

## 原子炉構造要素の破壊力学的評価技術に関する研究

### 第1章 凝縮起因水撃による配管荷重

原子力技術部：綾 威雄、村田裕幸  
大阪支所：山根健次、伊飼通明  
STAフェロー：D.P. Panayotov  
筑波大学：成合英樹

### 第2章 動的強度および動的破壊靱性の評価

材料加工部：前中 浩、秋山 繁、牛嶋通雄  
高田篤志  
構造強度部：北村 茂、佐久間正明  
元材料加工部：藤井英輔、小林卓也、大熊 勇

## Study on the Evaluation Technology for Dynamic Destruction Strength of Components in a Light Water Reactor

by

Izuo AYA, Hiroyuki MURATA, Kenji YAMANE, Michiaki IKAI,  
Dobromir P. Panayotov and Hideki NARIAI (for Chapter 1)  
Hiroshi MAENAKA, Shigeru AKIYAMA, Michio USHIJIMA,  
Atsushi TAKADA, Shigeru KITAMURA, Masaaki SAKUMA,  
Eisuke FUJII, Takuya KOBAYASHI and Isamu OOKUMA  
(for Chapter 2)

---

原稿受付 平成7年10月24日

審査済 平成8年1月10日

(注)この総合報告は、昭和63年度から平成5年度まで国立機関原子力試験研究費により  
実施した「原子炉構造要素の破壊力学的評価技術に関する研究」の研究成果をとり  
まとめたものである。

## Abstract

In the normal operation and transients of a light water power reactor, the structural components such as the pressure vessel and the primary loop piping suffer from various damages by neutrons, thermal aging, fatigue and dynamic loads. The evaluation methods applied for those effects up to now are based on the conservative assumptions. This research was carried out to improve those evaluation methods. For this purpose, three kinds of experiments were conducted.

The first is the test of condensation-induced waterhammer in which large loads as well as sharp pressure spikes exerting on the pipe line were measured, and the mechanism and the loads following a condensation-induced waterhammer were made clear.

The second is the dynamic loading test for structural materials and welding joints in which the dynamic strength and fracture toughness were investigated, and the evaluation method for those strength was discussed.

In the third, an impact pressure testing machine was equipped and the strength properties of pressurized pipe were measured.

## 目 次

緒 言 .....	3	第2章 動的強度および動的破壊靱性の評価 .....	16
第1章 凝縮起因水撃による配管荷重 .....	3	1. 研究の背景 .....	16
1. 研究の背景 .....	3	2. 動的強度特性 .....	16
2. 凝縮起因水撃 .....	3	2.1 高ひずみ速度下における動的強度特性 .....	16
2.1 配管破損例 .....	4	2.2 溶接継手の強度特性に及ぼす負荷速度 の影響 .....	17
2.2 凝縮起因水撃の基本メカニズム .....	4	3. 動的破壊靱性 .....	20
2.3 水スラグの衝突速度 .....	5	3.1 高ひずみ速度下における動的破壊靱性 .....	20
2.4 凝縮起因水撃時の最大圧力 .....	5	3.2 動的破壊靱性試験法の標準化 .....	23
2.5 圧力ピーク持続時間 .....	6	4. 不安定延性破壊挙動 .....	25
2.6 その他の配管荷重 .....	6	4.1 内圧衝撃試験装置の整備 .....	25
3. 「圧力パルス実験装置」による実験 .....	7	4.2 内圧衝撃試験特性 .....	26
3.1 実験装置と方法 .....	7	4.3 不安定延性破壊特性 .....	29
3.2 実験結果及び考察 .....	8	5. 第2章のまとめ .....	30
3.2.1 温度応答 .....	9	参考文献 .....	30
3.2.2 圧力応答 .....	9		
3.2.3 圧力パルス .....	9		
3.2.4 軸力計測 .....	10		
3.2.5 実炉における軸力の推定 .....	11		
4. き裂部の応力集中（静解析） .....	11		
5. 動的応力解析（動解析） .....	11		
6. 凝縮起因水撃の数値シミュレーション .....	13		
7. 第1章のまとめ .....	14		
参考文献 .....	15		

## 緒 言

原子炉圧力容器及び一次配管系等の原子炉構造要素においては、中性子損傷、熱時効、疲労履歴等による材質劣化に伴い、材料の強度特性の変化、破壊靱性の低下が生じる。また、運転時の異常な過渡変化や事故時においては機械的、熱的な衝撃荷重を受けることが予想され、動的荷重下での構造要素の強度的、破壊力学的な挙動が問題となる。配管系においては、熱水力学的要因により圧力パルス及び圧力振動が生じる。このため、高コンプライアンス下の拘束条件のもとでは圧力荷重の急変による不安定延性破壊が生ずる可能性が考えられる。

従って、圧力パルスの発生メカニズム、最大圧力及び伝播特性を把握し、構造要素に与える影響を明らかにする必要がある。通常、構造要素の材料の強度特性及び破壊強度特性は、静的なひずみ速度下での強度試験、破壊靱性試験及び不安定延性破壊試験によって評価されている。しかし、運転時の異常な過渡変化や事故時におけるひずみ速度は静的試験におけるそれを上回る可能性があり、亀裂先端部での降伏応力の上昇と破壊靱性値の低下のため、静的試験による評価は危険側の評価となると考えられ、高ひずみ速度下での動的破壊靱性及び動的不安定延性破壊の評価方法を確立する必要がある。

本研究では、原子炉圧力容器及び配管等の安全性をより定量的に評価する破壊力学的手法を開発し、安全性評価技術の向上に資することを目的として以下の3項目について原子力試験研究費により試験研究を実施してきた。

- (1) 事故時に配管系が受ける荷重を定量的に推定する手法の開発
- (2) 構造用鋼材及び構造要素の動的強度および動的破壊靱性評価方法の確立
- (3) 配管系の不安定延性破壊挙動の把握、破断前漏洩概念の成立性(L B B評価)の検討

(1)に関しては、平成3年度から圧力パルス実験装置を整備し、平成5年度までに実験による基礎データの収集および数値解析を基に凝縮起因水撃によって原子炉配管系に作用する荷重の推定法を検討した。

(2)に関しては、昭和63年度からそれまでに整備した高速引張試験装置を用いて各種構造用鋼材及び溶接継手の動的強度および動的破壊靱性を調べ、降伏強度および動的破壊靱性値の評価方法を検討した。また、(3)については内圧衝撃試験装置を平成元年から4年までに順次整備し、基本的特性を調べるとともにこれまでに得た結果を基に不安定延性破壊の発生挙動について解析的な検討を行った。

なお、本研究は原子力安全委員会の原子力施設等安全研究の第3期年次計画における「原子炉構造部材の

破壊力学的評価技術の整備に関する研究」および第4期年次計画における「軽水炉構造要素等の動的破壊力学的評価技術に関する研究」に基づいて実施した。

## 第1章 凝縮起因水撃による配管荷重

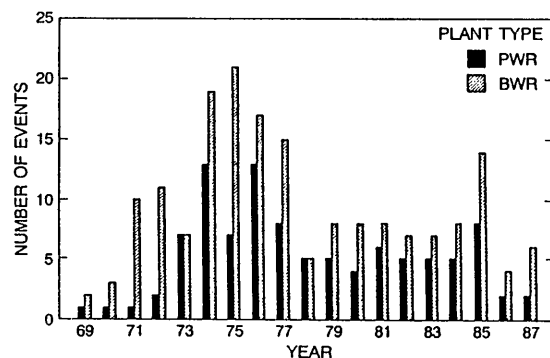
### 1. 研究の背景

原子炉構造要素の破壊力学的評価技術を向上させるには、先ず、荷重の推定手法を確立しておく必要がある。代表的な原子炉構造要素である配管系には様々な荷重が発生するが、本研究では、配管荷重の対象として、トラブル発生頻度の高い水撃を選んだ。第1図<sup>(1)</sup>は、米国の軽水炉において、1969年から1987年の19年間に発生した計281回の水撃頻度分布を示している。この図から、水撃は加圧水型炉(PWR)と沸騰水型炉(BWR)のいずれにおいても同程度発生していることが分かる。この間の総炉年は1109年であることから、平均発生頻度は0.25回/炉年となり、各炉当たり4年に一度は何らかの水撃トラブルを経験していることになる。これら水撃の内、72%は配管サポート等に損傷をもたらし、10%は1次系圧力バウンダリーの破損を引き起こしている。つまり、水撃の内、82%は配管系に何らかのダメージを与えており、水撃荷重の解明は、原子炉配管系の通常運転時及び事故時の健全性確保の立場からも重要であることが分かる。

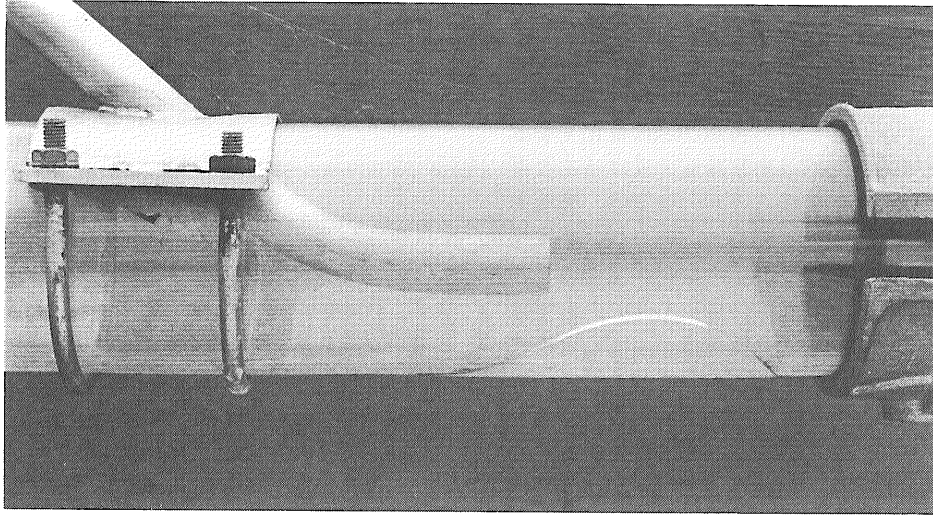
配管内の水撃の発生原因としては、バルブの急開閉、逆止弁の作動不良や気泡残留状態でのポンプ起動など、様々な原因が考えられるが、荷重が特に大きく、圧力バウンダリーの破損に至ることがある凝縮起因水撃にターゲットを絞ることにする。

### 2. 凝縮起因水撃

凝縮起因水撃が軽水炉の安全性に関連して本格的に研究されるようになったのは、PWRの蒸気発生器給水系において凝縮起因水撃によるトラブルの多発が問題化<sup>(2)</sup>された1970年台後半以来である。米国を中心に、実験的<sup>(3)</sup>及び解析的研究<sup>(4)</sup>が行われたが、発生メカニ



第1図 米国の軽水炉における水撃統計  
合計281回(72%：配管サポート破損、10%：圧力バウンダリー破損)



第2図 凝縮起因水撃による配管破損例

ズムについては十分解明されなかった。当所においても、実験を主体とした種々の研究<sup>(5)~(7)</sup>を行い、凝縮起因水撃についての理解を深めてきた。

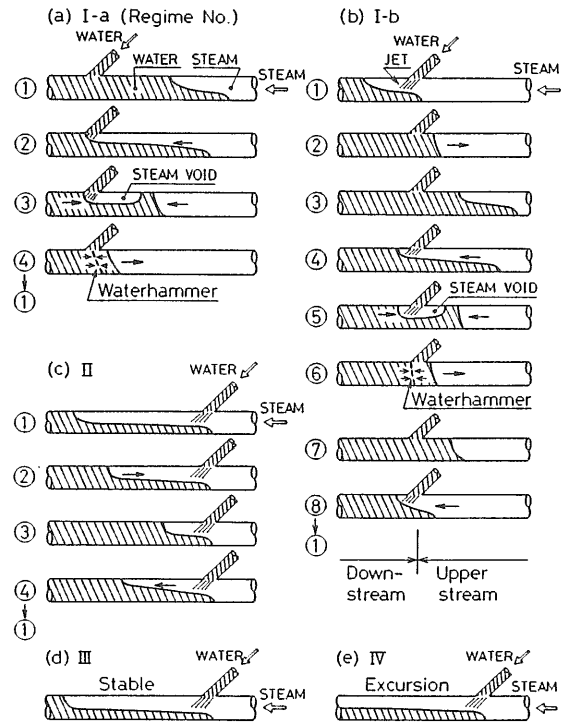
2.1 配管破損例

凝縮起因水撃がいかに大きな荷重をもたらすかは、次節の発生メカニズム等からも明らかであるが、より直接的には、配管破損の例が分かりやすい。第2図は、現象観察のために使った耐圧2MPaのポリカーボネイト管が、数十回の水撃の後に軸方向に破損した例<sup>(8)</sup>である。このようなクラックは、1~2回の水撃では生じないが、数十回、数百回の水撃を経験すると生じる。クラックは軸方向に走ることが多いが、その理由として、内圧に対する配管強度は軸方向が円周方向の1/2であることが考えられる。

2.2 凝縮起因水撃の基本メカニズム

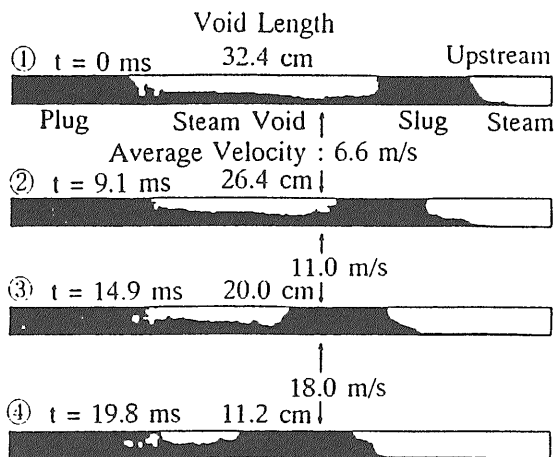
凝縮起因水撃の基本的メカニズムは従来の研究からほぼ明らかにされている。第3図は、当所で行った非常用炉心冷却水注入模擬実験<sup>(5),(9)</sup>において経験した「コールドレグ流動振動」の模式図である。コールドレグ流動振動では、注入水の流量( $G_L$ )とサブクール度( $\Delta T_L$ )及び蒸気流量( $G_S$ )に依存して、様々な流動様式が現れる。蒸気の潜熱( $G_S \Delta H_S$ )が注入水の凝縮能力( $c_L G_L \Delta T_L$ )を大幅に下回る際には、第3図(a), (b)で示されるような、上流のみ或いは上下流に及ぶ流動振動となり、水撃が発生する。これらの図から、水撃発生には、水で囲まれた蒸気泡が形成されることが必須の条件であることが分かる。

第4図は、蒸気泡の凝縮崩壊過程を詳しく調べた例で、ポリカーボネイト製透明管を用いて撮影した写真

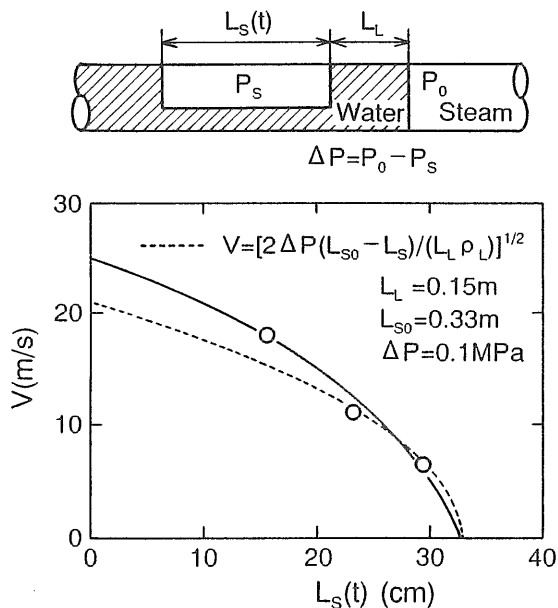


第3図 凝縮起因水撃を起こすコールドレグ流動振動の様式

映像を画像処理装置を使って二値化したものである。この実験のシステム圧力は大気圧であるが、蒸気泡中の圧力は水温に対応する飽和状態であるため、大気圧より相当低い。そのため、右側の水スラグはこれらの圧力差(約0.1MPa)により加速され、左側の水プラグ(大慣性のためほとんど加速を受けない)と衝突し、水撃(Waterhammer)が発生する。このような凝縮起因水撃の基本メカニズムから、鉛直管では非常に起こりにくく、水平管で起こりやすいことが分かる。



第4図 蒸気泡の崩壊過程  
(画像処理装置による写真映像の二値化、管内径：41mm)



第5図 水スラグの加速過程(第4図のデータをプロット)

なお、第4図の原映像は、通常の一眼レフカメラ4台を横一列に並べ、パソコン制御で50ms間隔でシャッターが切られるようにして得たものであるが、実際は、シャッター部の摩擦などにより、時間間隔は必ずしも一定とはなっていない。

### 2.3 水スラグの衝突速度

管内流動抵抗係数を  $f$  とすると、管内の液体スラグの速度  $V(t)$  は、次の常微分方程式で表される。

$$(dV/dt) = \Delta P / (L_L \rho_L) - (f/D)V^2 \quad (1)$$

ただし、 $D$ ：管内径、 $L_L$ ：水スラグ長さ、 $\rho_L$ ：水の密度。

一般には、 $L_L$ は気泡下方液体の取り込みにより、

時間とともに増加する傾向にあるが、その時間依存性は個々の水撃により異なり、厳密な取り扱いは困難であるため、ここでは  $L_L$  を一定として扱う。しかし、第5図からも分かるように、この近似による誤差は、無視できない場合もあることに注意する必要がある。 $L_L$ が一定であれば、式(1)は積分でき、 $V(t)$ は、次式のようにになる。

$$V(t) = [(D \Delta P) / (f L_L \rho_L)]^{1/2} \tanh t^* \quad (2)$$

ただし、 $t^* \equiv t / [(D L_L \rho_L) / (f \Delta P)]^{1/2}$ 。

さらに、摩擦抵抗が無視できる場合 ( $f = 0$ ) は、次式の等加速度運動となる。

$$V(t) = \Delta P / (L_L \rho_L) \cdot t \quad (3)$$

等加速度運動における移動距離 [ $L_{S0} - L_S(t)$ ] と時間  $t$  には、

$$L_{S0} - L_S(t) = \Delta P / (2 L_L \rho_L) \cdot t^2 \quad (4)$$

の関係がある[ただし、 $L_{S0}$ ：初期蒸気泡長さ、 $L_S$ ：蒸気泡長さ]ので、式(3)は、

$$V(t) = \{ 2 \Delta P [L_{S0} - L_S(t)] / (L_L \rho_L) \}^{1/2} \quad (5)$$

のように書き換えられる。水撃圧力を決定づける液体スラグの衝突速度  $V_{MAX}$  は、 $L_S(t) = 0$  を代入し、

$$V_{MAX} = [ 2 (L_{S0} / L_L) (\Delta P / \rho_L) ]^{1/2} \quad (6)$$

となる。

第5図は、第4図の水スラグ加速データをプロットしたものであり、衝撃速度は、20m/sを超えることが分かる。この図には、管内流動抵抗が無視でき、水スラグが生長しない場合の水スラグの速度[式(5)]を点線で示してある ( $L_L = 0.15m$ ,  $L_{S0} = 0.33m$ ,  $\Delta P = 0.1MPa$ , 水スラグ初速度  $V_0 = 0m/s$ )。加速の進行とともに、実際の速度の方が大きくなるのは、蒸気泡下方の水が水スラグに取り込まれることによる水スラグの生長が、慣性力の増加を上回るためと考えられる。

### 2.4 凝縮起因水撃時の最大圧力

液体スラグの衝突による水撃時の圧力ピーク値は、一般に次式で表される<sup>(3)</sup>。

$$\Delta P_{MAX} = a_L \rho_L V_{MAX} \quad (7)$$

ただし、 $a_L$ ：液体中の圧縮波伝播速度。

管内の圧縮波の伝播速度は、無限媒体中とは異なり、次式のようになる<sup>(10)</sup>。

$$a_L = [(K / \rho_L) / (1 + KD / Eb)]^{1/2} \quad (8)$$

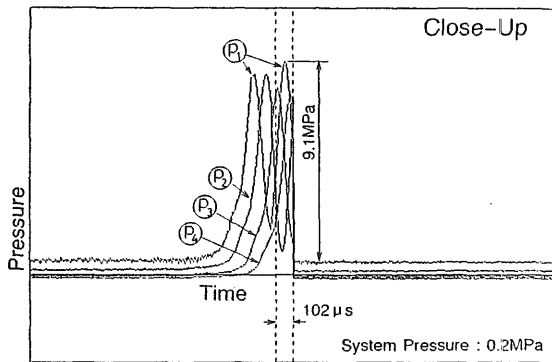
ここで、 $K$ ：液体の体積弾性率、 $E$ ：配管材料の縦弾性係数、 $D$ ：管内径、 $b$ ：肉厚。式(8)から、第4図の実験で使用したポリカーボネイト管 ( $E \approx K$ ,  $D = 41$

mm,  $b = 3.5$ mm)における圧縮波伝播速度(水中音速)は、無限水中の1/3.6倍程度と相当低速となるのに対し、鋼管( $E \approx 100$ K)の場合は、6~7%落ちるだけであり、 $\Delta P_{MAX}$ が配管材料の縦弾性係数に大きく依存することが分かる。

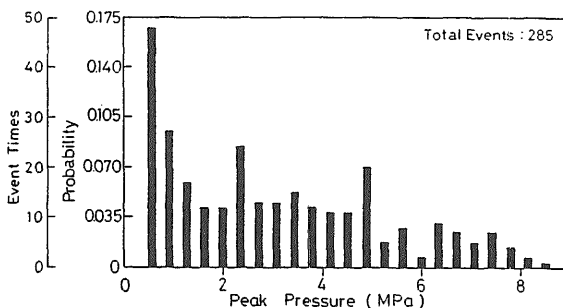
式(7)から、第4図のような蒸気泡崩壊時の $\Delta P_{MAX}$ は、 $V_{MAX} = 20$ mとして、鋼管の場合( $a_L = 1400$ m/s)、28MPa、ポリカーボネイト管の場合、8.4MPaと推定される。いずれの場合も、凝縮起因水撃時には非常に高圧パルスの発生が予測される。

第6図は、ステンレス鋼管中の代表的な水撃圧力波形を示しており、 $\Delta P_{MAX}$ は9.1MPaに達していることが分かる。先に推定した値より小さい理由として、水スラグの加速をもたらす崩壊蒸気泡の長さが第4図の場合より短いこと、などが考えられる。第6図の圧力波形は、軸方向に10cmづつ離れた4個の圧力センサーによって計測されたものである。これらの圧力波の時間間隔が約80 $\mu$ sであることから、圧縮波の伝播速度を求めると、1250m/sとなり、式(8)からの推定値(1400m/s)より若干小さい。この理由として、蒸気に含まれる溶解空気などの非凝縮性ガスが、蒸気凝縮後も非凝縮性気泡として水中に存在し、これによる減速効果<sup>(11)</sup>が現れたものと考えられる。

配管系の健全性確保の観点からは、圧力パルスの最大値が重要であるが、凝縮起因水撃の特性を把握する



第6図 既存装置で得た代表的な水撃圧力パルス波形



第7図 既存装置における圧力パルス分布(定点計測)

ためには、圧力パルスの分布も参考になる。第7図は、数分間の実験中に現れた圧力パルスの分布を示している。この図からは、数MPaを超える大きな水撃はまれであるように見える。もちろん、個々の凝縮起因水撃の圧力パルスに差があるのは当然である。しかし、後述の圧力パルス実験装置を用いた新たな実験から、凝縮起因水撃時の圧力パルスは、水スラグの衝突地点から離れるにしたがって急速に減衰することが明らかとなった。このことから、第7図で低圧力パルスの頻度が高くなっている主な理由として、「定点計測では、離れた地点で発生した減衰水撃を計測することが多い」ことが考えられる。

## 2.5 圧力ピーク持続時間

水スラグの衝突による水撃時の圧力ピーク持続時間は、圧縮波が水スラグを往復するに要する時間とされている<sup>(3)</sup>。この考えに基づいて、持続時間240 $\mu$ sの圧力パルスをもたらした第6図の場合の水スラグの長さを推定すると、 $1250 \times 240 \times 10^{-6} / 2 = 0.15$ m程度(第4図と同じ)となるが、他の実験で得られた圧力ピーク持続時間は、水スラグ長さのバラツキを反映して、100 $\mu$ sから700 $\mu$ s程度までかなり広く分布している。

いずれにしても、コールドレグ流動実験で得られた圧力パルスの持続時間は1ms以下と短い。このことが、配管の設計圧力(ポリカーボネイト管の場合、1~2MPa)をはるかに超える10MPaもの圧力パルスが作用しても、直ちに配管破損に至らなかったものと考えられる。しかし、実験回数を重ねるとともに、クラックの発生や圧力センサー破損が起こる。これが、凝縮起因水撃実験の難しさの一つである。

以上の圧力パルス持続時間の短さからは、米国での配管系トラブルの多発が説明困難のように見える。これについては、次のように説明することができる。

水スラグと蒸気泡の長さ( $L_L$ と $L_{S0}$ )はおおむね配管径に比例するため、式(6)から推定される水スラグの衝突速度 $V_{MAX}$ は、管径には依存しない<sup>(8)</sup>。しかし、圧力パルス持続時間は、 $L_L$ 、つまり、管径に比例することとなる。例えば、口径600mmの配管系における圧力パルス持続時間は、1.5ms~10.5msと推定される。このように、管径の増加とともに瞬時荷重から静荷重へと移行し、破損率も高くなるものと考えられる。

また、水撃時の圧力パルスは、圧縮波が液体中を伝播することにより伝達されることから、水中のみに現れ、大きな圧縮性のある蒸気部には全く現れない。この性質は、凝縮起因水撃対策を考える上で重要である。

## 2.6 その他の配管荷重

これまでに述べた水撃時の圧力パルスも代表的な配管荷重であり、圧力バウンダリーの破損をもたらす可能性のある荷重であるが、純粋な圧力パルスは外部に

取り付けられたサポートへはほとんど荷重をもたらさないはずである。ところが、現実の軽水炉では、圧力バウンダリーの破損よりもサポートの離脱といったトラブルの頻度の方が圧倒的に大きい。このことから、水撃は、圧力パルスの他に、振動や軸力といった外部荷重をもたらすことが分かる。

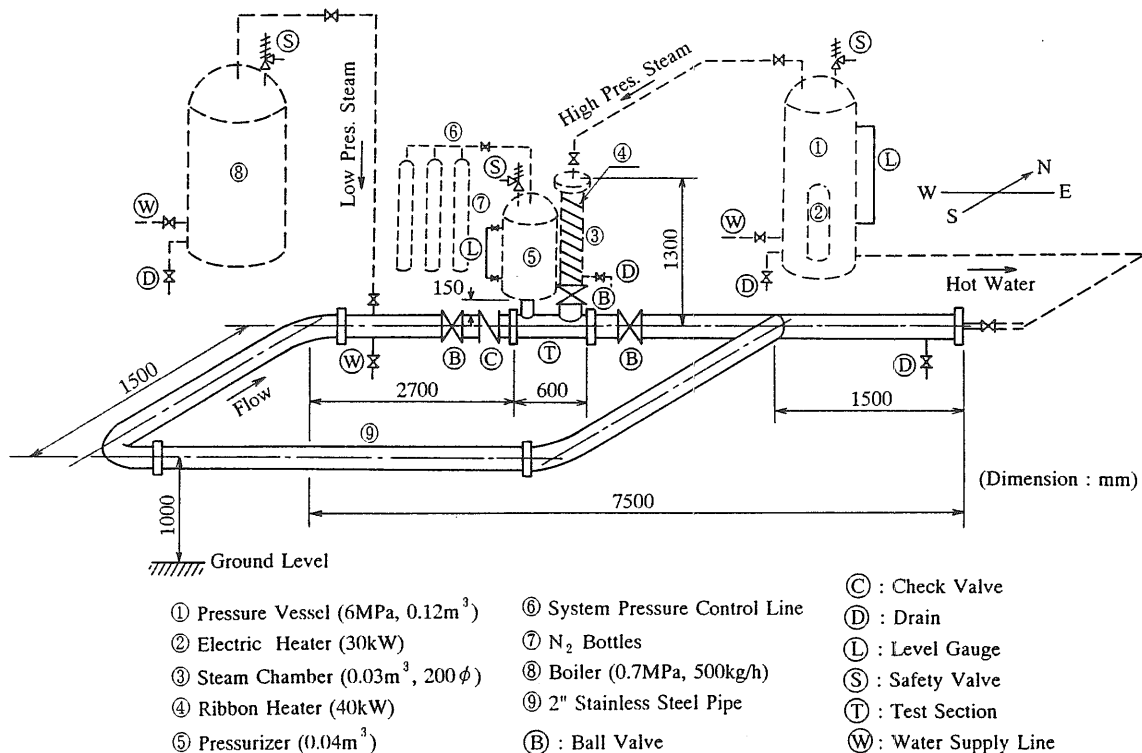
水撃がもたらす軸力は、発生メカニズムが不明であり、既存の圧力パルス値のみから論理的に求めることができず、その評価に当たっては実験的検討が不可欠である。また、水撃時の振動は、軸力が解明された後に、個々の配管系について検討しなければならない性質の荷重であることから、軸力が未解決な現時点では扱うことが困難である。

### 3. 「圧力パルス実験装置」による実験

#### 3.1 実験装置と方法

水撃時の軸力についてのデータを得るため、第8図に示される「圧力パルス実験装置」を新たに製作した。

本装置の最大の特徴は、凝縮起因水撃の発生メカニズムがほぼ解明されている状況を踏まえ、確実に水撃を発生させるよう工夫した点である。つまり、圧力容器から供給される高圧蒸気(最大6MPa)を一旦蒸気チャンパー(容積:30L)に貯め、急速開閉弁の急開と急閉により、常温水で満たされた水平配管(2Bステンレス鋼管、内径:52.7mm、肉厚:3.9mm)内に定量の蒸気を注入する方法を採用した。水平管の総延長は16.5mで、内容積は36Lである。系圧力の調整のために設けられている加圧器(容積:40L、窒素加圧)は、水平管内への蒸気注入を可能とする働きもある(配管系に圧縮部がなければ蒸気注入はできない)。蒸気チャンパーと加圧器との距離は、水スラグの長さを決定づけることから、本装置設計上最も重要な寸法である。第4図などから、内径41mmの配管の場合、水スラグの長さは、0.15m前後であることから、内径52.7mmの本装置では、できるだけ $0.15 \times 52.7 / 41 = 0.19\text{m}$ に近い寸法にすることが望ましい。しかし、急速開閉弁と加



第8図 圧力パルス実験装置のフローシート

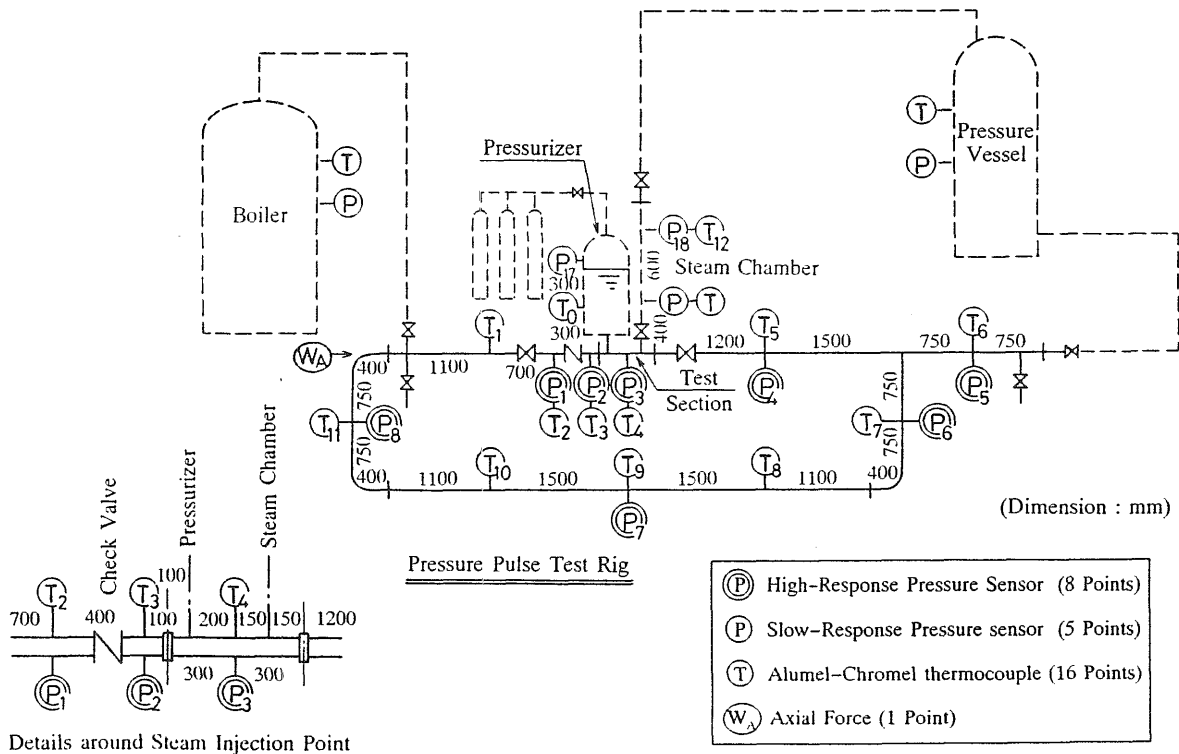
圧器自身の存在から、両者の軸間距離は、0.35mとした。このため、データ解析に当たっては、自然発生の水スラグより長いスラグが発生する傾向にある点に、注意する必要がある。第9図は、計測センサーの種類と設置点を示したものである。圧力計測には2種類のセンサーを用いた。つまり、ループ外にはモニター用センサー5個(○で表示)を、ループ内には水撃時の圧力パルス用として高速高圧センサー8個(◎で表示)を、それぞれ設けた。温度計測は16本のクロメル・アルメル熱電対で行ったが、この内、ループ内は11点である。本研究で最も重要な軸力の計測は、水平管の左端と装置架台に挟んだ1トン用ロードセル1個で行った。

なお、装置は、実炉を考慮して、ループ状とするとともに、逆止弁等のバルブが設けられている。実験パラメータとして、システム圧力、注入蒸気圧力及びルー

プ内の水温を選んだ。

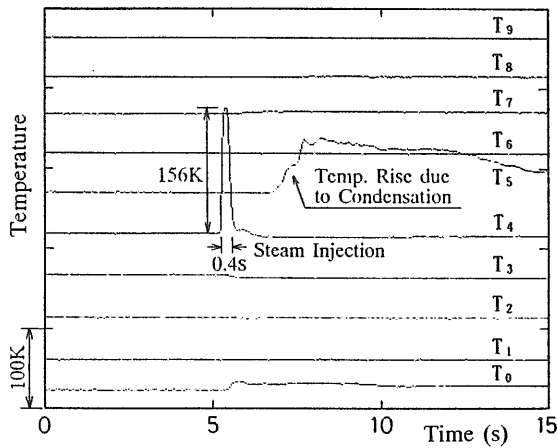
### 3.2 実験結果及び考察

圧力パルス実験装置における水撃は、発生方法がやや強制的であることから、実験パラメータの温度応答や圧力応答への影響は小さかった。そこで、代表的な水撃時のデータを基に、水撃発生の様子を説明する。第10図は水撃発生時のループ内温度の長時間応答を、第11図は圧力の長時間応答を、それぞれ示している。第10図と第11図では、類似データとの重なりを防ぐため、縦軸の原点が一定間隔づつずらされているが、100℃と200kPaの変動幅はそれぞれ一定である。この実験の初期条件は、水温：15℃、ループ圧力：0.2MPa、チャンバー圧力：0.8MPaである。

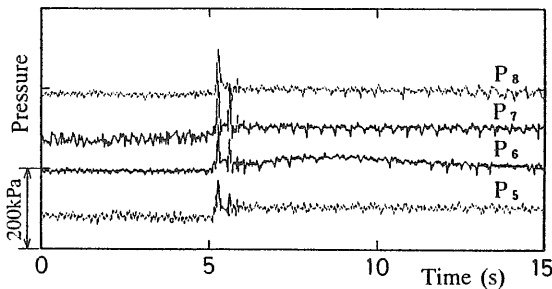


第9図 温度・圧力・軸力の計測点  
(数値は、センサー間あるいはフランジ・センサー間の距離[mm]を示す)





第10図 水撃時ループ内温度応答例



第11図 水撃時ループ内圧力応答例

### 3. 2. 1 温度応答

まず、第10図を見ると、テストセクション部温度 $T_4$ が5.2秒から5.6秒にかけて155℃上昇していることが分かる。この温度ピーク値は、170℃に当たるが、注入前のチャンパー内初期圧力に対応する飽和蒸気温度170℃に等しい。また、第11図に示される同時刻の圧力上昇は0.1MPa程度であることから、この温度ピークは飽和温度134℃より相当高いことになり、注入蒸気は凝縮崩壊する前はかなり過熱されることが分かる。注入直後から蒸気は管内の冷水と直接接触し、0.4秒間で凝縮崩壊するため、 $T_4$ はほぼ元の温度に戻る。チャンパー上流55cmの地点にある $T_3$ には、蒸気注入に伴う変化がほとんど見られないことから、一時的にも蒸気はその地点まで達していないことになる。しかし、ループ水は矢印方向(右側)に流れているため、1.35m下流側の温度 $T_5$ は、蒸気注入から1.5秒後から凝縮水の通過による50℃前後の温度上昇が数秒間続いている。しかし、注入後10秒以内では、凝縮水の影響が $T_5$ や $T_6$ までには達していない。なお、 $T_0$ は加圧器内の気体部温度(第9図では水温を計測するように見えるが、実際は加圧器上部に設けられている)を示しているが、蒸気注入開始とともに10℃ほど上昇しているのは、注入蒸気の容積に相当する水が加圧器内に流入することによる、加圧ガス( $N_2$ )の断熱圧縮効果による。

このように、ループ内各点の温度応答から、水の運

動の様子をかなりの程度知ることができる。

### 3. 2. 2 圧力応答

第11図の圧力 $P_5 \sim P_8$ は、温度応答との対応を調べるための長時間応答を示している。従って、センサーの能力としては圧力パルスの計測も可能であるが、たとえこれらの地点で圧力パルスが生じていても、時間幅100 $\mu$ sオーダーの圧力パルスは正確に表示できない。 $P_5 \sim P_8$ には、蒸気注入と同時に(厳密には同時ではないが、時間スケールの大きいこの図では時間差が現れない)に、0.1MPa程度の圧力上昇が現れていることが分かる。この圧力上昇には、蒸気注入に伴う加圧ガスの圧縮効果が含まれている。窒素ガスの断熱指数を1.4として、 $T_0$ の温度上昇幅(10℃)からこの圧縮効果を見積もると、0.025MPaとなる。従って、0.1MPaの圧力上昇の内の1/4程度が蒸気注入に伴う圧縮効果で、残りの0.075MPaが水撃の影響と考えられる。

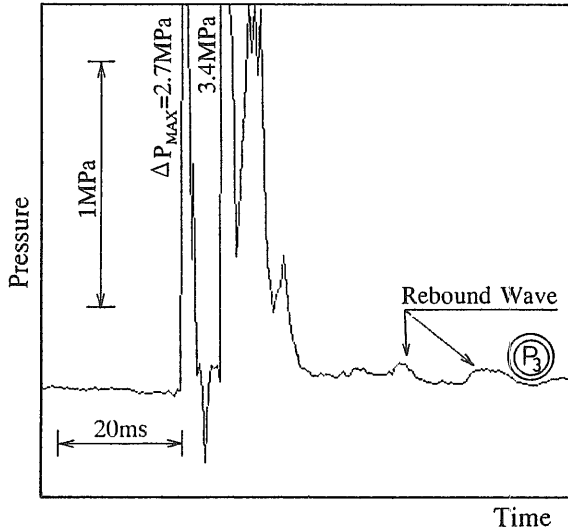
次に、加圧器内の窒素ガスの初期容積を15Lとして、上述の圧縮効果(0.025MPa)から、水平ループ内に流入した蒸気容積を推定すると、1.2Lと推定される。これは、内径52.7mmの水平管内では、長さ55cmの蒸気泡に相当する。蒸気注入は高速であるため、左右対称に侵入し、蒸気泡は最大で注入口より30~40cm(蒸気泡下方の水の存在により、55/2=28cmより長い)程度まで達したと考えられ、蒸気泡が注入口から55cmの $T_3$ 地点にまでは達しなかった第10図の結果が説明できる。

一方、蒸気が凝縮しないならば、水はほとんど非圧縮性と考えられるから、蒸気注入後のループ圧力などの状態は、窒素ガス(15L、0.2MPa、22℃)と蒸気(30L、0.8MPa、170℃)の混合問題<sup>[12]</sup>と考えることにより求められる。この仮定の基に計算した結果、混合後の圧力は0.61MPaとなった。従って、混合後の窒素容積は、7.1Lとなり、注入蒸気の容積は、15-7.1=7.9Lとなる。先に、圧力応答などの実験データから求めた容積1.2Lは、蒸気の凝縮性を考慮しない場合の1/6以下である。この事実は、急速開閉弁の開弁により流入してくる蒸気の凝縮がいかに急速であるかということを示しており、凝縮起因水撃の数値シミュレーションが未だに成功していない理由でもある。

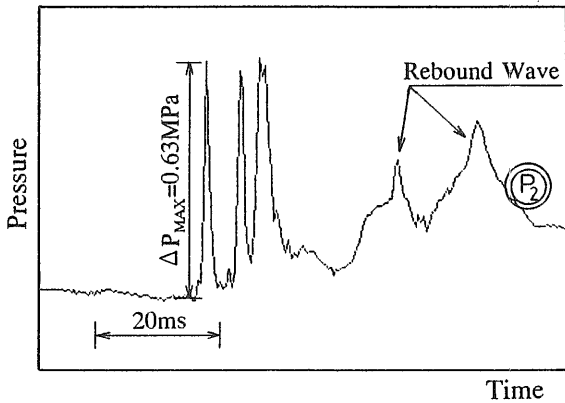
### 3. 2. 3 圧力パルス

第12図は、「圧力パルス実験装置」で得られた代表的な水撃時の圧力パルス波形を示している。図(a)(b)(c)は、それぞれ試験部圧力 $P_3$ 、加圧器下流圧力 $P_2$ 及び逆止弁上流側圧力 $P_1$ である(各センサーの位置は、第9図参照)。蒸気が直接注入される試験部の圧力パルスが他に比べて際だって大きくなっていることが一目瞭然である。第12図(a)の二つのピークはスケー

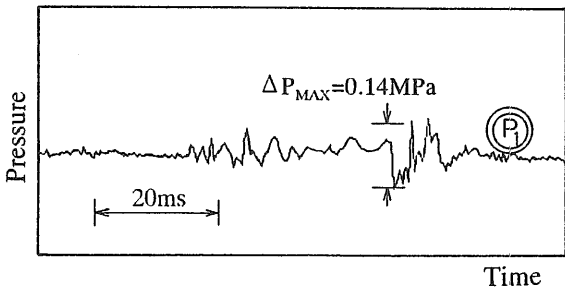
(a) P<sub>3</sub> (Closest to Steam Injection Point)



(b) P<sub>2</sub> (Down Stream of Pressurizer)



(c) P<sub>1</sub> (Down Stream of Check Valve)



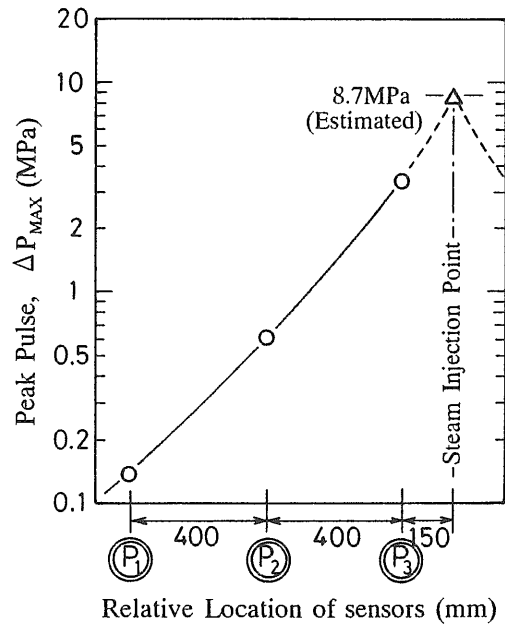
第12図 水撃時圧力パルス波形例

ルアウトしているが、源データを調べたところ、第1ピークは2.7MPaで、第2ピーク3.4MPaであった。

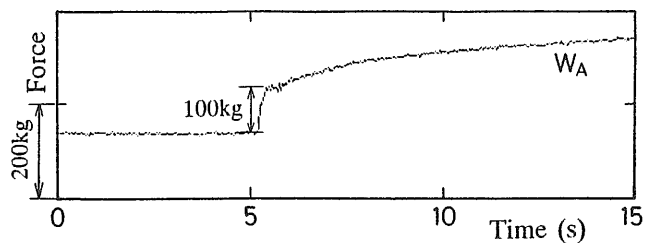
僅か40cm離れた地点で、圧力パルスにこのような差が現れるのは、凝縮起因水撃の圧力パルスは、水スラグと水柱との衝突地点、つまり、蒸気泡の凝縮崩壊地点で最大となり、そこから離れるに従って急速に減衰することを意味している。この事実は、定点における圧力パルス値が大きく分布しているという既存データ(第7図)とも符合している。従って、第12図の水撃による最大パルスは、蒸気が注入されるT字部で生じているものと推定される。その最大値を、P<sub>1</sub>~P<sub>3</sub>のピーク値の分布から求めると、第13図に示されるように、8.7MPaとなり、第6図の既存データとほぼ一致する。

3. 2. 4 軸力計測

第14図に、第10図と同じ水撃時における軸力の計測値<sup>(13)</sup>を示す。水撃発生と同時に100kgf程度の軸力が発生していることが分かる。この値を、内径52.7mmの管断面積で除すと、0.46MPaとなる。圧力パルスがそのまま外力である軸力として作用することはないが、



第13図 圧力パルス値の測定位置依存性と最大パルスの推定



第14図 水撃時軸力計測例

水撃圧力が何らかのメカニズムを通して、その一部が軸力に変換されると考えると、100kgfの軸力の変換率は、第13図の圧力パルスの最大推定値(8.7MPa)の約5%程度である。

実験は、システム圧力(0.1~0.5MPa)と注入蒸気圧力(0.5~2MPa)をパラメーターとして行ったが、計測された軸力は、いずれも±15%の範囲内で100kgfに一致した。これは、水撃が半ば強制的に引き起こされるよう工夫した本装置の特徴が現れ、上記の実験パラメータ範囲内では、水撃の規模が同程度であったことを示唆している。

### 3. 2. 5 実炉における軸力の推定

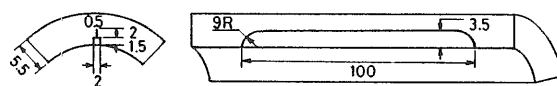
現実の軽水炉の配管系には、水撃の起こりやすい水平部分も多く、管径寸法も様々である。本研究では、軸力の計測が内径52.7mmの配管系についてのみ行われたため、水撃起因の軸力が管径とどのような関係にあるかは確認されていない。しかし、2.5節の考察から、圧力パルス値を決定づける水スラグの衝突速度は管径に余り依存しないため、実炉における圧力パルスも本実験で得られたものと同程度と考えられる。さらに、圧力パルスの軸力変換率も管径に依存しないと仮定すると、軸力も管断面積に比例することになる。この仮説に立って実炉における軸力を推定すると、本実験で得られた100kgfという軸力は、内径600mmの主蒸気管では、 $100 \times (600/52.7)^2 = 1296\text{kgf} \approx 13\text{t}$ にも達すると推定される<sup>(14)</sup>。この推定値の正否については、本実験と実炉との間の寸法の装置を使った確認実験により判断されるべきであるが、推定値13tは、米国における配管系トラブルの多発という事実と矛盾するものではないと考えられる。

## 4. き裂部の応力集中(静解析)

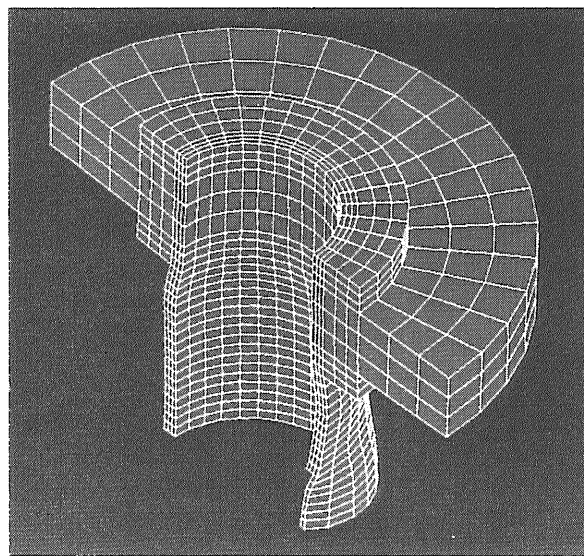
米国の軽水炉で起きた水撃トラブルの内の10%は、圧力バウンダリーの破損が生じたと報告されている<sup>(1)</sup>。圧力バウンダリーの破損は、一次系冷却水喪失事故(LOCA)に至る可能性のある、重要事象である。厳しい軽水炉設計基準から考え、「欠陥のない配管が水撃荷重で破損するはずはなく、配管内面に存在するであろうき裂が圧力バウンダリーの破損に至らしめた要因ではないか」との考えがある。

そこで、市販の有限要素法解析プログラムNISA-IIを用いて、仮想き裂周りの応力集中の様子を調べた。

第15図は、解析対象とした仮想き裂の形状で、き裂は、応力値が断面方向の2倍である軸方向に存在するとした。肉厚は、実炉の高圧配管を考慮し、実験装置より厚い5.5mmとした。解析領域は、対称性から、試験部の1/4のみとした。また、本解析では弾性領域のみを扱っているため、応力値と圧力は比例関係にあ



第15図 仮想き裂部詳細



第16図 解析領域のメッシュ分割

り、応力の絶対値よりその分布に意味がある。従って、内圧として1MPaのみを計算した。第16図は、解析領域のメッシュ分割を示す。

第17図と第18図は、それぞれ第1主応力の全体及びき裂部近傍の分布を示している。これらの図から、き裂部底部に4~5倍の大きな応力集中が現れることが分かる。

## 5. 動的応力解析(動解析)

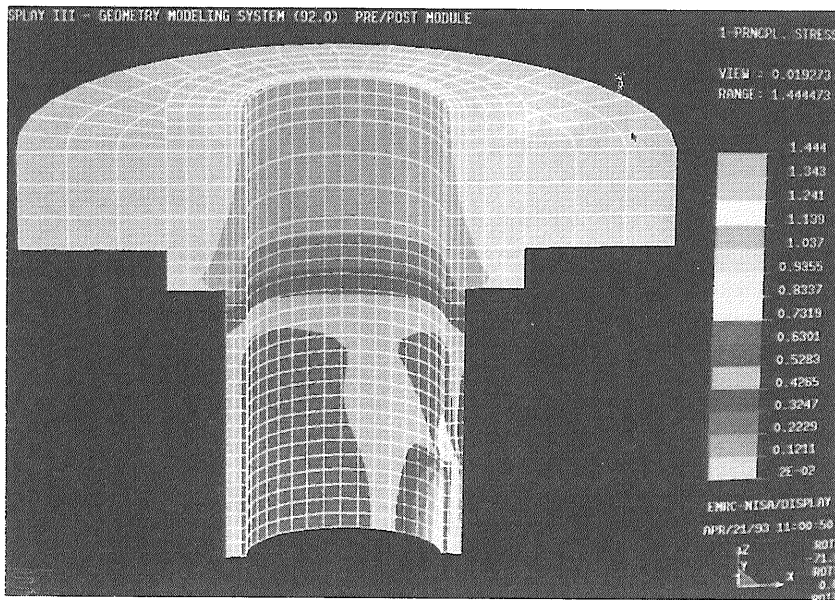
凝縮起因水撃は、第6図と第12図で示したように、短周期の圧力パルスが荷重ソースとなっているため、それによって配管系がどのように応答するかを知ることが重要である。そこで、先に行った静解析で使用したNISA-IIにより、本実験で得られた圧力パルス波形をインプットデータとする動解析を試みた。

実際には、圧力波が配管内を伝播するため、配管各部の圧力がピークに達する時刻は若干異なる。しかし、NISA-IIは、境界条件として圧力の空間分布と時間分布を同時にとり入れた解析ができないため、伝播時間を無視し、配管内圧力が同期して変動するという仮定の下で解析を行った。この仮定は、応答周期が圧縮波の伝播時間より十分長い振動に対しては有効である。

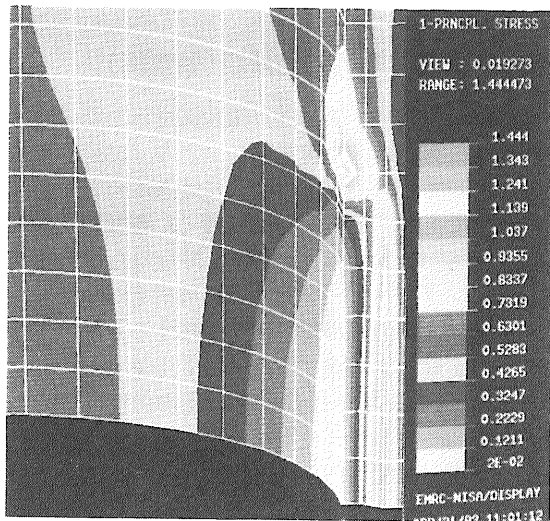
動解析インプットデータとして、蒸気注入口近傍の平均的な水撃パルスである第12図(b)を採用した。しかし、実際のインプットデータは、第19図に示すように、直線からなる折れ線で近似し、単純化した。解析対象の配管は、蒸気注入口を含む直線部分(内径：52.7mm、肉厚：3.9mm、長さ：3.5mのステンレス鋼管)のみを考えた。また、拘束条件は、管断面の一端を固定として扱った。この解析では、長い配管を扱い、接

点数が大幅に増加し(1612点)、許容数に近づいたため、短管に対する静解析で考慮したき裂を含ませることはできなかった。

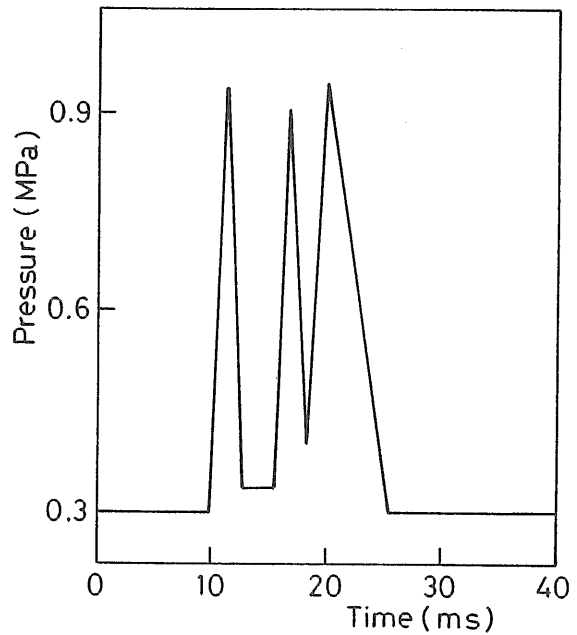
第20図は、固定点近傍における応力値を示したもので、インプットした圧力波形とほぼ同じであることが分かる。第21図は、固定点以外における代表的な応力応答を示しており、インプットデータとしての圧力変動が続いている期間(13ms)は、圧力変動の約倍の周



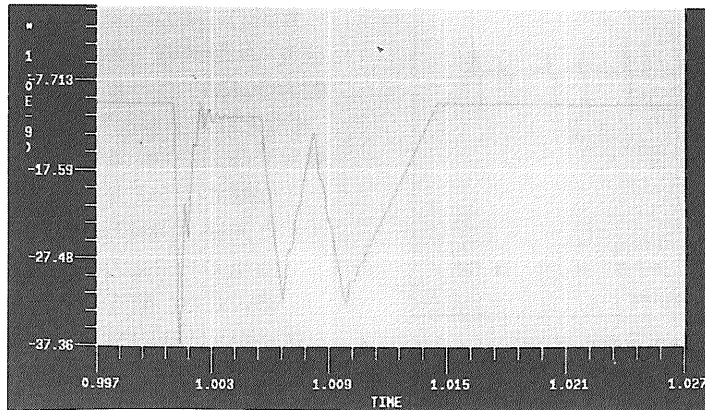
第17図 主応力の全体分布



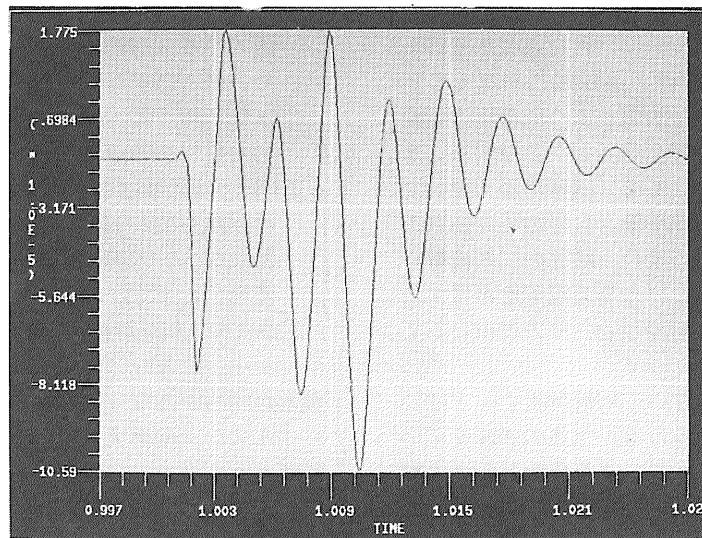
第18図 主応力のき裂部近傍分布



第19図 動解析用インプット圧力波形



第20図 固定点近傍における応力応答例



第21図 固定点以外における応力応答例

波数で振動しているが、圧力変動の終了とともに減衰することが分かる。固定点から離れた他の節点における応力値も第21図と同様の波形をしているが、振幅は場所により若干異なっている。いずれの節点においても、最大応力値はき裂がないこともあり、許容値より十分小さい。これは、「水撃時の圧力バウンダリーの破損には、き裂などの欠陥の存在が関与しているのではないか」との仮説と符合している。

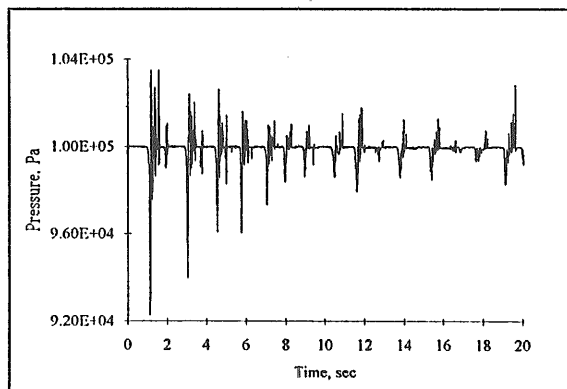
次に、NISA-IIを使って固有振動数を調べた。その結果によると、解析された応力変動の周波数(380 Hz程度)に相当する低次の固有振動数は存在せず、また、それに近い固有振動数のモードは、第12次と相当高次であるため、共振の恐れはなかったことになる。しかし、実炉においては、解析対象とした配管と異なる剛性であると考えられ、共振の可能性を個々に調べ

る必要があると思われる。

## 6. 凝縮起因水撃の数値シミュレーション

凝縮起因水撃のメカニズムは既にほぼ明らかとなっているが、未だ数値シミュレーション用プログラムが開発されていない。これは、極めて高速な蒸気凝縮を適正にモデル化できないことによるのであるが、数値シミュレーションが可能となれば、それぞれのケースの水撃を予測でき、それに対する対策を立てるのに有用となる。そこで、既存の二相流数値解析コードにより、どこまで凝縮起因水撃が模擬できるかどうかを調べた。

使用したコードは、日本原子力研究所が、二流体モデル構成方程式評価用ドライバーコードとして整備した“Mini-TRAC”<sup>(15)</sup>である。このコードは、米



第22図 Mini-TRACによる水撃シミュレーション例  
 国で開発された3次元二相流解析コード“TRAC-PF1”を1次元用に改造したもので、パソコンに搭載可能である。

第22図は、当所が昭和63年度～平成元年度の「原子力船の事故解析の研究：その3」において得たECC水注入模擬実験で得た水撃データ<sup>(6)</sup>を対象として行った結果の例<sup>(16)</sup>である。時間軸が第12図と異なることを考慮すると、本研究で得た水撃とよく似た圧力振動が再現されているようにも見える。しかしながら、水撃が生じない実験条件に対しても、同様の圧力振動が現れることから、実際の物理現象としての圧力振動を表していないと思われる。つまり、既存の二相流解析コードでは、凝縮起因水撃という高速現象を再現するのは困難であると言わざるを得ない。その理由として、以下が考えられる。

- (1) 軽水炉を対象とした既存の二相流解析コードは、事故時や通常運転時における炉全体の過渡変化の解析を目指したものであり、局所現象としての凝縮起因水撃を念頭に置いて開発されたものではない。
- (2) 既存コードに組み込まれた構成方程式群の中には、冷水と蒸気が直接接触するような激しい凝縮現象に対する熱伝達率式が含まれていない。
- (3) システム全体の過渡変化をシミュレートするための時間刻みは1ms程度で十分であるが、直接接触凝縮を解くには、少なくとも $10\mu\text{s}$ 程度の小さな時間刻みを必要とする。
- (4) 水撃発生地点の前後で、二相流から水単層流に変わる解析セルが現れざるを得ないが、圧縮性流体から非圧縮性流体への遷移が適正に処理されていない疑いがある。

以上より、凝縮起因水撃を数値シミュレーションするには、冷水と蒸気との直接接触凝縮現象を適正にモデル化した二相流解析プログラムの開発が必要となること分かる。

## 7. 第1章のまとめ

強制的に凝縮起因水撃が起こるよう設計した「圧力パルス実験装置」を用いて、水撃時の圧力パルス及び軸力を計測するとともに、有限要素法コードNISA-IIなどによる解析を行い、実炉における水撃荷重を検討した。その結果、

- ① 水撃に伴う圧力パルスの最大値は、既存のデータと同様、10MPa程度に達する。上記装置における圧力パルスの持続時間は数百 $\mu\text{s}$ 以下と短いため、直ちに配管が破損することはなかった。
- ② しかし、圧力パルスの持続時間は大口径管ほど長くなるため、実炉配管系への圧力パルスの影響は大きい。
- ③ NISA-IIによる静解析では、配管内面の仮想き裂部の応力集中は、4～5倍程度となった。
- ④ NISA-IIによる動解析では、上記装置と圧力パルスとの共振はない。しかし、実炉配管系では、圧力パルス周期と配管系の固有振動数が異なるため、個々に検討する必要がある。
- ⑤ 水撃に伴う軸力は、内径52.7mmの上記装置では、おおむね100kgfであった。
- ⑥ 「軸力は管断面積に比例する」と仮定すれば、実炉の主蒸気管(内径600mm)では、13tにも達することになり、米国の軽水炉で配管サポートの破損が多発した事実が説明できる。
- ⑦ 既存の二相流解析コードでは凝縮起因水撃をシミュレートできない。

などが明らかとなった。

「水スラグの衝突」という凝縮起因水撃の発生メカニズムから考え、どうしても層状二相流が生じる軽水炉配管系において、凝縮起因水撃を完全に防止することは困難である。従って、「凝縮起因水撃が生じても配管系にトラブルが生じないように設計する」ことが、現実的な対策と考えられる。その対策を考える上で、本研究で得られた軸力などに関するデータは有用である。

また、以上の結論から、今後の課題として、

- ① 「軸力は管断面積に比例する」との仮定を確認する実験、及び、
  - ② 冷水と蒸気との直接接触凝縮現象を適正にモデル化した二相流解析プログラムの開発、
- などが考えられる。

## 参考文献

- (1) Yow, W., Duynes, A.V. and Chiu, C., "Analysis of Root Causes of Water Hammer in Nuclear Power Plants," *Topical Mtg. on Nuclear Power Plant Thermal Hydraulics and Operations*, Soul (1988), A10-103.
- (2) 例えば、Batchlor, D., Cecchi, T. and Shah, V., "Analysis of Tihange Main Feed Water Lines Behaviour during a Water Hammer Event," *6th FORATOM Congress*, Madrid (1976), p.336-340.
- (3) Rothe, P.H., Wallis, G.B. and Crowley, C.J., "Waterhammer in the Feedwater Systems of PWR Steam Generators," *Fluid Transients and Acoustics in the Power Industry*, ASME WAM, New York (1978), p.75-85.
- (4) Jones, O.C.Jr., Saha, P., Wu, B.J.C. and Ginsberg, T., "Condensation Induced Water Hammer in Steam Generators," *Japan-U.S. Seminar on Two - Phase Flow Dynamics*, Osaka (1979), p.255-270.
- (5) Aya, I. and Nariai, H., "Threshold of Pressure and Fluid Oscillations Induced by Injection of Subcooled Water into Steam Flow in Horizontal Pipe," *ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference*, Honolulu, Vol.3 (1983), p.417-424.
- (6) Aya, I., Yamane, K. and Nariai, H., "Effect of Pipe Inclination on the Waterhammer Induced by Injection of Subcooled Water into Steam Flow," *3rd ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference*, Reno, Nevada, Vol.2 (1991), p.241-248.
- (7) Aya, I. and Nariai, H., "Evaluation of Heat-transfer Coefficient at Direct-contact Condensation of Cold Water and Steam," *Nuclear Science and Design*, Vol.131, No.1 (1991), pp.17-24.
- (8) 綾威雄、山根健次、成合英樹、「凝縮起因水撃に及ぼす管径の影響」、日本原子力学会1994年秋の大会 A16 (1993)、p.16.
- (9) 綾威雄、小林道幸、稲坂富士夫、成合英樹、「非常用炉心冷却水の配管注入模擬実験(その1)実験に基づく現象の分類」、第37回船研研究発表会講演集 (1981)、p.75-80.
- (10) 例えば、「機械工学便覧」、1968年版、p.8-32~35.
- (11) Wallis, G.B., "One-dimensional Two-phase Flow," McGraw-Hill (1969), p.135-146.
- (12) 井原敏男、「工業熱力学」、理工図書、1961年版、p.54-55.
- (13) 綾威雄、山根健次、成合英樹、「凝縮起因水撃による配管系荷重、(I)軸力の計測」、日本原子力学会1994年秋の大会 A72 (1994)、p.72.
- (14) Aya, I., Yamane, K. and Nariai, H., "Study on the Axial Force Followed by Condensation - Induced Waterhammer," *3rd JSME/ASME Joint Int. Conf. on Nuclear Engineering*, Kyoto, Vol.1 (1995), p.41-44.
- (15) 秋本肇、村尾良夫、他、「二流体モデル構成方程式評価用ドライバーコード Mini-TRAC」、J A E R I -M91-086(1991).
- (16) Panayotov, D.P. and Aya, I., "Problems in the Simulation of Condensation Induced Waterhammer," *13th Multiphase Flow Symposium'94*, Tsukuba (1994), p.191-194.

## 第2章 動的強度および動的破壊靱性の評価

### 1. 研究の背景

圧力容器をはじめとする鋼構造物のき裂損傷や破壊に対する安全性評価には破壊力学が広く用いられているが、高度の安全性が必要な原子炉圧力容器の健全性評価にはASME Boiler and Pressure Vessel Code Sec. IIIおよびXIにおいて平面ひずみ破壊靱性値の最下限値 ( $K_{IR}$ )を用いるように定められている。つまり、原子炉圧力容器に使用される鋼材は静的破壊靱性 ( $K_{IC}$ )、動的破壊靱性 ( $K_{Id}$ )およびき裂伝播停止靱性 ( $K_{Ia}$ )等の靱性値のうち最も低い値で評価される。

一般に溶接構造物に使用される鋼材は、温度が低くなると脆性破壊を起こすが、荷重負荷速度が大きくなると破壊靱性値が低くなり脆性破壊を起こしやすくなる。当所においては、原子炉構造用鋼の動的破壊靱性評価に関する研究を実施するために、昭和50年頃から回転円板式高速衝撃試験装置および20/100トン高速引張試験装置を整備して動的破壊靱性試験を行い、鋼材の動的破壊靱性に及ぼす温度およびひずみ速度の影響を一元的に評価する手法<sup>(1),(2)</sup>を提案した。動的破壊靱性評価試験法は、ASTM E399-1983<sup>(3)</sup>に規定されたあと、BS 6729:1987<sup>(4)</sup>においても規格化された。しかしながら、高ひずみ速度領域までの試験については取り扱われておらず、簡便な試験方法も含めて種々の検討がなされている。

本研究では、種々の構造用鋼の動的強度および動的破壊靱性試験を行い、評価法の普遍性を検討するとともに、動的破壊靱性試験法について検討した。

### 2. 動的強度特性

#### 2.1 高ひずみ速度下における動的強度特性

構造用鋼の降伏応力や引張強さ等の強度特性は、温度およびひずみ速度に依存することが知られている。降伏応力 ( $\sigma_Y$ ) のひずみ速度および温度との関係は、

ひずみ速度・温度効果指数 ( $R$ ) を用いて(1)式および(2)式で表せることを示した<sup>(1)</sup>。

$$\sigma_Y = \sigma_0 + \sigma_1 \exp(\alpha R) \quad (1)$$

$$R = T_K \cdot \ln(A/\dot{\epsilon}) \quad (2)$$

ここに、 $T_K$ は絶対温度、 $\dot{\epsilon}$ はひずみ速度、 $A$ は速度過程論にもとづく頻度係数 ( $=10^8 \text{sec}^{-1}$ )、 $\sigma_0$ 、 $\sigma_1$ 、 $\alpha$ は材料定数であるが $\sigma_0$ は内部摩擦力に対応するものである。

本研究ではこれまでに得られた結果を含め、多くの構造用材料について高ひずみ速度負荷による引張試験を実施し、(1)および(2)式の妥当性を検討<sup>(5)</sup>した。試験を行った材料の化学成分および機械的性質を第1表に示す。No.1, 2, 6は50キロ級高張力鋼 (TMC P鋼)、No.3は80キロ級調質型高張力鋼、No.4, No.5は原子炉用調質型低合金鋼、No.7, 8, 9はそれぞれ圧力容器用軟鋼、調質型70キロ級および80キロ級低合金鋼である。No.10はプレストレス・コンクリート用PC鋼棒、またNo.11, 12はそれぞれ純チタンおよびチタン合金である。試験片の形状寸法は、第1図に示すように3種類としたが、供試材との対応は後述の第2表に示す。

試験は20/100トン高速引張試験装置<sup>(6)</sup>を使用し、試験条件は油圧シリンダの変位速度で0.01~1 m/secの範囲で実施した。なお、No.11, 12のチタン材については、回転円板式の衝撃引張試験装置<sup>(7)</sup>で2~30m/secの範囲で試験した。ひずみ速度 ( $\dot{\epsilon}$ ) は弾性域における荷重-時間線図の降伏する直前の勾配から(3)式によって求めた。

$$\dot{\epsilon} = \dot{\sigma} / E = 1 / EA (\Delta P / \Delta t) \quad (3)$$

ここに、 $E$ はヤング率、 $A$ は断面積、 $\Delta P / \Delta t$ は荷重-時間線図の勾配である。

この方法で得られたひずみ速度は、試験片表面に貼付したひずみゲージで計測した値とほぼ一致した。

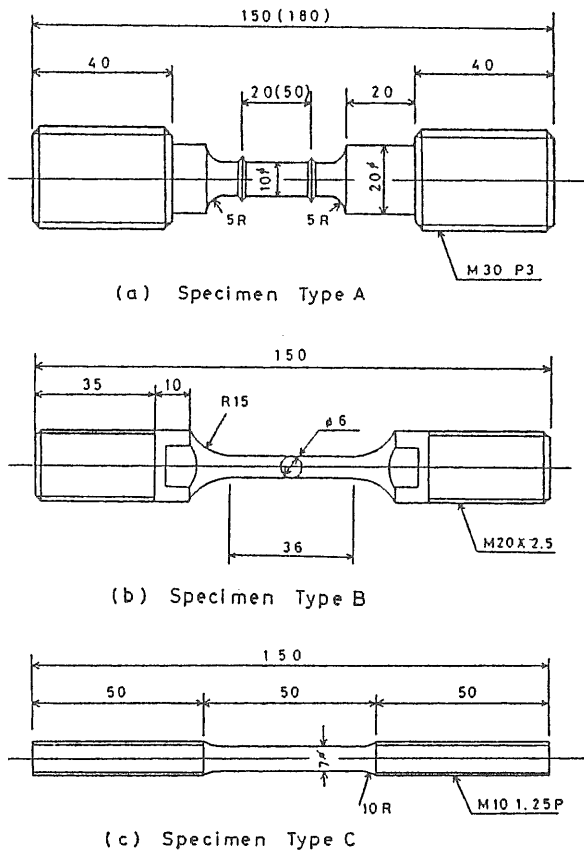
(1)式から降伏応力とひずみ速度・温度効果指数との間には次式で示す線形関係が得られる。

第1表 供試材の化学成分および機械的性質

No.	Material Code	t (mm)	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	Cu	Nb	Ti	$\sigma_Y$ (kgf/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_U$ (kgf/mm <sup>2</sup> )
1	KE36	75	.06	.11	1.38	.009	.001	.86			.30	.012	.016	37.5	53.9
2	KE36	40	.08	.18	1.44	.009	.002							41.5	54.5
3	HT80	25	.11	.26	.85	.010	.003	.75	.46	.45	.17	.04*	.001**	82	86
4	A533B1	125	.16	.26	1.35	.004	.001	.65	.15	.52				53.2	66.8
5	A508-3	300	.18	.25	1.45	.004	.002	.94	.18	.52	.01	.002*		51	64
6	KE36	40	.07	.26	1.35	.011	.003	.14	.01		.14	.016	.008	45	56
7	A212B	100	.25	.20	.62	.020	.011							32.0	51.6
8	A543-1	75	.13	.35	.32	.010	.010	3.10	1.15	.45				60.6	73.5
9	A542-1	75	.13	.30	.53	.017	.025		2.40	1.00				63.8	80.2
10	PC-Bar	9.2 <sup>†</sup>												(143.5)	(148.2)
			Fe	N	O	H	Ti								
11	Ti(KS50)30 <sup>†</sup>		.010	.001	.150	.0010	Re							(43)	52
12	Ti6Al4V 30 <sup>†</sup>													93.8	100.6

(188) (Note \*: V, \*\*: B)





第1図 丸棒引張試験片の形状寸法

第2表 (1)式における材料定数および相関係数

No.	Spec. Type	$\sigma_0$	$\sigma_1$	$-\alpha$	$\gamma$
1	A1	33.3	79.80	$4.097 \times 10^{-2}$	.928
2	A1	35.8	127.25	4.319	.988
3	A1	75.7	78.5	3.07	.962
4	A1	51.2	98.37	3.861	.969
5	A1	49.1	146.63	5.248	.992
6	A1	39.7	125.0	5.07	.992
6	A2	35.2	111.39	3.832	.977
7	A2	26.8	120.08	3.956	.965
8	A2	56.0	97.75	4.614	.925
9	A2	44.8	131.19	3.834	.984
10	C	125.0	141.79	3.201	.803
11	B	23.5	165.46	3.365	.959
12	B	76.9	590.00	7.466	.894

$$\log(\sigma_y - \sigma_0) = \log \sigma_1 + \beta R \quad (4)$$

ただし、 $\beta = \alpha \log(e)$ である。

各供試材で得られた試験データが対数正規分布すると仮定し、(4)式の直線相関を最小自乗法によって求めた。ただし、各供試材の内部摩擦力は不明であるため、ここでは静的降伏応力を参照して(4)式における相関係数が最大となるときの値として $\sigma_0$ を求めた。得ら

れた材料定数 $\sigma_0$ 、 $\sigma_1$ 、 $\alpha$ および相関係数( $\gamma$ )を第2表に示す。これらの $\gamma$ は0.994~0.803の範囲にあり、(4)式による近似には強い直線相関があることを示している。

材料定数 $\alpha$ はその絶対値が大きい程、温度およびひずみ速度に大きく依存し、温度の低下あるいはひずみ速度が増大する程、降伏応力が上昇することを示している。(1)式における $\sigma_y$ はひずみ速度および温度に依存しない応力と依存する応力の和であり、 $\sigma_1$ はその依存性の大きさを示している。第2図に種々の圧延鋼材について、ひずみ速度・温度効果指数(R)を横軸にとり、試験で得られた降伏応力を縦軸にとって示した。図中の実線は第2表に示した値を(1)式に代入して得られた相関曲線である。その他の供試材およびアルミニウム合金<sup>(8)</sup>についても降伏応力は(1)、(2)式で表すことができることを確認した。

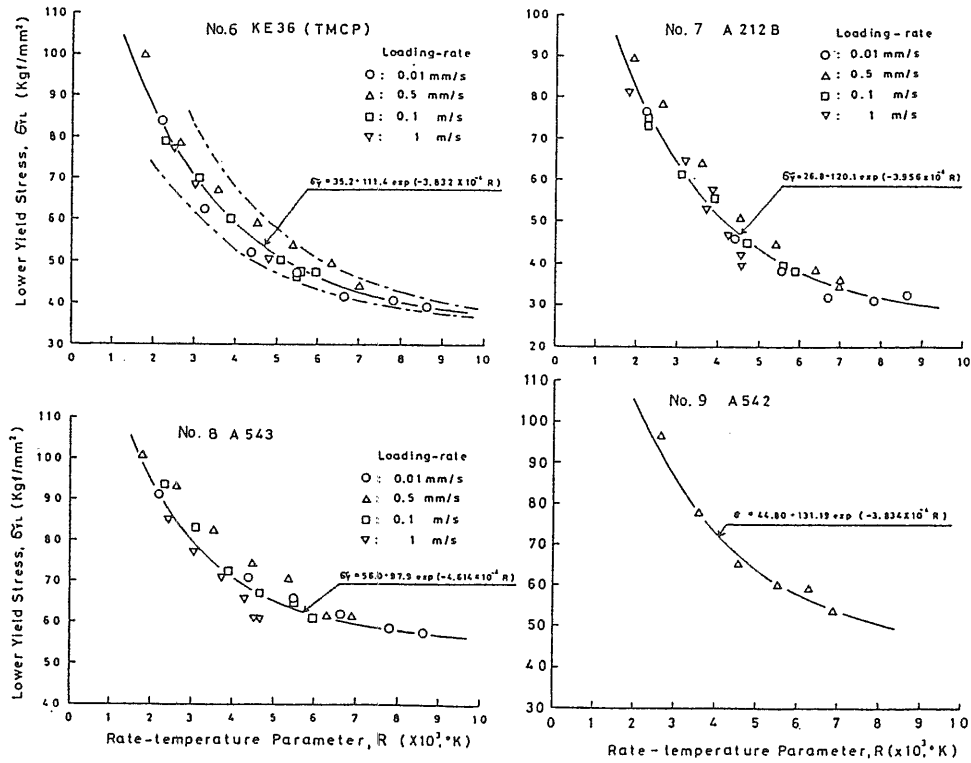
以上、各種の鋼材および非鉄金属材料について種々のひずみ速度および温度を変えた強度試験を行い、降伏応力に及ぼすひずみ速度・温度効果指数Rの影響を検討した。その結果、降伏応力とRには強い相関が得られ、(1)式から降伏応力を比較的簡便に推定できることが分かった。今後、引張強さや伸びなどの強度特性についてもさらに検討し、材料の強度特性に関する他の材料定数との関係等についても明かにする必要があると考える。

## 2.2 溶接継手の強度特性に及ぼす負荷速度の影響

鋼材の溶接継手部では、溶接金属の強度は母材の強度より高く、熱影響部は材料および溶接条件によっては軟化域が生じるなど、余盛り等の形状的不連続部に加えて強度的な不連続部が形成される。溶接継手に外力が作用した場合、隣接する強度的不連続部の変形拘束等の影響で複雑な変形挙動を示す。従って、衝撃的な荷重を受ける溶接構造物の強度評価を行うためには、高ひずみ速度下での影響度を調べることが必要である。これまでに、突き合わせ溶接継手の溶接線直交方向の強度特性に及ぼす負荷速度の影響を調べた<sup>(9)</sup>のに引き続き、溶接線方向の強度特性を調べた<sup>(10)</sup>。

供試材は、板厚40mmの50キロ級高張力鋼 (KE36, TMCP鋼) でその化学成分および機械的性質は第1表のNo.6に示したものである。溶接継手は第3表に示す溶接条件で、X開先による片側4層のサブマージアーク溶接で製作した。

今回作製した継手の溶接条件が既報<sup>(9)</sup>と若干異なったため、溶接金属については第3図(a)に示す形状の丸棒試験片で引張強度特性を調べた。溶接継手試験片の形状寸法は第3図(b)に示すように、平行部幅(W)が50mmで、板厚(t)が20mmの試験片と、Wが100mmでtが10mmの試験片の2種類とした。溶接線直交方向の強度特性を調べるための試験片は、W=50mmでt=5,25



第2図 降伏応力とひずみ速度・温度効果指数との相関

第3表 KE36材溶接継手の溶接条件

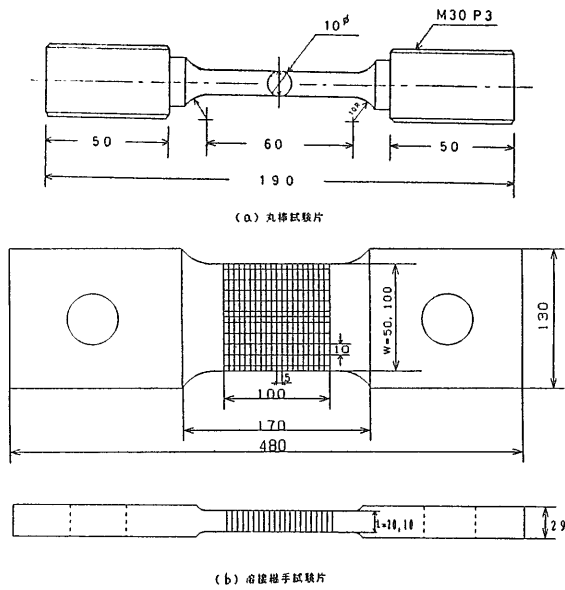
溶接法	S A W ( K X 法 )							
溶接材料	フラックス 川鉄 K B - 1 1 0 , ワイヤー K W - 3 6 4 . 8 φ							
開先形状	板厚 (mm)	ワイヤー径 (mm)	側	パス No	電流 (A)	電圧 (V)	速度 (cm/min)	
	4.0	4.8	B	1	900	32	25	
				2	750	34	30	
				3.4	600	32	30	
				F	5	900	32	25
					6	750	34	25
					7.8	650	32	30

mmとし、板厚の影響を調べた。各試験片は溶接継手から機械加工により製作し、平行部の表裏に、長さ方向5mmピッチ、幅方向10mmピッチのけがき線を入れ、破断伸びを計測した。また、試験片の表裏にひずみゲージを貼付し、試験片のひずみ挙動を計測した。試験は20/100トン高速引張試験装置で行った。継手試験片の引張試験速度はアクチュエータの変位速度で、0.01mm/sec(静的試験)、1mm/secおよび100(または1000)mm/sec(高速試験)の3条件とした。

丸棒引張試験による母材及び溶接金属の強度特性<sup>(9)</sup>を第4表に示す。溶接金属試験片のひずみ速度が

$2.62 \times 10^{-3} \text{sec}^{-1}$  (\*印)は今回の追加試験結果である。材料の降伏応力( $\sigma_Y$ )とひずみ速度・温度効果指数(R)との関係を示す材料定数も併せて示した。溶接継手近傍でビッカース硬度を調べた結果では、母材と溶接金属の硬度はほぼ等しく、熱影響部の硬度低下は最大約24%であった<sup>(10)</sup>。

溶接線直交方向の降伏応力に及ぼす負荷速度の影響を調べた結果を第4図に示す。溶接継手の降伏応力のひずみ速度依存性は、第4表をもとに下側曲線で示した母材の降伏応力のひずみ速度依存性とほぼ等しく、板厚差の影響が若干でた。試験時の試験片各部のひず



第3図 溶接継手試験片の形状寸法

み挙動は、試験片が降伏しだしてから、溶接金属の変形が減少あるいはほとんど停止するのに対し、ボンド部で変形が急激に増大しひずみ速度も急上昇する。初期弾性変形時、降伏開始時および全断面塑性変形時に継手各部のひずみ速度を求め、降伏応力を推定したが、継手の降伏応力と比較的よく一致し、継手の変形挙動を説明できた。

溶接線方向の降伏応力に及ぼす負荷速度の影響を調べた結果を第5図に示す。Wが100mmの結果を●印で、50mmの結果を◆印で示す。母材および溶接金属の降伏点については第4表の材料定数を用いて計算した結果をそれぞれ実線で示した。図に示した破線は(5)式を用いて推定したもので、実験結果を比較的良く説明することができた。

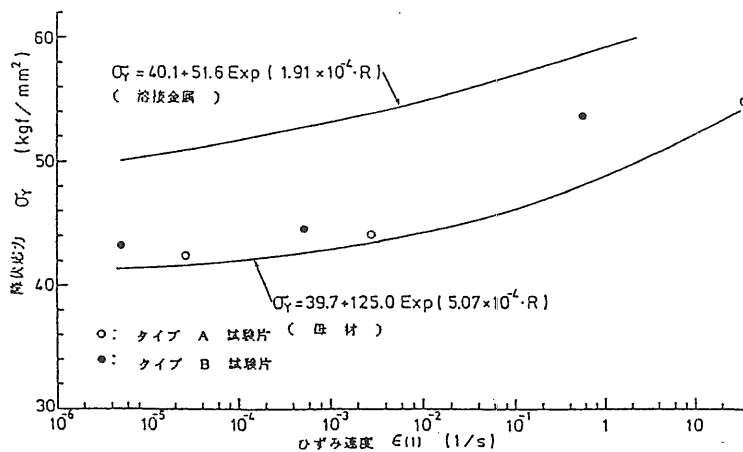
$$\sigma_Y = \sigma_{Yb} \cdot R_b + \sigma_{YW} \cdot R_w \quad (5)$$

ここに、 $\sigma_{Yb}$ はひずみ速度を考慮した母材の降伏点、 $R_b$ は母材面積の全断面積に対する割合、 $\sigma_{YW}$ は溶接金属の降伏点、 $R_w$ は溶接金属面積の全断面積に対する割合である。

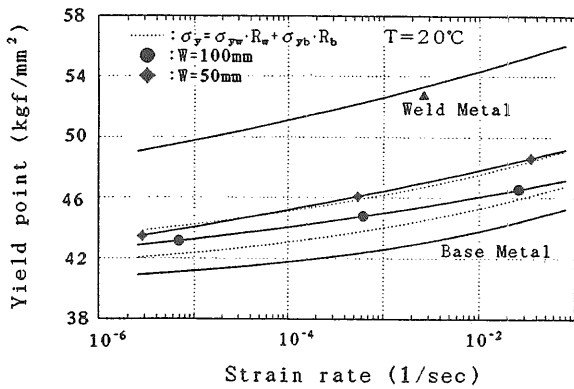
(5)式は、母材および溶接金属の応力-ひずみ関係を完全弾塑性とし、継手試験片の溶接線直交方向の横断

第4表 KE36材および溶接金属の強度特性

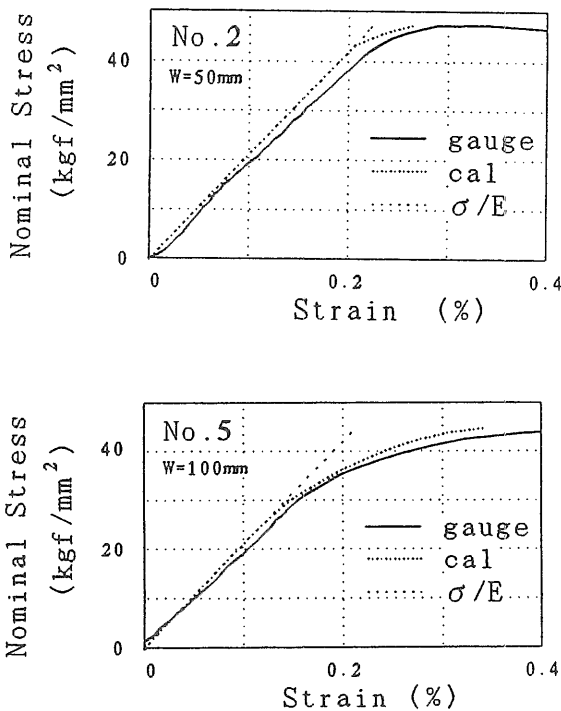
試験片	歪み速度	降伏点	引張強さ	強度定数		
	1/sec	kgf/mm <sup>2</sup>	kgf/mm <sup>2</sup>	$\sigma_0$	$\sigma_1$	$\alpha$
母材	$4.46 \times 10^{-5}$	41.9	53.1	39.7	125	$-5.07 \times 10^{-4}$
	$4.55 \times 10^{-3}$	43.1	54.6			
	7.42	48.7	59.4			
溶接金属	$5.44 \times 10^{-5}$	53.3	60.6	40.1	51.6	$-1.91 \times 10^{-4}$
	$2.62 \times 10^{-3}$	52.7	59.9			
	7.04	54.6	65.5			



第4図 溶接継手直交方向の降伏応力のひずみ速度依存性



第5図 溶接線方向の降伏応力のひずみ速度依存性



第6図 溶接線方向の応力-ひずみ関係に及ぼす残留応力の効果

面で均一な変形挙動を示すと仮定し、母材および溶接金属断面が全て降伏した時点で継手試験片が降伏するものとして求めたものである。溶接継手試験片の残留応力分布が自己平衡型である場合は、降伏応力への残留応力の寄与は無いが、残留応力が存在することにより継手全体として降伏する以前に局所的な降伏が始まる。継手試験片を完全弾塑性モデルと仮定すると、局所的に降伏した部分の応力増加が見込めなくなり、弾性域にある部分の応力負担分が公称応力よりも大きくなる。降伏部のひずみは、弾性域の変形に拘束され、弾性域のひずみと同じになるため、継手断面のひずみは弾性域のひずみに支配される。そのため応力-ひずみの直線関係がくずれ、ひずみの増加率が大きくなることが推測される。そこで計測した残留応力値をもと

に、幅50mmと100mmの試験片それぞれについて曲線近似でモデル化した残留応力と荷重の計測データから継手試験片断面の平均的なひずみ挙動を推定した。No.2試験片(幅50mm)およびNo.5試験片(幅100mm)についての結果を第6図に示す。実線は荷重の計測値から計算した公称応力と中央断面に貼付したひずみゲージの計測値を平均したひずみとの関係(gauge)、点線は公称応力と残留応力分布を考慮した中央断面におけるひずみの推定値との関係(cal)、破線は公称応力と公称応力をヤング率で割ったひずみとの関係( $\sigma/E$ )である。推定値はひずみゲージの計測値と比較的よくあった挙動を示しており、試験片幅が大きいNo.5試験片は残留応力も大きいので、継手の降伏点におけるひずみが大きくなっている。

以上、溶接継手試験片の強度特性に及ぼす負荷速度の影響を調べ、降伏応力は母材および溶接金属の降伏応力のひずみ速度依存性と継手部材の構成比率から推定できることを明らかにした。今後、引張強さおよび伸びについても検討したい。

### 3. 動的破壊靱性

#### 3.1 高ひずみ速度下における動的破壊靱性

構造用材料の破壊靱性は温度およびひずみ速度に依存することが知られており、高ひずみ速度下の動的強度特性については、ひずみ速度・温度効果指数を用いて広範囲の鋼材の降伏応力を比較的簡便に推定することができた<sup>(5)</sup>。しかし、動的破壊靱性については、ひずみ速度・温度効果指数のみでは統一的な説明が不可能であった<sup>(1)</sup>。

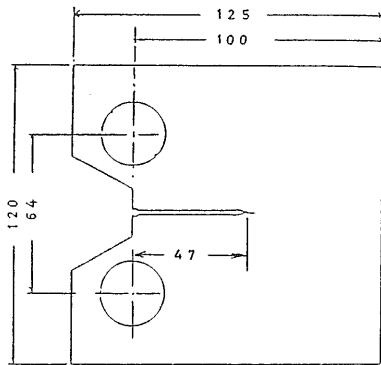
本研究では、数種の構造用鋼材を用いて高ひずみ速度下で動的破壊靱性試験を行い、ひずみ速度の依存性について検討した<sup>(11)</sup>。

試験には、第1表に示したNo.7のA212B圧力容器軟鋼、No.8のA543-1およびNo.9のA542-1圧力容器用調質型高張力鋼である。供試材板厚は75~100mmで、それぞれの供試材の板厚中心部から第7図に示すC T試験片(2 C T)を採取した。試験片の切欠先端には、ASTM E-399規格<sup>3)</sup>に準拠して疲労予き裂を挿入した。

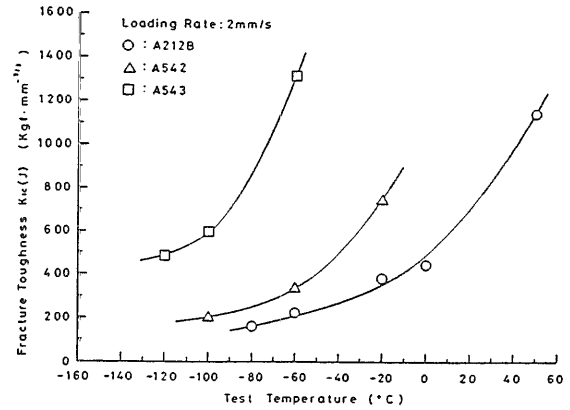
試験には20/100トン高速引張試験装置<sup>(6)</sup>を使用し、油圧シリンダの変位速度で0.015mm/sec、2 mm/sec、0.5あるいは1 m/secの3負荷速度条件及び-120~50℃の温度範囲で破壊靱性試験を実施した。荷重は試験片を取り付けるチャックのロッド部に配したロードセルで、試験片の開口変位はクリップゲージまたは非接触光学式変位計でそれぞれ計測した。

供試材の降伏応力のひずみ速度と温度の影響を示す $\sigma_0$ 、 $\sigma_1$ および $\alpha$ はそれぞれ第2表(No.7, 8, 9)に示したとおりである。

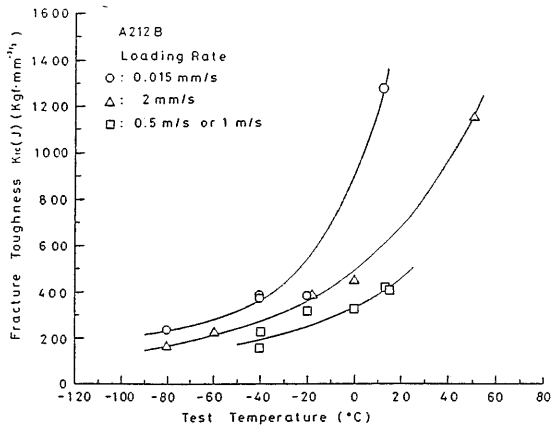
破壊靱性試験におけるA212B鋼の結果を、破壊靱性



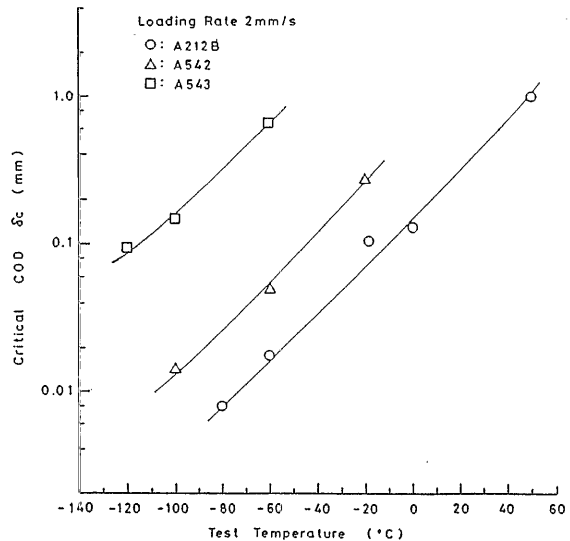
第7図 破壊靱性試験片 (CT) の形状寸法



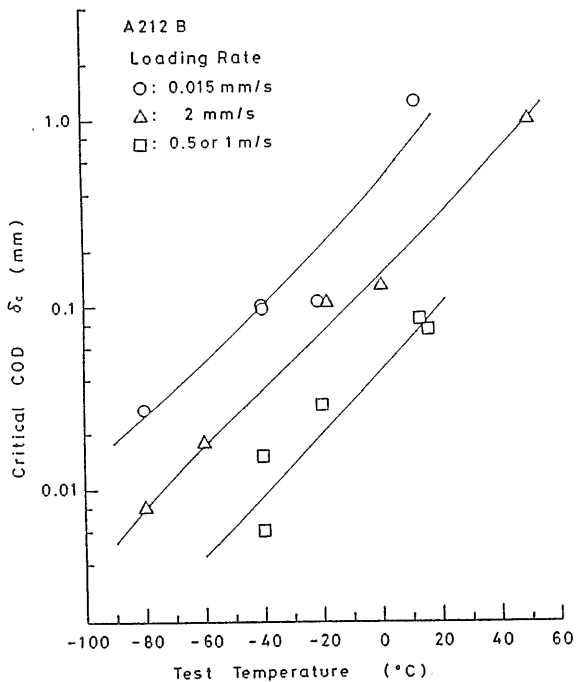
第10図 供試材の破壊靱性値の比較 (2 mm/sec)



第8図 A212B鋼の破壊靱性値と試験温度の関係



第11図 供試材の限界開口変位の比較 (2 mm/sec)



第9図 A212B鋼の限界き裂開口変位と試験温度の関係

値( $K_{Ic}(J)$ )値については第8図に、限界き裂開口変位( $\delta_c$ )については第9図にそれぞれ示す。また、供試材3鋼種の比較を、負荷速度2 mm/secの場合について、第10図及び第11図に示す。 $K_{Ic}(J)$ は(6)および(7)式、 $\delta_c$ は(8)および(9)式によって計算した。

$$K_{Ic}(J) = \sqrt{\frac{E \cdot J_d}{1 - \nu^2}} \quad (6)$$

$$J_d = \frac{2}{B \cdot b} \cdot \quad (7)$$

$$\left\{ \frac{(1-\alpha)}{(1+\alpha^2)} U + \frac{\alpha(1-2\alpha-\alpha^2)}{(1+\alpha^2)^2} (P \Delta_p - U) \right\}$$

ここに、 $\alpha = \sqrt{(a/b)^2 + (a/b) - 1/2} - 2(a/b + 1/2)$ 、 $b = W - a$

Wは試験片の幅(125mm)、Bは板厚(25mm)、aはき裂長さ(約47mm)である。

Uは荷重(P)と荷重点変位( $\Delta_p$ )から求めたエネルギー、

Eはヤング率(21000kgf/m<sup>2</sup>)、νはポアソン比(0.3)である。

$$\delta C = \frac{(1-\nu^2)K_{Id}^2}{2E\sigma_Y} + \frac{0.4(W-a)V_p}{0.4(W-a)+a+Z} \quad (8)$$

$$K_{Id} = \frac{P\sqrt{a}}{B \cdot W} f(\gamma) \quad (9)$$

ここに、σ<sub>Y</sub>は試験温度とひずみ速度における降伏応力で(1)式で求める。V<sub>p</sub>は荷重-計測開口変位(V<sub>g</sub>)曲線における荷重点変位の塑性成分、Zは荷重点から開口変位計測位置までの距離である。γ = a/W、f(γ)は次式から求めた。

$$f(\gamma) = 29.6 - 185.5\gamma + 655.7\gamma^2 - 1017\gamma^3 + 632.7\gamma^4 \quad (10)$$

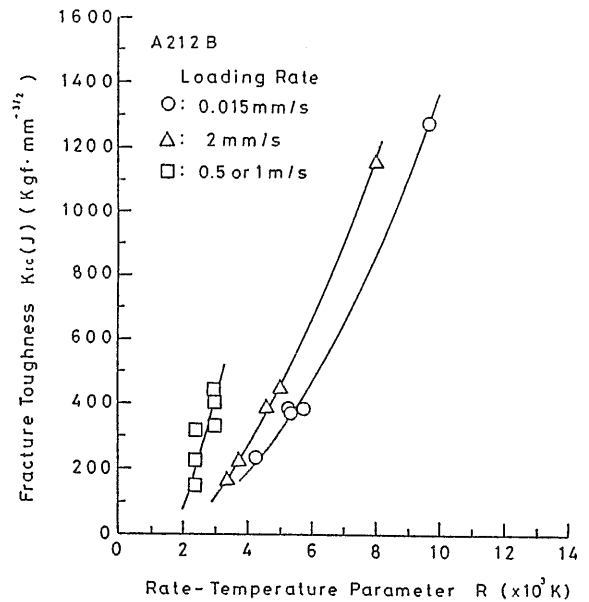
第8図及び第9図から、負荷速度が速くなると破壊靱性値の遷移曲線が高温側に移行して、破壊靱性値および限界き裂開口変位は減少することがわかる。き裂開口変位から試験片き裂先端のひずみ速度(ε̇)を、試験温度にき裂先端での塑性変形による温度上昇を考慮した<sup>(1)</sup>温度(T<sub>K</sub>)をそれぞれ求め、(2)式を用いてひずみ速度・温度効果指数(R)を得る。破壊靱性値とRの関係を第12図に示す。荷重速度で破壊靱性値とRの関係が異なり、破壊靱性値に対するひずみ速度と温度の影響をRによって表すことができない。

第8図において、実験点をK<sub>IC</sub>(J)が200,300および400kgf/mm<sup>3/2</sup>の3つのレベルに分け、それぞれのひずみ速度と試験温度の逆数1/T<sub>K</sub>の関係を求めると第13図が得られる。図に直線で示したように、K<sub>IC</sub>(J)の各レベルで、ひずみ速度はアレニウス型の温度依存性を示す。それぞれの直線を延長すると、横軸1/T<sub>K</sub>が3.0×10<sup>-3</sup>(°K<sup>-1</sup>)、縦軸ε̇が10<sup>8</sup>で示す点ではほぼ交わる。交点より低い温度領域では、ある温度での破壊靱性値はひずみ速度が大きくなると低下し、あるひずみ速度の破壊靱性値は温度が低くなると低下するという試験結果と一致する。交点の温度は破壊靱性値、ひずみ速度及び温度の統一的关系を示す上限温度とみなすことができる。また、交点の温度は約60°Cであり、脆性から延性へ破壊モードが変化する温度にほぼ対応していた<sup>(1)</sup>。

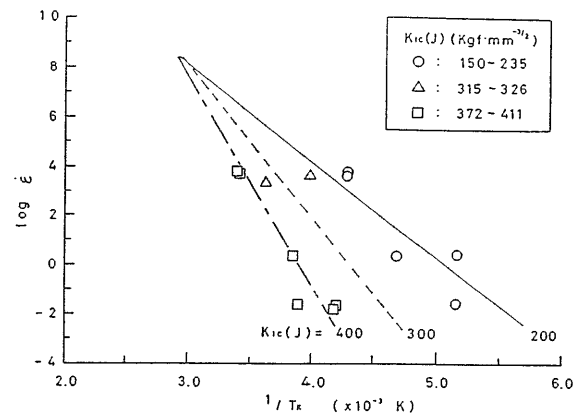
第13図の交点の温度(T<sub>K0</sub>)を用いて、ひずみ速度・温度効果指数の修正値(R<sub>ref</sub>)を(11)、(12)式で計算し、試験結果を整理し直すと第14図が得られる。図に示すように、R<sub>ref</sub>を用いると、破壊靱性値に対するひずみ速度と温度の依存性を1本の曲線で示すことができることが分かる。

$$R_{ref} = T_{Kref} \cdot \ln(A/\dot{\epsilon}) \quad (11)$$

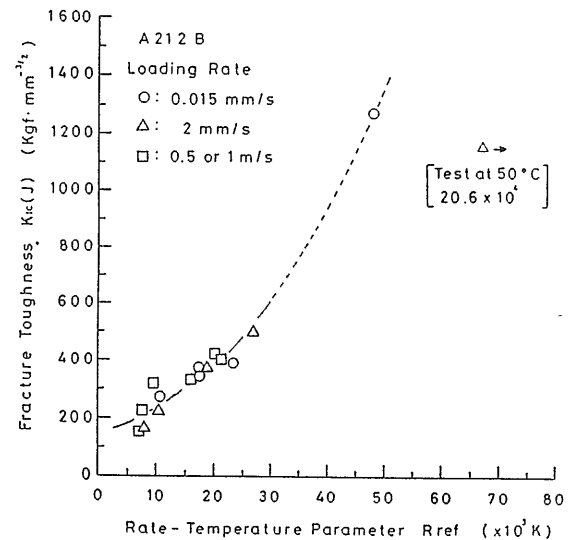
$$1/T_{Kref} = (1/T_K - 1/T_{K0}) \quad (12)$$



第12図 破壊靱性値とひずみ速度・温度効果指数の関係



第13図 ひずみ速度と温度(1/T<sub>K</sub>)の関係



第14図 破壊靱性値とひずみ速度・温度効果指数の修正値の関係

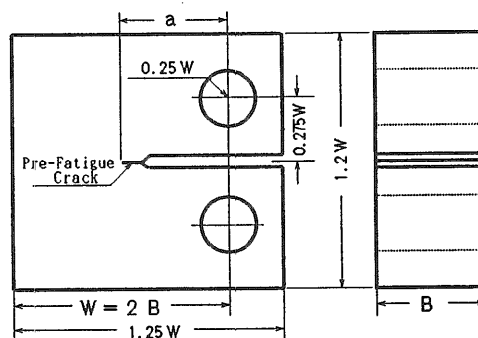
### 3. 2 動的破壊靱性試験法の標準化

動的破壊靱性試験法については、ASTM E-399<sup>(3)</sup>に高速荷重域での平面ひずみ破壊靱性値( $K_{Ic}$ )を求めるための要求事項が、また、BS 6729<sup>(4)</sup>に $K_{Ic}$ および弾塑性破壊靱性値( $\sigma_c$ )を求める方法が示されている。しかし、これらの基準は、試験法や荷重負荷速度に対する制限を設けており、任意の負荷速度に対応した材料設計が可能な破壊靱性値を求められるわけではない。そこで、20/100トン大型高速引張試験装置による動的破壊靱性試験に関する試験結果を基に動的破壊靱性試験法及び評価法について検討した<sup>(12)</sup>。

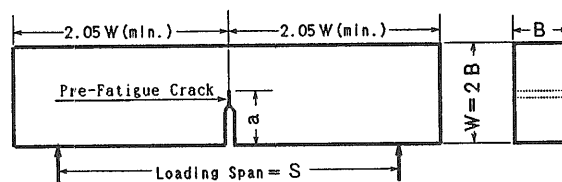
動的破壊靱性試験には、通常、落重試験機、計装化シャルピー試験機あるいは油圧制御式試験機が用いられている。落重試験機は大きな慣性エネルギーが比較的簡単に得られるために大型試験片を用いた試験が可能で、これまでも動的破壊現象の解明や破壊靱性評価法の確立に寄与してきた。計装化シャルピー試験機は、打撃ハンマーにひずみゲージと変位センサーを取り付けて荷重、変位の計測を可能にしたものである。油圧制御式試験機は、中低速域試験は油圧サーボ制御機構(クローズドループ油圧制御)で行い、高速域はガス蓄圧器に蓄えた作動油を一気にアクチュエータに送り込む(オープンループ油圧制御)ものである。

破壊靱性試験に用いられる代表的な試験片を第15図に示す。(a)はコンパクトテンション(CT)試験片、(b)は3点曲げ試験片で、いずれも形状寸法が標準化されている。(c)は標準シャルピー試験片に疲労予き裂をつけたもので、BS 6729準拠試験及び計装化シャルピー試験で用いられる。

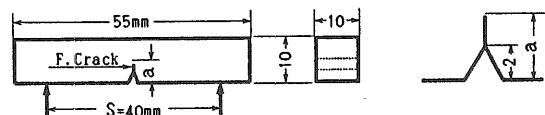
破壊靱性値は試験片に作用する荷重と荷重点変位またはき裂開口変位を計測して求めるが、高速負荷時には慣性力による振動が重畳した波形が計測され、破壊靱性値評価の精度が問題となる。第16図に20/100トン高速引張試験装置で3CT試験片(幅75mm)を用いて行った負荷速度2 m/sec(破断時間1.2ミリ秒)の荷重、開口変位(Mouth COD)およびひずみの計測例<sup>(2)</sup>を示す。荷重荷側ロッドで計測した荷重( $P_L$ )にはき裂発生まで振動がみられないが、これより早い負荷速度では振動が重畳した波形が計測された。計測波形の振動は、試験機の剛性、試験片の形状寸法、荷重および変位センサーの形状寸法と取り付け位置等に影響される。ASTM E399は落重試験や計装化シャルピー試験のような衝撃的荷重負荷試験を認めておらず、試験片の破壊発生までの負荷時間を1ミリ秒以上としている。BS 6729には試験機の制限は無いが、電気的なフィルタを認めていないので試験法が限定される。降伏点以下の低応力の破壊( $K_{Ic}$ 試験)については荷重系の剛性と試験片のサイズ等を考えて慣性力振動の少ない試験法を選択する必要<sup>(13)</sup>があるが、弾塑性破壊領域については計測波形のフィルタリングあるいは平滑を行っ



(a) CT Specimen

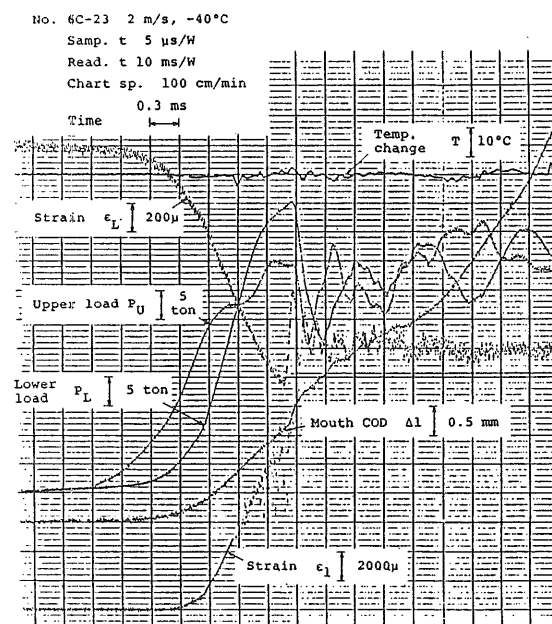


(b) 3-Point Bend Specimen



(c) Pre-Fatigue Cracked Charpy Specimen

第15図 破壊靱性試験片の形状寸法



第16図 動的破壊靱性試験における荷重、開口変位およびひずみの計測例

でも問題がない<sup>(14), (15)</sup>。

荷重及び変位を計測、記録する機器の電気・機械的特性を考慮する必要があるが、最近では周波数特性の良いアンプ及び高い分解能の高速デジタルメモリーが普及しているので問題はないと考える。さらに、パソコンの普及で計測波形のフィルタリングや平滑化及び破壊靱性値の評価が簡単にできるようになった。

動的破壊靱性値の評価法については、弾性域の破壊靱性値( $K_d$ )は例えば(9)式で求めるが、ASTM E399では $K_d$ の時間変化 $\dot{K}_d = 2.75 \text{ MPam}^{0.5}/\text{sec}$ 以上は動的破壊靱性値とされ、BS 6729には $\dot{K}_d = 10^5 \text{ Nmm}^{-1.5}/\text{sec}$  ( $3,160 \text{ MPam}^{0.5}/\text{sec}$ )の上限がある。弾塑性破壊靱性値について、き裂先端の開口変位(CTOD、 $\delta_c$ )は(8)式で、試験片のき裂先端を含む領域の変形エネルギー(J積分、 $J_c$ )は(13)式で評価されるが、BS 6729に $\dot{\delta}_c < 150 \text{ mm}/\text{sec}$ の制限がある。

$$J_c = \frac{K_c^2(1-\nu^2)}{E} + \frac{(2+0.522r)U_p}{B(W-a)} \quad (13)$$

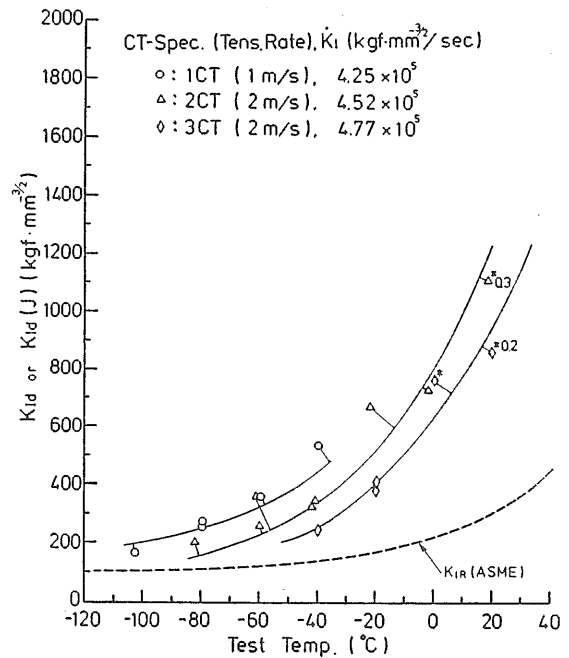
ここに、 $W$ は試験片の幅、 $B$ は板厚、 $a$ はき裂長さ、 $E$ はヤング率、 $\nu$ はポアソン比である。 $K_c$ は(9)式の $K_d$ を $K_c$ と読み換え、 $U_p$ は荷重-荷重点変位で囲まれる面積の塑性成分とする。

20/100トン大型高速引張試験装置で1CT(幅25mm)、2CT(50mm)、3CT(75mm)試験片を用いて原子炉圧力容器用鋼材(A533B)の動的破壊靱性を調べた結果<sup>(1)</sup>を第17図に示す。図中\*印のプロットは弾塑性破壊を示したもので、これらについては荷重-荷重点変位で囲まれる面積から $J$ 値を計算し(9)式によって $K_{Id}$ ( $J$ )値に換算したものである。 $K = 4.25 \cdot 10^5 \text{ kgfmm}^{-1.5}/\text{sec}$  ( $1.4 \cdot 10^5 \text{ MPam}^{0.5}/\text{sec}$ )の高速域の結果であるが、試験片の寸法が大きいほど遷移曲線は高温側に約10℃程度移行している。低速域の試験では試験寸法による差は認められなかった。

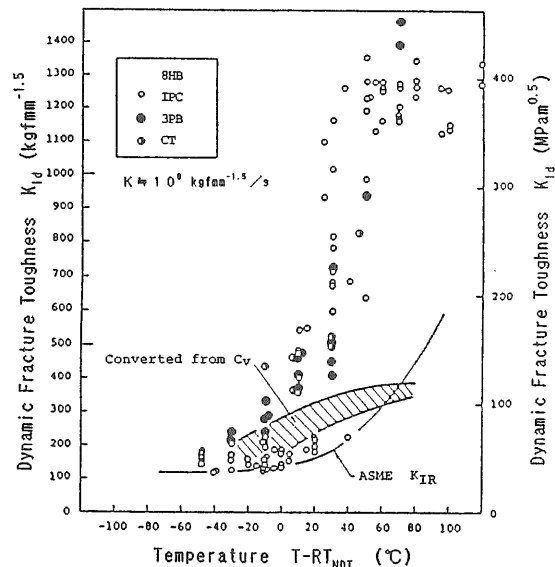
第18図にA533B材のCT試験、3点曲げ試験(3PB)および計装化シャルピー試験(IPC)の比較<sup>(16)</sup>を示す。全て $K = 10^6$ オーダの試験であるが、計装化シャルピー試験の結果は低温側で最も低めの値を示し、原子炉圧力容器の鋼材に要求されるASME規格の $K_{IR}$ 値に等しくなっているが、高温側では高めの値で急激な温度依存性を示している。計装化シャルピー試験は平面ひずみ破壊靱性値を求めるには簡便な方法であるが、高温域における弾塑性破壊靱性値評価については試験片寸法が充分でないと考えられる。弾塑性破壊の試験法及び評価法についても検討が加えられており<sup>(17)</sup>、今後の発展が望まれる。

3.1で述べたように、破壊靱性については温度およびひずみ速度の依存性を統一的に表す方法として、ひずみ速度・温度効果指数の利用を提案<sup>(1)</sup>し、若干の修正を加えた簡便法<sup>(11)</sup>を示した。き裂先端のひずみ速

度( $\dot{\epsilon}$ )および試験温度( $T_K$ )とひずみ速度・温度効果指数の修正値( $R_{ref}$ )の関係は(11)、(12)式で得られた。任意に選択した破壊靱性値レベル $K_1, K_2, K_3$  ( $K_1 < K_2 < K_3$ )について $\log(\dot{\epsilon})$ と $1/T_K$ の関係をとり第19図の左に示すように直線関係が得られ、ほぼA点( $1/T_{K0}, \log(10^8)$ )で交わる。横軸の $1/T_K$ を $1/T_{K0}$ シフトした $1/T_{Kref}$ (12式)を用いると $K_1, K_2, K_3$ の直線の勾配 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ は図中に示す式で求められる。これを(11)式に代入すると $R_{ref}$ の値が得られ、図の右側に示すような関係が得られる。



第17図 CT試験片による寸法効果



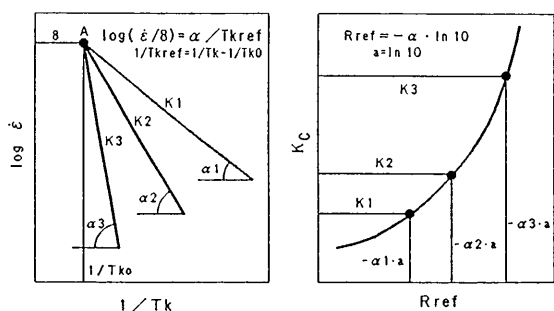
第18図 各種試験法による靱性値の比較



1  $T_{K0}$ の物理的意味は明確でないが、脆性的な破壊を示す限界温度に対応するものと考えている。ここでは、き裂先端のひずみ速度はき裂先端開口変位から推定し、試験温度はき裂先端の塑性変形による温度上昇の補正を行っている。原子炉材料(A212B, A533B)及び構造用鋼(TMCP)について求めた破壊靱性値と $R_{ref}$ の関係を第20図に示す。

豊貞らは、き裂先端の三軸応力拘束が最も高くなる領域IDNZ(Intensely Deformed Nonlinear Zone)を仮定<sup>(2)</sup>し、この領域の温度上昇<sup>(18)</sup>およびひずみ速度<sup>(19)</sup>がほぼ一定になることを示し、動的破壊靱性値を統一的に説明できるとしているが、 $R$ の値が1桁小さくなっている。この点に関しては今後の検討課題としたい。

スラミングやスロッシングによる船体構造部材のひずみ速度は第5表に示すように、静的破壊靱性試験より1~2桁、氷海商船や北海向け海洋構造物が流氷等と衝突する速度は3~4桁速くなる<sup>(2)</sup>。船舶の衝突や航空機の着陸時に受ける衝撃によるひずみ速度は5桁程度速くなるとされている<sup>(17)</sup>。前者については、ASTM E399あるいはBS 6729に示された手法で動的破壊靱性値を求め、適切な材料設計が可能であるが、大型の試験片及び高価な試験機が必要である。後者については、慣性力による計測波形の振動の除去が必要で、基準に適合しない。また、セラミック等の脆性材



第19図 ひずみ速度・温度効果指数の概略

料については小型試験片となるため計装化シャルピー試験が適しており、計測波形の振動除去が必要である。

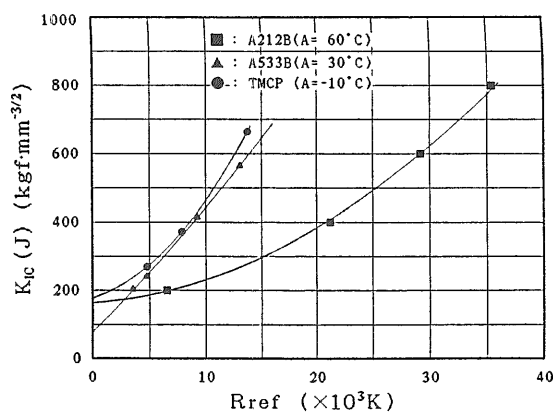
以上、動的破壊靱性試験についての現行基準および当所における破壊靱性試験について検討した結果を第6表に示す。今後、以下の項目をさらに検討することを標準化に対する提案としたい。

- (1)荷重および変位計測波形への有効的なフィルタリング及び平滑化の活用。
- (2)広範囲の温度および負荷速度領域の試験データの集積と解析による効率的な試験法の選択。
- (3)ひずみ速度・温度効果指数の高精度化による簡易試験法の確立。
- (4)各種試験法の相関式についての有効性の検討と、動的破壊靱性値推定法の確立。

#### 4. 不安定延性破壊挙動

##### 4.1 内圧衝撃試験装置の整備

原子炉圧力容器および一次系配管類は、通常運転時における過渡現象あるいは重大事故時において、機械的あるいは熱的な衝撃内圧荷重を受けることが予想される。このような衝撃的な動的圧力を発生できる内圧



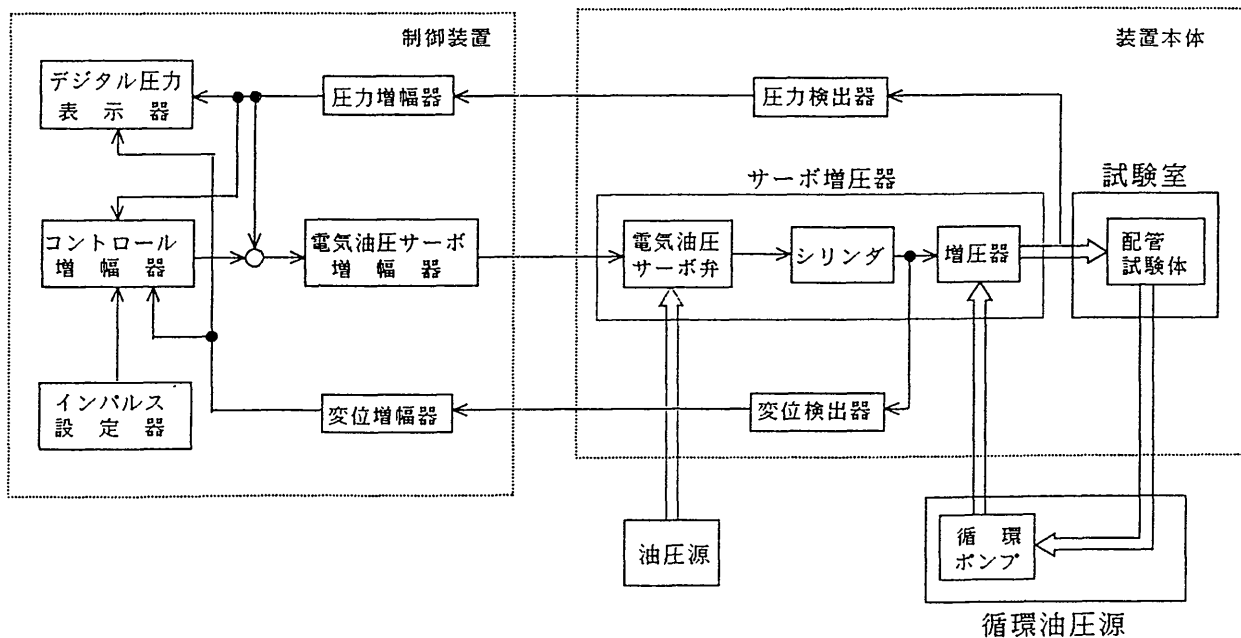
第20図 破壊靱性値とひずみ速度・温度効果指数の関係

第5表 動的破壊靱性試験速度と構造物が受けるひずみ速度の関係

試験速度(m/s)	$10^{-4}$	$10^{-3}$	$10^{-2}$	2	10	$10^6$
ひずみ速度	$10^{-5}$	$10^{-4}$	$10^{-3}$	$10^{-1}$	1	$10^5$
$\dot{\epsilon}$ ( $Nmm^{-1} \cdot s$ )	$10^2$	$10^3$	$10^4$	$10^6$	$10^7$	$10^{12}$
部材・構造物等が受ける荷重の種類	静的破壊試験	スロッシング	船体構造部材スラミング	船舶・流氷との衝突	船舶の衝突	航空機の着陸
						弾丸を受ける兵器

第6表 動的破壊靱性試験の基準および船研(SRI)における試験の比較

項目	ASTM E-399	BS 6792	SRI TEST
評価靱性値	$K_{Ic}$	$K_{Ic}, \delta_c$	$K_{Ic}, \delta_c$
試験片	CT, 3P-Bend	3P-Bend, CT 疲労予き割付キシャルビ-	CT
試験機	サーボコントロール式 油圧制御試験機	規定無し	クロス/オーバーソループ式 油圧制御試験機
ロードセル	要応答特性 (高剛性・低質量)	要応答特性	試験片近傍に設置
変位計測器	クリップゲージ	クリップゲージ	クリップゲージ 光学式非接触変位計
荷重負荷速度			
$K_{Ic}/t(Nmm^{-1/2}/s)$	>87	$80 \sim 10^6$	$80 \sim 10^7$
$\delta_c/t(mm/s)$	-	$\leq 150$	-
フィルタリング	>20/t kHz	使用不可	使用する
荷重-変位記録	0.5%セッタイン内	0.5%セッタイン内	未検討
荷重-時間記録	規定無し	0.5%セッタイン内	未検討
変位-時間記録	規定無し	0.5%セッタイン内	未検討



第21図 内圧衝撃試験装置のシステム系統図

衝撃試験装置を製作設置し、配管材を試験体とした繰返し内圧試験及び内圧衝撃試験等による配管の不安定延性破壊挙動について検討することとした。内圧衝撃試験装置の整備に関しては、平成元年度より製作に着手し、制御装置、装置本体を順次整備し、平成4年度に20/100トン高速引張試験装置の油圧源との配管接続工事をを行い設置を完了した

#### 4.2 内圧衝撃試験特性

内圧衝撃試験装置の整備終了にともない、配管試験体にひずみゲージを貼付し、静的圧力負荷試験で圧力

とひずみの関係、圧力と応力の関係および試験体の長さ方向の応力分布を、また、動的圧力負荷試験で圧力およびひずみの波形を調べた。

内圧衝撃試験装置のシステム系統図を第21図に示す。本装置は、油圧源から供給される一次系油圧力(210 kgf/cm<sup>2</sup>)をサーボ増圧器で増圧し、配管試験体に630 kgf/cm<sup>2</sup> (61.74MPa)までの内圧を衝撃的な台形波(SAE波)および鋭いピークをもつ衝撃波(JIS波)の形で負荷できる。さらに、静的負荷及び正弦波と三角波の繰返し試験も可能である。負荷条件の設定および圧力、シリンダー変位などのモニターは制御装置で行い、破

壊時の油の飛散などを防ぐために試験体は試験室に格納して試験する。

供試試験体は圧力配管用炭素鋼管 ((JIS G 3454, STPG38, 6BSch80(外径165.2mm、厚さ11mm)) を用い、長さ616mmの両端にヘッドキャップおよびボトムキャップを溶接したものである。試験体表面の第22図に示す位置にひずみゲージを貼付して軸方向および周方向のひずみを計測した。静的圧力負荷試験のひずみ計測には静ひずみ計(UCAM-5BT)、動的圧力負荷試験には動ひずみ計(CDV-230A)とトランジェントメモリー(ELK-715)を使用した。

静的圧力負荷試験結果

供試体中央位置のNo.5 およびNo.6 ゲージによる昇圧過程の圧力とひずみの関係を第23図に示す。両方向のひずみとも圧力の上昇に対する直線性はあるが、軸方向ひずみは周方向ひずみの1/3以下である。同ゲージのひずみ値から(14)および(15)式を用いて計算した軸方向及び周方向応力と圧力の関係を第24図に示す。両方向のプロットおよび破線で示した中央位置ゲージ(No.3, 5, 7, 11およびNo.4, 6, 8, 12)の平均値は昇

圧及び降圧過程の平均値である。図には(16)(17)式に示す薄肉円筒の応力計算式による軸応力(σ<sub>l</sub>)および周応力(σ<sub>h</sub>)をそれぞれ実線で示した。

図から、軸応力は周応力の1/2となり、それぞれ薄肉円筒の計算式を用いて圧力から計算できるものと考える。

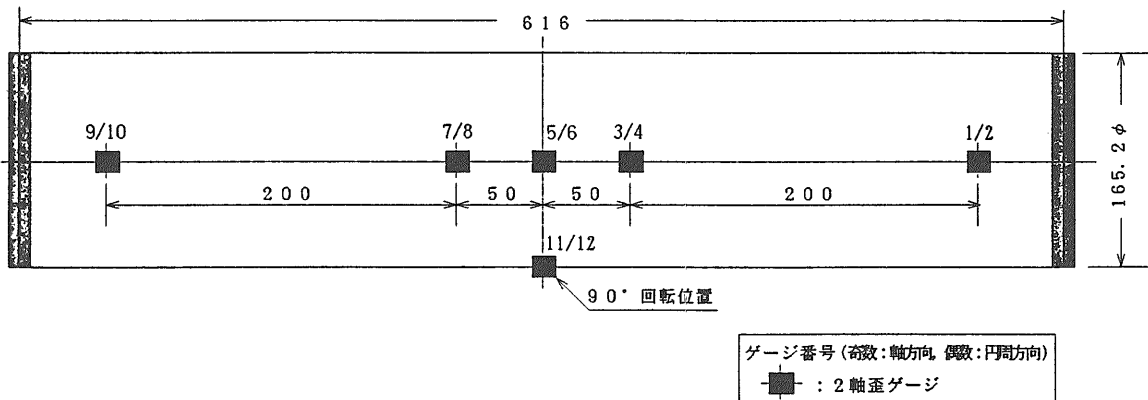
$$\sigma_l = \frac{E (\epsilon_l + \nu \epsilon_h)}{(1 - \nu^2)} \tag{14}$$

$$\sigma_h = \frac{E (\epsilon_h + \nu \epsilon_l)}{(1 - \nu^2)} \tag{15}$$

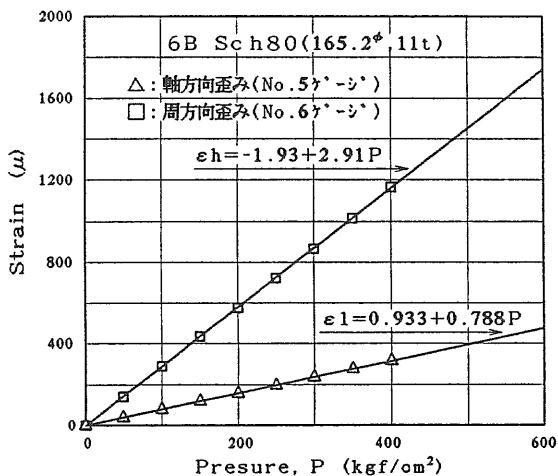
$$\sigma_l = \frac{P \cdot r}{2 t} \tag{16}$$

$$\sigma_h = \frac{P \cdot r}{t} \tag{17}$$

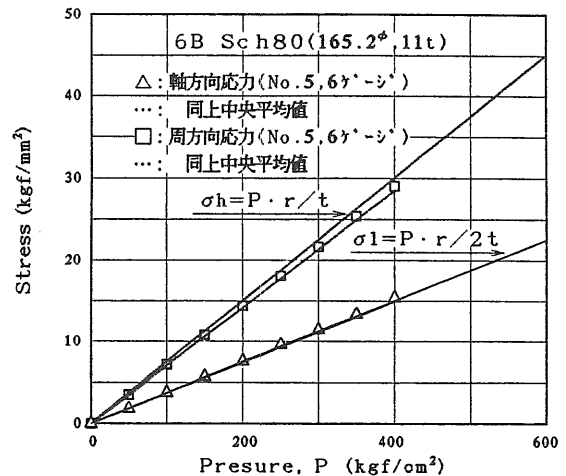
ここに、σ<sub>l</sub>, ε<sub>l</sub> : 軸方向応力およびひずみ、σ<sub>h</sub>, ε<sub>h</sub> : 周方向応力およびひずみ、P : 内圧力、r : 管の外半径、t : 管の厚さ、E : ヤング率、ν : ポアソ



第22図 配管試験体寸法とひずみゲージ貼付位置



第23図 静的試験時の圧力とひずみの関係



第24図 静的試験時の圧力と応力の関係

ン比。

試験体の長さ方向の分布については、圧力が高くなると特に周応力で管端部の応力が低くなる傾向がみられた。

正弦波形による繰り返し応答特性

正弦波の繰り返し試験は、1 Hzで平均値および振幅を変えたシリーズと、平均値および振幅を一定にして繰り返し速度を0.1~6.0Hzに変えたシリーズを行って、装置の性能およびひずみ応答特性を調べた。

平均圧力を207kgf/cm<sup>2</sup>、最大圧力を459kgf/cm<sup>2</sup>とし、繰り返し速度が1 Hzの条件で計測した波形を第25図に示す。図の上から圧力(Ch1)、試験体中央位置 (No. 5,6) の周方向ひずみ(Ch3)、軸方向ひずみ(Ch2)およびストローク(Ch4)である。

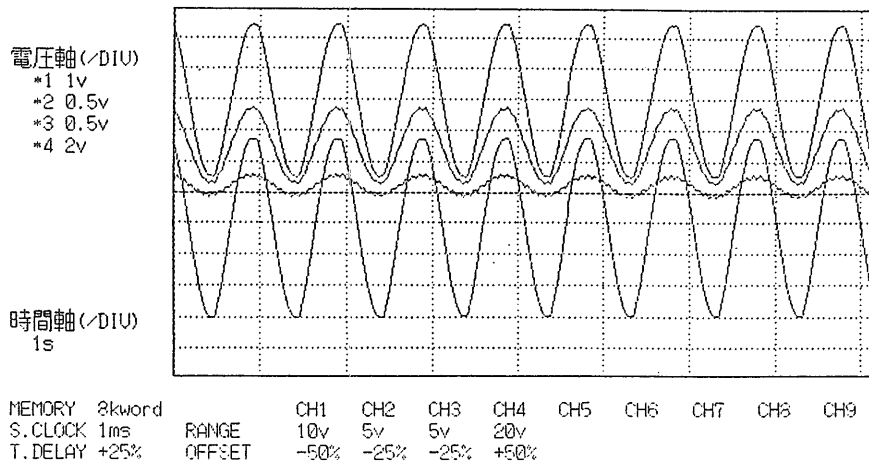
S A E 波形による衝撃特性

圧力の立ち上がり速度(T3)0.01sec、ベース圧力(PB)150kgf/cm<sup>2</sup>の制御装置の条件で計測したS A E波形を第26図に示す。図に示した波形の上から圧力(Ch1)、周方向ひずみ(Ch3)、軸方向ひずみ(Ch2)である。T3の計測値は0.04sec、PBは134kgf/cm<sup>2</sup>であった。

S A E波についてはベース圧力一定で、立ち上がり速度を変えた試験を行った。ベース圧力が若干低めにした。立ち上がり時間については、本装置の性能範囲(0.05~0.2sec)の値を得ることができた。

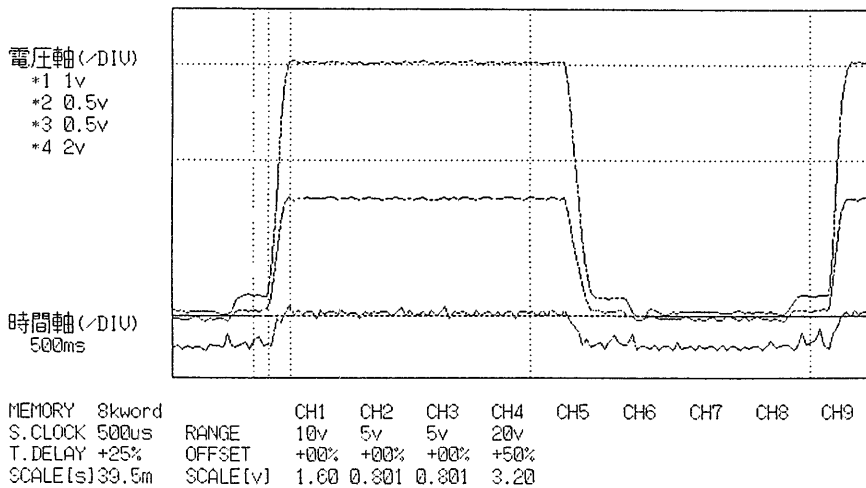
J I S 波形による衝撃特性

圧力の立ち上がり速度(T3)0.001sec、ピーク圧力(PP)300kgf/cm<sup>2</sup>、ベース圧力(PB)150kgf/cm<sup>2</sup>の条件で



(a)全体波形 (上から、圧力(Ch. 1)、周方向ひずみ(Ch. 3)、軸方向ひずみ(Ch. 2)、ストローク(Ch. 4))

第25図 正弦波の繰り返しによる計測波形



(b)拡大波形 (上から、圧力(Ch. 1)、周方向ひずみ(Ch. 3)、軸方向ひずみ(Ch. 2))

第26図 S A E 波衝撃試験による計測波形

計測した J I S 2 波形を第27図に示す。図に示した波形の上から周方向ひずみ(Ch3)、圧力(Ch1)、軸方向ひずみ(Ch2)である。

JIS波形の試験においてはT3を0.001secに設定したが、計測値は本装置の下限値である0.05secに近い値をった。繰り返し試験間隔(T1)および荷重保持時間(T2)値とも設定値と計測値がほぼ一致した。ピーク圧力(PP)及びベース圧力(PB)は概ね計測値が設定値を下まわった。

応答特性の比較

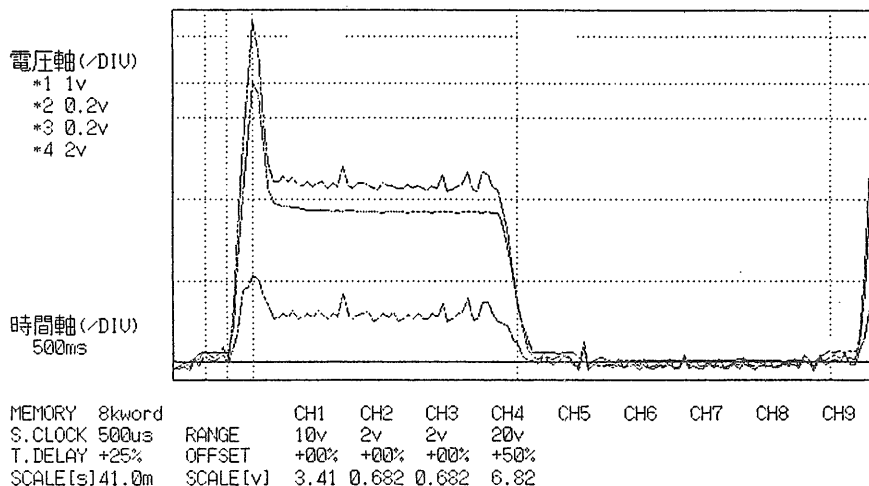
静的圧力負荷試験、正弦波の繰り返し試験、SAE波及びJIS波による衝撃試験で計測した圧力と周方向ひずみの関係を静的圧力負荷試験の場合と比較した結果を第28図に示す。図から静的圧力負荷試験と動的圧力負荷試験には有意差が認められず、動的圧力負荷時においても静的圧力負荷時と同じように負荷圧力か

ら薄肉円筒の計算式を用いて軸応力及び周応力を計算できると考える。

4.3 不安定延性破壊特性

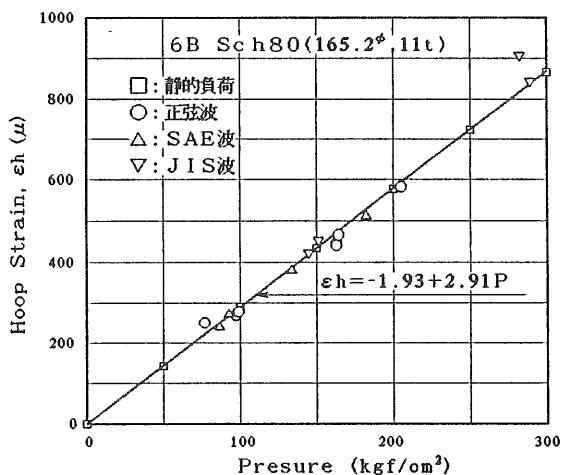
一次配管系の衝撃内圧荷重による不安定延性破壊挙動に対する基礎資料として静的内圧荷重を受ける压力容器モデルの破壊強度試験結果<sup>(20)</sup>を検討した。

軸方向にき裂を有する压力容器、配管等の円筒型試験体の破壊強度は、試験体寸法とき裂寸法から定まるき裂の形状効果係数および構成材の強度特性に依存する。軸方向に平行な表面き裂を有する円筒型試験体の破壊強度( $\sigma_r$ )は、第29図に示すように材料の流動応力あるいは切欠きを有する平板の破壊強度( $\bar{\sigma}$ )との間に弾塑性破壊挙動を示す場合を含めて(18)式の関係が得られている<sup>(20)</sup>。

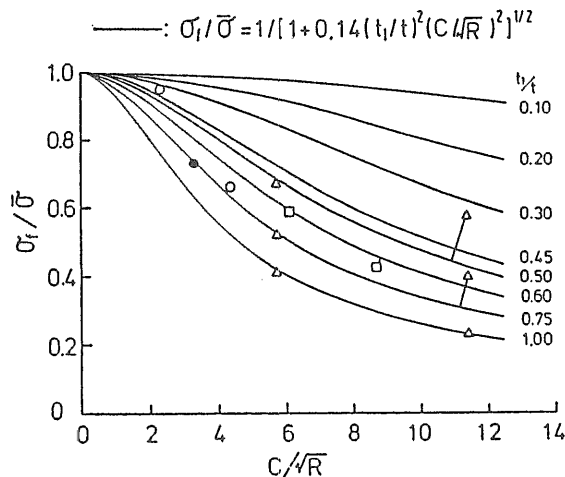


(b)拡大波形(上から、圧力(Ch.1)、周方向ひずみ(Ch.3)、軸方向ひずみ(Ch.2))

第27図 J I S 波衝撃試験による計測波形



第28図 静的および動的圧力負荷試験による周方向ひずみの比較



第29図 き裂を有する円筒型試験体の破壊強度とき裂形状効果係数の関係

$$\sigma_f = \frac{\bar{\sigma}}{(1 + 0.14 \lambda^2)} \quad (18)$$

ここに、 $\lambda = (t_1/t) \cdot (c/\sqrt{R})$ 、 $t_1$ は切欠き深さ、 $c$ は切欠き長さの半分、 $R$ は円筒型試験体の平均半径 ( $= (D+t)/2$ )、 $D$ は円筒型試験体の内径そして $t$ は板厚である。

これらの結果から、円筒型試験体を構成する材料の平滑平板試験片を用いて、高ひずみ速度下における強度特性および破壊靱性値を把握しておけばき裂を有する圧力容器あるいは配管等の破壊挙動および強度が推定できるものと考えられる。

今後、切欠き付き配管試験体に繰り返し荷重を荷重して疲労き裂を進展させ、4.2節で述べた衝撃荷重を荷重することにより破壊挙動を観察し、不安定破壊特性を検討する必要がある。

## 5. 第2章のまとめ

原子炉圧力容器用材料および構造要素の健全性を評価するのに必要な動的強度および動的破壊靱性の評価法の普遍性を検討した。その結果、

- ①構造用材料の降伏応力に関しては、ひずみ速度・温度効果指数を用いて、ひずみ速度と温度の影響を一元的に評価できることを確認した。
  - ②溶接継手の降伏応力についても、母材および溶接金属の強度特性とその構成比率から、ひずみ速度・温度効果指数を用いて、ひずみ速度と温度の影響を一元的に評価できることを確認した。
  - ③高ひずみ速度下における破壊靱性値については、き裂先端における塑性ひずみによる温度上昇を考慮して、ひずみ速度・温度効果指数を修正すれば、ひずみ速度と温度の影響を一元的に評価できることを確認した。
  - ④動的破壊靱性試験法については、構造物が受けるはば広い速度の衝撃荷重に対する靱性値を得るための方法は現在のところ確立されていない。当所で行ってきた破壊靱性試験の結果から、現行基準より高速域での評価も可能であることを確認した。
- しかし、以上の結論に加え、今後の課題として、
- ①引張強度および伸び等の動的強度特性の評価法の確立、
  - ②簡便的な破壊靱性値評価法の物理的意義付けと精度確認および破壊靱性試験法の標準化に対するいくつかの検討が必要である。

## 【参考文献】

- (1) 藤井、大熊、川口、塚本：鋼材の動的破壊靱性特性における温度および歪速度の影響の検討、造船学会論文集、第158号、1985.12、pp.619-629.
- (2) 豊貞、藤井、野原、川口、有持、井坂：破壊靱性に及ぼすひずみ速度の影響、造船学会論文集、第161号、1987.6、pp.343-356.
- (3) ASTM E399-90, Standard Test Method for Plane-Strain Fracture Toughness of Metallic Materials (A.7 SPECIAL REQUIREMENTS FOR RAPID-LOAD PLANE-STRAIN FRACTURE TOUGHNESS  $K_{Ic}(t)$  TESTING)
- (4) BS 6729 : 1987, British Standard Method for Determination of the dynamic fracture toughness of metallic materials
- (5) 牛嶋、北村、小林、藤井：構造材料の強度特性に及ぼす高ひずみ速度負荷の影響、船研研究発表会講演集(第57回)、1991.6、pp.22-27
- (6) 藤井：船舶技術研究所の動的破壊靱性試験装置について、日本造船学会誌、第614号、昭和55年8月、pp.460-465
- (7) 溶接工作部、船体構造部：回転円板式高速衝撃試験装置について、船舶技術研究所報告、第15巻、第4号、昭和53年7月、pp.57-79
- (8) 牛嶋、北村、藤井：アルミニウム合金の高ひずみ速度下における強度特性について、船研研究発表会講演集(第61回)、1993.6、pp.1-5
- (9) 牛嶋、藤井、大熊、秋山：溶接継手の高速引張試験結果について、船研研究発表会講演集(第49回)、1987.6、pp.63-67
- (10) 牛嶋、高田、前中、藤井：溶接継手の強度特性に及ぼす負荷速度の影響、船研研究発表会講演集(第65回)、1995.6、pp.141-146
- (11) 牛嶋、小林、藤井：各種鋼材の動的破壊靱性に関する検討、船研研究発表会講演集(第59回)、1992.5、pp.81-84
- (12) 前中、秋山、牛嶋、藤井、北村：動的破壊靱性試験法の標準化について、船研研究発表会講演集(第63回)、1994.6、pp.107-110
- (13) 藤井、大熊、豊貞：高速破壊靱性試験における作用荷重について、造船学会論文集、第161号、1987.6、pp.357-365.
- (14) 前中、竹本、佐久間：高速衝撃試験における荷重計測(丸棒の衝撃応答解析)、第39回船舶技術研究所研究発表会講演集、1982.5、pp.117-122
- (15) 前中、佐久間：高速衝撃試験における荷重計測(実験による検討)、第41回船舶技術研究所研究発表会講演集、1983.5、pp.25-29
- (16) 溶接協会原子力研究委員会、原子炉圧力容器超厚

板鋼材の安全性に関する試験研究成果報告書(Ⅲ)  
1983-12

- (17) 小林、破壊靱性評価の問題点と計装化シャルピー試験の役割、鉄と鋼、No.6,1985,P.28
- (18) 豊貞、後藤、相良：高速負荷時におけるき裂先端近傍の局部温度上昇について、造船学会論文集、No.170、1991.12、pp.651-663
- (19) 豊貞、後藤：任意負荷速度下における破壊靱性推定法について、造船学会論文集、No.172、1992.12、pp.663-674
- (20) 秋山、藤井、大熊、牛嶋、埴：表面き裂を有する圧力容器の脆性破壊強度に関する研究、船舶技術研究所報告、第22巻、第3号、1985.5、pp.65-85