EI} d\xi \quad (A.2)$$

ただし EI : 曲げ剛性

(A.1)および(A.2)式より

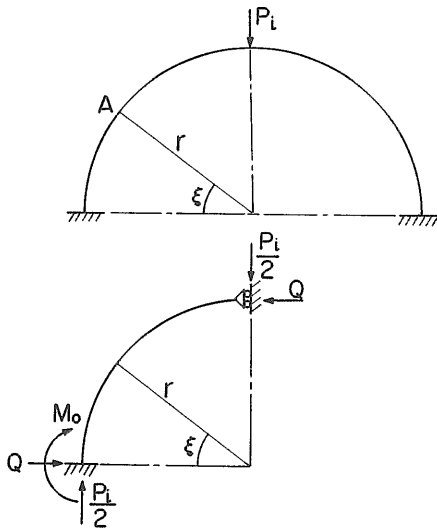


Fig. A. 1 Loading condition in tubular member

$$U = \frac{r}{2EI} \left[\frac{\pi}{2} M_0^2 + \frac{P_i^2 r^2}{4} \left(\frac{3}{4} \pi - 2 \right) + \frac{\pi}{4} Q^2 r^2 + M_0 P_i r \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right) - \frac{P_i Q r^2}{2} - 2 M_0 Q r \right] \quad (\text{A.3})$$

端部における回転、変位を拘束すると

$$\partial U / \partial M_0 = \partial U / \partial Q = 0 \quad (\text{A.4})$$

より

$$\left. \begin{aligned} \pi M_0 + P_i r \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right) - 2 Q r &= 0 \\ \frac{\pi}{2} Q r^2 - \frac{1}{2} P_i r^2 - 2 M_0 r &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (\text{A.5})$$

これから

$$\left. \begin{aligned} Q &= \frac{4 - \pi}{\pi^2 - 8} P_i \\ M_0 &= \frac{4 + 2\pi - \pi^2}{2(\pi^2 - 8)} P_i r \end{aligned} \right\} \quad (\text{A.6})$$

任意の点Aの曲げモーメントMは(A.6)式を(A.1)式に代入して

$$M = \frac{P_i r}{2(\pi^2 - 8)} \left\{ 2(\pi - 2) - (\pi^2 - 8) \cos \xi - 2(4 - \pi) \sin \xi \right\} \quad (\text{A.7})$$

となる。したがって塑性関節の位置は曲げモーメントMを最大にするところから $\xi = 45^\circ$ の点に発生することがわかる。