

塑性崩壊は「流動応力」基準

【塑性崩壊】

✓ 降伏強さだけでは決まらない

✓ 流動応力支配 ($\sigma_{flow} = \frac{\sigma_{ys} + \sigma_{ts}}{2}$) ; 降伏強さと引張強さの二要素で決まる

下記の公に広く認められている論文や文献等は何れも流動応力を基準とした「全断面降伏」を塑性崩壊基準

- JIS B0190 降伏応力の定義
- 小林英男ら [1]「腐食容器と人工欠陥容器の欠陥評価」
 - KHKの実験による論文。Maxeyの式 (Kiefnerの式) による局部崩壊も論じている。
- 供用適正評価ハンドブック (小林英男ら編) [2]
- BS7970 10.1 及び Annex 2G 減肉評価 (流動応力の1/1.5基準)
 - Annex G.2.1項に内径/肉厚が約10以上である圧力容器と配管を対象と明記。
- API579 Part 5 局部減肉評価
- API法の根拠論文/文献類全て (Willoughby [3], Folias [4], Dugdale, Kiefner, Maxey [5] らによる各種基礎論文/文献等含め)
- API 579 Part 9 Annex 9C 塑性崩壊評価

参考) WRC 335[6]は σ_{uts} を破裂基準として塑性崩壊を序段で評価検証

流動応力を基準とした考え方で問題はない(FADの横軸 L_r の考え方通り)

1. 小林英男, 小川武史, 柳田三, 腐食容器と人工欠陥容器の欠陥評価, 東京: 日本機械学会, 2001, 日本機械学会論文集 (A編) 67巻662号 (2001-10).

2. 構造健全性評価ハンドブック編集委員会 (代表 小林英男), 構造健全性評価ハンドブック, 東京: 共立出版, 2005, ISBN4-320-08153-6.

図 H. 9. 2

API 法側は、塑性崩壊を決めるのは、流動応力基準で考えるべきであると図 H. 9. 1 および図 H. 9. 2 で主張している (図 H. 6. 1 および図 H. 8. 1 では破壊 (破裂) と記しており一貫性がない)。

しかし、構造設計規格においては、鶴戸口 (JHPI Vol. 10 No. 2 1972, pp. 2639-2651) 論文からの引用の図 H. 9. 3 の注 3 に記載 (この G_L は 極限設計理論の下限定理 (リミットロードアナリシス) と規格の表に記載の降伏強さ S_y をもとに計算される崩壊荷重を表わす) のように、流動応力は用いておらず規定最小降伏応力を用いて解析されている。なお、図 H. 9. 3 で $0.66G_L$ としていることは、降伏応力への安全裕度 1.5 ($1/1.5=0.66$) を考えているからである。流動応力は用いず規定最小降伏応力を用いて解析されている理由は、

「5. FAD 線図の横軸の議論」で既に述べた通りである。FFS 規格といえども構造設計規格での塑性崩壊に対する安全裕度を割ることは許されないと考える。欠陥がないときの安全裕度に比べて欠陥が入った途端に構造設計規格における安全裕度より切り下げることは受け入れ難い。

減肉欠陥の塑性崩壊条件を考えるには、ASME Case N-47 (Hopper 図) に倣い、極限設計理論の下限定理 (リミットロードアナリシス) と規定最小降伏強さに対して安全裕度 1.5 として評価すべきである。FFS 規格といえども構造設計規格での塑性崩壊に対する安全裕度 (規定最小降伏強さに対して安全裕度 1.5) を割ることは許されないと考える。欠陥がないときの安全裕度に比べて欠陥が入った途端に構造設計規格における安全裕度より切り下げることは受け入れ難い。

ASME Case N-47(Hopper diagram)←

表 4 各運転状態に対する各応力分類の許容応力強さ限界←

応力の分類		1 次 応 力		
		一 般 膜 応 力	局 部 膜 応 力	曲 げ 応 力
説 明		実質断面における 1 次応力の平均値。不連続部の応力と応力集中は除外する。機械的荷重によるもののみ。	任意位置の実質断面上における応力の平均値。不連続部の応力に入るか、応力集中は入れない。機械的荷重によるもののみ。	実質断面の図心からの距離に比例する 1 次応力の成分。不連続部の応力と応力集中は除外する。機械的荷重によるもののみ。
記 号		P_m	P_L	P_b
応力成分と応力強さの許容限界の組合せ	正 常 状 態	P_m S_m 弾性解析	P_L $1.5 S_m$ 弾性解析 または $0.66 C_L$ 極限設計解析 注(3)	P_b $1.5 S_m$ 弾性解析 または $0.66 C_L$ 極限設計解析 注(3) または $P_L + P_b$ $4 S_m$ 3 軸応力和 ($\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$)
	異 常 状 態	P_m $1.2 S_y$ 弾性解析	P_L $1.8 S_y$ 弾性解析 または $0.8 C_L$ 極限設計解析 注(3)	P_b $1.8 S_y$ 弾性解析 または $0.8 C_L$ 極限設計解析 注(3) または $P_L + P_b$ $4.8 S_m$ 3 軸応力和 ($\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$)
	緊 急 状 態	P_m C_L 極限設計解析 注(4)	P_L C_L 極限設計解析 注(4)	P_b C_L 極限設計解析 注(4) または $0.9 PL$ 塑性不安定解析 注(5)
損 傷 状 態				

注 3 この C_L は 極限設計理論の下限定理と規格の表に記載の降伏強さ S_y をもとに計算される崩壊荷重を表わす。←

鶴戸口英善「压力容器・高圧配管の構造設計に関する技術基準とその問題点」JHPI Vol.10 No.2 1972, pp.2639-2651.←

図 H. 9. 3

10. p-M 法に対する疑問点

p-M法に対する疑問点

K. Oyamada et al. ; Proposal of reference stress for a surface flaw on a cylindrical component from a review-with-comparison of the local metal loss assessment rule between API 579-1 and the p-M diagram methodにおけるMsの概念の誤解点（この証明がない）

component [2]. The based reference stress for a semi-elliptical crack-like flaw in a plate is defined by Willoughby [15] and given as in Eq. (9), which is identical to that provided in Annex D of API 579-1/ASME FFS-1.

$$\sigma_{ref_plate} = \frac{\frac{1}{3}g\sigma_b + \sqrt{\left(\frac{1}{3}g\sigma_b\right)^2 + \sigma_y^2(1-\alpha)^2}}{(1-\alpha)^2} \quad (9)$$

Where,

$$\alpha = \frac{\frac{a}{t}}{1 + \frac{t}{c_L}} = \frac{ac_L}{t(c_L + t)} \quad (10)$$

The Eq. (10) of API 579-1/ASME FFS-1 is not identical to but is almost equivalent to the Eq. (7) of the p-M diagram method. The difference is not significant and is disregarded in this paper.

It is obvious by comparing Eqs. (6) And (9), that the reference stress solution of the p-M diagram method in Eq (6) can be obtained by replacing σ_θ with $M_S^{Chell} \sigma_\theta$ in Eq. (9).

突然Msを用いた式が出ており、この点を軸に4項目の質問を提示

※ K.Oyamada et al. ; Proposal of reference stress for a surface flaw on a cylindrical component from a review-with-comparison of the local metal loss assessment rule between API 579-1 and the p-M diagram methodより抜粋

p-M法は破壊力学で導出された係数を応力の換算係数にしている

16

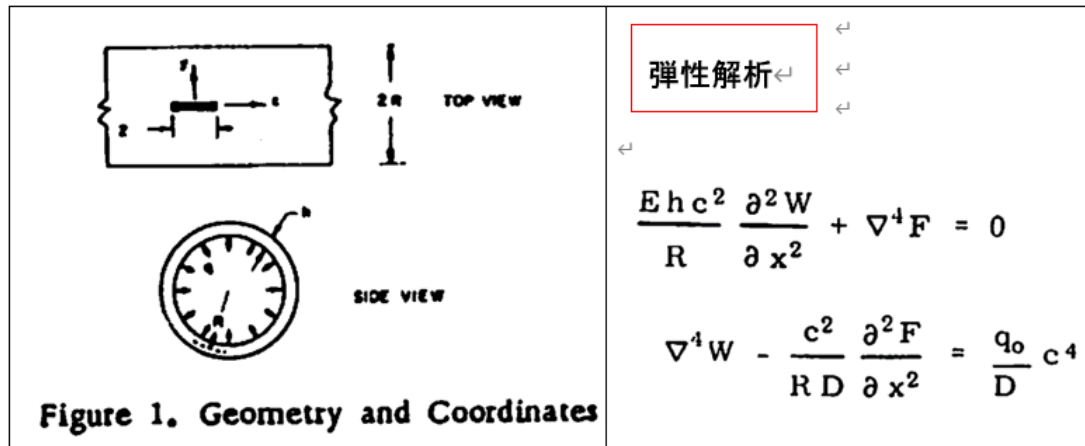
16

図 H. 10. 1

(1) Folias 提案の貫通欠陥へのバルジングファクターMt

→Folias は、弾性解析を行って、平板に働く応力と円筒に働く応力は同じであるにも関わらず円筒ではバルジング（膨れ）効果のために円筒での貫通き裂の応力拡大係数の方が平板での貫通き裂の応力拡大係数に比べて Mt 倍になることから、平板での解を円筒での解に拡張するには平板での作用応力を見掛け上 Mt 倍して考えれば良いということを提案している。

E. S. Folias, "AN AXIAL CRACK IN A PRESSURIZED CYLLNDRICAL SHELL"
International Journal of Fracture 26 (1984) 251-260



CONCLUSIONS

As in the case of a spherical shell,

- (i) the stresses are proportional to $1/\sqrt{c}$
 - (ii) the stresses have the same angular distribution as that of a flat plate
 - (iii) an interaction occurs between bending and stretching
 - (iv) the stress intensity factors are functions of R ;
- in the limit as $R \rightarrow \infty$ we recover the flat plate expressions. Thus we may write

$$\frac{\sigma_{\text{shell}}}{\sigma_{\text{plate}}} \approx 1 + (a + b \ln \frac{c}{\sqrt{R h}}) \frac{c^2}{R h} + O\left(\frac{1}{R^2}\right)$$

図 H. 10. 2

このことを分かり易く表すと、平板と円筒で同じ応力 σ_m が作用しているときに、両者には図 H. 10. 3 で示すような関係がある。

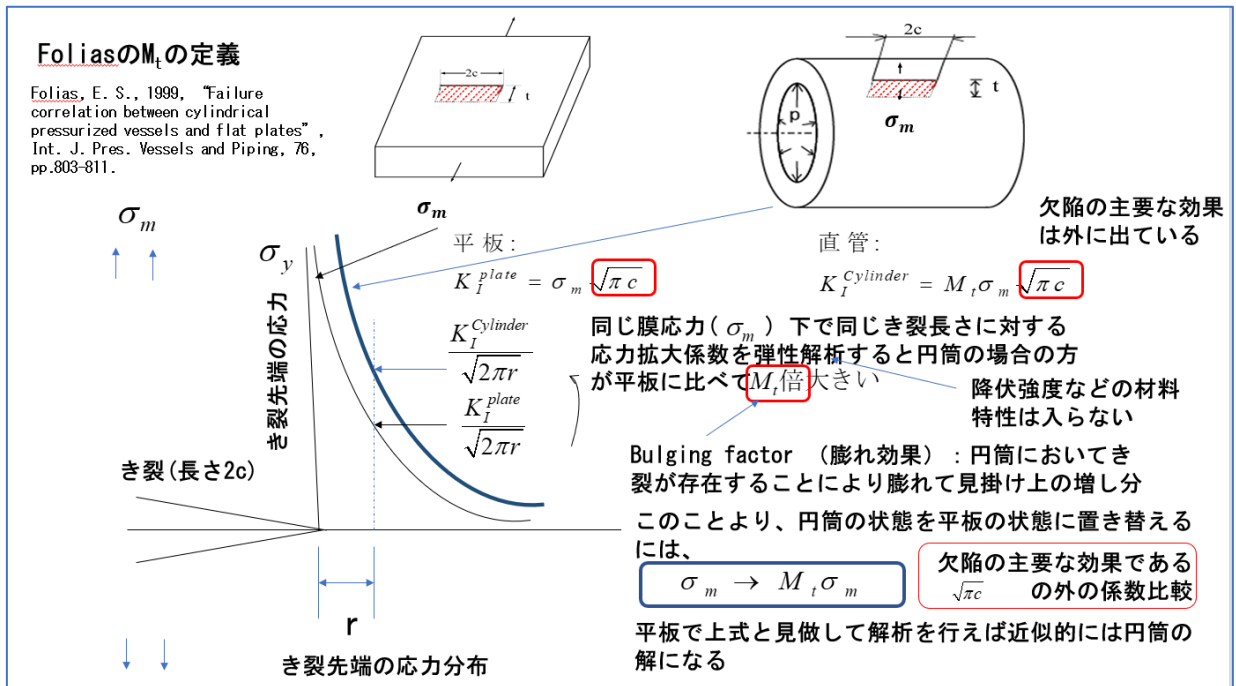


図 H. 10. 3

Folias, E. S., 1999, "Failure correlation between cylindrical pressurized vessels and flat plates", Int. J. Pres. Vessels and Piping, 76, pp.803-811 は、図 H. 10. 4 のような表記 (論文 (3) 式) をしているが、平板と円筒に負荷される応力は同じはずであるので誤解を与える表現になっている点に注意しなくてはならないが、Folias は弾性解析を行って M_t を導いたので、少なくとも弾性変形内での関係 (図 H. 10. 4 の (A1), (A2) 式) である (弾性体にあるき裂が単位面積だけ仮想的に進展したときに解放されるポテンシャルエネルギー G をエネルギー解放率と呼び、 $G=K^2/E'$ の関係から弾性応力拡大係数 K が導びかれる)。業界は (A2) 式から (A3) 式に変換しているが、材料強度学的にはあり得ない変換である。その理由は、(A2) 式では弾性変形内の関係であるのに、(A3) 式では (A2) 式での応力を破断時の応力に置き換えている。これは、(A2) 式では、図 H. 5. 3 の OP 間での関係を示していたのに、(A3) 式では、図 H. 5. 3 での仮想的な弾性変形の延長上の破断応力に対応する G 点で成立つと言っていることに相当する。したがって、「(A3) 式が M_t の定義である」と主張していることは間違いである。新進め方会議では、この議論に対して「セラミクスであれば良い」との発言があったが、この FFS 規格が対象としている鋼は、図 H. 5. 3 では OPB のような変形をするのに対して OP を超えて OG のように仮想弾性変形をすると考えて定義することは材料強度学的にはあり得ない。(A3) 式で書かれている「破断時の応力」とは材料特性に依存する物理量であり、(A2) 式で書かれている「弾性変形における応力」とは同じ「応力」という語を使っているが、概念が全く異なるもので、その意味で (A3) 式の定義はありえない。したがって、図 H. 10. 4 の (A3) 式の M_t の定義が API 規

格の根幹をなすとしたら、到底受け入れ難い考え方に基づいている。また、(A2)式および(A3)式については、「2. Maxey (Kiefner) の M_s の定義」で述べたことと同様な理由から、材料強度学的にはあり得ない式である。なお、Chell 提案の M_s は、円管中の貫通き裂に対して定義された Folias 提案の M_t の概念を非貫通き裂に拡張適用したものである。したがって、 M_t が応力の補正係数であったと同様に M_s も補正係数であるので、このようなものを破壊のクライテリオンとして考えるのは、力学的にも、材料強度学的にも許容できることではない。

Theoretical investigations of the above equations in the presence of discontinuities such as cracks have been carried out by Folias (1964,1974), Copley and Sanders (1969), Erdogan and Kibler (1969). Moreover, Folias [1,2] was able to show that there exists a correlation function between a cylindrical pressure vessel and the corresponding case of a flat plate, i.e.

$$\sigma_{cylinder} = \{1 + f\}^{-1/2} \sigma_{plate} \quad (3)$$

where the function f represents a geometrical correction factor

$$f = 0.317\lambda^2 \quad (4)$$

and

$$\lambda^2 = \{12(1 - \nu^2)\}^{1/2} \frac{c^2}{Rh} \quad (5)$$

貫通き裂に対する平板と円筒の応力拡大係数の値を等しくするには、弾性解析から導かれた(A1)式 (Folias 論文の(3)式) によって、バルジングファクター $M_t = \{1 + f\}^{1/2}$ (≥ 1) を定義し、平板にかかる応力を見掛け上、欠陥がないときの円筒の周応力に M_t 倍して評価すれば円筒の場合が評価できるとしています。

論文(3)式から

$$\sigma_{cylinder} = \frac{1}{M_t} \sigma_{plate} \rightarrow M_t = \frac{\sigma_{plate}}{\sigma_{cylinder}} \quad (\text{弾性変形内}) \quad (A1)$$

これは、平板に掛ける応力が σ_{plate} であるときに、

平板に掛ける応力を $\sigma'_{plate} \rightarrow M_t \times \sigma_{plate}$ として扱えば円筒の場合と見做せることを意味している

したがって、弾性変形する範囲に限定すれば、(A1)式から

$$M_t = \frac{\text{貫通き裂を持つ無限平板の端部作用応力}}{\text{貫通き裂を持つ円筒の周方向応力}} \quad (\text{弾性変形内}) \quad (A2)$$

これは、円筒に働く周方向応力と平板に働く応力は、実際には同一であるにも係わらず、両者の応力拡大係数を一致させるということから、(A2)式は見掛け上（あたかも応力の違いで表せば）の表記

と表すことができます（あくまでも塑性変形が無視できる範囲）。

しかし、貴方の主張は、この弾性変形内で成立する (A1) or (A2) 式から弾性変形の範囲を遥かに超えて破断（破裂）のような塑性変形の影響を大きく受ける範囲まで広げて (A2) 式を拡大解釈して、次式の (A3) 式（貴方の (16) 式）が M_t の定義だと主張していることになります。このような考え方は材料強度学の見地から受け入れられないと考えます。

$$M_t \left(= \sqrt{1 + 0.317 \left(\frac{1.818c}{\sqrt{Rt}} \right)^2} \right) = \frac{\text{貫通き裂を持つ無限平板の破断時端部作用応力}}{\text{貫通き裂を持つ円筒の破断時周方向応力}} \quad (A3)$$

M_t の定義を種々されているが、破断時に着目している点では (A3) 式と同じです。

$\frac{K_C}{\sqrt{\pi C}} ; \sigma_F < 0.6\sigma_y \text{ の場合}$	即ち $M_t = \frac{\sigma_{plate}}{\sigma_{hoop}} = \frac{\text{貫通き裂を持つ平板の限界応力}}{\text{貫通き裂を持つ円筒の限界応力}}$
$\sigma_{flow} ; K_C \text{ が大きい場合}$	即ち $M_t = \frac{\sigma_{flow}}{\sigma_{hoop}} = \frac{\text{健全な円筒の崩壊応力}}{\text{貫通き裂を持つ円筒の崩壊応力}}$

（2021. 9. 27 「 M_t の説明と両端健全全部に対する考え方（2021 年 10 月〇日付）」に対するコメントより一部修正追記の上、再録）

図 H. 10. 4

Wikipedia に Bulging factor の定義が載っており、図 H. 10. 5 のように記載されている。
https://en.wikipedia.org/wiki/Bulging_factor

The single curved geometry and pressure differential causes a longitudinal crack to bulge out or protrude from the original shape. This change in geometry, or “bulging effect”, significantly increases the stress intensity factor at the crack tips. The effects of this loading condition can trigger different types of failure mechanisms.

For the case of unstiffened shell structures, the bulging factor can be defined as the ratio of stress-intensity (SIF) of a curved shell to the stress-intensity factor of a flat panel:

$$\text{bulging factor} = SIF(\text{curved}) / SIF(\text{flat})$$

図 H. 10. 5

すなわち、図 H. 10. 5 は、弾性応力拡大係数の平板と曲率を持った板（円筒）との比で表されると記されており、図 H. 10. 3 で示したことと同じことを定義している。したがって、図 H. 30 の (A3) 式で表す API 規格の定義はこの点からも間違っていると判断される。

Folias は、円筒における解を求めなくても、平板での解に $\sigma \rightarrow M_t \sigma$ と置き換えて考えれば

円筒における解が導けるということを提案しており、それを実施している例としては、平板に対する次式の Dugdale の式に対して以下のような操作をしていることから明らかである。

$$\sigma = \frac{2\sigma_y}{\pi} \arccos \left[\exp\left(-\frac{\pi K^2}{8\sigma_y^2 c}\right) \right] \quad (\text{H. 10. 1}) \quad (\text{平板における Dugdale の解})$$

この平板に対して求まった解を円筒の場合に変換するには $\sigma \rightarrow M_t \sigma$ と置き換えて考えれば良いことから、円筒での Dugdale モデル解として次式が与えられるとしている (図 H. 3. 1)。

$$M_t \sigma = \frac{2\sigma_y}{\pi} \arccos \left[\exp\left(-\frac{\pi K^2}{8\sigma_y^2 c}\right) \right] \quad (\text{H. 10. 2}) \quad (\text{円筒における Dugdale の解へ拡張})$$

業界説明では、Folias の論文で定義されていない式を M_t の定義であると主張し間違っている。Folias の論文は弾性計算で M_t を求めており、その「弾性変形における応力」を材料特性に依存する物理量である「破断時の応力」とを混同して示した式を M_t の定義としていることは間違っている (その間違った定義式を API 規格の参照応力を導く基礎式としている)。

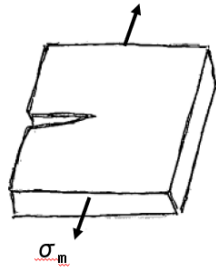
(2) Chell 提案の非貫通欠陥へのバルジングファクター M_s

→バルジングファクターとは、図 H. 10. 3 で示したように、平板と円筒に作用する応力が同じであっても、貫通欠陥で考えて、円筒の場合には欠陥が存在することによって円筒が膨れて平板の場合より応力拡大係数が M_t 倍大きくなる (Folias の提案)。このことは、図 H. 10. 6 のように物理的に考えれば、非貫通欠陥では貫通欠陥の場合より円筒が膨れることはないはずであるので、非貫通欠陥のバルジングファクター M_s は貫通欠陥のバルジングファクター M_t よりも常に小さいはずである ($1 \leq M_s \leq M_t$)。

バルジングファクター（膨れ因子）の物理的意味

貫通欠陥

(1/2表示)

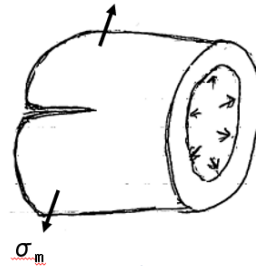


平板では膨れが生じない
($M_t=1$)

非貫通欠陥



非貫通欠陥



円筒では欠陥の存在によって膨れが生じ易くなる

この効果のために、円筒の応力拡大係数が平板の場合より M_t 倍大きい

等価

貫通欠陥



肉厚を貫通した欠陥

$1 \leq \text{非貫通欠陥のバルジングファクター } M_s \leq \text{貫通欠陥のバルジングファクター } M_t$

($a=0$ の欠陥が存在しないときは、当然、欠陥の存在によって引き起こされ易くなる膨れはないので、非貫通欠陥のバルジングファクターである M_s は1となる ($M_s=1$)。さらに、非貫通欠陥である限り貫通欠陥の M_t 以上になることは物理的にあり得ない ($M_s \leq M_t$)

図 H. 10. 6

Chell の論文 (G. G. Chell, Application of the CEBG Failure Assessment Procedure, R6, to Surface Flaws Twenty-First Symposium, ASTM STP1074, J. P. Gudas, J. A. Joyce, and E. M. Hackett, Eds., American Society for Testing and Materials, Philadelphia, 1990, pp. 525-544) での図 H. 10. 7 の (19) 式は、Chell の提案の式 M_s の逆数 ($1/M_s$

($=1/M_s^{Chell}$) のことである。論文では図 H. 10. 7 の (20) 式として Hahn 1969 の式を使

っているが、Folias の M_t 式を使って示すと、(19) 式は次式で与えられる。

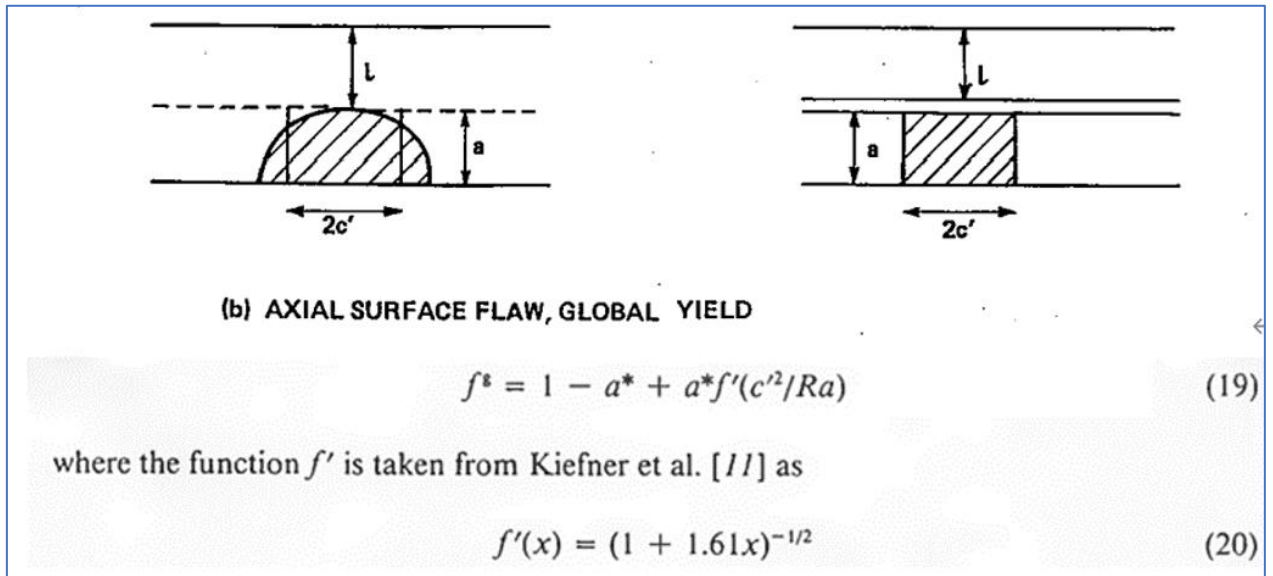


図 H. 10. 7

$$f^g = 1 - \frac{a}{t} + \frac{a}{t} \frac{1}{M_t(\lambda_a)} = \frac{1}{M_s^{Chell}} \quad (\text{H. 10. 3})$$

すなわち、

$$M_s^{Chell} (= M_s^{NS}) = \frac{1}{f^g} = \frac{1}{1 - \frac{a}{t} + \frac{a}{t} \frac{1}{M_t(\lambda_a)}} \quad (\text{H. 10. 4}) \quad (\text{API 規格 (9C. 18) 式})$$

この (H. 10. 4) 式が API 規格でも (9C. 18) 式 (M_s^{NS} と表記) として採用されており、

9B. 2. 3. 1 で “ Surface correction or bulging factors are used to quantify the local increase in the state of stress at the location of a crack in a shell that occurs because of local bulging.” と記され、(H. 10. 4) 式がバルジングファクターであるとしている。(参考 3) で Chell の M_s について詳しく述べているので、そちらを参照)

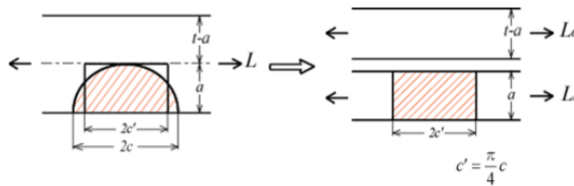
図 H. 10. 7 のようにバルジングファクターを貫通個所と非貫通個所に振り分けて (Chell 論文の Fig. 4 b)、理論的に $1 \leq M_s \leq M_t$ となるように M_s^{Chell} は求められる (図 H. 10. 8 に導出過程を示す)。

非貫通欠陥に対するバルジングファクター M_s (M_s^{Chell})の正しい導出

バルジングファクターの物理的意味から考えて
($a/t=0\sim 1$ において)

$$1 \leq M_s \leq M_t$$

の関係が成り立つ必要がある。
Chellは以下のように理論的に M_s を導いた



ここで、欠陥のない厚さ $t-a$ の円筒に働く荷重は $L_0 = (t-a)\sigma$
厚さ a の貫通欠陥を有する円筒に働く荷重は $L_a = a \frac{\sigma}{M_t}$

表面欠陥に対する表面補正係数(=バルジングファクター)を M_s として、
表面欠陥を有する円筒に働く荷重は $L = t \frac{\sigma}{M_s}$ と表される

Chell, G.G., "Application of the CEGB Failure Assessment Procedure, R6, to Surface Flaws", Fracture Mechanics: Twenty-First Symposium, ASTM STP 1074, J.P. Gudas, J.A. Joyce and E.M. Hackett, Eds., American Society for Testing and Materials, Philadelphia, pp.525-544, (1990).

表面欠陥 (長さ: $\ell = 2c_L$, 深さ: a) に働く荷重 L は、左図に示すように欠陥のない厚さ $t-a$ の円筒に働く荷重 L_0 と厚さ a の貫通欠陥 (長さ: $\ell = 2c_L$) を有する円筒に働く荷重 L_a の和で表される。

$$L = L_0 + L_a$$

$$t \frac{\sigma}{M_s} = (t-a)\sigma + a \frac{\sigma}{M_t}$$

$$M_s = \frac{1}{1 - \frac{a}{t} + \frac{a}{t} \frac{1}{M_t(a)}}$$

(Chellの式)

6

図 H. 10. 8

この、 M_s^{Chell} の a/t 依存性を示したのが、図 H. 10. 9 であり、 $1 \leq M_s^{Chell} \leq M_t$ の関係が正しく成立している。これに対して、API 規格の減肉欠陥評価で使用する Maxey (Kiefner) の M_s ($M_s^{Kiefner}$) は a/t が大きくなると貫通欠陥の M_t 以上の値となり、貫通欠陥の M_t とは一致しない。このことより Maxey (Kiefner) の M_s ($M_s^{Kiefner}$) はバルジングファクターでないと判断される。

p-M 法で用いる M_s ($M_s^{Chell} (= M_s^{NS})$) は、Chell 論文の (19) 式、API 規格 (9C. 18) 式で示されており、突然出てきた式ではない。API 法で用いる Maxey (Kiefner) の M_s ($M_s^{Kiefner}$) がバルジングファクターでないことが問題である。

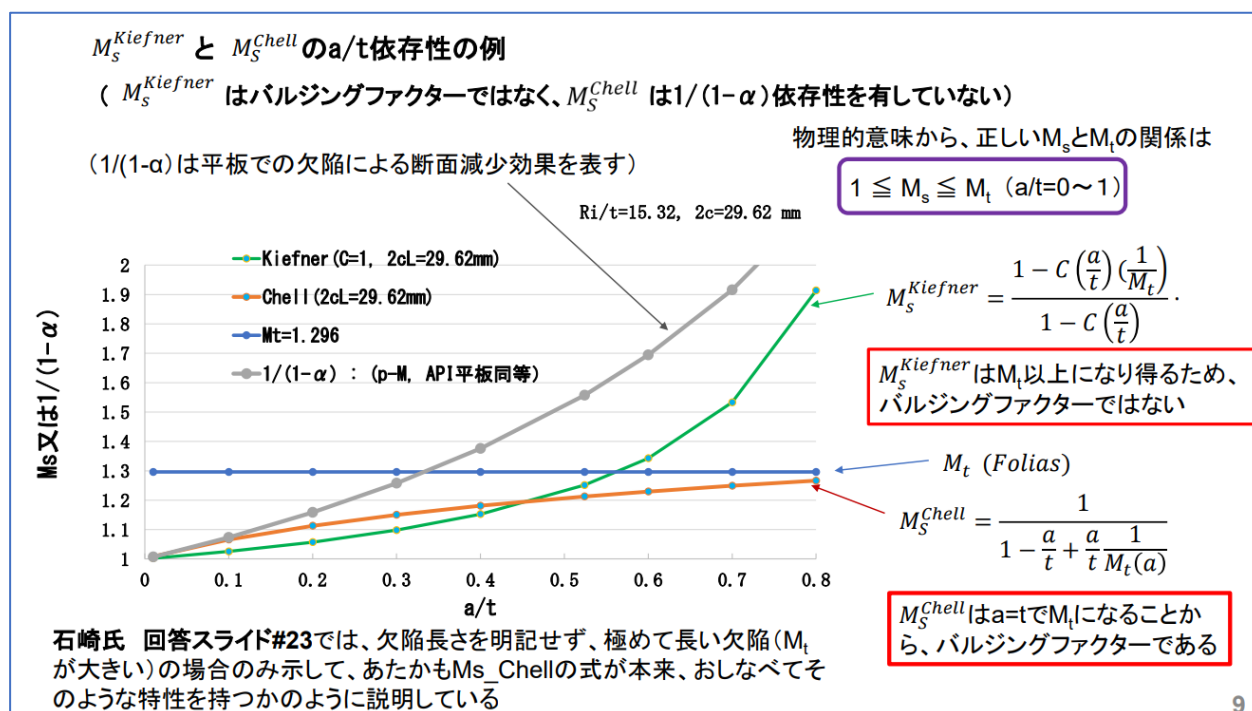


図 H. 10. 9

Folias の提案は、平板に作用する応力をバルジングファクターの増し分だけ補正すれば、円筒の場合を推定できるということである。その考え方を、平板でのリミットロードアナリシスに対して適用（非貫通欠陥のバルジングファクター M_s^{Chell} （応力の補正係数）を用いて）することによって、円筒に対するリミットロードアナリシスによる参照応力が求まると考えられる。すなわち、図 H. 10. 10 は Willoughby (1989) が平板に対して行ったリミットロードアナリシスであるが、ここで、Folias の提案に従い、 $\sigma_m \rightarrow M_s^{Chell} \sigma_m$ と置き換え、欠陥周りの健全部の効果を入れれば、次式の p-M 法 (HPIS Z101-2) で使用の参照応力が得られる。なお、付記すれば、バルジングファクターは弾性解析によって導かれたものであり、その関係を破壊（破裂）にまで使用することは間違いであるが、リミットロードアナリシスにおける解析においては弾性解が通常使われており、その点での問題は無い。

$$\sigma_{\text{ref}} = \frac{\frac{1}{3}\sigma_b + \sqrt{\left(\frac{1}{3}\sigma_b\right)^2 + (1-\alpha)^2 (M_s^{\text{Chell}}\sigma_m)^2}}{(1-\alpha)^2} \quad (\text{H. 10. 5}) \quad (\text{p-M 法 \& HPISZ101-2 規格の参照応力})$$

$$\alpha = \frac{\pi a c}{t(\pi c + 4 t)}$$

力)

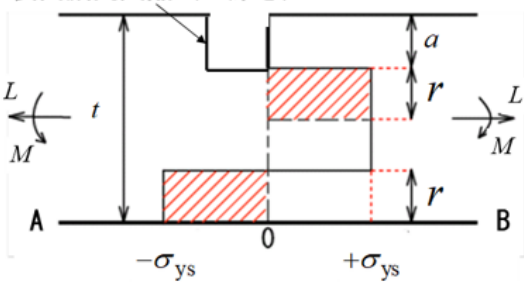
仮に $\sigma_b = 0$ のときには、

$$\sigma_{\text{ref}} = \frac{M_s^{\text{Chell}}\sigma_m}{(1-\alpha)} \quad (\text{H. 10. 6})$$

が得られる。

参照応力の導出

平板 (板厚: t , 幅: $2W=1$)
表面減肉欠陥 (a 深さ)



$$\sigma_{\text{ref}} = \frac{\frac{1}{3}\sigma_b + \sqrt{\left(\frac{1}{3}\sigma_b\right)^2 + \left\{\left(1 - \frac{a}{t}\right)\sigma_m\right\}^2}}{\left(1 - \frac{a}{t}\right)^2}$$

$\sigma_{\text{ref}} = \sigma_{ys}$: 塑性崩壊条件

$$\frac{\sigma_b}{\sigma_{ys}} = \frac{3}{2} \left\{ \left(1 - \frac{a}{t}\right)^2 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{ys}}\right)^2 \right\}$$

Willoughby, A. A. et al., ASTM STP 1020, (1989)

$$L = \sigma_{ys}(t - a - 2r)$$

$$M = \sigma_{ys}r \left(t - a - \frac{r}{2} \right) - \sigma_{ys}r \frac{r}{2}$$

$$= \sigma_{ys}r(t - a - r)$$

$$L = \sigma_m^L t, \quad M = \frac{\sigma_b^L t^2}{6}$$

$$\frac{\sigma_{\text{ref}}}{\sigma_{ys}} = \frac{\sigma_m}{\sigma_m^L}, \quad \frac{\sigma_{\text{ref}}}{\sigma_{ys}} = \frac{\sigma_b}{\sigma_b^L}$$

$$\sigma_{\text{ref}} = \sigma_{\text{net}} = \frac{\sigma_m}{\left(1 - \frac{a}{t}\right)} \quad : \text{単純引張条件}$$

$$\sigma_{\text{ref}} = \frac{2}{3} \frac{\sigma_b}{\left(1 - \frac{a}{t}\right)^2} \quad : \text{単純曲げ条件}$$

令和3年7月7日第5回高度化検討分科会 資料1-2 p.36 の欠陥形状を修正して再掲載

図 H. 10. 10

一方、API 規格の参照応力は、次式で与えられている。

9C.5.10.1 The Reference Stress is (References [3] and [6]):

$$\sigma_{ref} = \frac{gP_b + \left[(gP_b)^2 + 9(M_s \cdot P_m \cdot (1-\alpha)^2)^2 \right]^{0.5}}{3(1-\alpha)^2} \quad (\text{H. 10. 7}) \quad (\text{API 規格の参照応力})$$

仮に $\sigma_b=0$ のときには、

$$\sigma_{ref} = M_s^{\text{Kiefner}} \sigma_m \quad (\text{H. 10. 8})$$

(H. 10. 7) 式の導出過程は、これまで論文で公表されていなかったが、Ishizaki et al., ASME PVP2020-21085 及び 21086 の講演論文でその導出過程が公表された。しかし、その導出過程は、図 H. 10. 11 に示すように、欠陥による断面減少効果を論じた Maxey (Kiefner) の式を平板の欠陥による断面減少効果を求めているリットロードアナリシスより求めた式に代入するという、いわゆる「欠陥の断面減少効果の式 (Maxey (Kiefner) の式)」を「平板に対して求めた欠陥の断面減少効果の式 (リットロードアナリシスの式)」に代入するという「循環論法」に陥っており、認められない。更に、出てきた API 法の参照応力解 (H. 10. 7) 式が常に過少に見積もられることは、Greg Thorwald et al. (PVP2017-65760) および K. Oyamada et al. / International Journal of Pressure Vessels and Piping 88 (2011) 507-517 の論文で指摘されているので、生じる応力を適正に評価できずに危険側評価を与える。この点でも API 法の参照応力解は受け入れ難い。また、API 規格の (H. 10. 7) 式は、力学の大原則であるつり合いの式を満たしていないばかりか、API 規格の平板に対する参照応力との整合性もない。さらに、大径管に対する評価がおかしい点も図 H. 7. 2 および図 H. 7. 3 で指摘されており、Maxey (Kiefner) の式が理論的に導かれた式であれば、そのような不具合は生じないはずであり、Maxey (Kiefner) の式を使った API 法の参照応力解 (H. 10. 7) 式に対する信頼性はない。

Maxey (Kiefner) の式を使った API 法の参照応力解は、実験結果および FEM 結果によって過小評価されることが明らかである。

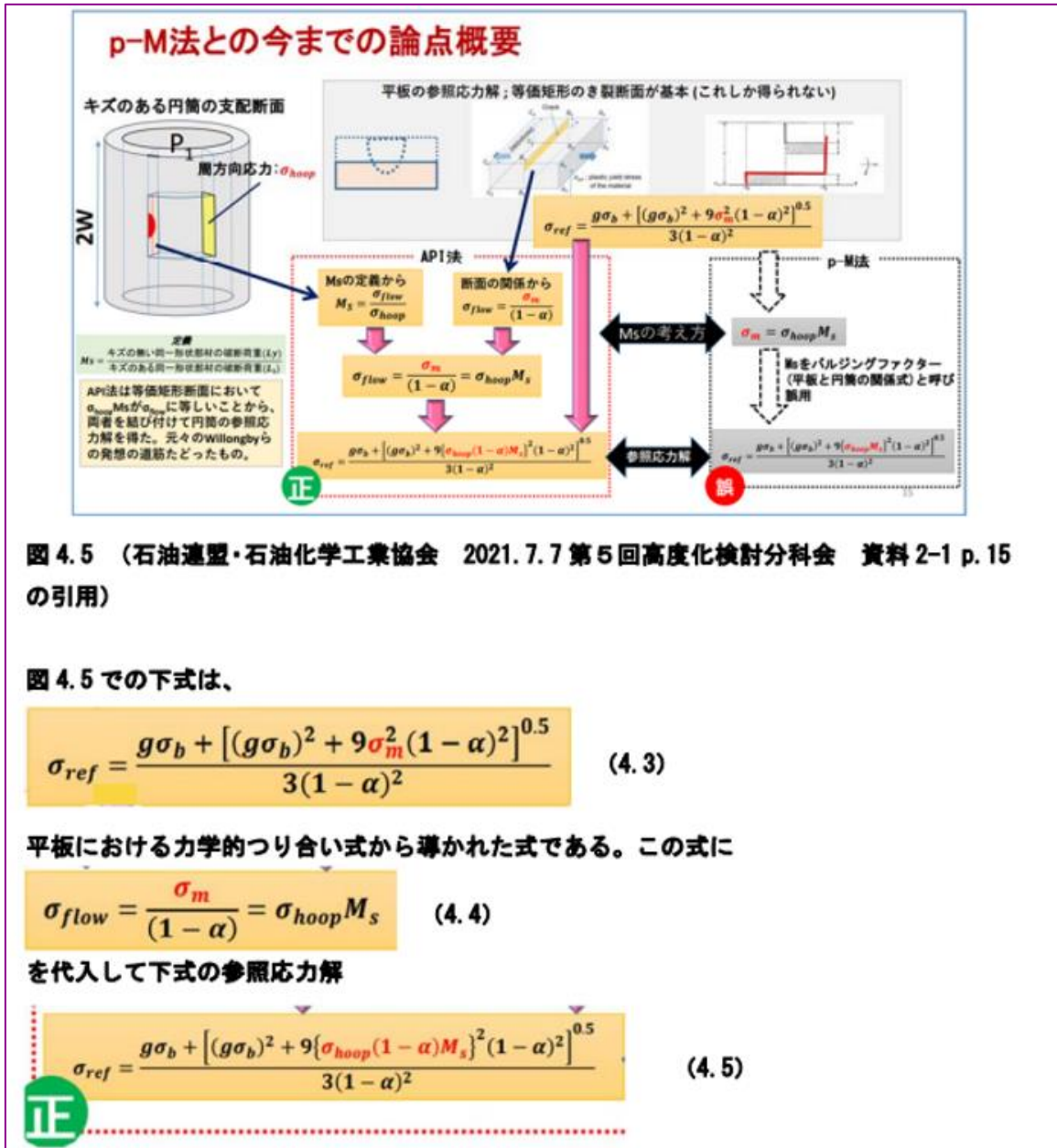


図 4.5 （石油連盟・石油化学工業協会 2021. 7. 7 第 5 回高度化検討分科会 資料 2-1 p. 15 の引用）

図 4.5 での下式は、

$$\sigma_{ref} = \frac{g\sigma_b + [(g\sigma_b)^2 + 9\sigma_m^2(1-\alpha)^2]^{0.5}}{3(1-\alpha)^2} \quad (4.3)$$

平板における力学的つり合い式から導かれた式である。この式に

$$\sigma_{flow} = \frac{\sigma_m}{(1-\alpha)} = \sigma_{hoop} M_s \quad (4.4)$$

を代入して下式の参照応力解

$$\sigma_{ref} = \frac{g\sigma_b + [(g\sigma_b)^2 + 9\{\sigma_{hoop}(1-\alpha)M_s\}^2(1-\alpha)^2]^{0.5}}{3(1-\alpha)^2} \quad (4.5)$$

正

図 H. 10. 11

図 H. 10. 11 で示すように API の参照応力（4. 5）式が導かれるとしているが、Maxey の解析過程から明らかのように、 M_s Kiefner 式は、バルジングファクターというよりは、欠陥の存在による断面減少効果を表している式（近似的ではあるが）であり、その式を同じく力学的なつり合いから求めた（4. 3）式に代入するという操作で導かれた（4. 5）式（図 4. 5 で（正）と表記された式）は“循環論法”に陥っており、到底認めることは出来ない。

API 法の参照応力解の $\sqrt{\cdot}$ 内で $(1-\alpha)^4$ で表されるのは、その導出過程をみると「循環論法」に陥っており不合理であり、API 法の参照応力解は間違っている。

11. p-M 法の問題点

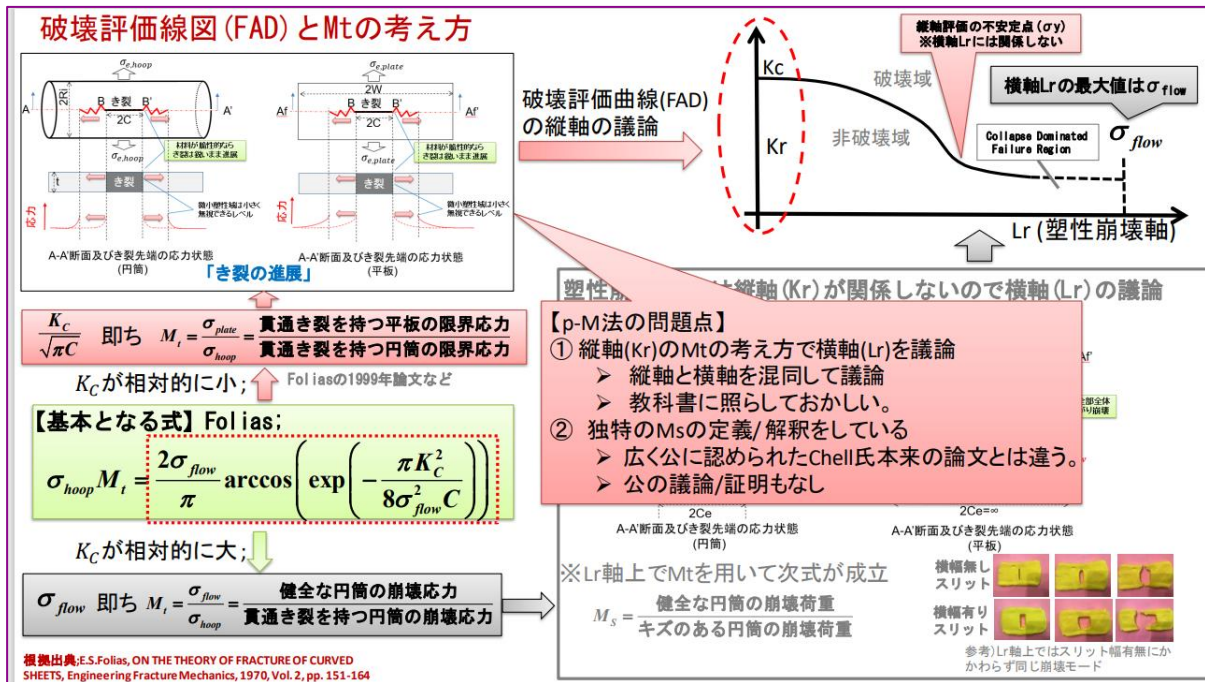


图 H. 11.1

図 H. 11.1 で p-M 法は、

- ### ①縦軸(Kr)のMtの考え方で横軸(Lr)を議論

- i) 縦軸と横軸を混同して議論
- ii) 教科書に照らしておかしい。

と主張している。

→ i) 減肉欠陥評価においては、p-M 法では FAD 線図をそもそも用いていないので縦軸と横軸を混同して議論することはない。き裂状欠陥に対する FAD 線図の縦軸では、 K_r ($=K/K_{IC}$) であり、その円筒での応力拡大係数 K (HPIS Z101-2) は Marie, Chapuliot et al., (2007) の式が使われている。その Marie の式は M_t とは全く関係ない式である。横軸は、 $L_r (= \sigma_{ref} / \sigma_y)$ であり、その参照応力 σ_{ref} はリミットロードアナリシスから求まる値である。参照応力 σ_{ref} は例えば単純引張のときには、「参考 1) ネット応力概念」で与えられるネット応力 σ_{net} であり、FAD 図の縦軸 K_r とは全く関係ない概念から求められる。

むしろ、第5回高度化検討分科会で、「API 規格では、先在き裂からの破壊開始限界を扱うダグデールモデルを用いて、減肉欠陥の全断面降伏現象を本質的に捉えることができる」との発言があり、その発言が正しければ、減肉欠陥の塑性崩壊を論じることにより FAD 線図における FAC (Fracture Assessment Curve) であるダグデールの式を使っており、縦軸と横軸とを混同して議論しているのは石連・石化の方と考えられる。

→ ii) p-M 法が教科書に照らしておかしいと指摘しているが、どの教科書と比べてどこがおかしいのかを具体的に指摘されないと、コメントしようがない。

② 独特の M_s の定義/解釈をしている。

- i) 広く公に認められた Chell 氏本来の論文とは違う
- ii) 公の議論/証明もない

→ i) & ii) 「10 (2) 「Chell 提案の非貫通欠陥へのバルジングファクター M_s 」」で記したように、Chell 論文での図 H. 10. 7 の (19) 式は、p-M 法で使用している非貫通欠陥のバルジングファクターの (H. 10. 4) 式で示され、使用している記号が違っただけで Chell 氏の論文と同じである。更に、その (H. 10. 4) 式は API 規格における (9C. 18) 式と同一であり、API 規格では、図 H. 11. 2 の API 規格 9C. 1. 4 に示すように Surface correction (Folias or bulging) factors と記しているので、p-M 法 (HPIS Z101-2) が独特の定義/解釈をしていることには当たらない。なお、図 H. 11. 2 で示すように API 規格で平板の参照応力解からバルジングファクターを使って円筒や球形の参照応力解を近似できると記している (API 規格では、き裂状欠陥を扱う章では M_s をバルジングファクターとしているが、減肉欠陥を扱う章では、 M_s を $1/RSF$ としており定義が異なる。さらに、き裂状欠陥に対して平板と円筒の参照応力解に整合性はないという自己矛盾を抱えている)。すなわち、図 H. 10. 4 の (A3) のような定義は、き裂状欠陥を扱う章ではなされていないが、減肉欠陥においても図 H. 10. 4 の (A3) 式において書かれている「破断時の応力」と (A2) 式で書かれている「弾性変形における応力」とは概念が全く異なるものを簡単に間違っ置き換えて扱っており (A3) 式の定義はありえない。

9C.1.4 Reference Stress Solutions – Approximations for Shells

The reference stress solutions for plates can be used to approximate the solutions for cylinders and spheres by introducing a surface correction (Folias or bulging) factor. This is an approximation that is supported by experimental results.

図 H. 11. 2

先在き裂からの破壊開始限界を扱う ダグデールモデルを用いて、減肉欠陥の全断面降伏現

象を本質的に捉えることができるとする考え方は間違っている。引張応力が単独で作用するときは「ネット応力概念」で、曲げ応力と引張応力が同時に作用するときは参照応力で評価すべきである。

12. 石連/石化協からの質問に対する p-M 法側回答概要-SF₁による影響

石連/石化協からの質問に対するpM法側回答概要

- p-M法はCheilが論文で導出/定義したMsとは違う独自のMsの解釈用法として「バルジングファクター」として用いていることが判明。
- 「バルジングファクター」として独自解釈して用いていると主張しながらも、その論の妥当性を論じた公の論文や文献は一切存在せず。
- 安全の基礎前提となるべき評価理論として不備
- 実験等は $\lambda \leq 1$ のみ。危険側評価となる $2 \leq \lambda$ の範囲を論じていない。

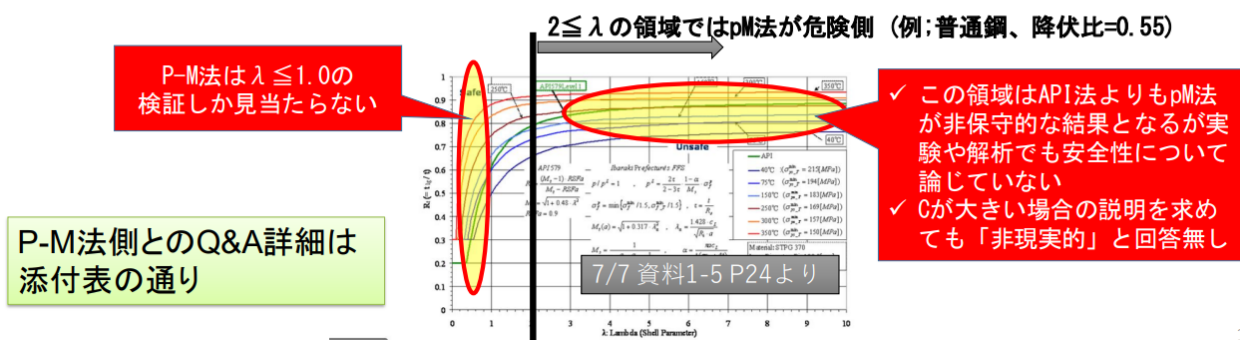


図 H. 12. 1

- i) p-M 法は Cheil が論文で導出/定義した Ms とは違う独自の Ms の解釈用法として「バルジングファクター」として用いていることが判明

→ 「10. p-M 法に対する疑問点 (2) Cheil 提案の非貫通欠陥へのバルジングファクター Ms (p. 23)」で記したように、Cheil 論文の (19) 式はバルジングファクターであり、p-M 法で使用するバルジングファクターの (H. 10. 4) 式と同一である。更に API 規格で採用されている (9C. 18) 式とも同一である。したがって、p-M 法 (HPISZ101-2) において、Cheil が論文で導出/定義した Ms とは違う独自の Ms の解釈用法をしているという指摘は全般的な外れな指摘である。

- ii) 「バルジングファクター」として独自解釈して用いていると主張しながらも、その論の妥当性を論じた公の論文や文献は一切存在せず。安全の基礎前提となるべ

き評価理論として不備

→i)で記しているように「バルジングファクター」として独自解釈していない。公の正式な国際誌掲載論文としては、Konosu et al., Plastic Collapse Assessment Procedure for Internal Pressure and External Bending Moment, Trans. of ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, 130/1, 011207, 2008/02. などがある。

iii) 実験等は $\lambda \leq 1$ のみ。危険側評価となる $2 \leq \lambda$ の範囲を論じていない。

→「危険側評価となる $2 \leq \lambda$ の範囲を論じていない」と主張している。これは、図 R. 4 で示すように $SF_1=4.0$ で設計された機器に対しては、 $2 \leq \lambda$ の範囲に限らず λ の広い範囲で常温付近では API 規格の許容限界線（灰色）より深い欠陥深さまで p-M 法が許容される。この点を API 規格に比べて危険側評価であると主張しているものと思われる。しかし、p-M 法では、図 H. 9. 3 の注 3 に記載の方法で極限設計理論の下限定理（リミットロードアナリシス）と規格の表に記載の降伏強さ S_y （規定最小降伏強さ）に対して安全裕度 1.5（クライテリオン）で解析したものであり、 $SF_1=3.0$ でも 4.0 であっても、欠陥前方の残余領域が全断面降伏する条件に対して安全裕度 1.5 となるように決められているために塑性崩壊（欠陥前面の残余領域の全断面降伏）に対して十分な裕度がある。

図 H. 12. 2 の $SF_1=3.0$ で設計された原子力容器に対する減肉評価（ASME Sec. XI Code Case N-597-2）と比較すると、 λ が大きい場合も含めて p-M 法による評価は、ASME Sec. XI Code Case N-597-2 の場合と完全に一致している。 c が大きい場合は λ が大きい場合であるので、その場合も何ら問題はない。なお、 λ が大きくなると縦軸の $R_t (=1-a/t)$ は変化しなくなり、ほぼ横軸に平行に推移する（ λ が大きいとき（ $\lambda \geq 2$ ）には、 λ に係わらず許容される欠陥深さ（ R_t ）はある一定の値に落ち着くために、それ以上に λ が大きい場合に対しても、仮に $c=\infty$ としても単に横軸 λ に対して平行に伸びるだけで特に問題はない）。むしろ R_t の値が急激に低下する小さい λ の場合の方が問題である。

Konosu et al., Trans. of ASME, Journal of Pressure Vessel Technology (2009), Vol. 131 p. 021206-1~10 では、 $SF_1=4.0$ に対して $\lambda=0.89 \sim 2.67$ のデータを用いて、実験および FEM で検証している（ $2 \leq \lambda$ の範囲でも検証している）。図 H. 12. 3 で TES（図中の緑色の印）として示しているのが、欠陥前方の残余領域が全断面降伏となる条件であり、降伏応力の 1.5 の安全裕度を取ったクライテリオンを用いて十分な裕度があることが示されている。なお、図 H. 12. 3 で減肉欠陥から塑性変形開始する点を実験および FEM で

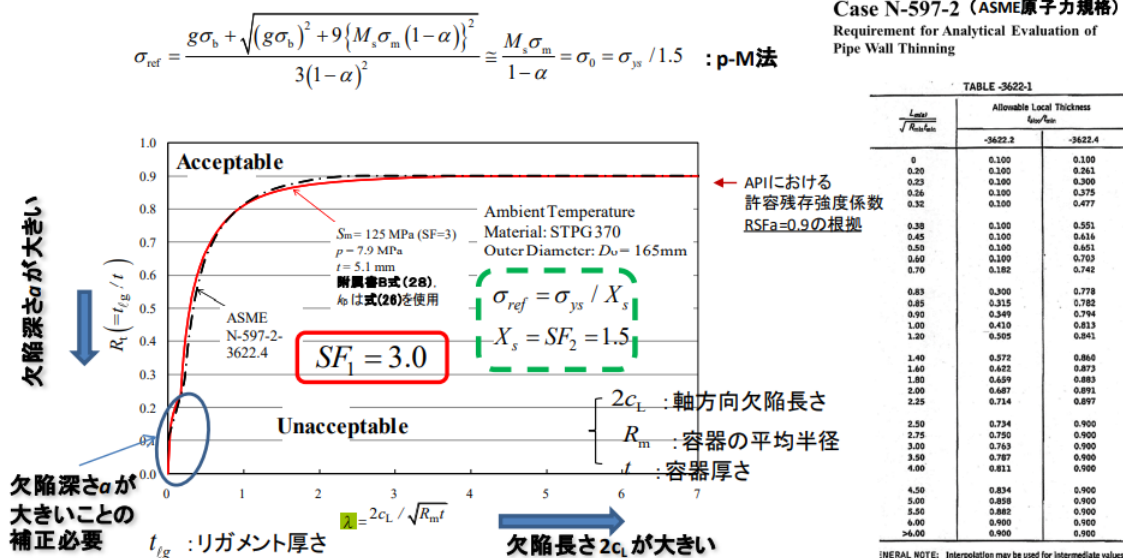
“Plastic initiation”として示した（図中の青色の印）が、クライテリオンを降伏応力の 1.5 分の 1 とした限界線を入れることはない。このことは、クライテリオンを降伏応力の 1.5 分の 1 としておけば、欠陥近傍でもほとんど弾性変形内に収まっていることが期待できることを意味している。

現在、内圧を受ける円筒の場合のみを議論しているが、FFS 規格として考えたときには、図 H. 12. 3 の横軸で示されるように地震等により円筒が曲げモーメント M を受ける場合に対しての議論が日本においては特に必要である。このときに内圧を受けて生じる応力+外部曲げ応力を同時に受けることになるので、それぞれの評価に信頼ある参照応力解が必要である。

p-M 法は Chell が論文で導出/定義した M_s と同じ式を使用している ((H. 10. 4) 式)。この式をバルジングファクターとして API 規格 9C. 1. 4 でも記している。

λ が大きいとき ($\lambda \geq 2$) には、 λ に係わらず許容される欠陥深さ $R_t (=1-a/t)$ はある一定の値に落ち着く (ほとん横軸 λ が大きくなっても平行に推移する) ために、それ以上に λ が大きい場合に対しても (仮に $c=\infty$ としても) 単に横軸 λ に対して平行に伸びるだけで R_t の評価に問題はない。むしろ R_t の値が急激に低下する小さい λ の場合の方が問題である。

ASME Sec. XI Code Case N-597-2 (-3622. 4 Unlimited Transverse Extent) における塑性崩壊限界と p-M 法との比較



Konosu, S. et al., "Assessment of Overlapped Internal and External Volumetric Flaws in p-M Diagram", J. Press. Ves. Technol., 133, p.031208, (2011).

p-M 法の評価結果は、材料の安全係数を合わせることで (特定則の 4 → ASME 原子力容器の 3)、ASME 原子力規格の評価と一致する

31

図 H. 12. 2 ($SF_1=3.0$ の場合)

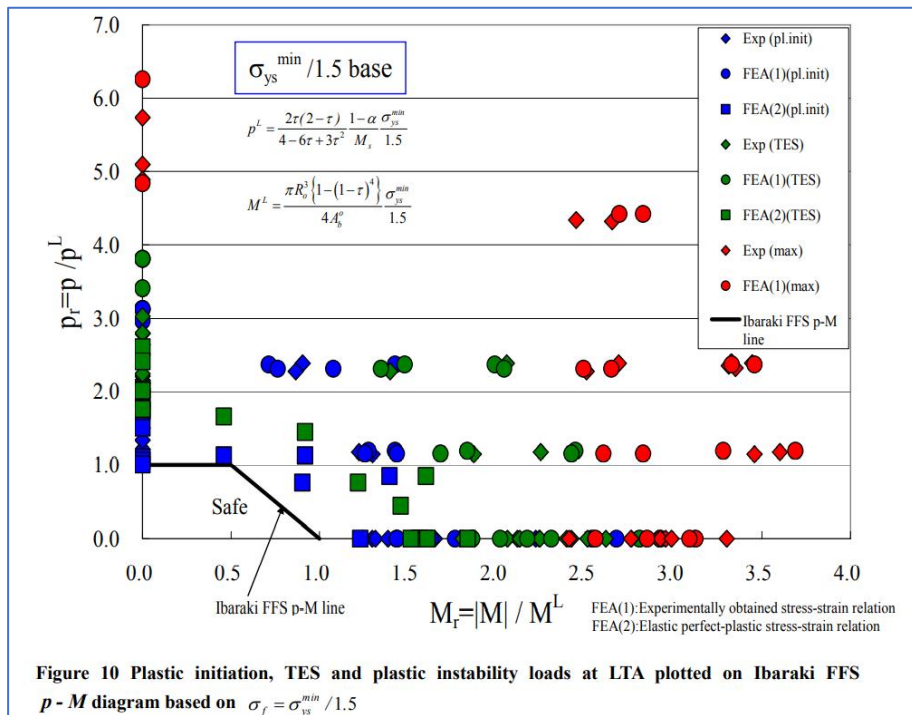


図 H. 12. 3 ($SF_1=4.0$ の場合)

引張応力の安全裕度 SF_1 による許容される減肉欠陥寸法への影響

引張応力の安全裕度 SF_1 の違いによる許容される減肉欠陥寸法への影響について考察する。

図 H. 12. 2 は $SF_1=3.0$ の場合であるが、図 R. 4 で λ が大きいときには、API 規格では R_t =約 0.9 ($RSFa=0.9$) としている。この値の妥当性について、Osage (2001) は以下の図 H. 12. 4 で示すように SF_1 に応じて $RSFa$ を変えるべきと記しており (Janelle, Osage et al., WRC Bulletin 505, 2005 でも同様なことを主張している)、図 R. 4 で示されるように SF_1 に応じて許容される範囲を広げるべきことを主張している。

Allowable RSF Values For LTAs Based On The Construction Code MPC FFS Meeting, August 21-23, 2001

David A. Osage

The RSF_d is a measure of protection against failure calibrated against burst tests. Each construction code will have a different RSF_d due to the conservatism in design resulting from the adopted allowable stress basis (explicit margins) and design rules (implicit margins). Construction codes with a lower design stress provide a thicker shell; therefore, these codes provide a higher damage tolerance for an LTA. Subsequently, the RSF_d will be lower for these codes once a target in-service margin against burst is selected.

図 H. 12. 4

13. 石連/石化の p-M 法に対する見解

石連/石化のp-M法に対する見解

1. P-M法の採用可否判断は現時点では時期尚早であり今回は保留すべき
2. 少なくとも下記を満たした上で後日再提案/再審議とすべき
 - ① 破壊評価線図の縦軸のMtの観点から、どうして横軸の評価ができるか、公に学会などの論文にて論じ、広く認められたものとなること
 - ② 独特なMsの考え方の理論と考え方について公に学会などの論文にて論じ、広く認められたものとなること
 - ③ 不足している $2 \leq \lambda$ の範囲の安全性について論じ、その検証確認をすること

図 H. 13. 1

1. p-M 法の採用可否判断は現時点では時期尚早であり今回は保留すべきである

→ 「安全に対して疑問のある規定は、採用すべきでない」という点は同意する。

p-M 法に対しては、その方法に関する数多くの論文が国内および国際誌に掲載されており、論理的に問題はない。また、HPIS にも採用され、実用に供されている。石連・石化から出された質問にもすべて矛盾なく解答しており、検討は十分なされていると判断される。しかし、API 規格の不備およびそれを擁護する石連・石化の主張については、回答は

殆どなされておらず、本稿のように疑問点が未だに解消されずに残っている。API 法の安全に対して提示された疑念を晴らすように、石連・石化は真摯に回答すべきである。それが出来ない場合は、むしろ API 法との両論併記は保留すべきである。

2. 少なくとも下記を満たした上で後日再提案/再審議とすべき

① 破壊評価線図の縦軸の M_t の観点から、どうして横軸の評価ができるか、公に学会などの論文にて論じ、広く認められたものとなること

→「11. p-M 法の問題点」で記したように、破壊評価線図の縦軸の M_t の観点から、横軸の評価をしていないので的外れのコメントである。

② 独特な M_s の考え方の理論と考え方について公に学会などの論文にて論じ、広く認められたものとなること

→②世界で圧力容器に関する学術論文誌として、最も権威がある Trans. of ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, 130/1, 011207, 2008/02 など多数掲載されて多くの専門家のレビューを受けている。また、HPIS Z101-2 規格「圧力機器のき裂状欠陥評価方法—第 2 段階評価」では、p-M 法と同じ M_s が使用されているが、国内における著名な学識経験者により受け入れられている。

③ 不足している $2 \leq \lambda$ の範囲の安全性について論じ、その検証確認をすること

→③「12. 石連/石化協からの質問に対する p-M 法側回答概要」で記したように Konosu et al., Trans. of ASME, Journal of Pressure Vessel Technology (2009), Vol.131 p. 021206-1~10 では、 $SF1=4.0$ に対して $\lambda=0.89 \sim 2.67$ のデータを用いて、検証している。12 の iii) でも詳述したように、特に問題はない。

14. 平板における両端健全部の影響の例-試験片板幅の影響

平板における両端健全部の影響の例

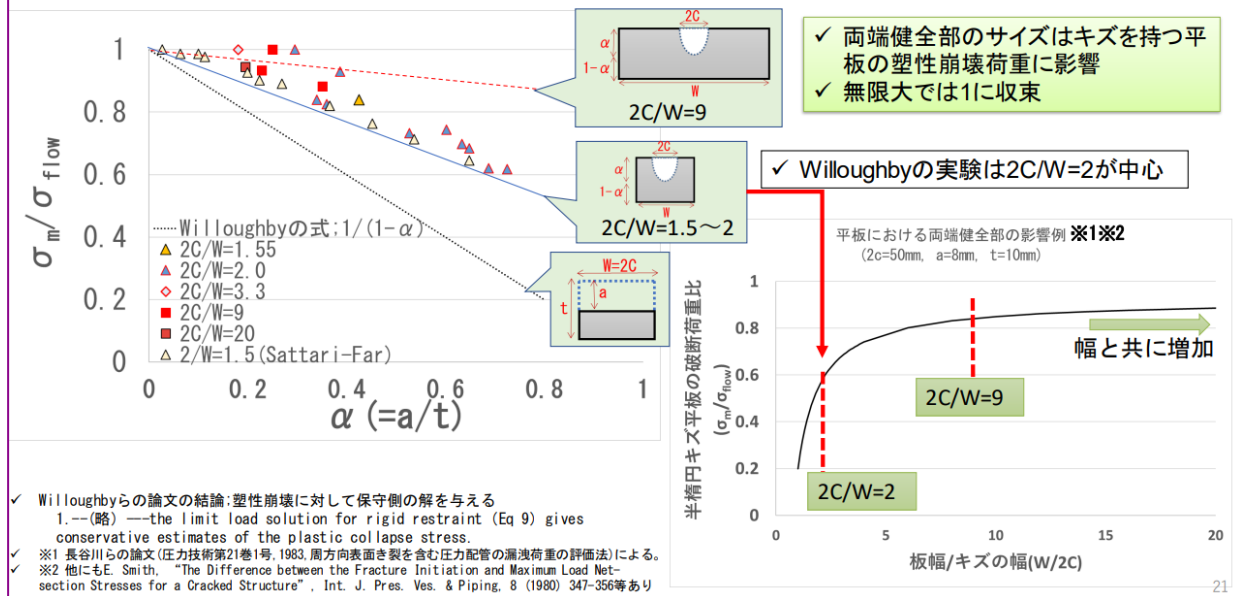


図 H. 14. 1

図 H. 14. 1 で” $2c/W$ ”と書かれているのは、” $W/2c$ ”の間違いである。API 規格では、「1. 欠陥周辺健全部の幅」で示したように、参照応力を求める際に使用している両側健全部の幅は、API 規格の平板への参照応力解（図 H. 1. 2 の (D. 33) 式で示されるようにそれぞれ肉厚 t を用いている。なお、平板形状としては図 H. 14. 1 の定義では平板の幅は W であるが、図 H. 1. 2 の定義では平板の幅は $2W$ であることに注意が必要である。

図 H. 1. 2 の (D. 31) 式で曲げ応力 $=0$ とおき、図 H. 1. 2 の (D. 31) 式で、 $\sigma_b=0$ とおき、仮に $\sigma_{ref}=\sigma_{flow}$ とすれば（このように考えることは「5. FAD 線図の横軸の議論」で述べたように、安全上問題ではあるが、ここでは敢えてそのように考えて、検討をする）、次式になる。

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_{flow}} = 1 - \alpha \quad (\text{H. 14. 1})$$

となり、図 H. 1. 2 のケース 2 の場合で考えると、

$$\alpha = \left(\frac{a}{t} \right) \left(\frac{c}{W} \right) \quad (\text{図 H. 1. 2 の (D. 34)})$$

となる、図 H. 10. 5 の平板の幅 (W) の定義から、図. 31 の $2c/W$ は図 H. 1. 2 での c/W のことを表しているの、上式を書き直すと

$$\alpha = \left(\frac{a}{t} \right) \left(\frac{2c}{W} \right)$$

であり、(H. 14. 1) より次式が得られる。

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_{flow}} = 1 - \alpha = 1 - \left(\frac{a}{t} \right) \left(\frac{2c}{W} \right) \quad (\text{H. 14. 2})$$

この (H. 14. 2) 式の関係を図示すると、

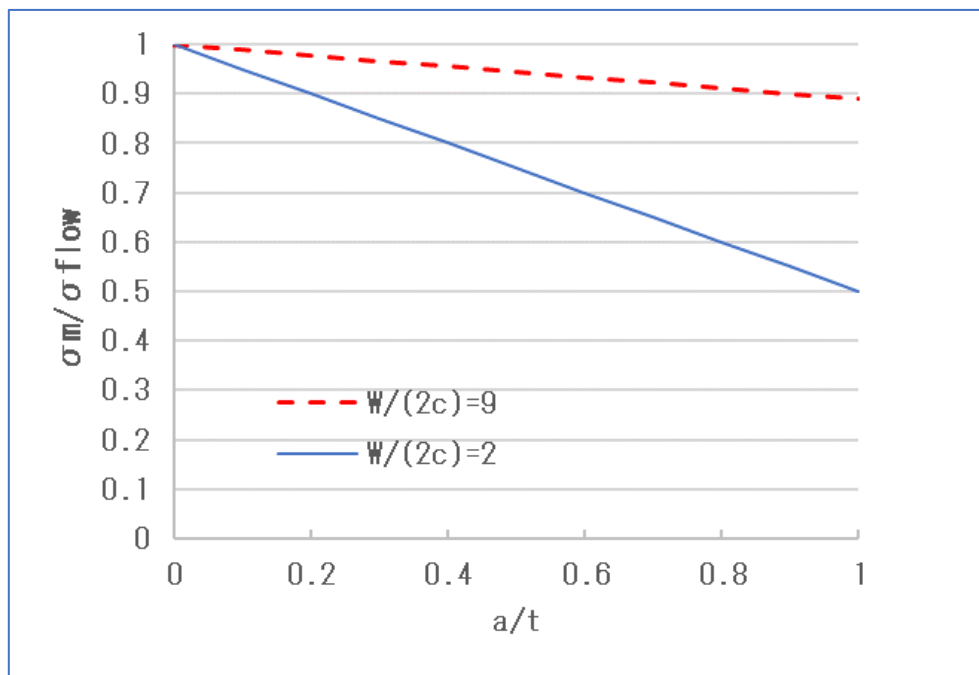


図 H. 14. 2

図 H. 14. 2 に示すように図 H. 14. 1 で示したような関係が得られる。図 H. 14. 2 を導くに当たった問題点は、以下である。

1. 平板（円筒の $R_i \rightarrow \infty$ ）での破壊に至る過程を示すと、負荷応力の増加とともに①減肉欠陥先端に塑性変形が生じる②減肉欠陥の前方の残余領域の全断面降伏（塑性崩壊）③板全体に塑性変形が広がる④板全体が破壊（破断）する といったプロセスを辿る。そこで FFS 規格として考えたときには、②の条件を基準として①の状態以下となっていることが望ましい。これに対して④の条件を基準にして①の状態を推定することは、④の状態が材質、温度、構造体の形状などの影響を受けるために不可能である。図 H. 45 の例では、④の状態に至る条件は板幅 W の影響を受けることを示している。そこで Willoughby は “effective cross section area” を提案して、板幅 W が欠陥長さ $+t$ の範囲以上となるケース（ケース 1： $W \geq (c+t)$ ）と 板幅 W が欠陥長さ $+t$ の範囲以内となるケース（ケース 2：

($W < (c+t)$)) とに分けて塑性崩壊を考えている。この考え方は、API 規格の D.3.4.1 (図 H.1.2) でも採用されている考え方であって、p-M 法独自の考え方でないことを、誤解を避けるために付言する。その理由は、欠陥を支える健全領域幅を “effective cross section area” 以上に考える (ケース 2 だけ考えてケース 1 はないと考える) と、本来、欠陥前方の残余領域の塑性崩壊を捉えるべきなのに、平板の全域にわたっての④の全体崩壊 (破裂) する場合を捉えてしまうことから (図 H.14.1 のように板幅 W が大きくなると、その W の影響を受けて全体破壊が起きる応力は高くなる)、それを避けるためにケース 1 の場合を考えている (FFS 規格が対象とする実機器では当然ケース 1 が適用されるべきである)。すなわち、 W の大小に関係なく図 H.14.1 のように常にケース 2 で考えることは、欠陥前方の残余領域の塑性崩壊を評価できない。

2. $\sigma_{ref} = \sigma_{flow}$ のときに塑性崩壊すると考えると「5. FAD 線図の横軸の議論」で述べたように、安全上問題があり、欠陥前方の残余領域が全断面降伏に至る条件を知ることが出来ない。

3. 減肉欠陥評価のベースとして Maxey (Kiefner) のモデル (「2. Maxey (Kiefner) の M_s の定義」) を挙げているが、そのモデルでは図 H.14.1 での $W/(2c)=1$ の扱いであり、両端健全部の影響を考慮していない。

API 規格でも、き裂状欠陥では、図 H.2 のケース 1 のように考えており、減肉欠陥においてもそれに従うべきである。

なお、両端健全部幅としては、p-M 法 (HPIS Z101-2) では a/t が大きい場合には両端健全部幅として Willoughby 提案の t より狭い幅で考えるべきことを提案しており、 t =一定とは考えていない。

15. L_{msd} 及び塑性域長さ p と内径の関係

Lmsd及び塑性域長さp と内径の関係

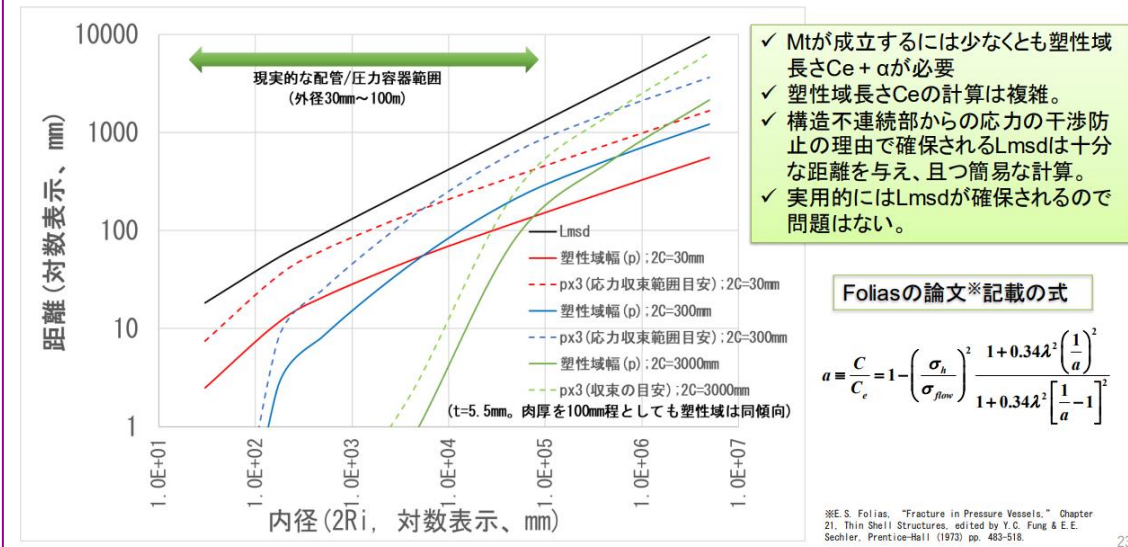


図 H. 15. 1

図 H. 15. 1 で Timoshenko の式から外部構造不連続部からの影響を受ける距離

$L_{msd} = 1.8\sqrt{D_t t}$ を 欠陥部の周りの健全部で荷重を分担する距離として持ち出すのは、API

規格でも採用していない (図 H. 1. 2 で示すように API 規格では欠陥両端にそれぞれ肉厚 t を考えている)。このことは、Mt、Ms や参照応力解を計算するときに、そのような外部構造不連続部による応力集中を考慮していないために、外部構造不連続部が欠陥近くに存在することがないように Lmsd 距離以上離すことを要求しているだけで、その領域が欠陥部の周りの健全部で荷重を分担する範囲であるとは考えていないからである。また、同様に欠陥からの塑性域長さも欠陥部の周りの健全部で荷重を分担する範囲として API 規格では採用していない。したがって、API 規格にないことを説明に用いても受け入れることは困難である。もし、API 規格が間違っており、ここで主張すること (Lmsd や欠陥からの塑性域長さが欠陥部の周りの健全部が荷重を分担する範囲とすべき) が正しいのであれば、到底、API より受け入れられないとは考えられるが API 規格をそのように改訂してから主張すべきである。

全般に言えることであるが、API 規格にないことを説明で用いても受け入れることは困難である。もし、API 規格が間違っており、ここでの主張が正しいのであれば、API 規格をそのように改訂してから再度主張すべきである。

16. 破壊試験と合格値の関係

図 H. 16. 1 では、実破壊圧を使い、図 H. 14. 1 では流動応力 σ_{flow} を使い、両者を区別なく使用しているようで首尾一貫性がなく、合理性もない。

いずれにしても、「14. 平板における両端健全部の影響の例-試験片板幅の影響」でも述べたように、④の破壊試験結果を基準に用いても、②き裂先方の残余領域が全断面降伏するかどうかの判定（あるいは①減肉欠陥に塑性変形が生じるかどうかの判定）には使えない。欠陥前方の残余肉厚領域での塑性域を許容するかについての議論は「5. FAD 線図の横軸の議論—欠陥前方の残余領域にかなりの塑性域を許容できるのか」でも行っているように、減肉欠陥先端にかなりの塑性変形を有したまま継続使用を許容すると、その後の使用中に割れなどの有害な損傷が発生する可能性が高いことから、非常に危険で受け入れ難い。

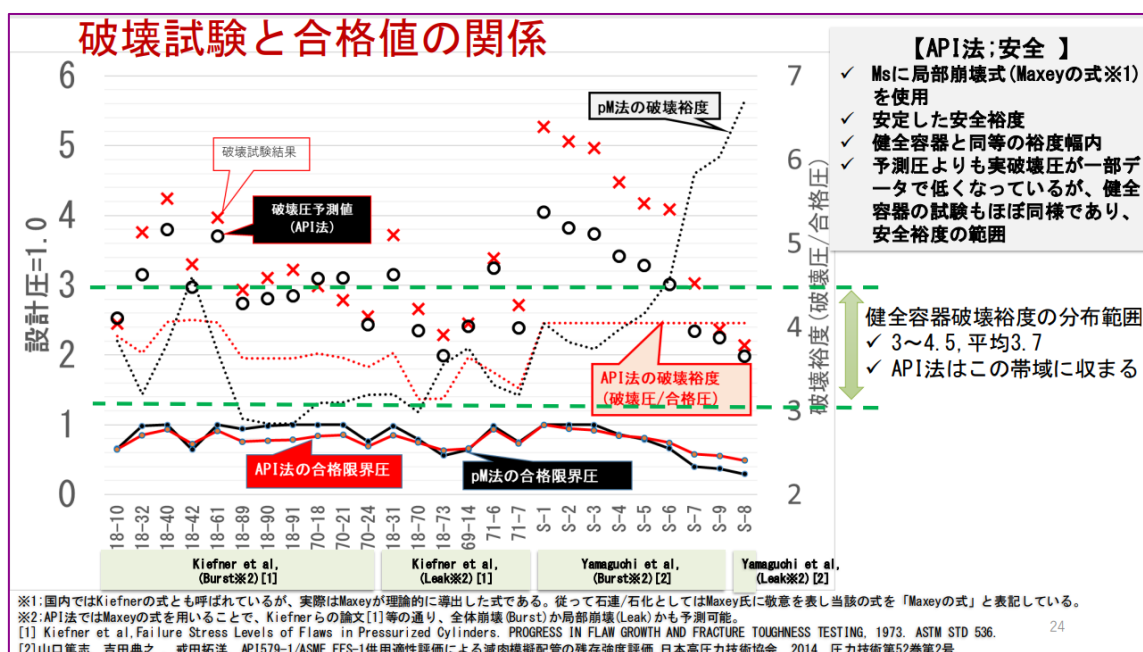


図 H. 16. 1

破壊圧と言ったり流動応力と言ったりで、首尾一貫性がない。

17. 温度依存性の考慮

③温度依存性の考慮；検証結果

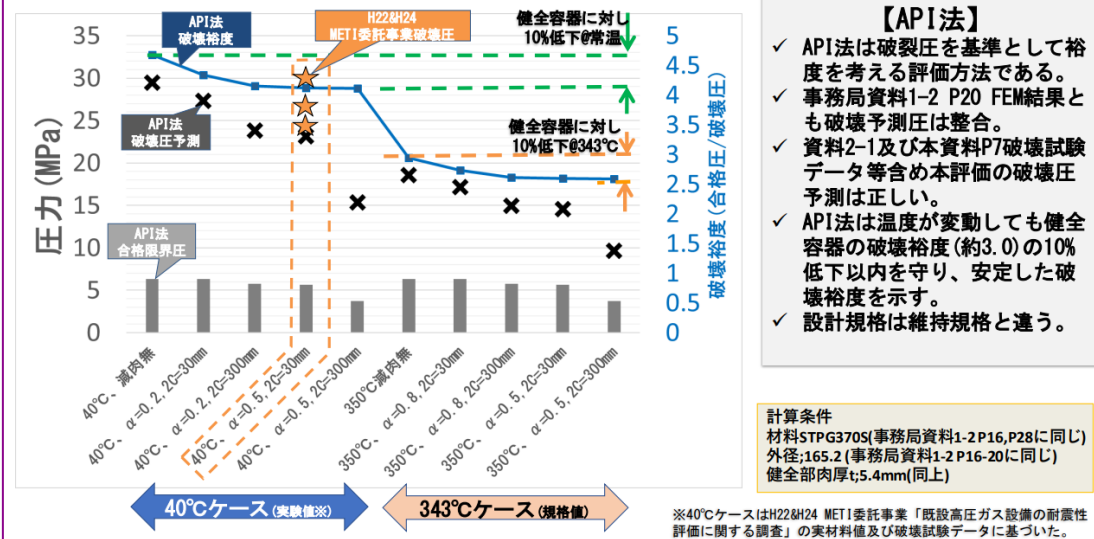
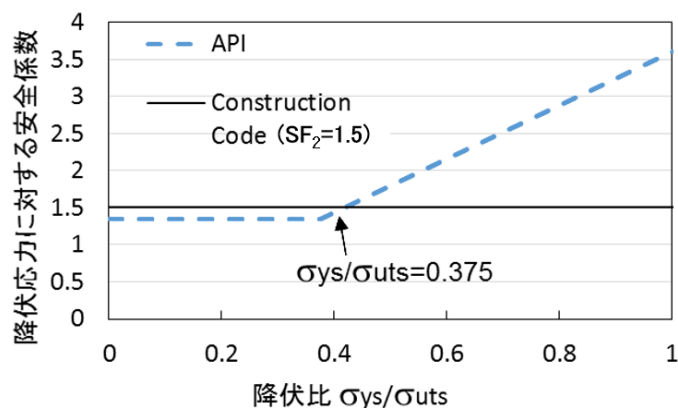


図 H. 17. 1

図 H. 17. 1 では、「API 法は破裂圧を基準として裕度を考える評価方法である」と記しているが、図 H. 14. 1 では流動応力 σ_{flow} を使い、両者を区別なく使用しているようで首尾一貫性がなく、合理性もない。

なお、温度依存性については、少なくとも許容応力ベースで考えると、図 H. 17. 2 で示すように、降伏比(降伏応力/引張応力) ≤ 0.38 のときに、構造設計規格の降伏応力による安全裕度 1.5 を割ることになる。既に何度もコメントしているが、「5. FAD 線図の横軸の議論」で既に述べた通りで、FFS 規格といえども構造設計規格での塑性崩壊に対する安全裕度を割ることは許されないと考える。欠陥がないときの安全裕度に比べて欠陥が入った途端に構造設計規格における安全裕度より切り下げることは、非常に危険であり受け入れ難い。

許容残存強度係数RSFa=0.9を一定として用いたときの問題点



温度に関係なく $S_m/0.9$ (一定の許容残存強度係数RSFa=0.9)を採用すると降伏比 γ (=降伏応力/引張応力)が 0.417 (= $1.5/(4 \times 0.9)$)以下のときに降伏応力に対する安全裕度が $1.5 \times 0.9 = 1.35$ で、降伏応力に対する安全裕度が 1.5 以下となり問題である。

RSFa=0.9を一定として用いると応力比 0.417 以下で非安全になる

26

2018. 3. 8 高度化検討分科会配布資料

図 H. 17. 2

API 法の RSFa=0.9 で考えると、温度が高くなると、構造設計規格での降伏応力に対する安全裕度を下回る場合がある。FFS 規格といえども構造設計規格での降伏応力に対する安全裕度を割ることは許されないと考える。欠陥がないときの安全裕度に比べて欠陥が入ったときに安全裕度を大きくするのであれば理解できるが、欠陥が入った途端に切り下げることは常識的には受け入れ難い。

18. Folias による破壊応力と塑性域長さの記述箇所

参考;Foliasによる破壊応力と塑性域長さの記述箇所

① E. S. Folias, "On the Theory of Fracture of Curved Sheets," *Engineering Fracture Mechanics* 2 (1970) pp. 151-164

https://jpn01.safelinks.protection.outlook.com/?url=https%3A%2F%2Fwww.math.utah.edu%2F~folias%2F1970%2FFolias1970a.pdf&data=04%7C01%7Cyoichi_ishizaki.7530%40id%emitsu.com%7Ccb44c197cc514cc9209508d987227a4b%7C1a721771b78a40799ec538695d718adb%7C0%7C0%7C63768940442143843%7CUnknown%7CTWFpbGZsb3d8evJWIjoIMC4wLjAwMDA%7CJQIjoIV2luMzIiLCJBTiI161k1haWw%7CJXVCi6MnO%3D%7C1000&data=1xg9zeeUQY7NbrH7XIU%2BISy2nufugzE2HiK4UTRe0%3D&reserved=0

- 1) 破壊応力(fracture stress) σ_F : 式 13、式20、式21、
- 2) 式22で $\sigma_F < 0.6$ で $\sigma_F = K/\sqrt{\pi C}$: K はFracture Toughness (破壊靱性) となるとしている。
- 3) P156 式18及び式19で塑性域を含めたモデルの考え方を示し、同ページ下から6行目あたりから a perfect elastic-plastic behavior of a non strain-hardening materialの場合は σ_y として σ^* として良いとしている。(Dugdale Model)

② E. S. Folias, "Fracture in Pressure Vessels," Chapter 21, *Thin Shell Structures*, edited by Y. C. Fung & E. E. Sechler, Prentice-Hall (1973) pp. 483-518.

https://jpn01.safelinks.protection.outlook.com/?url=https%3A%2F%2Fwww.math.utah.edu%2F~folias%2F1970%2FFolias1973a.pdf&data=04%7C01%7Cyoichi_ishizaki.7530%40id%emitsu.com%7Ccb44c197cc514cc9209508d987227a4b%7C1a721771b78a40799ec538695d718adb%7C0%7C0%7C63768940442143843%7CUnknown%7CTWFpbGZsb3d8evJWIjoIMC4wLjAwMDA%7CJQIjoIV2luMzIiLCJBTiI161k1haWw%7CJXVCi6MnO%3D%7C1000&data=151eulAJks00dsjiNCM3V7Bz5CXPhvEotVKPBB0e18%3D&reserved=0

- 1) 破壊応力(fracture stress) σ_F : 式19、式22、式23
- 2) 式20と21で塑性域分の補正の考え方を述べてP503下から7行目付近から上記①の3)と同様のことが書いている。
- 3) 式27は平板の塑性域サイズ、式30は円筒の塑性域サイズ。半径無限大で両式は一致する。

③ E. S. Folias, "Failure Correlation Between Pressurized Vessels and Plates," *International Journal of Pressure Vessels and Piping* 76 (1999) pp. 803-811.

https://jpn01.safelinks.protection.outlook.com/?url=https%3A%2F%2Fwww.math.utah.edu%2F~folias%2F1990%2FFolias1999a.pdf&data=04%7C01%7Cyoichi_ishizaki.7530%40id%emitsu.com%7Ccb44c197cc514cc9209508d987227a4b%7C1a721771b78a40799ec538695d718adb%7C0%7C0%7C63768940442143843%7CUnknown%7CTWFpbGZsb3d8evJWIjoIMC4wLjAwMDA%7CJQIjoIV2luMzIiLCJBTiI161k1haWw%7CJXVCi6MnO%3D%7C1000&data=03WOP029nNiBM5AcfoBNdX3zH0pHA1Qz74HXkxgXwwg%3D&reserved=0

冒頭1. Introductionに「But to do this safely, we must understand the fundamental laws that govern the strength and displacement behavior of such structures for they are not immune to failures, particularly in the fracture mode.

The engineering community has long recognized that large, thin-walled, pressurized cylindrical vessels resemble balloons and like balloons are subject to puncture and explosive loss. For a given material, under a specified stress field due to an internal pressure q_0 , there will be a crack length in the material which will be self-propagating. Crack lengths less than the critical value will cause leakage but not destruction. However, if the critical crack length is ever reached, either by penetration or by the growth of a small fatigue crack, explosion and complete loss of the structure may occur.」とあり

続いて

5. Failure prediction in pressurized vesselsの項で「For static considerations, the results by Folias [2] should be applicable. More specifically, under the assumption that bending and bulging effects are negligible, Folias' s general failure criterion [2] may then be approximated by the simple relationship」
として式(6)を示していますが、ここでの引用文献[2]とは、上記の②です。

P-M法のMtについての根拠文献(上記の③)のルーツはDugdale Modelに基づいたFADの縦軸の議論です。

28

図 H. 18. 1

「3. Mt の定義と応力—ひずみ曲線の関係」で記したように、Folias は弾性解析により Mt を導いている。しかし、図 H. 18. 2 で PVP2020 論文のポイントとして「有名な Folias 氏の業績」として、

✓ Mtは貫通亀裂を持つ平板と円筒の関係式；

$$P_{m,TWC,inf}^f = P_{m,TWC,hoop}^c \cdot M_t$$

$$M_t = \frac{\text{貫通亀裂のある無限平板の破断時端部作用応力}}{\text{貫通亀裂のある円筒の破断時周方向応力}}$$

(H. 18. 1)

で Mt が定義されられている。

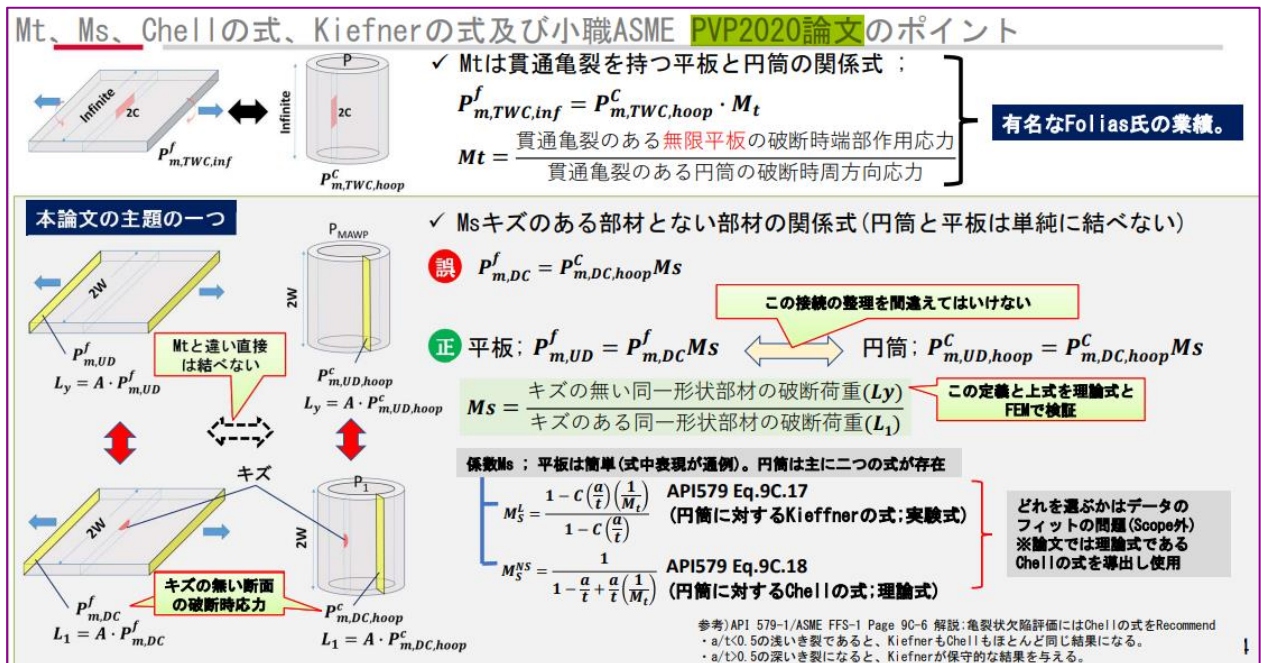


図 H. 18. 2

図 H. 18. 2 で示す Mt の定義は、破断荷重を用いていることから、弾性解析から導かれた式からはあり得ない。Folias の論文で Mt をそのように定義している箇所は図 H. 18. 3 に示す以下の式であるとの回答を得たが、(H. 18. 1) 式のような定義式はない。

①

Thus, following Griffith's hypothesis, for crack instability, one requires

$$\frac{\partial U_{\text{system}}}{\partial c} = 0 \quad (12)$$

or

$$\frac{(33 + 6\nu - 7\nu^2)(1 + \nu)}{3(9 - 7\nu)} \left[P^{(b)} \right]^2 + \left[P^{(e)} \right]^2 = \frac{16G\gamma^*}{c\pi} \cdot \frac{2(1 + \nu)}{9 - 7\nu} \equiv (\sigma_F)^2 \quad (13)$$

$$\frac{c}{c_e} = \cos \left(\frac{\pi \sigma}{2\sigma_y} \right) \quad (18)$$

or

$$\frac{\rho}{c} = \sec \left(\frac{\pi \sigma}{2\sigma_y} \right) - 1. \quad (19)$$

$$\sigma_F = \frac{2\sigma^*}{\pi} \cos^{-1} \left[\exp \left(-\frac{\pi K^2}{8\sigma^{*2}c} \right) \right] \quad (20)$$

which upon substituting for σ_F from (13) one has

$$\sigma^{(e)} \left\{ \frac{(33 + 6\nu - 7\nu^2)(1 + \nu)}{3(9 - 7\nu)} J^2 + I^2 \right\}^{1/2} = \frac{2\sigma^*}{\pi} \cos^{-1} \left[\exp \left(-\frac{\pi K^2}{8\sigma^{*2}c} \right) \right]. \quad (21)$$

$$\sigma^{(e)} \left\{ \frac{(33 + 6\nu - 7\nu^2)(1 + \nu)}{3(9 - 7\nu)} J^2 + I^2 \right\}^{1/2} = \frac{K}{\sqrt{\pi c}}. \quad (22)$$

②

Following similar lines, Folias (1970) derived the following approximate criterion which is applicable to thin, shallow shells:

$$\frac{(33 + 6\nu - 7\nu^2)(1 + \nu)}{3(9 - 7\nu)} [P^{(b)}]^2 + [P^{(e)}]^2 = \frac{16G\gamma^*}{c\pi} \frac{2(1 + \nu)}{9 - 7\nu} \equiv (\sigma_F)^2 \quad (19)$$

$$\sigma_F = \frac{2\sigma^*}{\pi} \cos^{-1} \left[\exp \left(-\frac{\pi K^2}{8\sigma^{*2}c} \right) \right] \quad (22)$$

which upon substituting for σ_F from Eq. (19) now reads

$$\bar{\sigma}^{(e)} \left\{ \frac{(33 + 6\nu - 7\nu^2)(1 + \nu)}{3(9 - 7\nu)} [P^{(b)}]^2 + [P^{(e)}]^2 \right\}^{1/2} = \frac{2\sigma^*}{\pi} \cos^{-1} \left[\exp \left(-\frac{\pi K^2}{8\sigma^{*2}c} \right) \right] \quad (23)$$

図 H. 18. 3

図 H. 18. 3 の式のいずれも図 H. 18. 2 に「有名な Folias 氏の業績」としての (H. 18. 1) 式で示される Mt の定義を示した式はない。これらは、丁度、弾性解から求められる弾性応力集中係数を使って脆性材料の破壊を予測する材料力学の演習問題に例えることが出来るが、それをもって応力集中係数の定義であると主張することはあり得ない。

例えば、図 H. 18. 4 のような円孔の応力集中係数 q について考えてみる。この q は弾性解析によって $q=3$ と導かれていることを疑う人は、材料強度学を学んだ人にはいないと思われる。これに対して、応力集中係数 q を式変形の過程で (H. 18. 2) 式のように表すことが可能になるが、その式を誤用して、 q が (H. 18. 2) 式の破壊応力比で定義されると主張する人はいないと思われるが、それに類したことを主張している。

$$q = \frac{\text{円孔の無い平板の破壊応力}}{\text{円孔のある平板の破壊応力}} \quad (\text{H. 18. 2})$$

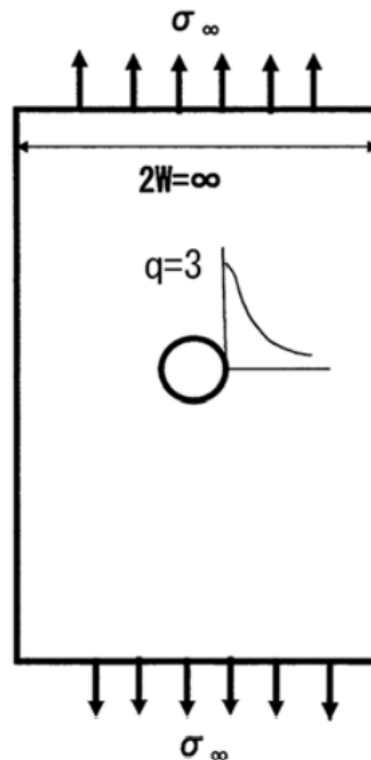


図 H. 18. 4 全長 ∞ の平板中の円孔の応力集中係数 ($q=3$)

なお、図 H. 18. 1 で「P-M 法の M_t についての根拠文献(上記の③)のルーツは Dugdale Model に基づいた FAD の縦軸の議論です。」と記しているが、p-M 法の減肉欠陥評価では Dugdale Model も FAD 線図も使っていないので、全く意味不明の指摘である。

「有名な Folias 氏の業績」とし、さらに API 法の根幹と主張する M_t の定義は、Folias の論文にそのような定義はされておらず間違っている。

参考

参考 1) ネット応力概念

減肉欠陥の塑性崩壊条件を議論するには、単純引張り荷重下であれば図 R. 1 で示されるネット応力概念が使われる。これは、き裂モデルの 1 つである Dugdale モデルとは全く関係ないことは明らかである。

A. G. Miller*, Review of Limit Loads of Structures Containing Defects, Int J

Pres. Ves. & Piping 32 (1988) 197-327 からの引用を以下に記す。

4.2 Tension

Unlike the SENT geometry, there is no moment due to the eccentricity of the tensile force.

4.2.1 Plane stress Tresca⁴⁹

$$c = \frac{N}{\sigma_y(t-2a)} = 1 \quad 0 < x < 1$$

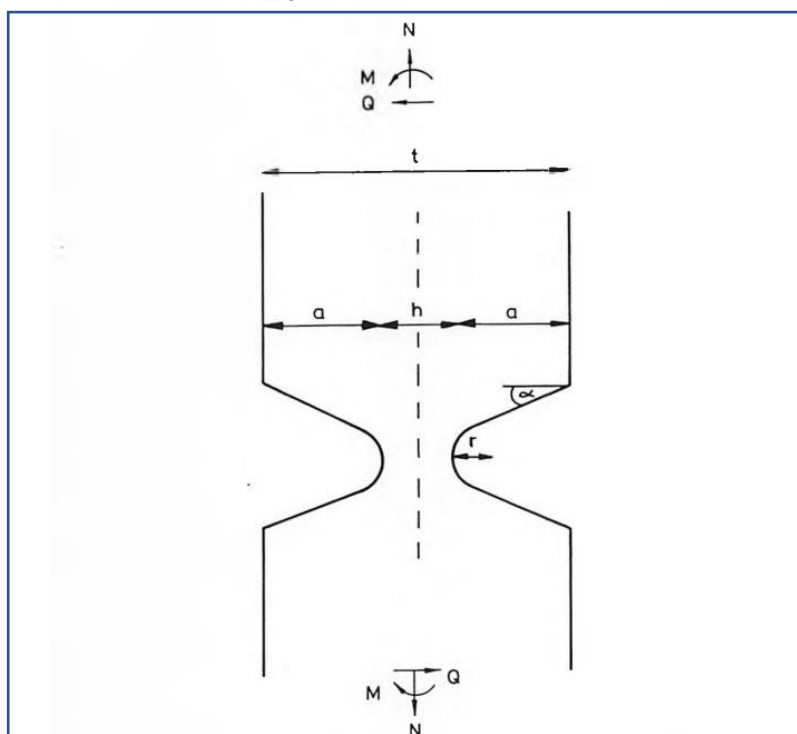


Fig. 32. DEN geometry. N , Tension; M , bending moment; Q , mode II shear.

t	thickness	b	ligament thickness ($t - 2a$)
a	crack depth	u	$b/(b + r)$
x	a/t	α	notch flank angle
r	notch root radius	c	constraint factor

図 R. 1

参考 2) Rt- λ 関係における温度の影響

減肉前方の残余領域が全断面降伏する条件は、その材料の降伏応力に依存する。この降伏応力は当然温度の関数であり、温度が高くなるにつれて低下する。しかし、API 法では許容基準に降伏強さの温度依存性が考慮されておらず、構造設計規格の塑性崩壊限界も満足していない。図 R. 2 に示すように許容応力 σ_a に温度依存性がない。これに対して規定降伏強さ σ_y は温度依存性がある。API 法では参照応力が $1.1\sigma_a$ 以下であれば許容されるとしているが、図 R. 2 に示すように温度が高い領域で $(\sigma_y/1.5) < 1.1\sigma_a$ となり、許容応力

σ_a を用いた API 法の判定は正しくない。更に、API 法では破壊（破裂）状態基準であるので、参照応力が図 R. 3 の赤破線で示すように、リミットロードアナリシスにより求まる欠陥前方の残余領域の全断面降伏状態基準の場合より常に参照応力が小さく評価される。この図 R. 3 の赤破線を使って API 法での再定格および曲げ応力との組み合わせの評価に使うので、そのような評価の信頼性に欠ける。

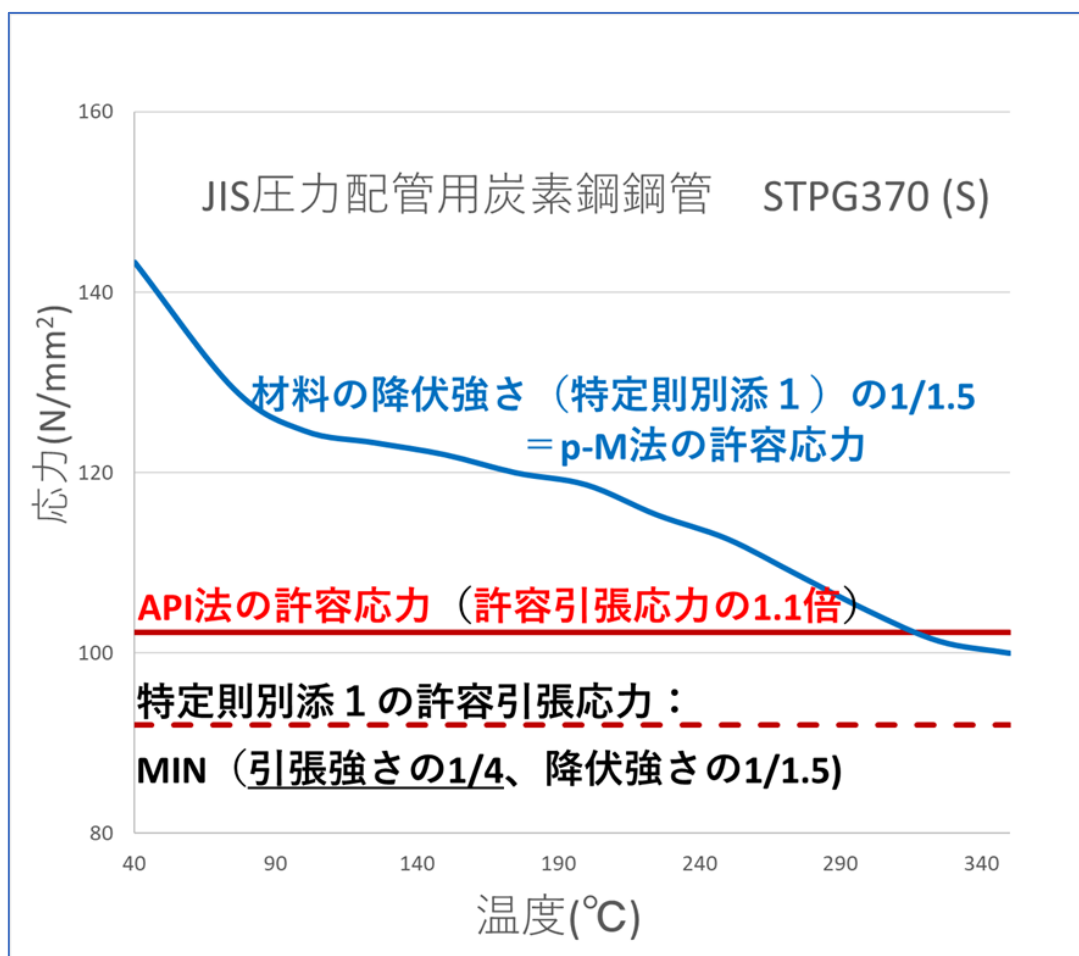


図 R. 2

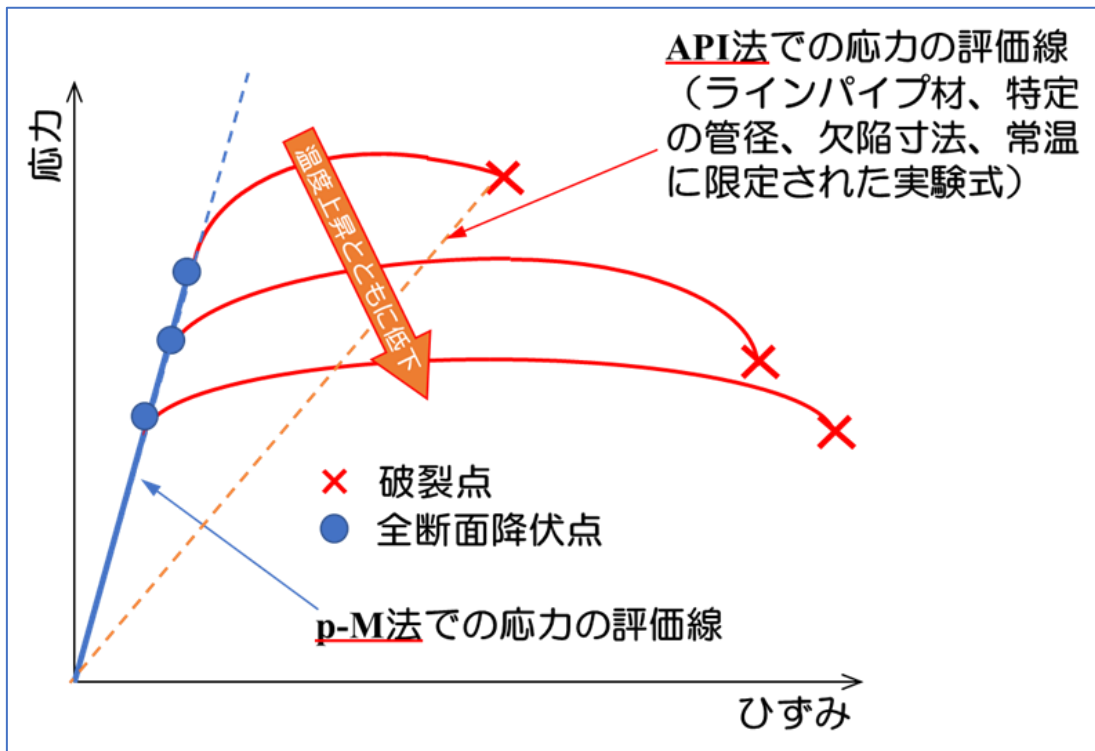


図 R. 3

結局、降伏応力の温度依存性を考慮して R_t - λ 関係を図示すると図 R. 4 が得られる。この図から明らかなように、API 法は温度の影響を評価できていない。

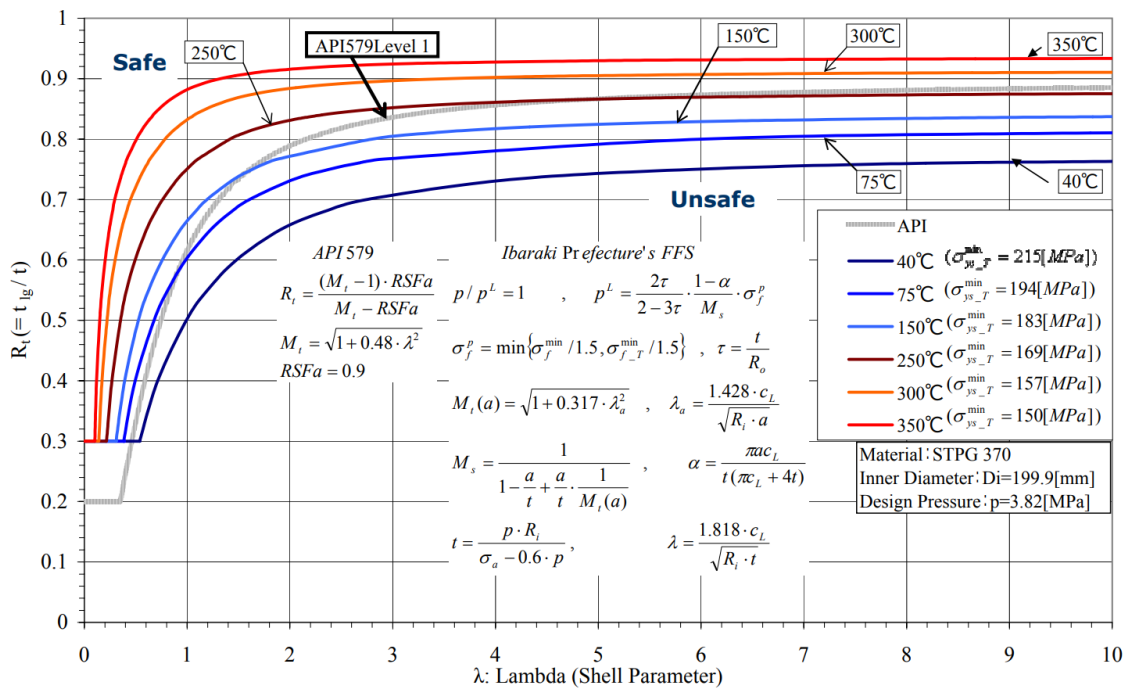


図 R. 4

参考 3) Chell 論文の解釈

Chell の論文は、題名が「表面欠陥に対する CEGB 破壊評価線図 (FAD 線図) の適用」となっている。

G. G. Chell

Application of the CEGB Failure Assessment Procedure, R6, to Surface Flaws
Twenty-First Symposium, ASTM STP1074, J. P. Gudas, J. A. Joyce, and E. M. Hackett,
Eds., American Society for Testing and Materials, Philadelphia, 1990, pp. 525-544.

$$K'_r = K/K_c$$

$$L'_r = \sigma_t/\sigma_y = L/L_1$$

where K is the applied SIF, K_c the appropriate fracture toughness, σ_r the reference stress corresponding to the applied load L , σ_y the yield stress, and L_1 the appropriate plastic yield load (either global or local in the present context). In general:

$$\sigma_r = \sigma/f(a/t, a/c, \phi) \quad (1)$$

図 R. 5

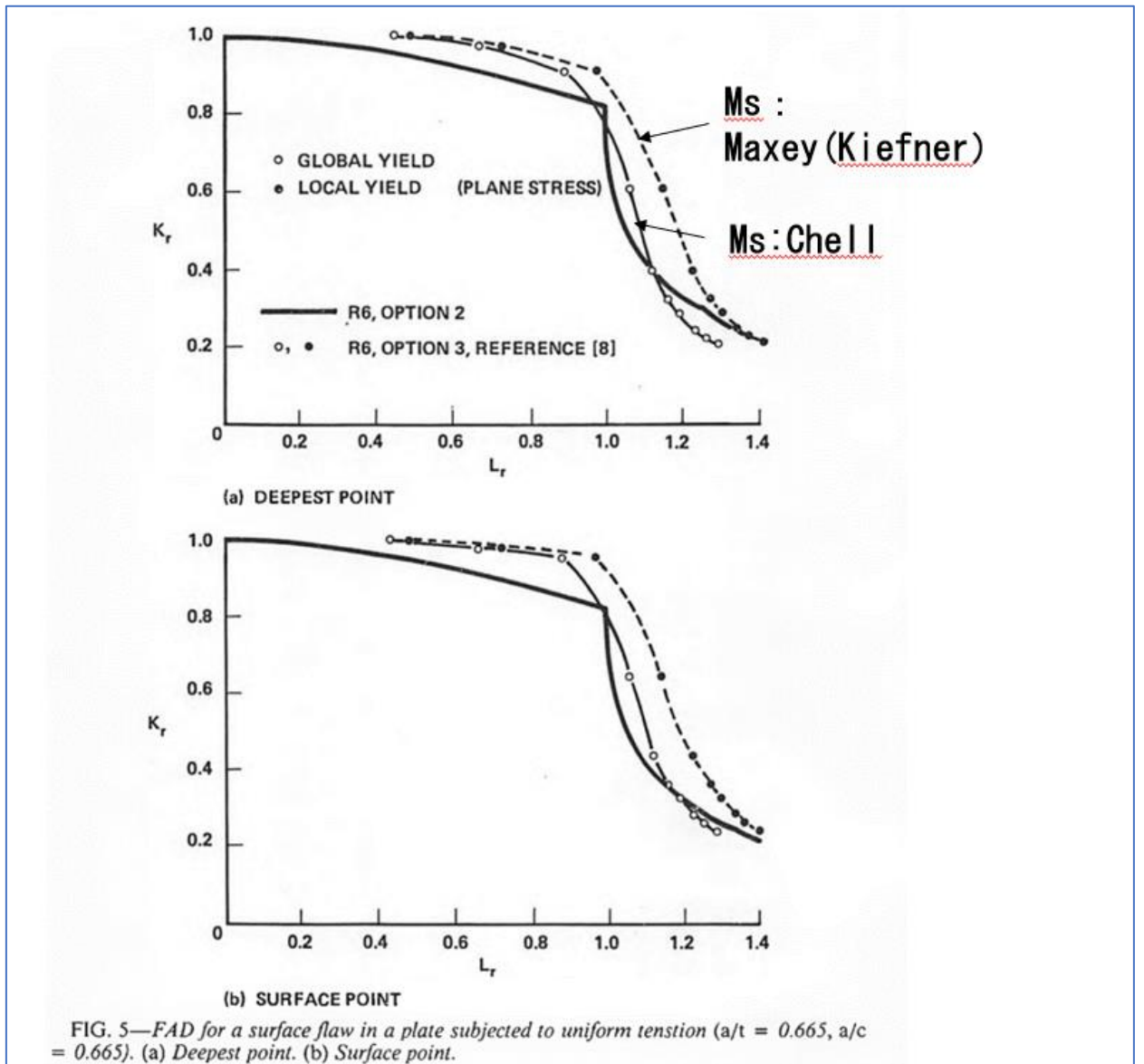


図 R. 6

$$M_s^{Chell} (or M_s^{NS}) = \frac{1}{1 - \frac{a}{t} + \frac{a}{t} \frac{1}{M_t(\lambda_a)}}$$

この Chell 論文の Fig. 5 (図 R. 6) から分かるように、 $M_s^{Kiefner} (or M_s^L)$ (Local Yield) と

$M_s^{Chell} (or M_s^{NS})$ (Global Yield) とによって FAD 線図の縦軸の FAC (Fracture Assessment Curve) への影響を検討している論文であり、石連・石化が主張する塑性崩壊に関する横

軸 Lr についての検討は、この論文ではされていない。

更に、API 規格においても、Chell のバルジングファクター M_s^{Chell} (or M_s^{NS}) は、以下に示すように用語として使われており、(C. 3) の Chell の式そのものがバルジングファクターとして示されており、広く認められている。しかし、API 規格では、バルジングファクターと称しながら、図 H. 10. 9 で示したように欠陥の断面減少効果の入った式 ($M_s^{Kiefner}$ (or M_s^L))

(9C. 17) 式と欠陥の断面減少効果の入っていない式 M_s^{Chell} (or M_s^{NS}) (9C. 18) 式) の互いに特性の異なるものを Option として図 R. 7 の (9C. 22) 式と (9C. 23) 式で示すように選択可能としており混乱が見られるばかりでなく、その選択可能性に合理性がなく、非常に危険である)。

9C.2.3 Surface Correction Factor for Shells

9C.2.3.1 Overview

A surface correction (also referred to as the Folias or bulging factor) is used to quantify the local increase in the state of stress at the location of a crack in a shell type structure that occurs because of local bulging. The magnified state of stress is then used together with a reference stress solution for a plate with similar crack geometry to determine the reference stress for the shell. Surface correction factors are typically only applied to the membrane part of the reference stress because this represents the dominant part of the solution.

9C.2.3.3 Surface Correction Factors for Surface Cracks

The surface correction factors for surface cracks can be approximated using the results obtained for a through-wall crack by using one of the following methods. In all of these methods, the equations for M_t are provided in [paragraph 9C.2.3.2](#).

- a) Cylindrical or Spherical Shell – The following is an empirical equation which does not produce consistent results when the crack approaches a through-wall configuration (see reference [\[14\]](#)). The factor C in the equation is used to define a model for the cross sectional area of the surface crack to be included in the analysis. A value of $C = 1.0$ corresponds to a rectangular model and a value of $C = 0.67$ is used to model a parabolic shape. Experimental results indicate that a value of $C = 0.85$ provides an optimum fit to the data (see references [\[7\]](#) and [\[8\]](#)). The results from this equation are usually associated with a local limit load solution; the superscript L in the following equation designates a local limit load solution.

$$M_s^L = \frac{1 - C \left(\frac{a}{t} \right) \left(\frac{1}{M_t} \right)}{1 - C \left(\frac{a}{t} \right)} \quad (9C.17)$$

- b) Cylindrical or Spherical Shell – [Equation \(9C.18\)](#) is based on a lower bound limit load solution and produces a consistent result as the crack approaches a through-wall configuration (see reference [\[17\]](#)).

- 1) In the following equation, the term $M_t(\lambda_a)$ signifies that M_t is evaluated using the equations cited for a through-wall crack with the λ_a shell parameter as opposed to the λ shell parameter (compare [Equation \(9C.7\)](#) with [Equation \(9C.19\)](#)). The results from this equation are usually associated with a net section limit load solution; the superscript NS in the following equation designates a net section limit load solution.

$$M_s^{NS} = \frac{1}{1 - \frac{a}{t} + \frac{a}{t} \left(\frac{1}{M_t(\lambda_a)} \right)} \quad (9C.18)$$

- c) The results from [Equations \(9C.17\)](#) and [\(9C.18\)](#) are approximately the same for flaws up to $a/t \leq 0.5$. Above this value, the use of [Equation \(9C.17\)](#) to compute M_s will produce values that significantly exceed those obtained using [Equation \(9C.18\)](#). This will result in conservatism in the computation of the stress intensity ratio, K_r , if the stress intensity factor is a function of M_s , and the load ratio, L_r , in the FAD assessment for a given material toughness and yield stress. Experimental results indicate that [Equation \(9C.18\)](#) produces consistent results for $a/t > 0.5$. Therefore, [Equation \(9C.18\)](#) is recommended for use to compute the stress intensity factor (numerator in K_r) and reference stress (numerator in L_r) unless additional conservatism is desired in the assessment. In summary, the following values can be used to compute the surface correction factor:

$$M_s = M_s^L \quad \text{assessment based on local ligament criteria} \quad (9C.22)$$

$$M_s = M_s^{NS} \quad \text{assessment based on net section collapse (recommended)} \quad (9C.23)$$

図 R. 7

参考 4) FFS 規格策定における留意事項

FFS (Fitness for service) 規格は、長期間使用されて経年劣化した機器で減肉欠陥や割れ欠陥が発見され、減肉欠陥であれば、計算肉厚を下回るような減肉があったときに、今後

継続使用が可能かを判断する規格である。使用される機器は、材質、形状、使用環境が多様であり、生じた欠陥形状も多種多様である。力学的な検討に加えて、そのような欠陥を生じさせた要因に対する知識も必要である。

「事業者の方があまり考えなくてもきちんと使えるような規則」とか「スマートフォンのアプリのように仕組みが分からなくても使える規則」と規格の内容をブラックボックス化して自らは何も考えないで FFS 規格を使用することは避けなければならないことは、他の過去の事故例を見ても明らかといえる。日本においては、近隣住民が近くに生活しているので、国民の生命と財産を守ることを第一として考えるべきである。

仮に制定した規格に対して運用中に重大な疑義が生じたら、それを制定した供用適性評価規格委員会ひいては KHK への信頼性にかかわる事態となるので、拙速とならない慎重な審議が必要である。

以上