

# 表面き裂を有する圧力容器のぜい性 破壊強度に関する研究

秋山 繁\*・藤井英輔\*・大熊 勇\*・牛嶋通雄\*  
塙 武男\*

## Study on Brittle Fracture Strength of Pressure Vessel with Surface Flaws

By

Shigeru AKIYAMA, Eisuke FUJII, Isamu OHKUMA  
Michio USHIJIMA and Takeo HANAWA

### Abstract

Experimental study on strength of pressure vessel models have been carried out using two types of test model; one is the cylindrical shape which has a notch at the inner surface and the other is the pressure vessel with nozzles which have surface notches at the nozzle corner. The notches were made with special cutting grinder so that the notch tip radius becomes as sharp as 0.1mm. The material of cylindrical part of the vessel is the ASTM A533B-Class 1 steel and that of nozzle part is the ASTM A508-Class 2 forging steel.

Almost of all models were tested at temperature range of the elastic-plastic brittle fracture behavior. The experimental results were analyzed relating to the effects of notch length (2c), notch depth ( $t_1$ ) ratio to the vessel plate thickness (t) and mean radius (R) of test vessel on fracture stress ( $\sigma_f$ ) ratio to the flow stress ( $\bar{\sigma}$ ) of the material used at test temperature.

The fracture stress strongly depended on the parameter  $c/\sqrt{R}$  and also  $t_1/t$ . Using  $c/\sqrt{R}$ , it was found that fracture stress ratio  $\sigma_f/\bar{\sigma}$  was expressed by the equation as follows

$$\sigma_f/\bar{\sigma} = M_s^{-1} = [1 + \alpha (c/\sqrt{R})^2]^{-1/2}$$

where

$$\alpha = 0.140 (t_1/t)^2$$

In conclusion, the fracture hoop stress  $\bar{\sigma}_f$  was able to be predicted precisely with the surface notch parameter  $M_s$  and the flow stress using above equation. In case of elastic brittle fracture behavior, the brittle fracture hoop stress could also be predicted using the brittle fracture stress  $\sigma_f$  of flat plate with the same surface notch instead of the flow stress.

### 目 次

1. まえがき	66	3. 試験結果及び考察	71
2. 試験方法	66	3.1 予備試験	71
2.1 供試材	66	3.2 円筒形試験体の破壊試験	72
2.2 試験体及び試験片	67	3.3 構造形試験体の破壊試験	74
2.3 試験体製作法	68	3.4 広幅試験片の引張試験	75
2.4 実験方法	70	3.5 有限要素法 (FEM) による解析	76
		3.6 破壊応力の推定	81
		4. 結論	84
		参考文献	85

\*溶接工作部

原稿受付：昭和60年1月11日

## 1. まえがき

大型溶接鋼構造物が低温域で使用される場合、ぜい性破壊に対する安全性を保証することは重要な問題である。もし、試験検査中あるいは使用状態で大規模かつ全体的な破壊が生じたならば、社会的、経済的損失は極めて大きくなる可能性がある。そのような破壊を未然に防止するため、信頼性の高い設計基準、材料の選定、製作施工、試験検査などが要求される。

原子力施設の内、一次系耐圧部を構成する原子炉圧力容器は、極厚鋼材を使用した溶接鋼構造物である。そして、最低使用温度における材料のじん性を確保すること、使用中の中性子損傷による材質のぜい化を考慮することなどによって、非延性的な破壊発生防止に対する信頼性を確保することは、重要な課題の一つである。

ぜい性破壊のような不安定き裂の発生、伝播による破壊現象の解析には、Irwinによる破壊現象をき裂長さ $a$ と負荷応力 $\sigma$ に関連づけた線形破壊力学が適用されてきた。鋼管の破壊に関する研究は、天然ガスの輸送管等のぜい性破壊事故や寒冷地の送油管および天然ガスパイプラインの需要増大に伴って、破壊現象の検討並びに材質の評価に関して盛んに行われた。これらの研究は、ほとんど不安定延性き裂の伝播現象に関するものである。また、これらの内圧によるぜい性破壊の研究は、ほとんど肉厚貫通切欠きを有する鋼管の実験であり、表面切欠きを有する円筒形容器のぜい性破壊強度の研究はあまり行われていない。

このような構造要素をモデル化した試験体あるいは鋼管のように実構造物を用いた実験は、多大の費用と時間を要する。しかし、事故例の解析、実験室的小型試験結果あるいは構成材料の要求じん性値との相関の把握、力学的要因の検討などのために必要である。また、構造物の安全性と信頼性を保証する上でも重要である。

一方、原子炉構造要素、特に一次系耐圧部を構成する圧力容器の強度上の安全性に関しては、破損事故が生じた場合の影響が極めて大きいことから、非延性的な不安定破壊に対して厳しい設計基準が取られている。従来は、Pelliniの解析に基づく破壊現象の遷移温度アプローチによる設計基準が取入れられていたが、1960年代から1970年代にかけての破壊力学の発展の結果、線形破壊力学に基づく設計思想が非延性破壊の防

止に対して導入された。つまり、最大仮想欠陥を想定し、荷重条件により求めた破壊力学的評価が、構成材料のじん性値を越えないように考慮することが基本となっている。この線形破壊力学の適用は、材料の板厚に無関係とされたPelliniの破壊解析線図(FAD, Fracture Analysis Diagram)が、Pellini自身によって否定されたこと、また構造要素の応力解析による力学的評価について著しい発展があったことに依存している。

線形破壊力学は、小規模降伏の条件下で適用されるものである。しかし、近年高張力鋼などの新材料の開発や、より精度の高い構造強度解析に基づいた設計法により、合理的かつ経済的な設計・製作が計られるようになり、線形破壊力学が適用できない弾塑性領域の破壊強度や破壊現象の解析が重要な問題となってきている。

原子炉圧力容器は、通常の運転状態における使用温度はかなり高温であって、材質的な観点から非延性的な不安定破壊が生じることは考えられない。しかし、使用開始前の耐圧試験時の最低使用温度における場合、あるいは中性子損傷によるフェライト系鋼のぜい化状態を考慮に入れた場合、非延性破壊の防止に対してより合理的な信頼性の高い評価が必要であると思われる。

先に述べた原子炉圧力容器等における非延性破壊防止のための破壊力学的解析では、二次応力や熱応力による応力勾配を含めた負荷応力状態による仮想欠陥のき裂形状の効果について考慮されているが、容器の曲率半径とき裂の寸法による形状パラメータの影響、材料の非線形変形挙動の場合の影響については扱われていない。また、ノズル部等の応力集中部の取扱については、解析の複雑さから一般的な解析方法が、残された問題となっている。

本研究は、このような背景から、円筒形圧力容器並びにノズル部の応力集中部を対象として、主として非線形弾塑性領域における破壊挙動を取り上げ、容器胴部表面あるいはノズル部コーナーに存在する表面切欠きについて解析、検討を行った。

## 2. 試験方法

### 2.1 供試材

圧力容器模型試験体の胴部及び広幅平板試験片の供試材は、JIS SQV2A (ASTM A533B-1相当) の調質

Table 1 Chemical Composition of Steels Used for Pressure Vessel Models.

Steel	Thick (mm)	Chemical Composition (wt.%)											Note	
		C	Si	Mn	P	S	Cu	Ni	Cr	Mo	Al	V		
A533B-1	A	25	.17	.22	1.36	.012	.006	.03	.66	.26	.54	.02	—	25PV
	B	50	.20	.23	1.37	.009	.005	—	.64	—	.48	—	—	50PV
A508-2	C	35	.25	.24	.81	.015	.005	—	.80	.41	.62	—	.04	25PV-N
	D	75	.22	.26	.78	.008	.013	—	.84	.41	.63	—	.04	50PV-N

Table 2 Mechanical Properties of Steels Used for Pressure Vessel Models.

Steel	Thick (mm)	Tensile Test			Bending Test (R=180°)	Charpy Test vE <sub>(-10)</sub> (kgf·m/cm <sup>2</sup> )	NDT Temp. (°C)	Note
		$\sigma_Y$ (kgf/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_U$ (kgf/mm <sup>2</sup> )	Elong. (%)				
A533B-1	25	49.4	63.2	34	Good	8.4	-25	25PV
	50	49.6	64.0	28	Good	5.7	-10	50PV
A508-2	35	57.5	69.1	24	—	6.5	—	25PV-N
	70	48.3	71.0	29	—	9.8	—	50PV-N

型  $M_n$ - $M_o$ - $N_1$ 系圧延鋼板 (A鋼及びB鋼), ノズル付圧力容器模型試験体のノズル材は, JIS SFV-2 (ASTM A508-2相当) の調質型  $M_n$ - $M_o$ - $N_1$ 系鍛鋼材 (C鋼及びD鋼) である。これらの化学成分と機械的性質を Table 1 と Table 2 に示す。

## 2.2 試験体及び試験片

円筒形圧力容器模型の試験体を Fig.1 に示す。内径 1,000mm, 胴部長さ 1,500mm で, 両端に鏡板及びフランジが溶接された全長約 2,500mm の圧力容器である。以下この試験体を円筒形試験体という。胴部肉厚  $t$  は, 25mm (A鋼) 及び 50mm (B鋼) の二種類とした。これらをそれぞれ 25PV 系列及び 50PV 系列とする。設計圧力は, 25PV 系列では, 91.7kgf/cm<sup>2</sup>, 50PV 系列では 178kgf/cm<sup>2</sup> で, それぞれ沸騰水形軽水炉及び加圧水形軽水炉の圧力に対応している。Fig.1 に示すように, 胴部中央の軸方向に長さ  $2c$ , 最大深さ  $t_1$  の表面切欠きを加工した。Table 3 に表面切欠きの寸法を示す。表面切欠きは, 25PV-2 のみ胴部の外表面側に加工したが, 他は全て胴部の内表面側に加工した。なお, 切欠き加工位置は全て母材部である。

ノズル部を有する試験体は, 原子炉圧力容器の主冷却水配管を取付ける容器側のノズル部を想定したものである。Fig.2 と Table 4 にその形状と寸法を示す。以

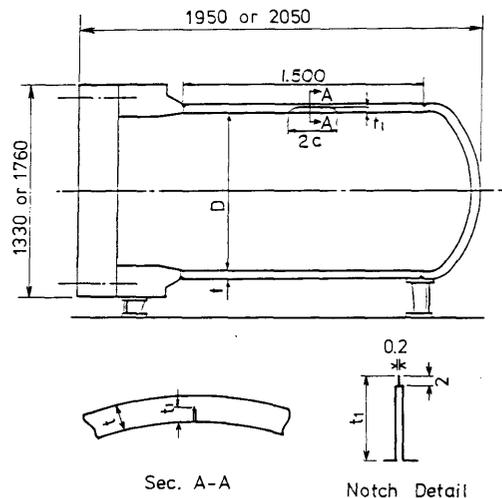
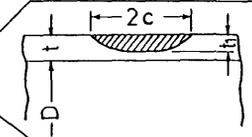
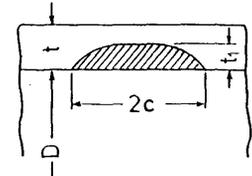


Fig. 1 Cylindrical Pressure Vessel Model.

Table 3 Dimensions of Cylindrical Pressure Vessel Models and Test Results.

Model	Shell (mm)		Notch (mm)		Test Temp.(°C)	Burst Test		Note (Type of notch)
	D	t	2c	t <sub>1</sub>		P <sub>f</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	O <sub>f</sub> (kg/cm <sup>2</sup> )	
25PV-1	1003	26.5	105.0	11.8	-70	319 (max371)	61.9	see type of 50PV Model
25PV-2	1005	26.1	148.5	19.5	-68	24.0	47.4	
25PV-3	1004	26.5	198.3	19.8	-66	222	43.1	
50PV-1	1000	50.9	400.0	30.5	-65	260	26.8	see type of 50PV Model
50PV-2	999	52.6	280.0	30.4	-41	382	37.3	
50PV-3	1002	52.0	199.7	31.2	-66	170	17.9	

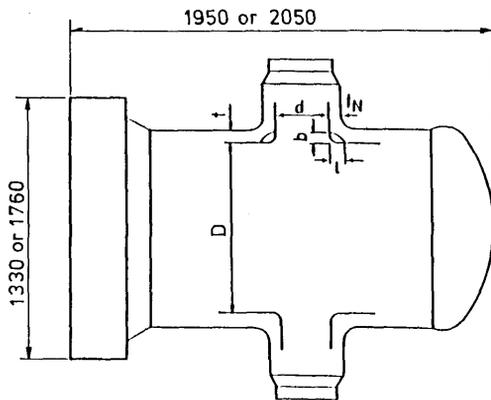


Fig. 2 Structural Pressure Vessel Model.

下この試験体を構造形試験体という。胴部内径及び肉厚は、円筒形試験体と同一条件である。胴部肉厚が25mmの試験体を25PV-N系列、50mmのものを50PV-N系列とする。胴部中央には、互いに180度の方向に、いずれも内径200mmのノズル部を2個設けた。ノズル部の肉厚 $t_N$ は、25PV-N系列では35mm(C鋼)、50PV-N系列では75mm(D鋼)である。切欠きは、胴部軸方向に、ノズルの中央断面のノズルコーナー部の両側2個所に設けた。切欠きの形状及び寸法をFig.3に示

す。

広幅平板試験体の形状及び寸法をFig.4とTable 5に示す。板厚は50mmで、板中央には円筒形試験体とほぼ同一形状の表面切欠きを加工した。以下この試験体を50P系列とする。

### 2.3 試験体製作法

試験体を成形加工し、胴部継手1個所を手溶接により施工した後、鏡板及びフランジを手溶接とサブマージアーク溶接を併用して組み立てた。構造形試験体のノズル部は、セットイン型で手溶接により取り付けた。試験体は組み立て完了後、25PV及び25PV-N系列は $620 \pm 20^\circ\text{C}$ で1時間保持、50PV及び50PV-N系列は同温度で2時間保持による応力除去焼なましを行っている。

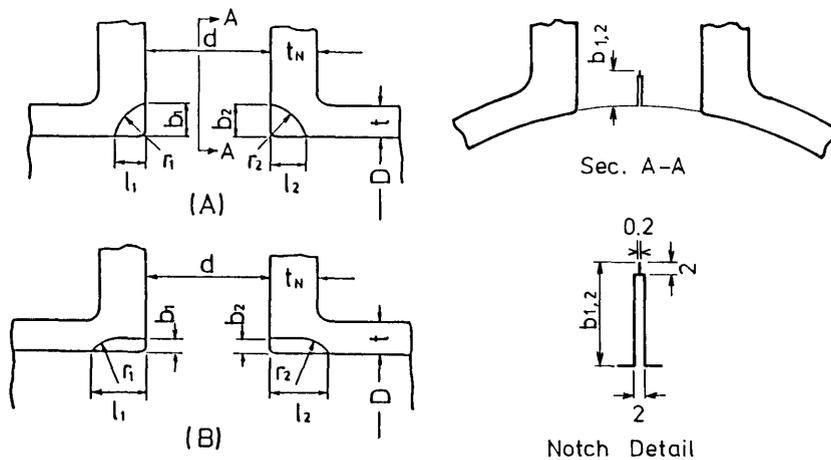
切欠きは、カッティンググラインダーを応用した切欠き加工機を用い、切欠き先端半径が0.1mm、その部分の深さが2~3mmの鋭い表面切欠きを加工した。

フランジは、25PV系列と50PV系列用にそれぞれ1組製作し、繰返し使用するように計った。これら試験体の設計や製作に当っては、対象とした原子炉压力容器の強度特性を検討する目的から、以下の主な基準、規格を参考にした。

- (1) 発電用原子力設備に関する構造等の技術基準を定める告示(通産省告示第501号, 昭和40年)

Table 4 Dimensions of Structural Pressure Vessel Models with Nozzle and Test Results.

Model	Shell (mm)		Nozzle(mm)		Test Temp.(°C)	Burst Test	
	D	t	d	t <sub>N</sub>		P <sub>b</sub> (kgf/cm <sup>2</sup> )	σ <sub>f</sub> (kgf/mm <sup>2</sup> )
25PV-N-1	1002	26.6	200.5	35.0	-68	149	28.8
25PV-N-2	1001	26.4	200.0	35.0	-35	242	47.1
25PV-N-3	1001	26.0	200.3	34.4	-66	203	40.1
50PV-N-1	1002	52.5	200.0	74.5	-60	338	33.9
50PV-N-2	1001	53.2	200.5	75.0	-70	430	42.6



Model	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub>	Type
25PV-N-1	54.0	530	28.0	27.5	75.0	75.0	(B)
25PV-N-2	25.0	25.0	25.0	25.0	78.0	78.0	(A)
25PV-N-3	57.5	55.0	27.0	24.5	95.0	70.0	(B)
50PV-N-1	118.7	119.2	30.6	30.5	75.0	75.0	(B)
50PV-N-2	60.0	59.0	63.0	62.0	100.0	95.0	(A)

Fig. 3 Detailed Dimensions for Corner Surface Crack of Structural Pressure Vessel Model.

Table 5 Dimensions and Test Results of Wide Plate Specimen.

Specimen	Test Piece(mm)		Notch (mm)		Test Temp. (°C)	Tensile Test $\sigma_F$ (kgf/mm <sup>2</sup> )
	2b	t	2c	t <sub>1</sub>		
50P-1	749.5	52.9	400.0	30.2	-62	33.3
2	749.5	53.0	280.0	30.0	-41	39.6
3	749.0	52.7	199.7	35.2	-63	41.3

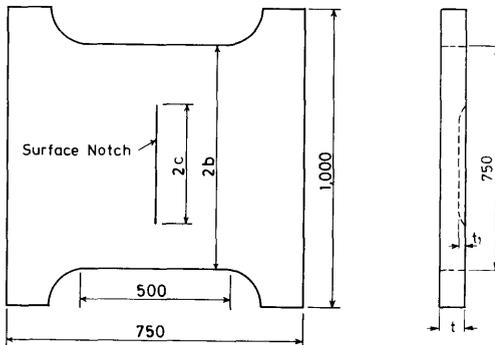


Fig. 4 Wide Plate Specimen.

(2) ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Sec. III Nuclear Power Plants Components, Div.1, (1974)

#### 2.4 実験方法

円筒形試験体及び構造形試験体は、油圧による内圧破壊試験を行った。また、4,000TON引張試験機を用いて、広幅試験片の引張破壊試験を行った。各試験体及び試験片は表面切欠きを中央にして、十分広い範囲が所定の試験温度となるように局所的な冷却を行った。試験体全体を一様に冷却することが望ましいが、次の理由により局部冷却方法を採用した。

- (1) 切欠き長さに対して十分広い範囲を一様な温度分布にできる。
- (2) 局所的な温度分布による熱応力は、試験体の弾塑性破壊領域では、塑性変形による応力解放によって破壊圧力に対する影響は無視できる。
- (3) 温度差が80°C程度では、熱応力の影響は小さい。

円筒形試験体では、600×400 (mm)、構造形試験体では600×600 (mm)の外表面を冷却槽で囲み、アルコールとドライアイスを入れて冷却した。内面側は、す

この状の箱にビニールシートをかぶせ、中にアルコールを満たし、外表面の冷却槽と対称の位置に取り付けた。これは、加圧媒体である作動油の凍結により、クリップゲージの計測に支障が起これないように、また冷却部の内外面の温度差がなく、広い範囲が一様な温度となるようにするためである。

広幅試験片では、表面切欠きの両側に2個ずつ計4個の冷却槽を取り付け、切欠きより200mm離れた範囲まで一様な温度となるように、アルコールとドライアイスを用いて局部冷却を行った。

表面切欠きの開口変位挙動及び破壊発生時の限界COD( $\delta_c$ )を求めるため、表面切欠きの両端及び中央部に4～8個のクリップゲージを取り付けた。クリップゲージの取り付け状況をFig.5とFig.6に示す。表面切欠き両端(クリップゲージ①及び③)の計測値は、切欠き先端の開口変位を直接測定しており、ほぼ切欠き先端のCOD( $\delta$ )に対応していると思われる。切欠き中央部では、計測値 $V_2$ 及び $V_4$ (クリップゲージ②及び④の値)から、切欠き面がCODに比例して、回転半径の中心点で剛体的に回転変形が生じていると仮定して、

①～④ : Clip Gauge

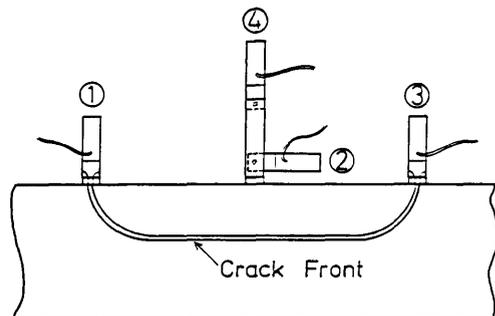


Fig. 5 Arrangement of Clip Gauge for Measuring COD on Cylindrical Pressure Vessel Model.

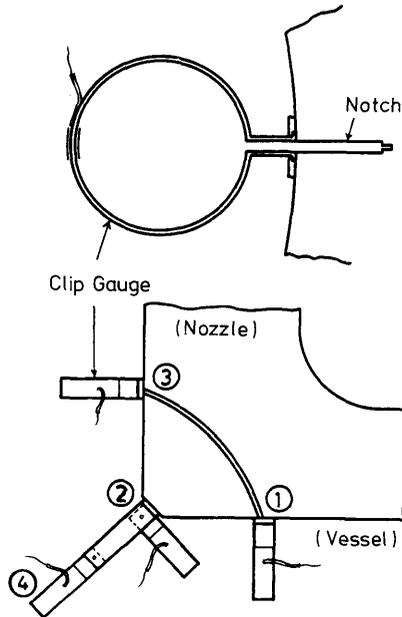


Fig. 6 Arrangement of Clip Gauge for Measuring COD on Structural Pressure Vessel Model.

切欠き先端の開口変位 COD( $\delta$ )は、

$$\delta = \{(h+w)V_2 - hV_4\}/w \quad (1)$$

を用いて計算している。ただし、 $h$ はクリップゲージ②から切欠き先端までの垂直距離、 $w$ はクリップゲージ②と④の間の距離である。

### 3. 試験結果及び考察

#### 3.1 予備試験

試験体の胴部材料について、これと同等の加工履歴を受けた平板のディープノッチ試験片(板幅 $2W_b = 400\text{mm}$ , 切欠き深さ $a_b = 120\text{mm}$ ,  $a_b/W_b = 0.6$ )を用いて、ぜい性破壊試験を行った。また、 $6\text{mm}\phi \times 50\text{mm}$ の丸棒試験片を用いて、降伏応力 $\sigma_y$ 及び引張強さ $\sigma_u$ の温度依存性を調べた。それらの結果をFig.7に示す。これより、A鋼は $-110^\circ\text{C}$ 以上、B鋼は $-50^\circ\text{C}$ 以上においては、小規模降伏状態を超える弾塑性破壊を呈する領域となると想定される。

また、ノズル部の供試材については、ノズルコーナー部が切欠き断面となるように、疲労切欠き付の3点曲げCOD試験片(C材は板厚 $10\text{mm}$ , 板幅 $20\text{mm}$ , D材は板厚 $15\text{mm}$ , 板幅 $30\text{mm}$ )を用いて、ぜい性破壊試験を行った。その結果をFig.8に示す。実線はC材、点線はD材に対する限界COD( $\delta_c$ )の温度依存性を表わし

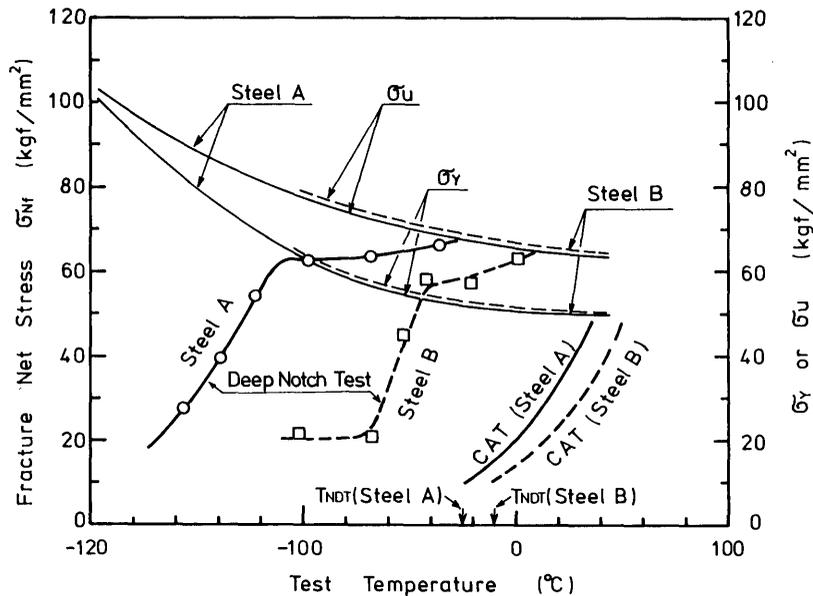


Fig. 7 Temperature Dependence of Tensile Properties and Fracture Net Stress Obtained by Deep Notch Test.

ている。構造形試験体の切欠きは、先端半径0.1mmの機械切欠きである。機械切欠きの場合と疲労切欠きの場合のCODの間には、一定の関係があり<sup>2)</sup>、実験結果の範囲では、その比は2~3である。この値として、平均値2.5を用いて、機械切欠きの場合の限界COD( $\delta_c$ )

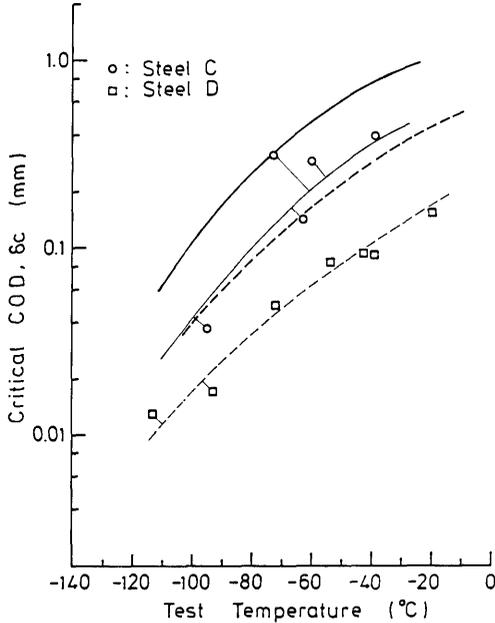


Fig. 8 Temperature Dependence of Critical COD Obtained by Three Point Bending Test.

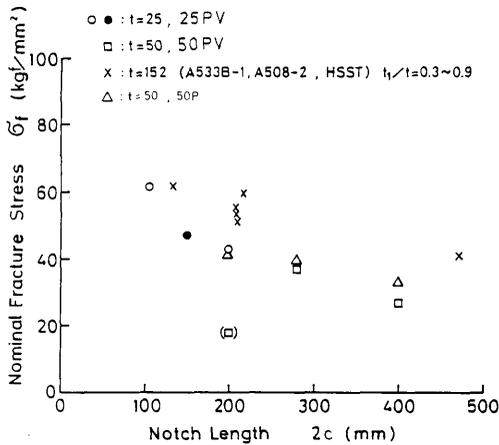


Fig. 9 Nominal Fracture Stress of Cylindrical Pressure Vessel Models.

を推定すると、図中の太い実線 (C材) 及び点線 (D材) となる。これより、ノズル部材は-70°C程度以上においては、小規模降伏を超える弾塑性状態で破壊が生じると思われる。

これらの破壊じん性試験結果を参考にして、各試験体の試験温度を決定した。

3.2 円筒形試験体の破壊試験

円筒形試験体の試験条件及び試験結果を Table 3に示す。切欠き長さ2cと公称破壊応力 $\sigma_f$ の関係を、Fig. 9に示す。●印は、胴部外表面に表面切欠きを加工した25PV-2の結果であり、(□)印は、低応力ぜい性破壊した50PV-3の結果である。また、内径686mm、板厚152mmの円筒形厚肉容器模型を用いて実験を行ったHSSTプログラムの結果<sup>3)</sup>を×印で引用した。ただし、HSSTプログラムでは、切欠きは全て外表面側に加工されている。△印で広幅試験片の結果を示すが、円筒形試験体の結果とよく一致している。

これらの結果から、シェルパラメータ $2c/\sqrt{Rt}$ と破壊応力比 $\sigma_f/\bar{\sigma}$ の関係を Fig.10に示す。ただし、流動応力 $\bar{\sigma} = (\sigma_y + \sigma_u)/2$ 、容器平均半径 $R = (D+t)/2$ である。また、△印は、4UB小委員会の試験結果<sup>4)</sup>である。4UB小委員会の試験体は、板厚15mm、外径355.6mmの炭素鋼管であり、破壊試験は全て室温で行われている。

Folias<sup>5)</sup>は、貫通切欠きを有する円筒の破壊応力 $\sigma_f$ と、同じ寸法の切欠きを有する平板の破壊応力 $\sigma_f$ の関

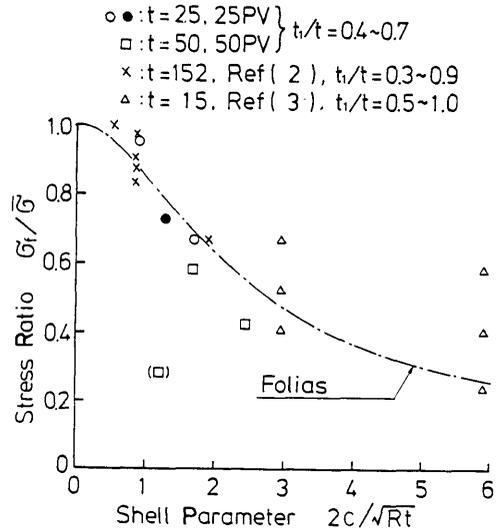


Fig.10 Relation between Fracture Stress Ratio and Shell Parameter

係を、修正係数 M を用いて、

$$\sigma_f/\sigma_F = M^{-1} = 1/\{1+1.61(c^2/Rt)\}^{1/2} \quad (2)$$

ただし、 $R/t \leq 50$

と示している。Fig.10に、 $2c/\sqrt{Rt}$  と(2)式の  $M^{-1}$  の関係を一点鎖線で示した。

Fig.9と Fig.10に示したように、表面切欠きを有する円筒容器の破壊強度は、 $2c$  あるいは  $2c\sqrt{Rt}$  が大きい程、減少する傾向がある。また、4UB 小委員会の結果では、肉厚に対する切欠き深さの比  $t_1/t$  が大きい程、破壊強度の減少傾向が大きくなるが、本研究では、25 PV 系列の  $t_1/t \approx 0.75$  が 50PV 系列の  $t_1/t \approx 0.6$  より大きいにもかかわらず、破壊強度は 25PV 系列の方が大きくなっている。

そこで、 $t_1/t$  をパラメータとして、 $c/\sqrt{R}$  と  $\sigma_f/\sigma$  の関係を Fig.11に示した。試験体の肉厚と内径の比  $t/D$  は、本実験では 0.03~0.05、4UB では 0.05 であり、パラメータ  $t_1/t$  によってよく整理されるが、HSST の場合は 0.22 となっており、厚肉容器に近く、本実験及び 4UB の結果とかけはなれた値になったものと思われる。

鋼管のぜい性破壊応力は、肉厚の影響が小さいことが調べられている。Fig.9と Fig.10の考察により、表面切欠きの形状係数  $M_s$  を用い、次式を仮定して検討した。

$$\sigma_f/\sigma = M^{-1} = \{1 + \alpha(c/\sqrt{R})^2\}^{-1/2} \quad (3)$$

ここで、 $\alpha$  は  $t_1/t$  の関数である。

(3)式の  $\alpha$  の値を変えて、 $c/\sqrt{R}$  と  $M_s^{-1}$  の関係を

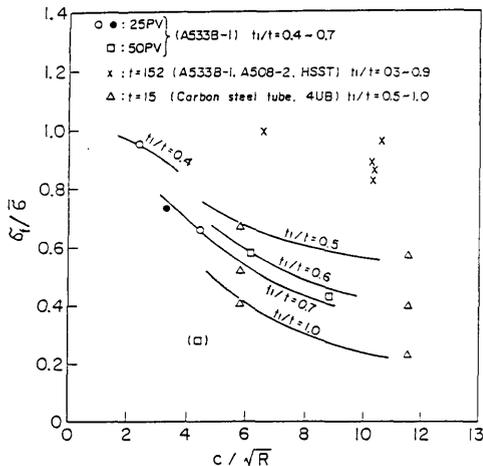


Fig.11 Relation between Fracture Stress and Surface Notch Size Ratios  $c/\sqrt{R}$  and  $t_1/t$

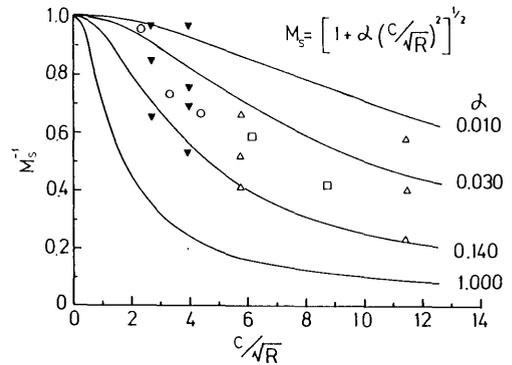


Fig.12 Relation between  $M_s$  and  $c/\sqrt{R}$  with Parameter  $\alpha$

Fig.12に示す。 $\alpha$  が大きい程、 $c/\sqrt{R}$  の増加に対する  $M_s^{-1}$  の値、すなわち表面切欠きを有する円筒容器の破壊強度が減少する割合は大きくなる。

(3)式を変形すると、

$$\alpha = \frac{M_s^2 - 1}{(c/\sqrt{R})^2} \quad (4)$$

となる。実験結果から、 $t_1/t$  と  $\alpha$  の関係を表わすと Fig.13となる。これより、

$$\alpha = 0.140(t_1/t)^2 \quad (5)$$

の関係が得られる。(5)式を(3)式に代入すると、

$$M_s = \{1 + 0.140(t_1/t)^2(c/\sqrt{R})^2\}^{1/2} \quad (6)$$

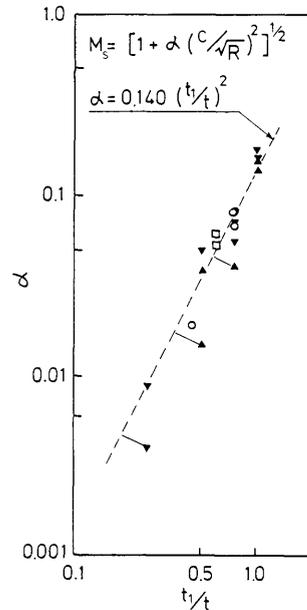


Fig.13 Relation between  $t_1/t$  and  $\alpha$

の実験式が得られる。(3)式と(6)式を用いて、 $\sigma_f/\sigma_c$ と $c/\sqrt{R}$ 及び $t_1/t$ の関係をFig.14とFig.15に示す。これより、(6)式は胴部肉厚の異なる実験結果と極めて良く一致していることがわかる。また、表面切欠きの深さが浅い場合は、円筒の弾塑性ぜい性破壊強度に与える $c/\sqrt{R}$ の影響は小さいが、深くなる程 $c/\sqrt{R}$ の影響が大きくなること、さらに等しい表面切欠き寸法では、円筒の平均半径 $R$ が小さい程、すなわち $c/\sqrt{R}$ が大きくなる程 $t_1/t$ の影響が大きくなることを示している。そして、胴部肉厚が異なっても、表面切欠き寸法、胴部半径及び切欠き深さ比を用いることによって、破壊強

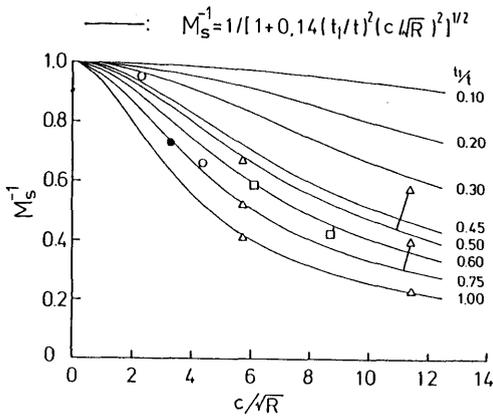


Fig.14 Relation between Fracture Stress Ratio and Notch Size with  $t_1/t$  Parameter

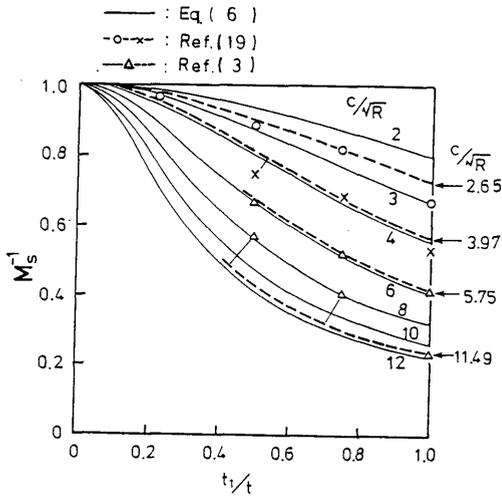


Fig.15 Relation between  $M_s$  and  $t_1/t$

度を(6)式で表わすことができることを示している。貫通切欠きの場合( $t_1/t=1$ )も、(6)式により実験結果と良く一致している。

3.3 構造形試験体の破壊試験

構造形試験体の試験結果を Table 4 に示す。25PV-N-2を除き、 $-70^{\circ}\text{C} \sim -60^{\circ}\text{C}$ のほぼ等しい温度範囲で行った。Fig.8の3点曲げ試験結果によると、この温度範囲において、破壊じん性パラメータである限界COD( $\delta_c$ )は0.5mm程度であり、構造形試験体の破壊が弾塑性破壊を示す領域と考えられる。

ノズルコーナー部の表面切欠きの胴部側表面長さ $l$ と $\sigma_f$ (容器胴部のフープ応力)の関係をFig.16に示す。一点鎖線は、Fig.9で示した円筒形試験体の切欠き長さに対する破壊強度の減少傾向を、実験点の平均として表わした曲線である。これより、構造形試験体の破壊強度は、切欠き長さ $l$ が増大するに従って、円筒形試験体の破壊強度に近づく傾向のあることがわかる。

ノズル部の円孔及びコーナー切欠きは、応力集中の原因となり、破壊応力に影響を与える。今、コーナー切欠きの胴部側の長さ $l$ と円孔の内径 $d$ を用いて、切欠き長さを、

$$c = l + d/2 \tag{7}$$

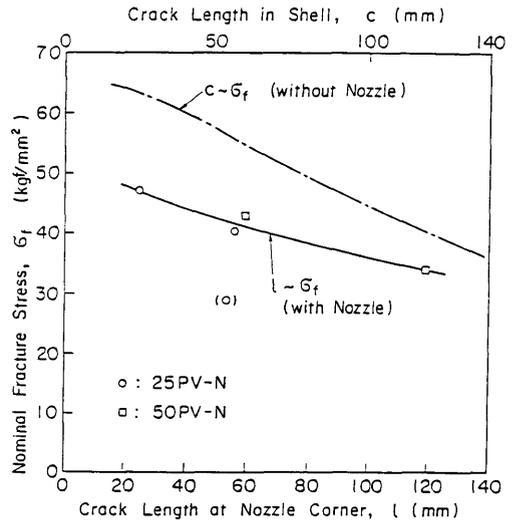


Fig.16 Relation between Fracture Stress and Corner Crack Size of Structural Pressure Vessel Model and Comparison of Fracture Stress to That of Cylindrical Pressure Vessel Model

と仮定して、 $c/\sqrt{R}$ と $\sigma_r/\bar{\sigma}$ の関係を Fig.17に示す。円筒形試験体の  $t_1/t$  に対応する、ノズル側の切欠き長さと胴部肉厚の比  $b/t$  は、0.6~1.2であるが、(6)式で  $t_1/t=0.4$  で評価した曲線にほぼ一致している。×印は HSST プログラムの結果であり、 $b/t$  は約0.44であるが、(6)式で  $t_1/t=0.2$  で評価した曲線に近い値となっている。

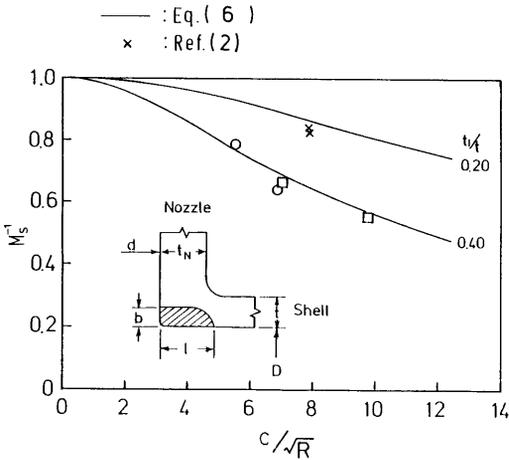


Fig.17 Relation between  $M_s$  and  $c/\sqrt{R}$  in Structural Pressure Vessel Models ( $c=1+d/2$ )

3.4 広幅試験片の引張試験

広幅試験片の試験結果を Table 5に示す。同じ切欠き形状の円筒形試験体と比べ、それぞれ1.24倍、1.06倍、2.31倍の応力で破壊し、切欠き面積が大きい程低い応力で破壊した。

Newman ら<sup>6)</sup>は、表面切欠きを有する平板が引張り及び曲げを受ける際の応力拡大係数  $K_I$  を次式で与えている。

$$\left. \begin{aligned} K_I &= \sigma \sqrt{\pi \frac{t_1}{Q} F\left(\frac{t_1}{t}, \frac{t_1}{c}, \frac{c}{b}, \phi\right)} \\ Q &= \{E(k)\}^2 \\ E(k) &= \int_0^{\pi/2} \sqrt{1-k^2 \sin^2 \theta} d\theta \\ k &= 1 - \left(\frac{t_1}{c}\right)^2 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

ただし、 $\phi$  は板表面からの角度、 $\sigma$  は公称応力である。 $t_1/c=0.2$ の場合について、 $t_1/t$  を変化させ、切欠き中央 ( $2\phi/\pi=1$ ) と切欠き端 ( $2\phi/\pi=0$ ) について  $c/b$  と関数  $F$  の関係を示すと Fig.18となる。同図から同じく  $t_1/c=0.2$ の場合について、広幅試験片の  $c/b$  の値に対

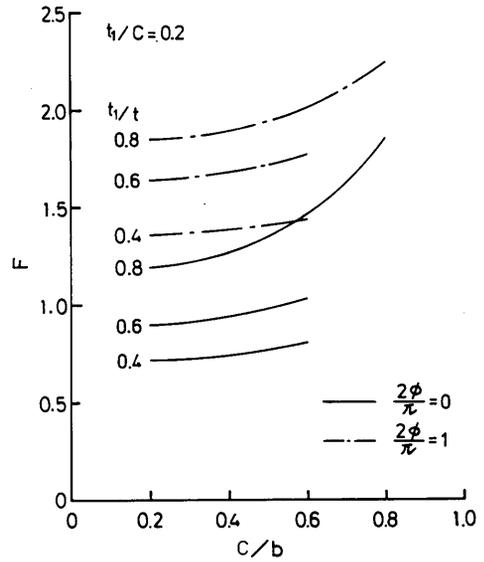


Fig.18 Relation between  $F$  and  $c/b$

応した関数  $F$  を求め、 $t_1/t$  との関係を表わすと Fig.19となる。Fig.19を用いて、広幅試験片について(8)式から切欠き中央及び切欠き端の応力拡大係数を求めると、Table 6の  $K_I$ (Newman)が得られる。

一方、Kobayashi ら<sup>7)</sup>は同様に、半楕円表面切欠きを有する平板における、切欠き最深部に対する関数  $F$  を与えており、広幅試験片の場合について求めると、

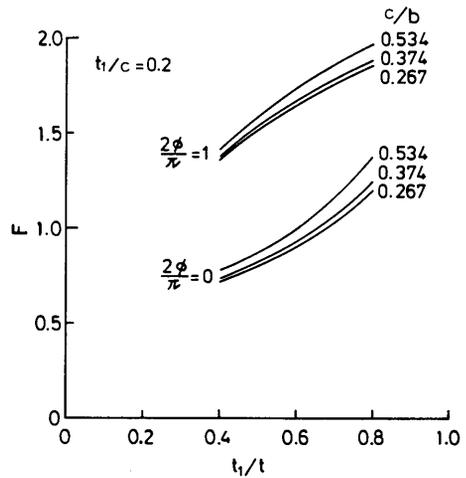


Fig.19 Relation between  $F$  and  $t_1/t$

Table 6 Calculated Stress Intensity Factor of Wide Plate Specimens with Surface Notch.

Specimen	$t_i/t$	$t_i/c$	$c/b$	$K_I$ (kgf·mm <sup>-3/2</sup> )		
				Kobayashi	Newman	
					$2\phi/\pi=0$	$2\phi/\pi=1$
50P-1	0.571	0.151	0.534	380.3	301.7	533.1
2	0.566	0.214	0.374	433.2	324.0	593.4
3	0.668	0.353	0.267	467.5	324.7	568.4

Table 6の $K_I$ (Kobayashi)となる。Table 6を見ると、切欠き中央と切欠き端の $K_I$ (Newman)の平均値が、 $K_I$ (Kobayashi)の値とほぼ等しくなっている。

また、ディープノッチ試験で得られた破壊じん性値 $K_{Ic}$ の温度依存性をFig.20に実線で示した。Fig.20によると、 $-40^\circ\text{C}$ で $K_{Ic}=521\text{kgf}\cdot\text{mm}^{-3/2}$ 、 $-60^\circ\text{C}$ で $K_{Ic}=212\text{kgf}\cdot\text{mm}^{-3/2}$ となっている。先に求めた広幅試験片の $K_I$ と比較すると、表面切欠き試験片の結果は $-41^\circ\text{C}$ (50P-2)で $K_I$ (Kobayashi)は0.83倍、 $K_I$ (Newman,  $2\phi/\pi=1$ )は1.138倍となり、弾塑性領域で近い値が得られたが、 $-62^\circ\text{C}$ (50P-1)及び $-63^\circ\text{C}$ (50P-3)では、 $K_I$ (Kobayashi)は1.79倍(50P-1)及び2.21倍(50P-3)、 $K_I$ (Newman,  $2\phi/\pi=1$ )は2.51倍(50P-1)及び2.68倍(50P-3)となり、大きく異なっている。 $-60^\circ\text{C}$ 前後が、供試材の破壊特性を示す遷移領域に近いため、実験の結果が大きなバラツキを見せたものと思われる。

### 3.5 有限要素法 (FEM) による解析

汎用プログラム MARC を用いて、有限要素法によ

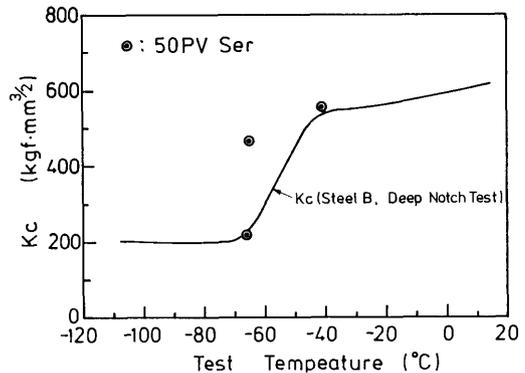


Fig.20 Temperature Dependence of Fracture Toughness  $K_{Ic}$  and Test Results Calculated by FEM

り円筒形試験体50PV系列と広幅試験片の解析を行い、実験結果と比較した。要素分割をFig.21, Fig.22に

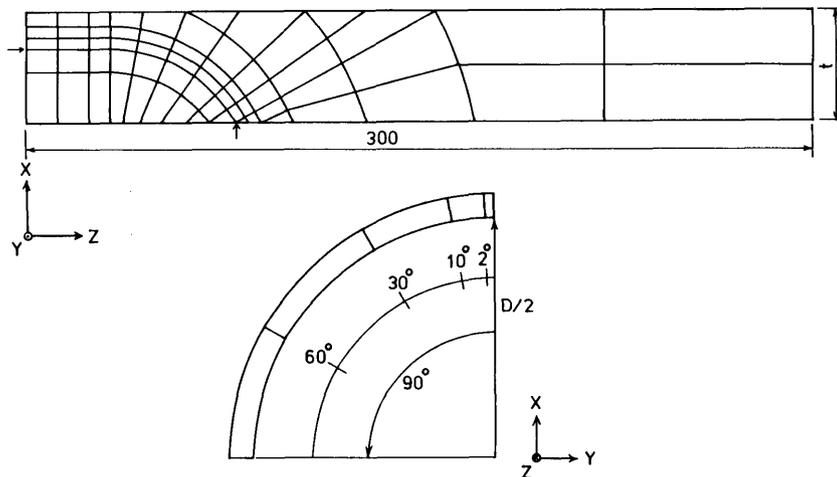


Fig.21 Element Subdivision of Cylindrical Pressure Vessel (50PV-3)

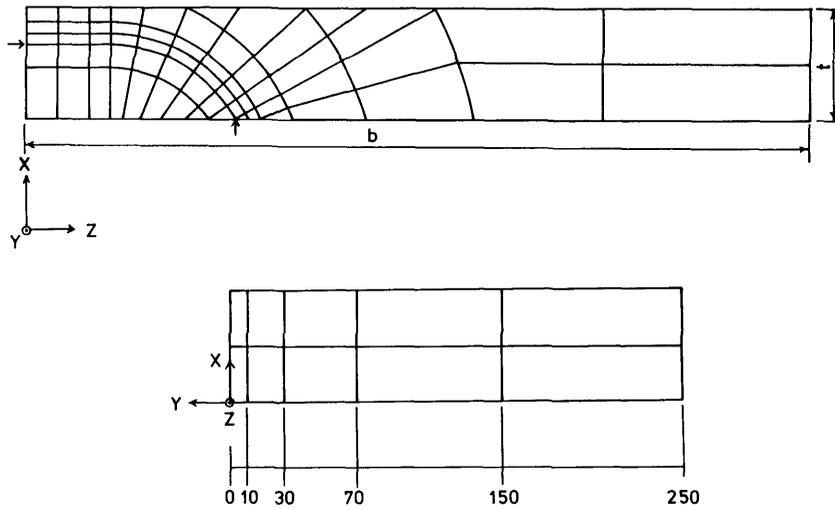


Fig.22 Element Subdivision of Wide Plate Specimen (50P-3)

示す。対称性を考慮して、円筒形試験体は切欠き中心から軸方向に300~400mm, 円周方向には切欠き断面から90度までの範囲をとった。また、広幅試験体は全体の1/4を対象に解析を行った。要素は、20節点アイソパラメトリック要素を用い、材料定数としては、ヤング率  $E=21,000\text{kgf/mm}^2$ , ポアソン比  $\nu=0.3$  とし、弾

塑性解析を行った。

計算結果を Table 6に、また、破壊応力における切欠き前縁に沿った J 積分の分布を Fig.23に示す。ただし、J 積分の計算は、“Virtual Crack Extension Technique”を用いている<sup>8)9)</sup>。Fig.23によると、J 積分は切欠き中央で最大値をとり、切欠き端で最小値をとる。ま

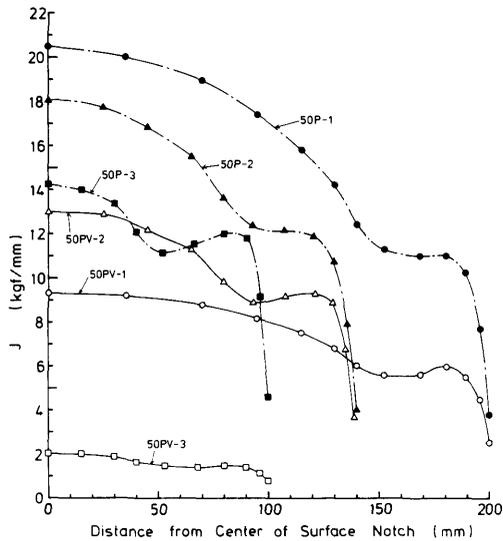


Fig.23 J Integral Values Calculated by FEM

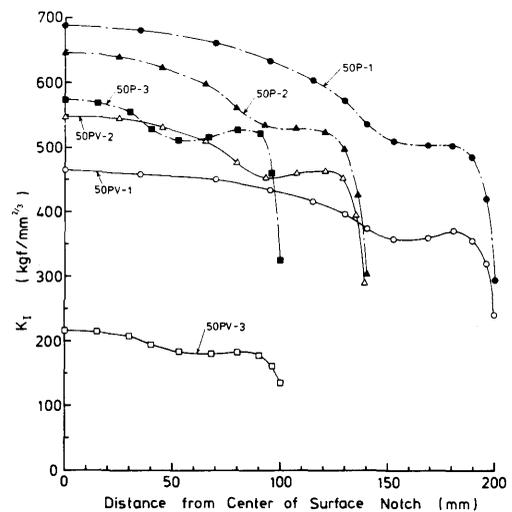


Fig.24 Stress Intensity Factor  $K_I$  Calculated by FEM

た、切欠き端より20~70mmの位置、つまり切欠き前縁の曲線部でJ値の分布は凹となり、ほぼ一定値を示す。破面の外観によれば、破壊の発生点は、切欠き中央あるいは切欠き端に近いコーナー部分に見られ、一定の場所に限定できない。つまり、計算結果によるJ積分の最大値を示す切欠き中央が、必ずしも破壊の発生点ではないように思われる。

小規模降伏領域に適用される変換式<sup>10)</sup>,

$$K_I = \{JE / (1 - \nu^2)\}^{1/2} \quad (9)$$

を用いて、単純にJ積分から $K_I$ を求めると、Fig.24の分布となる。線形弾性破壊を起こした50PV-3の $K_I$ の最大値は、 $216 \text{ kgf} \cdot \text{mm}^{-3/2}$ 、また50PV-2は同じく $547 \text{ kgf} \cdot \text{mm}^{-3/2}$ が得られ、Fig.20に図示するように、ディープノッチ試験結果と良い一致を示している。50PV-1については広幅試験片の場合と同様に、試験温度が遷移領域の下限側に近いため、バラツキの大きいことによる差が生じたものと考えられる。

50PV系列の円筒形試験体と広幅試験体の計算結果

を用いて、破壊荷重における応力分布を、Fig.25~Fig.27に示す。切欠き中心から切欠き端までの範囲では圧縮応力が働き、切欠き中心においては、広幅試験片の方が2倍以上の圧縮応力を示している。また、切欠き面積が広い程、大きい圧縮応力を示している。円筒形試験体では、円周方向の応力は、切欠きより離れるにつれて、薄肉円筒と仮定して求めた公称応力に収束している。

ひずみ計測による応力分布<sup>11)12)13)</sup>の一例をFig.28に示した。Fig.27の解析モデルとは荷重レベルが異なるので、数値自体は異なっているが、FEM解析結果は、実験による測定結果と一致する応力の分布傾向が得られていることを示している。

Fig.29に、計算結果から得られた、破壊荷重に対応した荷重における塑性域の広がりを示した。実線及び鎖線はそれぞれ、ほぼ切欠き断面における塑性域の境界を示している。50PV-3を除いて、塑性域の広がりは、切欠き中央部分における厚さ方向よりも、切欠き端部で切欠きの延長方向のほうが大きい。50PV-3では、塑

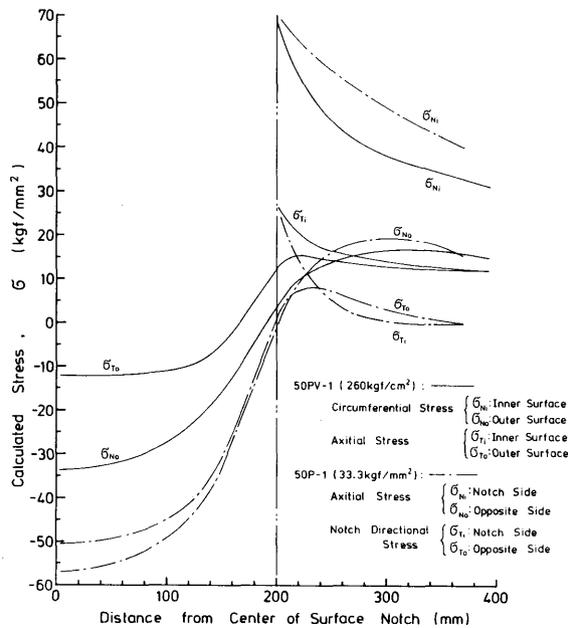


Fig.25 Stress Distribution Calculated by FEM (50PV-1 and 50P-1)

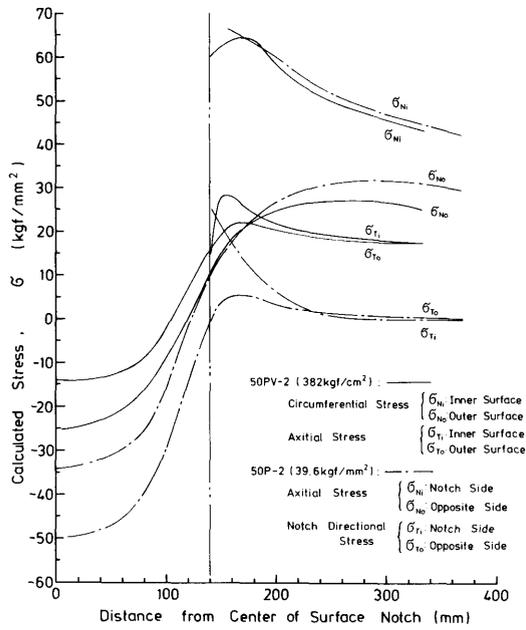


Fig.26 Stress Distribution Calculated by FEM (50PV-2 and 50P-2)

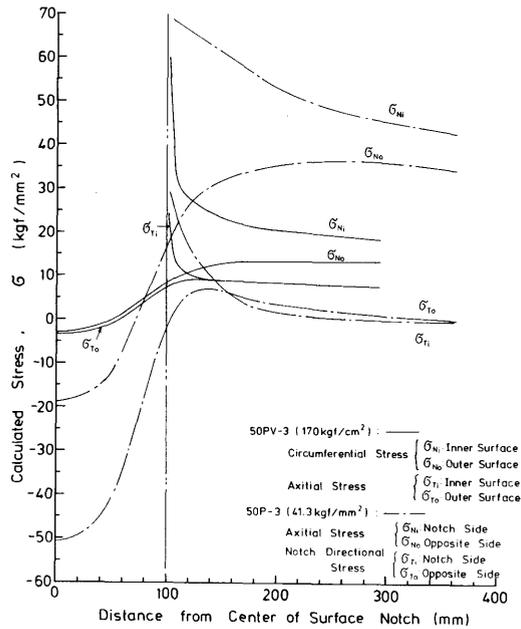


Fig.27 Stress Distribution Calculated by FEM (50PV-3 and 50P-3)

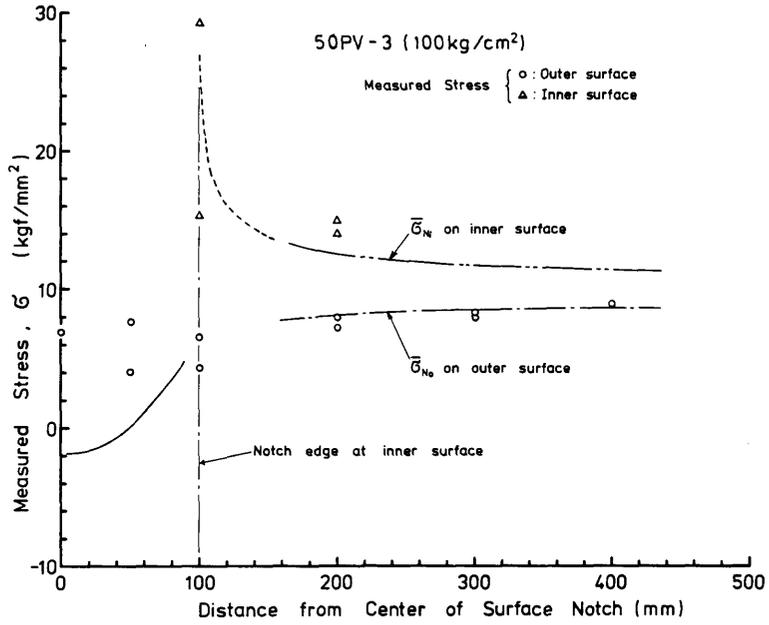


Fig.28 Stress Distribution Obtained by Experiment

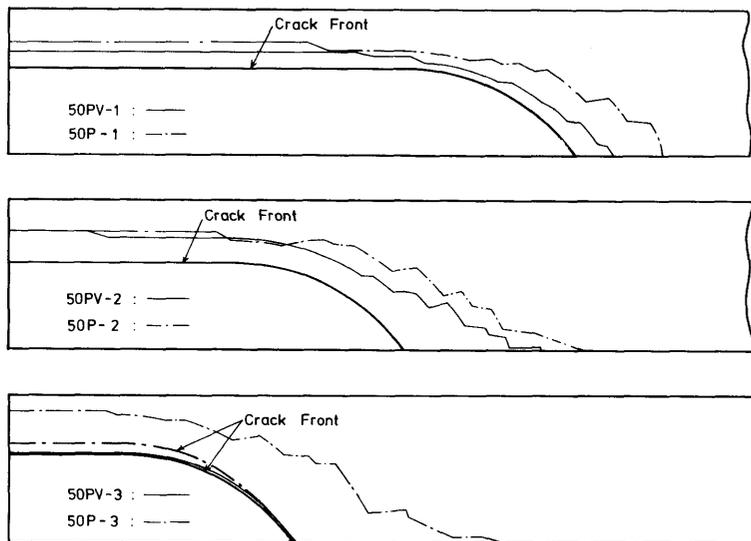


Fig.29 Plastic Zone Size near Notched Section

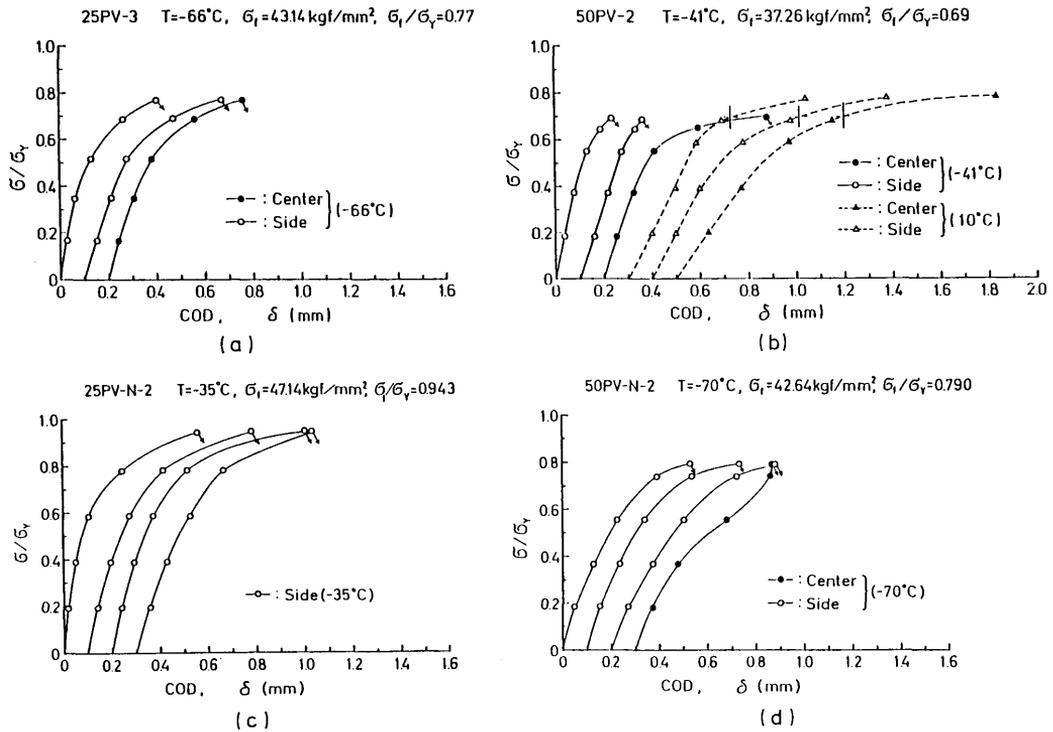


Fig.30 Relation between COD at Surface Notch Tip and Hoop Stress Ratio

Table 7 Summary of J,  $K_I$  and  $\delta$   
Calculated by FEM Analysis.

Specimen	J (kgf/mm)	$K_I$ (kgf/mm <sup>3/2</sup> )	$\delta$ (mm)
50PV-1	9.3	464	0.188
2	13.0	547	0.257
3	2.0	216	0.071
50P-1	20.5	688	0.335
2	18.0	645	0.312
3	14.3	574	0.253

性域をほとんど示しておらず、試験体が小規模降伏領域で破壊したことを裏付けている。

切欠き先端の開口変位挙動<sup>14)15)</sup>については、実験結果の例を Fig.30に示した。50PV 系列及び50P 系列の

計算結果 ( $\delta$ ) を Table 7 に示したが、いずれも実験値よりかなり小さい値となっている。

### 3.6 破壊応力の推定

線形破壊力学的立場からすれば、破壊じん性値  $K_{IC}$  一定の条件が満足されれば破壊が生じることになる。今、小規模降伏以下の線形弾性破壊を生じる場合についても、(6)式の右辺の形で表わせると仮定すれば、円筒形容器の推定破壊応力  $\bar{\sigma}_r$  は、同じ形状寸法を有する平板試験片の破壊応力  $\sigma_f$  を用いて、

$$\bar{\sigma}_r = \sigma_f / (1 + 0.140 \lambda_s^2)^{1/2} \quad (10)$$

ただし、 $\lambda_s = (t_1/t) (c/\sqrt{R})$

によって推定することができる。ただし、 $\sigma_f$  は無限板に対する値である。

Fig.20に示したように、50PV-3の試験温度はぜい性破壊発生遷移領域の低温側にあり、低応力ぜい性破壊を生じる領域にある。また、破壊じん性値  $K_{IC}$  が供試材と一致しており、線形弾性状態で破壊していることがわかる。よって、線形弾性破壊力学条件を満足していると考えられるので、同一寸法の表面切欠きを有する

平板試験片の $\sigma_f$ は、Kobayashiらの解析結果<sup>7)</sup>を用いて推定した。

25PV-N-1の場合は、ノズル付平板試験片を考慮しなければならないが、単純化して、孔あき平板試験片として近似し、Liuが行ったのと同様な方法<sup>16)</sup>で、円孔の縁にコーナー切欠きがある場合の応力拡大係数の計算から、ノズル材の $K_c$ 値を満足する孔あき平板の $\sigma_f$ を算出した。

本研究で行った円筒形試験体及び構造形試験体並びに参考データとして引用した4UB小委員会<sup>4)</sup>と岩永の研究<sup>17)</sup>に用いられた試験体の破壊強度を、 $\bar{\sigma}$ または $\sigma_f$ と、容器寸法及び切欠き寸法を用いて、(6)式あるいは(10)式により推定した。それらの結果をTable 8およびTable 9に示す。また、破壊応力の推定値と実験値の比較をFig.31に示した。Table 8の $\sigma_f$ およびFig.31で、( )付で示したものは低応力ぜい性破壊した結果を

Table 8 Data Summary and Predicted Critical Hoop Stress.

Test Model NO.	$c/\sqrt{R}$	$t_1/t$	Test Temp. (°C)	$\bar{\sigma}$ or $(\sigma_f)$	$\bar{\sigma}_f$ Eq.(10) Eq.(6)	$\sigma_f$ Result	$\sigma_f/\bar{\sigma}_f$	$\delta_c$ (max) (mm)
25PV-1	2.314	0.445	-70	64.5	60.2	61.9	1.028	—
2	3.271	0.747	-68	64.3	47.5	47.4	0.999	0.64
3	4.368	0.747	-66	64.1	40.7	43.1	1.060	0.57
50PV-1	8.725	0.599	-65	64.5	29.4	26.8	0.914	(0.42)
2	6.105	0.577	-41	62.4	37.6	37.3	0.990	0.68
3	4.350	0.600	-66	(20.7)	14.8	17.9	1.207	(0.27)
25PV-N-1	(6.87)	(0.40)	-68	(32)	22.5	28.8	1.278	(0.23)
2	(5.59)		-35	60	46.0	47.1	1.024	0.81
3	(6.99)		-66	63	43.5	40.1	0.921	0.51
50PV-N-1	(9.78)		-60	62	35.0	33.9	0.969	0.66
2	(7.14)		-70	64	43.7	42.6	0.974	0.68

Table 9 Data Summary for 4 UB Committee and Iwanaga and Predicted Critical Hoop Stress.

Model Code	Dimension		$c/\sqrt{R}$	$t_1/t$	Test Temp (°C)	$\bar{\sigma}$ (kgf/mm <sup>2</sup> )	$\bar{\sigma}_f$ Eq (6)	$\sigma_f$ Result	$\sigma_f/\bar{\sigma}_f$	Note
	R (mm)	t (mm)								
STS49-1	170.3	15.1	5.747 (c=75)	0.50	10	45	30.6	30.1	0.984	Ref.(13)
2				0.75			23.7	23.4	0.987	
3				1.00			19.0	18.4	0.968	
4				0.50			19.0	26.1	1.374	
5				0.75			13.3	18.0	1.353	
6				1.00			10.2	10.4	1.020	
728D-1	357	14.0	2.647 (c=50)	0.25	-60	47.4	46.0	46.0	1.000	Ref.(19)
2				0.75			38.1	40.3	1.058	
3				1.00			33.7	31.5	0.935	
4				0.25			44.4	46.0	1.036	
5				0.50			38.1	35.8	0.940	
6				0.75			31.7	32.7	1.032	
7				1.00			26.5	25.3	0.955	

示している。

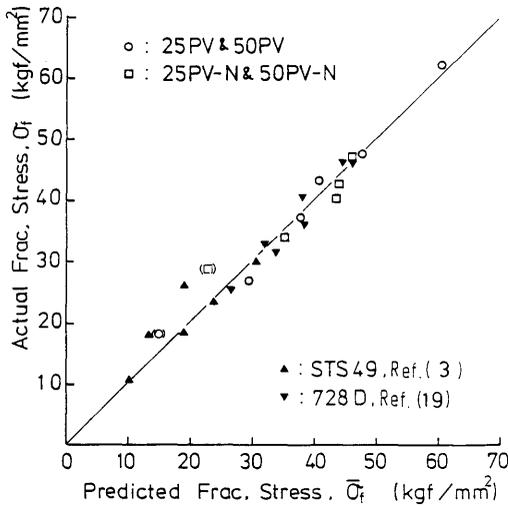


Fig.31 Comparison of the Critical Hoop Stress Calculated by Equation and Values Observed in Pressure Vessels having Surface Crack

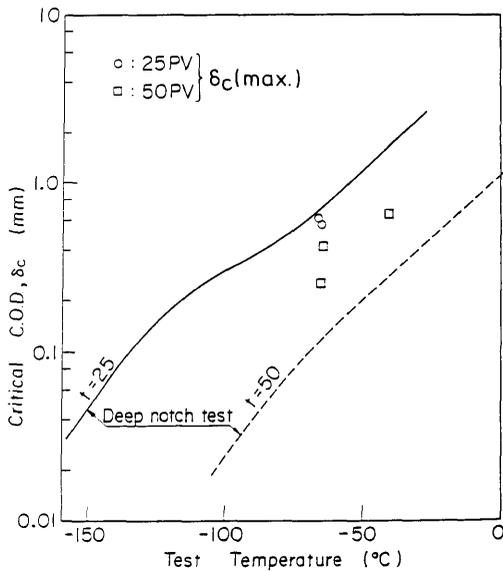


Fig.32 Temperature Dependence for Critical COD of Steels Used and Relation of Results Obtained by Cylindrical Pressure Vessel Models

これらから、(6)式あるいは(10)式から得られる線形弾性破壊あるいは弾塑性破壊を呈する場合のいずれの破壊応力の推定値も、実験値と極めて良く一致することがわかる。

各試験体の破壊発生時の表面切欠き中央のCODを $\delta_c(\max)$ として、ディープノッチ試験あるいは3点曲げ試験の結果と比較して Fig.32及び Fig.33に示した。試験体の値は、かなりのひらきがあるものが認められるが、材料の限界COD( $\delta_c$ )と一致する条件で各試験体の破壊強度が支配されていると考えることができる。

試験体の $\delta_c(\max)$ と供試材の限界COD( $\delta_c$ )の比を求め、 $M_s$ を横軸にとって整理すると Fig.34となる。二、三の点を除けば、その比は約0.5~2程度の範囲にあり、材料のじん性パラメータである限界COD( $\delta_c$ )に基づいた破壊挙動を示していることが分る。

これまでの考察から、表面切欠きを有する円筒形圧力容器の破壊挙動について、材料の破壊じん性パラメータ $K_c$ 値あるいは $\delta_c$ 値との関係を概念的に示すと Fig.35となる。すなわち、線形破壊力学条件を満足する

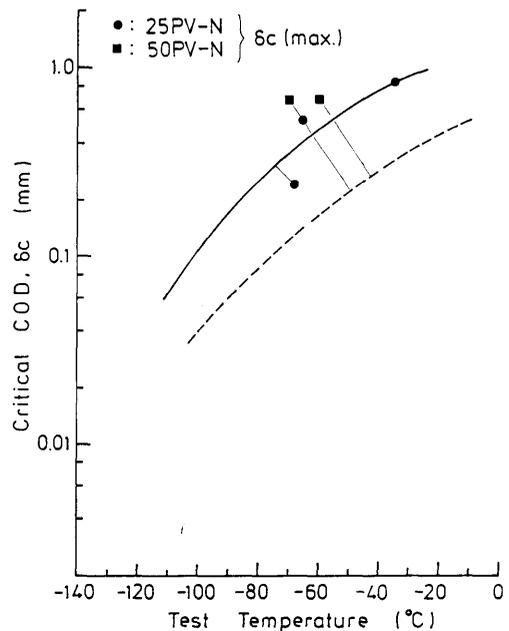


Fig.33 Temperature Dependence of Critical COD for Steels Used and Relation of Results obtained by Structural Pressure Vessel Models

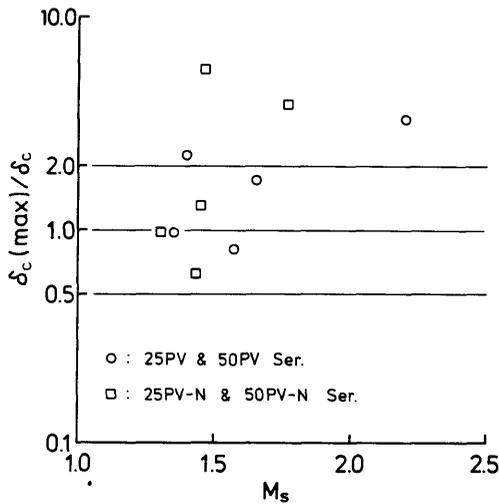


Fig.34 Relation between Shell Parameter  $M_s$  and  $\delta_c(\max)/\delta_c$

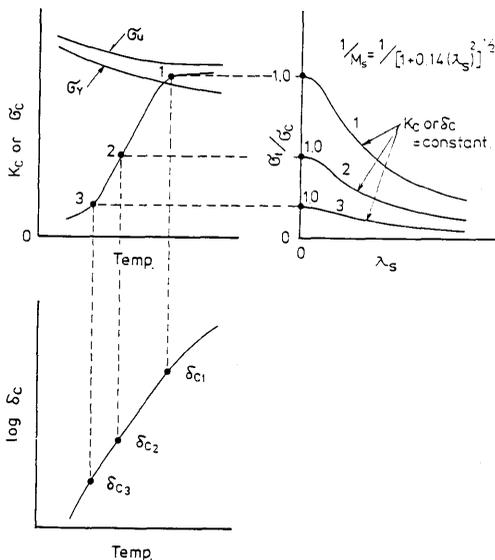


Fig.35 A Concept of the Relation among  $K_c$ ,  $\delta_c$  and  $\sigma_f$

領域では、供試材の破壊じん性パラメータ  $K_c$  値あるいは  $\delta_c$  値に依存する平板の破壊応力  $\sigma_f$  を用いて、また弾塑性破壊領域においては、破壊じん性パラメータ  $\delta_c$  値が破壊条件を支配しているが、flow stress  $\bar{\sigma}$  を用いることによって破壊応力を求めることができる。そ

の破壊応力は、容器寸法及び表面切欠き寸法から定まる表面切欠き形状係数  $M_s$  によって、(6)式あるいは(10)式を用いて算出することが可能である。

#### 4. 結 論

表面切欠きを有する円筒形圧力容器及びノズル部のコーナーに表面切欠きを有する構造形圧力容器を試験体として内圧破壊試験を行い、主として弾塑性破壊条件下での破壊強度の検討を行った。また円筒形試験体と同じ形状寸法の表面切欠きを有する広幅試験片を用いて引張試験を行い、円筒形試験体との比較を行った。さらに、有限要素法による解析を行って、実験結果の考察を行った。これらから得た結論を要約すると以下の通りである。

- 1) 円筒形圧力容器の破壊強度に及ぼす表面切欠きの影響は、容器寸法及び切欠き寸法から定まる表面切欠き形状係数  $M_s$  を用いて表わすことができる。
- 2) 破壊強度は、弾塑性破壊領域および線形弾性破壊領域について、それぞれ、流動応力  $\bar{\sigma}$  および平板の破壊応力  $\sigma_f$  から、(6)式あるいは(10)式により精度良く推定することができる。
- 3) ノズルコーナーに表面切欠きを有する構造形圧力容器の破壊強度は、切欠き長さとしてノズル径を加えた長さをとることによって、前項と同様に、 $M_s$  との間に相関があることを示した。
- 4) 円筒形及び構造形試験体の切欠き先端における限界 COD を実験的に求めた。その結果は、ディープノッチ試験あるいは3点曲げ試験により得られた材料特性値とほぼ等しい値が得られた。
- 5) 有限要素法による円筒形試験体の弾塑性解析から得られた、破壊圧力に対応した応力拡大係数  $K_I$  は、材料の破壊じん性値と良好に一致した。しかし、切欠き先端の開口変位の計算値は実験値あるいは供試材の限界 COD ( $\delta_c$ ) と比べてかなり小さい値となった。
- 6) 線形破壊力学条件が適用できない弾塑性破壊領域における破壊挙動について、破壊じん性パラメータ  $K_c$  および  $\delta_c$  と  $M_s$  との関係を概念的に示し、相関々係図を用いて破壊応力が推定し得ることを明らかにした。

### 参考文献

- 1) 木原博, 池田一夫, 前中浩, 岩永寛: 鋼管の破壊, 高圧力, Vol.20, No.4(1982), pp.10~15
- 2) 豊貞雅宏: 曲げ COD 試験片における Notch Acuity 効果の定量化に関する一提案, 日本造船学会論文集, 第143号 (1978), pp.427~433
- 3) G. D. Whitman: The Heavy Section Steel Technology Part II Intermediate Vessel Testing, 日本溶接協会, 原子力プラント安全保証 Ser. Symposium (1975)
- 4) 日本溶接協会: 原子力耐圧部の不安定破壊に対する安全基準に関する試験研究, JWES-AE-7602 (1976)
- 5) E. S. Folias: An Axial Crack in Pressurized Cylindrical Shell, Int. J. of Frac. Mech., Vol.1 (1965), pp.104~113
- 6) J. C. Newman and I. S. Raju: Analyses of Surface Cracks in Finite Plates Under Tension or Bending Loads, NASA Technical Paper 1578 (1979)
- 7) R. C. Shah and A. S. Kobayashi: Stress Intensity Factors for an Elliptical Crack Approaching the Surface of a Semi-Infinite Solid, Int. J. of Frac. Mech., Vol.9, No.2 (1973), pp.133~146
- 8) D. M. Parks: A Stiffness Derivative Finite Element Technique for Determination of Crack Tip Stress Intensity Factors, Int. J. of Frac., Vol.10, No.4 (1974), pp. 487~502
- 9) T. K. Hellen: On the Method of Virtual Crack Extensions, Int. J. for Num. Meth. Eng., Vol.9 (1975), pp. 187~207
- 10) 金沢武, 越賀房夫: 脆性破壊2=破壊靱性試験, 破壊力学と材料強度講座 8, 培風館, 初版 (1977), pp.73~81
- 11) 藤井英輔, 大熊勇, 秋山繁, 牛嶋通雄: 円筒形圧力容器模型による内圧破壊試験結果について, 船舶技術研究所, 第31回講演集 (1978), pp.21~24
- 12) 藤井英輔, 大熊勇, 秋山繁, 牛嶋通雄: ノズル付圧力容器模型による内圧破壊試験結果について, 船舶技術研究所, 第35回講演集(1980), pp.18~22
- 13) 藤井英輔, 大熊勇, 秋山繁, 牛嶋通雄: 圧力容器模型の破壊強度の破壊力学的検討(その1), 船舶技術研究所, 第37回講演集 (1981), pp.27~30
- 14) 藤井英輔, 大熊勇, 秋山繁, 安藤良夫, 矢川元基: 表面切欠きを有するノズル付あるいはノズル無し圧力容器のぜい弱破壊に関する実験的検討, 圧力技術, Vol.20, No.4 (1982), pp.13~20
- 15) 藤井英輔, 大熊勇, 秋山繁, 牛嶋通雄, 堀武男: 軸方向の表面切欠きを有する圧力容器の脆性破壊強度の検討(第2報), 船舶技術研究所, 第39回講演集 (1982), pp.127~131
- 16) A. F. Liu: Stress Intensity Factor for a Corner Flaw, Eng. Frac. Mech., Vol.4 (1972)
- 17) 岩永寛: ラインパイプの脆性破壊とその防止対策, 日本造船学会第1分科会資料1-173-71 (1971)