

API法の減肉評価の概要と p-M法に対する疑問点

-第5回 高度化検討分科会資料-

2021年6月30日

石油連盟

石油化学工業協会

API法による評価対象の損傷・劣化モード

	損傷・劣化分類					
	脆性破壊	腐食/摩耗	き裂状きず	火災時損傷	クリープ損傷	機械的損傷
Part 3 脆性破壊評価	○					
Part 4 全面減肉評価		○		○		
Part 5 局部減肉評価		○		○		○
Part 6 孔食評価		○				
Part 7 ブリスター評価		○				
Part 8 胴部変形評価				○		○
Part 9 き裂状きず評価	○		○			○
Part 10 クリープ損傷評価				○	○	
Part 11 火災評価				○		
Part 12 Dent/Gauge評価						○
Part 13 ラミネーション評価						○

API/ASME評価手法

【産業界としてニーズが大きい】

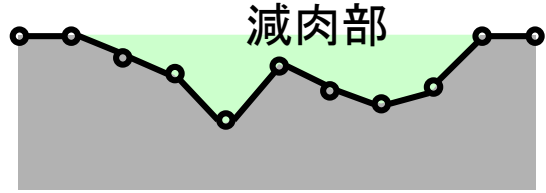
- ✓ Part 4全面減肉評価
- ✓ Part 5局部減肉評価 **【特にニーズ大】**

【適用ニーズ】

- ✓ 積極的な運転中検査による発見損傷への合理的な対処。
- ✓ 現状は必要肉厚以下を発見した場合は直ちに装置停止。
- ✓ 装置停止はその後の再稼働含め大掛かりな作業を伴う。
- ✓ 近年増加している外面腐食(老朽化)対応
(外面腐食はPart5局部減肉評価が効果的)
- ✓ 合理的な設備補修/更新時期の決定

局部減肉評価とき裂状きず評価は共に係数Mt及びMsを使用
✓ この解釈が長年の膠着の根本

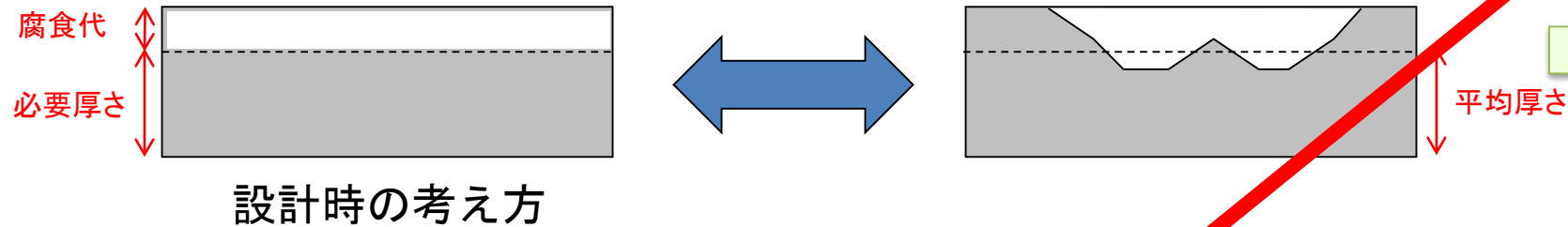
評価概念の違い(全面減肉評価と局部減肉評価)



石連/石化は2008年当時、最もニーズの大きい局部減肉のレベル2評価に絞って提案(経緯は次ページ)

●Part 4 全面減肉評価

一定範囲の平均厚さが必要厚さで評価

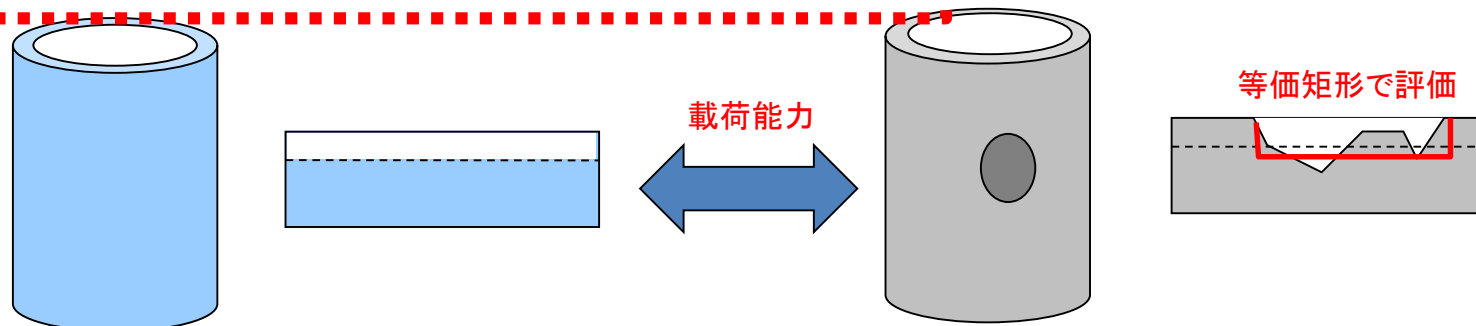


- ✓ 計算が容易
- ✓ 局部減肉評価よりも安全側評価

両手法をセットで行える国内外計算ツールあり。
(計算ツールは例題集で検証)

●Part 5 局部減肉評価

減肉した容器の限界荷重を評価

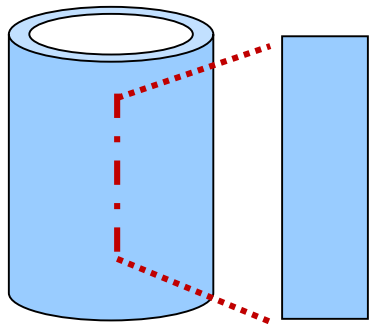


- ✓ 計算がやや煩雑化
- ✓ すり鉢状の腐食形状になる外面腐食に有利
- ✓ ニーズ大

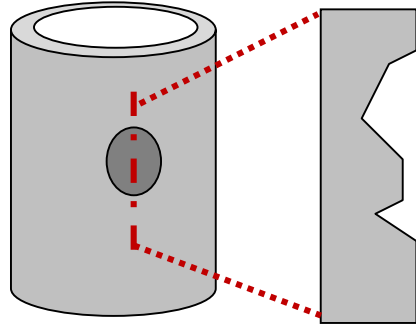
これまでの経緯

年	pM法	石連/石化協	国内外の動き
1999		API579初版発行に合わせ石連内にFFS研究会発足	
2000		石化協参画、国内法適用に向け活動 2001年 起用用適正評価ハンドブック(APIより著作権取得)発行	✓ API579初版発行 ✓ JSME S NA1 発電用原子力設備維持規格発行(機械学会)
2006	p-M法論者側によりpM法提案 これを基に茨城県高圧ガス設備維持規格(p-M法)発行		
2007			✓ API579-1/ASME FFS-1発行(ASME Code) ✓ JGA 指-109-14 発行(ガス協会≒API法)
2008	<u>KHKS0851委員会(石連/石化協/KHK合同)</u> にて①p-M法②API/ASME法の <u>両論併記</u> で審議開始も、 <u>p-M法論者側よりAPI/ASME法は誤り</u> のため採用不可とコメント。 <u>石連/石化として減肉評価区分Ⅱの規定自体を見送り</u>		全面減肉評価と局部減肉評価の両方を含めた規格 (API法の国内民間規格)
2009	<u>KHKS0851初版発行</u> (減肉評価区分Ⅱの規定無し)		
2015			WES 2820発行(API法の国内民間規格)
2016			API579-1/ASME FFS-1改訂
2018	3月 KHKに高度化検討分科会設置		
2020	p-M法論者側より「p-M法にて減肉評価区分Ⅱ規定」の提案とASME法は誤りであるとの見解提示。		10年以上膠着状態で導入進まず。。。

局部減肉評価：残存強度係数 (RSF) による評価が骨格



健全容器
限界圧力 L_{UC}



減肉容器
限界圧力 L_{DC}

RSF (Remaining Strength Factor/残存強度係数)

- ✓ 容器寸法と減肉の断面形状のみで決定される
- ✓ 容器の設計規格の考え方に寄らず、単純に強度低下を比率で表現

$$RSF = \frac{1}{M_s} = \frac{L_{DC} \text{ (減肉容器の限界圧力)}}{L_{UC} \text{ (健全容器の限界圧力)}}$$

論争の根底(M_s の解釈)

健全容器限界圧 (3.0+ α)

合格域 (2.7+ α)

設計圧力 (1.0)

設備の使用域



限界圧力イメージ

※合格基準値 ; RSF=0.9

- ✓ 詳細設計手法 (Sec VIII Div. 2等) では局部的に許容応力の1.1倍を許容。この範囲の部分的な強度低下は実機で存在。強度ネックに殆どならない。
- ✓ 減肉の周辺部は、腐食代以上でありその補強効果が実際はある。
- ✓ API/ASMEではこれら及び実験結果を踏まえ、広くコンセンサスを得て0.9を基本としている。
- ✓ **国内もこれを踏襲してRSF=0.9で使いたい**

(参考; 許容応力の安全裕度は国内法規は4、海外は3.5)

Msの基礎となる係数Mtについて

基本となる文献:

1) E.S. Folias, “On the Theory of Fracture of Curved Sheets,”

Engineering Fracture Mechanics 2 (1970) pp. 151–164. <https://www.math.utah.edu/~folias/1970/Folias1970a.pdf>

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://www.math.utah.edu/~folias/1970/Folias1973a.pdf>

貫通き裂を持つ円筒と平板の崩壊応力について、Griffithの説に基づき系のエネルギーを計算、き裂が不安定化する限界応力について論じている。

Folias

$$\sigma_{hoop} M_t = \frac{2\sigma_{flow}}{\pi} \arccos \left(\exp \left(-\frac{\pi K_C^2}{8\sigma_{flow}^2 C} \right) \right)$$

貫通き裂に対する平板の破壊応力: σ_F
✓ 弾完全塑性体モデル

この式が成立することが実験で証明されている。

- ✓ Kiefner et al
- ✓ 次スライド

$$\frac{K_C}{\sqrt{\pi C}} ; \sigma_F < 0.6\sigma_y \text{ の場合 } \quad \text{即ち } M_t = \frac{\sigma_{plate}}{\sigma_{hoop}} = \frac{\text{貫通き裂を持つ平板の限界応力}}{\text{貫通き裂を持つ円筒の限界応力}}$$

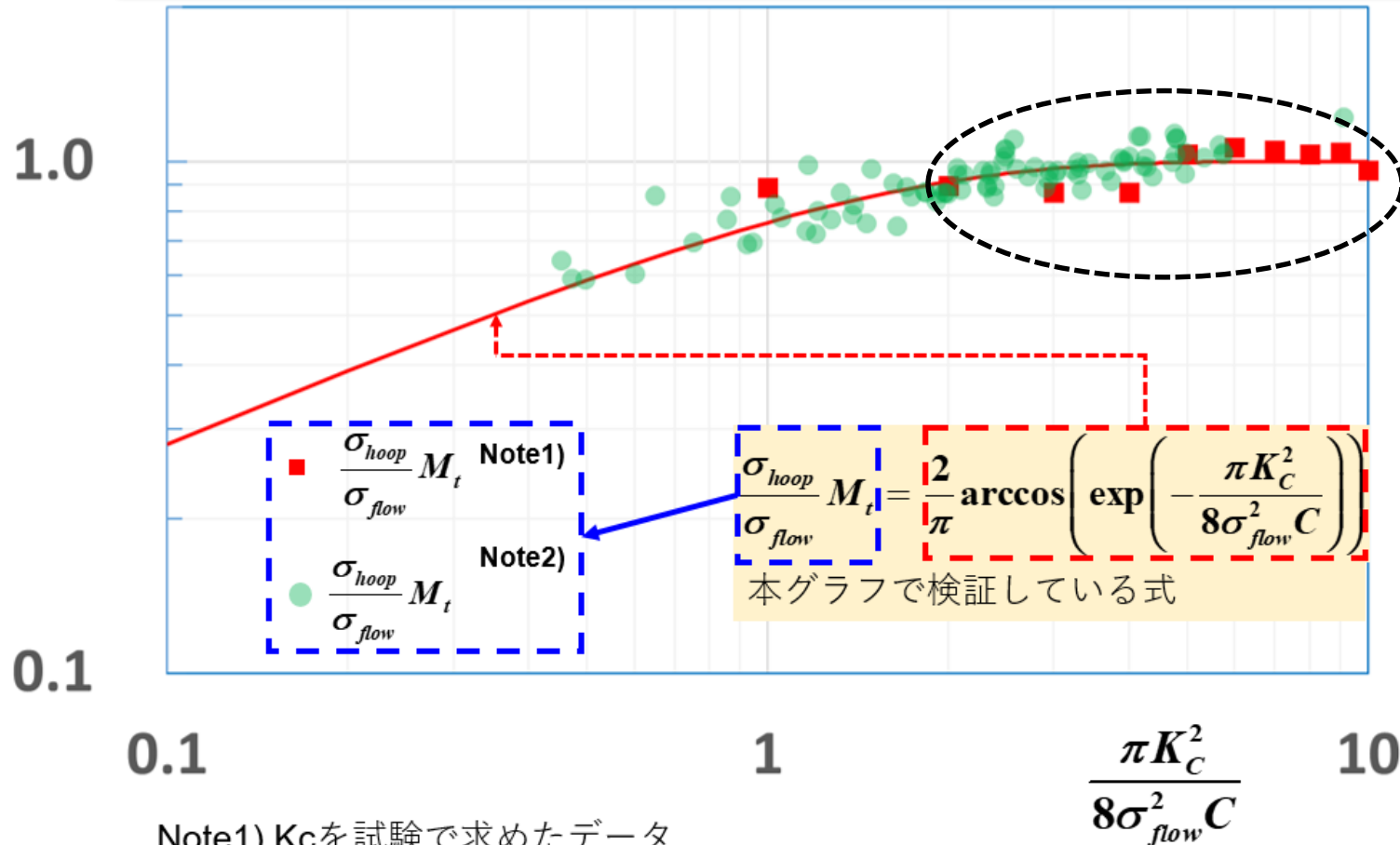
$$\sigma_{flow} ; K_C \text{ が大きい場合 } \quad \text{即ち } M_t = \frac{\sigma_{flow}}{\sigma_{hoop}} = \frac{\text{健全な円筒の崩壊応力}}{\text{貫通き裂を持つ円筒の崩壊応力}}$$

実験による理論の検証 (Kiefner、Maxeyら)

Foliasが提唱したき裂の進展から塑性崩壊までを扱える最終的な一般式(前スライド)を実験で検証

$$\sigma_{hoop} M_t = \frac{2\sigma_{flow}}{\pi} \arccos \left(\exp \left(-\frac{\pi K_C^2}{8\sigma_{flow}^2 C} \right) \right)$$

式の右辺又は左辺の値(-)



①右辺(赤線)と左辺(データプロット)は一致。即ちFoliasの導いた一般式は正しい

②特にこの領域(Kcが大きい塑性崩壊域)では次式が成立

$$\frac{\sigma_{hoop}}{\sigma_{flow}} M_t = 1$$

即ち

$$M_t = \frac{\sigma_{flow}}{\sigma_{hoop}} = \frac{\text{健全な円筒の崩壊応力}}{\text{貫通き裂を持つ円筒の崩壊応力}}$$

ここですべて
1970年頃の議論

Note1) Kcを試験で求めたデータ

Note2) KcをCv試験で代用して求めたデータ

係数 M_t 及び $M_s(=1/RSF)$ についてのまとめ

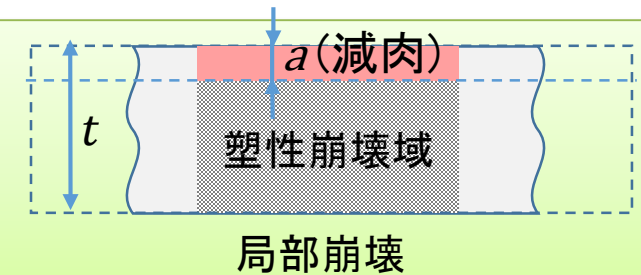
正 M_t 又は $M_s = \frac{1}{RSF} = \frac{\text{健全な部材の崩壊荷重}}{\text{キズのある部材の崩壊荷重}} = \frac{L_{UC} \text{ (健全容器の限界圧力)}}{L_{DC} \text{ (減肉容器の限界圧力)}}$

二つの M_s の導出は何れも左の M_t の塑性崩壊に対する定義に基づいている。(ppt後半参照)

係数 M_s ; 平板は簡単(式中表現が通例)。円筒は主に二つの式が存在

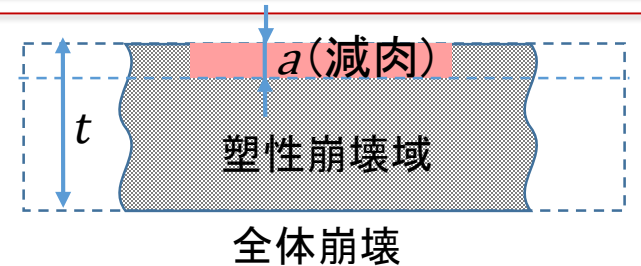
$$M_s^L = \frac{1 - C\left(\frac{a}{t}\right)\left(\frac{1}{M_t}\right)}{1 - C\left(\frac{a}{t}\right)}$$

【**局部崩壊**を考慮した理論式】注1)注2)
✓ 円筒に対するMaxey(Kiefner)の**理論式**
✓ 実験データとも良く整合
✓ **局部減肉評価で使用&API579 Eq.9C.17**



$$M_s^{NS} = \frac{1}{1 - \frac{a}{t} + \frac{a}{t}\left(\frac{1}{M_t}\right)}$$

【**全体崩壊**の理論式】注1)
API579 Eq.9C.18
(円筒に対するChellの式)



注1) 塑性崩壊に対する M_t を用いた各 M_s の導出は別紙参照

注2) Maxeyが導いた式。この式が「実験式」と呼ばれるのは、Kiefnerがいくつかの候補式を比較し最も実験値と整合し、この式を推奨したからである。(1967年)

塑性崩壊において M_t 又は M_s をバルジングファクター(応力の換算係数)として用いるのは間違い。
(塑性崩壊と破壊力学の混同)

誤

$$M_t = \frac{\text{貫通き裂を持つ平板の限界応力}}{\text{貫通き裂を持つ円筒の限界応力}} \quad M_s = \frac{\text{表面キズを持つ平板の限界応力}}{\text{表面キズを持つ円筒の限界応力}}$$

正しくは1970年代にFolias, Kiefner, Maxey, Chellらによって整理済みの上記結論通り

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.

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

Where,

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

※ 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

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.

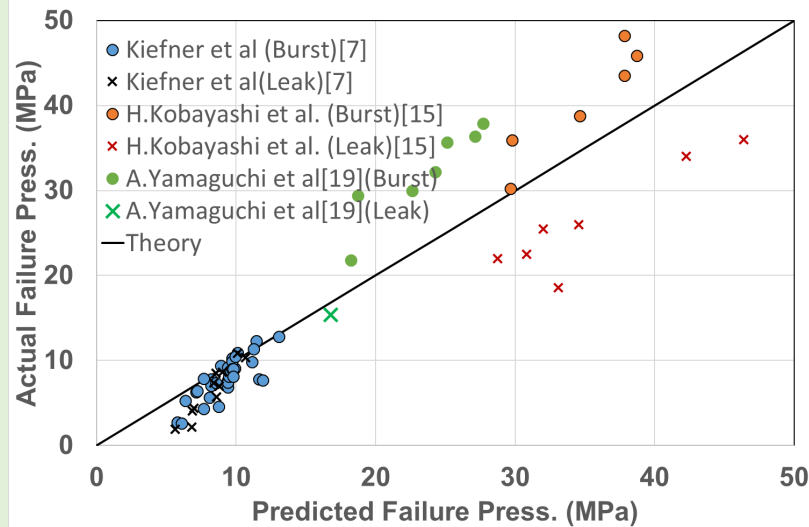
It is obvious by comparing Eqs. (6) And (9), that the reference stress solution of the p-M diagram method in Eq (6) can be obtained by replacing σ_θ with $M_S^{Chell}\sigma_\theta$ in Eq. (9).

APIと同じMsの定義に基づく国内外の主な供用適正評価関連規格と発行状況

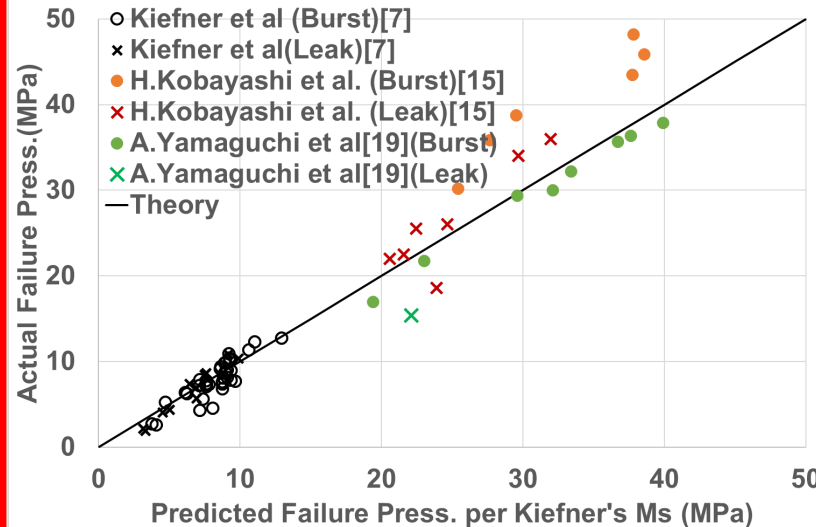
	規格名	団体	発行年/改定年	種別
[7]	BS7910: Guide to methods for assessing the acceptability of flaws in metallic structures	英国規格協会	1999年12月 初版発行 2005年7月 改訂版発行 2013年12月 改訂版発行 2015年 追補版発行 2019年12月 改訂版発行	亀裂、減肉
[8]	DNVGL-RP-F101: Corroded pipelines	ノルウェー船級協会,	2017年5月 初版発行 2019年9月 改訂版発行	減肉
[9]	ASME B31G Manual for Determining the Remaining Strength of Corroded Pipelines	米国機械学会 (ASME)	1984年 初版発行 1991年 改訂版発行 2009年 改訂版発行 2012改訂版発行	減肉
[10]	API 579-1/ASME FFS-1	米国石油協会 (API) 米国機械学会 (ASME)	2000年1月初版発行 2007年 6月改訂版発行 2016年6月 改訂版発行	亀裂、減肉
[13]	JSME S NA1 発電用原子力設備維持規格 ※「実用発電用原子炉及びその附属施設の技術基準に関する規則の解釈」で法規引用	日本機械学会	2000年 初版発行 2002年 改訂版発行 2004年 改訂版発行 2008年 改訂版発行 2012年 改定発行 2013年 追補版発行 2014年 追補版発行 2018年 最新版	亀裂
✓ このMsの定義は国内にとって何も新しい概念ではない。 ✓ 既に国内(原子力&ガス)でもAPI法と同じ定義/解釈で認められている。				
[14]	JGA 指-109-14容器・配管の腐食及び疲労割れに関する検査・評価・補修指針 ※「ガス工作物技術基準の解釈例」で法規引用	日本ガス協会	2007年 8月 初版発行 2014年 7月 改訂1版発行 2017年12月 追補改訂版発行 2020年 2月 改訂3版発行	亀裂、減肉
[15]	WES 2820圧力設備の供用適性評価方法-減肉評価	日本溶接協会	2015年初版発行	減肉

API法は全面減肉評価と局部減肉評価をWES2820として先行して国内民間規格化/活用中

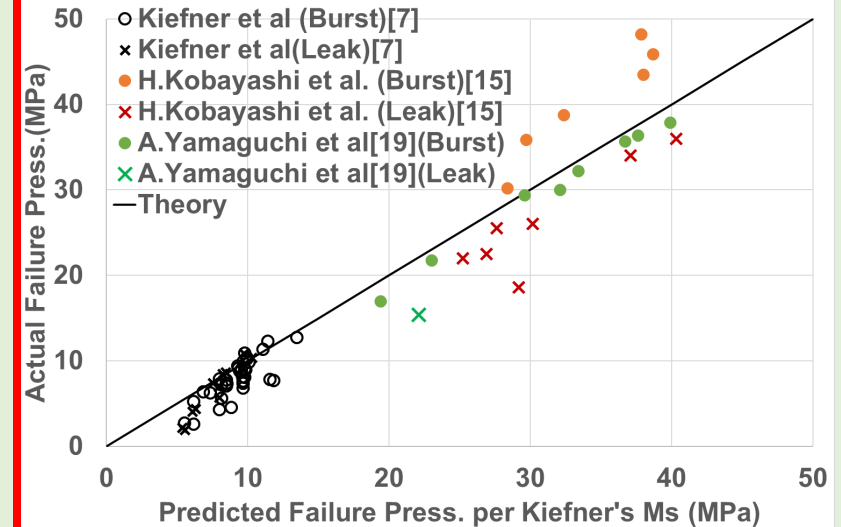
破壊試験データとの整合性



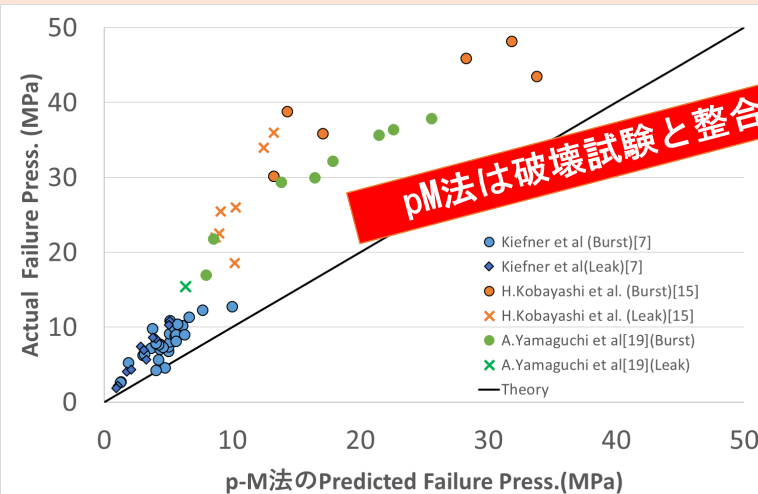
Ms=Chellとしたケース



Ms=Maxey(C=1.0;評価推奨値)とした
ケース【APIによる局部減肉評価法】



Ms=Maxey (C=0.85;実験値整合)と
したケース



pM法は破壊試験と整合しない

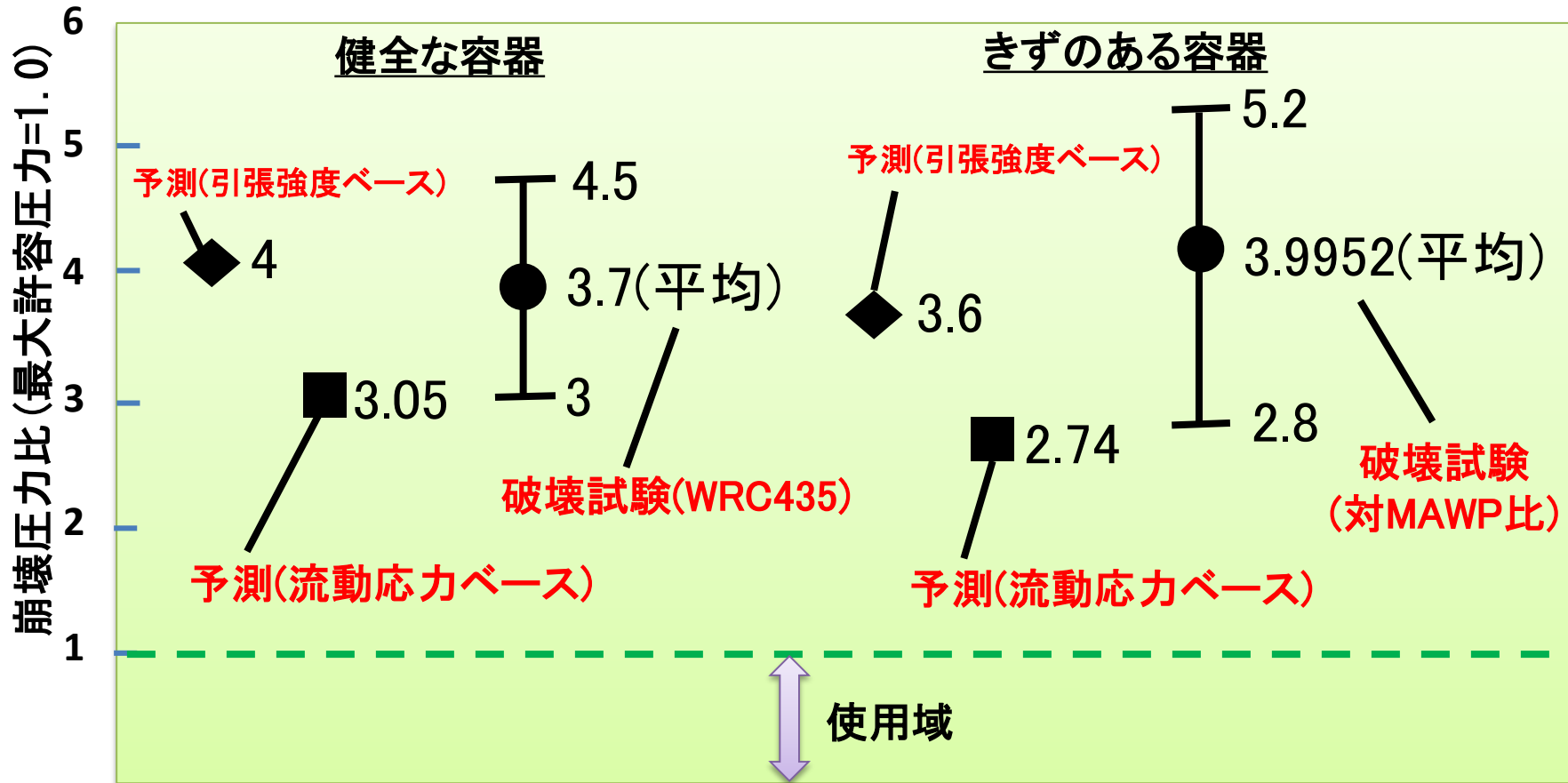
P-M法

API法(局部減肉評価)
Maxey (Kiefner) のMs

$$M_s^L = \frac{1}{RSF} = \frac{1 - C \left(\frac{a}{t} \right) \left(\frac{1}{M_t} \right)}{1 - C \left(\frac{a}{t} \right)}$$

- ✓ API法(局部減肉評価)は基本となる破壊圧を精度よく予測
- ✓ 合格値をRSF=0.9として問題ない。

RSF=0.9とした場合のAPI法の安全裕度について



- ✓ 健全な容器と遜色なし
- ✓ 事業者はFFS適用箇所(Lv. 2)を評価後も継続監視/管理することで安全は担保

健全な容器とキズのある容器のAPI評価と破壊試験データによる安全性比較
井出口ら「圧力機器の供用適性評価技術」(圧力技術/44 巻 (2006) 5 号より)

まとめ

- 塑性崩壊においては M_t 及び M_s の定義はそれぞれ次の通りであり、これらは理論とそれを証明する実験により確立されている。

塑性崩壊に対し

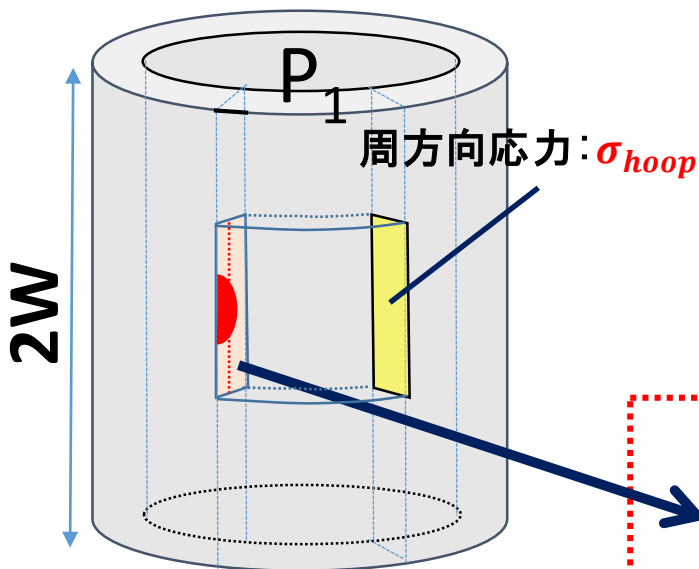
$$\left\{ \begin{array}{l} M_t = \frac{\text{流動応力}}{\text{貫通き裂のある円筒の崩壊荷重}} \\ M_s = \frac{1}{RSF} = \frac{\text{健全な部材の崩壊荷重}}{\text{キズのある部材の崩壊荷重}} = \frac{L_{UC}(\text{健全容器の限界圧力})}{L_{DC}(\text{減肉容器の限界圧力})} \end{array} \right.$$

- 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。この結果、局部崩壊と全体崩壊の論理的な説明ができていない。

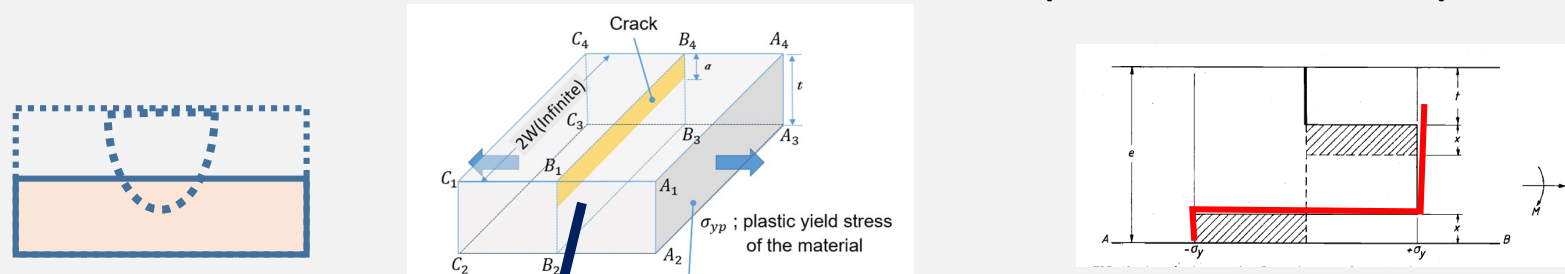
冒頭15分の説明ここまで

p-M法との今までの論点概要

キズのある円筒の支配断面



平板の参照応力解；等価矩形のき裂断面が基本（これしか得られない）



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

API法

Msの定義から

$$M_s = \frac{\sigma_{flow}}{\sigma_{hoop}}$$

断面の関係から

$$\sigma_{flow} = \frac{\sigma_m}{(1-\alpha)}$$

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

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

正

p-M法

$$\sigma_m = \sigma_{hoop} M_s$$

Msをバルジングファクター（平板と円筒の関係式）と呼び誤用

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

誤

Msの考え方

参照応力解

定義
 $M_s = \frac{\text{キズの無い同一形状部材の破断荷重}(Ly)}{\text{キズのある同一形状部材の破断荷重}(L_1)}$

API法は等価矩形断面において $\sigma_{hoop} M_s$ が σ_{flow} に等しいことから、両者を結び付けて円筒の参照応力解を得た。元々のWillongbyらの発想の道筋だだったもの。

【参考】 Msの導出

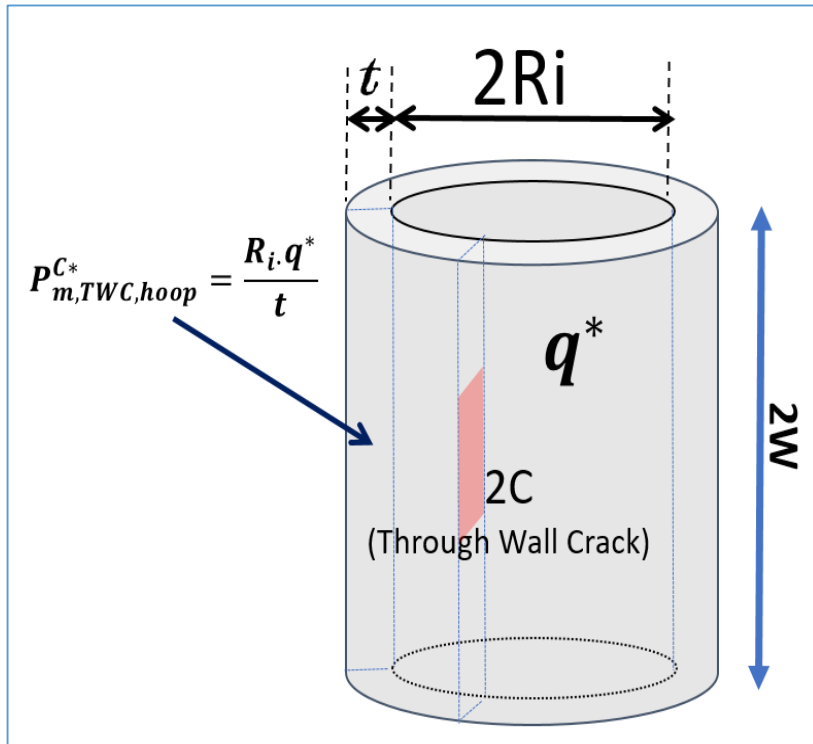
参照応力；貫通き裂の塑性崩壊

API579-1/ASME FFS-1 Fitness-For-Service eq. 9C. 26参照応力の定義式

$$\sigma_{ref} = \frac{P_l}{P_{ly}} \sigma_{flow} \quad (1)$$

P_{ly} ；部材の塑性崩壊時の代表荷重 P_l ；部材の代表荷重 σ_{flow} ；流動応力

※参照応力；部材の代表応力



K_{IC} は十分に大きくき裂の進展はないものとする。この円筒の塑性崩壊時の代表荷重 P_{ly} は、塑性崩壊時の内圧 q^* における周応力 $P_{m,TWC,hoop}^{C*}$ より次式で表せる。

$$P_{ly} = tW \frac{R_i q^*}{t} = tW P_{m,TWC,hoop}^{C*} \quad (2)$$

また、任意の内圧 q における代表荷重 P_l は、その時の周応力 $P_{m,TWC,hoop}^C$ に対し

$$P_l = tW \frac{R_i q}{t} = tW P_{m,TWC,hoop}^C \quad (3)$$

塑性崩壊におけるMtの定義より

$$M_t = \frac{\sigma_{flow}}{P_{m,TWC,hoop}^{C*}} \quad (4)$$

よって

$$\sigma_{ref} = \frac{P_l}{P_{ly}} \sigma_{flow} = \frac{P_{m,TWC,hoop}^C}{P_{m,TWC,hoop}^{C*}} \sigma_{flow} = M_t P_{m,TWC,hoop}^C \quad (5)$$

Chellの式の導出；全体崩壊

キズの無い円筒が全断面降伏起こす荷重 L_y は

$$L_y = 2Wt\sigma_{flow} \quad (6)$$

断面 $B_1B_5B_6B_4$ における、断面の塑性降伏をもらす荷重 L_2 は、

$$L_2 = 2WaP_{m,hoop}^{C*} = 2W \frac{a}{M_t} \sigma_{flow} \quad (7)$$

断面 $B_5B_2B_3B_6$ 、断面の塑性降伏を起こすのに必要な荷重, L_3 , は、

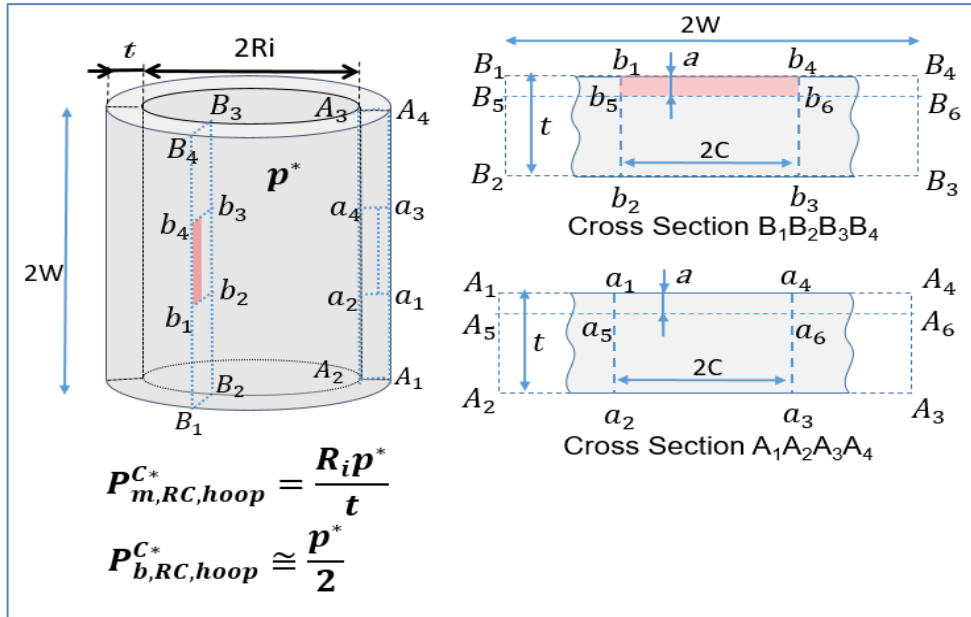
$$L_3 = 2W(t - a)\sigma_{flow} \quad (8)$$

全断面 $B_1B_2B_3B_4$ の塑性崩壊に至る総荷重 L_1 は、

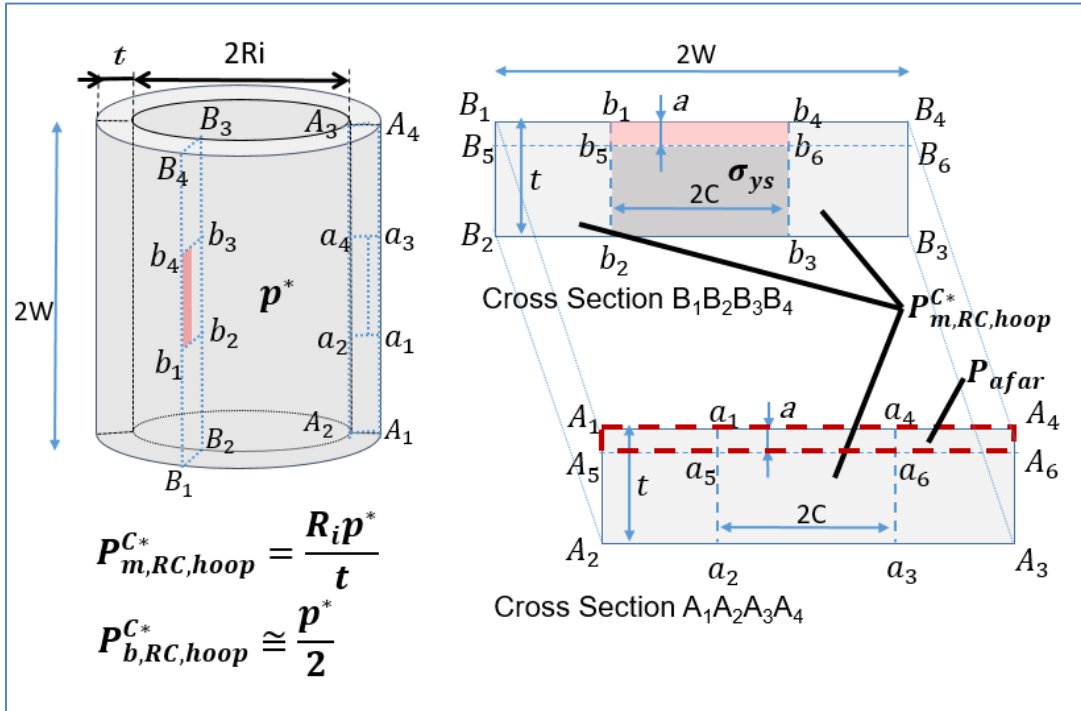
$$L_1 = L_2 + L_3 = 2W \frac{a}{M_t} \sigma_{flow} + 2W(t - a)\sigma_{flow} \quad (9)$$

よって

$$M_s = \frac{L_y}{L_1} = \frac{t}{\frac{a}{M_t} + (t - a)} = \frac{1}{\left(1 - \frac{a}{t}\right) + \frac{a}{t} \frac{1}{M_t}} \quad (10)$$



Maxey(Kiefner)のMsの導出(1) ; 局部崩壊



キズ底部の断面 $b_5b_2b_3b_6$ が限界応力、即ち流動応力に達しており、一方、その他の断面部分、即ち断面 $B_1B_2b_2b_1$ 、断面 $b_4b_3B_3B_4$ 、断面 $A_1A_2A_3A_4$ がいずれも塑性崩壊時の周応力 $P_{m,RC,hoop}^{C*}$ に達していることを考える。

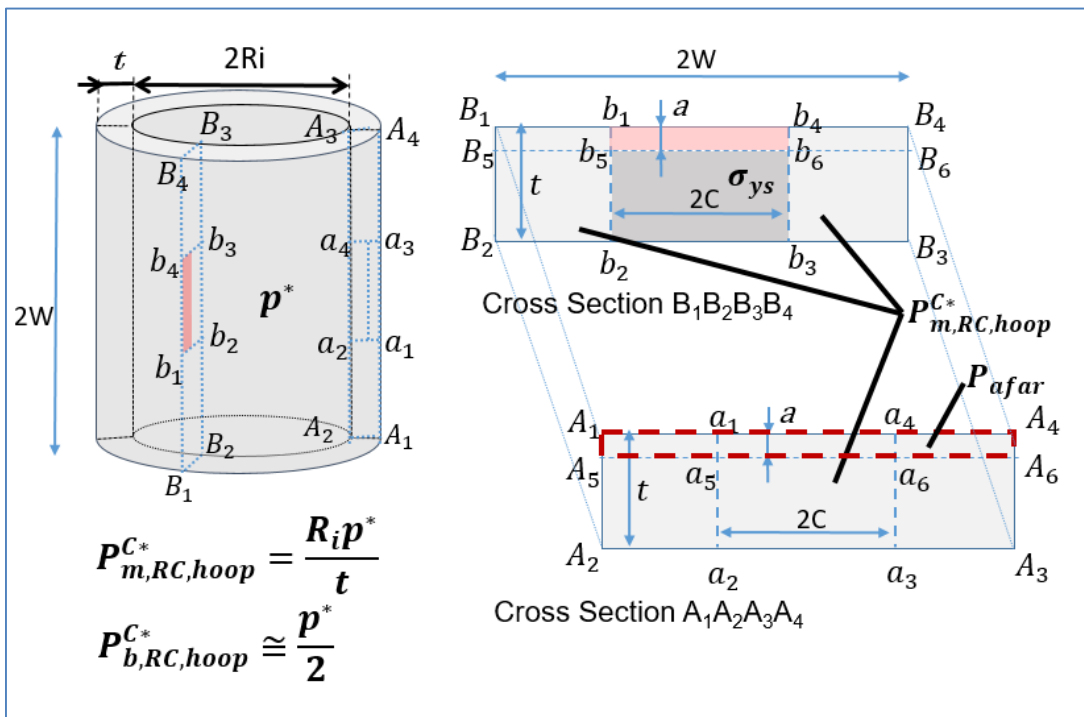
断面 $b_5b_2b_3b_6$ に作用する荷重 L_1 は次式で示される。

$$L_1 = 2c(t-a)\sigma_{flow} = 2ct\left(1 - \frac{a}{t}\right)\sigma_{flow} \quad (11)$$

断面 $B_1B_5B_6B_4$ が貫通き裂を持つ円筒であると考え。この貫通き裂部断面の遠方断面 $A_1A_2A_3A_4$ における対応する周応力 P_{afar} は、式(5)で求めた貫通き裂円筒の参照応力式にて σ_{ref} を $P_{m,RC,hoop}^{C*}$ と等置すれば次式で表現される。

$$P_{afar} = \frac{P_{m,RC,hoop}^{C*}}{M_t} \quad (12)$$

Maxey(Kiefner)のMsの導出(2); 局部崩壊



応力 P_{afar} が断面 $B_1B_5B_6B_4$ に投影されたとき、断面 $B_1B_5b_5b_1$ と断面 $b_4b_6B_6B_4$ に対してブリッジされ分割された形で担保されるものとする。断面 $a_1a_5a_6a_4$ に作用する荷重 L_2 は以下で示される。

$$L_2 = 2caP_{afar} = 2ca \frac{P_{m,RC,hoop}^{C*}}{M_t} \quad (13)$$

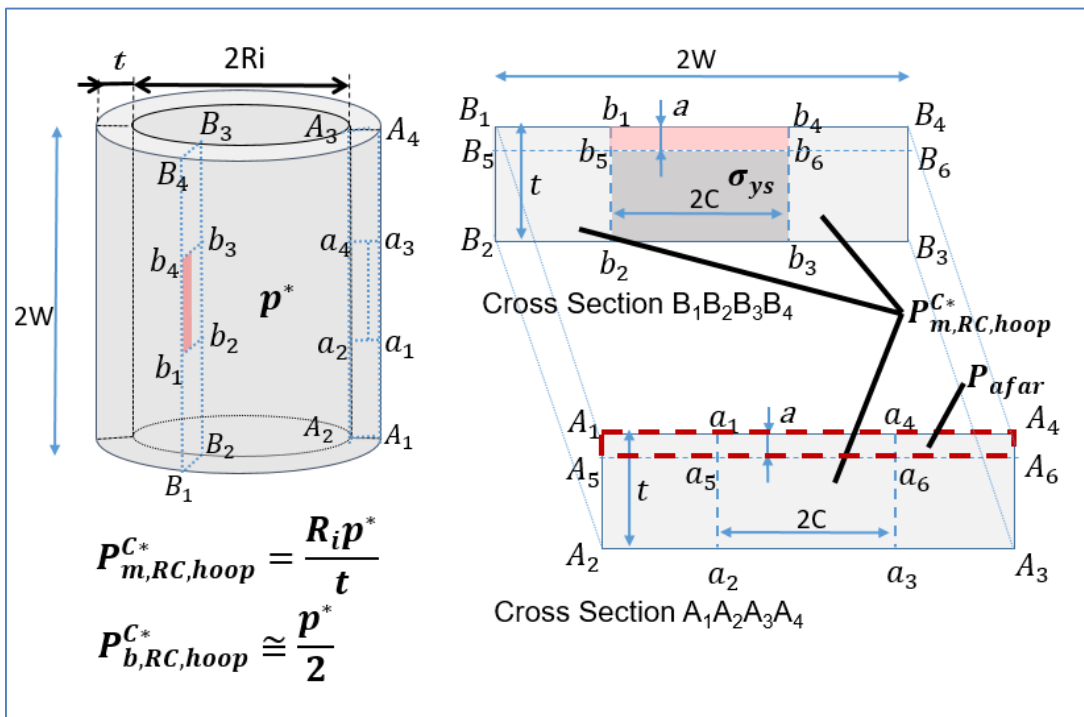
断面 $a_1a_5a_6a_4$ の作用荷重 L_3 は

$$L_3 = 2ctP_{m,RC,hoop}^{C*} \quad (14)$$

上記の荷重 L_3 のうち L_2 は断面 $B_1B_5b_5b_1$ と断面 $B_1B_5b_5b_1$ に分割して担保されるので、断面 $b_5b_2b_3b_6$ に投影される荷重 L'_1 は

$$L'_1 = L_3 - L_2 = 2ct \left(1 - \frac{a}{t} \frac{1}{M_t} \right) P_{m,RC,hoop}^{C*} \quad (15)$$

Maxey(Kiefner)のMsの導出(3); 局部崩壊



応力 P_{afar} が断面 $B_1B_5B_6B_4$ に投影されたとき、断面 $B_1B_5b_5b_1$ と断面 $b_4b_6B_6B_4$ に対してブリッジされ分割された形で担保されるものとする。断面 $a_1a_5a_6a_4$ に作用する荷重 L_2 は以下で示される。

$$L_2 = 2caP_{afar} = 2ca \frac{P_{m,RC,hoop}^{C*}}{M_t} \quad (13)$$

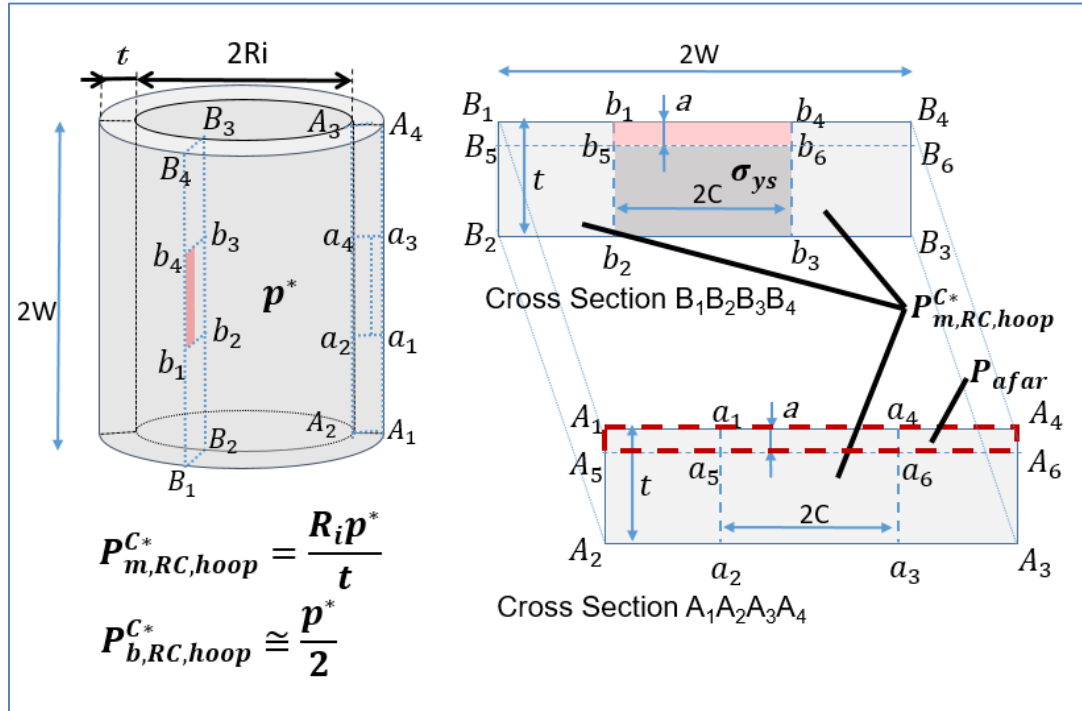
断面 $a_1a_5a_6a_4$ の作用荷重 L_3 は

$$L_3 = 2ctP_{m,RC,hoop}^{C*} \quad (14)$$

上記の荷重 L_3 のうち L_2 は断面 $B_1B_5b_5b_1$ と断面 $B_1B_5b_5b_1$ に分割して担保されるので、断面 $b_5b_2b_3b_6$ に投影される荷重 L'_1 は

$$L'_1 = L_3 - L_2 = 2ct \left(1 - \frac{a}{t} \frac{1}{M_t} \right) P_{m,RC,hoop}^{C*} \quad (15)$$

Maxey(Kiefner)のMsの導出(3) ; 局部崩壊



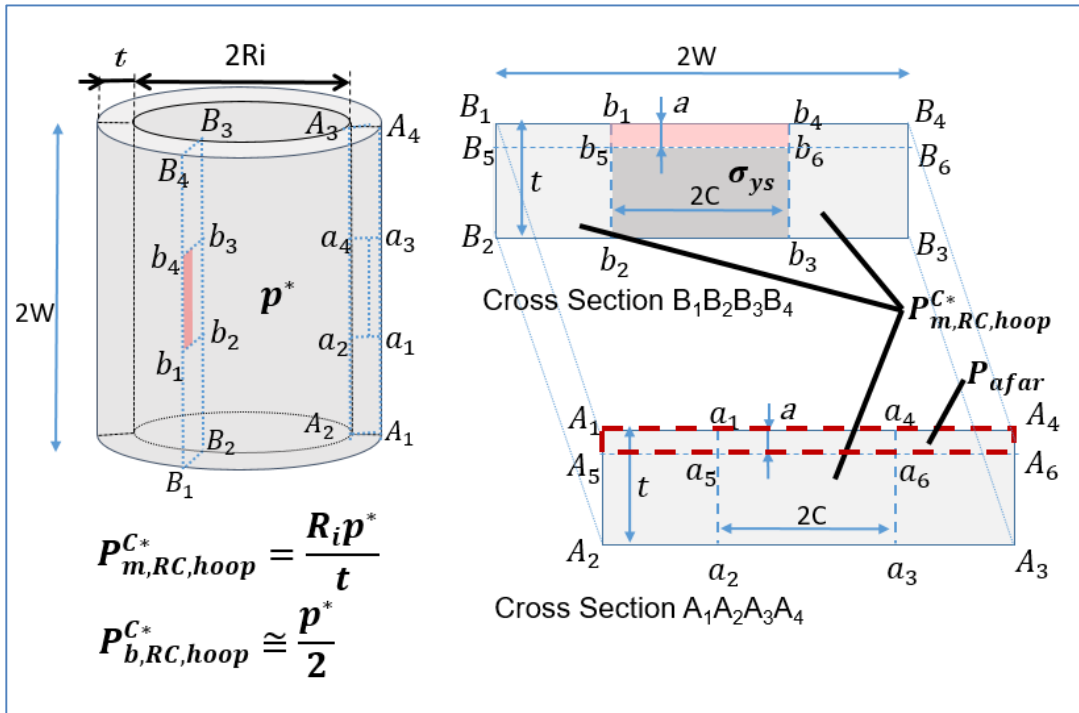
荷重 L_1 とこれに対する遠方断面からの投影荷重である荷重 L'_1 は等しいと考えると、き裂底部の断面 $b_5b_2b_3b_6$ の塑性崩壊条件として次式が成立する。

$$\left(1 - \frac{a}{t}\right) \sigma_{flow} = \left(1 - \frac{a}{t} \frac{1}{M_t}\right) P_{m,RC,hoop}^{C*} \quad (16)$$

ここにおいて上記は式(5)の導入時に、幅の無い貫通き裂に対するモデルを考えており、き裂の表面側端と内面側底部端はつながっておらず開いているモデルである。しかし、今考えているモデルはき裂の底部が閉じている。そこで底部が閉じたき裂に対しては上式が深さ分の相対的な補正をすればほぼ成り立つであろうと仮定して、き裂深さ a を補正係数 C_e にて式を補正する。ここにおいて C_e は貫通き裂の上下両端が閉じていないモデルを用いるなら1である。

$$\left(1 - C_e \frac{a}{t}\right) \sigma_{flow} = \left(1 - C_e \frac{a}{t} \frac{1}{M_t}\right) P_{m,RC,hoop}^{C*} \quad (17)$$

Maxey(Kiefner)のMsの導出(4) ; 局部崩壊

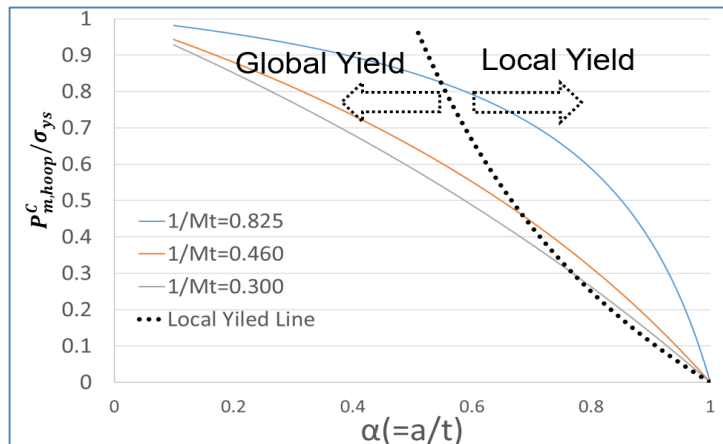


よって

$$\frac{P_{m,RC,hoop}^{C*}}{\sigma_{flow}} = \frac{1 - C_e \frac{a}{t}}{1 - C_e \frac{a}{tM_t}} \quad (18)$$

即ちMsは

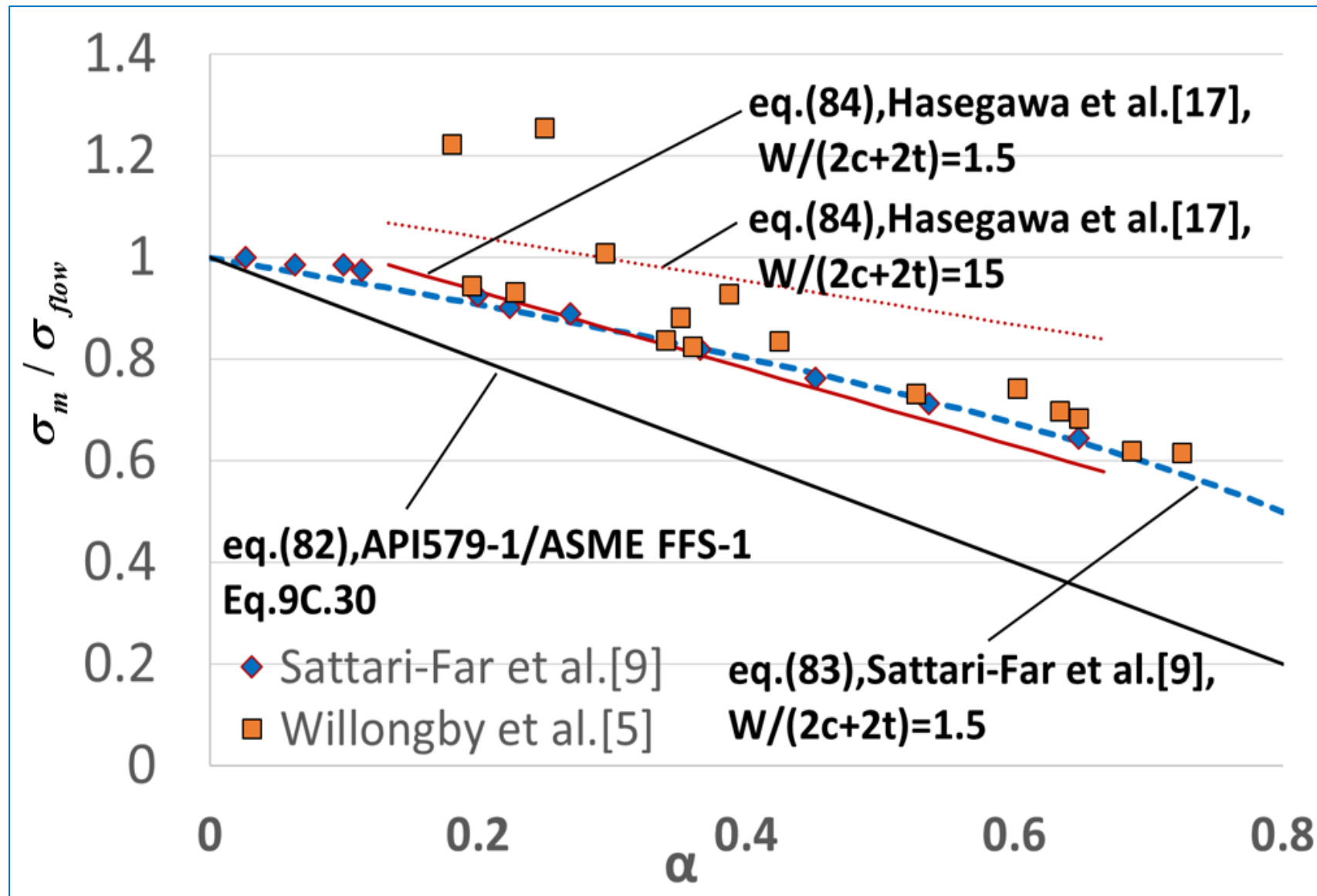
$$M_s = \frac{\sigma_{flow}}{P_{m,RC,hoop}^{C*}} = \frac{1 - C_e \frac{a}{tM_t}}{1 - C_e \frac{a}{t}} \quad (19)$$



- ✓ 補正係数 C_e は前述の通り矩形断面で下端が閉じていない貫通き裂モデルを導入すると1、実験と合うのは0.85、放物線状のき裂断面モデルに対してはその面積と等価矩形の面積比から0.67である。
- ✓ API579-1/ASME FFS-1のPart 5局部減肉評価においては安全側に1.0が採用されている。

平板の式の精度の問題

–API579-1/ASME FFS-1 E1.9C.30半楕円キズを持つ平板の式の精度検証–



Sattari-Farの局部崩壊FEM結果による検証

Sattari-Far et al, Local limit loads Solutions for surface cracks in plates and cylinders using finite element analysis (2004)

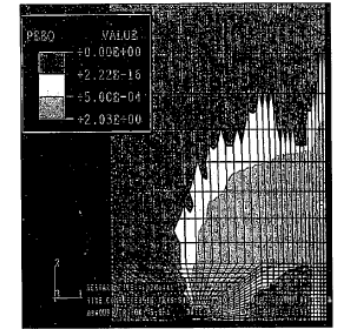
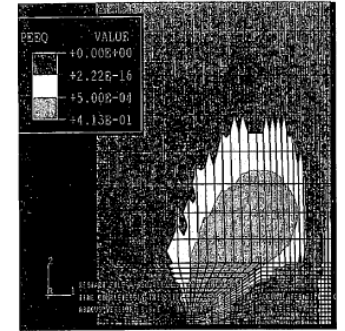
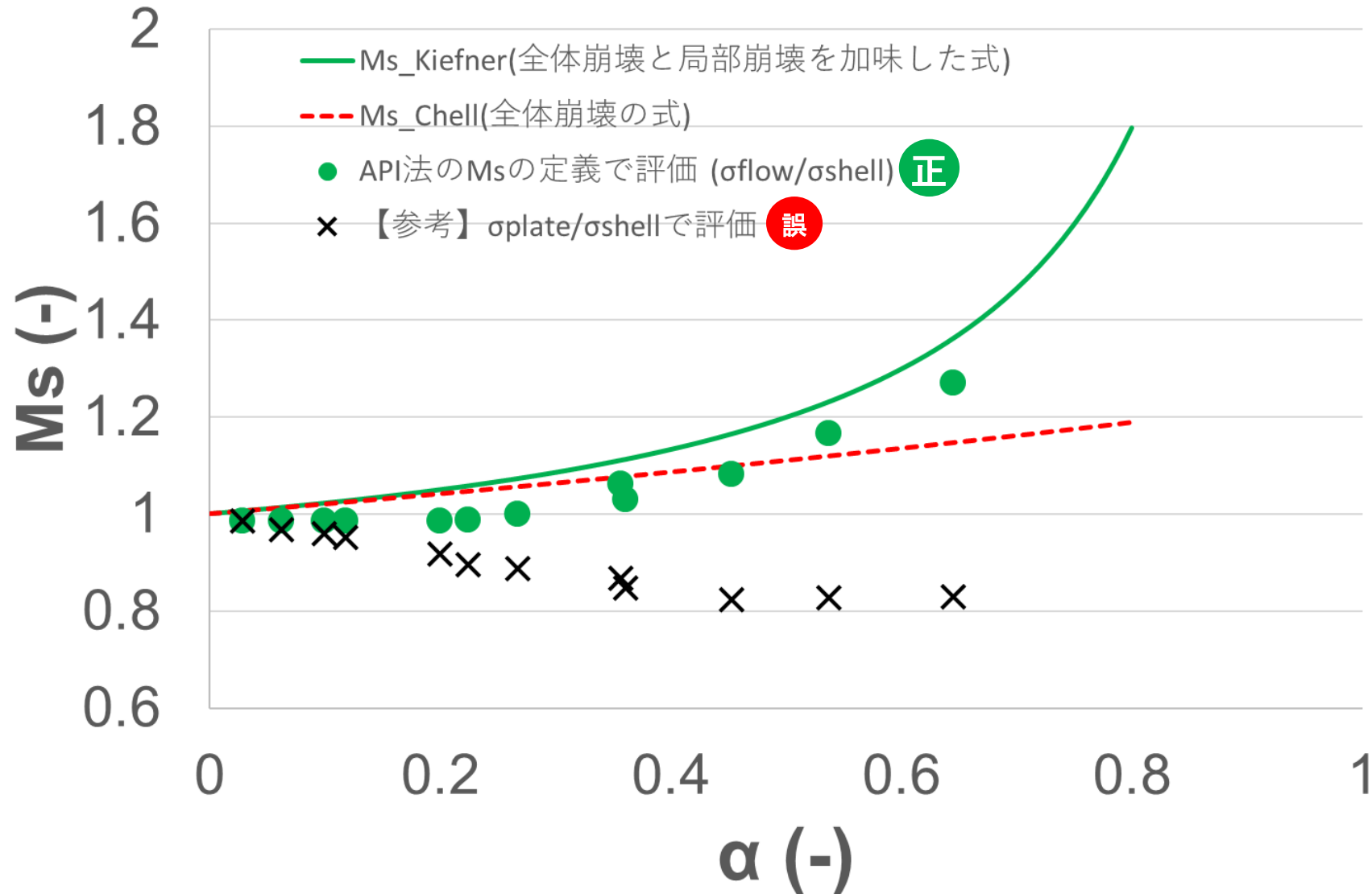


Fig. 3. Development of the plastic zone size at two different load levels in a plate with an infinite edge crack of $a/W = 0.40$ under pure tension and plane deformation conditions.

Sattari-Farらは題記論文で
平板と円筒それぞれに対し
て同じ半楕円キズの塑性
崩壊をFEM評価。
このデータで検証。

Chell ; Application of the CEGB Failure Assessment Procedure, R6, to Surface Flawsの記述

まずは詳細の前に基礎的な理解として題記論文の骨子を確認 (問題となる係数Msの源流と定義の確認)

$1/f(a/t, a/c, \phi) = M_s$ と定義

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

(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:

$$f(a/t, a/c, \phi) = L_1 / L_y$$

Msの定義の源流; L_1 はキズのある部材の崩壊荷重、 L_y はキズの無い部材の崩壊荷重。円筒と平板を結ぶ式ではない

and σ is the applied stress, and L_y is the load required to cause general yielding in the uncracked component. For surface flaws the collapse function f depends on the ratio of crack depth, a , to section thickness, t ; the aspect ratio a/c , where c is half the surface length of the defect; and possibly the position on the crack front, ϕ (Fig. 2). An appropriate value of the yield function f is essential for a failure analysis based on R6.

※Chell et al, Application of the CEGB Failure Assessment Procedure, R6, to Surface Flawsより抜粋

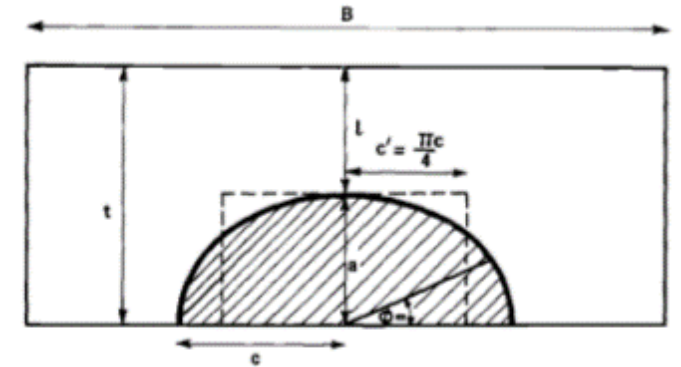


FIG. 2—Surface flaw and dimensions.

※Chell et al, Application of the CEGB Failure Assessment Procedure, R6, to Surface Flawsより抜粋

上記の上で円筒のキズに対して次式2つを論じて検証

$$f^s = 1 - a^* + a^* f'(c'^2/Ra) \quad (19)$$

A local yield pressure is also defined by Kiefner et al. [11] as the empirical equation

$$f^l = (1 - a^*) / [1 - a^* f'(c'^2/Rt)] \quad (21)$$

この逆数が円筒に対するChellの式と呼ばれる



この逆数が円筒に対するKiefnerの式と呼ばれる



API579 eq.9C.17

$$M_s^{NS} = \frac{1}{1 - \frac{a}{t} + \frac{a}{t} \left(\frac{1}{M_t} \right)}$$

API579 eq.9C.17

$$M_s^L = \frac{1 - c \left(\frac{a}{t} \right) \left(\frac{1}{M_t} \right)}{1 - c \left(\frac{a}{t} \right)}$$

※Chell et al, Application of the CEGB Failure Assessment Procedure, R6, to Surface Flawsより抜粋

※定数Cはキズの断面のモデル化の係数。
矩形断面は1、放物線形断面は0.67

Kiefner et al; STP-536 Failure Stress Levels of Flaws in Pressurized Cylindersの記述

Mathematical Model for Flow-Stress Dependent Material—The equation for surface flaw behavior was first presented in Ref 1 in the following form.

$$\sigma = \bar{\sigma} = \left[\frac{1 - d/t}{1 - d/M_T t} \right] \tag{6}$$

σ = the hoop stress level at failure,
 $\bar{\sigma}$ = flow stress,
 d = depth of the notch (see Fig. 2),
 t = the pipe wall thickness, and
 M_T = the Folias correction as in through-wall flaws except that $2c_{eq}$ is used instead of $2c$ for flaw length,

前段でPR/tと定義
(キズの部位の応力ではない)

$$2c_{eq} = A/d \tag{6a}$$

In Table 2 the values of failure stress (σ_{p1}) predicted by Eq 6 are presented and compared to the actual failure stress levels (σ_p) for all 48 surface flaw experiments. The ratio, σ_p/σ_{p1} ranges from 0.55 to 1.25 suggesting that Eq 6 is adequate only for flow-stress dependent situations. A more precise method for analyzing toughness-dependent situations as well as those which are flow stress-dependent is discussed later in the presentation.

To modify the prediction of Eq 6 it is necessary to rewrite it as follows:

$$\sigma_p/\bar{\sigma} = \frac{1 - d/t}{1 - d/M_T t} = M_p^{-1} \tag{8}$$

※ Kiefner et al; STP-536 Failure Stress Levels of Flaws in Pressurized Cylindersより抜粋

TABLE 2—(Continued)

Test No.	Reference No.	Outside Diameter, in.	Wall Thickness, in.	Grade	Notch Length, 2c, in.	Depth of Notch, d, in.	Diameter of Cutter Wheel, in.	Yield Strength, ksi	Ultimate Strength, ksi	Charpy V Shock Energy (2/3-size), ft · lb	Flow Stress, $\bar{\sigma}$, ksi	Failure Stress Level, σ_p , ksi	Actual ^a Failure Mode	Predicted ^b Failure Mode	Predicted ^b Failure Stress, σ_{p1} , ksi	σ_p/σ_{p1}	Predicted ^c Failure Stress, σ_{p2} , ksi	σ_p/σ_{p2}
37	70-9	34.0	0.509	X65	24.00	0.442	4.00	67.5	89.0	13.0	77.5	8.9	L	L	12.9	0.69	6.2	1.42
38	70-9	34.0	0.509	X65	24.00	0.421	4.00	67.5	89.0	13.0	77.5	12.4	R	L	16.7	0.74	8.1	1.53
39	70-13	36.0	0.403	X60V	4.40	0.201	4.00	64.6	85.9	...	74.6	57.2	R	R	61.4	0.93	...	...
40	70-18	36.0	0.416	X60V	6.50	0.170	4.00	66.2	88.4	25.0	76.2	55.2	R	R	60.9	0.91	57.6	0.96
41	70-21	36.0	0.404	X60V	4.40	0.205	4.00	65.2	88.4	23.0	75.2	57.5	R	R	61.5	0.93	60.5	0.95
42	70-24	42.0	0.404	X60	6.50	0.256	4.00	63.1	85.0	22.0	73.1	47.3	R	L	46.3	1.02	43.6	1.08
43	70-27	36.0	0.387	X65	6.00	0.270	4.00	70.3	88.5	12.0	80.3	37.7	L	L	45.2	0.83	36.3	1.04
44	71-6	36.0	0.420	X60	2.50	0.295	4.00	61.4	85.2	27.0	71.4	62.6	L	L	62.2	1.01	62.2	1.01
45	71-7	36.0	0.438	X60	5.00	0.298	4.00	57.7	81.6	34.0	67.7	50.1	L	L	44.7	1.12	44.6	1.12
46	71-23	42.0	0.474	X60	11.50	0.235	4.00	69.5	...	10.0	79.5	28.8	R	R	52.1	0.55	30.4	0.95
47	71-24	36.0	0.390	X65	16.00	0.195	4.00	70.3	...	11.0	80.3	28.2	R	R	47.4	0.59	24.7	1.14
48	71-25	36.0	0.390	X65	16.00	0.195	4.00	70.3	...	11.0	80.3	51.7	R	R	47.4	1.09	24.7	2.10 ^e

^a R — rupture, L — leak.
^b σ_{p1} is computed on the basis of Equation 6, the flow-stress-dependent criterion.
^c σ_{p2} is computed on the basis of Equation 9, the toughness-dependent criterion.
^d Charpy energy data were not obtained for these specimens, hence no σ_{p2} values were calculable.
^e Experiment No. 48 contained a blunt U-shaped notch whereas all of the other surface flaw experiments had sharp V-shaped notches.

※ Kiefner et al; STP-536 Failure Stress Levels of Flaws in Pressurized Cylindersより抜粋

この式は
 σ_p (崩壊時の配管周応力)/ $\bar{\sigma}$ (流動応力) = M_p^{-1} (=1/ M_s)