

薄肉円筒殻のせん断曲げ座屈  
簡易評価法の開発

1991年9月

動力炉・核燃料開発事業団

大洗工学センター

複製又はこの資料の入手については、下記にお問い合わせください。

〒311-13 茨城県東茨城郡大洗町成田町4002

動力炉・核燃料開発事業団

大洗工学センター システム開発推進部・技術管理室

Enquires about copyright and reproduction should be addressed to: Technology Management Section O-arai Engineering Center, Power Reactor and Nuclear Fuel Development Corporation 4002 Narita-cho, O-arai-machi, Higashi-Ibaraki, Ibaraki-ken, 311-13, Japan

動力炉・核燃料開発事業団 (Power Reactor and Nuclear Fuel Development Corporation)

## 薄肉円筒殻のせん断曲げ座屈

## 簡易評価法の開発

岡田 純二\*, 岩田 耕司\*  
山下 卓哉\*, 月森 和之\*

## 要 旨

高速増殖炉 (Fast Breeder Reactor: FBR) の機器や配管は基本的に薄肉構造であるため、地震時等の座屈の防止に対する配慮が重要となる。本報告書は、FBR構造機器設計の安全裕度の適正化を図り、設計の合理化を実現することを目的とし、典型的な構造モデルである薄肉円筒殻のせん断曲げ座屈に関して、広範囲な形状及び材質の構造物に適用し得る簡易座屈評価式を提案するものである。

本研究では、座屈強度に及ぼす塑性及び初期形状不整の影響を各々塑性低減係数、初期不整低減係数として表し、各係数を曲げ及びせん断座屈に対する弾性座屈評価式に乗ずることにより各座屈モードに対する座屈評価式を作成した。そして、せん断曲げ相互作用は無いものと仮定することにより両者のうち小さなものをその円筒殻の座屈強度とした。ここで、塑性低減係数は基本的にはGerardの方法に従いRamberg-Osgoodタイプの応力-ひずみ関係を仮定することにより求めた。また、初期不整低減係数については塑性の影響が強い範囲 ( $\lambda = (R/t) \cdot (\sigma_y/E) = 0 \sim 0.6$ , ここで、 $R$ =半径,  $t$ =板厚,  $\sigma_y$ =0.2%耐力,  $E$ =ヤング率である) の試験データを円筒殻の形状及び材料から定まるパラメータで整理することにより各々求めた。

本報告書で得られた主な成果を以下に示す。

- ① 座屈強度に及ぼす塑性及び初期不整の影響を、円筒殻の形状、材料パラメータを用いて表記することにより、これらの影響を考慮した簡易座屈評価式を作成した。
- ② 動燃で行った座屈試験結果及び公表されている外部の座屈試験結果を用いて評価式を検証した結果、塑性の影響が強い範囲 ( $\lambda = 0 \sim 0.6$ ) のせん断曲げ座屈に対して、本評価式が95%信頼下限値を与えることを確認した。

\* 大洗工学センター機器構造開発部構造工学室

September, 1991

# Development of Simplified Evaluation Method for Buckling of Circular Cylindrical Shells under Shear Forces

Junji Okada\*, Koji Iwata\*  
Takuya Yamashita\*, Kazuyuki Tsukimori\*

## Abstract

Since vessels and piping components of FBR plants are generally thin wall structures, the prevention of buckling against under the seismic loadings is important. In this paper, for the purpose of rationalizing the design method for FBR's components, a simplified evaluation method for the buckling of circular cylindrical shells subjected to shear forces is presented in consideration of material properties and initial shape imperfection effects.

In the first place, we express plasticity and initial shape imperfection effects on buckling strength as the plasticity-reduction factor and the imperfection reduction factor, respectively. Secondly, we derive inelastic buckling equations both for bending and for shear buckling, by multiplying elastic evaluation equations for each buckling mode by these factors. Finally we define the equation which gives the smaller of the two as a simplified buckling evaluation equation for buckling of circular cylindrical shells under shear forces on the assumption that bending-shear interaction can be ignored. In this process the way to lead a plasticity-reduction factor is based on Gerard's study on the assumption that the shell material properties are described by the Ramberg-Osgood type stress-strain relation. And the imperfection reduction factor is derived to represent the lower bound of available experimental results ( $\lambda = (R/t) \cdot (\sigma_y/E) = 0 \sim 0.6$ , where  $R$ =radius,  $t$ =thickness,  $\sigma_y$ =0.2% proof stress,  $E$ =Young's modulus) by use of shell parameter and material properties.

The following results were obtained.

- (1) The simplified buckling evaluation methods are presented, taking into account the effects of plasticity and initial shape imperfection by use of shell parameter and material properties.
- (2) It is confirmed that the evaluation method gives the lower confidence limit of 95% of all the experimental results in the region of plastic buckling ( $\lambda = 0 \sim 0.6$ ).

---

\* Structural Engineering Section, Systems and Components Division,  
O-arai Engineering Center

# 目 次

1	緒言 .....	1
2	座屈強度に関する既存の研究 .....	2
2-1	弾性軸圧縮座屈応力評価式 .....	2
2-2	弾性曲げ座屈応力評価式 .....	3
2-3	弾性せん断座屈応力評価式 .....	4
3	弾塑性座屈応力評価式の検討 .....	6
3-1	軸圧縮座屈に対する塑性低減係数の検討 .....	6
3-2	せん断座屈に対する塑性低減係数の検討 .....	9
3-3	曲げ係数の検討 .....	10
3-4	初期不整低減係数の検討 .....	12
3-5	簡易座屈評価式の検証 .....	15
4	簡易座屈評価式と座屈安全係数 .....	17
5	結言 .....	18
	参考文献 .....	19
	附録 薄肉円筒殻のせん断曲げ座屈の収集データ一覧 .....	21

## List of Figures

Fig.3- 1	Comparison of stress-strain curves of Ramberg-Osgood type with material test. ....	22
Fig.3- 2	Plasticity-reduction factors( $\eta_c$ ) versus shell parameter(R/t) for axial compressive buckling. ....	23
Fig.3- 3	Plasticity-reduction factors( $\eta_c$ ) versus $\lambda$ for axial compressive buckling. ....	24
Fig.3- 4	Plasticity-reduction factors( $\eta_c$ ) versus $\lambda$ for shear buckling. ( $\sigma_y/E=0.0005$ ) ....	25
Fig.3- 5	Bending factors( $\gamma$ ) versus $\sigma_y/E$ . ....	26
Fig.3- 6	Bending factors( $\gamma$ ) versus $\lambda$ . ....	27
Fig.3- 7	Distribution of the shell parameter of circular cylindrical shells in the buckling test data-base. ....	28
Fig.3- 8	Distribution of $\lambda$ of circular cylindrical shells in the buckling test data-base. ....	29
Fig.3- 9	The evaluation results by the present method for inelastic buckling without imperfection-reduction factor( $\alpha$ ). ....	30
Fig.3-10	The evaluation results by the present method for inelastic buckling with average imperfection-reduction factor( $\alpha_{av}$ ). ....	31
Fig.3-11	Cumulative probabilities versus evaluation results by the present method for inelastic buckling. ....	32
Fig.3-12	The evaluation results by the present method for inelastic buckling with imperfection-reduction factor( $\alpha$ ). ....	33
Fig.3-13	The evaluation results by the present method for inelastic buckling with imperfection-reduction factor( $\alpha$ ). ....	34
Fig.3-14	Comparison between the critical stress by existing methods and by the present method for bending buckling. ( $\sigma_y/E=0.0015, L/R=4.0$ )....	35
Fig.3-15	Comparison between the critical stress by existing methods and by the present method for shear buckling. ( $\sigma_y/E=0.0015, L/R=1.0$ ) ....	36

## 使用記号一覧表

E	: 縦弾性係数 (ヤング率)
$E_r$	: 相当弾性係数
$E_s$	: 割線係数
$E_t$	: 接線係数
F	: 座屈安全係数
H	: 固定境界から載荷位置までの距離
L	: 円筒殻の評点間長さ
n	: Ramberg-Osgoodタイプの応力-ひずみ曲線の滑らかさ表す指数
P	: 座屈による破損確率
$Q_{cr}$	: $\sigma_{cr}$ から算出したせん断荷重
$Q_{cr,exp}$	: $\sigma_{cr,exp}$ から算出したせん断荷重
$Q_{cr,exp}$	: 試験により求めた座屈時のせん断荷重
R	: 円筒殻の半径
t	: 円筒殻の板厚
y	: 曲げ係数
$\alpha$	: 破損確率が5%となる初期不整低減係数 ( $\alpha_{5\%}$ )
$\alpha_{av}$	: $\lambda$ に対する ( $Q_{cr,exp}/Q_{cr,sp}$ ) の平均的傾向
$\alpha_b$	: $\sigma_{cr,exp}$ を曲げ座屈試験結果にフィッティングするための補正係数
$\alpha_{exp}$	: 試験結果に基づき決定した初期不整低減係数
$\eta_c$	: 軸圧縮座屈に関する塑性低減係数
$\eta_s$	: せん断座屈に関する塑性低減係数
$\eta_T$	: 振り座屈に関する塑性低減係数
$\lambda$	: $(\sigma_y/E) \cdot (R/t)$
$\nu$	: ポアソン比
$\nu_s$	: 塑性領域のポアソン比
$\sigma$	: 軸応力
$\sigma_{0.7E}$	: 応力-ひずみ曲線が0.7Eの直線と交わる点の応力
$\sigma_{cr}$	: 初期不整を考慮した弾塑性座屈応力
$\sigma_{cr,e}$	: 弾性座屈応力
$\sigma_{cr,sp}$	: 弾塑性座屈応力
$\sigma_y$	: 降伏応力 (0.2%耐力)
$\tau$	: せん断応力
$\tau_y$	: せん断降伏応力

## 応力に付した添字

b	: 曲げ
c	: 軸圧縮
s	: せん断
T	: 振り

# 第 1 章 緒 言

## 1-1 研究開発の背景

高速増殖炉 (Fast Breeder Reactor: FBR) は、軽水炉 (Light Water Reactor: LWR) と比較し一般に運転温度が高く、原子炉容器等の出入口温度差も大きい。従って、FBRの機器や配管には大きな定常及び過渡熱応力が発生する可能性が高く、耐熱応力性を考慮した設計が必要となる。また、軽水炉に比べて運転時のナトリウムの圧力が低いことから、FBRの機器や配管は基本的に薄肉構造を採用している。薄肉構造物に対しては、地震時等の座屈の防止に対する配慮が重要となる。

高速原型炉「もんじゅ」の設計に適用された「高速原型炉第1種機器の高温構造設計方針」では、軸方向の圧縮荷重及び曲げ荷重を受ける場合の座屈に対して弾性解析に基づく評価が規定されているが、短い容器で地震時に特に問題となるせん断荷重を受ける場合の座屈に対する評価は規定されていない。また、評価法としても構造物を構成する材料の塑性化や初期形状不整による座屈強度の低下を考慮したより合理的な座屈評価手法の開発が望まれている。

以上のような現状を踏まえ、事業団ではFBR構造機器設計の安全裕度の適正化を図り、設計の合理化を実現するために、汎用非線形構造解析システムFINAS (Finite Element Nonlinear structural Analysis System) を用いて詳細座屈解析手法の開発を進めている。

また、解析手法の妥当性を検証するため、500φのSUS304鋼製薄肉円筒殻を用いたせん断曲げ座屈試験を実施している。

本研究は、上記の詳細座屈解析手法の開発及び検証試験に関連する研究として位置付けられるもので、典型的な構造モデルである薄肉円筒殻のせん断曲げ座屈を対象として、広範囲な形状及び材質をカバーし、容易に設計に適用し得る簡易座屈評価式を開発することを目的に行った。



## 第 2 章 座屈強度に関する既存の研究

本章では、本報告書をまとめるにあたり参考とした、単独荷重条件下における薄肉円筒殻の座屈強度に関する既存の主要な研究を紹介する。

円筒殻は作用する荷重によって様々な座屈モードを有し、かつ材料の非線形性からも影響を受ける。弾性座屈に関する研究においては、Timoshenko<sup>(1)</sup>が棒や薄板、円筒といった基本的な構造物の座屈強度を弾性理論及び実験から求めた。個々の座屈モードについて分けると、軸圧縮荷重を受ける場合については古典的理論解が存在する。曲げモーメントを受ける円筒殻の座屈強度については、偏平化が無視できる場合には軸圧縮強度と等しい<sup>(2)</sup>とされているが、実際には初期形状不整等の影響により両者は一致しない。曲げ座屈強度に関する評価式のほとんどは実験結果の下限値を包絡するように定められており、その中で「NASAの式」<sup>(3)</sup>と呼ばれる式が特に有名である。せん断荷重を受ける場合については、円筒殻の長さに応じて様々な数値的解法が行われてきた。八巻<sup>(4)</sup>は、Donnell<sup>(5)</sup>のシェル座屈理論による基礎式をGalerkin法を用いて数値的に解き、純粋なせん断荷重を受ける中程度の長さの円筒殻の座屈モードと座屈強度の関係を導いた。

Bijlaard<sup>(6)</sup>は、座屈に及ぼす材料の塑性化の影響に関する研究を行った。板及び円筒殻に軸圧縮荷重が作用する場合の弾塑性座屈応力評価式を理論的に導いた。この研究を基にし、軸圧縮及び捩り荷重を受ける円筒殻の弾塑性座屈評価式を求めたのがGerard<sup>(7)</sup>である。Gerardはその研究の中で、塑性の影響を塑性低減係数 (Plasticity-Reduction Factor) という形で表現している。Gellin<sup>(8)</sup>もまたBijlaardの研究に基づき、軸圧縮荷重及び曲げ荷重を受ける円筒殻の座屈強度について塑性低減係数を求めるとともに、初期形状不整による座屈強度の減少についても研究を行っている。

### 2-1 弾性軸圧縮座屈応力評価式

軸圧縮荷重を受ける薄肉円筒殻に対してDonnellのシェル理論<sup>(5)</sup>を適用することにより、以下に示すような軸圧縮座屈応力 ( $\sigma_{cr}$ ) が求まる。Donnellのシェル理論では次のことを仮定している。

- ① 円筒殻の板厚はその半径と比較し充分小さい。
- ② ひずみは弾性範囲にあり、Hookeの法則を満足する。
- ③ 半径方向変位は板厚とほぼ同程度であり、周方向変位は充分小さい。

$$\sigma_{cr} = k_c \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \cdot \left(\frac{t}{L}\right)^2 \quad \dots\dots (2-01)$$

E : ヤング率

$\nu$  : ポアソン比

t : 円筒殻の板厚

L : 円筒殻の長さ

式(2-01)中の係数 $k_c$ は、円筒殻形状及び材料特性によって決定するパラメータ $z_L$ に比例し以下のようになることが、Gerardら<sup>(9)</sup>によって報告されている。

$$z_L = \frac{L^2}{R t} \cdot (1 - \nu^2)^{1/2} \quad \dots\dots (2-02)$$

R : 円筒殻の半径

$$k_c = \frac{4 \cdot 3^{1/2}}{\pi^2} z_L \quad \dots\dots (2-03)$$

式(2-01)～(2-03)より、薄肉円筒殻の軸圧縮座屈応力は以下のようになる。

$$\sigma_{cr,e} = K_c \frac{E t}{R} \quad \dots\dots (2-04a)$$

$$K_c = \frac{1}{\{3(1 - \nu^2)\}^{1/2}} \quad \dots\dots (2-04b)$$

ここに、

$\sigma_{cr,e}$  : 弾性軸圧縮座屈応力  
R : 円筒殻の半径

である。式(2-04)より、軸圧縮座屈応力は $E t / R$ に比例することがわかる。過去の研究においても、この係数 $E t / R$ は弾性座屈応力評価式の基本的パラメータとして扱われており、他のモードの弾性座屈強度に対しても基本的パラメータとなり得るとされている。

## 2-2 弾性曲げ座屈応力評価式

円筒殻に純曲げ荷重が作用する場合についても、軸圧縮の場合と同様、曲げ座屈応力( $\sigma_{cr,b}$ )も $E t / R$ に比例すると仮定し、その比例係数を $K_b$ とすると、

$$\sigma_{cr,b} = K_b \frac{E t}{R} \quad \dots\dots (2-05a)$$

となる。

後で述べるように、円筒殻の偏平化や材料の塑性化及び初期不整の影響が無視できる場合は、 $\sigma_{cr,b} = \sigma_{cr,e}$ となるので、式(2-05a)中の係数 $K_b$ は、

$$K_b = K_c = \frac{1}{\{3(1-\nu^2)\}^{1/2}} \quad \dots\dots(2-05b)$$

となる。しかし、式(2-05)から求められる $\sigma_{cr}$ は、実験から得られた曲げ座屈応力 ( $\sigma_{cr,exp}$ ) と比較し、かなり大きな値を示すと報告<sup>(9)</sup>されている。このような結果は、実際には扁平化や初期不整等の影響が無視できないことに起因している。したがって、式(2-05)を試験結果にフィッティングさせるためには、以下に示すような $K_c$ を補正するための係数 $\alpha_b$ を導入する必要がある。

$$K_b = \alpha_b K_c \quad \dots\dots(2-06)$$

$\alpha_b$  :  $\sigma_{cr}$  を曲げ座屈試験結果にフィッティングさせるための補正係数

以下に実験データを統計処理することにより求めた $\alpha_b$ の例を示す。

① NASA下限式<sup>(3)</sup>

$$\alpha_b = 1 - 0.731 \left[ 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{16} \left( \frac{R}{t} \right)^{1/2} \right\} \right] \quad \dots\dots(2-07)$$

② Lundquistデータ<sup>(10)</sup>のbest fit curve<sup>(11)</sup>

$$\alpha_b = 1.31 \left\{ \left( \frac{L^2}{R t} \right)^{1/2} - 0.226 \right\} \quad \dots\dots(2-08)$$

③ SSRC (Structural Stability Reseach Council) 式<sup>(12)</sup>の修正提案式 (軸圧縮座屈式の1.5倍)

$$\alpha_b = a_b \times 1.29 \left\{ \left( \frac{L^2}{R t} \right)^{1/2} - 0.6 \right\} \quad \dots\dots(2-09)$$

$$a_b = 1.5$$

2-3 弾性せん断座屈応力評価式

① 八巻の式<sup>(4)</sup>

円筒殻に純せん断荷重が作用する場合、軸圧縮の場合と同様に、せん断座屈応力 ( $\tau_{cr}$ ) はDonnellのシェル理論より以下のようなになる。

$$\tau_{cr} = k_s \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \cdot \left( \frac{t}{L} \right)^2 \quad \dots\dots(2-10a)$$

式(2-10)の係数 $k_s$ は式(2-02)に示した円筒殻形状に依存するパラメータ $z_L$ の3/4乗に比例し、以下のように表わせる。

$$k_s = z_L^{3/4} = 0.925 \left( (1 - \nu^2)^{1/2} \frac{L^2}{R t} \right)^{3/4} \quad \dots\dots (2-10b)$$

② Timoshenkoの振り座屈応力式<sup>(1)</sup>

円筒殻に純振り荷重が作用する場合、座屈応力 $(\tau_{cr})$ は以下に示す、Timoshenkoの円筒振り座屈応力式によって求めることができる。

$$\tau_{cr} = 4.39 \frac{E}{1 - \nu^2} \left( \frac{t}{L} \right)^2 \left\{ 1 + 0.0257 (1 - \nu^2)^{3/4} \left( \frac{L^2}{R t} \right)^{3/2} \right\}^{1/2} \quad \dots\dots (2-11)$$

また、式(2-11)において、 $\nu = 0.3$ とした以下の式がASME Section III Code Case N-284<sup>(1)</sup>等の基準の中で幅広く使われている。

$$\tau_{cr} = K_T \frac{E t}{R} \quad \dots\dots (2-12a)$$

$$K_T = 4.83 \cdot \frac{R t}{L^2} \cdot \left\{ 1 + 0.0239 \left( \frac{L^2}{R t} \right)^{3/2} \right\}^{1/2} \quad \dots\dots (2-12b)$$

式(2-11)もしくは式(2-12)で示される弾性振り座屈応力評価式が、せん断座屈に対して広く用いられている。

### 第 3 章 弾塑性座屈応力評価式の検討

本章では、せん断荷重を受ける薄肉円筒殻に対する弾塑性座屈応力評価式に用いられる各係数の理論式からの導出手順及びその結果について述べる。

今まで、弾性座屈評価式については様々な研究が行われており、試験データを用いた評価式の検証も活発に行われている。しかし、塑性の影響が強い範囲の座屈に関しては、Billardらによる研究は行われているものの、実際に高速炉容器が考慮すべき座屈に対し適用できる評価式は提案されていない。そこで、本研究では、基本的には文献14,15の考え方に基き弾塑性座屈評価式の作成を試みる。提案する評価式の特徴は、座屈強度に対する塑性化の影響を示す係数（以下、塑性低減係数(Plasticity-Reduction Factor)： $\eta$ と呼ぶ）及び初期形状不整の影響を示す係数（以下、初期不整低減係数(Imperfection-Reduction Factor)： $\alpha$ と呼ぶ）を取り入れた点にある。また、曲げ座屈強度に対する円筒殻断面の塑性化の影響を示す係数（以下、曲げ係数(Bending-Factor)： $y$ と呼ぶ）を用いた。ここでは、円筒殻の形状及び材料を考慮しこれらの係数を求めることにより、塑性及び初期不整の影響を考慮した汎用性のある座屈応力評価式を作成した。

上記の各係数を用いて曲げ座屈応力 ( $\sigma_{cr}$ ) 及びせん断座屈応力 ( $\tau_{cr}$ ) を式で表すと次のようになる<sup>(14)</sup>。

$$\sigma_{cr} = \alpha \cdot y \cdot \eta \cdot \sigma_{cr,e} \quad \dots\dots (3-01)$$

$$\tau_{cr} = \alpha \cdot \eta \cdot \tau_{cr,e} \quad \dots\dots (3-02)$$

$\alpha$  : 初期不整低減係数

$y$  : 曲げ係数

$\eta_e$  : 軸圧縮座屈に対する塑性低減係数

$\eta_s$  : せん断座屈に対する塑性低減係数

本章では、上記の各係数を円筒殻の形状及び材料を考慮し決定していく。

#### 3-1 軸圧縮座屈に対する塑性低減係数の検討

薄肉円筒殻の弾性曲げ座屈は、初期形状不整及び断面の偏平化が無視できる場合には、軸圧縮座屈と同様なメカニズムで生ずるため、弾性曲げ座屈応力 ( $\sigma_{cr,e}$ ) は弾性軸圧縮座屈応力 ( $\sigma_{cr,e}$ ) とほぼ等しくなる。そこで、本研究では式(2-04)を用いて  $\sigma_{cr,e}$  を求め、これに塑性低減係数 ( $\eta_e$ ) 及び曲げ応力分布の非線形性を考慮した曲げ係数 ( $y$ ) を乗ずることにより、弾塑性曲げ座屈応力 ( $\sigma_{cr,sp}$ ) を求めることとした。

ここで、式(2-06)に示した曲げ座屈応力式ではなく軸圧縮座屈応力式を用いたのは、曲げ補正係数 ( $\alpha_b$ ) の中には各試験データ固有の  $\eta$ ,  $y$  及び  $\alpha$  が含まれており、これらの式からは塑性化の影響を適切に表現する評価式を作成することは難しいと判断したからである。

塑性の影響を考慮した座屈評価式としては、軸圧縮荷重を受ける柱の座屈に関するKármánの式があった。この式は、弾性座屈評価式中のヤング率（E）を相当弾性係数（E<sub>r</sub>）で置き換えた形になっていた。ここで、E<sub>r</sub>はE及び接線係数（E<sub>t</sub>）から求められる係数である。

しかし、後になってShanley<sup>(10)</sup>によってKármánの式の不保守性が指摘されるとともに、E<sub>r</sub>の代わりにE<sub>t</sub>を用いた弾塑性座屈評価式が提案されその妥当性が証明された。Shanleyと同様な考え方に基づき円筒殻の弾塑性軸圧縮座屈応力を理論的に求めたのがBijlaard<sup>(6)</sup>である。

ここでは、Bijlaardの結果と本質的に同じであり、評価式の記述がやや簡単なGerard<sup>(7)</sup>の研究に従い、薄肉円筒殻の弾性座屈に関するDonnellの基礎式を非弾性領域に拡張し、以下に示す軸圧縮弾塑性座屈評価式を導出した。

$$\sigma_{cr,sp} = \frac{1}{\{3(1-\nu_p^2)\}^{1/2}} \cdot \frac{(E_s \cdot E_t)^{1/2} \cdot t}{R} \quad \dots\dots (3-03)$$

E<sub>s</sub> : 割線係数

E<sub>t</sub> : 接線係数

ν<sub>p</sub> : 塑性領域のポアソン比

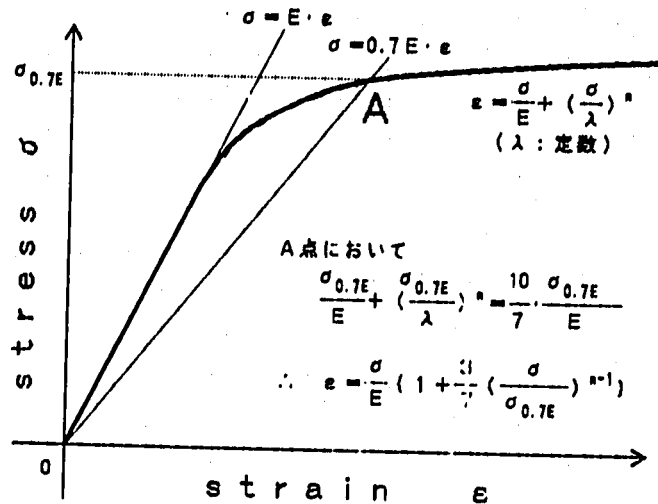
式(3-03)は、式(2-04)に示した弾性軸圧縮座屈応力評価式において、ヤング率（E）を（E<sub>s</sub>・E<sub>t</sub>）<sup>1/2</sup>に、弾性領域のポアソン比（ν）を塑性領域のポアソン比（ν<sub>p</sub>）に置き換えた形になっている。したがって、弾性軸圧縮座屈応力に対する弾塑性軸圧縮座屈応力の比として表される塑性低減係数（η<sub>c</sub>）は以下ようになる。

$$\eta_c = \left( \frac{\sigma_{cr,sp}}{\sigma_{cr,e}} \right) = \left\{ \frac{(1-\nu^2)}{(1-\nu_p^2)} \right\}^{1/2} \cdot \frac{(E_s \cdot E_t)^{1/2}}{E} \quad \dots\dots (3-04)$$

$\eta_0$ を計算するためには、 $E_s$ 、 $E$ 及び $\nu_0$ を求めなければならない。これらの係数を求めるには、円筒殻材料の応力-ひずみ関係が必要となる。ここでは、Gellin<sup>(8)</sup>にならない円筒殻材料の材料特性として以下に示すRamberg-Osgoodタイプの応力-ひずみ関係を仮定し、これら係数を求めることとした。

$$\epsilon = f(\sigma) = \frac{\sigma}{E} \left( 1 + \frac{3}{7} \left( \frac{\sigma}{\sigma_{0.7E}} \right)^{n-1} \right) \dots\dots (3-05)$$

- $\epsilon$  : 軸ひずみ
- $\sigma$  : 軸応力
- $\sigma_{0.7E}$  : 応力-ひずみ曲線と0.7E  
が交わる点の応力
- $n$  : 応力-ひずみ曲線の滑らか  
さを表す指数



式(3-05)より、 $E_s$ 及び $E_t$ は $\sigma$ の関数として以下のように求まる。

$$E_s = \sigma / f(\sigma) = E \left( 1 + \frac{3}{7} \left( \frac{\sigma}{\sigma_{0.7E}} \right)^{n-1} \right)^{-1} \dots\dots (3-06)$$

$$E_t = 1 / f'(\sigma) = E \left( 1 + \frac{3}{7} n \left( \frac{\sigma}{\sigma_{0.7E}} \right)^{n-1} \right)^{-1} \dots\dots (3-07)$$

また、塑性範囲では体積ひずみが一定であることから $\nu_0$ は次式のようにになる。

$$\nu_0 = \frac{1}{2} + \frac{E_s}{E} \left( \nu - \frac{1}{2} \right) \dots\dots (3-08)$$

以上述べたように、塑性低減係数を決定するために必要となる $E_s$ 、 $E_t$ 及び $\nu_0$ は、 $E$ 、 $\sigma_{0.7E}$ 及び $n$ の3つの値から求められることになる。実際に円筒殻の座屈強度を評価する場合、 $E$ 及び $\sigma_{0.7E}$ は材料定数として与えられる( $\sigma_{0.7E}$ は降伏応力( $\sigma_y$ )より算出する)ので、 $n$ の値が決まれば塑性低減係数は求めることができる。そこで、実際に得られている応力-ひずみ関係と式(3-09)から計算した関係を比較することにより、 $n$ を決定することとした。

Fig. 3-1に、式(3-05)から求めた応力-ひずみ関係をいくつかの $n$ について試験結果と比較し示す。この図より、 $n=10$ とすれば実際の応力-ひずみ関係をほぼ保守的に近似

できると考えられるので、今後は  $n = 10$  として評価を進めていくこととする。

以上のように求めた各係数を式(3-04)に代入することにより、 $\eta_c$  を応力の関数として求める。ここで、求めたい  $\eta_c$  は座屈時のそれであることから、式(3-04)に代入する応力が計算により求めた  $\eta_c$  と  $\sigma_{cr,c}$  の積と等しくなるまではさみ打ち法による収束計算を行った。

Fig. 3-2 に、軸圧縮座屈に関する塑性低減係数 ( $\eta_c$ ) と  $R/t$  の関係を  $\sigma_y/E$  が異なる場合について示す。ここで、 $\sigma_y/E$  としては、高温におけるオーステナイト系ステンレス鋼を想定した 0.0005、常温におけるオーステナイト系ステンレス鋼を想定した 0.001 及びアルミニウム合金等を想定した 0.005 の 3 種類の値を用いた。この図に示したように、 $\eta_c$  は  $R/t$  が増加するとともに増加し 1 に漸近している。また、 $R/t$  が等しい場合、 $\sigma_y/E$  が大きなものほど  $\eta_c$  は大きくなり 1 に近づいている。 $\eta_c$  が増加し 1 に近づくということは座屈強度に対する塑性の影響が弱くなることを、逆に  $\eta_c$  が小さくなることは塑性の影響が強くなることを意味する。したがって、 $\eta_c$  を整理するには座屈強度に対する塑性の影響の度合いを示すパラメータとされている  $(\sigma_y/E) \cdot (R/t)$  (以降このパラメータを  $\lambda$  と呼ぶ) を用いるのが適当であると考えられる。そこで、このパラメータを用いて Fig. 3-2 の結果を整理し直した結果を、Fig. 3-3 に示す。この図より、3 種類の材料とも  $\lambda$  が増加するとともに  $\eta_c$  は 1 に近づくといったほぼ同様な傾向を示し、かつ  $\lambda$  が等しい場合は、 $\sigma_y/E$  が小さいほど  $\eta_c$  は 1 に近づくことがわかった。

### 3-2 せん断座屈に対する塑性低減係数の検討

軸圧縮座屈の場合と同様に、Gerard の手法を用いて導出したかなり長い円筒殻 ( $L/R > 15$ ) の振り座屈に関する塑性座屈評価式を以下に示す。

$$\tau_{cr,sp} = 0.272 (1 - \nu_p^2)^{-3/4} \cdot \frac{E_p t}{R} \quad \dots\dots (3-09)$$

式(3-09)は、以下に示す Donnell が求めた弾性座屈評価式中の  $E$  を  $E_p$  に  $\nu$  を  $\nu_p$  に置き換えた形になっている。

$$\tau_{cr,e} = 0.272 (1 - \nu^2)^{-3/4} \cdot \frac{E t}{R} \quad \dots\dots (3-10)$$

振り座屈の塑性低減係数 ( $\eta_\tau$ ) は、軸圧縮座屈の場合と同様に以下のように求められる。

$$\eta_\tau = \frac{\tau_{cr,sp}}{\tau_{cr,e}} = \left\{ \frac{(1 - \nu_p^2)}{(1 - \nu^2)} \right\}^{3/4} \cdot \frac{E_p}{E} \quad \dots\dots (3-11)$$

ただし、この塑性低減係数 ( $\eta_\tau$ ) は、かなり長い円筒殻に対するものであり、高速炉機器のせん断曲げ座屈評価には適用できない。そこで、Gerard による弾塑性振り座屈応力評価式の導出手法を、式(2-10)に示した八巻の式に適用し、以下に示すせん断座屈に対する塑性座屈評価式を導出した。ここで、弾性せん断座屈応力評価式として八巻の式を用いたのは、



この式が円筒殻の形状及び材料パラメータの積の形で表現されており、塑性低減係数が比較的簡単な形で表記できるためである。

式(2-10a), (2-10b)を形状パラメータ ( $R/t$ ,  $L/R$ ) を残して整理し直すと以下のようになる。

$$\sigma_{cr,sp} = 0.07708 \frac{\pi^2 E_s}{(1 - \nu_s^2)^{3/8}} \cdot \left(\frac{R}{t}\right)^{-5/4} \left(\frac{L}{R}\right)^{-1/2} \dots\dots (3-12)$$

式(3-12)に対してGerardの手法を適用し、弾塑性せん断座屈応力評価式を導出すると以下のようになる。

$$\sigma_{cr,sp} = 0.07708 \frac{\pi^2 E}{(1 - \nu^2)^{5/8}} \cdot \left(\frac{R}{t}\right)^{-5/4} \left(\frac{L}{R}\right)^{-1/2} \dots\dots (3-13)$$

したがって、純せん断座屈に関する塑性低減係数 ( $\eta_s$ ) は以下のように表せる。

$$\eta_s = \frac{\sigma_{cr,sp}}{\sigma_{cr,s}} = \left\{ \frac{(1 - \nu^2)}{(1 - \nu_s^2)} \right\}^{5/8} \cdot \frac{E_s}{E} \dots\dots (3-14)$$

軸圧縮の場合と同様、式(3-14)に示した  $\eta_s$  に対し軸圧縮の場合と同様Ramberg-Osgoodタイプの応力-ひずみ関係を仮定し収束計算によりこの係数を求めた。その結果を Fig. 3-4 に示す。ただし、この図においては、軸圧縮座屈において最も保守的 ( $\eta_s$  が小) な結果を与えた  $\sigma_s/E = 0.0005$  の場合についてのみ評価を行い、円筒殻長さ と半径の比 ( $L/R$ ) の影響を調べた。軸圧縮座屈の場合について求めた  $\eta_s$  と同様、 $\eta_s$  は  $\lambda$  が増加するとともに増加し 1 に近づいている。また、 $\lambda$  が等しい場合では、 $L/R$  が小さくなると  $\eta_s$  は 1 に近づいている。

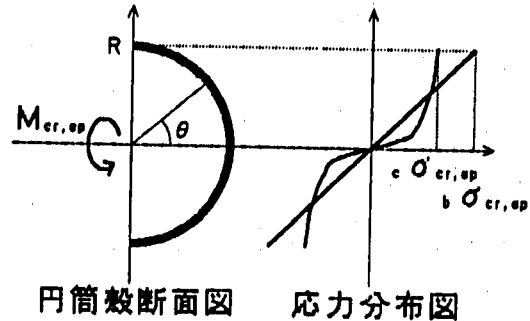
### 3-3 曲げ係数の検討

3-1 項で述べたように、弾性範囲においては軸圧縮座屈応力と曲げ座屈応力はほぼ等しい。弾塑性座屈の場合も両者は等しいものと考えられる。しかし、塑性を考慮した場合、曲げモーメントを受ける円筒殻の応力は断面内で非線形に分布するためこの影響を考慮する必要がある。つまり、等価線形応力分布を仮定することにより得られる座屈時の見かけの応力 ( $\sigma_{cr,sp}$ ) と実際の座屈応力 ( $\sigma_{cr,sp}$ ) は異なったものとなる。そこで、両者の比を曲げ係数 ( $\gamma$  係数) と定義し、 $\sigma_{cr,sp} = \gamma \cdot \sigma_{cr,sp}$  と弾塑性曲げ座屈応力を定義する。

$$y = \frac{b \sigma_{cr,ep}}{c \sigma_{cr,ep}} \quad \dots\dots (3-15a)$$

$$b \sigma_{cr,ep} = \frac{M_{cr,ep}}{z} \quad \dots\dots (3-15b)$$

- $b \sigma_{cr,ep}$  : 弾塑性曲げ座屈応力
- $c \sigma_{cr,ep}$  : 弾塑性軸圧縮座屈応力
- $M_{cr,ep}$  : 弾塑性曲げ座屈モーメント
- $z$  : 断面係数



ここで、 $M_{cr,ep}$ を求めるために、断面内の応力分布としてRamberg-Osgoodタイプの非線形分布を仮定した。また、上図に示したように、応力は曲げモーメントの中心軸に対する角度 ( $\theta$ ) の関数として次式で与えられるものとした。

$$R \cdot \sin \theta \cdot A = \frac{\sigma(\theta)}{E} \left\{ 1 + \frac{3}{7} \left( \frac{\sigma(\theta)}{\sigma_{0.7B}} \right)^{n-1} \right\} \quad \dots\dots (3-16)$$

式(3-16)が満足しなければならない境界条件は、

$$\sigma(0) = 0, \quad \sigma(\pi/2) = c \sigma_{cr,ep} \quad \dots\dots (3-17)$$

である。式(3-16), (3-17)より次式が求まる。

$$\sin \theta = \frac{\sigma(\theta)}{c \sigma_{cr,ep}} \cdot \left\{ 1 + \frac{3}{7} \left( \frac{c \sigma_{cr,ep}}{\sigma_{0.7B}} \right)^{n-1} \right\}^{-1} \cdot \left\{ 1 + \frac{3}{7} \left( \frac{\sigma(\theta)}{\sigma_{0.7B}} \right)^{n-1} \right\} \quad \dots\dots (3-18)$$

式(3-18)より得られる  $\sigma(\theta)$  を用いると、 $M_{cr,ep}$  は以下のようになる。

$$\begin{aligned} M_{cr,ep} &= 4 \int_0^{\pi/2} R \cdot \sin \theta \cdot \sigma(\theta) \cdot R t \cdot d\theta \\ &= 4 R^2 t \int_0^{\pi/2} \sin \theta \cdot \sigma(\theta) \cdot d\theta \quad \dots\dots (3-19) \end{aligned}$$

ここで、 $\sigma(\theta)$  は  $\theta$  について陽には解けないため、 $\theta = \pi/40$  毎にはさみ打ち法による収束計算を行い  $\sigma(\theta)$  を求め、式(3-19)を次式のように級数で近似することにより  $M_{cr,ep}$  を求める。

$$M_{\dots} = 4R^2 t \sum_0^p \frac{1}{2} \cdot \left[ \sin\left(\frac{\pi}{40}i\right) \cdot \sigma\left(\frac{\pi}{40}i\right) + \sin\left(\frac{\pi}{40}(i+1)\right) \cdot \sigma\left(\frac{\pi}{40}(i+1)\right) \right] \dots\dots (3-20)$$

式(3-15)及び(3-22)より、y 係数は以下のようになる。

$$y = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{S}{\sigma_{\dots}} \dots\dots (3-21a)$$

ただし、

$$S = \sum_0^p \frac{1}{2} \cdot \left[ \sin\left(\frac{\pi}{40}i\right) \cdot \sigma\left(\frac{\pi}{40}i\right) + \sin\left(\frac{\pi}{40}(i+1)\right) \cdot \sigma\left(\frac{\pi}{40}(i+1)\right) \right] \dots\dots (3-21b)$$

である。

先に述べたように、y 係数は円筒殻のある断面の応力分布が塑性化によりどの程度非線形になっているかを示す係数である。したがって、材料の塑性化の程度を表すパラメータ ( $\sigma_{\dots}/E$ ) を用いて y 係数を整理することを試みた。

Fig. 3-5 に、y 係数と  $\sigma_{\dots}/E$  の関係を  $R/t = 50 \sim 1000$  について示す。この図に示したように、y 係数は  $\sigma_{\dots}/E$  が増加するとともに減少し 1 に漸近しているが、その傾向は半径板厚比 ( $R/t$ ) によりわずかに異なっている。 $R/t$  が y 係数に影響を与えるのは、式(3-21a)の右辺の分母 ( $\sigma_{\dots}$ ) が  $R/t$  により変化するためである。したがって、ここでは  $R/t$  の影響を考慮し  $\sigma_{\dots}/E$  の関数として y 係数を次式で表すこととした。

$$y = 1 + 0.2732 \cdot \exp \{-165 \cdot (R/t)^{0.5} \cdot \sigma_{\dots}/E\} \dots\dots (3-22)$$

上式を決定するに当たり、弾性範囲 ( $\sigma_{\dots}/E$ : 無限大) では  $y = 1$  となり、完全塑性状態 ( $\sigma_{\dots}/E = 0$ ) では全断面降伏するため  $4/\pi$  となることを考慮した。

式(3-22)は、塑性低減係数を整理したパラメータ  $\lambda$  を用いて以下のように書き直すことができる。

$$y = 1 + 0.2732 \cdot \exp \{-165 \cdot (R/t)^{0.5} \cdot \lambda\} \dots\dots (3-23)$$

Fig. 3-6 に Fig. 3-5 の結果を  $\lambda$  を用いて整理し直した結果及び式(3-23)による近似結果を示す。この図により、 $R/t = 50 \sim 1000$  の範囲において、y 係数は式(3-23)で充分保守的に近似できることが確かめられた。

### 3-4 初期不整低減係数の検討

$\eta_c$ ,  $\eta_s$ , 及び y を取り入れた弾塑性座屈評価式においては、対象とする円筒殻に初期形状不整は無いものと仮定しているため、この評価式による計算結果は初期不整の影響分だけ

試験結果より小さくなると予想される。そこで、その影響を初期不整による低減係数 ( $\alpha$ ) として評価式に取り入れ評価する。 $\alpha$ を次式で定義する。

$$\alpha = \frac{Q_{cr}}{Q_{cr,exp}} \quad \dots\dots (3-24)$$

$Q_{cr}$  : 初期不整を考慮した弾塑性座屈荷重

$Q_{cr,exp}$  : 初期不整のない場合の弾塑性理論座屈荷重

式(3-24)中の $Q_{cr,exp}$ を求める場合、せん断及び曲げ座屈の生ずる箇所が異なっていることから両者の相互作用はないものと仮定した。つまり、以下に示すように曲げ及びせん断の理論式による結果の小さな方の値を、円筒殻のせん断曲げ座屈に関して用いることとした。

$$Q_{cr,exp} = \min \left( \sigma_{cr,exp} \cdot \frac{\pi R^2 t}{L}, \tau_{cr,exp} \cdot \pi R t \right) \quad \dots\dots (3-25)$$

式(3-24)より、 $\alpha$ を求めるためには $Q_{cr}$ の値が必要となる。ここでは、 $Q_{cr}$ を理論的に求めることが難しいため、これに代わって試験により得られた座屈荷重 ( $Q_{cr,exp}$ ) から $\alpha$ を求めることとした。

$Q_{cr,exp}$ には以下に示す座屈試験データベースの値を用いた。データベースの選択基準は、形状パラメータ範囲がFBR炉容器のそれと近いこと、固定端から載荷位置までの距離(H)が試験体長さ(L)と等しいこと、そして材料定数が明確なこととした。

① PNC<sup>(17)</sup> ;

SUS304鋼製薄肉円筒殻にせん断荷重が作用する場合の座屈試験データ。試験結果の大部分は弾塑性座屈であり、曲げ支配型及びせん断支配型座屈を含んでいる。

② G.D.Galletly<sup>(18)</sup> ;

鋼製薄肉短円筒殻にせん断荷重が作用する場合の座屈試験データ。試験結果はせん断支配型弾塑性座屈である。

③ CRIEPI (Central Research Institute of Electric Power Industry)<sup>(19)</sup> ;

SUS304鋼製薄肉円筒殻にせん断荷重が作用する場合の座屈試験データ。試験は室温及び高温(500°C)で行われており、座屈モードはせん断支配型である。

④ H. Hangai<sup>(20)</sup> ;

鋼製薄肉円筒殻にせん断荷重が作用する場合の座屈試験データ。試験体の長さを変化させ、座屈モードと変形状の関係について調べている。

Fig. 3-7に、各データベースで用いた円筒殻の形状パラメータ分布状態を示す。図の横軸は円筒殻の長さ半径比(L/R)、縦軸は半径板厚比(R/t)である。この図に示

したように、対象とした円筒殻の形状パラメータは、 $R/t \approx 80 \sim 420$ 、 $L/R \approx 0.7 \sim 4.8$ の範囲に分布しており、せん断及び曲げ支配型座屈を含んでいる。

次に、データベースにおける座屈挙動に及ぼすの塑性の影響の程度を調べるため、 $\lambda$ に対する分布状態を調べた。その結果を Fig. 3-8 に示す。この図に示したように、試験結果は  $\lambda \approx 0.1 \sim 0.6$  の範囲に分布していることから、今回に用いた座屈試験データは塑性の影響が強い場合の試験結果であると判断した。

以上のようなデータベースを用い、 $Q_{cr,exp}$  と  $Q_{cr,theo}$  の比 ( $\alpha_{exp}$ ) を  $\lambda$  で整理した結果を Fig. 3-9 に示す。この図より、 $\alpha_{exp}$  は  $\lambda$  に対し若干負の傾きを持ちながら、ほぼ一定の幅 (0.5程度) で分布していることがわかる。この傾きの原因としては、初期不整の影響が  $\lambda$  に依存して変化することが考えられる。つまり、座屈が弾性的に生ずるようになる ( $\lambda$  が増加する) と初期不整の影響が強くなり、計算結果に対し試験結果が小さくなる。また、 $\alpha_{exp}$  が 1 を越えているデータが存在するのは、 $\eta$  及び  $y$  を  $\lambda$  の関数として保守的に近似したこと起因していると考えられる。

ここで、Fig. 3-9 に示した範囲における  $\alpha_{exp}$  との  $\lambda$  の関係を求めることにより、 $\alpha$  を  $\lambda$  の関数として表記することを試みた。弾性座屈も含めた広い範囲を考えると  $\alpha_{exp}$  は  $\lambda$  に対し非線形に分布すると思われるが、今回検証に用いた試験データから非線形の表示式を作り出すことには無理があるので、ここでは簡単のため直線的に変化していると見なし、 $\lambda$  に対する  $\alpha$  の平均的傾向 ( $\alpha_{av}$ ) を最小自乗法を用いて以下のように求めた。

$$\alpha_{av} = -0.4563\lambda + 1.047 \quad \dots\dots (3-26)$$

式(3-26)で求めた  $\alpha_{av}$  を  $Q_{cr,theo}$  に乗じた値を用いて  $Q_{cr,exp}$  を評価し  $\lambda$  で整理した結果を Fig. 3-10 に示す。この図に示したように  $\alpha_{av}$  を用いることにより評価結果は  $\lambda$  に関し一定になっており、初期不整の影響の  $\lambda$  に対する依存性は式(3-26)で表記できることが確認できた。しかしながら、 $\alpha_{av}$  の表示式は今後さらに改善の余地があると考えられる。

この図において、各評価結果のばらつきは、試験に用いた円筒殻の製作精度及び計測の信頼性、初期不整の位置や大きさといった不明確な要因によるものと考えられる。簡易評価法による予測結果は、これらのばらつきを含めたかたちで試験結果を包絡するように定める必要がある。そこで、確率論的手法を用いてこれらのばらつきを評価し、保守的な包絡の条件として一般に用いられている 95% 信頼下限値を評価式が与えるような係数  $\alpha$  を導入する。上記の要因による座屈荷重のばらつきが対数正規分布するものと仮定し、座屈を生じる確率 (以下、破損確率:  $P$  と呼ぶ) と係数  $\alpha$  の関係を調べた。その結果を Fig. 3-11 に示す。図の横軸は試験結果と予測値の比の対数、縦軸は累積確率である。この図において、破損確率 ( $P$ ) は、評価結果と累積確率の間に最小自乗法を適用し求めた直線と評価結果が 1 となる直線の交点の累積確率として与えられる。例えば、 $\alpha_{av}$  を用いて場合 (図中■で示す)、 $P=50\%$  となっている。一方、95% 信頼下限値を与える係数  $\alpha$  は、 $P=5\%$  となるように  $\alpha_{av}$  を用いた場合の直線を横軸方向に平行移動させることにより求められる。このようにして求めた  $\alpha$  は以下ようになる。

$$\alpha = -0.3907\lambda + 0.8964 \quad \dots\dots (3-27)$$

3-5 簡易座屈評価式の検証

以上求めてきた各種係数を用いて作成した初期不整を考慮した弾塑性座屈応力評価式をまとめて以下に示す。

$$Q_{cr} = \alpha \cdot Q_{cr,sp} \quad \dots\dots (3-28a)$$

$$\alpha = -0.3907\lambda + 0.8964 \quad \dots\dots (3-28b)$$

$$Q_{cr,sp} = \min \left( {}_b\sigma_{cr,sp} \cdot \frac{\pi R^2 t}{L}, {}_s\tau_{cr,sp} \cdot \pi R t \right) \quad \dots\dots (3-28c)$$

$${}_b\sigma_{cr,sp} = y \cdot \eta_c \cdot {}_c\sigma_{cr,s} \quad \dots\dots (3-28d)$$

$${}_s\tau_{cr,sp} = \eta_s \cdot {}_s\tau_{cr,s} \quad \dots\dots (3-28e)$$

$${}_c\sigma_{cr,s} = \frac{1}{\{3(1-\nu^2)\}^{1/2}} \cdot \frac{E t}{R} \quad \dots\dots (3-28f)$$

$${}_s\tau_{cr,s} = 0.07708 \frac{\pi^2 E}{(1-\nu^2)^{1/2}} \cdot \left(\frac{R}{t}\right)^{-5/4} \left(\frac{L}{R}\right)^{-1/2} \quad \dots\dots (3-28g)$$

$$y = 1 + 0.2732 \cdot \exp(-165 \cdot (R/t)^{-0.6} \cdot \lambda) \quad \dots\dots (3-28h)$$

$$\eta_c = \left\{ \frac{(1-\nu^2)}{(1-\nu_s^2)} \right\}^{1/2} \cdot \frac{(E_s \cdot E_t)^{1/2}}{E} \quad \dots\dots (3-28i)$$

$$\eta_s = \left\{ \frac{(1-\nu^2)}{(1-\nu_s^2)} \right\}^{5/8} \cdot \frac{E_s}{E} \quad \dots\dots (3-28j)$$

$$E_s = E \left\{ 1 + \frac{3}{7} \left( \frac{\sigma}{\sigma_{0.7E}} \right)^{n-1} \right\}^{-1} \quad \dots\dots (3-28k)$$

$$E_t = E \left\{ 1 + \frac{3}{7} n \left( \frac{\sigma}{\sigma_{0.7E}} \right)^{n-1} \right\}^{-1} \quad \dots\dots (3-28l)$$

$$\nu_s = \frac{1}{2} + \frac{E_s}{E} \left( \nu - \frac{1}{2} \right) \quad \dots\dots (3-28m)$$

$$n = 10 \quad \dots\dots (3-29n)$$

座屈試験結果を式(3-28)を用いて評価した結果を $\lambda$ で整理した結果をFig. 3-12に示す。評価結果は $\lambda$ に対しほぼ一定の範囲(1~1.5)で分布していることから、 $\lambda \leq 0.6$ となる範囲の円筒殻に対し本評価式は充分適用できることが確かめられた。

さらに、せん断曲げ相互作用の影響は無視できるとした仮定の真偽を確かめるため、評価結果を円筒殻長さ(L)と半径(R)の比(L/R)で整理し、評価結果に及ぼす座屈モードの影響を調べた。その結果をFig. 13に示す。図の左側がせん断座屈が支配的な領域、右側が曲げ座屈が支配的な領域である。この図に示したように、評価結果はL/Rに依存していないことから、座屈モードによる初期不整低減係数の違いやせん断曲げ相互作用の影響は無視できる程度であると判断した。ただし、相互作用について検討はまだ十分ではないことから、今後も相互作用の有無や座屈強度に及ぼす影響についての検討を続けていく。

次に、本研究において提案した評価式から得られる曲げ及びせん断座屈応力が $\lambda$ に対しどのように変化するかを調べた。その結果をFig. 3-14, 15に示す。図の縦軸には座屈応力を降伏応力で無次元化したものを横軸には $\lambda$ をとり、各評価式は $\sigma_y/E=0.0015$ として計算した。また、図中には比較のために電中研の評価式<sup>(21)</sup>による計算結果も示した。電中研の評価式は、弾性座屈応力評価式(NASAの式, Timoshenkoの式)による計算結果と降伏応力との間にn乗相関式を適用し、弾塑性座屈応力を求めるものである。

この図より、曲げ及びせん断座屈に対し、本研究で提案した評価式は保守性を確保しつつ $\lambda$ に対する座屈応力の傾向を良く表していることがわかる。これに対し、既存の評価式による結果は、 $\lambda$ に対する傾向はある程度表しているが降伏応力近傍の傾向が異なっていることがわかる。また、いくつかの試験データに対し非保守的な評価結果となっていた。しかし、この付近の試験データが不足しているため、一概に評価式の優劣を決定することはできない。したがって、今後更に検証用データを拡充し評価式をより高度化していく必要があると考える。

## 第 4 章 簡易座屈評価式と座屈安全係数

高速炉機器の設計においてはプラントの運転状態に応じた安全係数が定められており、「高速原型炉第1種機器の高温構造設計方針」では、時間に依存しない座屈の安全係数としてTable 4-1に示す値が適用される。

Table 4-1 「高速原型炉第1種機器の高温構造設計方針」の  
時間に依存しない座屈の安全係数

	荷重制御型座屈に関する荷重の安全係数
設計条件	3.0
運転状態 I	3.0
運転状態 II	3.0
運転状態 III	2.5
運転状態 IV	1.5
試験状態	2.25

合理的な座屈設計を行うためには、作成した座屈評価式が適切な評価を与えると同時に座屈安全係数が適切に設定されていることが肝要である。そこで、前章に示した座屈評価式に対して現行の安全係数を適用した場合の破損確率について検討を行う。

Table 4-2にTable 4-1の安全係数を適用した場合の破損確率を示す。

Table 4-2 安全係数に対する破損確率

	安全係数	破損確率
設計条件	3.0	$2.14 \times 10^{-39}$
運転状態 I	3.0	$2.14 \times 10^{-39}$
運転状態 II	3.0	$2.14 \times 10^{-39}$
運転状態 III	2.5	$2.22 \times 10^{-39}$
運転状態 IV	1.5	$1.76 \times 10^{-9}$
試験状態	2.25	$2.71 \times 10^{-24}$

この表から、現行の安全係数を適用した場合十分すぎるほどの安全裕度が確保されており、設計合理化の見地から安全係数の切り詰めが可能なことがわかる。ただし、安全係数の合理化を実施するためには、今後検証用データベースを拡充し評価式が有する精度及び信頼性を十分確認していくとともに、破損確率に対する定量的なコンセンサスの形成が必要であると考えられる。



## 第 5 章 結 言

薄肉円筒殻のせん断曲げ座屈に対する簡易座屈評価式を作成し、既存の座屈試験結果を用いて検証した。評価式の作成においては座屈挙動に及ぼす塑性及び初期形状不整の影響を考慮し、それぞれの影響を円筒殻の形状及び材料によって決定される係数として表記した。また、本評価式の検証には、社内及び公表されている外部の座屈試験結果を用いた。その結果、塑性の影響が強い範囲 ( $\lambda = 0 \sim 0.6$ ) のせん断曲げ座屈に対して本評価式が95%信頼下限値を与えることを確認した。したがって、本評価式は大型炉の炉容器の設計に対し充分適用できると考える。

本報告書において塑性の影響については、塑性低減係数として理論的に導出することができたが、初期不整の影響については不確定な要因が多いため理論的な導出ができず、試験データに基づいた決定方法をとることになった。このため、初期不整低減係数の信頼性は検証に用いた試験データの影響を受けることになった。したがって、今後は検証用データベースを拡充するとともに有限要素法を用いた詳細座屈解析を実施し、 $\alpha$ の基本的な挙動をより適切に把握することにより評価式の信頼性を向上させることが必要であると考えられる。

また、本評価式において塑性低減係数を求める場合収束計算を行うことが必要であるが、評価式を基準化していくためにはこのような複雑な計算は避けるべきである。したがって、今後は曲げ係数や初期不整低減係数と同様塑性低減係数についても、円筒殻の形状や材料によって決定されるパラメータの関数として表記することにより、評価式全体の計算を簡易化することを検討していく。

## 参 考 文 献

- ( 1 ) S. P. Timoshenko and J. M. Gere; Theory of elastic stability, Additional McGraw-Hill International Student Editions-Second Edition, (1961).
- ( 2 ) P. Seide and V. I. Weingarten; On the Buckling of circular cylindrical shells under pure bending, J. Applied Mech. Trans. ASME, Vol. 28, No. 1, (1961).
- ( 3 ) NACA; Buckling of Thin-walled circular cylinder, SP-8007, Sept. (1965).
- ( 4 ) N. Yamaki; Elastic stability of circular cylindrical shells, North-Holland Series in Applied Mathematics and Mechanics, (1984).
- ( 5 ) L. H. Donnell; Stability of thin-walled tubes under torsion, NACA Report No. 479, (1933).
- ( 6 ) P. P. Bijlaard; Theory and tests on the plastic stability of plates and shells, Journal of the Aeronautical Sciences, Sept. (1949).
- ( 7 ) G. Gerard; Compressive and torsional buckling of thin-wall cylinders in yield region, NACA Technical Note No. 3726, (1956).
- ( 8 ) S. Gellin; Buckling of cylindrical shells in the plastic range, Thesis for ph. D Harvard University, Nov. (1976).
- ( 9 ) G. Gerard; Handbook of structural stability Part III-buckling of curved plates and shells, NACA Technical Note 3783, (1957).
- (10) E. E. Lundquist; Strength tests on thin-walled duralumin cylinders in combined transverse shear and bending, NACA Technical Notes No. 523, (1935).
- (11) 動力炉・核燃料開発事業団; 高速増殖原型炉原子炉格納容器耐震専門委員会報告書 (PNC SN241 83-23), MAR. (1984).
- (12) Structural Stability Reseach Council; Guide to stability design criteria for metal structures, (ed. B. Johnston) John Wiley & Sons, (1976).
- (13) ASME Code Case N-284; Metal containment shell buckling design methods, Section III, Division 1, Class MC, (1986).

- (14) 岩田；構造工学（その2），高速増殖炉工学基礎講座，原子力工業，第36巻，第7号，（1990）。
- (15) 岩田；円筒殻の軸圧縮座屈および曲げ座屈の設計評価法の検討（未発行報告書），動力炉・核燃料開発事業団。
- (16) F. R. Shanley; Inelastic Column Theory, Journal of the Aeronautical Sciences, Vol. 14, No. 5, (1947).
- (17) 中村他；薄肉円筒殻のせん断曲げ座屈試験（未発行報告書），動力炉・核燃料開発事業団。
- (18) G. D. Galletly and J. Blachut; Plastic buckling of short vertical cylindrical shells subjected to horizontal edge shear loads, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 107, May (1985).
- (19) S. Matsuura, H. Nakamura, Y. Sawada, S. Ogiso, M. Suzuki and Y. Ooka; Shear buckling of 304S.S. cylinders having radius-to-thickness ratio of 100 thru 400 transverse shearing loads, SMIRT10, (1989).
- (20) G. Sai, T. Tanami and H. Hangai; 水平力を受ける塔状型円筒シェルの破壊（スチール製試験体の破壊実験），第35回応用力学連合講演会，（1985）。
- (21) S. Matsuura, H. Nakamura, S. Ogiso, Y. Ooka and H. Akiyama; Buckling Strength Evaluation of FBR Main Vessels under Lateral Seismic Loads, SMiRT11, (1991).

附録 薄肉円筒殻のせん断曲げ座屈の収集データ一覧

No.	MATERIAL	T(°C)	E, kg/mm <sup>2</sup>	$\nu$	$\sigma_y$ , kg/mm <sup>2</sup>	$\tau_y$ , kg/mm <sup>2</sup>	R, mm	t, mm	L, mm	R/t	L/R	Q <sub>cr</sub> , kg	REF.
1	SUS304L	R. T.	20200	0.266	31.69	18.30	250.0	3.0	1000.0	83.3	4.0	19300	1
2	SUS304L	R. T.	20000	0.266	30.08	17.37	250.0	1.5	250.0	166.7	1.0	18700	1
3	SUS304L	R. T.	20000	0.266	30.08	17.37	250.0	1.5	500.0	166.7	2.0	14700	1
4	SUS304L	R. T.	20000	0.266	30.08	17.37	250.0	1.5	1000.0	166.7	4.0	8000	1
5	SUS304L	R. T.	20130	0.266	27.66	15.97	250.0	1.2	250.0	208.3	1.0	11250	1
6	SUS304L	R. T.	20130	0.266	27.66	15.97	250.0	1.2	500.0	208.3	2.0	9810	1
7	SUS304L	R. T.	20130	0.266	27.66	15.97	250.0	1.2	1000.0	208.3	4.0	4730	1
8	SUS304L	R. T.	19070	0.266	30.10	17.38	250.0	1.0	500.0	250.0	2.0	6800	1
9	SUS304L	R. T.	19070	0.266	30.10	17.38	250.0	1.0	500.0	250.0	2.0	8180	1
10	SUS304L	R. T.	19070	0.266	30.10	17.38	250.0	1.0	1000.0	250.0	4.0	4100	1
11	SUS304L	R. T.	19530	0.266	24.19	13.97	250.0	0.8	1000.0	312.5	4.0	2310	1
12	STEEL(*1)	R. T.	20408	0.300	30.40	17.55	150.4	0.8	150.4	188.0	1.0	5747	2
13	STEEL(*1)	R. T.	20408	0.300	30.40	17.55	150.4	0.8	150.4	188.0	1.0	5477	2
14	STEEL(*1)	R. T.	19898	0.300	23.68	13.67	150.0	1.0	150.0	150.0	1.0	6443	2
15	STEEL(*1)	R. T.	19898	0.300	23.68	13.67	150.0	1.0	150.0	150.0	1.0	6347	2
16	STEEL(*1)	R. T.	20408	0.300	28.99	16.73	150.0	1.2	150.0	125.0	1.0	9694	2
17	STEEL(*1)	R. T.	20408	0.300	28.99	16.73	150.0	1.2	150.0	125.0	1.0	9290	2
18	STEEL(*2)	R. T.	19388	0.300	42.42	24.49	150.0	1.0	150.0	150.0	1.0	8175	2
19	STEEL(*2)	R. T.	19388	0.300	42.42	24.49	150.0	1.0	150.0	150.0	1.0	8752	2
20	STEEL(*2)	R. T.	19898	0.300	36.41	21.02	150.0	1.2	150.0	125.0	1.0	9406	2
21	STEEL(*2)	R. T.	19898	0.300	36.41	21.02	150.0	1.2	150.0	125.0	1.0	10329	2
22	STEEL(*2)	R. T.	19898	0.300	36.41	21.02	151.2	1.2	110.4	126.0	0.7	11284	2
23	STEEL(*2)	R. T.	19388	0.300	42.42	24.49	151.0	1.0	110.2	151.0	0.7	9294	2
24	STEEL(*2)	R. T.	19898	0.300	36.41	21.02	154.8	1.2	185.8	129.0	1.2	10183	2
25	STEEL(*2)	R. T.	19388	0.300	42.42	24.49	155.0	1.0	186.0	155.0	1.2	8546	2
26	SUS304	R. T.	21500	0.300	30.70	17.72	400.0	4.0	400.0	100.0	1.0	87191	3
27	SUS304	500	17600	0.300	18.90	10.91	400.0	4.0	400.0	100.0	1.0	58077	3
28	SUS304	R. T.	21700	0.300	29.40	16.97	500.0	3.0	500.0	166.7	1.0	72901	3
29	SUS304	500	16900	0.300	16.20	9.35	500.0	3.0	500.0	166.7	1.0	42072	3
30	SUS304	500	15700	0.300	15.10	8.72	500.0	2.5	500.0	200.0	1.0	31090	3
31	SUS304	R. T.	18900	0.300	26.00	15.01	500.0	1.2	500.0	416.7	1.0	14137	3
32	SUS304	R. T.	18900	0.300	26.00	15.01	500.0	1.2	500.0	416.7	1.0	14137	3
33	SUS304	500	15600	0.300	15.70	9.06	500.0	1.2	500.0	416.7	1.0	10463	3
34	SUS304	500	15600	0.300	15.70	9.06	500.0	1.2	500.0	416.7	1.0	9606	3
35	STEEL	R. T.	19900	0.300	18.30	10.57	150.0	1.0	712.0	150.0	4.7	1723	4
36	STEEL	R. T.	19900	0.300	18.30	10.57	150.0	1.0	575.0	150.0	3.8	2538	4
37	STEEL	R. T.	19900	0.300	18.30	10.57	150.0	1.0	275.0	150.0	1.8	5277	4

\*1 MILD STEEL

\*2 STRUCTURAL STEEL(with some strain-hardening)

## REFERENCES

- 1 中村他；薄肉円筒殻のせん断曲げ座屈試験（未発行報告書），動力炉・核燃料開発事業団。
- 2 G. D. Galletly and J. Blachut; Plastic buckling of short vertical shells subjected to horizontal edge shear loads, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 107, May(1985).
- 3 S. Matsuura, H. Nakamura, Y. Sawada, S. Ogiso, M. Suzuki and Y. Ooka; Shear buckling of 304S. S. cylinders having radius-to-thickness ratio of 100 thru 400 transverse shearing loads, SMiRT10(1989).
- 4 G. Sai, T. Tanami and H. Hangai; 水平力を受ける塔状円筒シェルの破壊（スチール製試験体の破壊実験）第35回応用力学連合講演会, (1985).

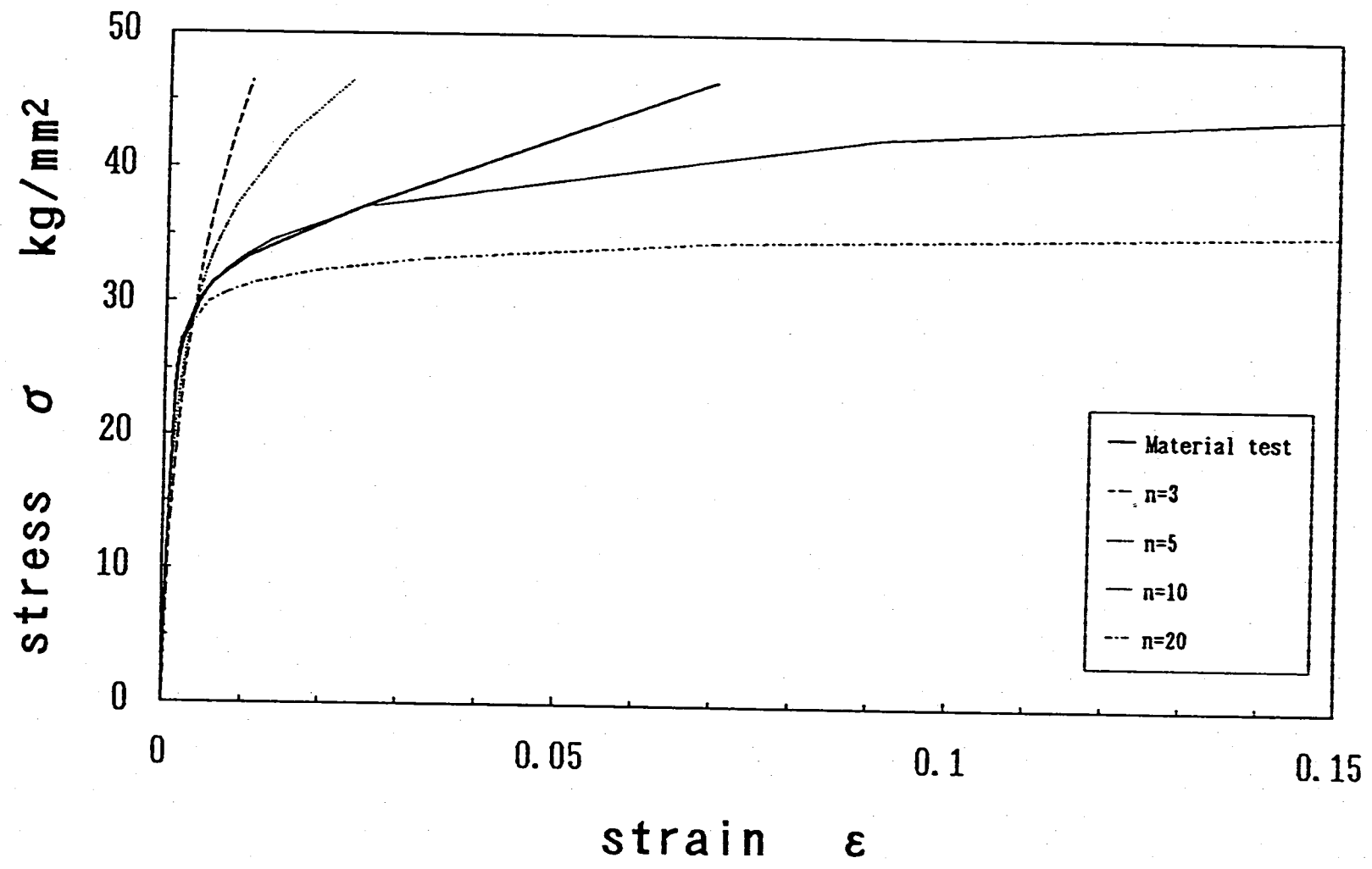


Fig.3- 1 Comparison of stress-strain curves of Ramberg-Osgood type with material test.

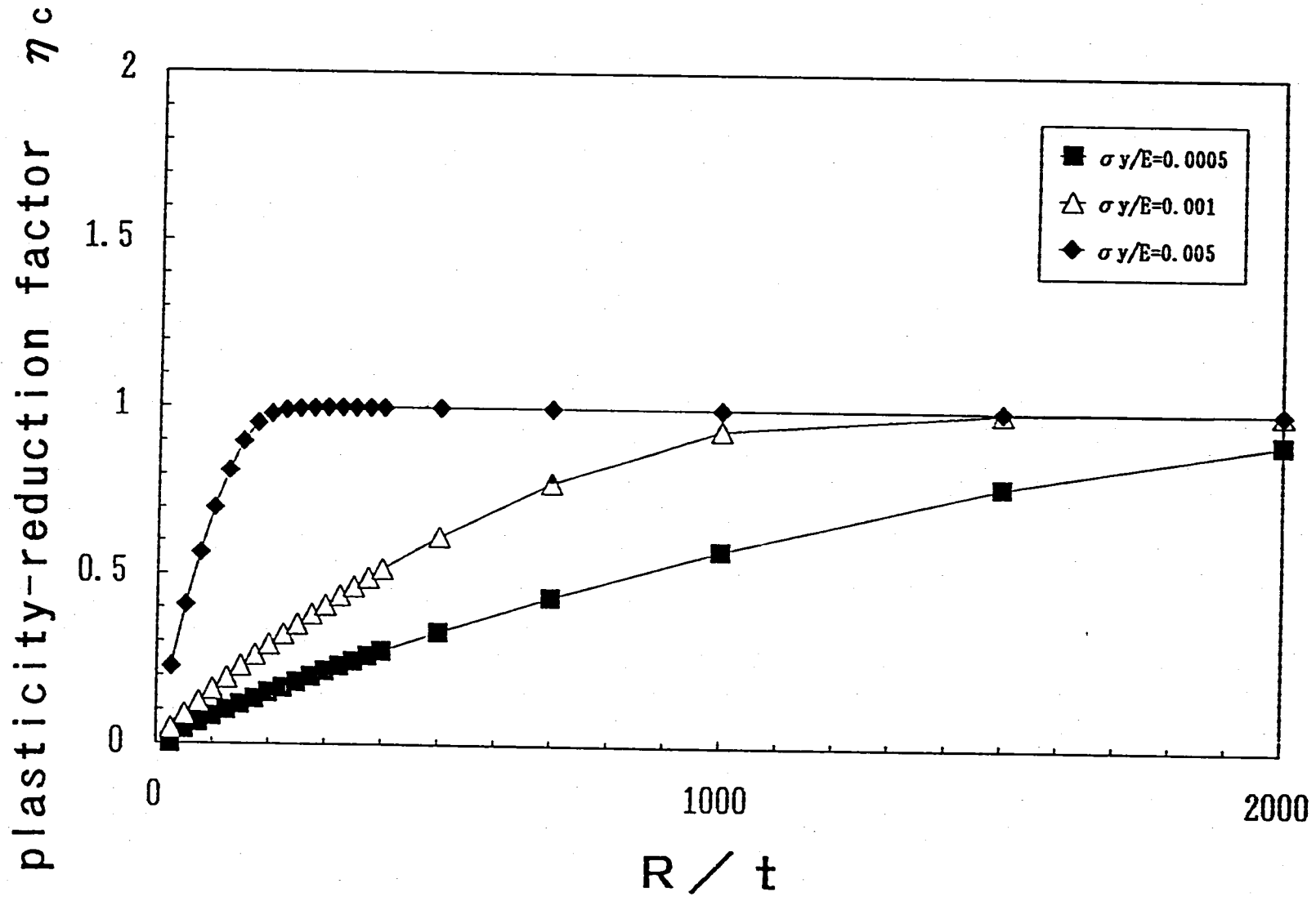


Fig. 3- 2 Plasticity-reduction factors( $\eta_c$ ) versus shell parameter( $R/t$ ) for axial compressive buckling.

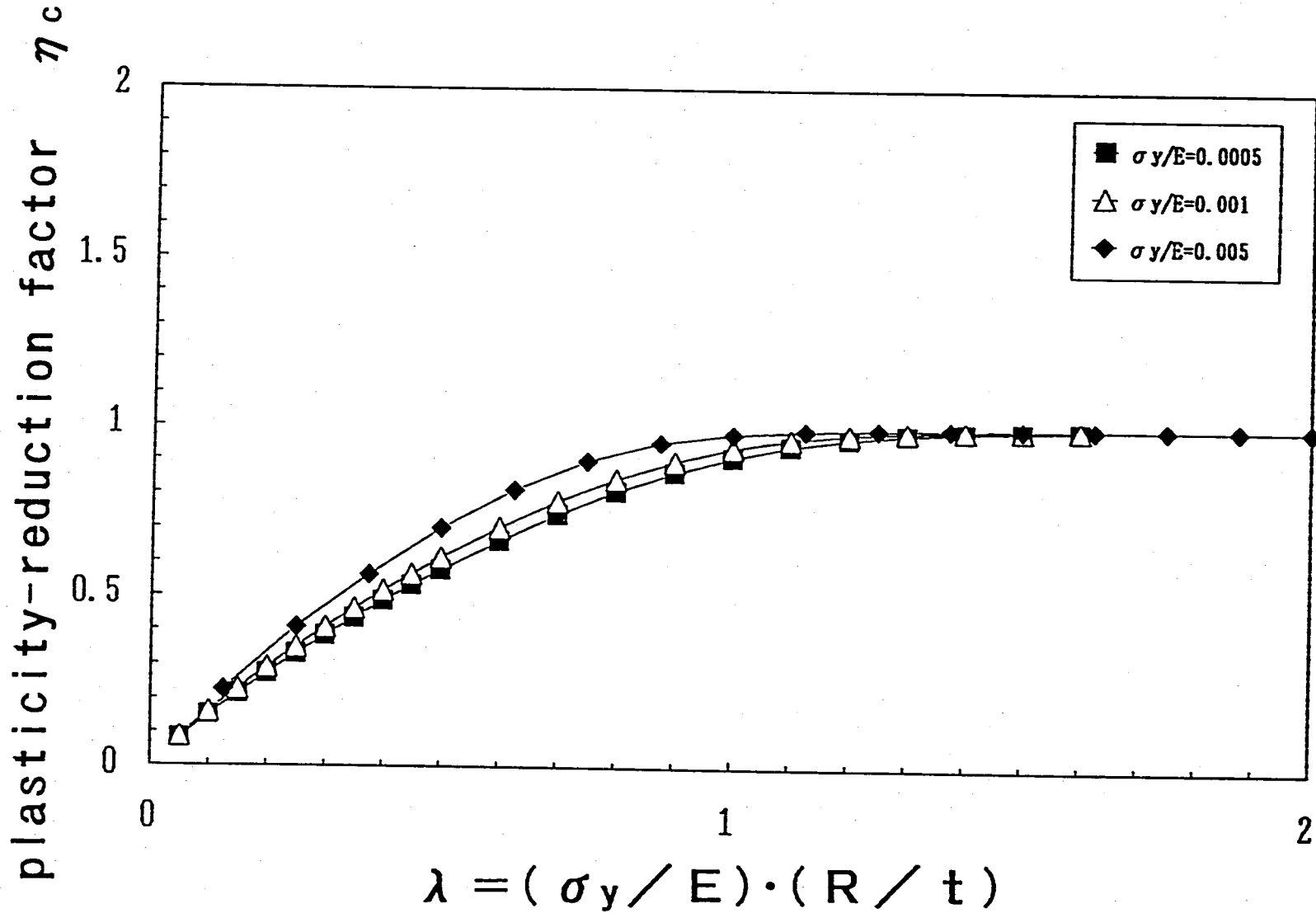


Fig. 3- 3 Plasticity-reduction factors( $\eta_c$ ) versus  $\lambda$  for axial compressive buckling.

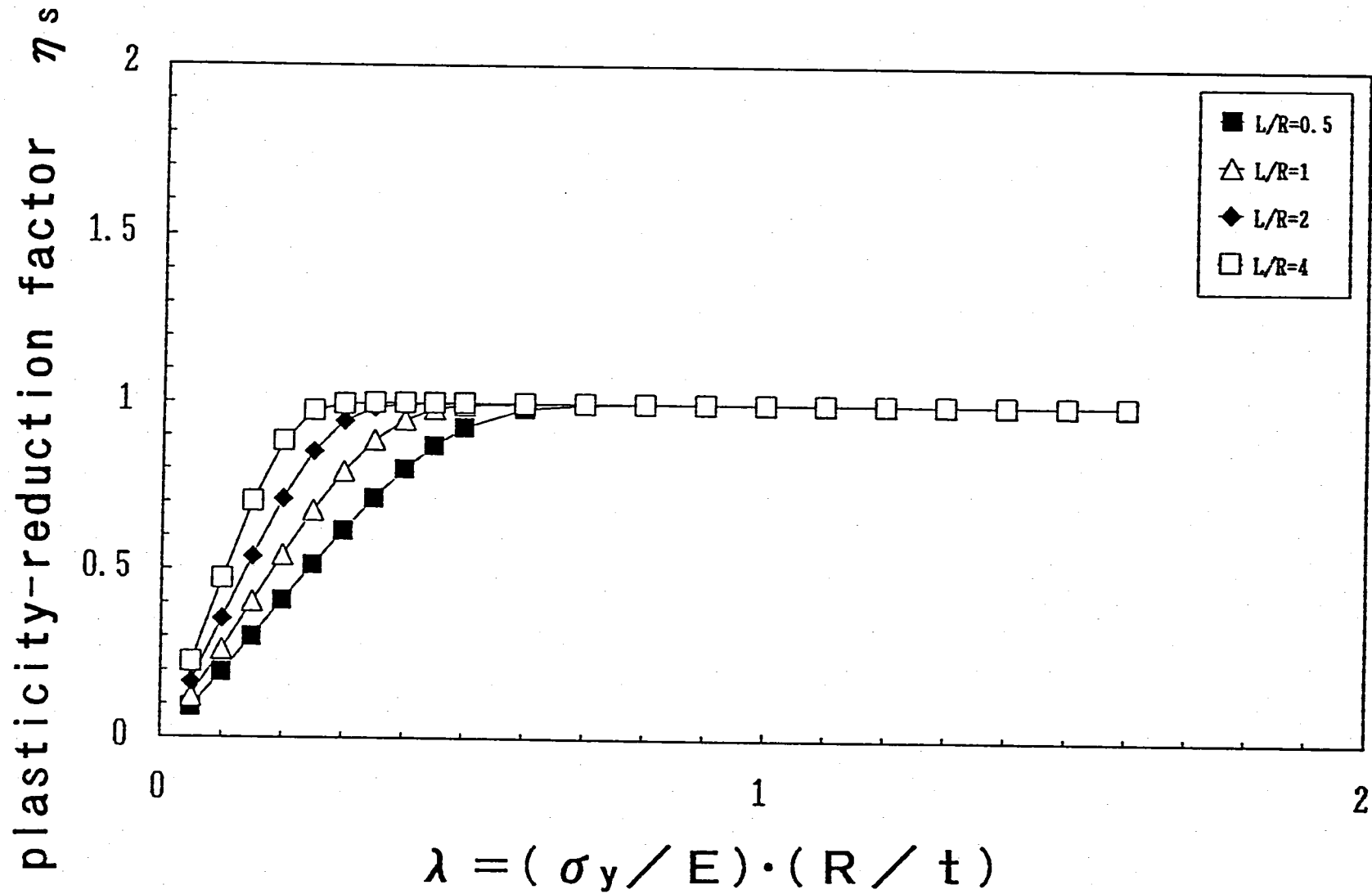


Fig. 3- 4 Plasticity-reduction factors( $\eta_s$ ) versus  $\lambda$  for shear buckling.  
( $\sigma_y/E=0.0005$ )



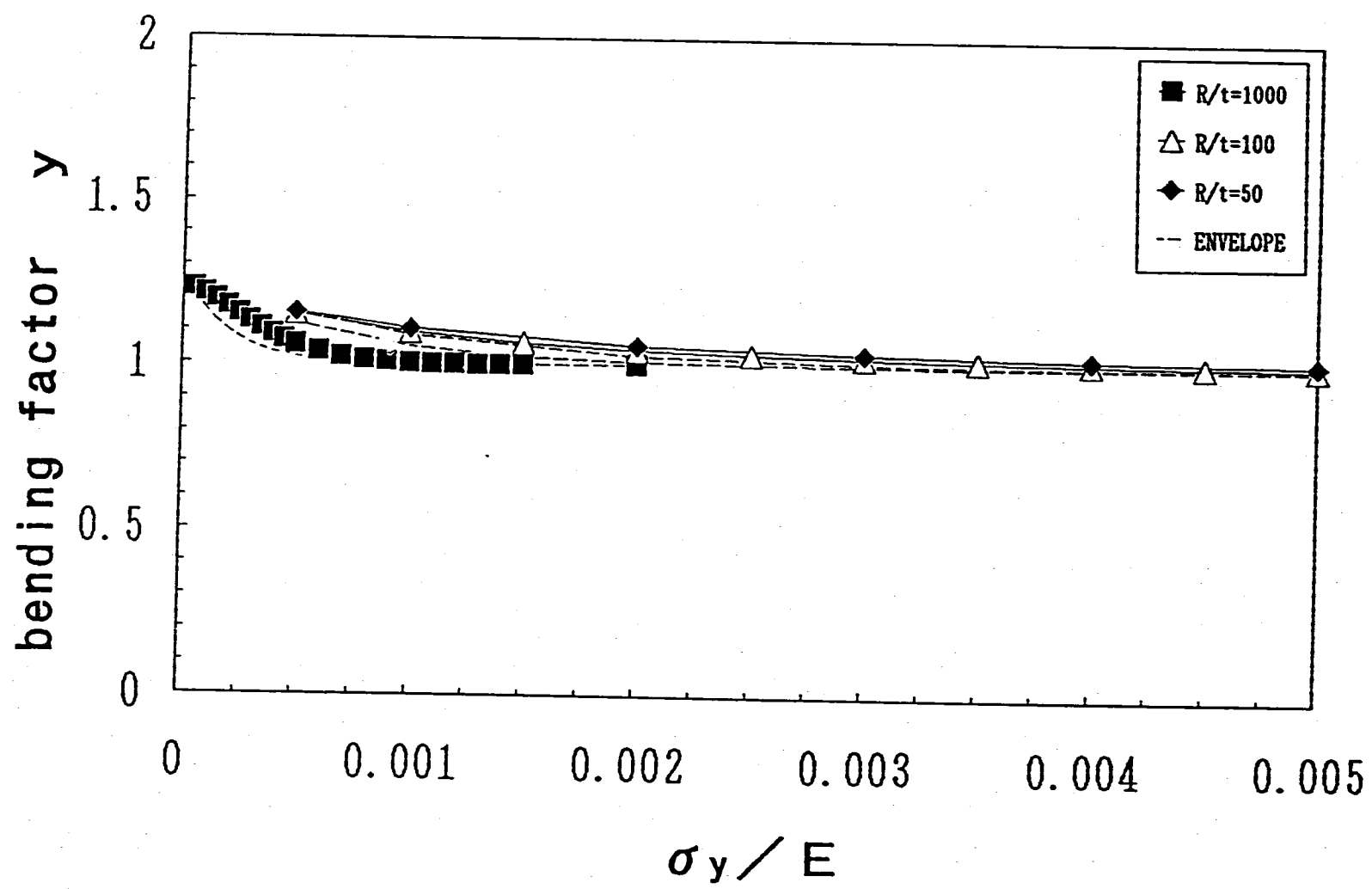


Fig. 3- 5 Bending factors( $y$ ) versus  $\sigma_y/E$ .

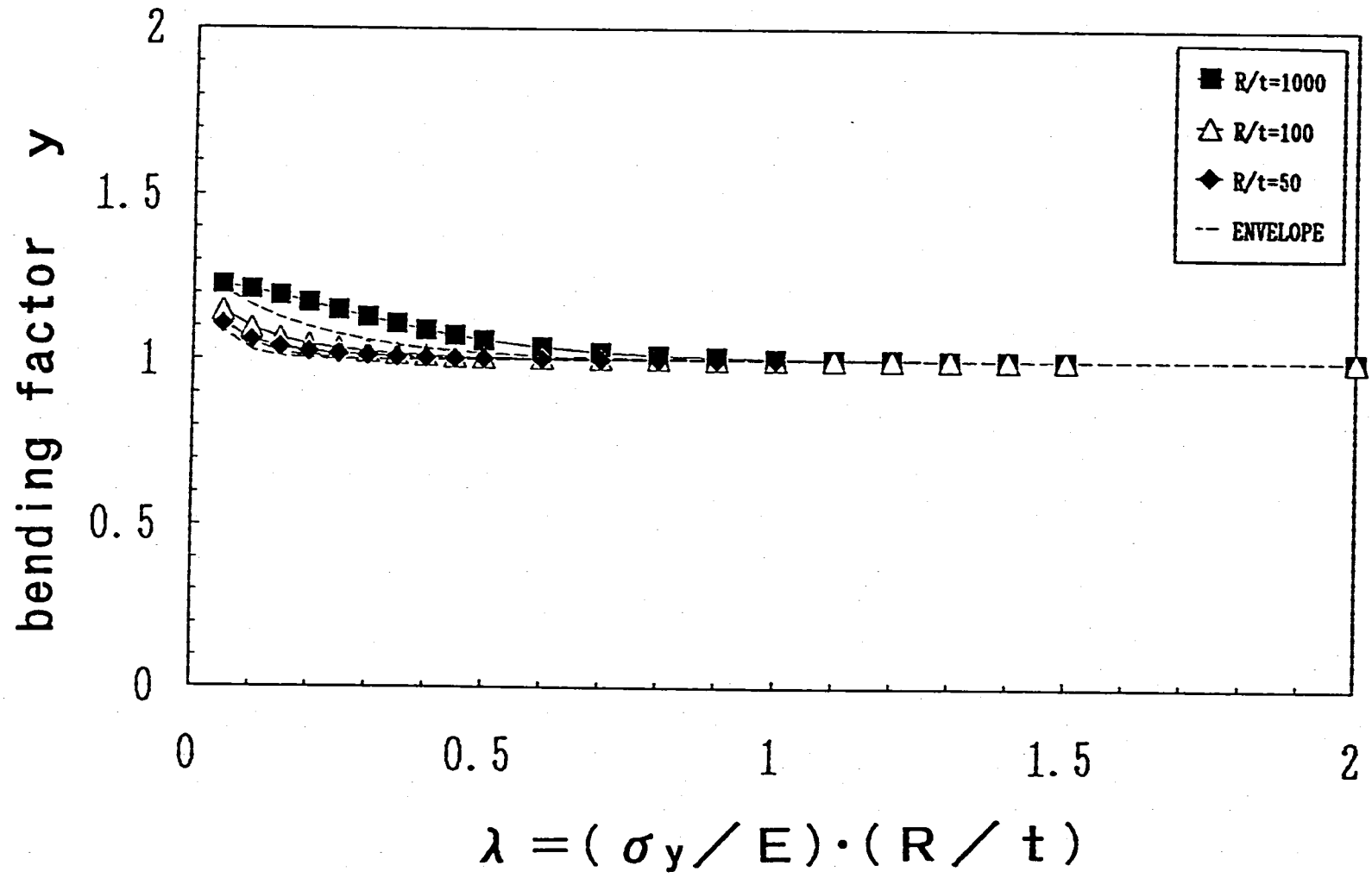


Fig. 3- 6 Bending factors( $y$ ) versus  $\lambda$ .

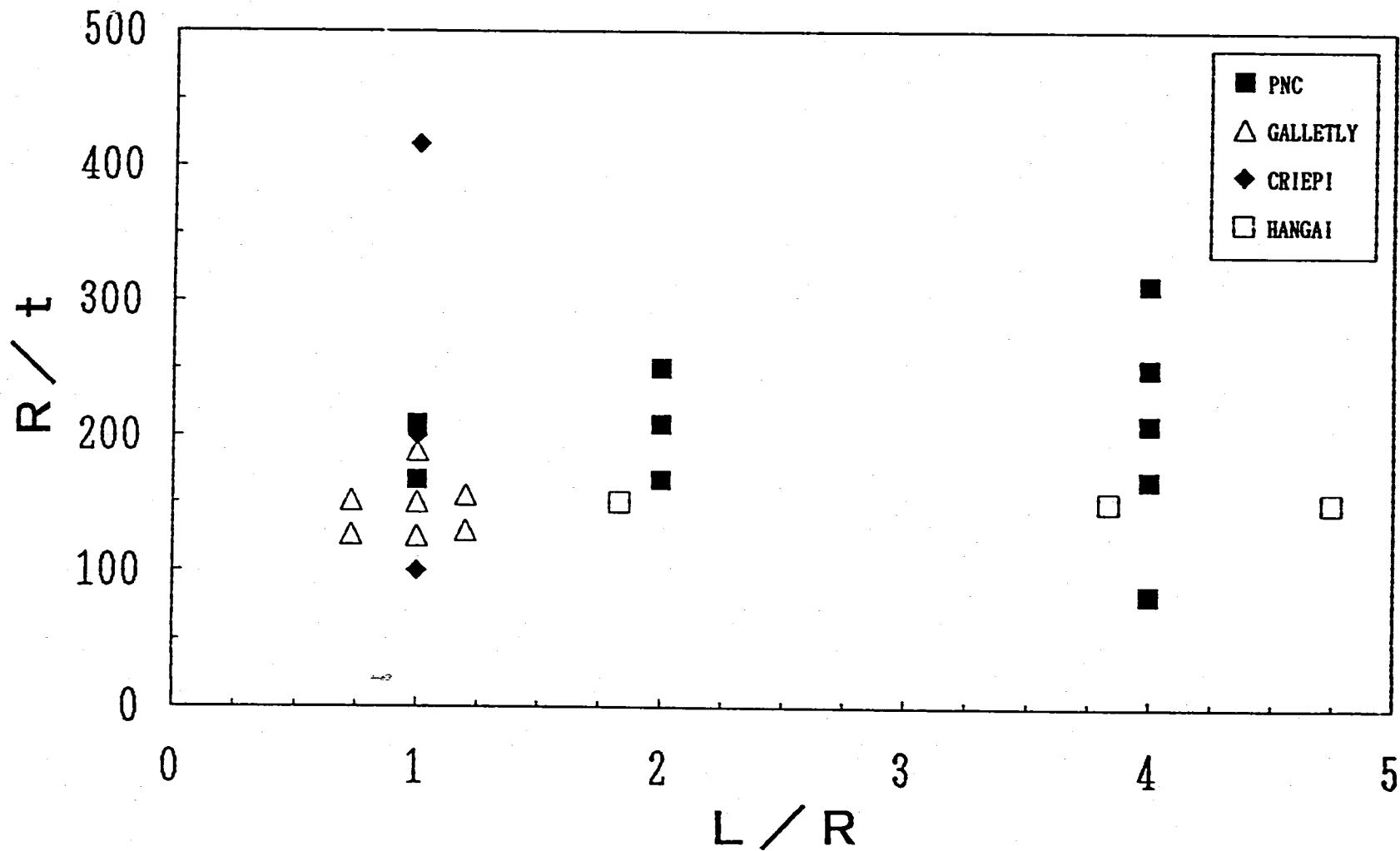


Fig.3- 7 Distribution of the shell parameter of circular cylindrical shells in the buckling test data-base.

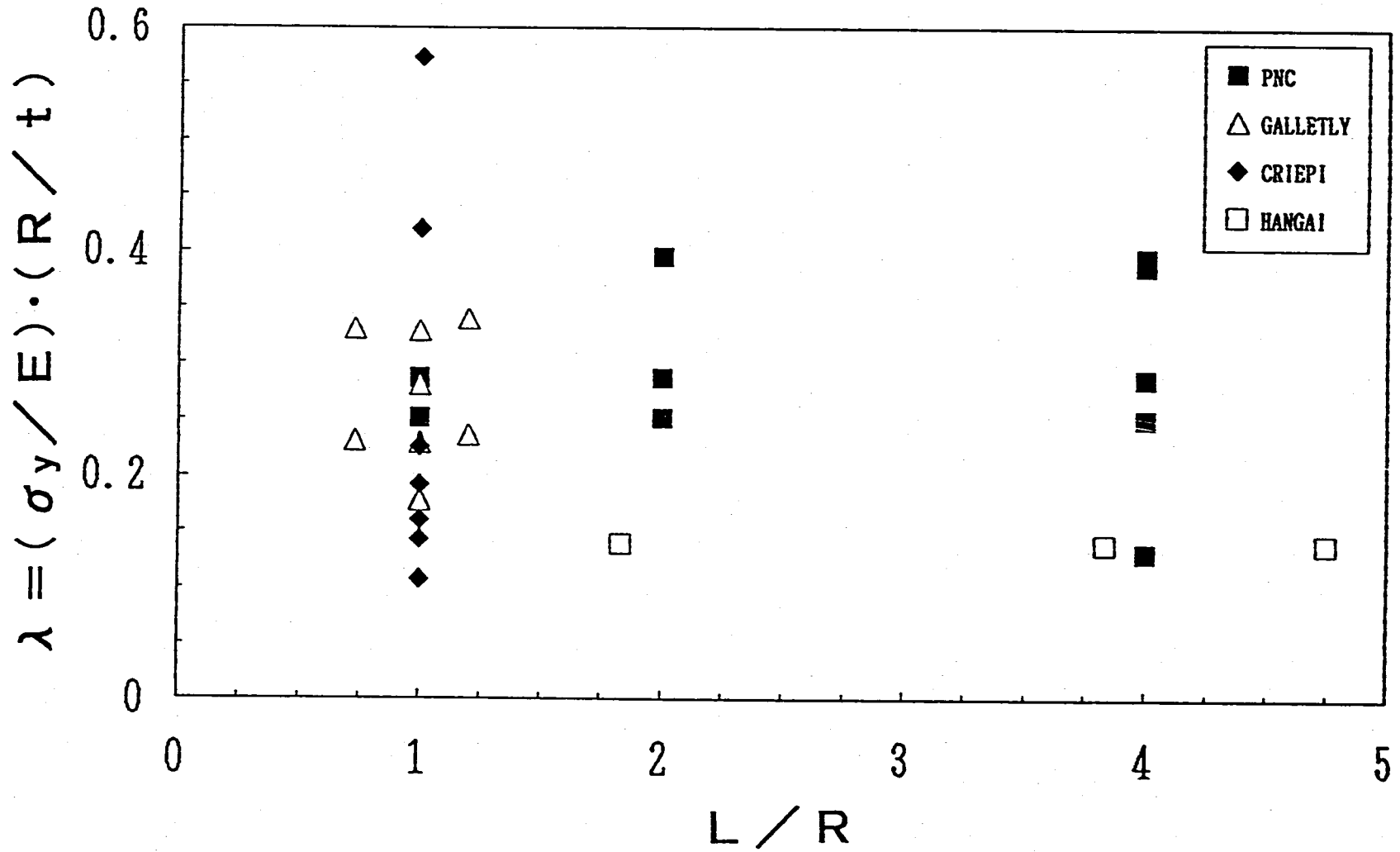


Fig.3- 8 Distribution of  $\lambda$  of circular cylindrical shells in the buckling test data-base.

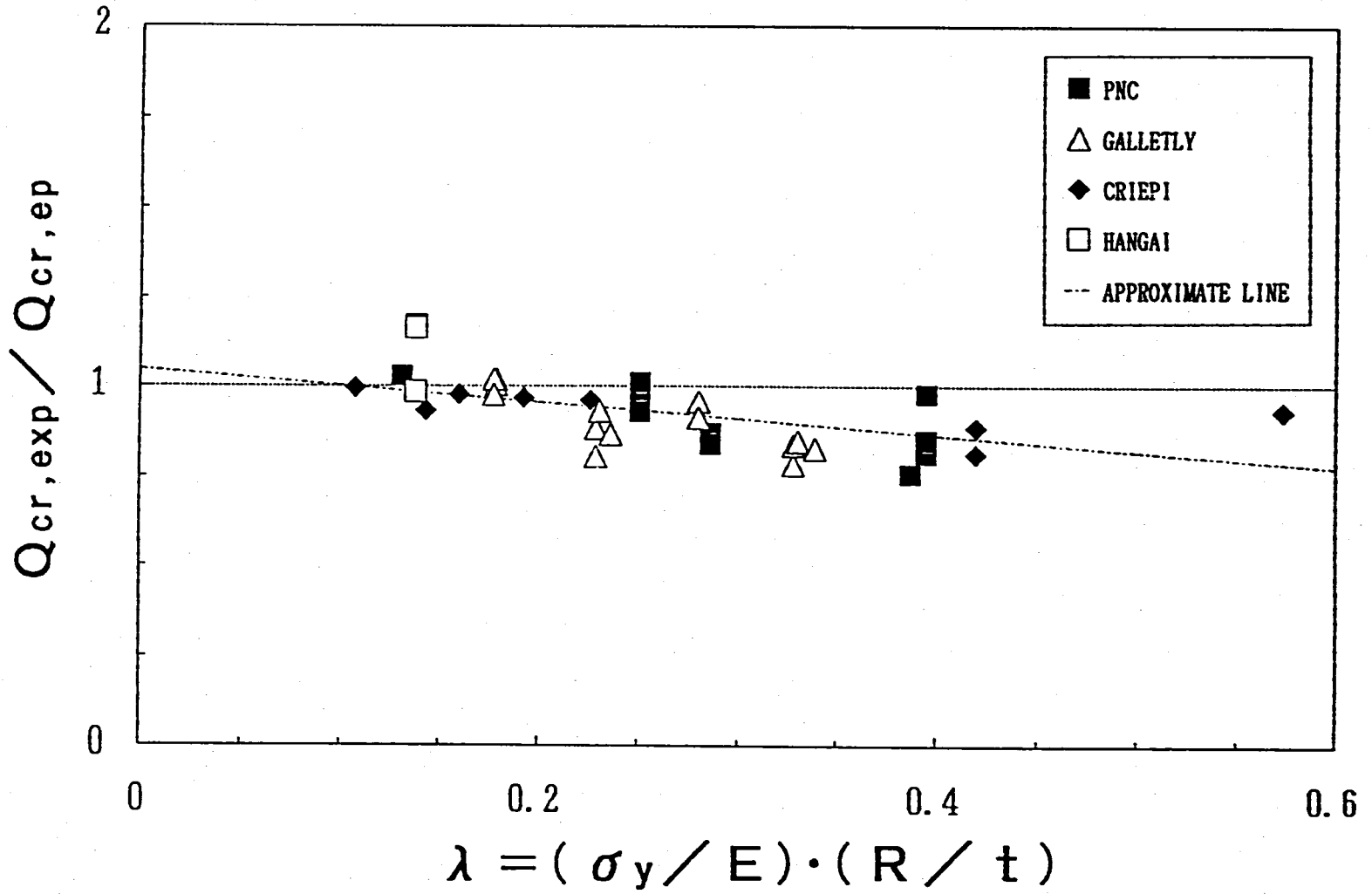


Fig.3- 9 The evaluation results by the present method for inelastic buckling without imperfection-reduction factor( $\alpha$ ).

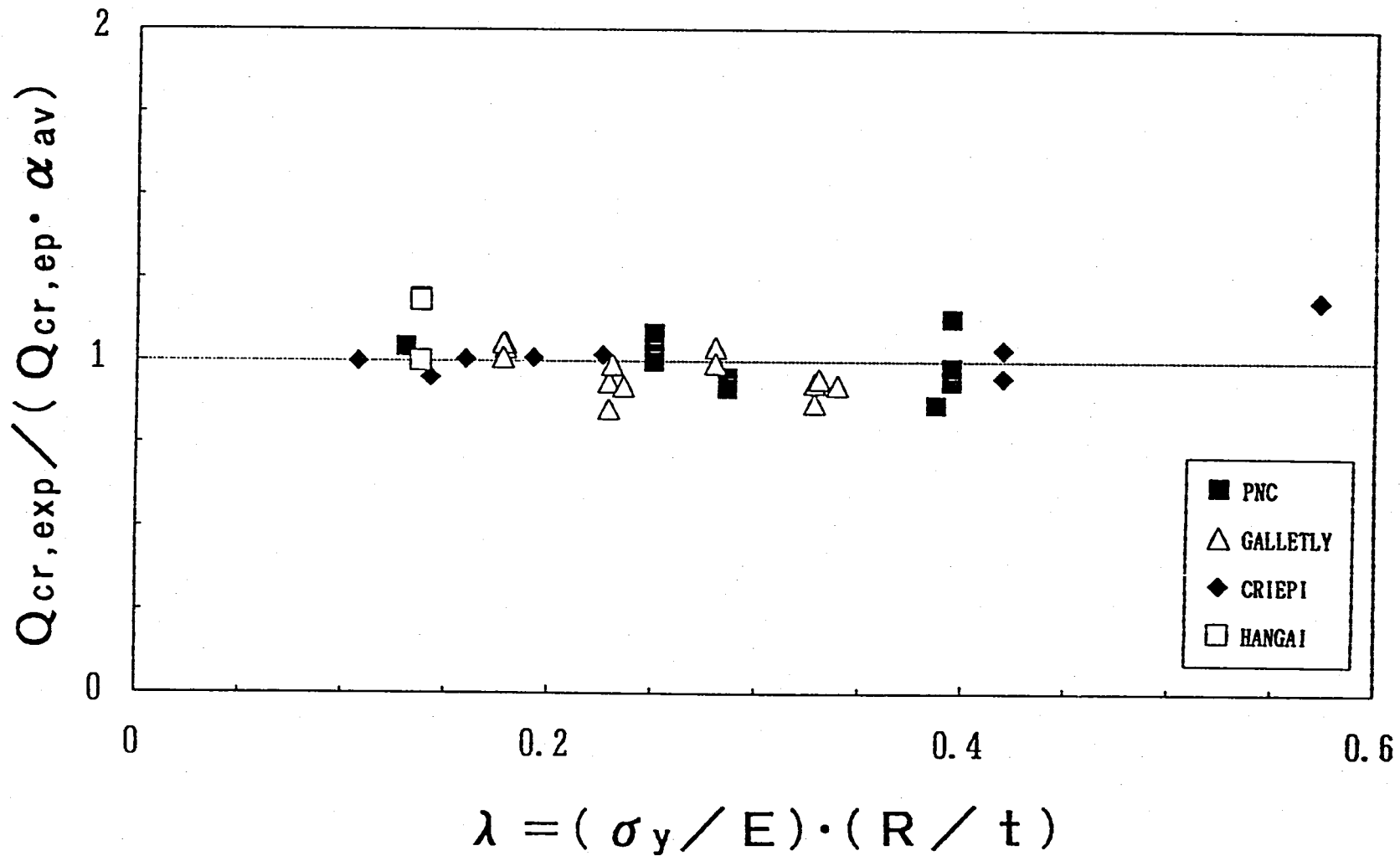


Fig. 3-10 The evaluation results by the present method for inelastic buckling with average imperfection-reduction factor( $\alpha_{av}$ ).

cumulative probability %

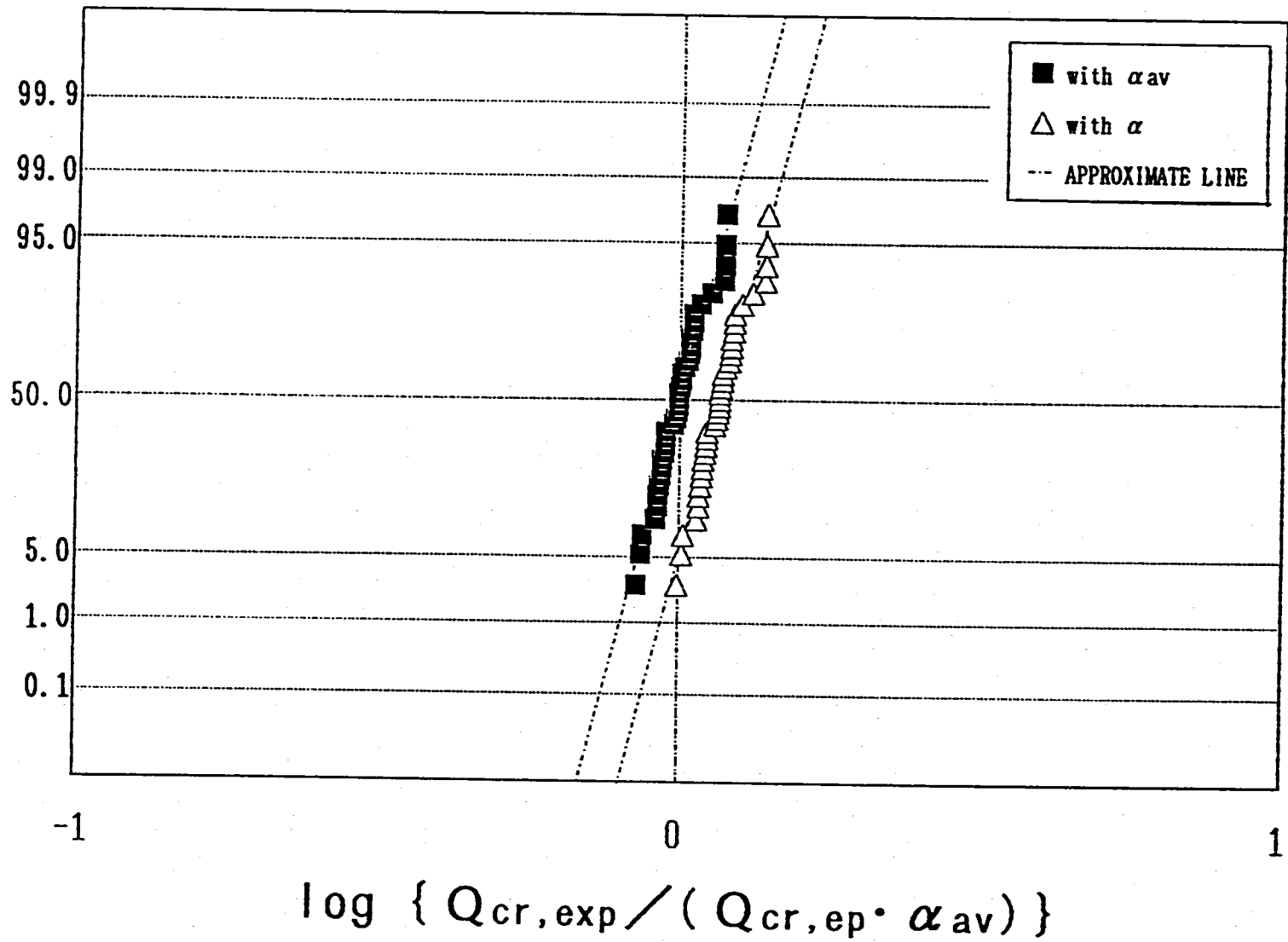


Fig.3-11 Cumulative probabilities versus evaluation results by the present method for inelastic buckling.

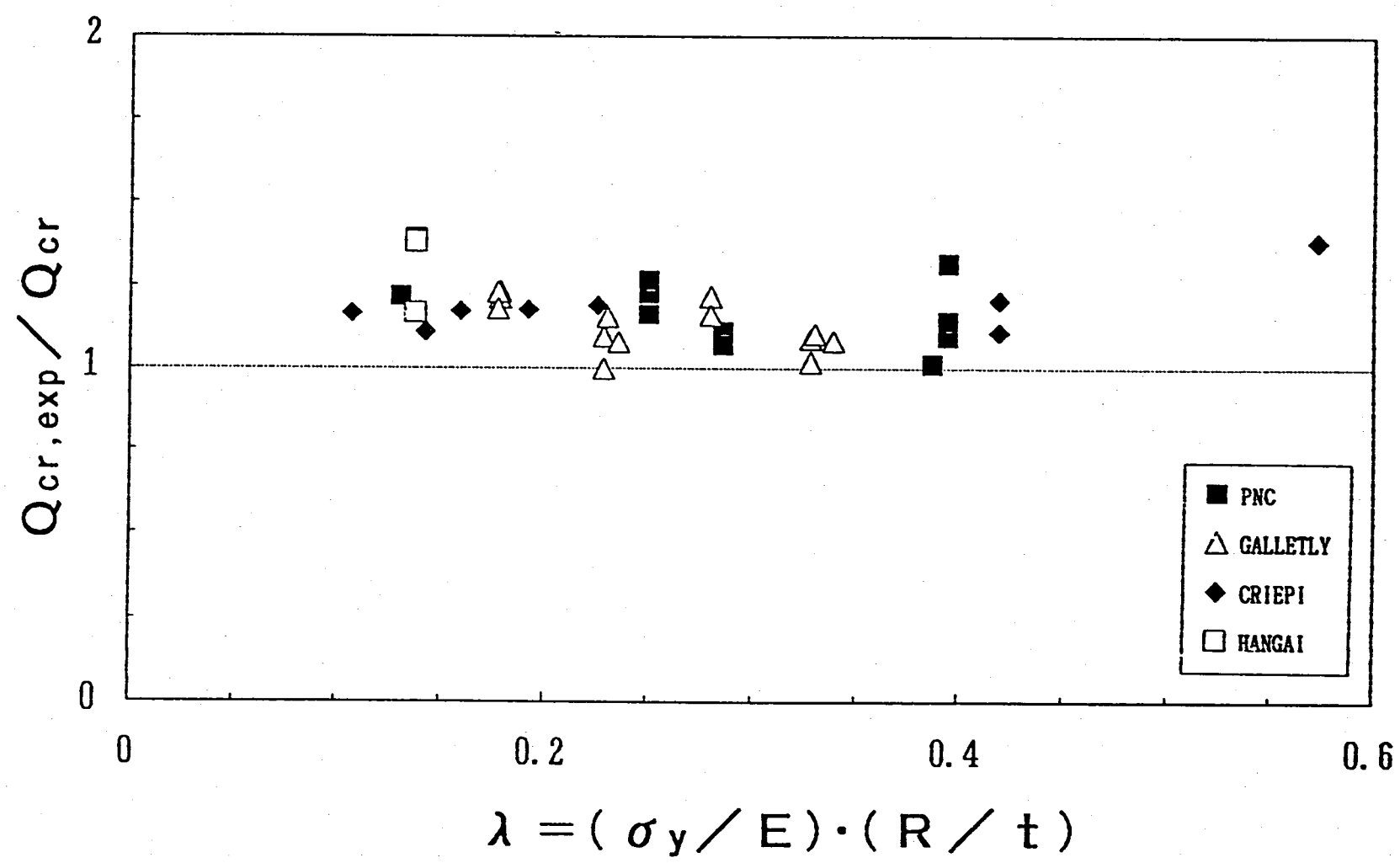


Fig.3-12 The evaluation results by the present method for inelastic buckling with imperfection-reduction factor( $\alpha$ ).



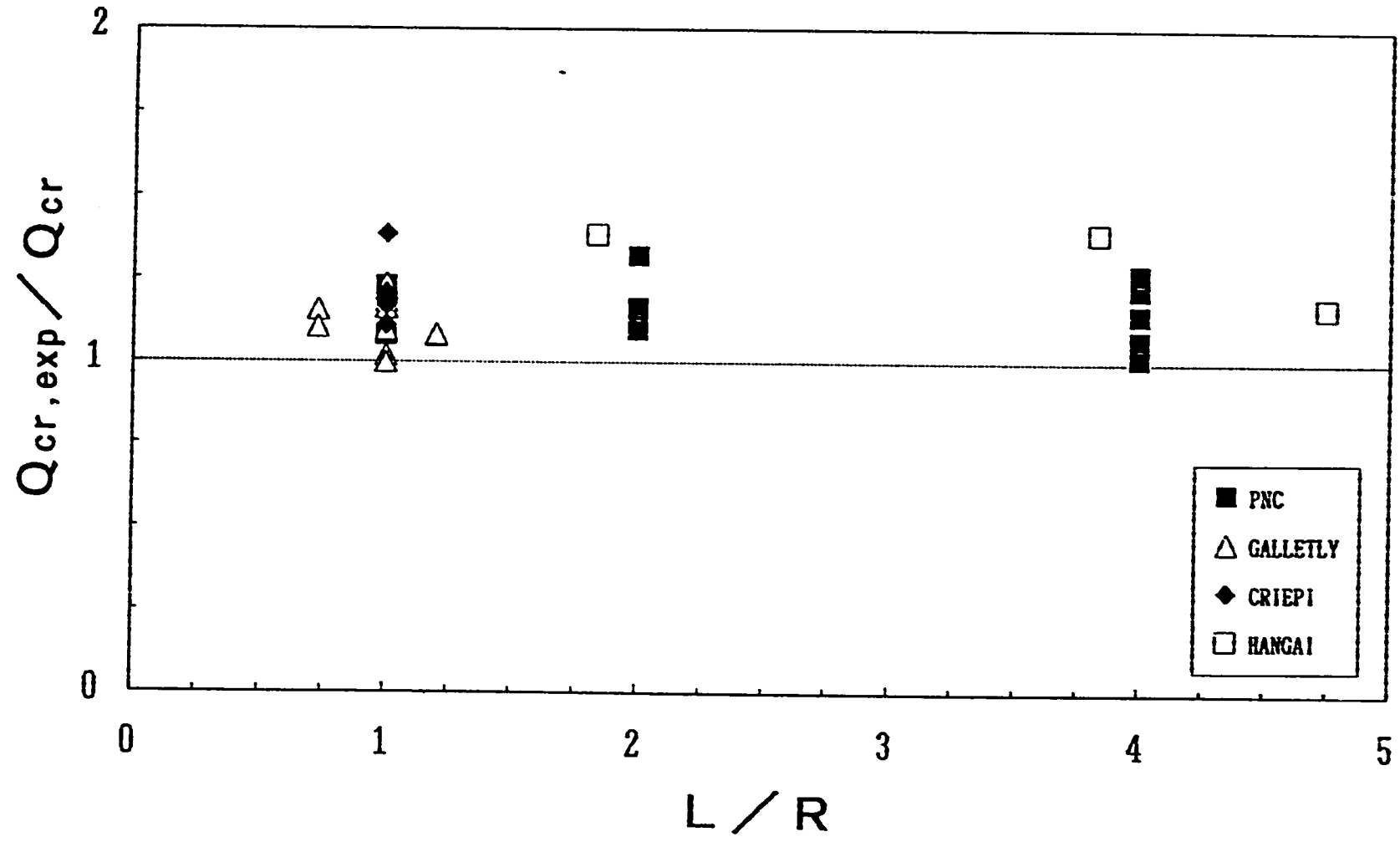


Fig. 3-13 The evaluation results by the present method for inelastic buckling with imperfection-reduction factor( $\alpha$ ).

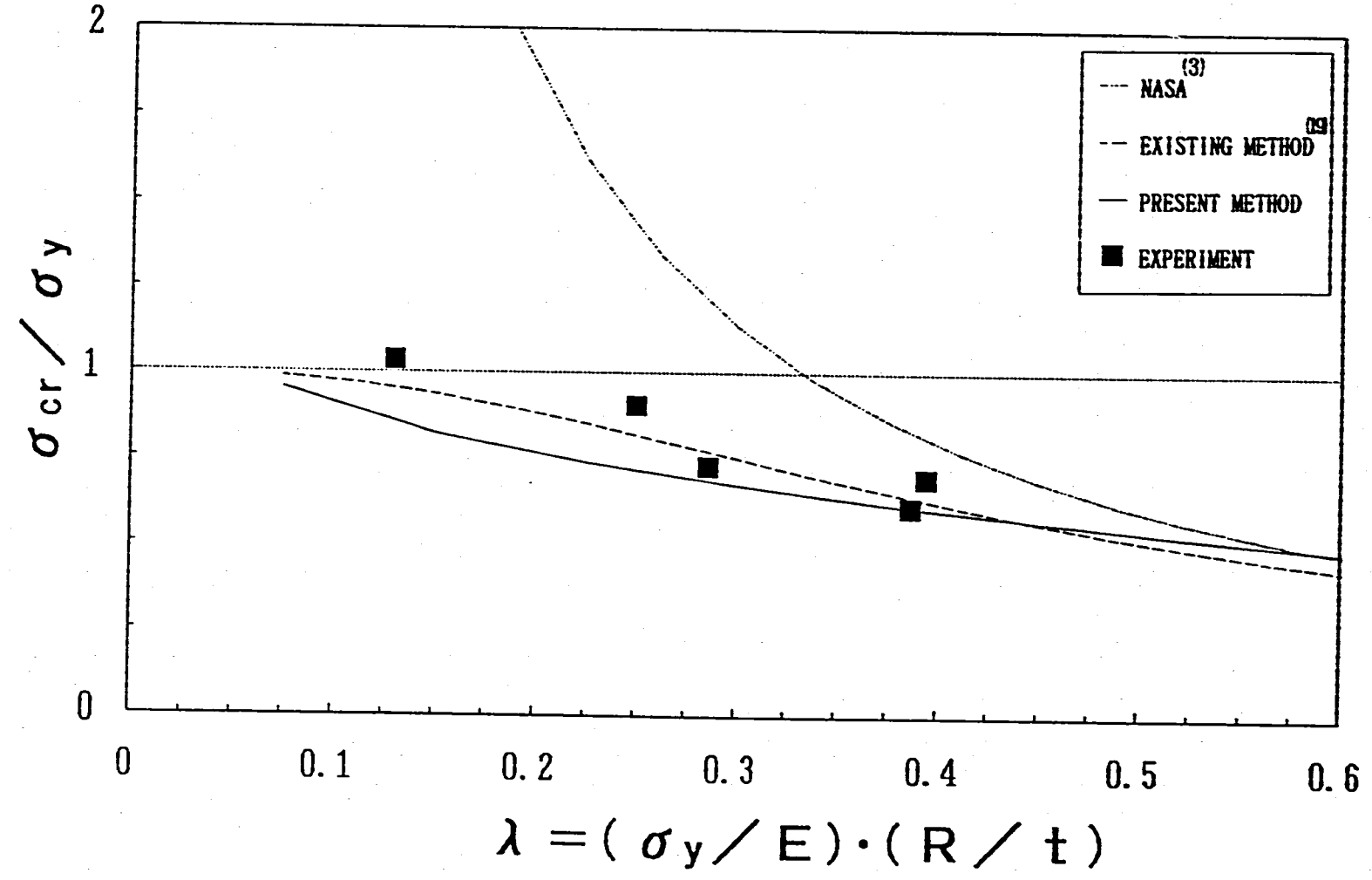


Fig. 3-14 Comparison between the critical stress by existing methods and by the present method for bending buckling. ( $\sigma_y/E=0.0015, L/R=4.0$ )

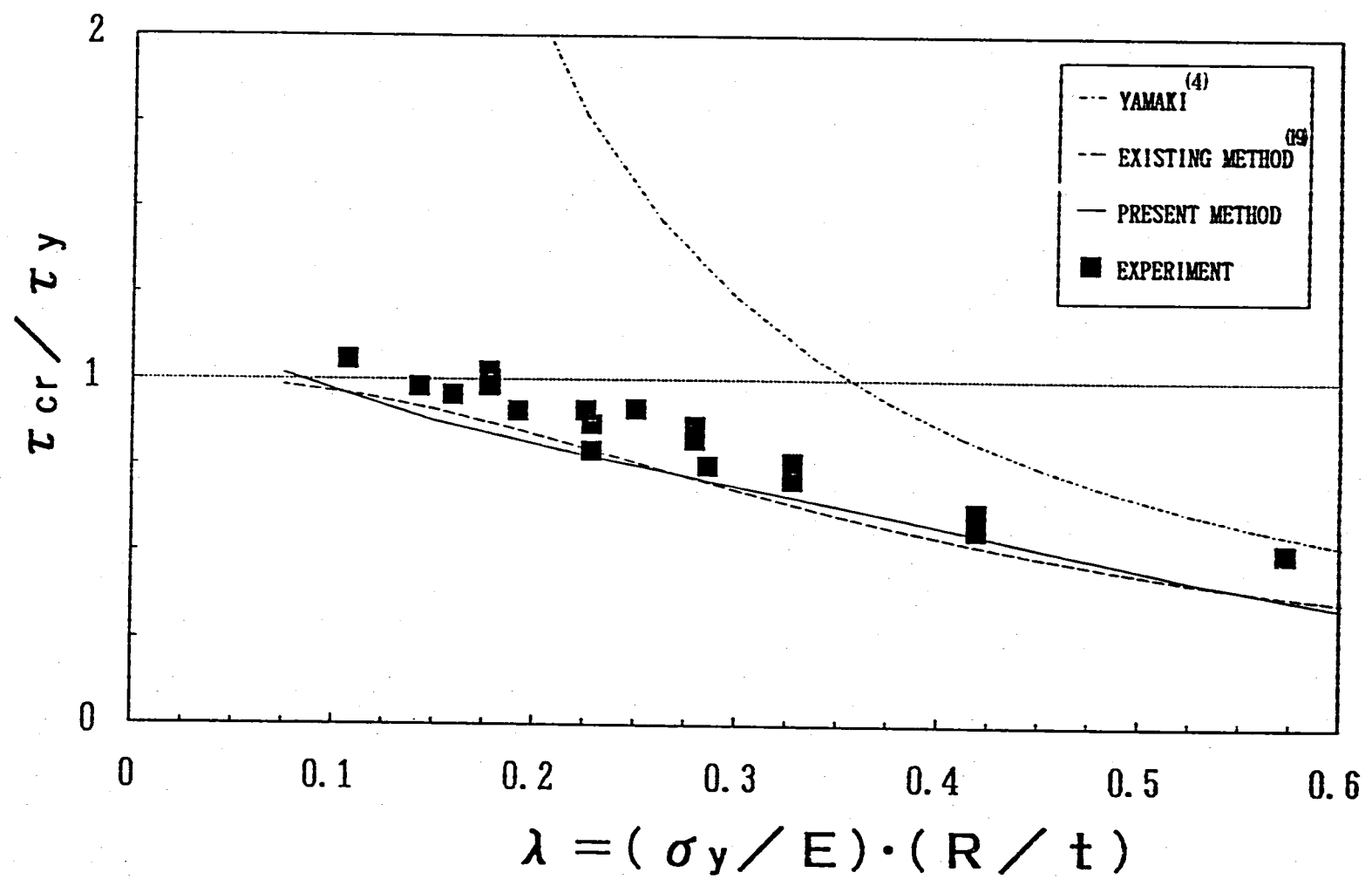


Fig. 3-15 Comparison between the critical stress by existing methods and by the present method for shear buckling. ( $\sigma_y/E=0.0015, L/R=1.0$ )