

ASME PVP2020-21085及び21086論文検討会
(令和2年9月29日開催)
報告書(案) 別添2

参考資料1-5
令和3年7月7日
第5回高度化検討分科会

※令和3年2月10日関係者へ送付済

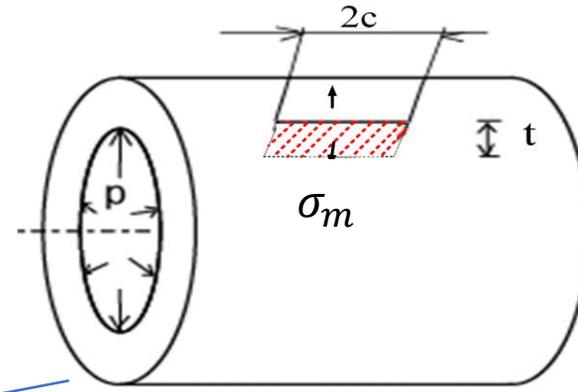
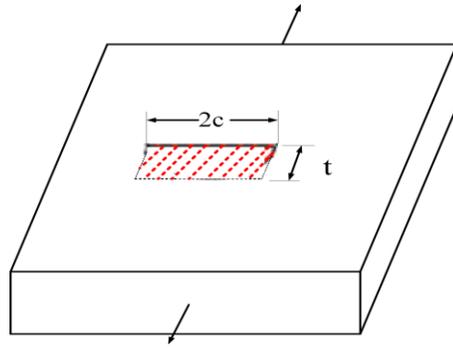
APIの問題点と p-M法(HPI)の適切性 (案)

目次

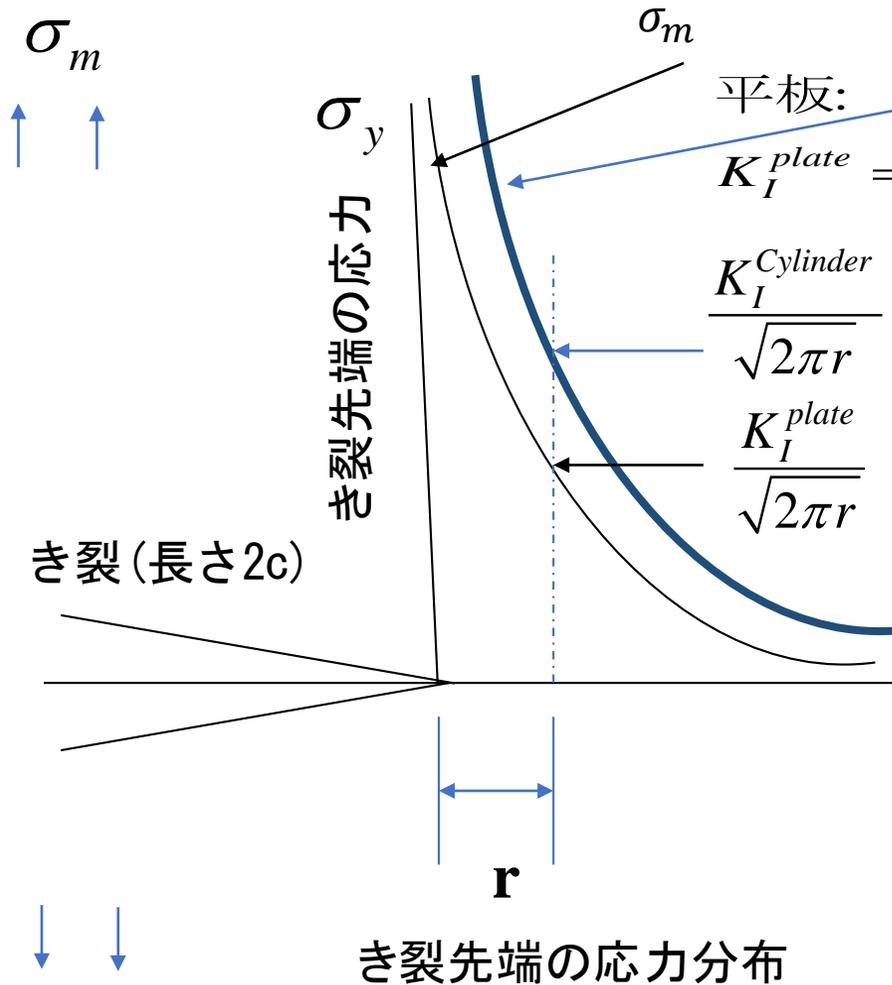
・ Foliasの M_t の定義	#3
・ バルジングファクターの物理的意味	
・ バルジングファクターの間違った解釈	
・ 非貫通欠陥に対するバルジングファクター M_s (M_{s_Chell}) の正しい導出	#6
・ API579使用の $M_{s_Kiefner}$ の式の導出方法	#7
・ API使用のKiefnerの式は破断時の関係を実験的に求めた式	#8
・ $M_{s_Kiefner}$ と M_{s_Chell} の a/t 依存性の例($M_{s_Kiefner}$ はバルジングファクターでなく、 M_{s_Chell} は $1/(1-\alpha)$ 依存性を有していない)	#9
・ $M_{s_Kiefner}$ の M_t 依存性($M_{s_Kiefner}$ の式における本質的な欠陥)	#10
・ API規格(WES規格を含む)の本質的な欠陥	#11
・ M_t に及ぼす管径および欠陥寸法の影響	#12
・ 参照応力解 σ_{ref} の比較	#13
・ APIの参照応力式の導出方法	#14
・ p-M法(HPIS)における参照応力解の導出過程 (欠陥による断面減少効果を力の釣合から導いている)	#15
・ APIの参照応力解は過小評価する	#16
・ 減肉欠陥に対するクライテリオン比較	#17
・ 再定格とは	#18
・ 安全裕度について	#19
・ PVP2020-21086のFEM結果による $M_{s_Kiefner}$ の式の検証	#20
・ p-M法とAPI規格との比較例	#21
・ p-M法 (HPIS Z101-2)における適切性	#22

Foliasの M_t の定義

Folias, E. S., 1999, "Failure correlation between cylindrical pressurized vessels and flat plates", Int. J. Pres. Vessels and Piping, 76, pp.803-811.



欠陥の主要な効果は外に出ている



平板:

$$K_I^{plate} = \sigma_m \sqrt{\pi c}$$

直管:

$$K_I^{cylinder} = M_t \sigma_m \sqrt{\pi c}$$

同じ膜応力 (σ_m) 下で同じき裂長さに対する応力拡大係数を弾性解析すると円筒の方が平板に比べて M_t 倍大きい

降伏強度などの材料特性は入らない

Bulging factor (膨れ効果) : 円筒においてき裂が存在することにより膨れて見掛け上の増し分

このことより、円筒の状態を平板の状態に置き替えるには、

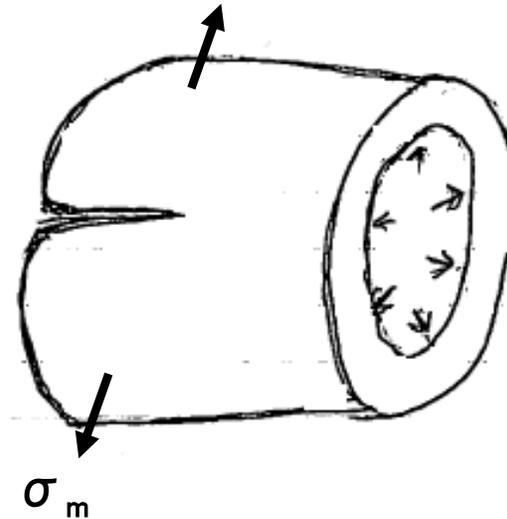
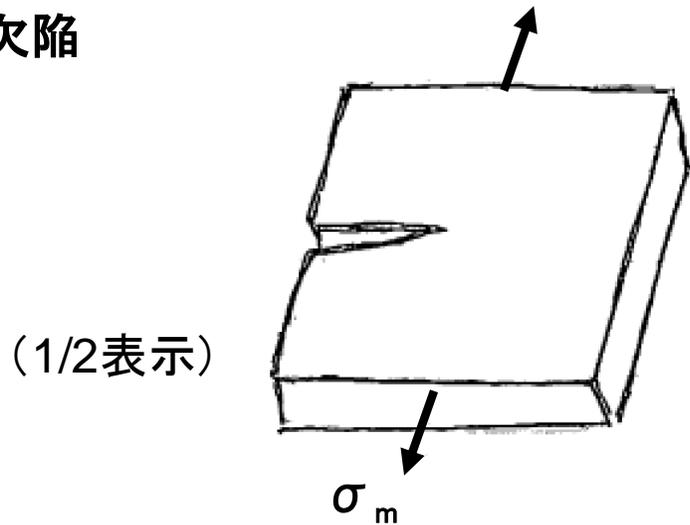
$$\sigma_m \rightarrow M_t \sigma_m$$

欠陥の主要な効果である $\sqrt{\pi c}$ の外の係数比較

平板で上式と見做して解析を行えば近似的には円筒の解になる

バルジングファクター(膨れ因子)の物理的意味

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

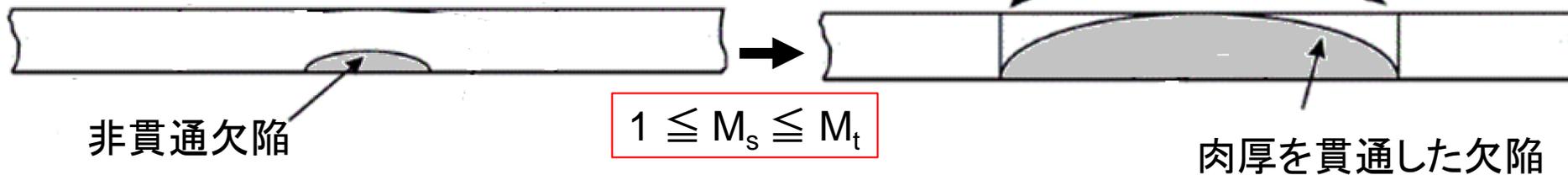


この効果のために、円筒の応力拡大係数が平板の場合より M_t 倍大きい

等価



非貫通欠陥



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

バルジングファクター(膨れ因子)の間違った解釈

石崎氏 回答スライド#19を参照

Mt: Foliasの式

Mtは貫通亀裂を持つ平板と円筒の関係

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

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

有名なFoliasの業績

戒田氏 スライド#2を参照

貫通亀裂問題(脆性破壊)

・円筒の破壊クライテリオン

$$\sigma_{hoop} \sqrt{\pi c} \{ f_e(\lambda) + f_b(\lambda) \chi(\lambda) \} = K_c$$

円筒の破壊応力(亀裂から離れた部位のフープ応力)

亀裂形状、円筒形状から求まる係数
(Folias係数、Mt)

破壊靱性値
(材料定数)

・平板の破壊のクライテリオン

$$\sigma_m \sqrt{\pi c} = K_c$$



・平板と円筒の破壊応力の関係

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

「破断時あるいは破壊時の作用応力」を考へてFoliasは定義していないので、この定義は間違いである

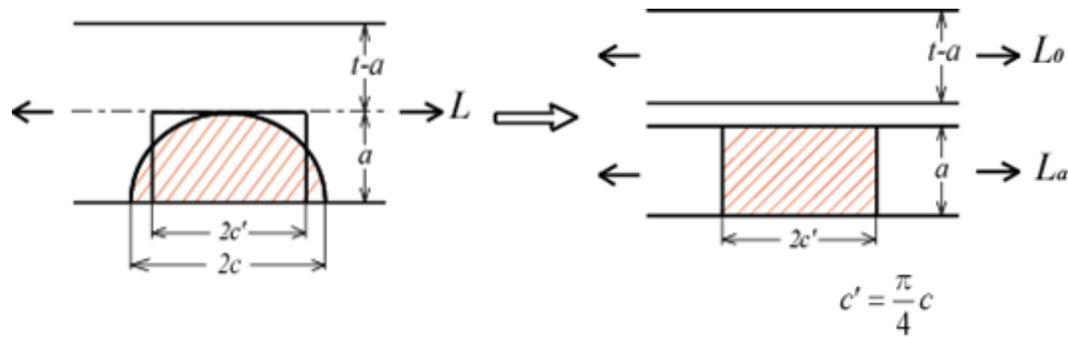
既にFoliasが1965、Int. J. Frac. Mech. で弾性解析で導いたものを、実際への適用を試みている1999年論文の中の式であつて、これは定義ではない。

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)

API使用の $M_s^{Kiefner}$ の式の導出方法 (実験により求められている)

J. F. Kiefner et al., 1996, "Continued Validation of Rstreng", Catalog No. L51749e

限定された管形状、欠陥形状、材質、試験温度により決定

内半径 $R_i = 292.4 \text{ mm}$

肉厚 $t = 12.4 \text{ mm}$

ラインパイプ材料

TABLE 2. COMPARISONS BETWEEN RSTRENG PREDICTIONS AND EXPERIMENTS BY BRITISH GAS"
(ALL ON 24-INCH O.D. BY 0.486-INCH WALL THICKNESS X52 PIPE)

Index No.	Defect Designation	Defect Length, L, inches	Defect Depth, d, inch	Actual Failure Pressure, psig	RSTRENG Prediction, psig	Ratio of Predicted to Actual	Description of RSTRENG Application
125	Vessel 1-1 3048-mm slot	120	0.194	2103	1853	0.88	
126	Vessel 2-1 610-mm slot	24	0.194	2030	1995	0.98	
127	Vessel 2-2 305-mm slot	12	0.194	2245	2173	0.97	
128	Vessel 2-3 305-mm slot	12	0.194	2393	2173	0.91	Apparently same as C in Figure 4
129	Vessel 2-4 152-mm slot	6	0.194	2683	2515	0.94	Apparently same as A in Figure 4

$\sigma_{ys}^{min} = 358.5 \text{ MPa}$
 $\sigma_{ult}^{min} = 455.1 \text{ MPa}$

欠陥長さ $2c$ および欠陥深さ a を種々変えて、次式で M_s に与える欠陥寸法と欠陥深さの関係を実験的に求めた (限定された円筒形状、欠陥形状、材料特性、試験温度など)

石崎氏 回答スライド#19を参照

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

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

(破裂荷重を用いて導かれた実験式)

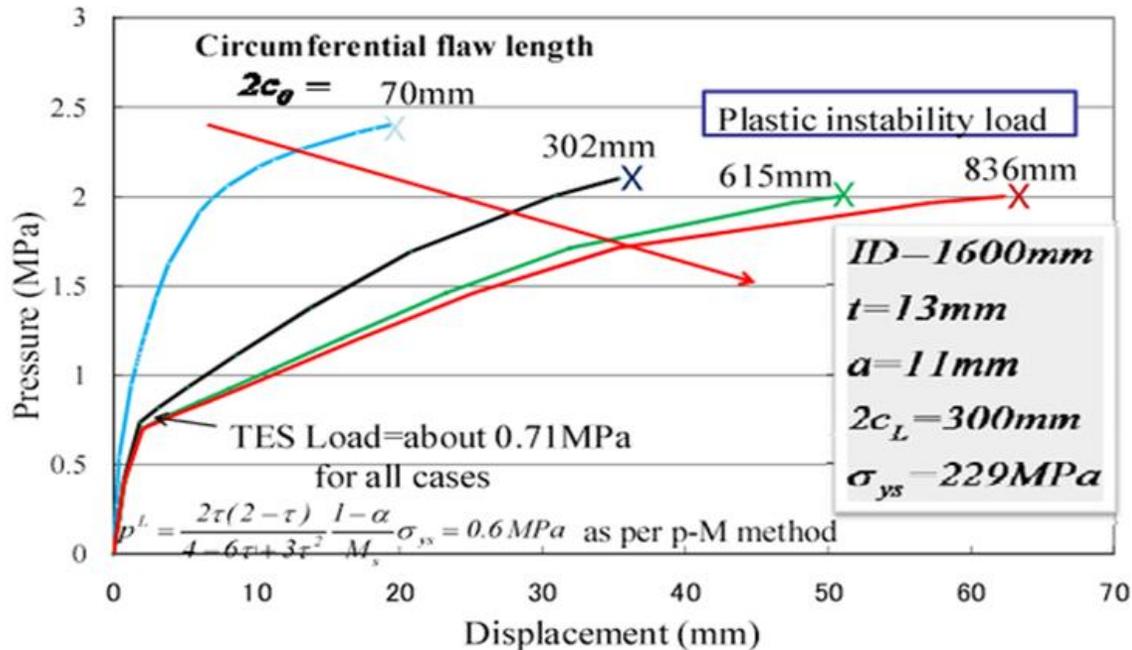
この式の定義から明らかなことは $M_s^{Kiefner}$ には、以下の効果が混在している

- (1) 欠陥による断面減少効果
- (2) バルジング効果

これを認識することが重要

API使用のKiefnerの式は破断時の関係を実験的に求めた式

$$M_s^{Kiefner} = \frac{\text{キズの無い同一形状部材の破断荷重 (L}_y\text{)}}{\text{キズのある同一形状部材の破断荷重 (L}_1\text{)}}$$



破断荷重に至るには、全断面降伏状態(図中のTESの位置)から、材料によって異なる塑性変形挙動(荷重-変位関係)を辿って破断荷重に到達する。しかし、この塑性変形挙動は、材料の真応力-真ひずみ、欠陥の寸法、円筒の形状、温度により大きく異なる。図では、欠陥寸法による塑性変形挙動の違いの例を示している。



この破断荷重を基準として導かれたKiefnerの式では、材料、欠陥の寸法、円筒の形状などの影響が入るために欠陥前方での全断面降伏状態に至る時点を正しく確定することはできない。



[検討会での反論]弾完全塑性体(塑性変形挙動がない材料)に対してFEMで塑性崩壊荷重(このときは全断面降伏荷重となる)を求めると、Kiefnerの式とFEMの結果はよく一致していることから全断面降伏状態を示しており、それを許容して荷重が更に大きい破断状態を言っている訳ではない。



Kiefnerの式の定義からは、あくまでも「破断荷重」に対して求められたものなので、この反論はKiefnerの式(and/or FEM解析)のいい加減さを述べているだけである。

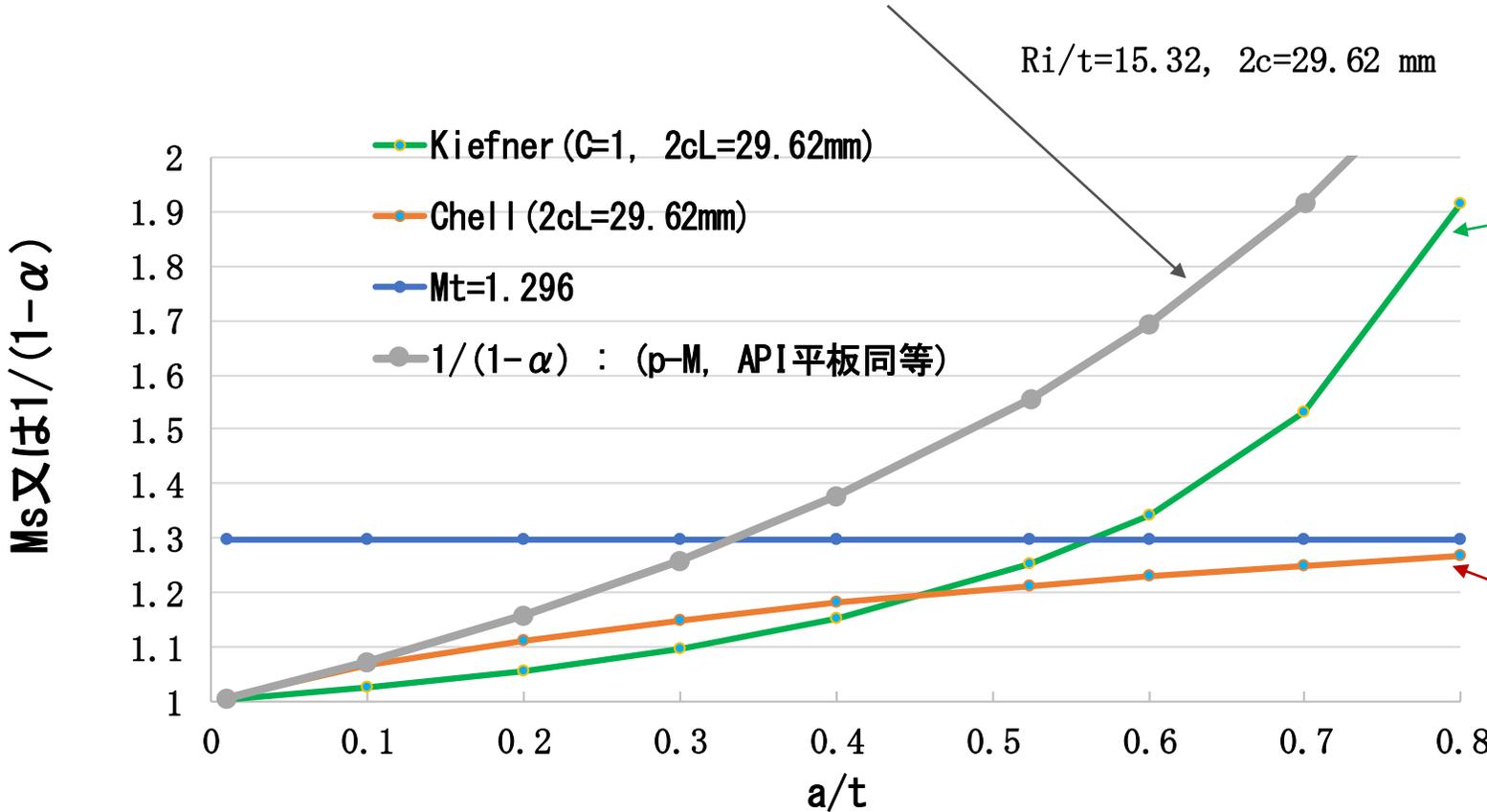
$M_S^{Kiefner}$ と M_S^{Chell} の a/t 依存性の例

($M_S^{Kiefner}$ はバルジングファクターではなく、 M_S^{Chell} は $1/(1-\alpha)$ 依存性を有していない)

($1/(1-\alpha)$ は平板での欠陥による断面減少効果を表す)

物理的意味から、正しい M_S と M_t の関係は

$$1 \leq M_S \leq M_t \quad (a/t=0 \sim 1)$$



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

$M_S^{Kiefner}$ は M_t 以上になり得るため、バルジングファクターではない

M_t (Folias)

$$M_S^{Chell} = \frac{1}{1 - \frac{a}{t} + \frac{a}{t} \frac{1}{M_t(a)}}$$

M_S^{Chell} は $a=t$ で M_t になることから、バルジングファクターである

石崎氏 回答スライド#23においては、欠陥長さが明記されておらず、極めて長い欠陥 (M_t が大きい) の場合が示されているようであり M_S _Chell が大きな値を示しているが、 M_S _Chell の式の特徴は上記のとおりである。

$M_s^{Kiefner}$ の M_t 依存性 ($M_s^{Kiefner}$ の式における本質的な欠陥)

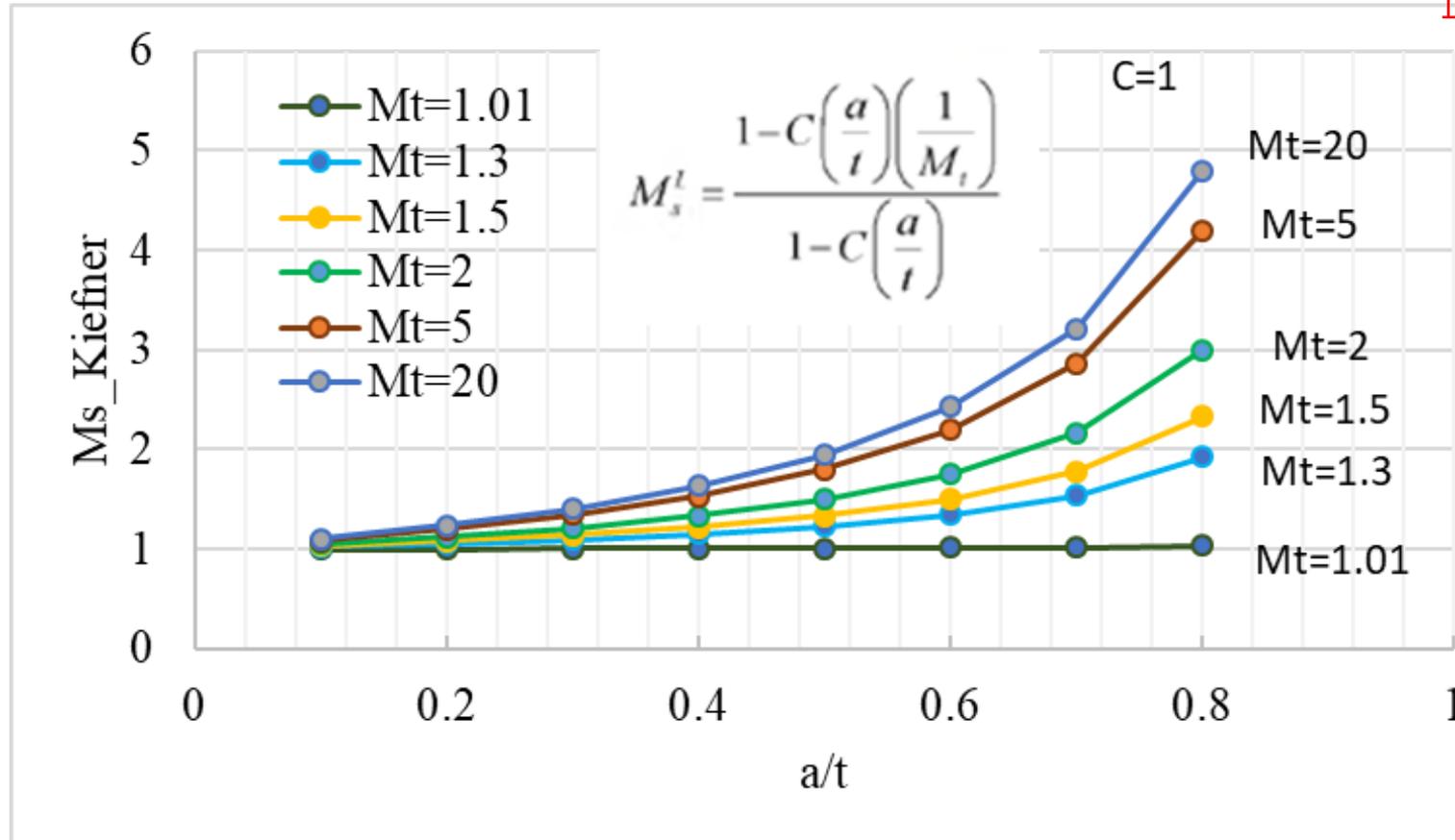
API規格で使われているKieferの M_s は以下の式で与えられている

$$\sigma_{ref} = M_s^{Kiefner} \cdot \sigma_{hoop} = \frac{1 - C \left(\frac{a}{t} \right) \left(\frac{1}{M_t} \right)}{1 - C \left(\frac{a}{t} \right)} \cdot \sigma_{hoop}$$

$\rightarrow \sigma_{hoop}$ for $M_t \rightarrow 1$

左式から明らかなように、円筒直径が大きくなると、Foliasのバルジングファクター M_t が1に近づくために、Kiefnerの M_s は欠陥寸法の影響を受けなくなる

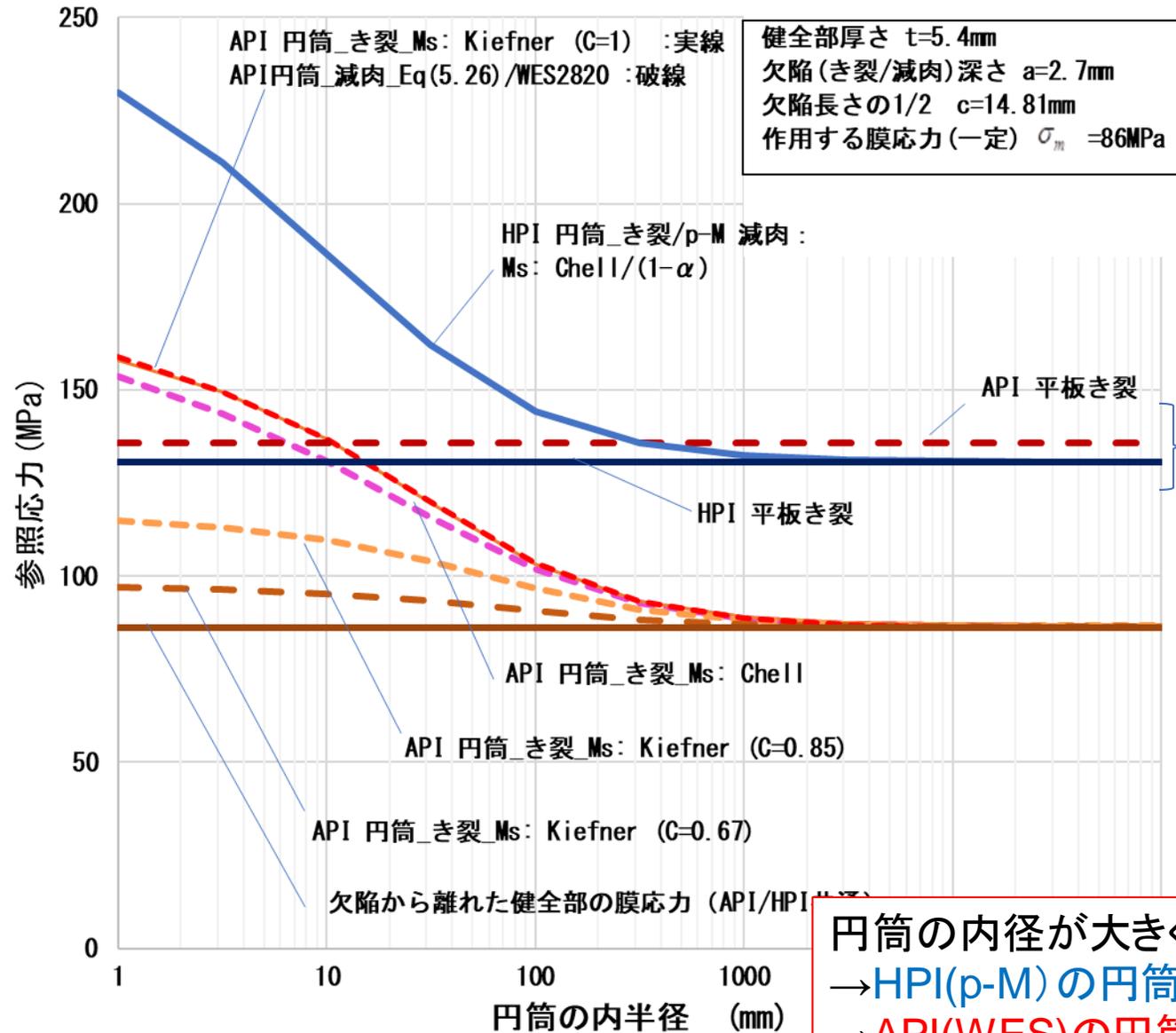
M_s _Kiefnerの式の本質的な欠陥



大径管で平板に近い形状ほど M_t の値は1に近づく

大径管で、貫通するほどの大きな欠陥があっても安全と判定される(危険側評価)

API規格(WES規格を含む)の本質的な欠陥



※曲げ応力は無視する。

APIのき裂を有する平板の参照応力
 ≒ HPIのき裂を有する平板の参照応力

$$\sigma_{ref} = \frac{\sigma_m}{1-\alpha}$$

参照応力の値の違いは α の式の違いによるものであって、ほぼ同じ値を示す。

APIのき裂を有する円筒の参照応力
 =APIの減肉を有する円筒の周方向応力
 (WES2820も同じ)

$$\sigma_{ref} = M_s^{Kiefner \text{ 又は } Chell} \sigma_m$$

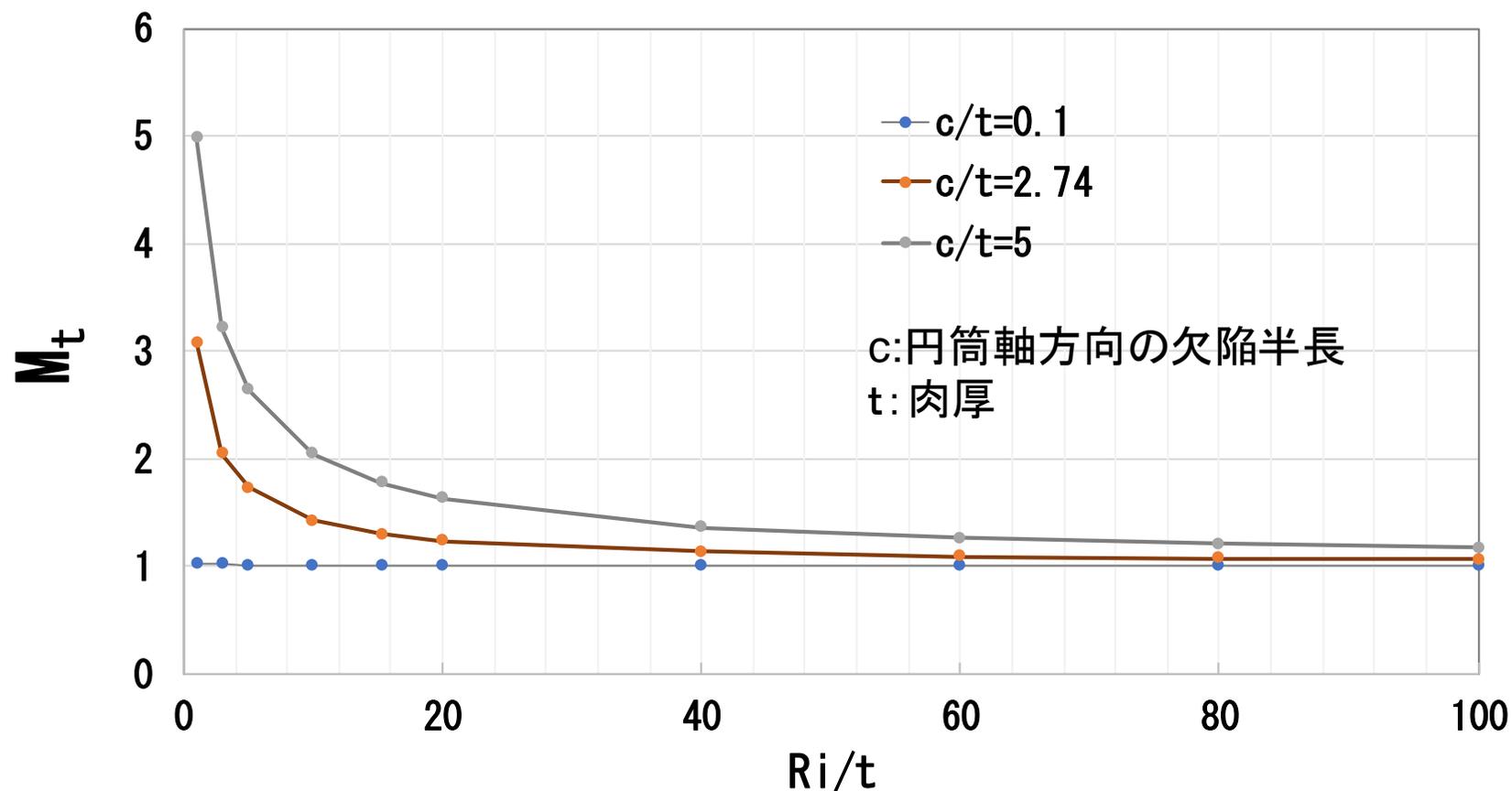
き裂の場合はKiefner又はChellの M_s を選択
 減肉の場合はKiefnerの M_s のみ

HPIのき裂を有する円筒の参照応力
 =p-M法による減肉を有する円筒の参照応力

$$\sigma_{ref} = \frac{M_s^{Chell}}{1-\alpha} \sigma_m$$

円筒の内径が大きくなり平板に近い形状ほど M_s の値は1に近づく
 →HPI(p-M)の円筒の式はき裂を有する平板の式に漸近する。○正
 →API(WES)の円筒の式は欠陥から離れた健全全部の膜応力に漸近する。
 =欠陥の影響がなくなってしまう。×誤(大変危険である。)

M_t に及ぼす管径および欠陥寸法の影響



管径 Ri/t が大きい
欠陥寸法が小さい



$M_t \longrightarrow 1$

塔槽の一例:
 内径 $Ri=800\text{mm}$
 肉厚 $t=10\text{mm}$
 $Ri/t=80$

現実的に身近で広く用いられる圧力容器の仕様の範囲で、 M_t が小さくなることは、十分にあり得ることである

参照応力解 σ_{ref} の比較

石崎氏 回答スライド#44を参照 (API規格)

Msの定義	減肉評価	き裂評価
Chellの式	×	◎ (推奨)
Kiefnerの式	◎	○オプション

戒田氏 スライド#6を参照

$$\sigma_m = \sigma_{hoop} \frac{g\sigma_b + \left[(g\sigma_b)^2 + 9\sigma_{hoop}^2 M_s^2 (1-\alpha)^4 \right]^{0.5}}{3(1-\alpha)^2} = \sigma_{flow}$$

$$\sigma_{ref} = \frac{g\sigma_b + \left[(g\sigma_b)^2 + 9(M_s \cdot \sigma_m \cdot (1-\alpha)^2)^2 \right]^{0.5}}{3(1-\alpha)^2} \quad (9C.76)$$

式の導出過程不明

$$M_s = \begin{cases} M_s^{Chell} = \frac{1}{1 - \frac{a}{t} + \frac{a}{t} \frac{1}{M_t(a)}} \\ M_s^{Kiefner} = \frac{1 - C \left(\frac{a}{t} \right) \left(\frac{1}{M_t} \right)}{1 - C \left(\frac{a}{t} \right)} \end{cases}$$

(き裂評価: Ms_Chell, Ms_Kiefnerのどちらか選択可
減肉評価: Ms_Kiefnerを選択)

式の特性の全く異なるものが選択可とは？

異なる参照応力の式を同一規格に記載(両論併記)することは混乱を招き適切でない。

HPIS Z101-2(p-M)における参照応力解

減肉評価、き裂評価 共通

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

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

力学的釣合式から導出

き裂評価、減肉評価ともにMs_Chellを使用

APIの参照応力式の導出方法

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

(平板)

力の釣合条件から欠陥による断面減少効果を2次方程式の解から導かれた式である

この力の釣合式に、欠陥による断面減少効果を含んだ $M_s^{Kiefner}$ を代入することは非合理的である

断面減少効果を含む

$$\sigma_m \rightarrow M_s^{Kiefner} \cdot \sigma_m \cdot (1-\alpha)$$

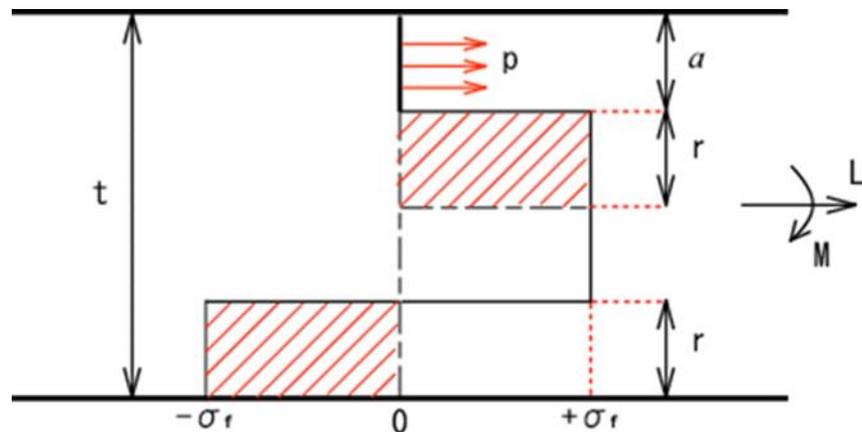
平板の力学的釣合式（力学的に欠陥の断面減少効果を求めた式（2次方程式の解））に代入して次式が導かれるとしている

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

(9C.76) (円筒)

非合理的な操作で得られた式で間違いである

p-M法 (HPIS)における参照応力解の導出過程 (欠陥による断面減少効果を力の釣合から導いている)



ただし、議論を簡単にするために上図で、き裂面に働く $p=0$ とし、奥行き 1 とする。

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

上式の σ_m はき裂の存在を無視した板の遠方に作用する膜応力で。断面の欠陥形状 (上図の a) による影響は入っていない

割れを有する平板における力の釣合式から

$$\left(1 - \frac{a}{t}\right)^2 \sigma_{ref}^2 - \frac{2}{3} \sigma_b \sigma_{ref} - \sigma_m^2 = 0$$

HPIS Z101-2では左図の平板に引張荷重と曲げが受けるときの力の釣合から出発している。

この2次方程式を解くと

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

非貫通欠陥のバルジングファクター $M_s\text{Chell}$ を考慮して

$$\sigma_m \rightarrow M_s^{Chell} \sigma_m$$

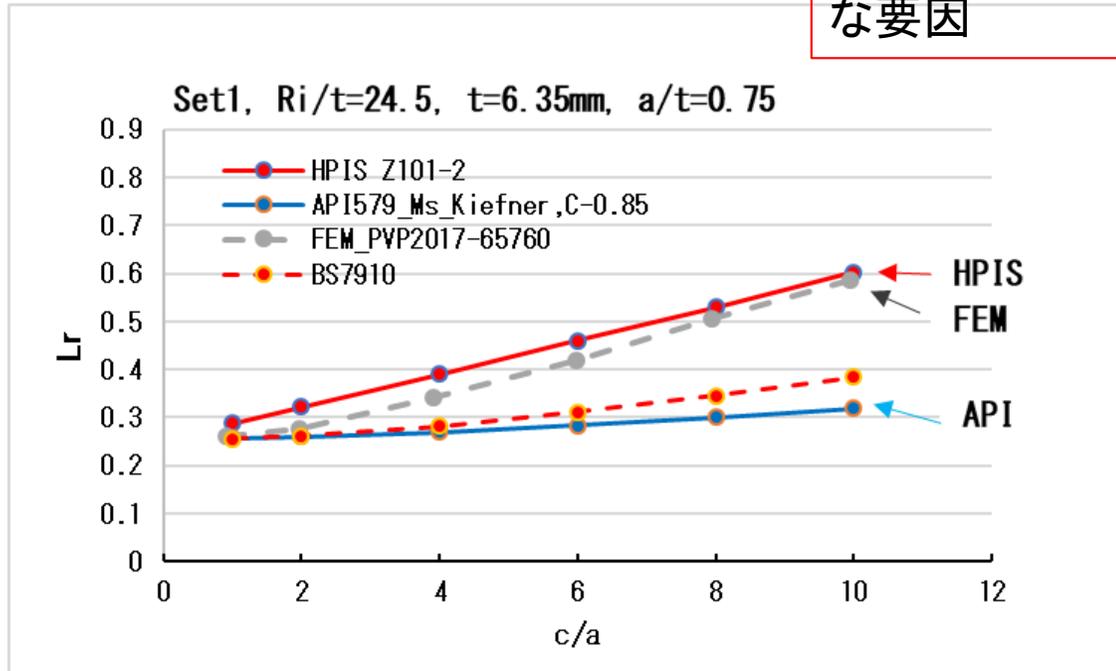
として平板の式で置き換え、曲げ応力に対する Sattari-Far の補正 g を入れると円筒の場合の次式になる。

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

APIの参照応力解は過小評価する

$$L_r^{API} = \frac{\sigma_{ref}}{\sigma_{ys}} = \frac{g \frac{\sigma_b}{\sigma_{ys}} + \sqrt{\left(g \frac{\sigma_b}{\sigma_{ys}}\right)^2 + 9 \left\{ M_s \frac{\sigma_m}{\sigma_{ys}} (1-\alpha)^2 \right\}^2}}{3(1-\alpha)^2}$$

√ 内が4乗になっていること、Kiefnerの式を使っていることが過小評価の大きな要因



Greg Thorwald and Pedro Vargas, PVP2017-65760 "CYLINDER AXIAL CRACK REFERENCE STRESS COMPARISON USING ELASTIC- PLASTIC FEA 3D CRACK MESH J-INTEGRAL VALUES"

規格ユーザーは、規格に従っているので危険な状態にあるとは気が付かない → 大事故につながる

大径管でなくても、APIの評価式では過小評価(危険側評価)することが公表論文で指摘されている

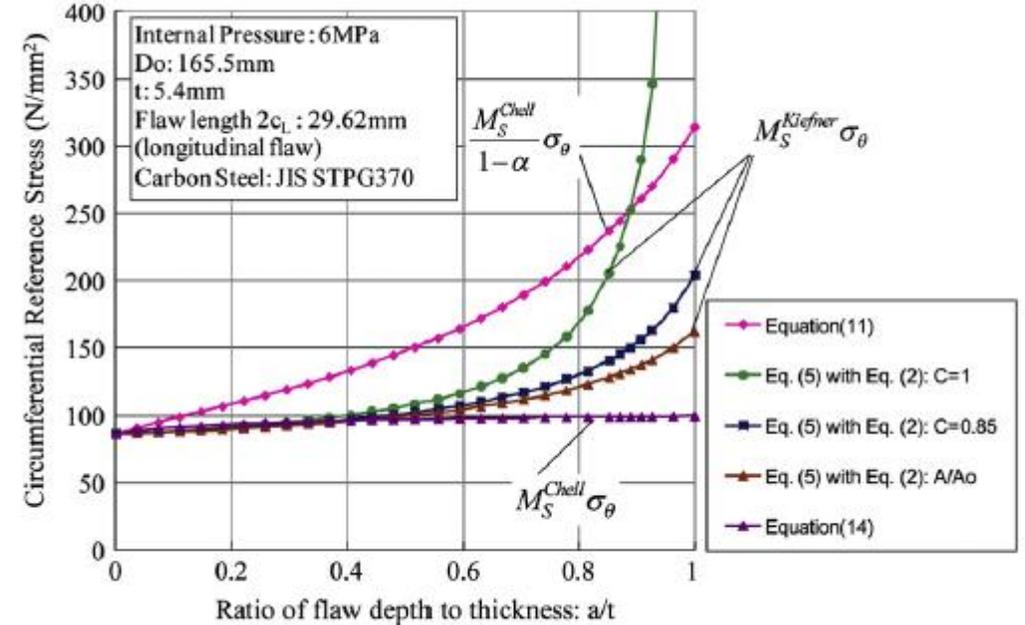


Fig. 2. Example of unexpected calculation results by Eq. (14) with M_S^{chell} .

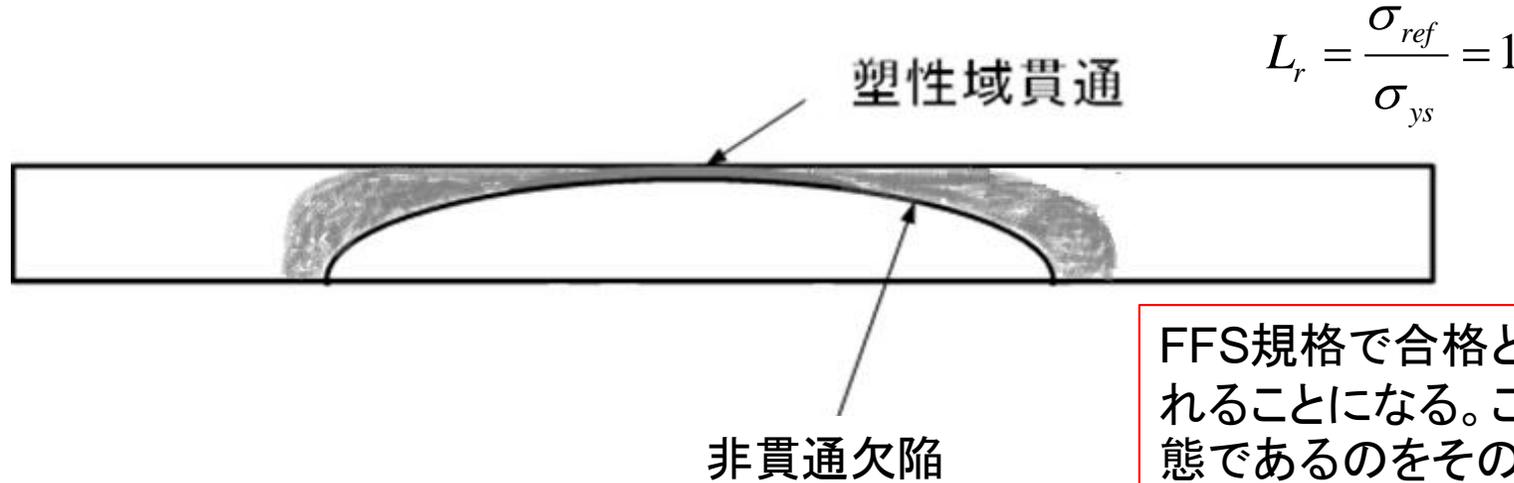
Proposal of reference stress for a surface flaw on a cylindrical component from a review-with-comparison of the local metal loss assessment rule between API 579-1 and the p-M diagram method

Kenji Oyamada et al.,

International Journal of Pressure Vessels and Piping 88 (2011) 507e517

減肉欠陥に対するクライテリオン比較

供用適性規格における減肉評価においては、補修も取替もせずに継続使用ができるための許容限界は、その減肉欠陥の前面の残余領域（リガメント）が使用条件下で全断面降伏（塑性域貫通）するまでには至っていないということが判断条件（正しい参照応力 σ_{ref} が使用温度での規格降伏強度 σ_{ys} と一致する場合）となる。さらに、規格として考えた場合には、その全断面降伏条件に対してある裕度（1.5）を常に保つ（クライテリオン）ことが必要である（p-M法（HPIS Z101-2）で採用している条件）。



FFS規格で合格となった欠陥は、そのまま継続使用されることになる。このとき欠陥前方で塑性域貫通した状態であるのをそのまま許すことは非合理的である

API579: $RSF = \frac{1}{M_s^{Kiefner}} \geq RSFa (= 0.9)$ ← API: 物理的意味不明、材料の強度特性が組み込まれていない。塑性域貫通に対する裕度が不明

HPIS Z101-2 (p-M): $\sigma_{ref} \leq \frac{\sigma_{ys}}{1.5}$ or $L_r = \frac{\sigma_{ref}}{\sigma_0} = 1, \sigma_0 = \frac{\sigma_{ys}}{1.5}$ ← p-M: 塑性域貫通条件に対して常に安全裕度1.5を保つ

再定格とは

再定格とは、発見された欠陥がFFS規格で「今後継続使用不可」の判定がなされたときに、FFS規格での要求を満たすように現在の使用圧力（MAWP）を低下させた新たな使用圧力（再定格された圧力MAWP_r）を定める手順を言う

APIにおける減肉評価における再定格規定

$$RSF = \frac{1}{M_s^{Kiefner}} \geq RSF_a (= 0.9)$$

であれば、その欠陥は許容されるので

$$MAWP_r = MAWP \left(\frac{RSF}{RSF_a} \right) \quad \text{for } RSF < RSF_a \quad (2.2)$$

すなわち、

$$MAWP_r = MAWP \left(\frac{1.11}{M_s^{Kiefner}} \right)$$

式に本質的な欠陥があるMs_Kiefner式を使って得られた結果さらに不明なRSFaを用いた値に本計算式は信頼できない

P-M法における減肉評価における再定格規定

減肉欠陥の今後継続使用可か否かを定めるp-M線図において、その線図の「今後継続使用可」領域になるように単純に縦軸の運転圧力p(MAWP)を再定格して新たに低下させた圧力(MAWPr)にすれば良い

安全裕度について

欠陥の安全性を検討するには、以下のそれぞれが大切である（両者を一緒に混同させて議論しないことが肝要である）

- (1) 材料力学的検討：欠陥の存在に対する正確な力学的な評価（参照応力解）
- (2) 材料強度学的検討：安全限界をどこに設定するか正しい「クライテリオン」を定める

API規格においては、

- (1) の参照応力解の正しさに疑問がある
- (2) のクライテリオンとして、 $RSFa=0.9$ という物理的意味が不明な条件を設けている。

このクライテリオンは、後で述べるp-M法（HPIS Z101-2）における適切性での図で設計係数 $SF_1=3.0$

（ASMEの原子力規格）でシェルパラメータが大きい領域（欠陥長さが大きい領域）で $R_t (= (t - a) / t) \approx 0.9$ になることから決められていると考えられるが、円筒形状にもよるが、図から分かるように、設計係数 $SF_1=4.0$ で考えると、安全裕度が大きい。しかし、温度が高くなったり、管径が大きくなると必ずしも安全裕度が高いとは限らない。

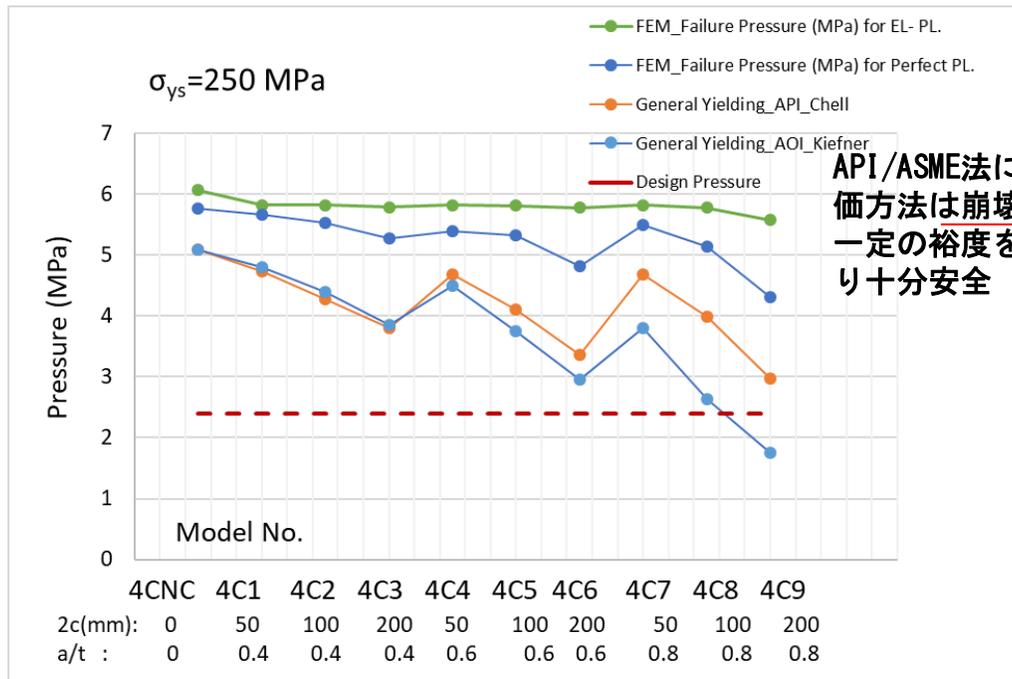


$RSFa=0.9$ としていることから安全裕度が高い（厳密には常にそうではない）から、(1)の参照応力解が少々正しくないとしても安全上問題ないと考えることは適切でない。

あるいは、全体としての考察でなく、問題がない場合の限定されたケースに対するFEM解析の例を示して、全てのケースに対して安全を立証することは困難である。

PVP2020-21086のFEM結果による $M_s^{Kiefner}$ の検証

石崎氏 回答スライド#28を参照。



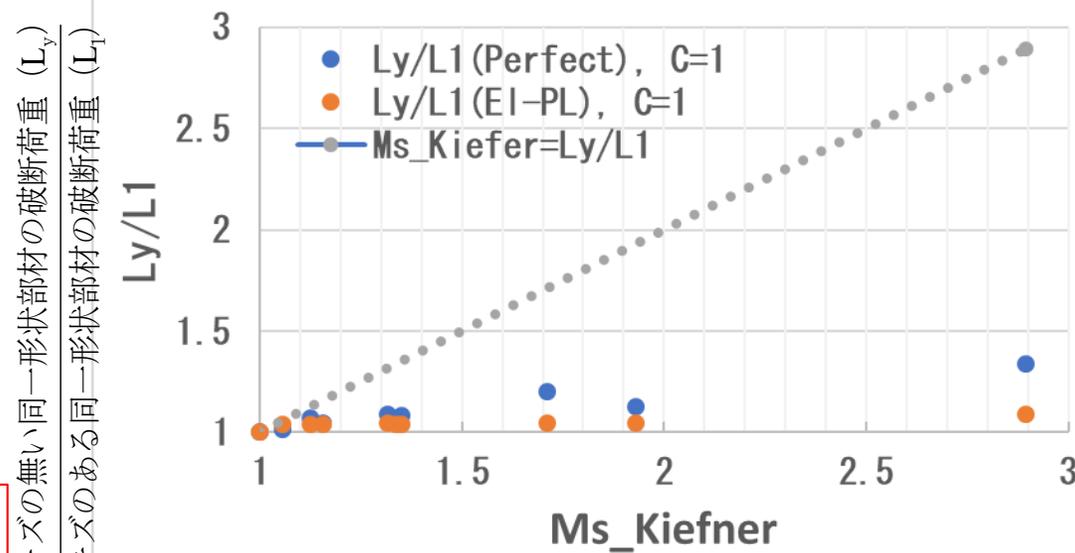
API/ASME法に基づく評価方法は崩壊圧に対し一定の裕度をもっており十分安全

Design Pressure p _{de}	2.4		Mt	C=1	Failute Pressure(MPa)		Ms=Ly/L1	
	2c(mm)	a(mm)		Ms_Kiefn	Perfect PL	El-PL	Perfect PL	El-PL
4CNC	0	0	1.00995	1	5.77	6.06	1	1
4C1	50	4	1.091892	1.056106	5.67	5.82	1.017637	1.041237
4C2	100	4	1.30359	1.155259	5.53	5.817	1.0434	1.041774
4C3	200	4	1.898878	1.315582	5.28	5.784	1.092803	1.047718
4C4	50	6	1.091892	1.126238	5.39	5.82	1.070501	1.041237
4C5	100	6	1.30359	1.349332	5.33	5.814	1.082552	1.042312
4C6	200	6	1.898878	1.71006	4.81	5.777	1.199584	1.048987
4C7	50	8	1.091892	1.336635	5.49	5.82	1.051002	1.041237
4C8	100	8	1.30359	1.931551	5.13	5.776	1.124756	1.049169
4C9	200	8	1.898878	2.893493	4.31	5.576	1.338747	1.086801

$$M_s^{Kiefner} = \frac{\text{キズの無い同一形状部材の破断荷重 (L}_y)}{\text{キズのある同一形状部材の破断荷重 (L}_1)}$$

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

APIによるMs_Kiefnerの定義は左式とされているが、FEM結果からは右図のようにKiefnerの式（横軸）と(Ly/L1)の値（縦軸）は一致しないことがわかる。



キズの無い同一形状部材の破断荷重 (Ly)
 キズのある同一形状部材の破断荷重 (L1)
 $M_s^{Kiefner} =$

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

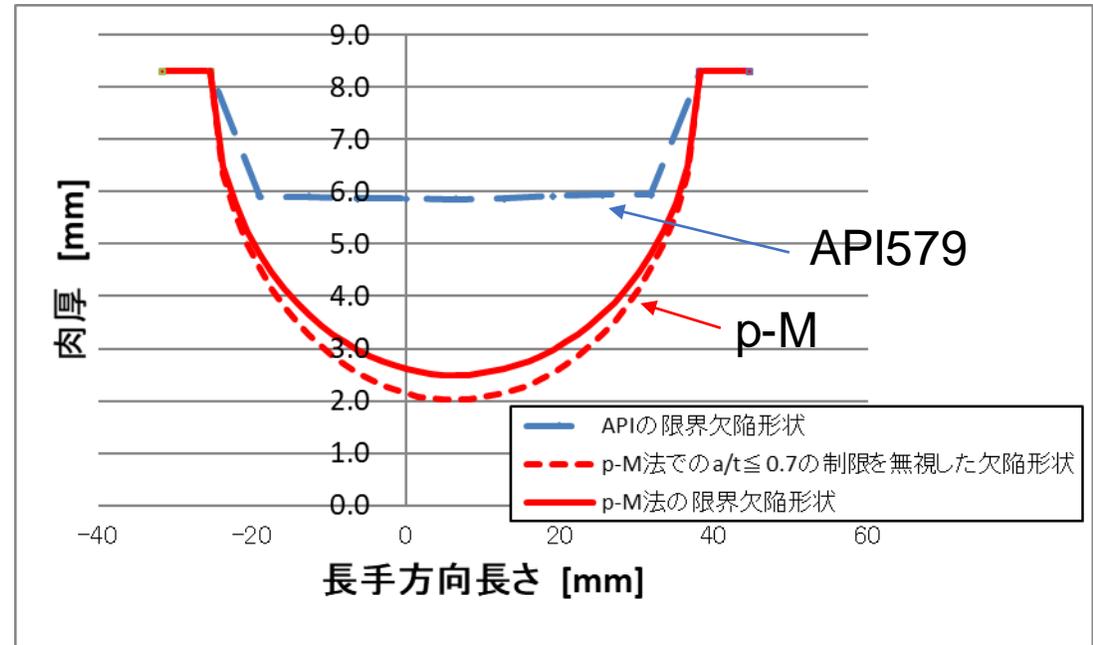
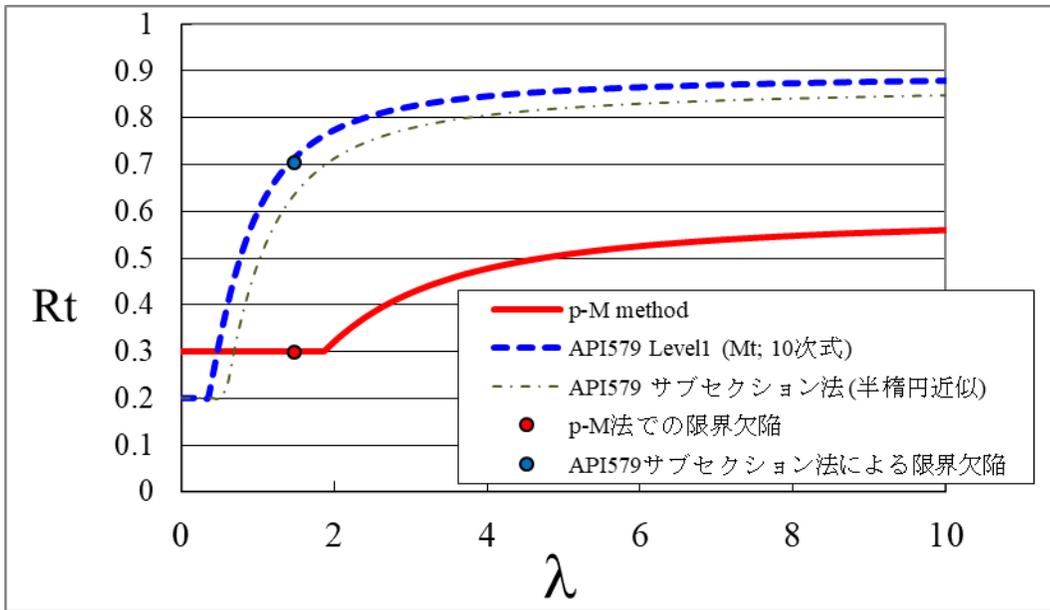
p-M法とAPI規格との比較例

いずれの場合も再定格で運転圧力を下げれば許容できる欠陥を大きくすることができるが、再定格を実施しないときの評価例の比較

配管の局部減肉評価 4a (内面欠陥) rambda=1.45					
温度[°C]	120	最小降伏応力 $\sigma_{ys_T}^{\min}$ [MPa]	185	最大欠陥深さ: a[mm]	
公称肉厚[mm]	10.3	設計内圧 P_{design} [MPa]	2.4402	API	2.4
内径[mm]	297.9	測定点間隔[mm]	6.35	p-M	6.285

このケースでは、p-M法の評価の方がはるかに深い欠陥まで許容される(利用者にとって有利である)

長手方向のCTP: FCA考慮後(結線Mの投影)												
8.3	8.3	5.9	5.9	5.9	5.9	5.9	5.9	5.9	5.9	5.9	8.3	8.3



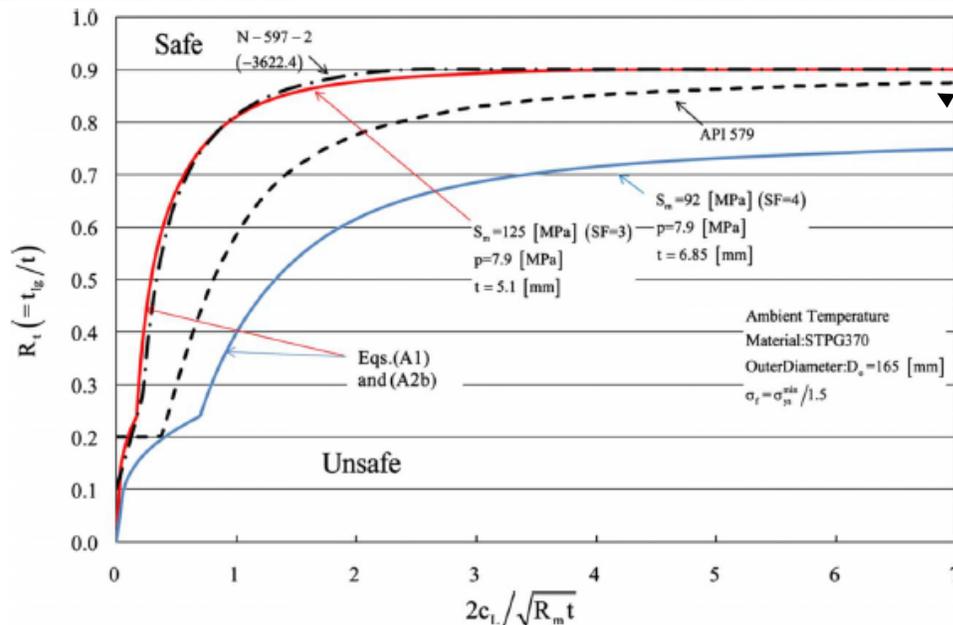
p-M法 (HPIS Z101-2)における適切性

1. p-M法 (HPIS Z101-2)では、基幹とする参照応力解の導出およびクライテリオンが明確である
2. 圧力容器の設計には、規格によって許容応力 S_m を決める設計係数 SF_1 が異なるが、その

設計係数 SF_1 によって欠陥の許容限界は当然異なるはずであるが、その違いを p-M法 (HPIS Z101-2)では示すことができる

$$S_m = \min \left(\frac{\sigma_{ys}}{1.5}, \frac{\sigma_{uts}}{SF_1} \right)$$

現状の日本の設計では $SF_1=4.0$ が使われているが、今後 SF_1 が4.0以下（例えば3.0や3.5など）で製作された圧力容器が使われてきた場合にも対応できる



常温での $SF_1=3.0$ ではp-M法とASME N-597は完全に一致する

ASME N-597-2-3622-4 } $SF_1=3.0$
 p-M法 }
 API 579 } $SF_1=4.0$
 p-M法 }

$SF_1=4.0$ でAPIとp-M法を比べるとp-M法の方がAPIに比べて許容される欠陥深さが大きい

図の見方：図中の線より上の領域（欠陥深さが小さい）場合に継続使用ができると判定

p-M法の方が利用者に有利

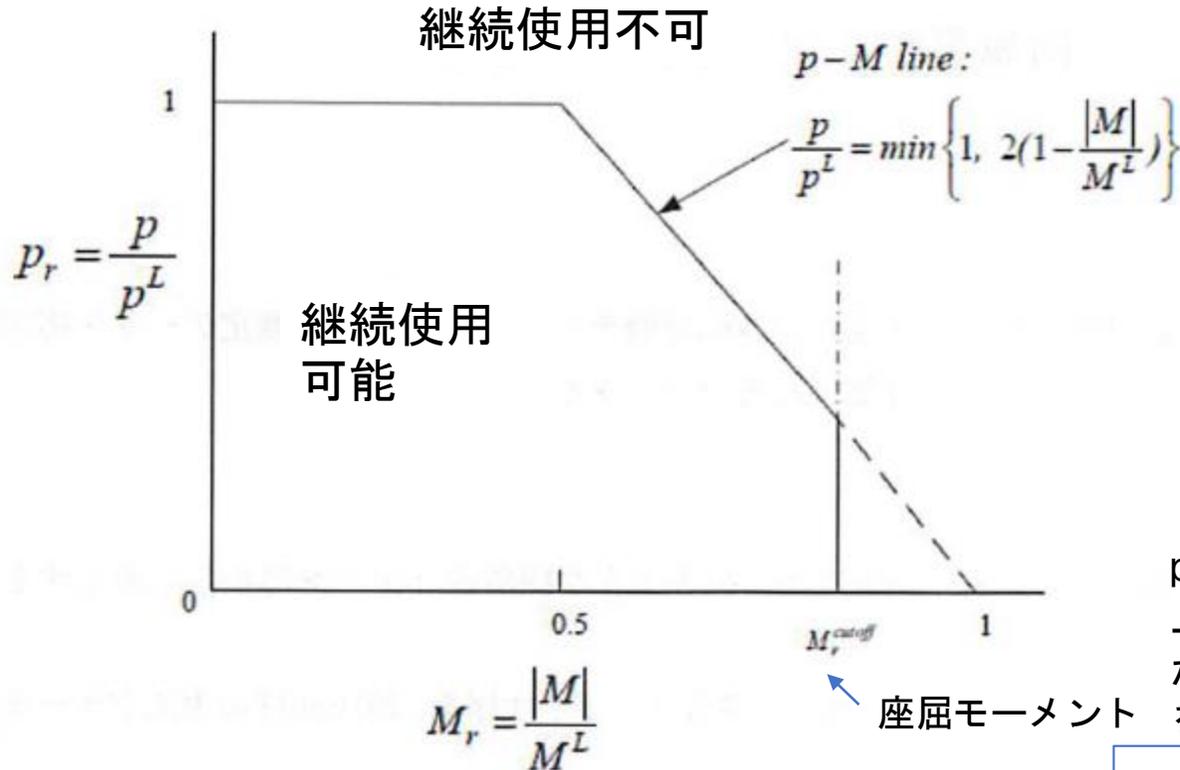
Fig. 13 Allowable wall thickness for a single longitudinal flaw determined by p-M diagram based on $\sigma_t = \sigma_{ys}^{min} / 1.5$ compared with that per ASME N-597-2-3622.4 (safety factor=3) and that per API-579-1/ASME (safety factor=4)

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

p-M法 (HPIS Z101-2)における適切性 (続き1)

3. 評価判定が極めて簡単である(誰にでも視覚的に判定でき、利用者に負担を掛けない)

p-M法での判定には、使用圧力pおよび地震等により想定される曲げモーメントMを下図にプロットして線以下の領域にあれば「継続使用可能」として判定できる。
pおよびM以外の値は、欠陥形状、円筒形状、材料強度等によって解析的に与えられている式に代入して求める



茨城県高圧ガス設備維持基準(平成20年度改訂版)
圧力機器の外表面腐食に対する評価規格 (案)

欠陥が以下の条件を満たすときは

$$\frac{c_L}{t} < \frac{4}{\pi} \left[\frac{\pi}{2 \arccos \left(\frac{\sin \theta}{2} \right) - \theta} - 1 \right]$$

p-M線として次の関係を使用する

$$\frac{p}{\sigma_f} = \min \left[\frac{p^L}{\sigma_f}, \frac{\tau(2-\tau)}{(1-\tau)^2} \frac{1}{A_m} \left(1 - \frac{|M|}{M^L} \right) \right]$$

$$p^L = \frac{2\tau(2-\tau)}{4-6\tau+3\tau^2} \frac{1-\alpha}{M_s} \sigma_f$$

$$M^L = \frac{\pi R_o^3 \{1-(1-\tau)^4\}}{4A_b} \sigma_f$$

ここで、

$$\sigma_f = \min \left\{ \frac{\sigma_{ys}^{\min}}{1.5}, \frac{\sigma_{ys,\tau}^{\min}}{1.5} \right\}$$

$$M_r^{\text{cutoff}} = S' / \sigma_f$$

$$S' = \frac{1.2Er^*}{FS \cdot D_o (1 + 0.004 \frac{E}{\sigma_{ys,\tau}^{\min}})}$$

FS = 2.0

$$r^* = \left\{ 1 - \frac{\sin \theta \cos \theta + \theta (1 - (1 - \tau)^4)}{\pi (1 - (1 - \tau)^4)} \right\} \cdot t$$

$\sigma_{ys}^{\min}, \sigma_{ys,\tau}^{\min}$ [MPa]: 材料の規定最小降伏強さ
及び設計温度における規定最小降伏強さ

(ex. JIS B8265 付表 5.1 あるいは特定設備
検査規則別表第3に掲げる値)

E: 設計温度における縦弾性係数 [MPa]

(ex. JIS B8265 附表 4.1 による)

解説図 17 p-M線図¹⁰⁾ ($\sigma_f = \sigma_{ys}^{\min} / 1.5$ ベース)

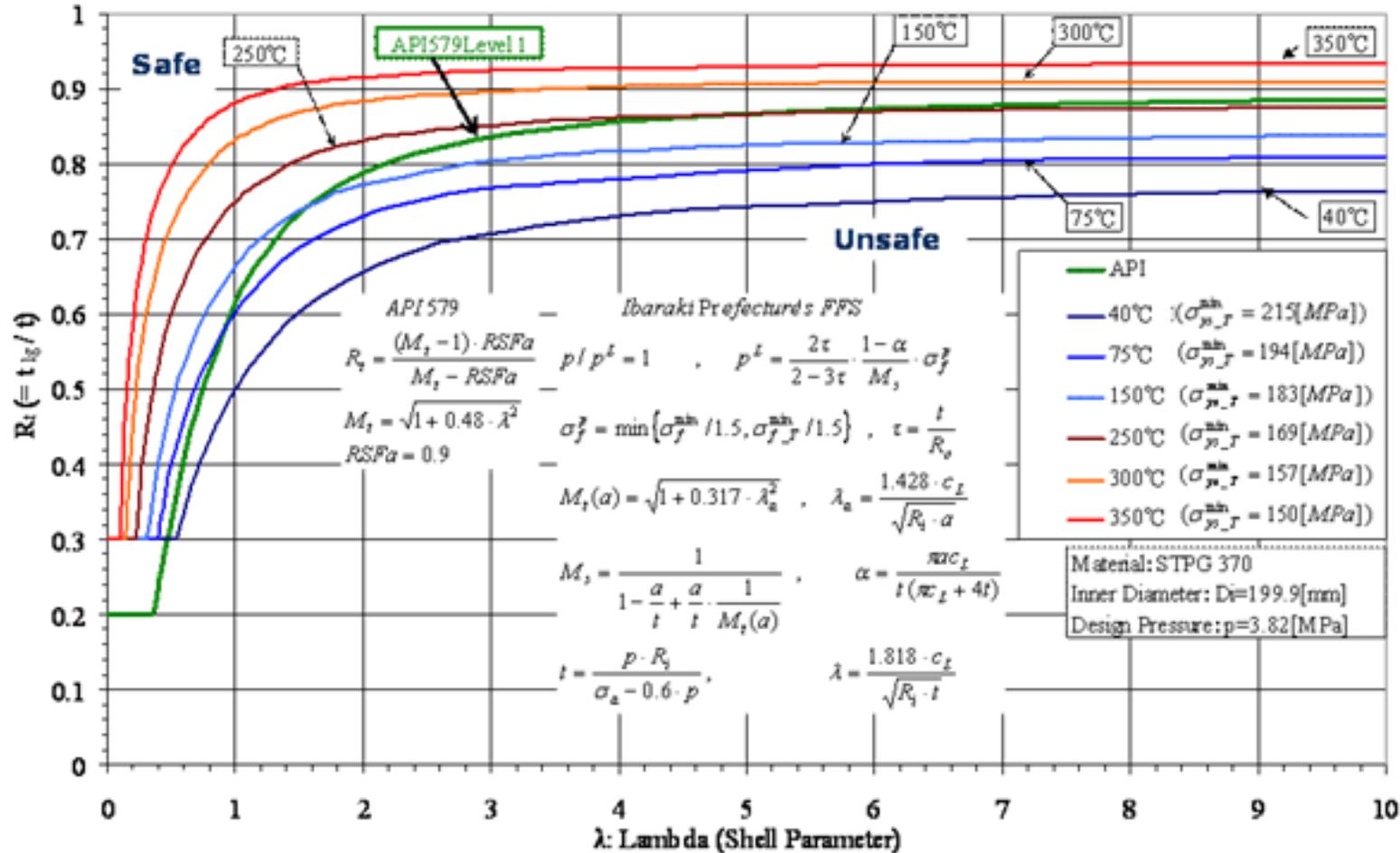
p-M法では、特別なソフトウェアは特に必要ない。
上に示すようにエクセルで処理できる簡単な式とp-M線図
から判定できるので**利用者に負担を掛けない**し、その結果
を**判断すべき行政**に対しても利用が簡単である

ソフトウェア構築はまず第一に安全性が保証されてからの
ものである

p-M法 (HPIS Z101-2)における適切性 (続き2)

4. p-M法では適切なクライテリオン(降伏強度による欠陥前方での全断面降伏を与える限界荷重の裕度1.5を常に保持する)

このため、使用温度が上がれば、降伏応力が低下するため、許容される欠陥深さは小さくなるという、温度効果を考慮することができる



p-M法 (HPIS Z101-2)における適切性 (続き3)

5. 学術論文にて広く公表している

(単純円筒以外にも、ノズル、枝管へと対象を広げている。

また、クリープ進展に関するHPIS Z103規格にも採用予定である)

力学的基本原理と材料強度学の基礎に立脚している
ので拡張性に優れている

1. Validity of Procedure for Plastic Collapse Assessment of Local Thin Area near Vessel and Nozzle Intersections Subjected to Internal Pressure and External Loadings, K. Oyamada, S. Konosu, T. Miyashita and T. Ohno, PVP2015-45512, 2015/07/21
2. Procedure for Plastic Collapse Assessment of a Local Thin Area near Vessel and Nozzle Intersections Subjected to Internal Pressure and External Loadings, S. Konosu, K. Ogasawara and K. Oyamada PVP2015-45538, 2015/07/21
3. Multiple Fatigue Crack Growth Prediction Using Stress Intensity Factor Solutions Modified by Empirical Interaction Factors, S. Konosu, K. Kasahara, Trans. of ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, 134, 011404, 2012/02.
4. Fatigue Crack Growth Prediction Using Stress Intensity Factor Solutions Modified by Empirical Interaction Factors, S. Konosu, K. Kasahara, Trans. of ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, 134, 011404, 2012/02.
5. Plastic Interaction Factors on Failure Assessment Diagram, S. Konosu, Strength, Fracture and Complexity, 7, 309-314, 2012
6. Development of A Plastic Collapse Assessment Procedure in the p-M Diagram Method for Pipe Bends with a Local Thin Area under Combined Internal Pressure and External In-plane Bending Moment, K. Oyamada, S. Konosu, T. Ohno, Nuclear Engineering and Design, 247, 42-47, 2012/05
7. Buckling Assessment Procedure for Large Diameter Vessel with Multiple Local Thin Areas Subjected to External Moment, N. Mukaimachi, S. Konosu, Nuclear Engineering and Design, 241, 3632-3644, 2011/08
8. 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, K. Oyamada, S. Konosu, T. Ohno, International Journal of Pressure Vessels and Piping, 8, 1-11, 2011/08
9. Assessment of Overlapped Internal and External Volumetric Flaws in p-M Diagram, S. Konosu, H. Miyata, Trans. of ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, 133/3, 031208, 2011/06
10. Validity of Assessment Procedure in p-M Method for Multiple Volumetric Flaws, S. Konosu, M. Kano, N. Mukaimachi, S. Kanamaru, Trans. of ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, 132/2, 021402, 2010/02.
11. Proposal of acceptance criterion for plastic collapse assessment rule on local metal loss, K. Oyamada, S. Konosu, H. Miyata and T. Ohno, Strength, Fracture and Complexity, 6/ 3, 115-127, 2010/11
12. Approximation Expressions of Stress Intensity Factor Interaction for Non-Aligned Unequal Parallel Cracks, S. Konosu and K. Kasahara, The 12th International Conference on pressure Vessel Technology, T3D.4, 1-13, 2009/09

公表論文(続き) : 欧文だけに限っても全20編に纏めて、全て導出過程を明らかにしている

13. Discussion on a Comparative Study among FFS Rules, K. Oyamada, S. Konosu and T. Ohno, PVP2009, 77606 -1-15, 2009/07
14. Plastic collapse assessment procedure for vessels with deep local thin area subjected to internal pressure, N. Mukaimachi and S. Konosu, Nuclear Engineering and Design, 239, 1171-1179, 2009/07
15. Assessment Procedure for Multiple Cracklike Flaws in Failure Assessment Diagram(FAD), S. Konosu, Trans. of ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, 131/4, 041402, 2009/06.
16. Assessment Procedure for Multiple Volumetric Flaws in p-M Diagram, S. Konosu, Trans. of ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, 131/3, 031407, 2009/06.
17. Plastic Collapse Load for Vessel With External Flaw Simultaneously Subjected to Internal Pressure and External Bending Moment: Experimental and FEA Results, S. Konosu, M. Kano, N. Mukaimachi, H. Komura, H. Takada, Trans. of ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, 131/2, 021206, 2009/01
18. Buckling assessment procedure for large diameter vessel with local thin area subjected to combined pressure and external moment, N. Mukaimachi, S. Konosu, Nuclear Engineering and Design, 239, 221-230, , 2009/01/25
19. Deployment of Simplified Plastic Collapse Assessment Procedure for Elbow with an External Surface Flaw Simultaneously Subjected to Internal Pressure and External Bending Moment, K. Oyamada, S. Konosu, ASME PVP2008, 2008/07/27
20. Plastic Collapse Assessment Procedure for Internal Pressure and External Bending Moment, S. Konosu, N. Mukaimachi, Trans. of ASME, Journal of Pressure Vessel Technology, 130/1, 011207, 2008/02.

一方、API579は、

An Overview and Validation of the Fitness-For-Service Assessment Procedures for Local Thin Area, J. L. Janelle and D. A. Osage, Welding Research Council Bulletin 505, (2005),

での公表があるが、参照応力の式の導出過程については、この論文でも触れられておらず、これまでY. Ishizaki et al., PVP2020-21085&21086 以外は一切公表されていない

9C.5.4.1 The Reference Stress (References [1], [3]):

$$\sigma_{ref} = \frac{P_b + \left[P_b^2 + 9 \left(M_s \cdot P_m \cdot (1-\alpha)^2 \right)^{0.5} \right]}{3(1-\alpha)^2} \quad (9C.62)$$

引用先を調べても√ 内が4乗となる上式は見当たらない

p-M法（HPIS Z101-2）における適切性 （続き4）

p-M法では、力学の基本原則である「釣合式」を欠陥のある場合に対して適用拡大して導かれている。
（したがって、構造規格で広く用いられている構成式に、欠陥深さをゼロとすれば基本的に一致する）



基本原則に基づいているため、今後への適用拡大が可能であり、現場技術者による更なるFFS技術創出が可能となり、日本の技術者育成にも役立つ



不必要な補修・取替や検査とそれに伴うシャットダウンを軽減し、生産性を上げることにより日本企業の国際競争力を大幅に向上・強化する



国内に留まらず、国外に対しても日本の独自のFFS技術として広め、日本の技術的優位性をアピールできる