

供用適性評価規格への WES2820 (API法) 採用について

第23回供用適性評価規格委員会
並びに第6回高度化検討分科会資料

2021年11月15日
石油連盟
石油化学工業協会

提案する内容(1)

貴協会技術基準策定プロセス (https://www.khk.or.jp/technical_standards/) に従い、API法に準拠した国内減肉評価規格であるWES 2820をKHKS0851 附属書の中に「WES2820最新版規定に従う」等と引用していただき、採用することを提案します。

【WES2820 圧力設備の供用適性評価方法 - 減肉評価】

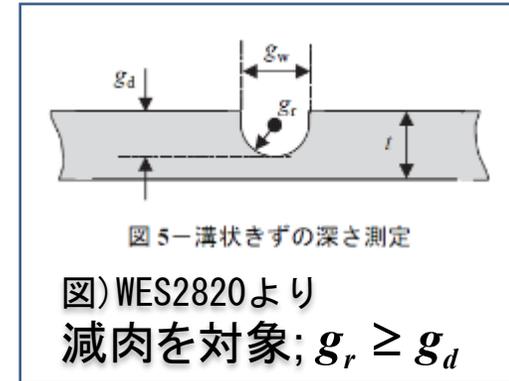
1. 減肉評価に特化した評価規格 ; き裂と減肉を区別するため寸法制限規定
2. API 579-1/ASME FFS-1規格の減肉評価規定 (Part 4及びPart5) と同等
 - ✓ API579-1/ASME FFS-1減肉評価規定 ; 20年以上にわたり広く実機適用され実験検証済
 - ✓ 安全性に実績があることは明確

スライド [P25](#) 「API579-1/ASME FFS-1を維持管理基準として採用していることが確認できている企業/事業所」の通り

- ✓ WES 2820; 既に民間規格として活用、細かい日本語の規定表現等含め実運用解釈に支障がないこと検証済み。
- ✓ RSF=0.9で運用 ; 事業者はFFS適用箇所は継続監視/管理が求められるので安全は担保

3. ISOに認められた規格 ; **著作権はISOに帰属**

- ✓ ISOでは規格文章 (の大部分) をそのまま他の出版物に用いることは、たとえ規格作成者であっても認められないことになっています。このため「最新版に従う」等の形で引用するべきです。



WES2820をKHKS0851附属書に引用し活用するのは合理的
(著作権/コンプライアンス問題もクリア)

提案する内容(2)

耐震設計基準については次の通りで提案します。

1. KHKS 0861 高圧ガス設備等の耐震設計に関する基準(レベル1)に基づく耐震性能が求められている場合

- 1) 耐震設計用許容応力は残存強度係数の合格値RSF=0.9の適用対象外とする。(RSF=1.0で評価)
- 2) 圧縮側の耐震設計用許容応力値；減肉部の残厚みに基づく

2. KHKS 0861 高圧ガス設備等の耐震設計に関する基準(レベル2)に基づく耐震性能が求められている場合

耐震性能を満足するための設計検討時の肉厚に対し、減肉部の最小肉厚が上回っている場合を合格

WES2820は著作権上、本日コピーの配布不可。下記閲覧サイトをご利用ください。

リンク先；溶接技術情報センター

<https://jpn01.safelinks.protection.outlook.com/?url=http%3A%2F%2Fwww->

[it.jwes.or.jp%2Fwes_ki%2Fwes.jsp&data=04%7C01%7Cyoichi.ishizaki.7530%40idemitsu.com%7Cd0fddbe12fa14b679a9008d99878781d%7C1a721771b78a40799ec538695d718adb%7C0%7C0%7C637708465447803973%7CUnknown%7CTWFpbGZsb3d8eyJWIjoic4wLjAwMDAiLCJQIjoiv2luMzIiLCJBTiI6Ikk1haWwiLCJXVCi6Mn0%3D%7C1000&data=HdGmgbjFYVl6ApEJELZWl%2BA1jWxGEud49BDQoE6BMEA%3D&reserved=0](http://www-it.jwes.or.jp%2Fwes_ki%2Fwes.jsp&data=04%7C01%7Cyoichi.ishizaki.7530%40idemitsu.com%7Cd0fddbe12fa14b679a9008d99878781d%7C1a721771b78a40799ec538695d718adb%7C0%7C0%7C637708465447803973%7CUnknown%7CTWFpbGZsb3d8eyJWIjoic4wLjAwMDAiLCJQIjoiv2luMzIiLCJBTiI6Ikk1haWwiLCJXVCi6Mn0%3D%7C1000&data=HdGmgbjFYVl6ApEJELZWl%2BA1jWxGEud49BDQoE6BMEA%3D&reserved=0)

WES 2820(API法)評価方法概要

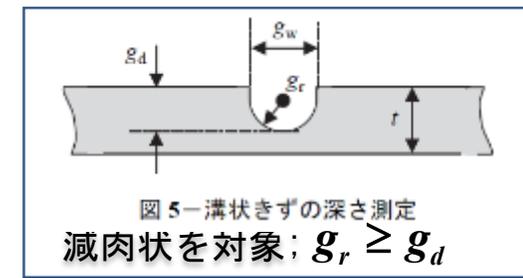
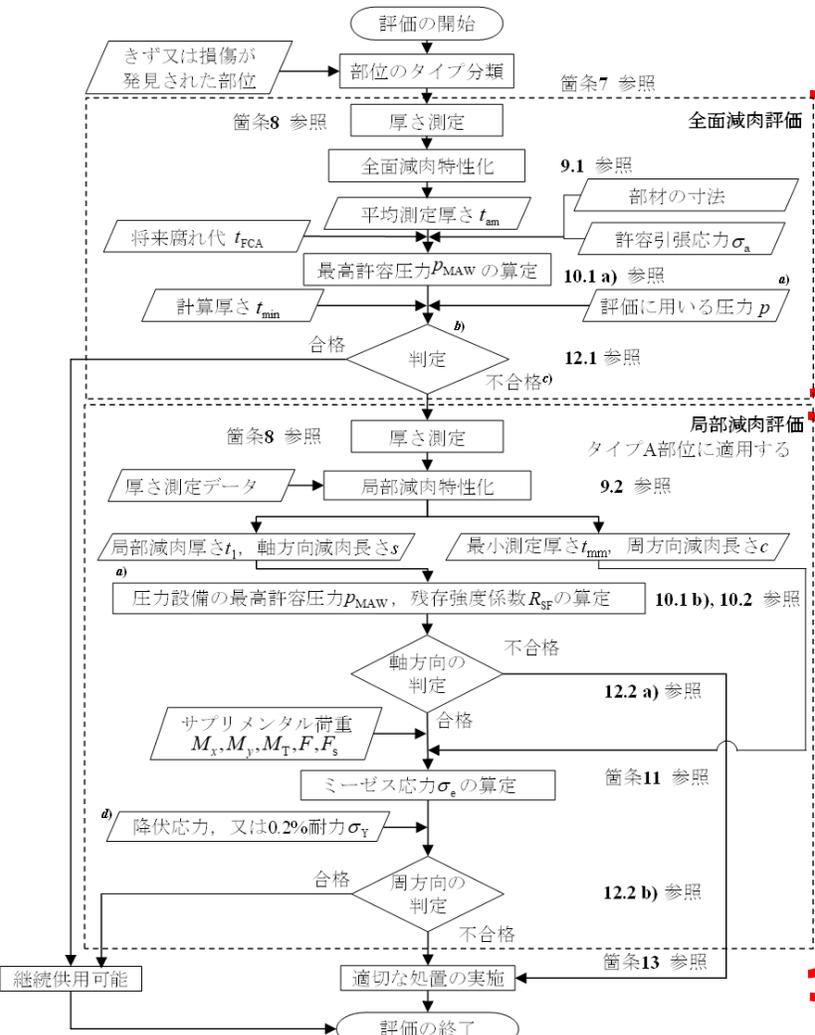


図5-溝状きずの深さ測定
減肉状を対象; $g_r \geq g_d$
図; WES2820より



Step 1 全面減肉評価

- ・ 周辺健全全部強度を含めない評価
- ・ 合格値; 平均厚 $\geq 0.9 \times$ 必要厚
- ・ 適用対象; 右下表

Step 2 全面減肉評価

- ・ 周辺健全全部強度を含む評価
- ・ 合格値; $RSF=1/M_s \geq 0.9$
- ・ 適用対象; 右下表

Step 3 供用可否判断
次回検査/補修までの供用可否を判断

- ・ 継続管理/余寿命管理が前提
- ・ キズの放置はしない

- 適用範囲 ; $g_r \geq g_d$ を満たす
 - 腐食
 - 磨耗
 - エロージョン・コロージョン
 - 発見されたきず/損傷をグラインダ等で滑らかにしたもの

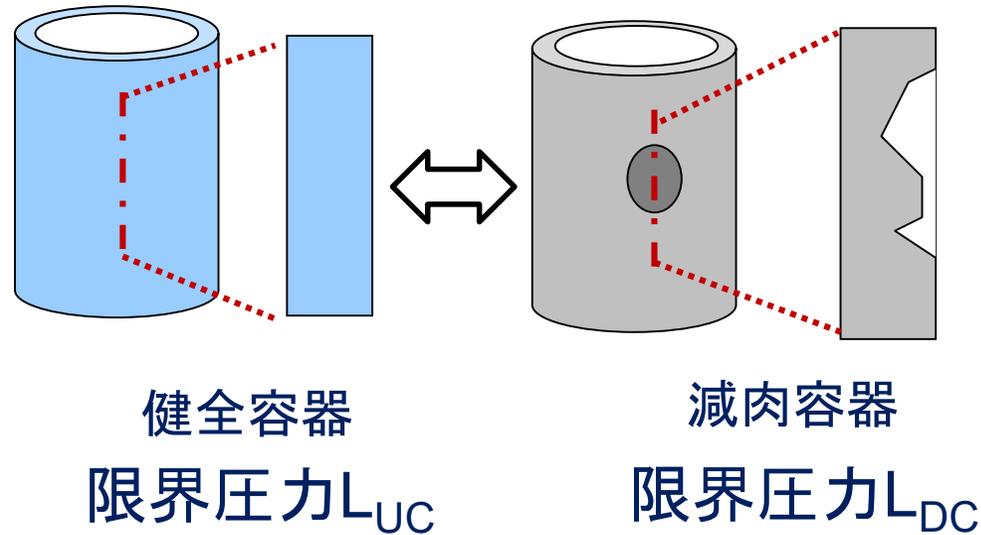
- 次の圧力設備には適用しない。
 - クリープ温度域で運転される圧力設備
 - 疲労設計対象設備
 - 外圧を受ける圧力設備
 - 残存厚さが公称厚さの20%未満or2.5 mm 未満となる圧力設備(配管は1.3mm未満)
 - 先端の鋭いきずが発見された圧力設備

部位の種類	全面減肉評価	局部減肉評価
圧力容器の円筒胴, 円すい胴	○	○
球形圧力容器, 球形タンク	○	○
全半球形, 半だ円形, 皿形の鏡板	○	○
配管の直管部	○	○
取付物のないエルボ, 曲げ管	○	○
常圧タンクの側板	○	○
ノズル接続部	○	適用外
円すい胴と円筒胴の接続部	○	適用外
フランジ部	○	適用外

注) 評価対象設備が常圧タンクの場合には, 評価に用いる圧力 p を液面高さ h に, 最高許容圧力 p_{MAW} を最高許容液面高さ h_{MF} に読み替える。
 b) タイプA部位では t_{am}, t_{FCA}, t_{min} を使用して判定を行う。タイプB部位では p_{MAW}, p を使用して判定を行う (12.1参照)。
 c) タイプB部位の場合は局部減肉評価を適用できないので, 全面減肉評価で不合格と判定されれば適切な処置 (箇条13参照) を行う。
 d) σ_y は許容圧縮応力の算定に用いる。

図; WES2820より

残存強度係数 (RSF) による評価



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

- 全面減肉評価の場合; 周辺健全全部補強効果を考えずシンプル化

$$RSF = \frac{\text{残存肉厚}}{\text{必要肉厚}} = \frac{L_{DC} (\text{減肉容器の限界圧力})}{L_{UC} (\text{健全容器の限界圧力})} \geq 0.9$$

- 局部減肉評価の場合; 周辺健全全部による補強効果も加味

$$RSF = \frac{1}{M_s} = \frac{L_{DC} (\text{減肉容器の限界圧力})}{L_{UC} (\text{健全容器の限界圧力})} \geq 0.9$$

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



限界圧カイメージ

※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、**余寿命管理を前提**に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で使用したい**

(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

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

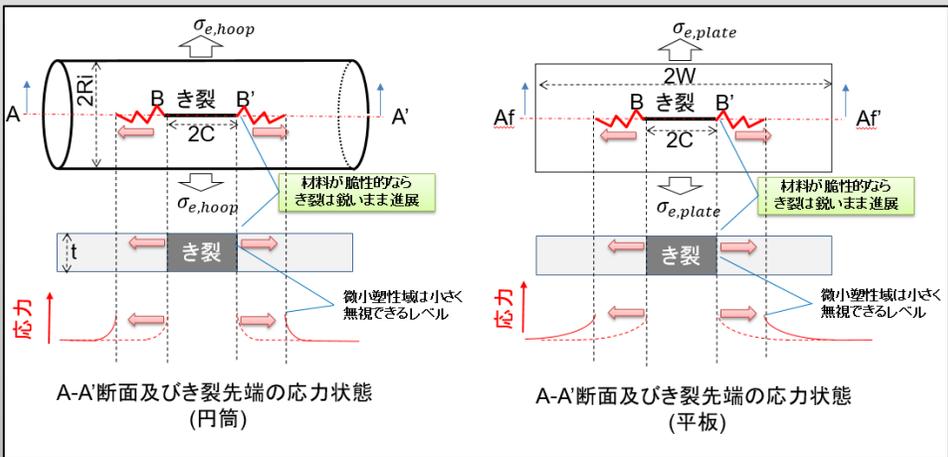
$$\sigma_{flow} ; K_C \text{ が大きい場合 } \quad \text{即ち } M_t = \frac{\sigma_{flow}}{\sigma_{hoop}} = \frac{\text{健全な円筒の崩壊応力}}{\text{貫通き裂を持つ円筒の崩壊応力}}$$

破壊評価線図 (FAD) との照合

K_C が相対的に小; き裂の進展モード

右辺 = $\frac{K_C}{\sqrt{\pi C}}$ 即ち

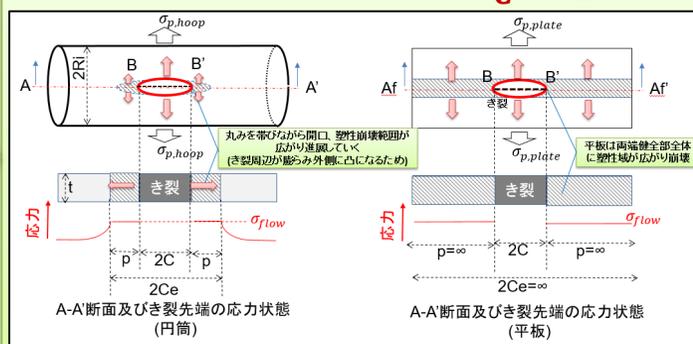
$$M_t = \frac{\sigma_{plate}}{\sigma_{hoop}} = \frac{\text{貫通き裂を持つ平板の限界応力}}{\text{貫通き裂を持つ円筒の限界応力}}$$



【基礎式】Folias¹⁾;

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

K_C が相対的に大; 塑性崩壊モード

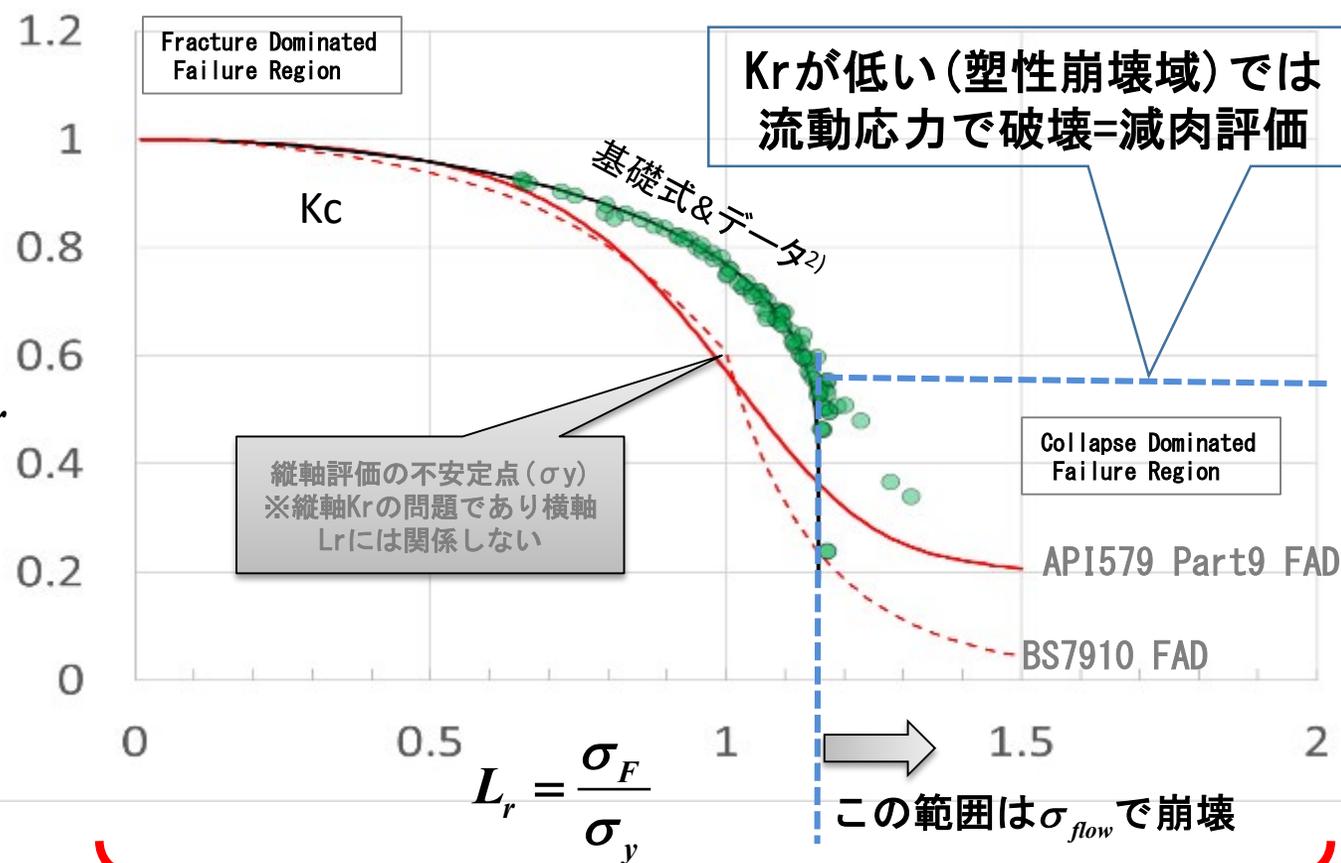


右辺 = σ_{flow} 即ち

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

$$M_s = \frac{\text{健全な円筒の崩壊荷重}}{\text{キズのある円筒の崩壊荷重}}$$

K_r



根拠出典;

1) E.S.Folias, ON THE THEORY OF FRACTURE OF CURVED HEETS, Engineering Fracture Mechanics, 1970, Vol. 2, pp. 151-164, 【Foliasの1999年論文などもこれに立脚】

2) J. F. Kiefner, A. Maxey, R. J. Eiber, and A. R. Duffy, Failure Stress Levels of Flaws in Pressurized Cylinders. West Conshohocken, PA: PROGRESS IN FLAW GROWTH AND FRACTURE TOUGHNESS TESTING, 1973. ASTM STD 536.

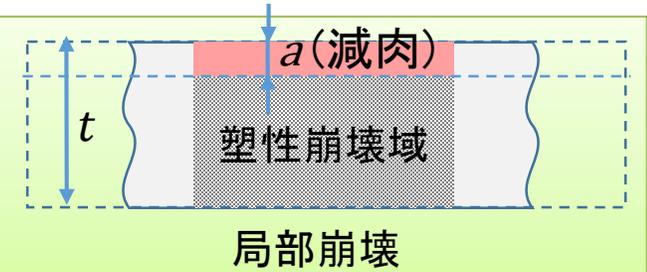
係数 M_t 及び $M_s (=1/RSF)$ についてのまとめ

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

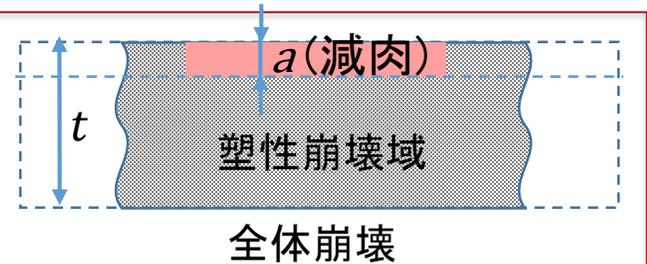
二つの M_s の導出は M_t の塑性崩壊に対する定義に基づいている。
 ✓ 各論文記述は [P43, P44](#) 参照
 ✓ 各導出は [P45](#) 以降参照

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(幾何学的形状のみで決まる定数で材料物性に依存しない)

$M_S^L = \frac{1 - C \left(\frac{a}{t}\right) \left(\frac{1}{M_t}\right)}{1 - C \left(\frac{a}{t}\right)}$ **【局部崩壊を考慮した理論式】注)**
 ✓ 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)



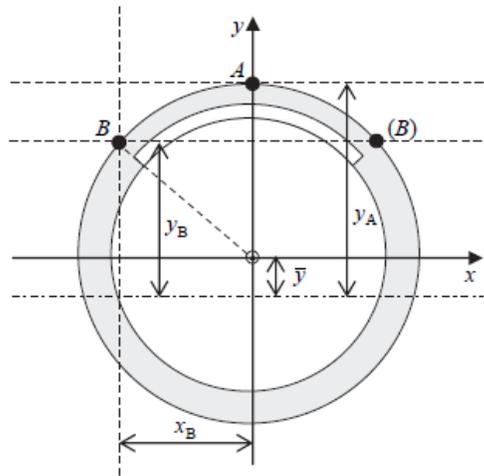
注) Maxeyが導いた式。この式が「実験式」と呼ばれるのは、Kiefnerがいくつかの候補式を比較し最も実験値と整合し、この式を推奨したからである。(1967年)

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。(塑性崩壊即ちFADの横軸と、破壊力学即ちFADの縦軸の混同)

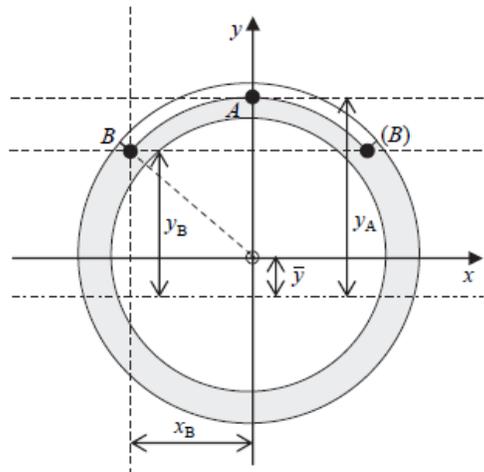
誤 $M_t = \frac{\text{貫通き裂を持つ平板の限界応力}}{\text{貫通き裂を持つ円筒の限界応力}}$ $M_s = \frac{\text{表面キズを持つ平板の限界応力}}{\text{表面キズを持つ円筒の限界応力}}$

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

軸方向応力の評価の考え方；局部減肉評価



a)内面減肉の場合



b)外面減肉の場合

図 23—断面特性に関する記号

1. 左図のA点及びB点における軸方向応力を計算

$$\sigma_S^A = \frac{M_S^C}{\eta \cdot \cos \alpha} \left\{ \frac{A_w p}{A_m - A_f} + \frac{F}{A_m - A_f} + \frac{y_A}{I_{\bar{x}}} \left[F_{\bar{y}} + (\bar{y} + b) A_w p + M_x \right] \right\}$$

$$\sigma_S^B = \frac{M_S^C}{\eta \cdot \cos \alpha} \left\{ \frac{A_w p}{A_m - A_f} + \frac{F}{A_m - A_f} + \frac{y_B}{I_{\bar{x}}} \left[F_{\bar{y}} + (\bar{y} + b) A_w p + M_x \right] + \frac{x_B}{I_{\bar{y}}} M_y \right\}$$

2. ミセス応力をそれぞれ計算

$$\sigma_e^A = \sqrt{\sigma_c^2 - \sigma_c \sigma_S^A + (\sigma_S^A)^2 + 3\tau^2} \quad \sigma_e^B = \sqrt{\sigma_c^2 - \sigma_c \sigma_S^B + (\sigma_S^B)^2 + 3\tau^2}$$

3. 判定； $\max[\sigma_e^A, \sigma_e^B] \leq S$

ここで判定値 S は下記の通り。

ケース	S として採用する値
下記以外	RSF=0.9の適用対象（現行WES2820通り）
①耐震設計評価レベル1適用設備	<ul style="list-style-type: none"> ・ RSF=0.9の適用対象外 ・ S =耐震設計用許容応力として評価（全面減肉評価は最小肉厚が耐震上必要な肉厚以上）
②耐震設計評価レベル2適用設備	設計検討時に求めた耐震設計肉厚以上

※ 破壊試験データとの比較はスライド16参照

第五回分科会の議論を踏まえた 技術的論点に係る確認事項について

2021年11月8日

石油連盟

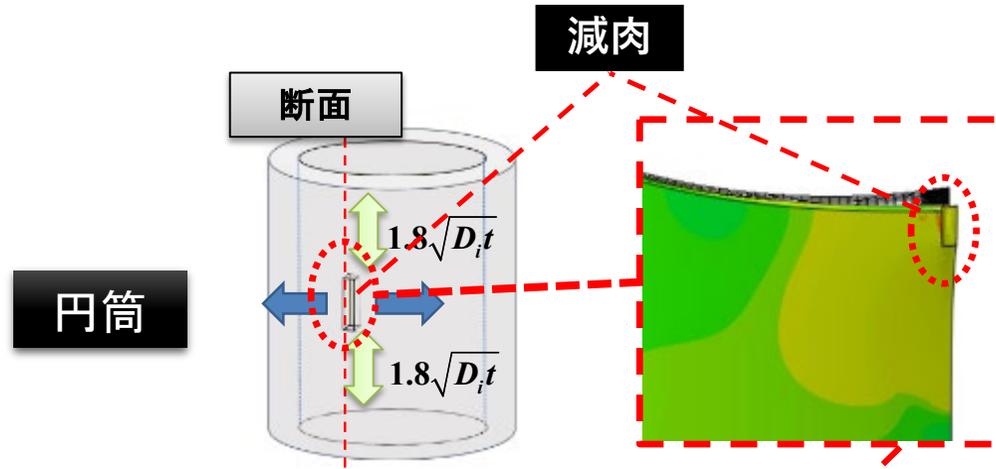
石油化学工業協会

①Msの定義/参照応力の定義

pM法側からの確認事項

- 資料2-1p.5でAPI法ではMsを健全容器と減肉容器の限界圧力の比として定義しているが、Msとして適用している式はその定義を満たすために必要十分なものになっていない。API法でのMsは、p-M法でのMsと同様に、円筒でのバルジング（膨れ）に対する応力の補正係数としては十分だが、断面積の減少に対する応力の補正効果は期待できない。従ってAPI法のMsを用いた参照応力解 $\sigma_{ref} = Ms \sigma_{\theta}$ は不完全で、応力を過小評価し危険である。算定結果としては、資料1-2p.28のグラフに示すとおり、API法の円筒の参照応力は内径が大きくなると、欠陥のない健全部の応力と一致することになるが、物理的な矛盾があり、非常に危険な評価となっている。

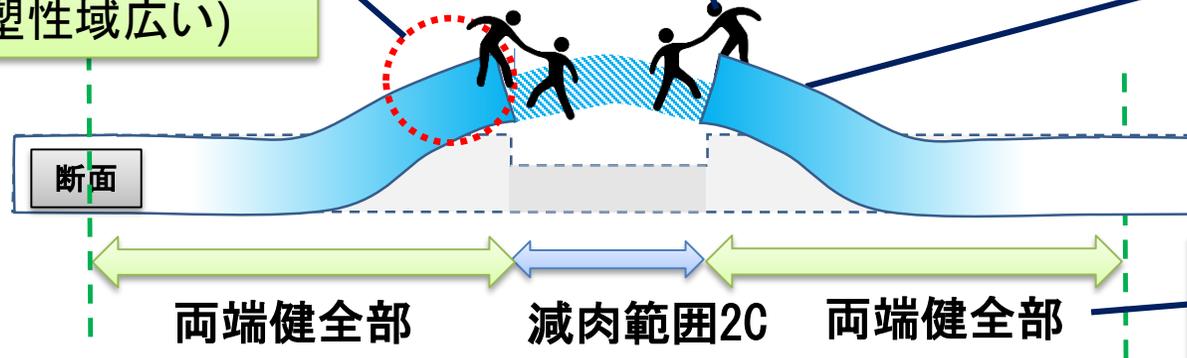
API法の考え方の概要(1)



①弱い減肉部を周辺健全部が手を差し出し助ける

③塑性域はここに形成
小径 => 盛り上がりが大(塑性域狭い)
大径 => 盛り上がり小(塑性域広い)

②減肉周辺が隆起し皮が突っ張るイメージ
✓ 塑性域はこの盛り上がった部分に形成



④両端の健全部にて減肉部の不足強度が支えられる。

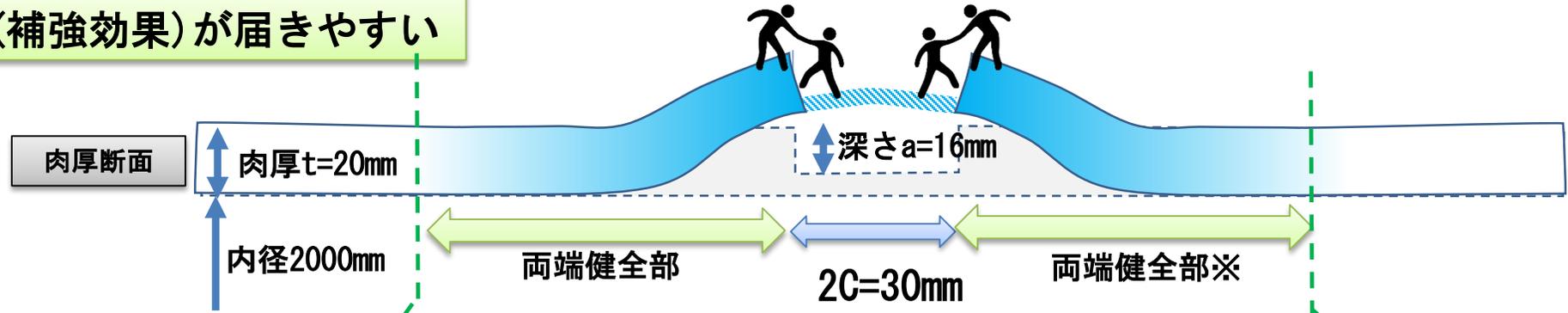
API法の考え方の概要(2)

※規定では構造不連続部までの必要距離Lmsdが確保されるので十分となる。

①狭いと両端健全部の影響(補強効果)が届きやすい

ケース1

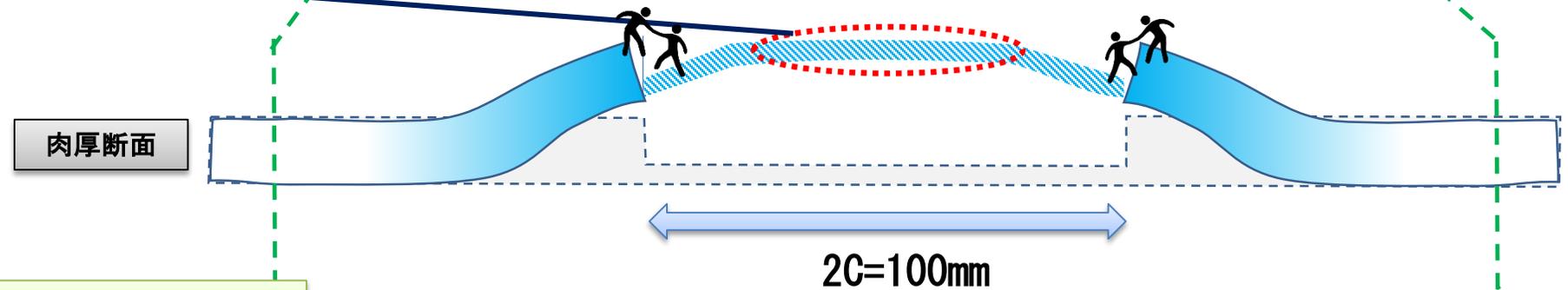
減肉範囲 $2C=30\text{mm}$ ($\lambda:0.13$)
 $M_s=1.033$ (RSF=0.968)



②広いと両端健全部からの影響(補強効果)が届きにくい領域が発生

ケース2

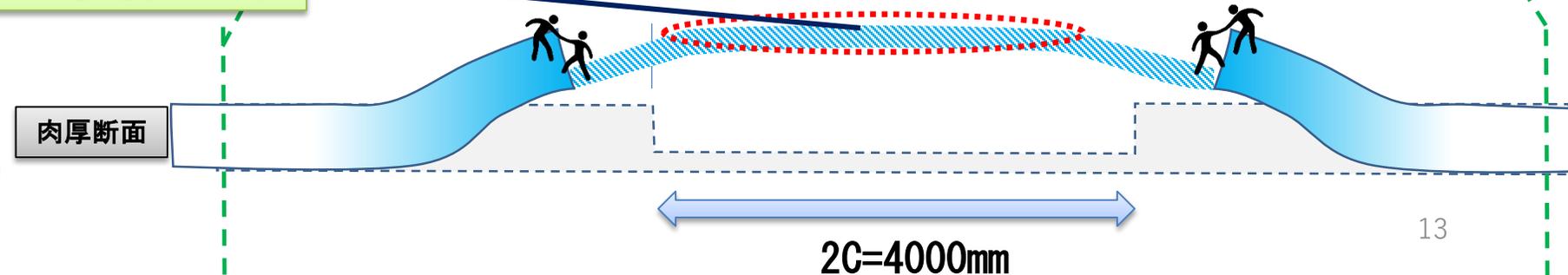
減肉範囲 $2C=100\text{mm}$ ($\lambda:0.45$)
 $M_s=1.329$ (RSF=0.752)



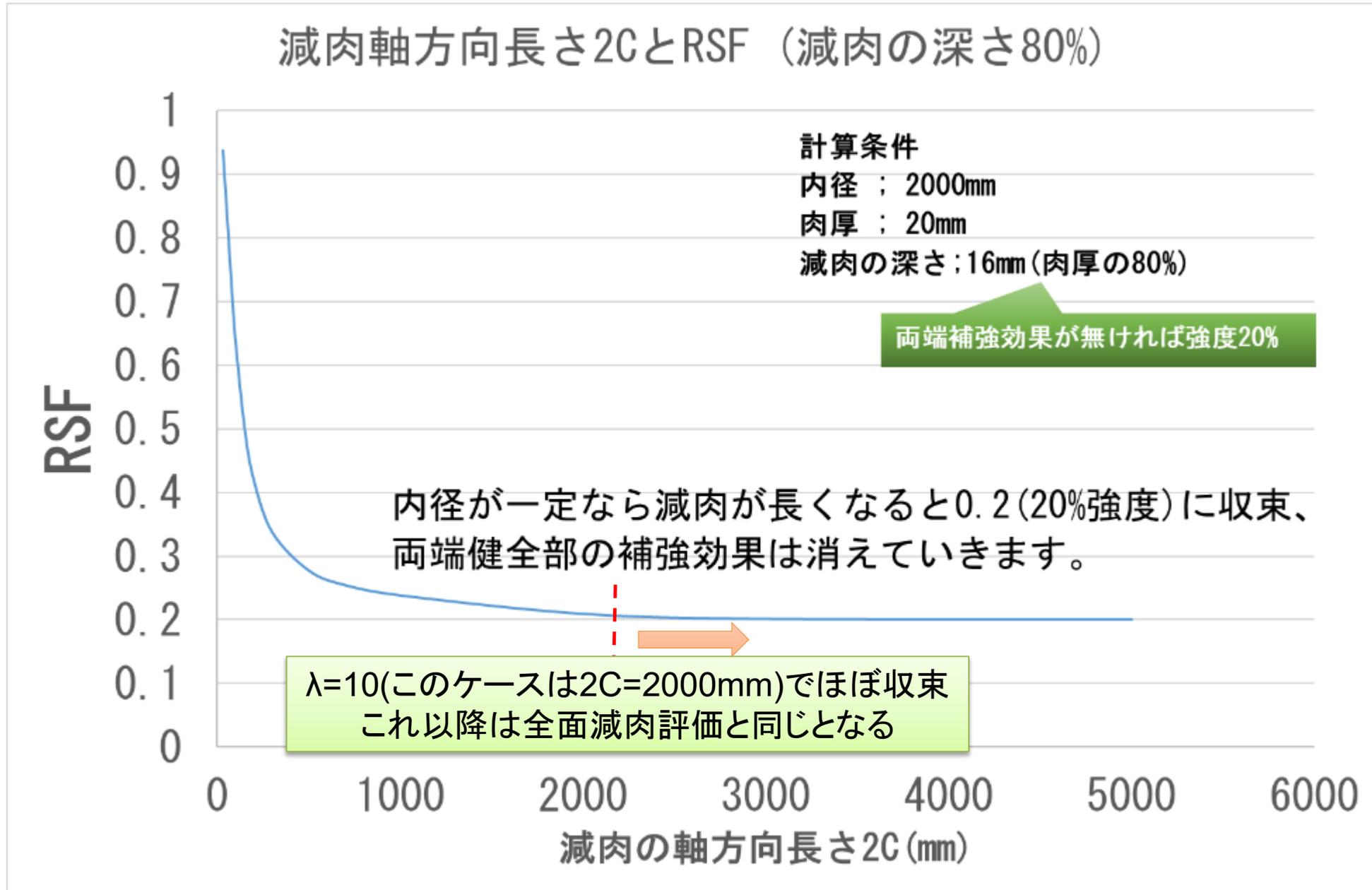
③更に広いと $(t-a)/t=20\%$ と同じ強度に収束

ケース3

減肉範囲 $2C=4000\text{mm}$ ($\lambda:18.1$)
 $M_s=4.936$ (RSF=0.2 $\doteq a/t$)

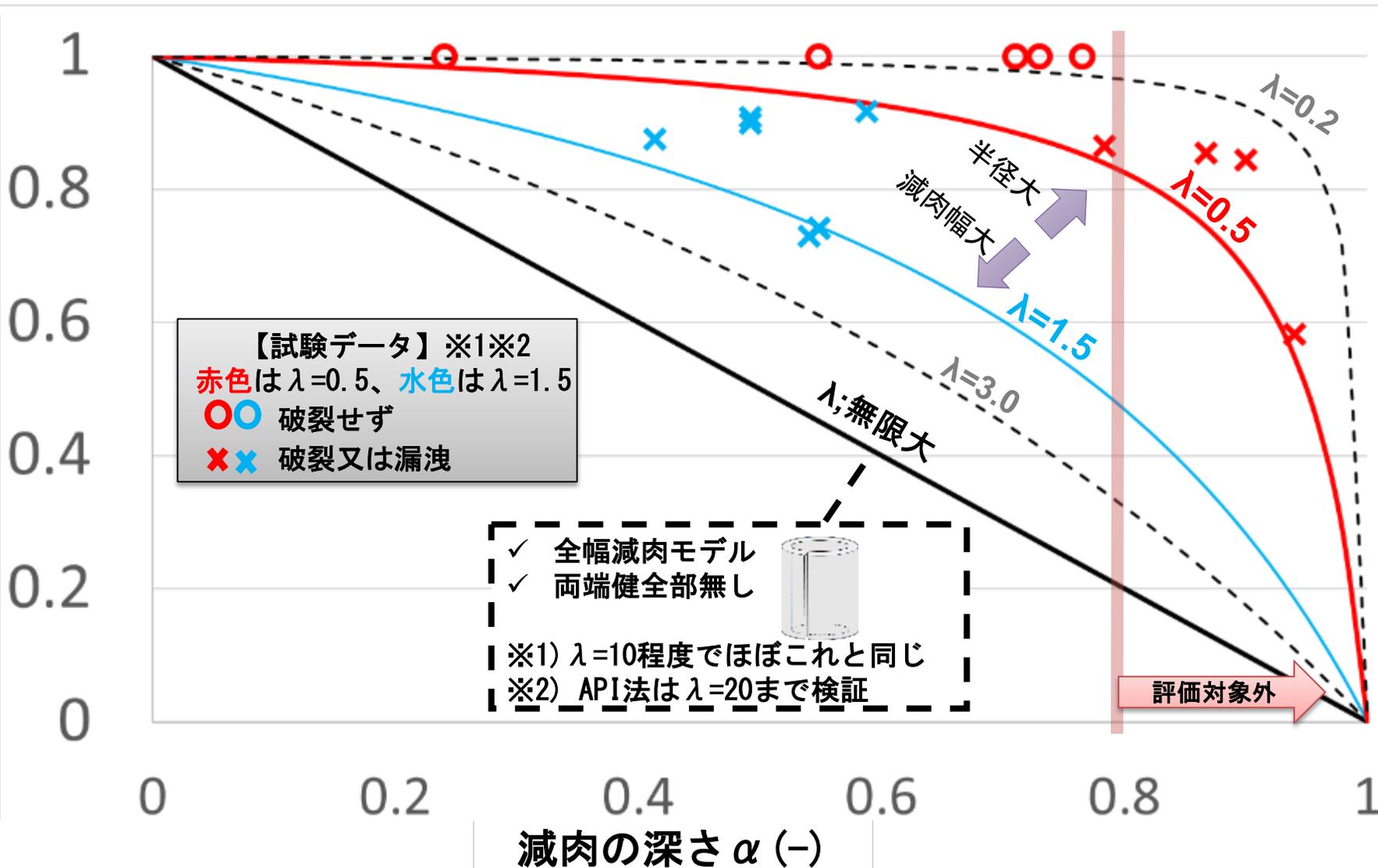


API法の考え方の概要(3)



周応力に対する検証：内径等の各寸法と崩壊圧の関係及び実験データ比較

減肉容器崩壊圧/健全容器崩壊圧 (RSF, 流動応力基準)



✓ 全幅減肉モデル
 ✓ 両端健全全部無し

※1) λ=10程度でほぼこれと同じ
 ※2) API法はλ=20まで検証

- 円筒モデル
- ✓ 両端の構造不連続部距離 L_{msd} 確保が前提

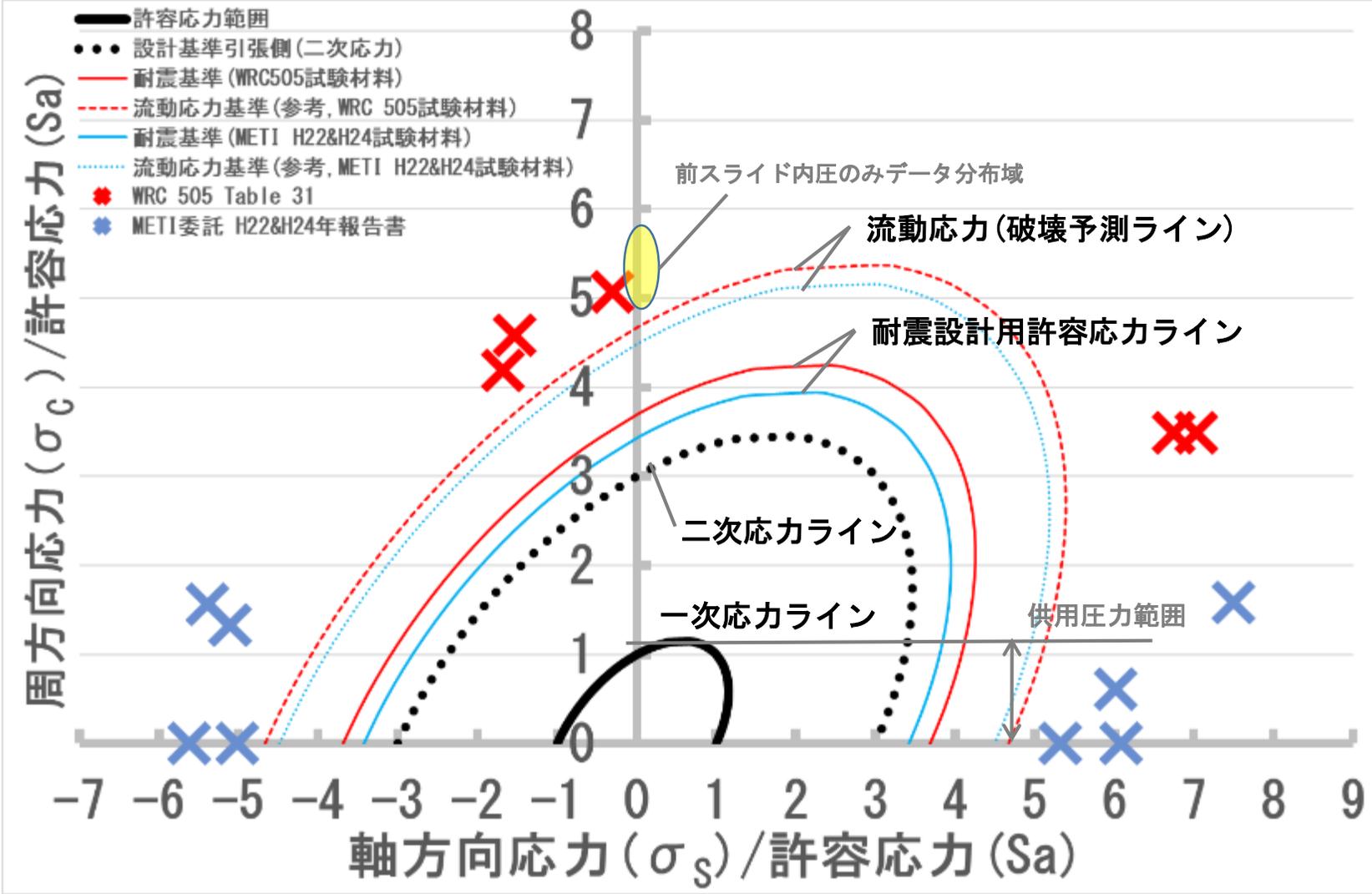
$$L_{msd} = 1.8\sqrt{D_i t}$$
 - ✓ 崩壊圧の決定要素;
 内径; D_i 、肉厚; t 、減肉深さ;
 α 、減肉軸方向長さ; C
 - ✓ λが同じなら相似

$$\lambda = 1.818 \frac{C}{\sqrt{D_i t}}$$
 - ✓ 内径 D_i が大きいと λ は小さくなり図の曲線は右上に弓なり、減肉幅 C が大きくなると λ は大きくなり黒実線(全幅減肉)に近づく
 - ✓ 左図のプロットで崩壊圧の全体像が内径の影響含めて正しく表現。
 - ✓ API法の崩壊圧予測線は実験結果と合致。
 - ✓ API法は理論的に正しい。

図示した試験データは内径1.2m及び2mのもの。データ出典;
 ※1 Connelly, L. Hydro-Test of Two Retired Pressure Vessels with Local Thin Area. New York : ASME, 1995. PVP 1995 Vol. 315.
 ※2 M. Staat, Plastic collapse analysis of longitudinally flawed pipes and vessels

他にも多数データ有; [P26&P27](#)参照

軸方向荷重試験結果との照合



評価基準; Von Mises応力

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_c^2 - \sigma_c \sigma_s + (\sigma_s)^2 + 3\tau^2}$$

- ① 1 von Mises応力を許容引張応力 Sa基準にて正規化表現 (τ=0)
- ② Von Mises応力は計算は複雑になるが近年は評価の主流であり正確。計算機技術等の進歩も考慮反映し von Mises応力による評価を採用したい。(球形タンクブレース等の先例有り)

本手法は破壊試験データを良く説明し、且つ保守側；問題はない

WRC505以外の軸方向荷重に対する主要根拠文献等一覧

1. HPI TR Z 109:2020信頼性に基づく圧力設備の減肉評価方法
2. W.Stoppler et al, CRACK BEHAVIOUR OF PIPES UNDER INTERNAL PRESSURE AND SIMULTANEOUS EXTERNAL BENDING MOMENT, Nuclear Engineering and Design 112 (1989) 173-182
3. T.Yamamoto et al, Fitness-For-Service assessment of pressure equipments with local metal loss subjected to seismic loading, PVP2013-97308
4. 尾崎ら、減肉を有する圧力設備の座屈評価 (円筒容器が曲げモーメントを受ける場合), 圧力技術第52巻4号

②局部崩壊か全体崩壊か（塑性崩壊条件の確認・検証）

pM法側からの確認事項

- 資料2-1 p. 8 でAPI 法では局部崩壊がKiefner の M_s 、全体崩壊がChell の M_s としているが、局部崩壊又は全体崩壊を問わず、上記①に示したとおり M_s による応力の補正だけでは塑性崩壊（全断面降伏）評価を行う参照応力解として不完全であり、危険である。

②局部崩壊か全体崩壊か（塑性崩壊条件の確認・検証）

API法 (WES2820) の考え方は次の通りであり、安全性の問題はない。

- a. 局部崩壊モデルを採用（[P8](#)に示す通りMaxey (Kiefner) の式にて評価）
- b. 塑性崩壊条件；全断面降伏
 - ✓ 全断面降伏；降伏強さと引張強さの平均値である流動応力を基準
JISB0190の定義通り。且つ公に広く認められ用いられている。（[P20参照](#)）
- c. 理論 + 実験の整合性； [P15](#)、[P16](#)、[P21](#)、[P26](#)、[P27](#)、[P28](#)、[P42](#)参照

- ✓ 局部崩壊は小林らの論文（腐食容器と人工欠陥容器の欠陥評価, 2001年, 日本機械学会論文集 (A編) 67巻662号) 並びにKiefnerらの論文 (Failure Stress Levels of Flaws in Pressurized Cylinders, 1973年, ASTM STD 536.) に示されている通り、周辺健全部とキズ底部の相対的な強度差により生じるものである。
- ✓ Kiefnerらの論文の通り局部崩壊と全体崩壊のいずれのモードで崩壊するかも予測し論ずることができるモデルである。

③温度依存性の考慮

pM法側からの確認事項

- API 法ではRSFa=0.9 として、減肉等の欠陥がある場合に設計時の許容応力の1.1 倍まで許容するという考え方であるが、資料1-2p. 39 に示すとおり、特に炭素鋼においては高温側で降伏強さの低下を考慮できず安全率1.5 を割ることがあり、危険である。

塑性崩壊は降伏点だけでは決まらない

- 特定設備検査規則の許容引張応力:

降伏強さの2/3よりも高い応力を採用するケースもある

- 例; SUS304L材/SUS316L材/SUS304HTB/SUS304TP等のCL2許容応力、STBL450、STBL690、SF340A (325°C~)、SFVC1 (325°C~) 等

降伏強さ/1.5 ; 必須要件ではない

- 電中研報告書※; 炭素鋼及び低合金鋼; 室温~300°Cの引張試験実施

- 「塑性崩壊に対する強度の指標となる流動応力を降伏応力と引張強さの平均と定義し、その温度依存性を見ると図2-2(a)-(c)のようになる。高温域における降伏応力の低下と引張強さの増加とがキャンセルされ、流動応力は温度によらずほぼ一定の値となり、また(設計降伏応力と設計引張強さ)の平均として定義される)設計流動応力に対して裕度の有ることがみてとれる。」

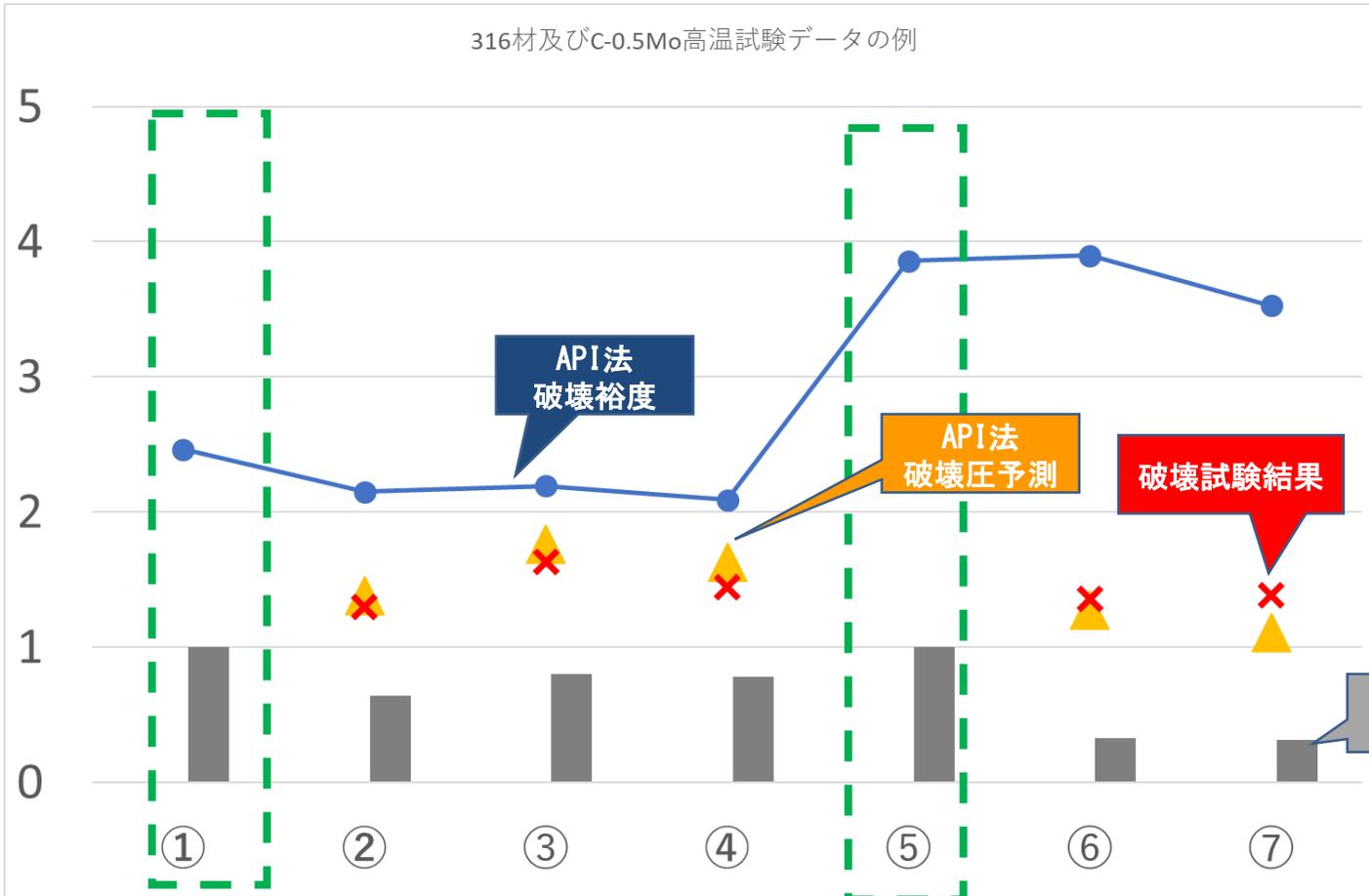
- 高温試験(C-0.5Mo材)や316材の実験例でも整合; 次スライドの通り

- Msの比率で正しい
- 流動応力での整理が基本

- 評価限界温度でFEM検証も実施; 問題なし (添付資料-3参照)

破壊試験データ（ステンレス、高温C-0.5Mo）

316材及びC-0.5Mo高温試験データの例



No	材料	温度	外径 D (mm)	肉厚 t (mm)	長さ 2C (mm)	深さ d (mm)	λ
①	316SS	常温	609.6	38.1	-	-	-
②	316SS	常温	609.6	38.1	294.6	22.9	2.65
③	316SS	常温	609.6	38.1	152.4	22.9	1.37
④	316SS	常温	609.6	38.1	294.6	17.8	2.65
⑤	C-0.5Mo	370°C	88.9	4	-	-	-
⑥	C-0.5Mo	370°C	88.9	4	40	3.3	2.86
⑦	C-0.5Mo	370°C	88.9	4	60	3.2	4.29

API法合格限界圧

炭素鋼以外の材料及び常温以外の温度でもAPI法の破壊裕度はあらかじめ合意された健全容器の破壊裕度の10%以内を守っている

316SS 健全容器

C-0.5Mo 健全容器

← 316SS 常温 →

← C-0.5Mo, 370°C試験 →

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 ($\sigma_{flow} = \frac{\sigma_{ys} + \sigma_{uts}}{2}$) ; 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Lrの考え方通り)

1. 小林英男, 小川武史, 柳田省三. 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.
3. Willoughby, A., Davey, T. Plastic Collapse in Part-Wall Flaws in Plates. Philadelphia: American Society for Testing and Materials, 1989. ページ: pp. 390-409. ASTM STP 1020.
4. Folias E. ON THE THEORY OF FRACTURE OF CURVED SHEETS. UK: Pergamon Press., 1970. Engineering Fracture Mechanics 2 (1970) pp. 151-164.
5. Kiefner, J., ほか. Failure Stress Levels of Flaws in Pressurized Cylinders. West Conshohocken, PA: PROGRESS IN FLAW GROWTH AND FRACTURE TOUGHNESS TESTING, 1973. ASTM STD 536.
6. Rodabough, E.. A Review of Area Replacement Rules for Pipe Connections in Pressure Vessels and Piping, WRC335

まとめ

- 今回提案のWES2820 (API法)による供用適性評価手法は次の三つの要件の説明を満足する。

- ①Msの定義/参照応力の定義

- ✓2021年7月7日開催第五回高度化検討分科会 資料2-1の説明の通り世の中で広く検証され認められた考え方と使い方

- ②局部崩壊か全体崩壊か

- ✓塑性崩壊基準 ; 流動応力を基準とした全断面降伏

- ✓局部崩壊モデル ;

- 理論を実験で検証し証明した (Empirical) モデル;Maxeyの式

- ③温度依存性の考慮

- ✓健全容器に対する圧力低下比として正しく考慮

補足資料

API579-1/ASME FFS-1を維持管理基準として採用していることが確認できている企業/事業所

海外の少なくとも以下の製油所ではAPI579-1/ASME FFS-1をOHSHAのRAGAGEP(またはそれに準じる位置付)にて社内規定で使用している。この規格は米国はじめ、カナダ、シンガポール、オーストラリア等、海外各国において、ExxonMobil、Chevron、Royal Dutch Shell、Varelo Oil、Imperial Oil (Canada)等、多数の大手企業・事業所が、維持管理基準としてAPI579-1/ASME FFS-1を採用し、実用しており、十分な実績がある規格である。

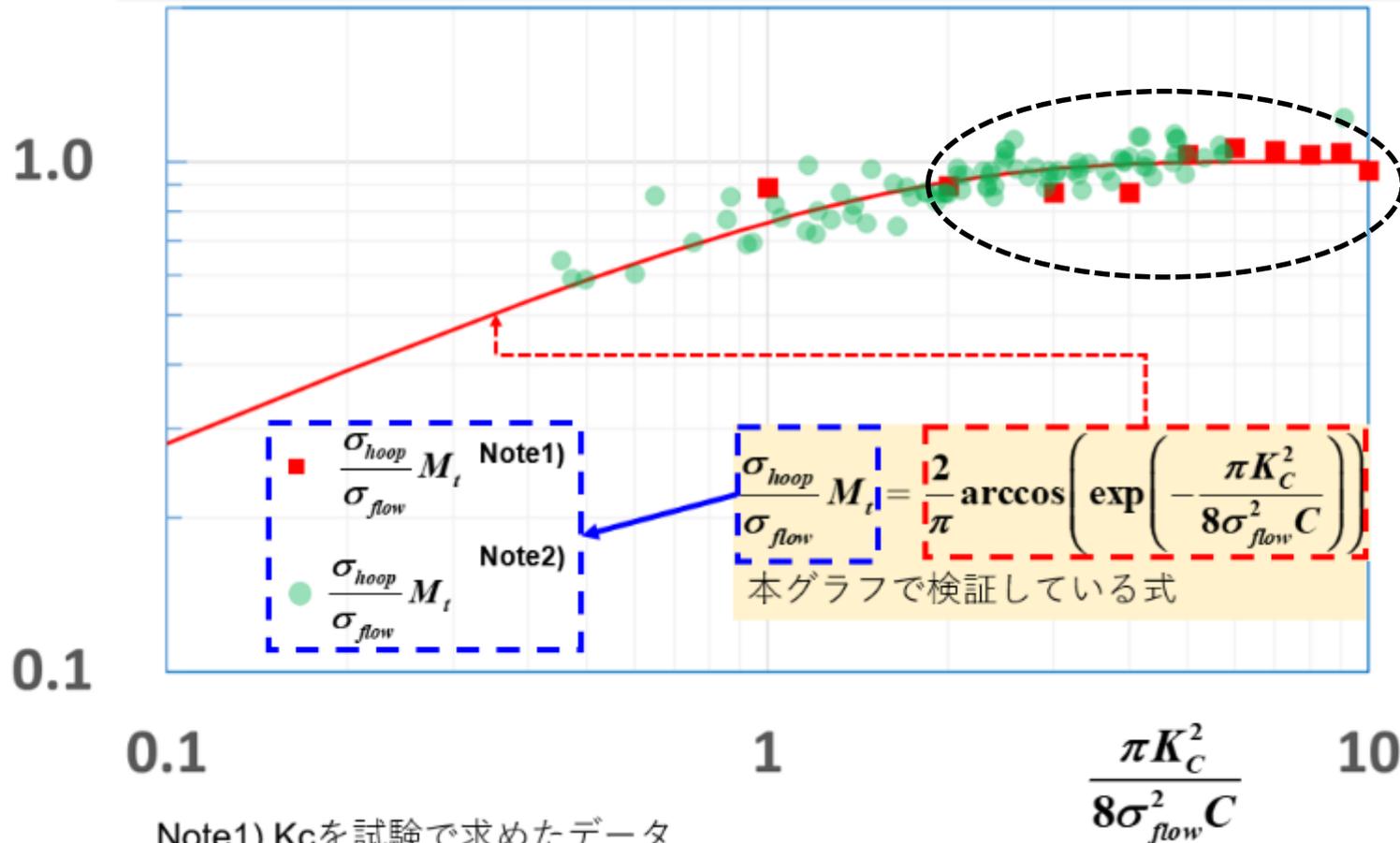
- ExxonMobil
 - Baytown (TX)
 - Beaumont(TX)
 - Baton Rouge(LA)
 - Billings (MT)
 - Torrance (CA)
 - Joliet (IL)
 - Singapore (Singapore)
 - Altona (Australia)
- Imperial Oil (Canada)
 - Strathcona
 - Sarnia
 - Nanticoke
- Chevron
 - Richmond (CA)
 - Pascagoula(MI)
 - Perth Amboy (NJ)
 - Salt Lake City(UT)
- Royal Dutch Shell
 - Singapore
- Varelo Oil
 - Benicia(CA)
 - Wilmington(CA)
 - Meraux Refinery(LA)
 - St. Charles(LA)
 - Ardmore(OK)
 - Memphis(TN)
 - Corpus Christi(TX)
 - Houston(TX)
 - Texas City(TX)
 - McKee(TX)
 - Port Arthur(TX)
 - Sullivan Three Rivers (TX)

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(K_C 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

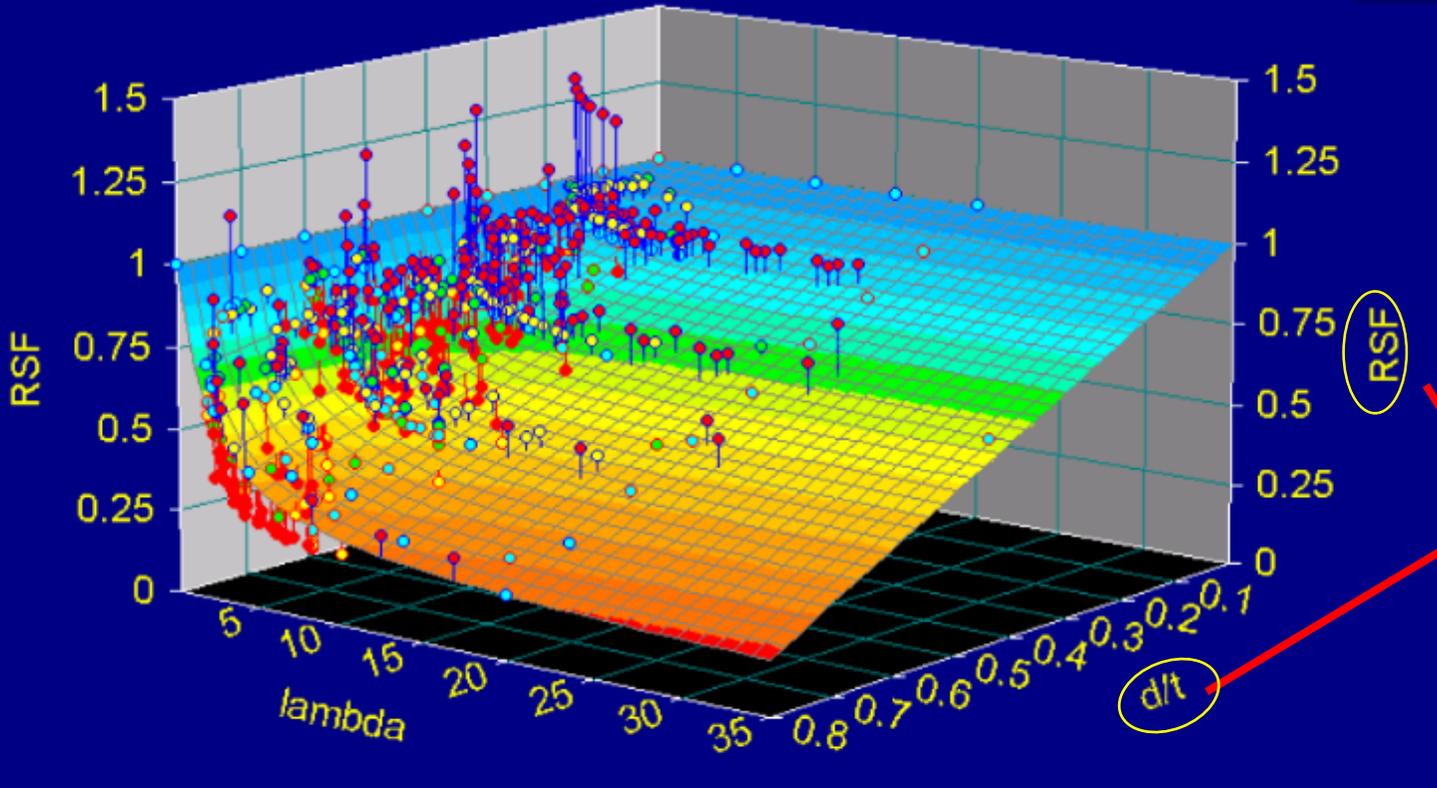
Note1) K_C を試験で求めたデータ

Note2) K_C を C_v 試験で代用して求めたデータ

破壊試験データとAPI法理論値の比較 (WRC 505)

Rank 13 Eqn 2144 $z=a+LDRX(b,c,d)+LDRY(e,f,g)+LDRX(h,c,d)*LDRY(1,f,g)$
 $r^2=0.99488777$ DF Adj $r^2=0.99483587$ FitStdErr=0.018434413 Fstat=21935.254
a=-1216.7193 b=1217.7191 c=1005.5363 d=-1.014386
e=1216.3672 f=1.8752649 g=-1.0232171 h=-1216.3663

- ✓ API法は幅広い破壊試験データで確認検証済み
- ✓ 理論を実験にて実証した(Empirical)評価法

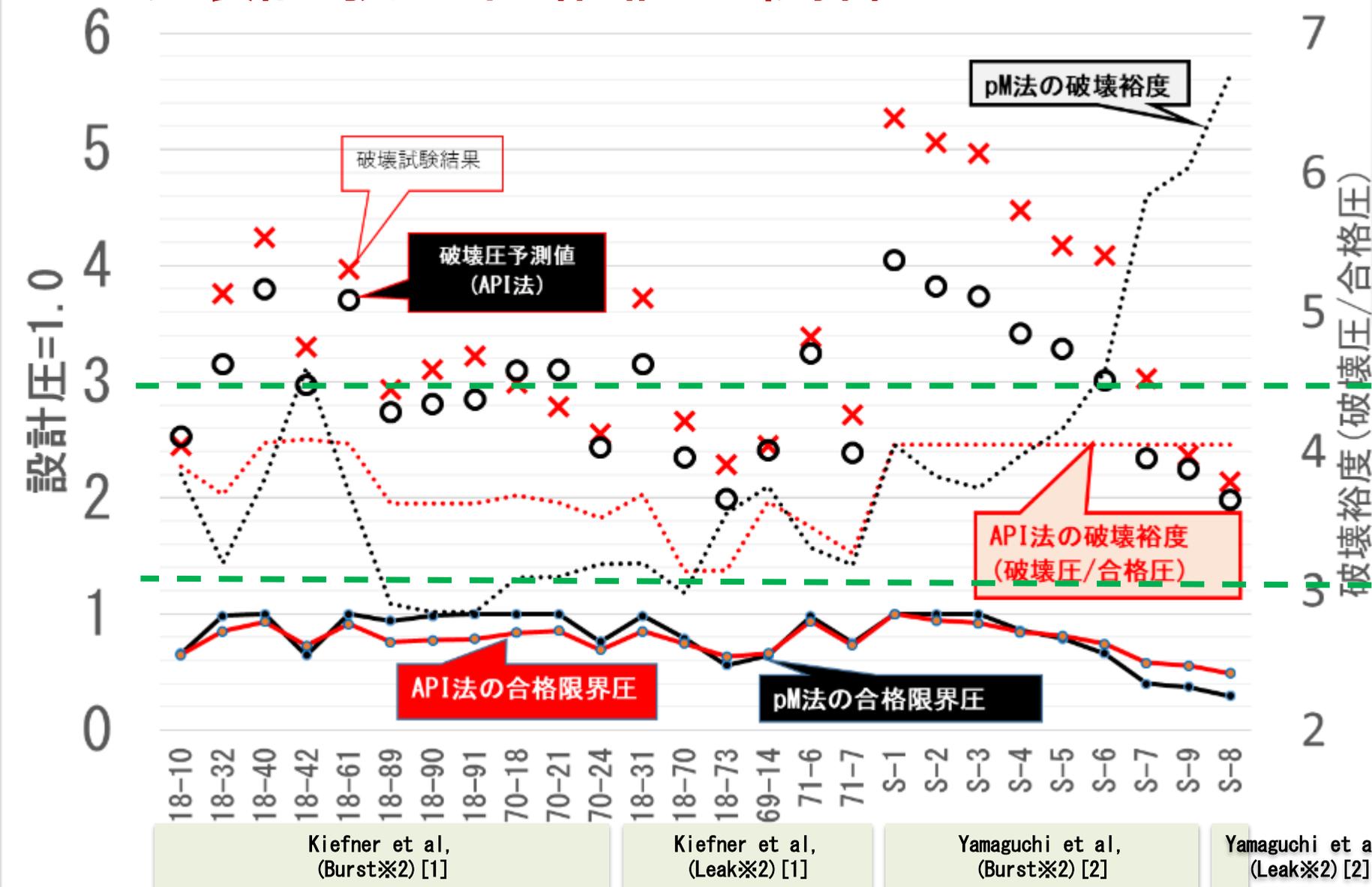


P15のデータは各LambdaでRSF-d/t断面を二次元的に見たもの

Figure 27 – Table Curve 3D Plot of the Janelle Method ※

※ 出典) J. L. Janelle and D. A. Osage, WRC505 AN OVERVIEW AND VALIDATION OF THE FITNESS-FOR-SERVICE ASSESSMENT PROCEDURES FOR LOCAL THIN AREAS より

破壊試験と合格値の関係



【API法;安全】

- ✓ Msに局部崩壊式 (Maxeyの式※1) を使用
- ✓ 安定した安全裕度
- ✓ 健全容器と同等の裕度幅内
- ✓ 予測圧よりも実破壊圧が一部データで低くなっているが、健全容器の試験もほぼ同様であり、安全裕度の範囲

健全容器破壊裕度の分布範囲
 ✓ 3~4.5, 平均3.7
 ✓ API法はこの帯域に収まる

Kiefner et al, (Burst※2) [1]

Kiefner et al, (Leak※2) [1]

Yamaguchi et al, (Burst※2) [2]

Yamaguchi et al, (Leak※2) [2]

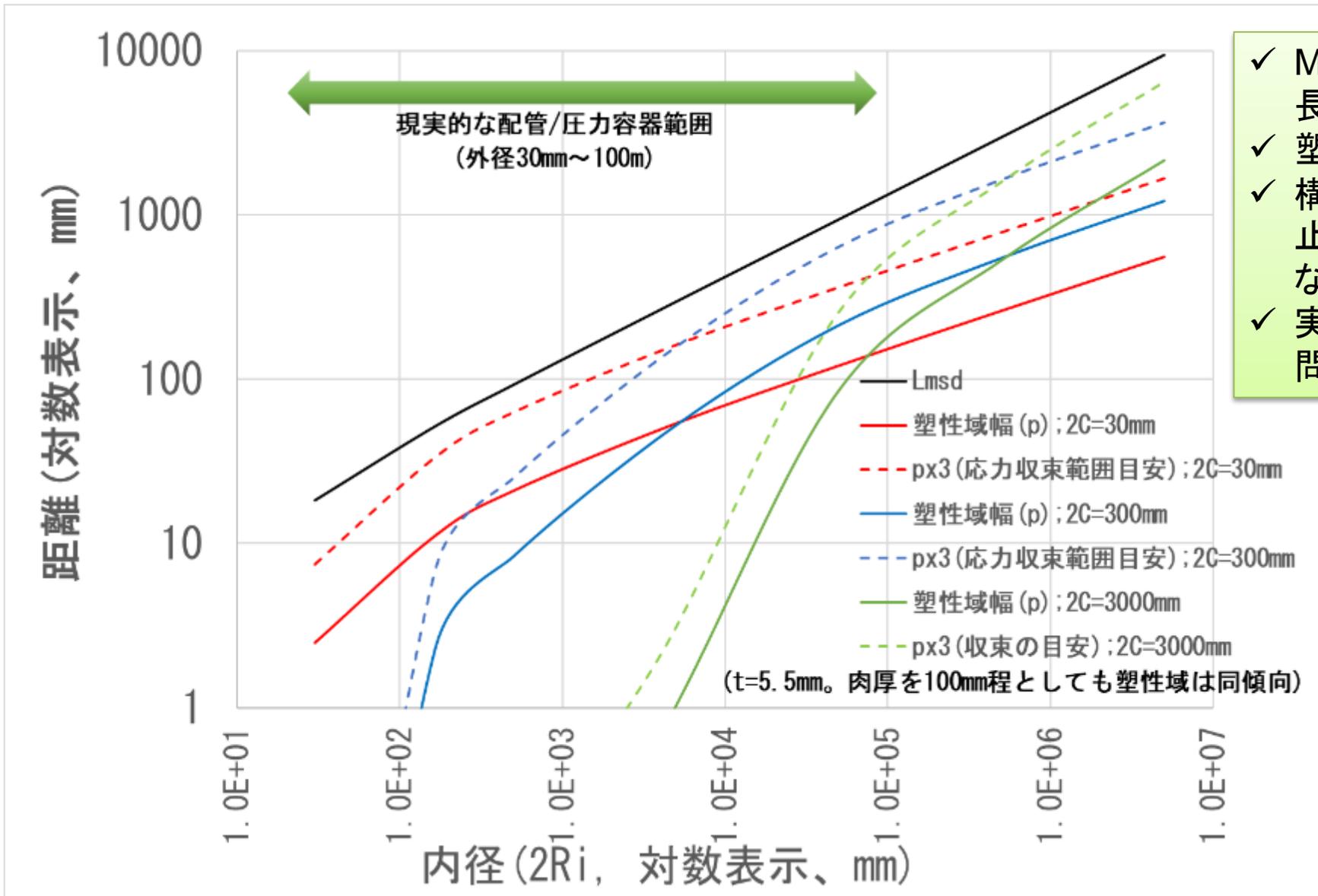
※1:国内ではKiefnerの式とも呼ばれているが、実際はMaxeyが理論的に導出した式である。従って石連/石化としてはMaxey氏に敬意を表し当該の式を「Maxeyの式」と表記している。

※2:API法ではMaxeyの式を用いることで、Kiefnerらの論文[1]等の通り、全体崩壊(Burst)か局部崩壊(Leak)かも予測可能。

[1] Kiefner et al, Failure Stress Levels of Flaws in Pressurized Cylinders. PROGRESS IN FLAW GROWTH AND FRACTURE TOUGHNESS TESTING, 1973. ASTM STD 536.

[2] 山口篤志, 吉田典之, 戒田拓洋. API579-1/ASME FFS-1供用適性評価による減肉模擬配管の残存強度評価, 日本高圧力技術協会, 2014. 圧力技術第52巻第2号.

Lmsd及び塑性域長さp と内径の関係



- ✓ Mtが成立するには少なくとも塑性域長さ $C_e + \alpha$ が必要
- ✓ 塑性域長さ C_e の計算は複雑。
- ✓ 構造不連続部からの応力の干渉防止の理由で確保されるLmsdは十分な距離を与え、且つ簡易な計算。
- ✓ 実用的にはLmsdが確保されるので問題はない。

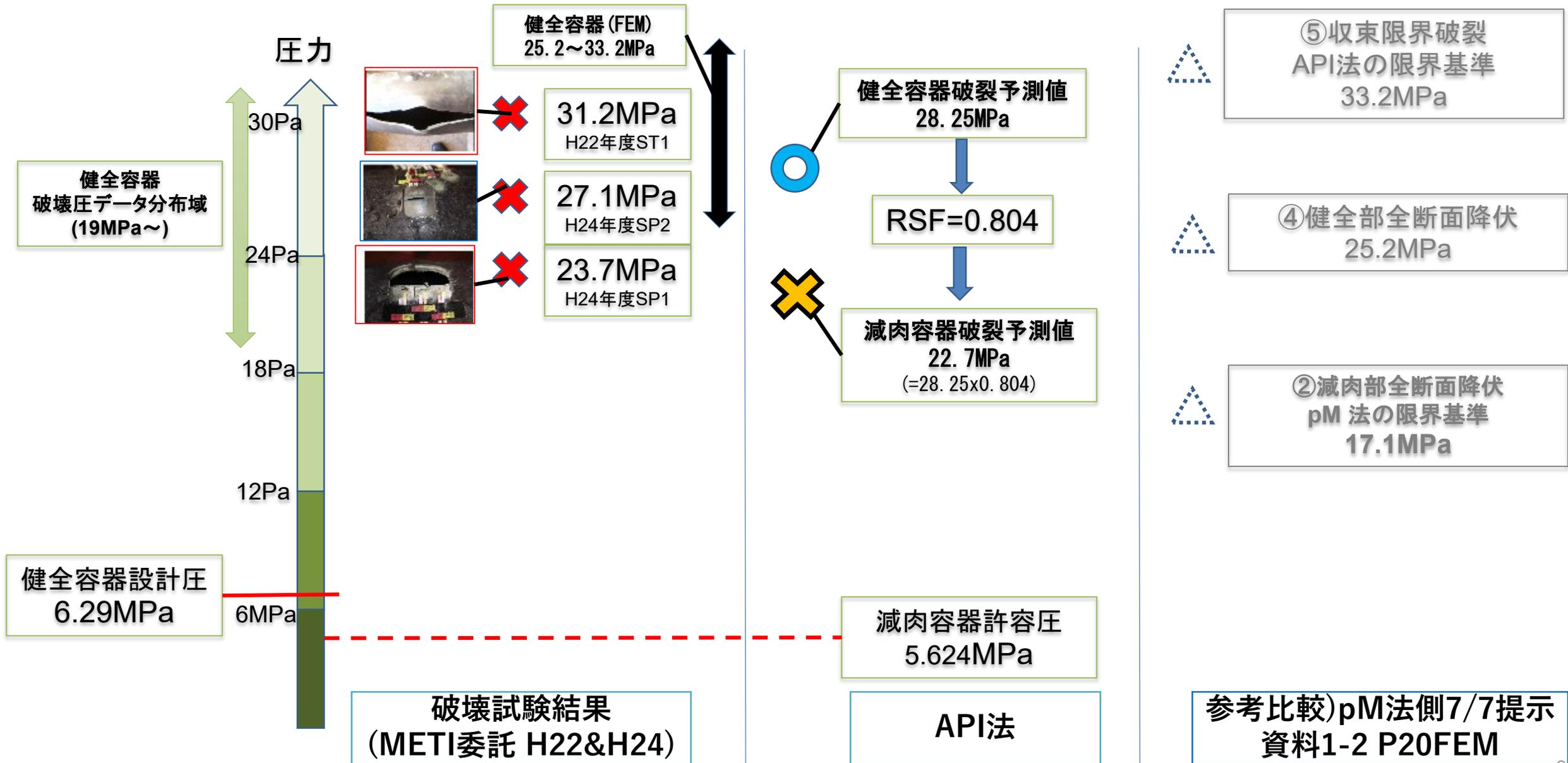
Foliasの論文※記載の式

$$a \equiv \frac{C}{C_e} = 1 - \left(\frac{\sigma_h}{\sigma_{flow}} \right)^2 \frac{1 + 0.34\lambda^2 \left(\frac{1}{a} \right)^2}{1 + 0.34\lambda^2 \left[\frac{1}{a} - 1 \right]^2}$$

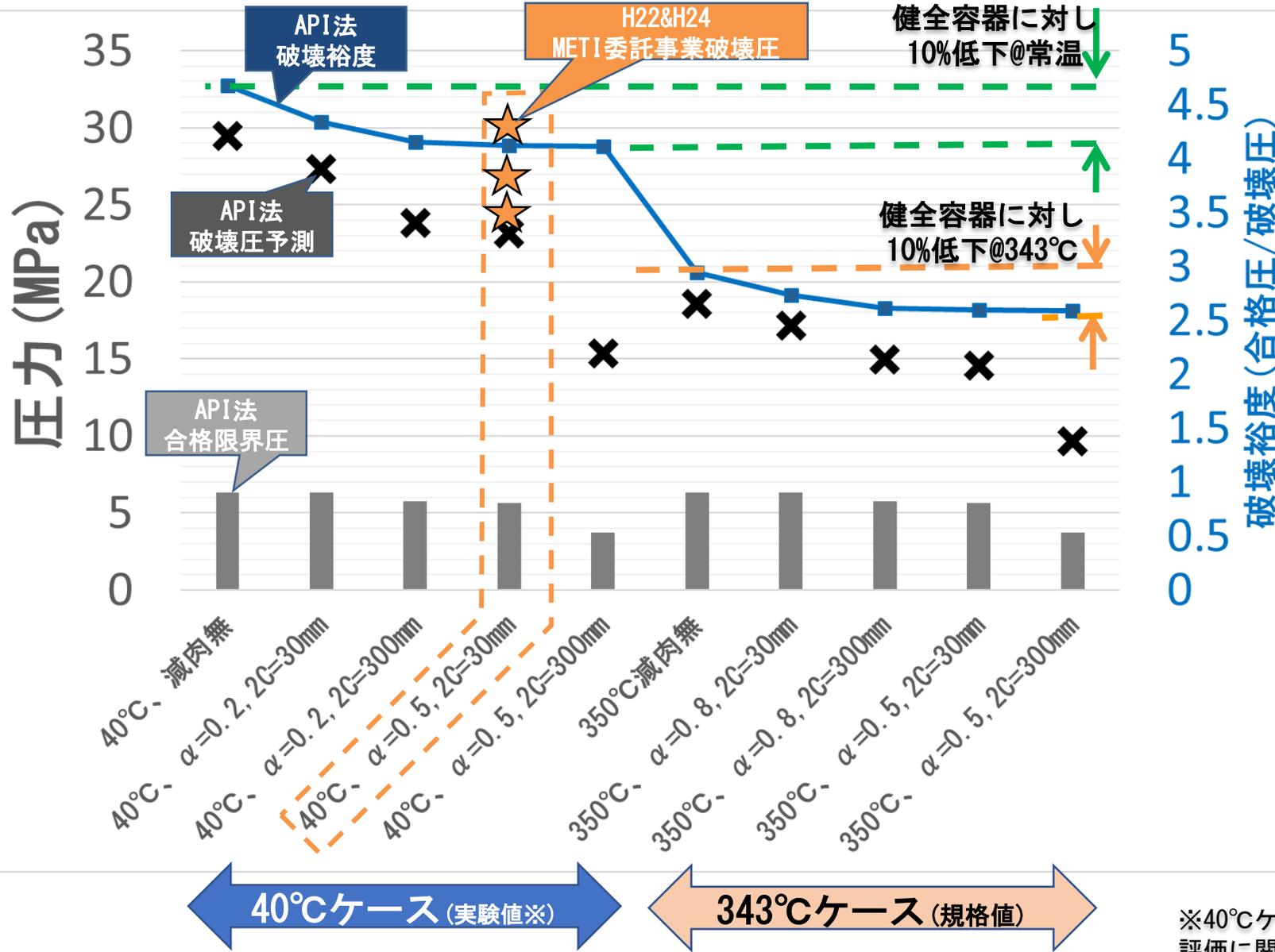
※E. S. Folias, "Fracture in Pressure Vessels," Chapter 21, Thin Shell Structures, edited by Y. C. Fung & E. E. Sechler, Prentice-Hall (1973) pp. 483-518.

H22年度及びH24年度METI委託事業 試験結果との比較

(7/7付第五回高度化分科会資料1-2 P16-P20、資料1-5 P11 pM法側の半径無限大の説明と同じ寸法/材質)



温度依存性の考慮 ; 検証結果



【API法】

- ✓ 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。
- ✓ 事務局資料1-2 P20 FEM結果とも破壊予測圧は整合。
- ✓ 資料2-1及び本資料P7破壊試験データ等含め本評価の破壊圧予測は正しい。
- ✓ API法は温度が変動しても健全容器の破壊裕度(約3.0)の10%低下以内を守り、安定した破壊裕度を示す。
- ✓ 設計規格は維持規格と違う。

計算条件
 いずれも7/7第五回高度化分科会資料と同じ
 ✓ 材料STPG370S
 ✓ 外径;165.2
 ✓ 健全部肉厚t;5.4mm

※40°CケースはH22&H24 METI委託事業「既設高圧ガス設備の耐震性評価に関する調査」の実材料値及び破壊試験データに基づいた。

各サイズ別 キズ底部断面応力値比較

200mm ≤ 2C ; API法が平板モデルに近い

200mm ≤ 2C ; API法が平板モデルに近い

幅2C

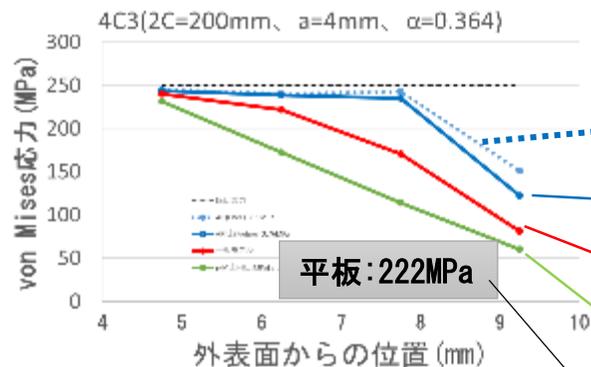
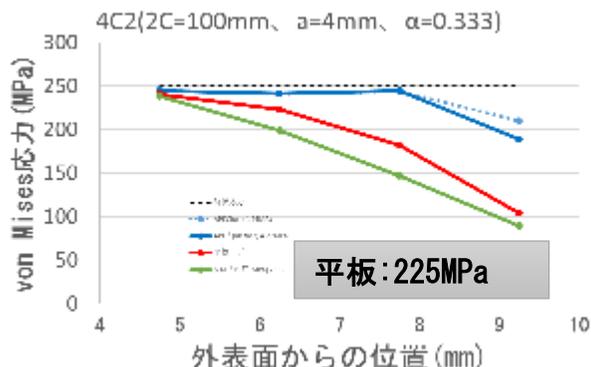
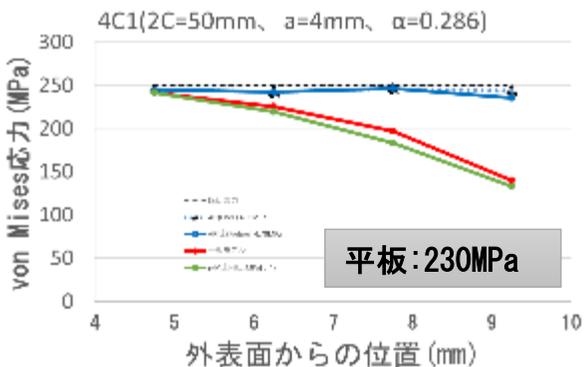
50mm

100mm

200mm

深さa

4mm



API法(Chell)

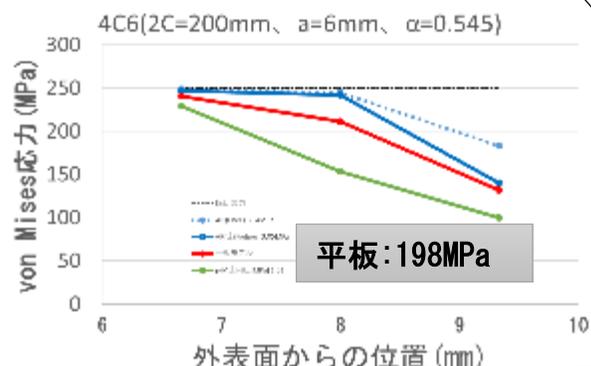
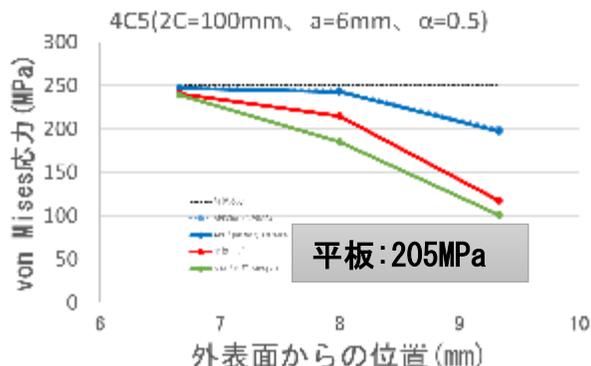
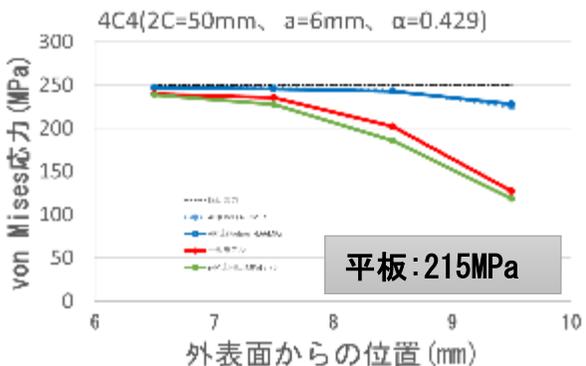
API法(Kiefner)

平板

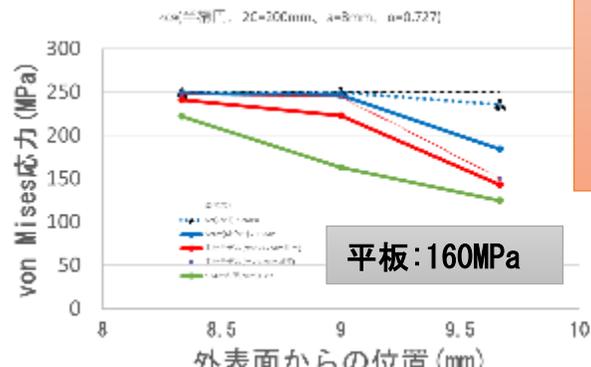
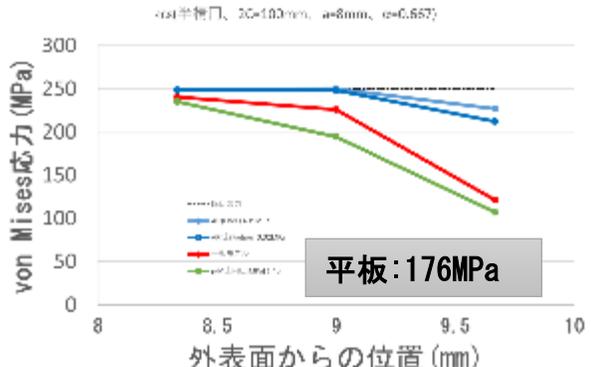
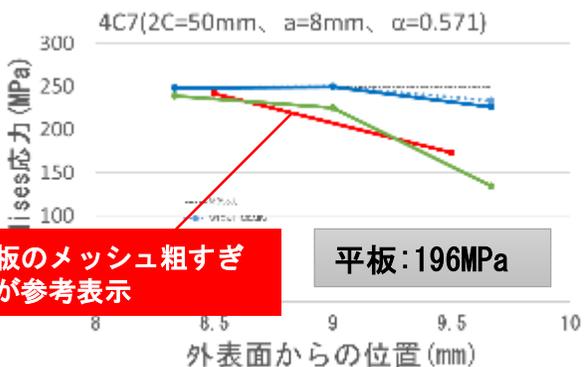
P-M法

平板の等価矩形断面平均応力

6mm



8mm



✓ 2Cが狭い(≤100mm)と平板モデルとp-Mは近い。
 ✓ 2Cが狭くてもAPIは崩壊荷重に近い値を安定して与える。

平板のメッシュ粗すぎたが参考表示

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%40idemitsu.com%7Ccb44c197cc514cc9209508d987227a4b%7C1a721771b78a40799ec538695d718adb%7C0%7C0%7C637689404421433843%7CUnknown%7CTWFpbGZsb3d8eyJWIjojMC4wLjAwMDAiLCJQIjojV2luMzIiLCJBTiI6Ikk1haWwiLCJXVCi6Mn0%3D%7C1000&:sdata=lxg9zeeU0Y7NbbRH7XIUJ%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%40idemitsu.com%7Ccb44c197cc514cc9209508d987227a4b%7C1a721771b78a40799ec538695d718adb%7C0%7C0%7C637689404421443835%7CUnknown%7CTWFpbGZsb3d8eyJWIjojMC4wLjAwMDAiLCJQIjojV2luMzIiLCJBTiI6Ikk1haWwiLCJXVCi6Mn0%3D%7C1000&:sdata=I5leuLAJKs00dsjNCM3V7Bz5CXPfhvEotVKPBBOe18%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%40idemitsu.com%7Ccb44c197cc514cc9209508d987227a4b%7C1a721771b78a40799ec538695d718adb%7C0%7C0%7C637689404421443835%7CUnknown%7CTWFpbGZsb3d8eyJWIjojMC4wLjAwMDAiLCJQIjojV2luMzIiLCJBTiI6Ikk1haWwiLCJXVCi6Mn0%3D%7C1000&:sdata=03WOP029nNibM5AcfoBNdX3zH0pHAIQz74HXkhgXwwg%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。

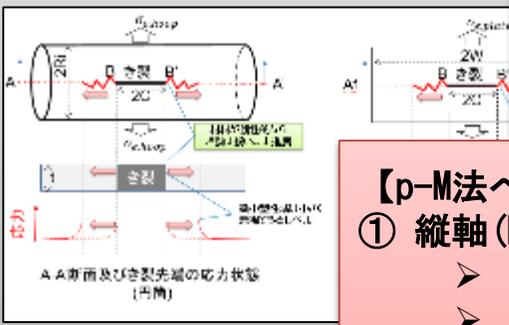
P-M法のMtについての根拠文献(上記の③)のルーツはDugdale Modelに基づいたFADの縦軸の議論です。

破壊評価線図 (FAD) との照合

K_C が相対的に小; き裂の進展モード

$$\text{右辺} = \frac{K_C}{\sqrt{\pi C}} \quad \text{即ち}$$

$$M_t = \frac{\sigma_{plate}}{\sigma_{hoop}} = \frac{\text{貫通き裂を持つ平板の限界応力}}{\text{貫通き裂を持つ円筒の限界応力}}$$



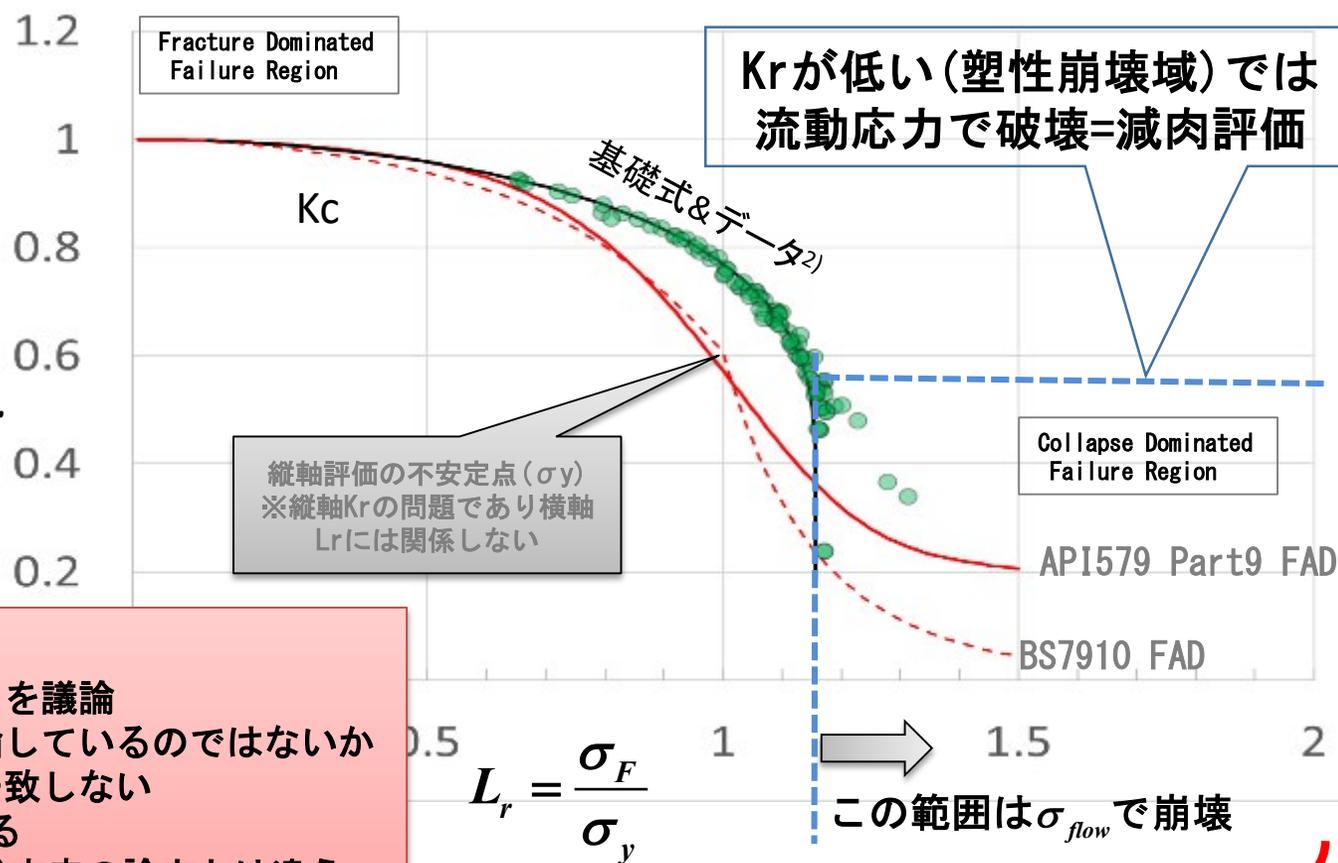
【p-M法への疑問点】

- ① 縦軸 (K_r) の M_t の考え方で横軸 (L_r) を議論
 - 縦軸と横軸を混同して議論しているのではないか
 - 破壊力学の各教科書とは一致しない
- ② 独特の M_s の定義/ 解釈をしている
 - 広く公に認められた Chell 氏本来の論文とは違う
 - 公の議論/ 証明が存在しない

【基礎式】Folias¹⁾;

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

K_r



K_r が低い(塑性崩壊域)では流動応力で破壊=減肉評価

Collapse Dominated Failure Region

API579 Part9 FAD

BS7910 FAD

$$L_r = \frac{\sigma_F}{\sigma_y}$$

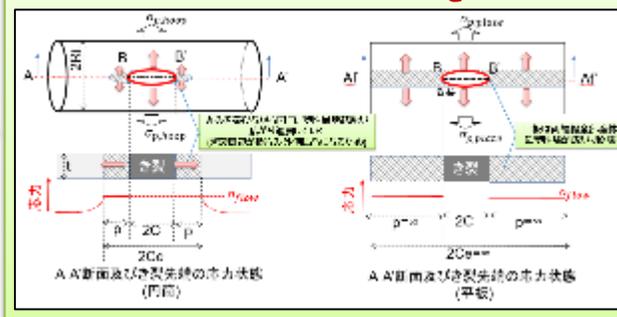
この範囲は σ_{flow} で崩壊

K_C が相対的に大; 塑性崩壊モード

右辺 = σ_{flow} 即ち

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

$$M_s = \frac{\text{健全な円筒の崩壊荷重}}{\text{キズのある円筒の崩壊荷重}}$$



根拠出典;

1) E.S.Folias, ON THE THEORY OF FRACTURE OF CURVED HEETS, Engineering Fracture Mechanics, 1970, Vol. 2, pp. 151-164, 【Foliasの1999年論文などもこれに立脚】

2) J. F. Kiefner, A. Maxey, R. J. Eiber, and A. R. Duffy, Failure Stress Levels of Flaws in Pressurized Cylinders. West Conshohocken, PA: PROGRESS IN FLAW GROWTH AND FRACTURE TOUGHNESS TESTING, 1973. ASTM STD 536.

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,

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

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
議論内容は添付資料3の通り

※ 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

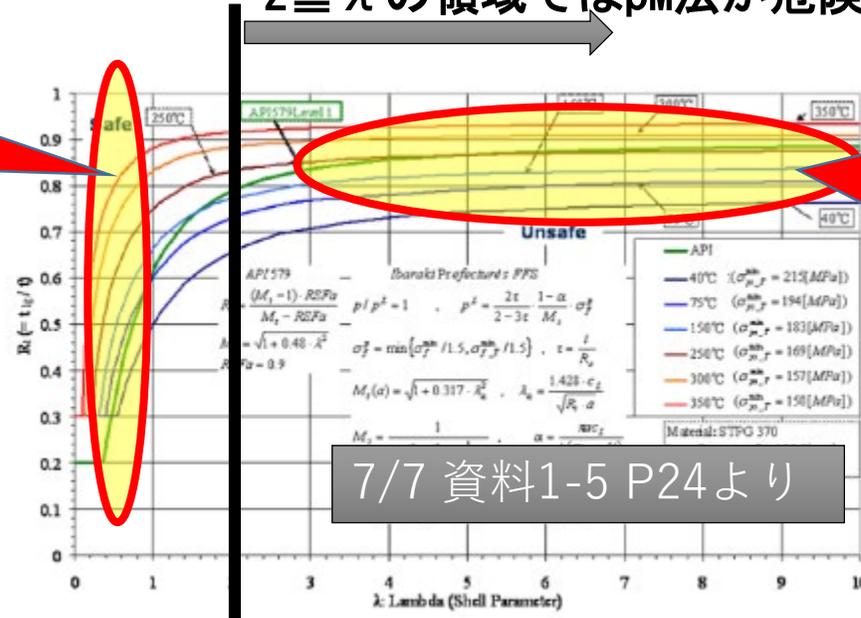
石連/石化協からの質問に対するpM法側回答概要

- 議論の過程で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見当たらず。
- 安全の基礎前提となるべき評価理論として不備がある。
- 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。

2 ≤ λ の領域ではpM法が危険側 (例; 普通鋼、降伏比=0.55)

P-M法は $\lambda \leq 1.0$ の
検証しか見当たらない

P-M法側とのQ&A詳細は
別途添付資料の通り

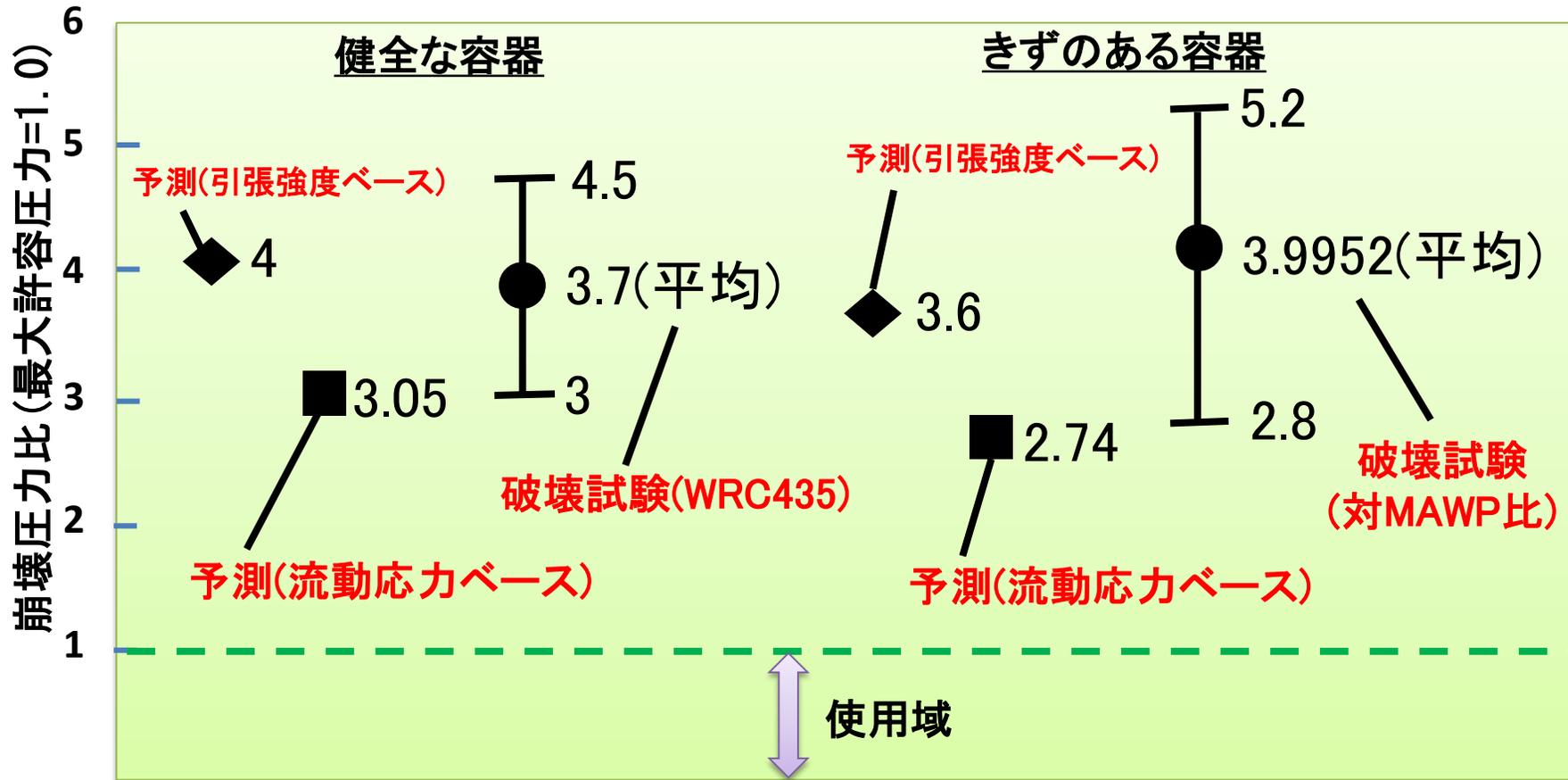


7/7 資料1-5 P24より

- ✓ この領域はAPI法よりもpM法が非保守的な結果となるが実験や解析でも安全性について論じていない
- ✓ Cが大きい場合の説明と証明は無し

参考添付 7月7日付第五回高度化分科会資料の抜粋

RSF=0.9とした場合のAPI法の安全裕度について

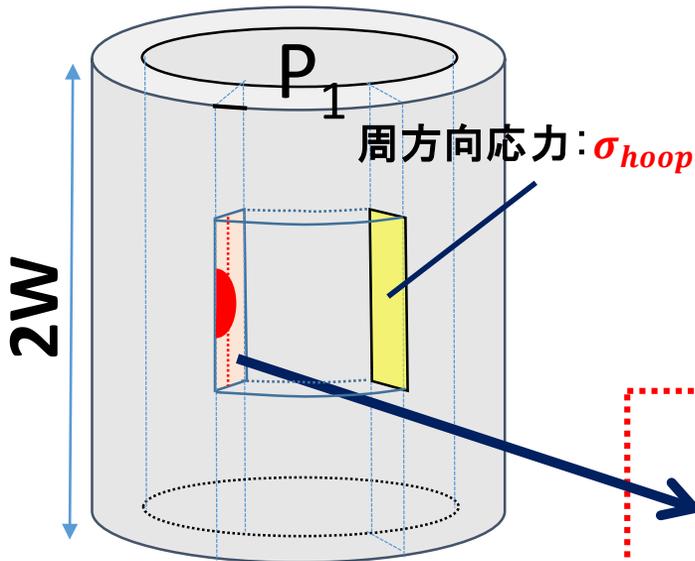


- ✓ 健全な容器と遜色なし
- ✓ 事業者はFFS適用箇所 (Lv. 2) を評価後も継続監視/管理することで安全は担保

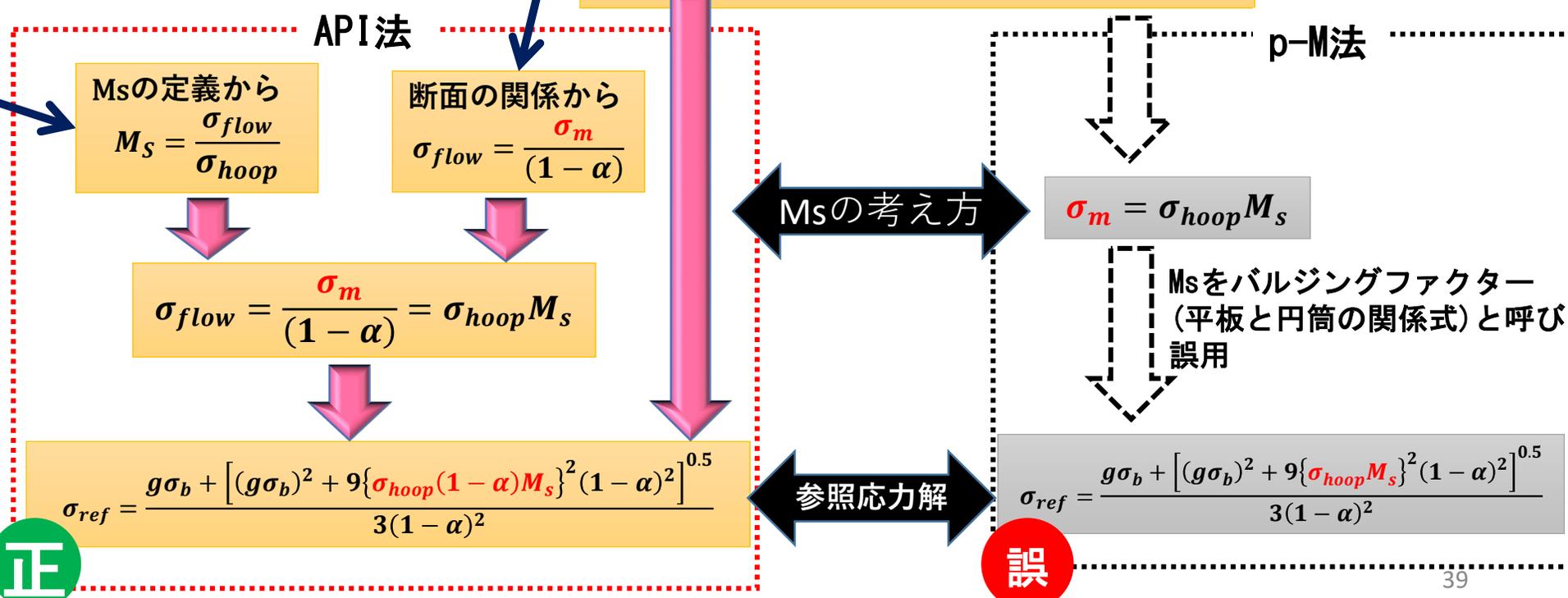
健全な容器とキズのある容器のAPI評価と破壊試験データによる安全性比較
井出口ら「圧力機器の供用適性評価技術」(圧力技術/44 巻 (2006) 5 号より)

p-M法とのこれまでの論点概要

キズのある円筒の支配断面



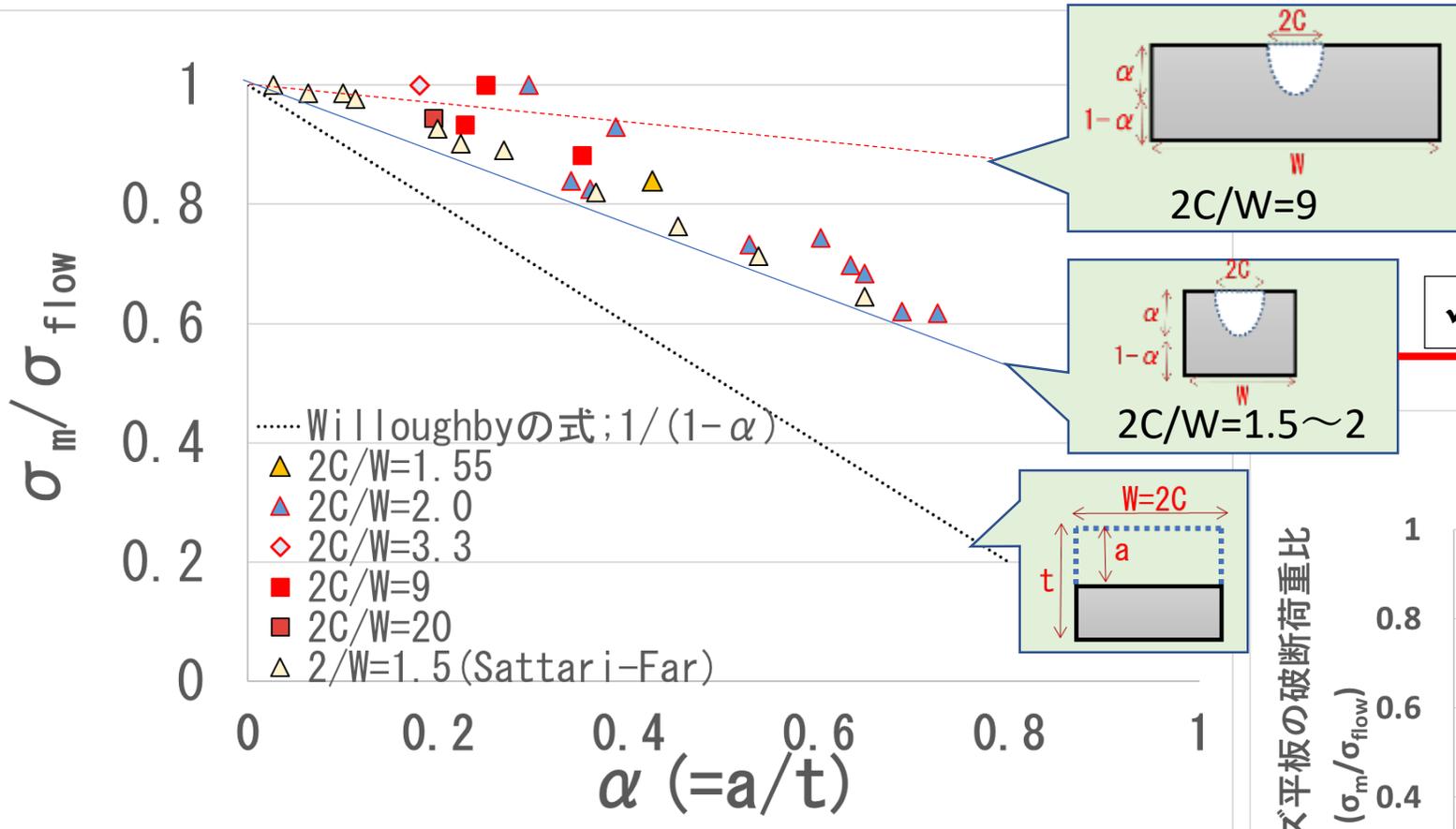
平板の参照応力解；等価矩形のき裂断面が基本（これしか得られない）

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


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

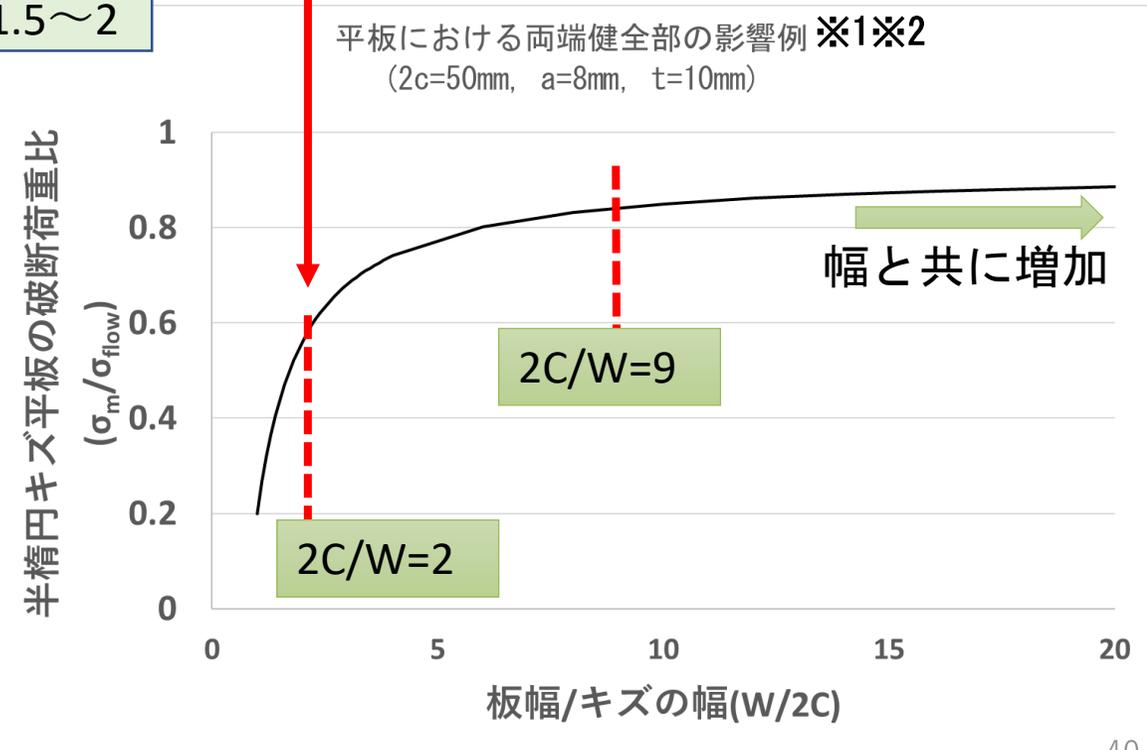
API法は等価矩形断面において $\sigma_{hoop} M_s$ が σ_{flow} に等しいことから、両者を結び付けて円筒の参照応力解を得た。元々のWillongbyらの発想の道筋たどったもの。

平板における両端健全部の影響の例



✓ 両端健全部のサイズはキズを持つ平板の塑性崩壊荷重に影響
 ✓ 無限大では1に収束

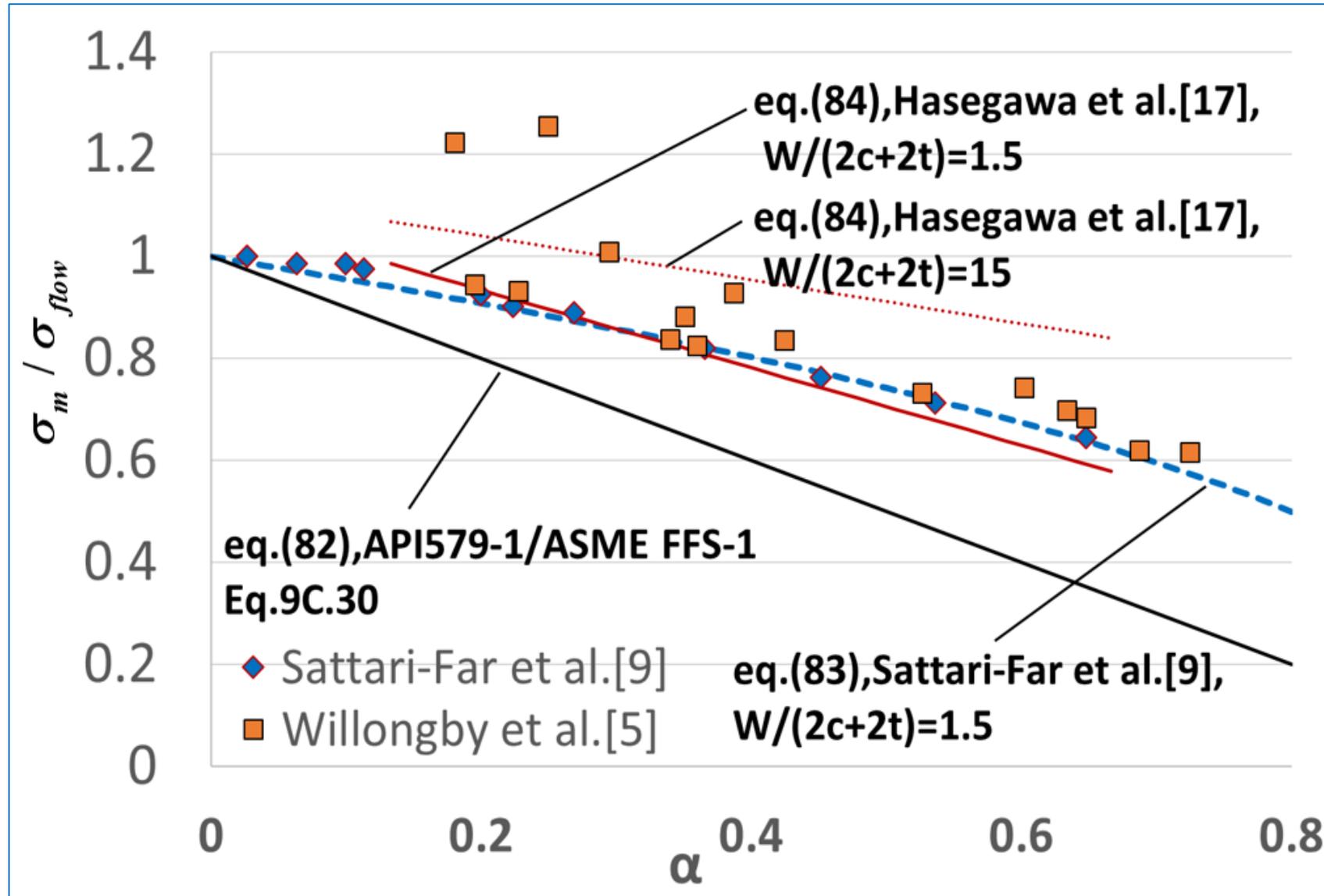
✓ Willoughbyの実験は $2C/W=2$ が中心



- ✓ Willoughbyらの論文の結論; 塑性崩壊に対して保守側の解を与える
 1. --(略) --the limit load solution for rigid restraint (Eq 9) gives conservative estimates of the plastic collapse stress.
- ✓ ※1 長谷川らの論文(圧力技術第21巻1号, 1983, 周方向表面き裂を含む圧力配管の漏洩荷重の評価法)による。
- ✓ ※2 他にもE. Smith, "The Difference between the Fracture Initiation and Maximum Load Net-section Stresses for a Cracked Structure", Int. J. Pres. Ves. & Piping, 8 (1980) 347-356等あり

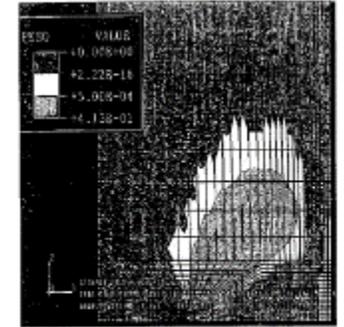
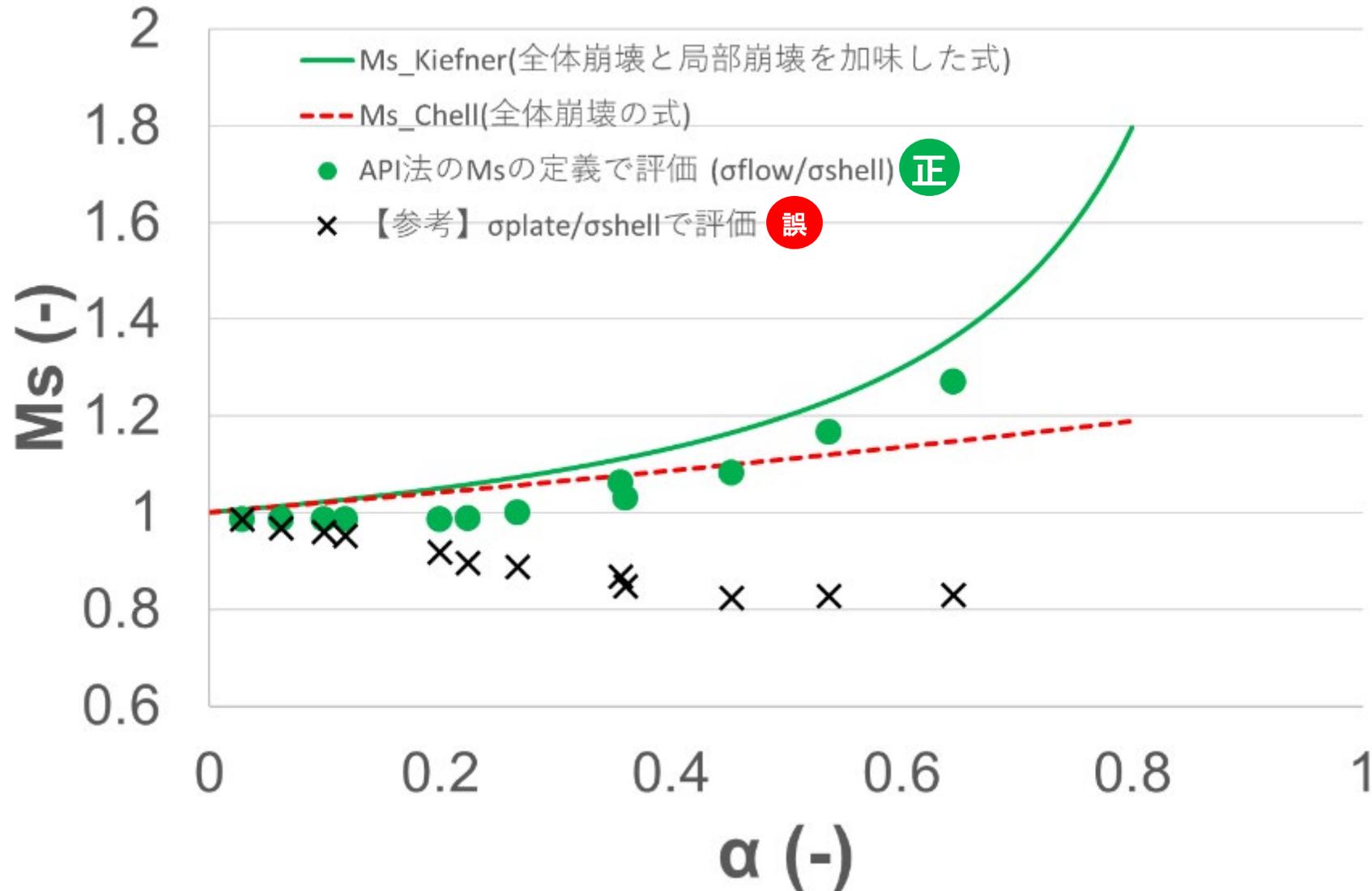
平板の式の精度の問題

-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-

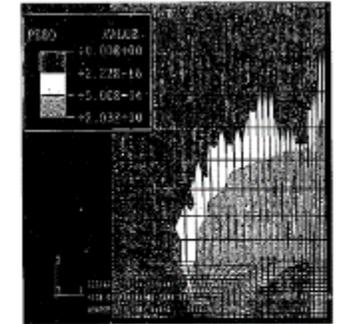


Sattari-Farの局部崩壊FEM結果による検証

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



$\sigma_x/\sigma_y = 0.542$



$\sigma_x/\sigma_y = 0.565$ (limit load)

Fig. 3. Development of the plastic zone size at two different load levels in a plate with an infinite edge crack of $a/b = 0.40$ under pure tension and plane stress 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,φ)=Msと定義

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

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; L1はキズのある部材の崩壊荷重、Ly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

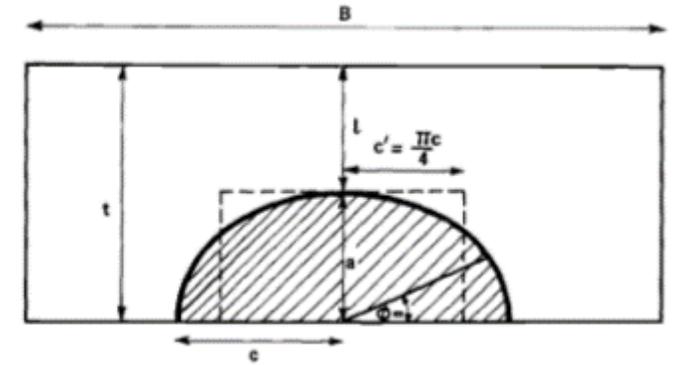


FIG. 2—Surface flaw and dimensions.

※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.

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

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)

$$2c_{eq} = A/d \quad (6a)$$

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:

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

※ 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 Notch 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)

Msの導出説明

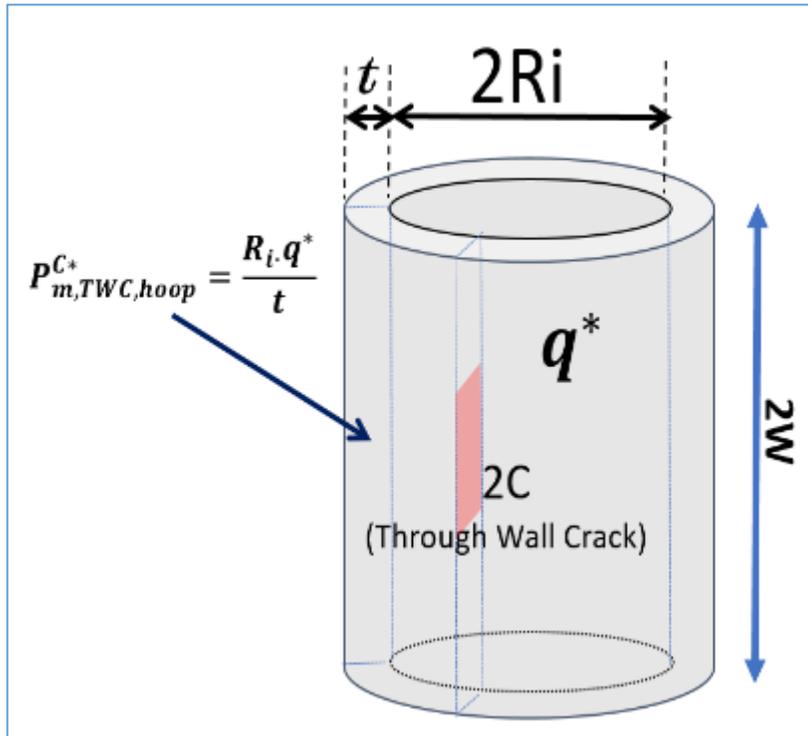
参照応力；貫通き裂の塑性崩壊

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、

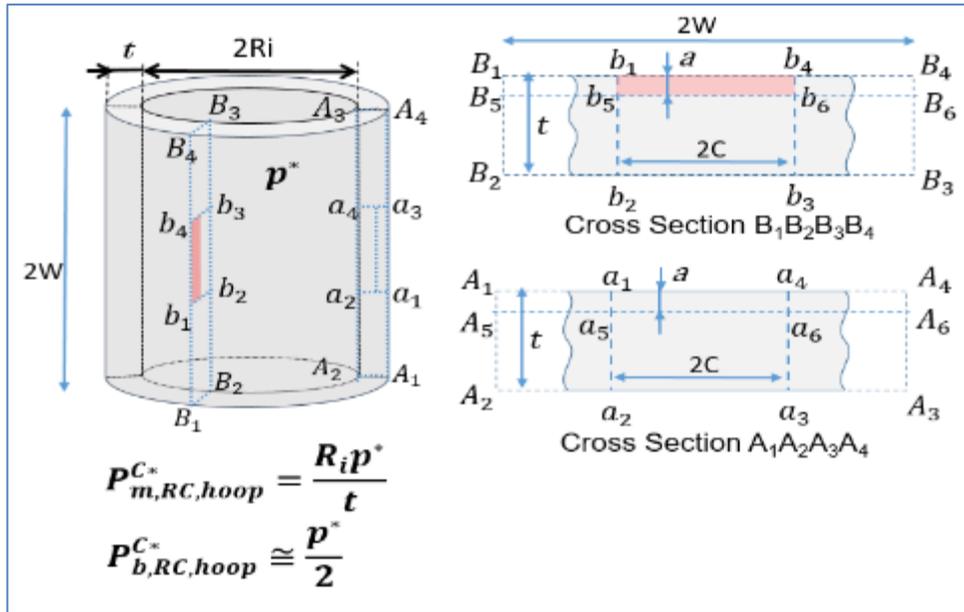
$$L_3 = 2W(t - a)\sigma_{flow} \quad (8)$$

全断面 $B_1B_2B_3B_4$ の塑性崩壊に至る総荷重 L_1 は、

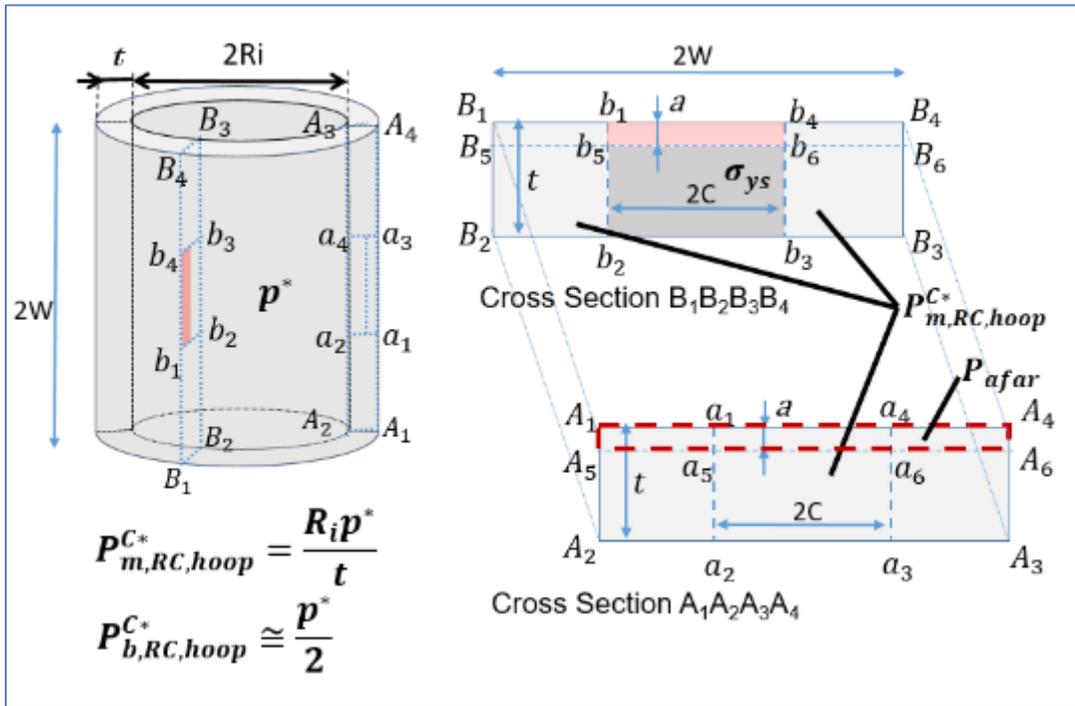
$$L_1 = L_2 + L_3 = 2W \frac{a}{M_t} \sigma_{flow} + 2W(t - a)\sigma_{flow} \quad (9)$$

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。

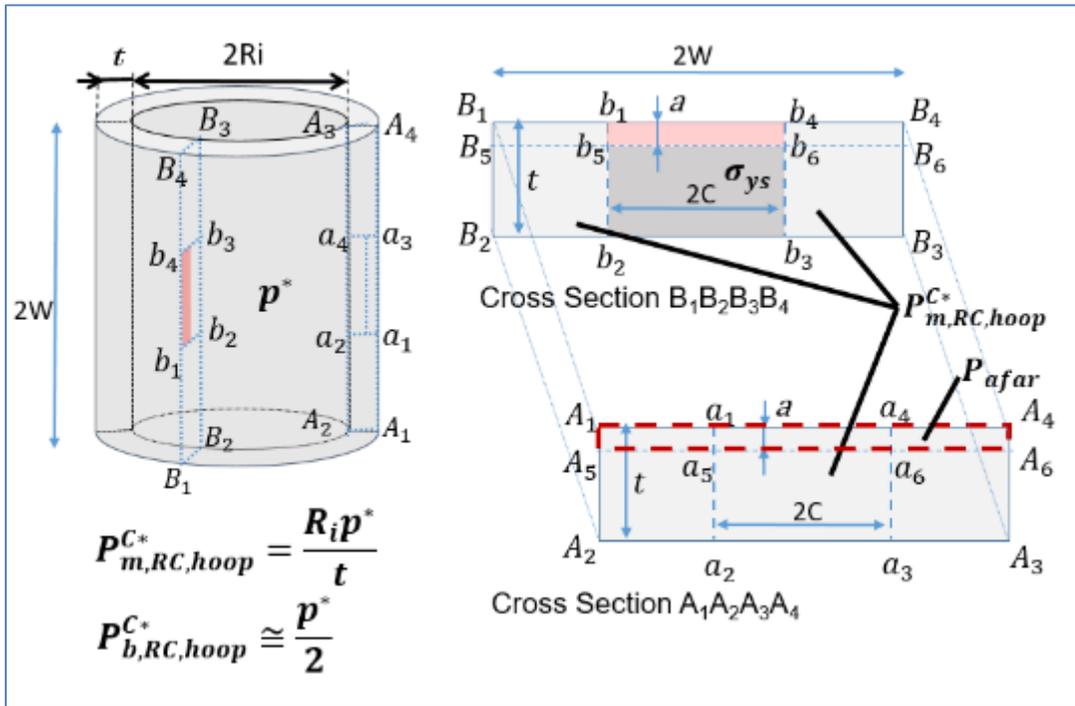
断面 $b_5b_2b_3b_6$ に作用する荷重 L_1 は次式で示される。

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

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。

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

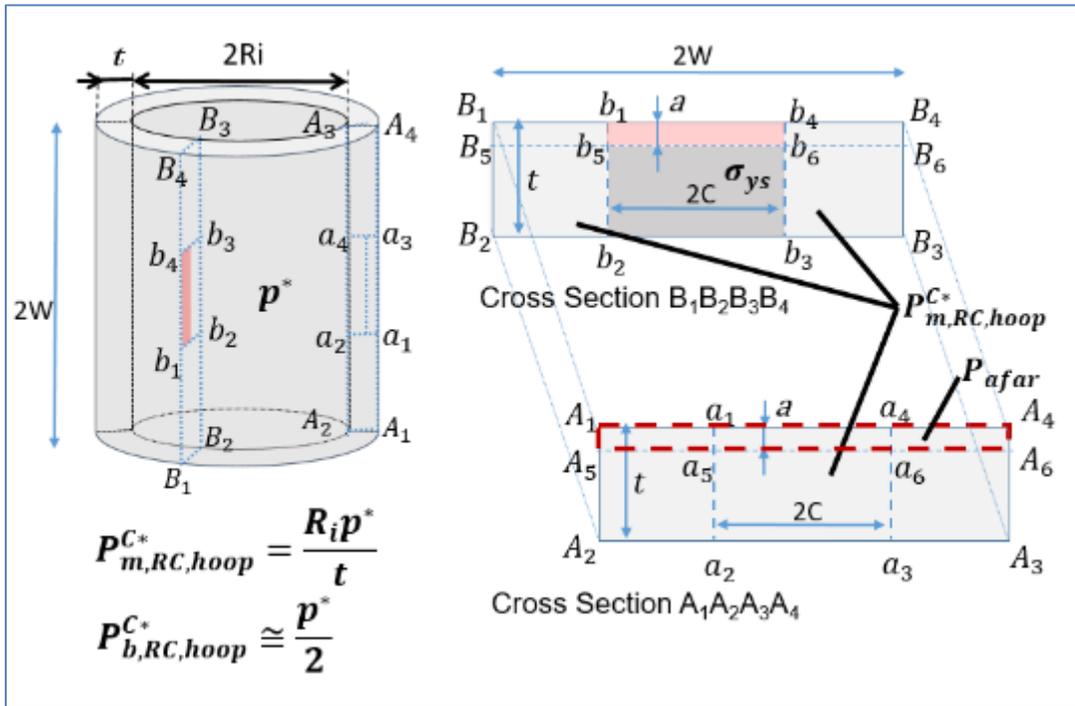
断面 $a_1a_5a_6a_4$ の作用荷重 L_3 は

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

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。

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

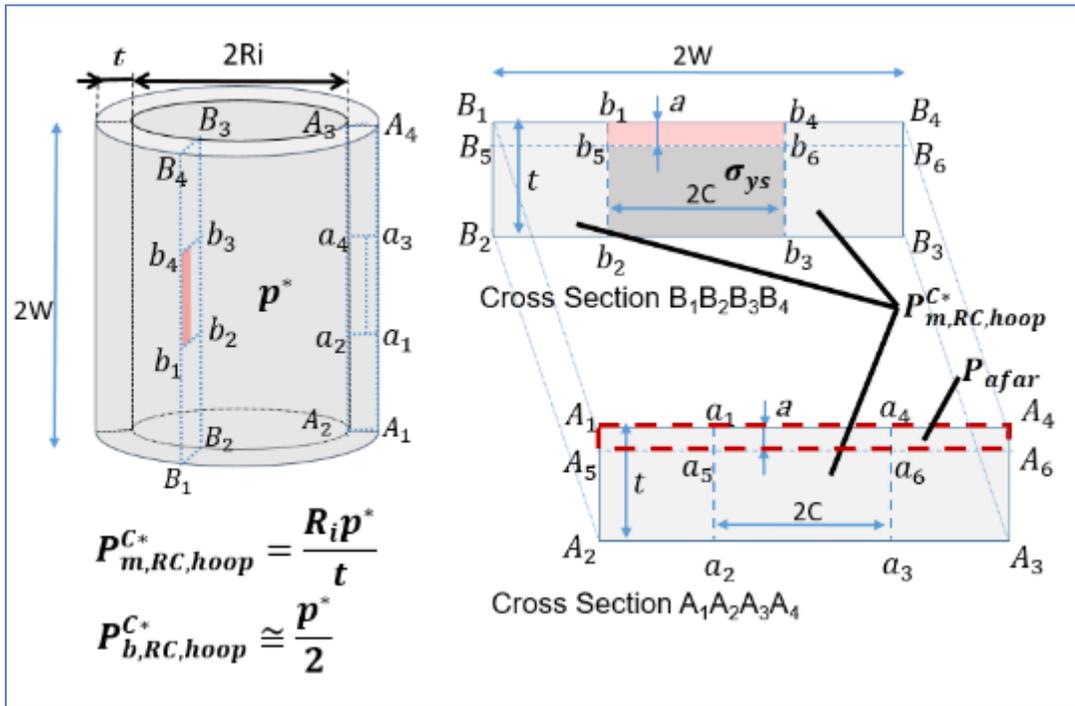
断面 $a_1a_5a_6a_4$ の作用荷重 L_3 は

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

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



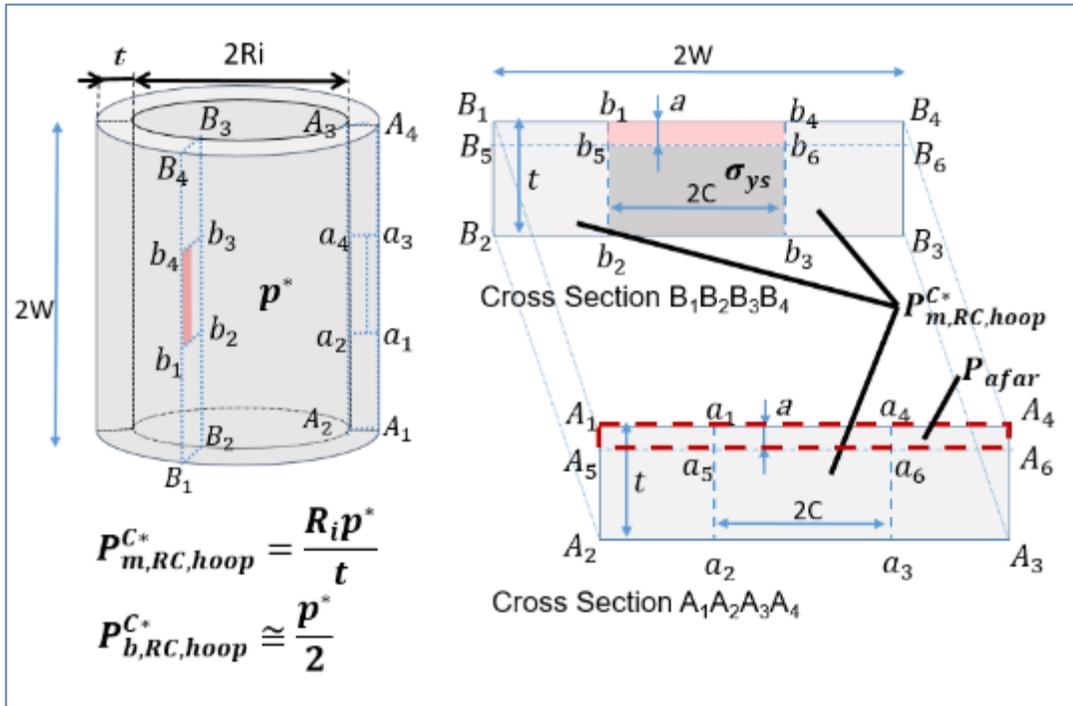
荷重 L_1 とこれに対する遠方断面からの投影荷重である荷重 L'_1 は等しいと考えると、き裂底部の断面 $b_5b_2b_3b_6$ の塑性崩壊条件として次式が成立する。

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

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

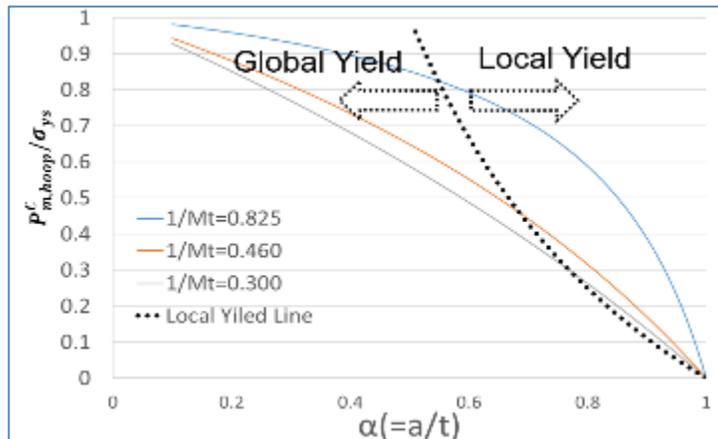


よって

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

即ちMsは

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



- ✓ 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。