

WES 2820 : 20xx

WES

圧力設備の供用適性評価方法-減肉評価

Fitness-For-Service assessment procedure for
pressure equipment - Metal loss assessment

WES 2820 : 20xx

令和 xx 年 x 月 x 日 改正

一般社団法人 日本溶接協会

The Japan Welding Engineering Society

WES 2820（圧力設備の供用適性評価方法－減肉評価）

原案作成委員会 構成表

	氏 名	所 属
(委員長)	南 二三吉	大阪大学 名誉教授
(幹事)	戒 田 拓 洋	住友化学株式会社
(委員)	松 田 裕	一般社団法人日本ボイラ協会
〃	山 口 篤	独立行政法人労働者健康安全機構
〃	三 浦 晃	労働安全衛生総合研究所
〃	石 崎 陽 一	ENEOS 株式会社
〃	三 浦 安 史	出光興産株式会社
〃	今 福 孝 明	石油連盟
〃	津 野 和 裕	石油化学工業協会
〃	猪 瀬 幸 太 郎	レイズネクスト株式会社
〃	三 本 嵩 哲	株式会社 IHI
〃	永 田 聡	千代田化工建設株式会社
〃	金 丸 伸 一 郎	東洋エンジニアリング株式会社
〃	大 原 良 友	日揮グローバル株式会社
(事務局)	山 出 雄 介	大原技術士事務所 一般社団法人日本溶接協会

原案作成委員会 分科会（WG） 構成表

	氏 名	所 属
(主査)	戒 田 拓 洋	住友化学株式会社
(委員)	南 二三吉	大阪大学 名誉教授
〃	田 原 隆 康	T&T テクノロジー
〃	山 口 篤	独立行政法人労働者健康安全機構
〃	金 丸 伸 一 郎	労働安全衛生総合研究所
〃	周 潤 澤	日揮グローバル株式会社
〃	永 田 聡	千代田化工建設株式会社
〃	石 崎 陽 一	東洋エンジニアリング株式会社
〃	戸ヶ崎 祐	出光興産株式会社
〃	高 橋 準 也	出光興産株式会社
〃	飯 島 悟	住友化学株式会社
〃	齋 藤 康 己	ENEOS 株式会社
〃	小 林 大 祐	三菱ケミカル株式会社
(事務局)	山 出 雄 介	株式会社 IMC 一般社団法人日本溶接協会

DRAFT

制定年月日 : 平成 27 年 6 月 1 日
改正年月日 : 令和 X 年 X 月 X 日
原案作成委員会 : 一般社団法人日本溶接協会 化学機械溶接研究委員会 (委員長 南 二三吉)
WES 2820 原案作成委員会 (委員長 南 二三吉)
審議委員会 : 一般社団法人日本溶接協会 規格委員会 (委員長 山根 敏)

この規格についてのご意見又はご質問は、一般社団法人日本溶接協会 業務部 (〒101-0025 東京都千代田区神田佐久間町 4-20) にご連絡ください。

なお、WES は、少なくとも 5 年を経過する日までに一般社団法人日本溶接協会 規格委員会の審議に付され、速やかに、確認、改正又は廃止されます。

DRAFT

目次

ページ

1	適用範囲	1
2	引用規格	1
3	用語及び定義	2
4	記号	4
5	減肉評価に必要な情報	5
6	評価手順	5
7	厚さ測定	8
7.1	厚さ測定の方法	8
7.2	厚さ測定の留意事項	8
7.3	厚さ測定の手順	8
8	減肉特性化	11
8.1	一般	11
8.2	全面減肉特性化	13
8.3	局部減肉特性化	18
9	全面減肉評価に用いる最高許容圧力	22
10	局部減肉評価における評価指標の算定	22
10.1	一般	22
10.2	軸方向断面の評価	22
10.3	周方向断面の評価	24
11	判定	27
11.1	全面減肉評価の判定	27
11.2	局部減肉評価の判定	27
12	処置	28
13	記録	29
附属書 A (規定)	サプリメンタル荷重を受ける円筒胴の断面特性計算手順	30
附属書 B (規定)	KHK S 0861 又は KHK S 0862 の適用対象設備に対する特記事項	33
附属書 C (参考)	外面に腐食減肉が発見された圧力容器の供用適性評価の例題	34
附属書 D (参考)	内面に腐食減肉が発見された圧力容器の供用適性評価の例題	42
附属書 E (参考)	耐震評価に基づく供用適性評価の例題	57
附属書 F (参考)	円筒胴と管台との接続部の内面に腐食減肉が発見された圧力容器の供用適性評価の例題	73
解説		82

まえがき

この規格は、一般社団法人日本溶接協会（以下、協会という。）の定款及び諸規定に基づいて規格案が作成され、パブリックコメント公募を経て規格委員会の審議及び理事会によって承認された日本溶接協会規格（**WES**）である。

当協会は、この規格に関する説明責任を有するが、この規格に基づいて使用又は保有したことから生じるあらゆる経済的損害、損失を含め、一切の間接的、付随的、また結果的損失、損害についての責任を負わない。また、この規格に関連して主張される特許権及び著作権などの知的財産権の有効性を判断する責任も、それらの利用によって生じた知的財産権の侵害に係る損害賠償請求に応ずる責任ももたない。そうした責任は、全てこの規格の利用者にある。

この規格の内容の一部又は全部を他書に転載する場合には、当協会の許諾を得るか、又はこの規格からの転載であることを明示のこと。このような処置がとられないと、著作権及び出版権の侵害となり得る。

（DRAFT）

DRAFT

DRAFT

日本溶接協会規格

圧力設備の供用適性評価方法-減肉評価

Fitness-For-Service assessment procedure for pressure equipment
— Metal loss assessment

1 適用範囲

この規格は、検査によって耐圧部の内面又は外面に、きず又は損傷が発見された圧力設備の次回検査までの継続供用、補修、取替えなどの対応策の決定に適用する供用適性評価方法のうち、減肉評価に特化した評価手順について規定する。

この規格は、一般に認められた設計・構造規格によって製作された常圧貯槽を含む圧力設備の耐圧部に適用する。減肉評価の対象は、次の **a)～c)** によって生じるきず又は損傷、及び **d)** とする。

- a)** 腐食
- b)** 磨耗
- c)** エロージョン・コロージョン
- d)** 検査によって発見されたきず又は損傷をグラインダなどで滑らかにしたもの

ただし、次の圧力設備には適用しない。

- ・ クリーブ温度域で運転される圧力設備
- ・ 疲労設計された圧力設備
- ・ 外圧を受ける圧力設備
- ・ 次のいずれかに該当する圧力設備
 - 残存厚さが公称厚さの 20 %未満
 - 残存厚さが 2.5 mm 未満（圧力容器の場合）
 - 残存厚さが 1.2 mm 未満（配管の場合）
- ・ 先端の鋭いきずを含む圧力設備

注記 先端の鋭いきずとは、溶接割れ、融合不良、未溶着部、アンダカットなどの溶接欠陥、疲労亀裂、応力腐食割れ、引掻ききずなどである。

2 引用規格

次に掲げる引用規格は、この規格に引用されることによって、その一部又は全部がこの規格の要求事項を構成している。これらの引用規格は、その最新版（追補版を含む。）を適用する。

JIS B 0190 圧力容器の構造に関する共通用語

JIS B 8201 陸用鋼製ボイラー構造

JIS B 8265 圧力容器の構造—一般事項

JIS B 8267 圧力容器の設計**WES 7700-1** 圧力設備の溶接補修 第1部：一般**WES 7700-2** 圧力設備の溶接補修 第2部：きず除去と肉盛溶接補修**WES 7700-3** 圧力設備の溶接補修 第3部：窓形溶接補修**WES 7700-4** 圧力設備の溶接補修 第4部：外面当て板溶接補修**3 用語及び定義**

この規格で用いる主な用語及び定義は、次によるほか、**JIS B 0190** 及び **WES 7700-1** による。

3.1**計算厚さ**, $t_{\min}$ (calculated thickness)

圧力設備の耐圧部材の必要厚さで、適用規格に定められた手順で計算される厚さ

3.2**減肉特性形状** (critical thickness profile, CTP)

減肉部の詳細厚さ測定による厚さ測定点の最深部を結んで、軸方向断面と周方向断面とにそれぞれ投影した減肉形状

3.3**将来腐れ代**, t_{FCA} (future corrosion allowance, FCA)

部材の次回検査までの供用期間に見込まれる腐れ代

3.4**供用適性評価 (FFS 評価)** (Fitness-For-Service assessment)

検査によってきず又は損傷が発見された圧力設備において、次回検査までの継続供用可否の判定を行い、適切な処置を決定する方法

3.5**減肉** (metal loss)

腐食などによる部材の厚さの減少

3.6**減肉評価** (metal loss assessment)

検査によって発見されたきず又は損傷を、一様な全面減肉、又は局所的な矩形減肉に特性化して、当該設備の継続供用可否の判定を行う方法

3.7**減肉特性化** (metal loss characterization)

検査によって発見されたきず又は損傷を減肉評価 (3.6) に用いる形状・寸法に置き換えること

3.8**主要構造不連続部** (major structural discontinuity)

鏡板と胴との接続部、フランジと胴との接続部、胴と管台との接続部、径又は厚さの異なる胴の接続部、スカート、サドルなどの支持構造物と胴との接続部、内圧以外の外力が作用する部位など、構造形状の急変によって応力又はひずみ集中が生じる部位

3.9**最高許容圧力, p_{MAW} (maximum allowable working pressure)**

評価温度における, 適用規格で許容される最高の運転圧力

3.10**最高許容液面高さ, h_{MF} (maximum fill height)**

適用する規格で許容される, 常圧貯槽の内容物の最高液面高さ

3.11**健全部 (region away from metal loss)**

減肉部から十分離れたきず又は損傷がない箇所

3.12**残存強度係数, R_{SF} (remaining strength factor)**

減肉がある場合と減肉がない場合との塑性崩壊荷重の比

3.13**残存厚さ比, R_t (remaining thickness ratio)**

減肉部の厚さと健全部 (3.11) の厚さとの比

注釈 1 残存厚さ比の計算に用いる厚さは, 測定厚さから将来腐れ代 (3.3) を減じたものとする。

3.14**再定格 (rerating)**

圧力設備の設計時に定めた温度及び／又は圧力を変更すること

注釈 1 供用適性評価 (3.4) による判定の結果が不合格となった設備に対する処置方法の一つ。

3.15**シェルパラメータ (shell parameter)**

内径及び厚さを用いて無次元化した減肉長さ

3.16**サプリメンタル荷重 (supplemental loads)**

圧力設備が受ける内外圧以外の荷重で, 自重, 配管荷重, 地震・風荷重など

3.17**タイプ A 部位 (Type A components)**

荷重と計算厚さ (3.1) とを明確に関連付ける式が与えられている部位

3.18**タイプ B 部位 (Type B components)**

荷重と計算厚さ (3.1) とを明確に関連付ける式が与えられていない部位で, 適用規格によって許容される構造が定められている部位

3.19**タイプ C 部位 (Type C components)**

荷重と計算厚さ (3.1) とを明確に関連付ける式が与えられていない部位で, 適用規格によって許容される構造が定められていない部位

4 記号

この規格で用いる主な記号は、表 1 による。

表 1—記号及びその意味

記号	単位	記号の意味
c	mm	周方向減肉長さ。球形容器及び全半球形鏡板の場合は鉛直方向の減肉長さ。
D	mm	内径。ただし、評価対象となる耐圧部が円すい胴の場合には、きず又は損傷が生じた位置での内径、鏡板の場合には設計時に用いられる相当径。内面減肉については、これらの寸法は将来腐れ代の 2 倍を加えた値とする。
F	N	円筒胴又は円すい胴が受ける軸方向荷重
F_s	N	円筒胴又は円すい胴が受けるせん断荷重
g_d	mm	溝の最大深さ
g_w	mm	溝の幅
L	mm	減肉平均化長さ（減肉部厚さの平均化長さ）
l_d	mm	主要構造不連続部からきず又は損傷までの距離
l_g	mm	測定グリッド間隔
M_T	N・mm	円筒胴又は円すい胴が受けるトルク
M_x	N・mm	円筒胴又は円すい胴が受ける曲げモーメント
M_y	N・mm	M_x と直交する方向に受ける曲げモーメント
p	MPa	評価に用いる圧力
p_{MAW}	MPa	圧力設備の最高許容圧力
Q	—	減肉平均化長さを求める際に用いる係数
R_{SF}	—	残存強度係数
R_t	—	残存厚さ比
S_e	N/mm ²	軸方向減肉評価における応力の許容値
s	mm	軸方向減肉長さ。球形容器及び全半球形鏡板の場合は水平方向の減肉長さ。
t	mm	健全部の測定厚さ
t_a	mm	平均測定厚さ
t_a^c	mm	周方向平均測定厚さ
t_a^s	mm	軸方向平均測定厚さ
t_c	mm	健全部の測定厚さから将来腐れ代を減じたもの ($t - t_{FCA}$)
t_{FCA}	mm	将来腐れ代
t_l	mm	局部減肉厚さ（局所的な矩形減肉に特性化した部位の残存厚さ）
t_{min}	mm	計算厚さ (t_{min}^c と t_{min}^s との大きい方)
t_{min}^c	mm	周方向断面に対する計算厚さ（内圧及びサプリメンタル荷重を考慮）
t_{min}^s	mm	軸方向断面に対する計算厚さ（内圧を考慮）
t_m	mm	最小測定厚さ
α	度	円すい胴の頂角の 1/2（円筒胴の場合は $\alpha = 0$ ）
η	—	溶接継手効率
λ_c	—	周方向のシェルパラメータ
λ_s	—	軸方向のシェルパラメータ
σ_a	N/mm ²	許容引張応力
σ_c	N/mm ²	周方向応力

表 1—記号及びその意味（続き）

記号	単位	記号の意味
σ_e	N/mm ²	ミーゼス応力
σ_s	N/mm ²	軸方向応力
σ_Y	N/mm ²	降伏点又は 0.2 %耐力
τ	N/mm ²	せん断応力

5 減肉評価に必要な情報

減肉評価に必要な情報は、次のとおりである。

- a) 部材の形状及び寸法
- b) 減肉の形状及び位置
- c) 評価に用いる圧力 p ，又は液面高さ h
- d) 評価温度
- e) 溶接継手効率 η 及び評価温度における許容引張応力 σ_a
- f) 計算厚さ $t_{\min}$ （タイプ A 部位の全面減肉評価でのみ使用）
- g) 評価温度における材料の降伏点又は 0.2%耐力 σ_Y （タイプ A 部位の局部減肉評価でのみ使用）
- h) 将来腐れ代 t_{FCA}

注記 将来腐れ代は，健全部と減肉部とで異なる値を適用してもよい。

- i) サプリメンタル荷重から生じる力及びモーメント F, F_s, M_x, M_y, M_T

6 評価手順

6.1 一般

圧力設備の供用適性評価は、図 1 に示す手順で行う。きず又は損傷が発見された部位について、表 2 に従いタイプ A、タイプ B、又はタイプ C の分類を行った後、全面減肉評価，又は局部減肉評価を適用する。図 1 は、全面減肉評価の後に局部減肉評価を適用する手順としているが、全面減肉評価を行わず、局部減肉評価のみ行ってもよい。なお、評価対象設備が常圧貯槽の場合には、 p_{MAW} を最高許容液面高さ h_{MF} に読み替える。

タイプ A 部位では全面減肉評価又は局部減肉評価を適用することができる。全面減肉評価の結果、不合格となった場合には局部減肉評価を適用する。一方、タイプ B 部位では全面減肉評価のみ適用することができる。不合格となった場合は、箇条 12 に従って適切な処置を行う。タイプ C 部位には、この規格を適用しない。

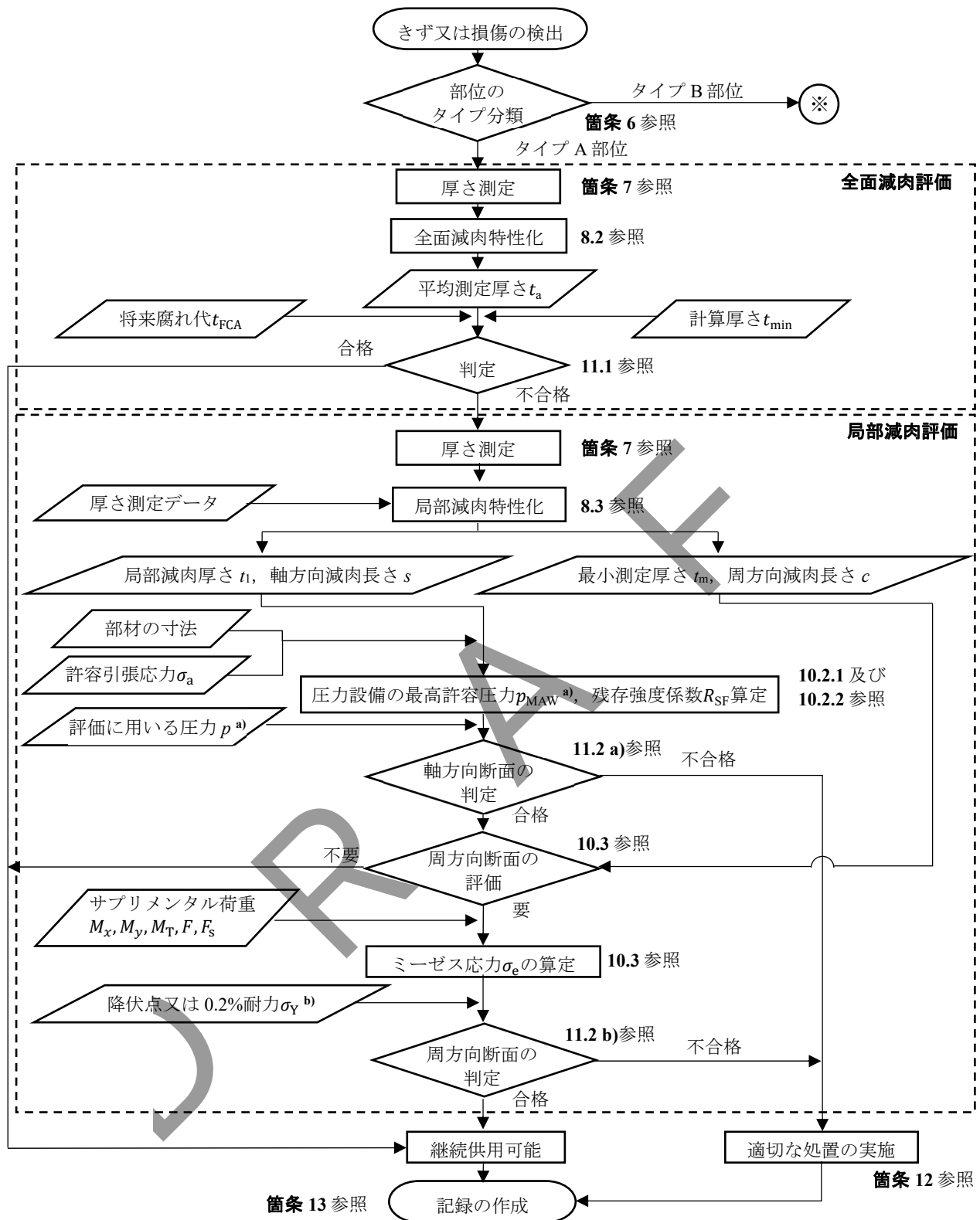
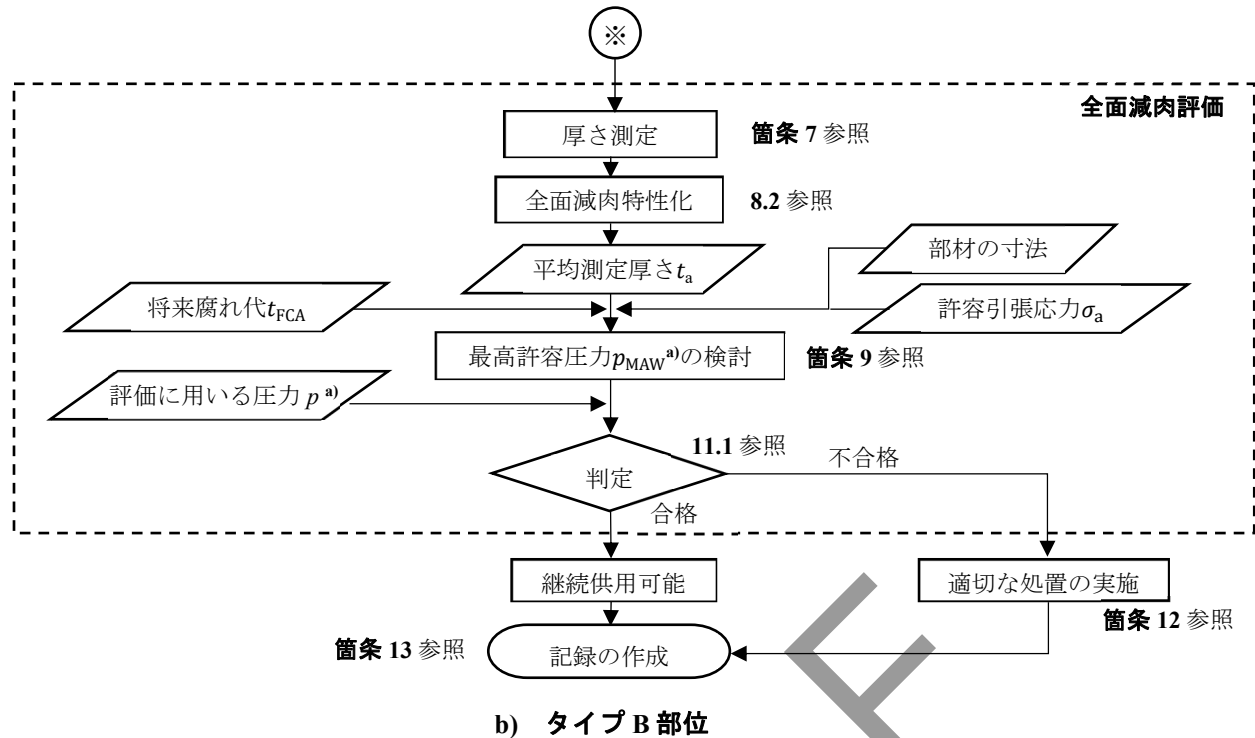


図 1—減肉評価の手順



注 ^{a)} 評価対象設備が常圧貯槽の場合には、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。

注 ^{b)} σ_Y は、許容圧縮応力の算定に用いる。

図 1—減肉評価の手順（続き）

表 2—部位のタイプ分類

部位の種類	部位のタイプ ^{a)}
a) 圧力容器の円筒胴，円すい胴	A
b) 球形圧力容器，球形貯槽	
c) 全半球形，半だ円形，皿形の鏡板	
d) 配管の直管部	
e) 取付物のないエルボ，曲げ管	
f) 常圧貯槽の側板	
g) 胴と管台との接続部	B
h) 円すい胴と円筒胴との接続部	
i) フランジ部	
j) 圧力容器とスカートとの接続部	C
k) 圧力容器とラグサポートとの接続部	
l) 貯槽の底板と側板との接続部	
注 ^{a)} 3.17, 3.18 及び 3.19 参照。	

6.2 全面減肉評価

一様な全面減肉に特性化（全面減肉特性化）し，計算厚さ t_{min} ，又は圧力設備の最高許容圧力 p_{MAW} によ

る当該設備の次回検査までの継続供用可否の判定を行う。

6.3 局部減肉評価

局部的な矩形減肉に特性化（局部減肉特性化）し、当該設備の次回検査までの継続供用可否の判定を行う。まず、軸方向断面について、残存強度係数 R_{SF} 及び p_{MAW} による判定を行う。次に、周方向断面について、ミーゼス応力 σ_e による判定を行う。

7 厚さ測定

7.1 厚さ測定の方法

次の a)～c) に示す厚さ測定の方法を、きず又は損傷の特徴、部位のタイプ、及び減肉評価の方法に応じて使い分ける。

a) **点厚さ測定** 点厚さ測定は、タイプ A 部位の全面減肉評価に用いる。測定の手順は、7.3.1 による。

b) **詳細厚さ測定** 詳細厚さ測定は、次の 1)～3) の減肉評価に用いる。

- 1) タイプ A 部位の全面減肉評価
- 2) タイプ B 部位の全面減肉評価
- 3) タイプ A 部位の局部減肉評価

測定の手順は、7.3.2 による。

c) **溝状きず深さ測定** 溝状きず深さ測定は、タイプ A 部位の局部減肉評価に用いる。測定の手順は、7.3.3 による。

7.2 厚さ測定の留意事項

点厚さ測定では、減肉形状が把握できるように厚さ測定点を設定する。また、点厚さ測定の結果、最小測定厚さ t_m が平均測定厚さ t_a の 90% 未満となる場合には、減肉の凹凸が大きいと判断されるため、詳細厚さ測定を適用する。

7.3 厚さ測定の手順

7.3.1 点厚さ測定

次の手順で各点の厚さを求める。

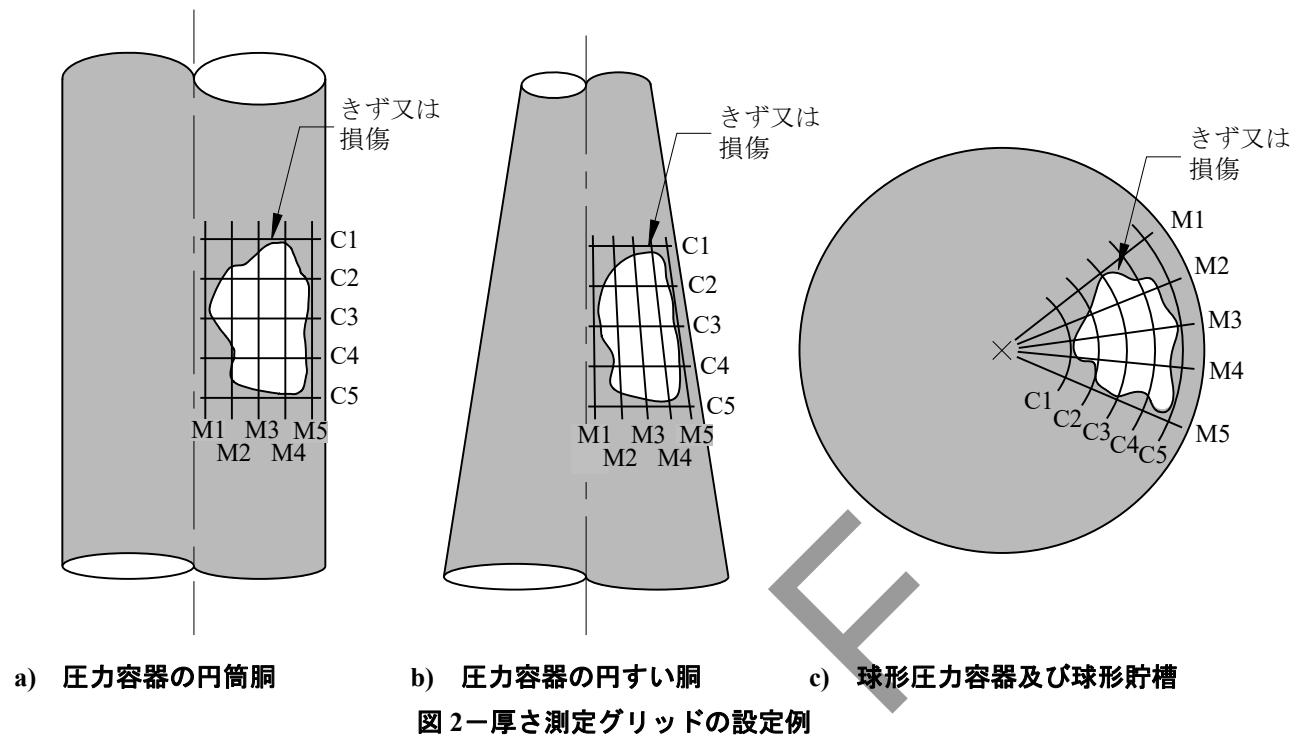
- a) 減肉の評価範囲を設定する。
- b) 減肉の程度及び最小厚さが把握できるように測定点を設定し、厚さを測定する。

7.3.2 詳細厚さ測定

次の手順で、軸方向断面及び周方向断面の減肉特性形状（critical thickness profile, CTP）を求める。

- a) 減肉の範囲を設定し、健全部の測定厚さ t を求める。
- b) 減肉を覆う範囲に測定グリッドを設定する。測定グリッドは図 2 に示すように、評価対象部位の軸方向及び周方向に測定線を引いて設定する。測定グリッドは、事前に測定された減肉の最小厚さ位置を通り、減肉の全体像が把握できるように測定グリッド間隔 l_g を設定する。 l_g の目安を式(1)に示す。

$$l_g = \min[2t, 25] \text{ mm} \quad \cdots \cdots \cdots (1)$$



- c) 測定グリッド交点において、厚さ測定を実施する。測定データの記録表の例を、表 3 に示す。

表 3—詳細厚さ測定による厚さ測定データの記録表の例

		周方向の測定線番号							
		C1	C2	C3	C4	C5	...	...	Cn
軸方向の 測定線番号	M1								
	M2								
	...								
	...								
	Mm								

- d) 周方向の各測定線の最小厚さ測定点を、図 3 の a) に示すように結線し、その断面を軸方向に平行な面に正射影し、得られる形状を軸方向断面の CTP とする。同様に、周方向断面の CTP を図 3 の b) に示すように求める。

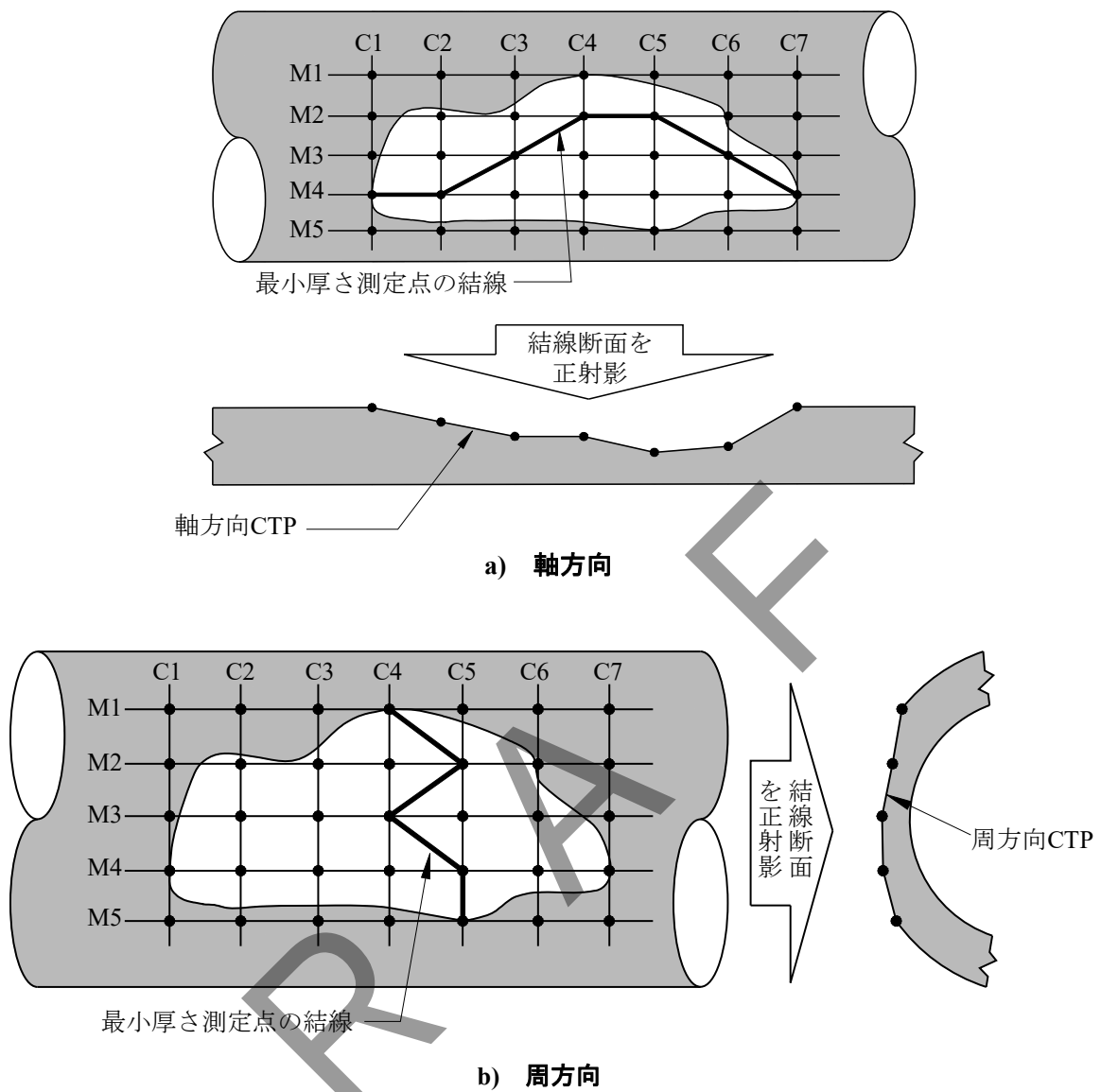


図3—最小厚さ測定点の結線及びCTP

7.3.3 溝状きず深さ測定

図 4 に示すように、溝の長さ g_l 、幅 g_w 及び深さ g_d を求める。ただし、 g_d 及び g_w は、溝状きずの最も深い位置で測定する。

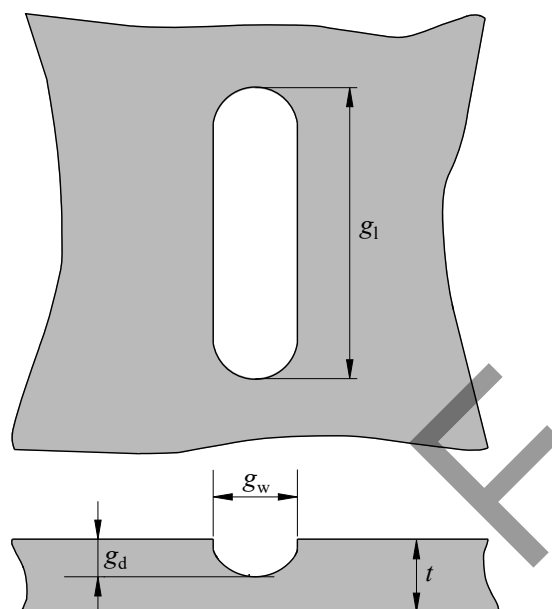


図 4—溝状きずの深さ測定

8 減肉特性化

8.1 一般

厚さ測定の結果から、全面減肉特性化を行う場合には、全体が一様に減肉した形状に表現する。局部減肉特性化を行う場合には、減肉を軸方向断面及び周方向断面（球形の容器類の場合には、減肉長さが最も長くなる断面）に正射影し、それぞれの断面において矩形化して表現する。全面減肉特性化の手順を 8.2 に、局部減肉特性化の手順を 8.3 に示す。円筒胴の場合の減肉特性化の例を図 5 に示す。

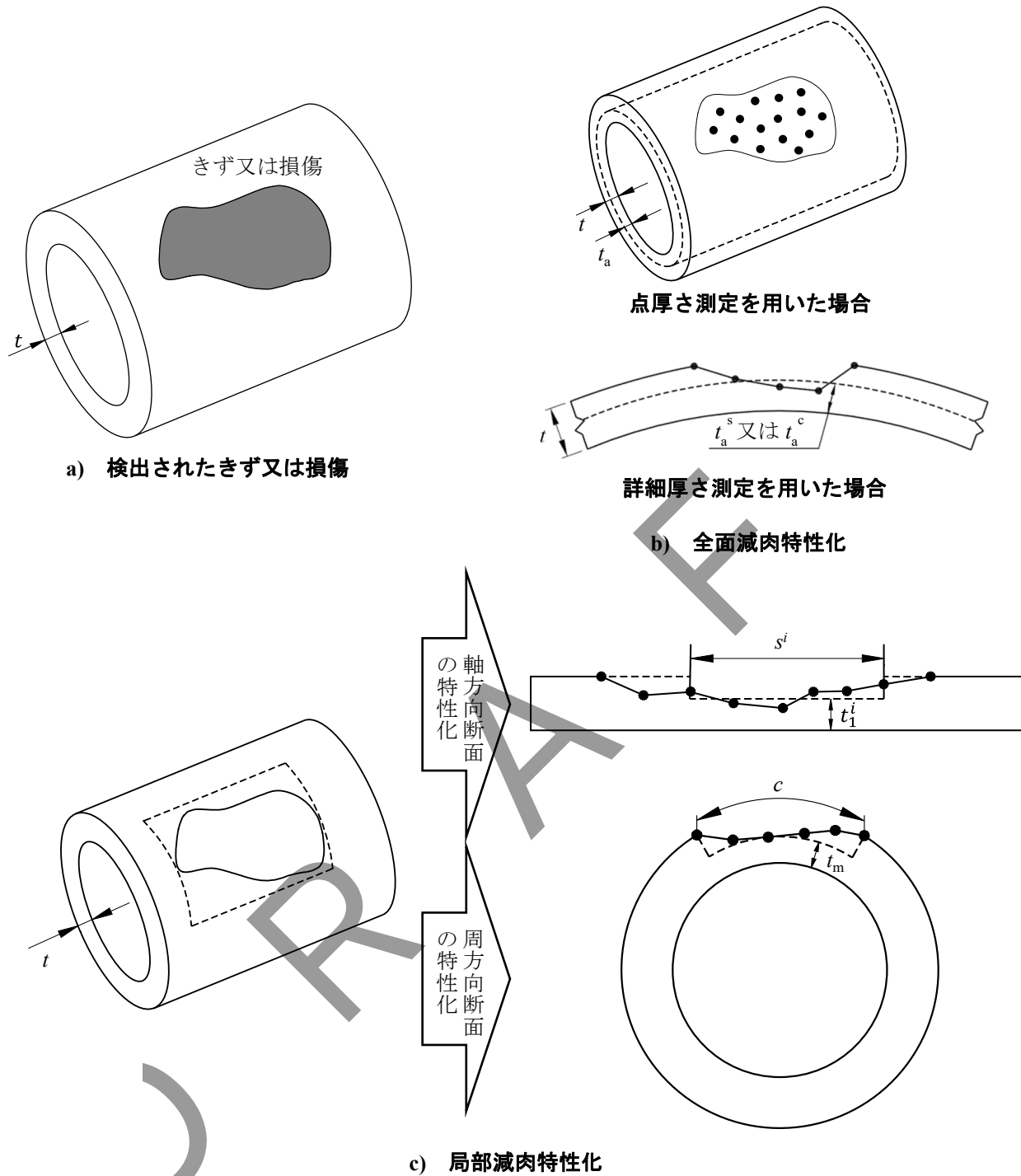


図 5ー減肉特性化の例（円筒胴の場合）

8.2 全面減肉特性化

8.2.1 全面減肉評価の留意事項

きず又は損傷からタイプ C 部位までの距離 l_d を測定し、それぞれが $1.8\sqrt{Dt_c}$ 以上の場合に全面減肉評価を適用できる。

8.2.2 点厚さ測定による全面減肉特性化の手順

各点の測定厚さから平均測定厚さ t_a 、及び最小測定厚さ t_m を求める。

8.2.3 詳細厚さ測定による全面減肉特性化の手順

a) **タイプ A 部位の場合** CTP から t_m 、軸方向平均測定厚さ t_a^s 及び周方向平均測定厚さ t_a^c を、次の手順で求める。

- 1) 軸方向断面の CTP より軸方向減肉長さ s を、周方向断面の CTP より周方向減肉長さ c を、それぞれ図 6 及び図 7 に示すように求める。また、CTP 各点の厚さのうち、最小値を t_m とする。

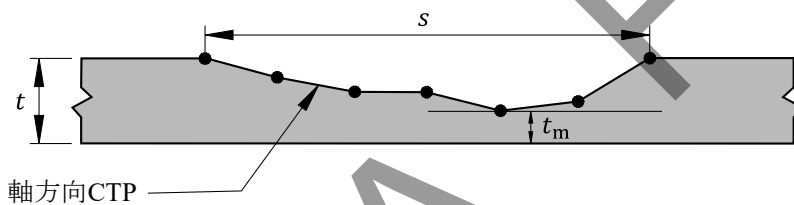


図 6—軸方向断面の CTP 及び軸方向減肉長さ s

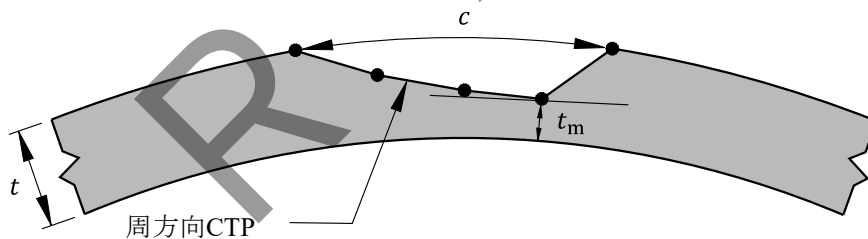
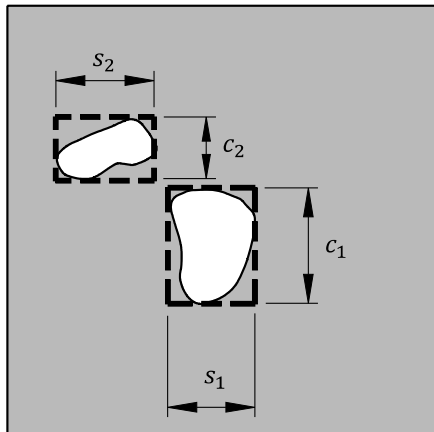


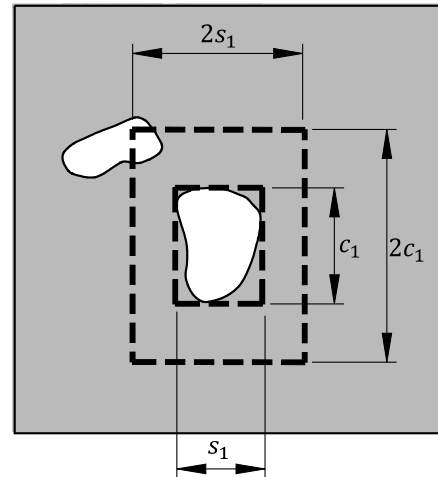
図 7—周方向断面の CTP 及び周方向減肉長さ c

- 2) 減肉が近接して複数存在する場合、図 8 に示すように合体判定を行い、近接領域全体に対する s 及び c を求める。



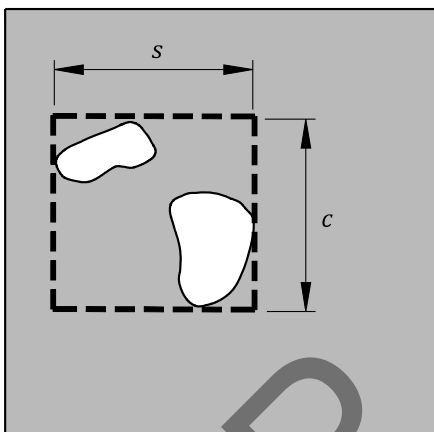
近接する各減肉について s_i 及び c_i を求める。

a) ステップ 1



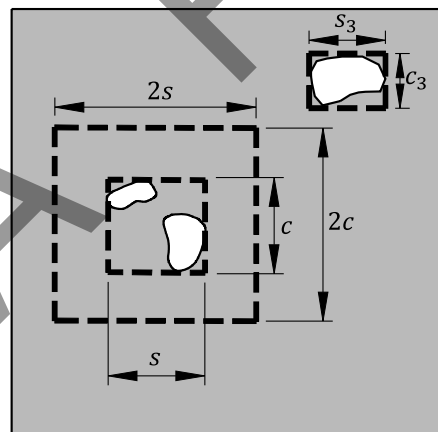
s_i 及び c_i と中心が同じで、それらの2倍の領域を考える。 $2s_i$ 及び $2c_i$ の領域内に近接する減肉が存在するか否かを判定する。

b) ステップ 2



$2s_i$ 及び $2c_i$ の領域に近接する減肉が存在する場合、両者を含む最小矩形領域を描き、新たな s 及び c を設定する。

c) ステップ 3



ステップ 1 からステップ 3 の手順を、近接する減肉がないと判断されるまで繰返し、近接領域全体の s 及び c を設定する。

d) ステップ 4

図 8—近接する減肉の合体判定

- 3) 減肉が存在する部位の減肉平均化長さ L を式(2)で求める。

$$L = Q\sqrt{Dt_c} \dots\dots\dots (2)$$

ただし、 t_c は式(3)で求める。

$$t_c = t - t_{FCA} \dots\dots\dots (3)$$

Q は、式(4)で定義される R_t に対して、 $R_t < 0.9$ の場合は式(5)により求め、 $0.9 \leq R_t \leq 1.0$ の場合は $Q = 50$ とする。

$$R_t = \frac{t_m - t_{FCA}}{t_c} \dots\dots\dots (4)$$

$$Q = \min \left[1.123 \sqrt{\left(\frac{1-R_t}{1-R_t/0.9} \right)^2 - 1}, 50 \right] \dots\dots\dots (5)$$

ここで、

D : 対象部位の内径

t : 健全部の測定厚さ

t_{FCA} : 将来腐れ代

- 4) 軸方向断面の CTP から、3)で求めた L 及び図 9 に基づき、 L の範囲内における t_a^s を求める。同様に、周方向断面の CTP から、 L 及び図 10 に基づき、 L の範囲内における t_a^c を求める。 L の位置は、 t_m が得られた点を含み、 t_a^s 及び t_a^c が最も小さくなるように各断面で設定する。

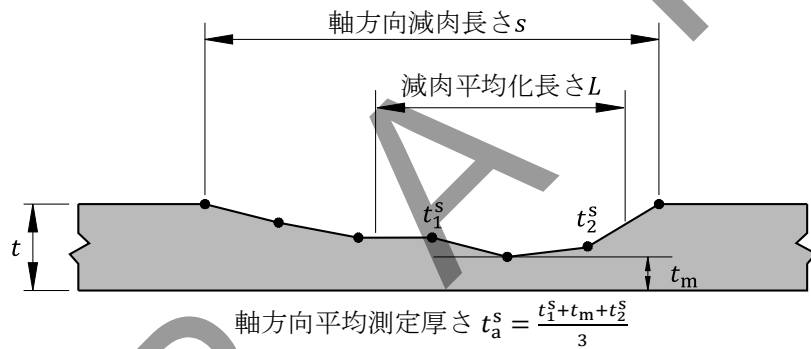


図 9—軸方向平均測定厚さ t_a^s の算出例（ L 内に 3 点の測定点がある場合）

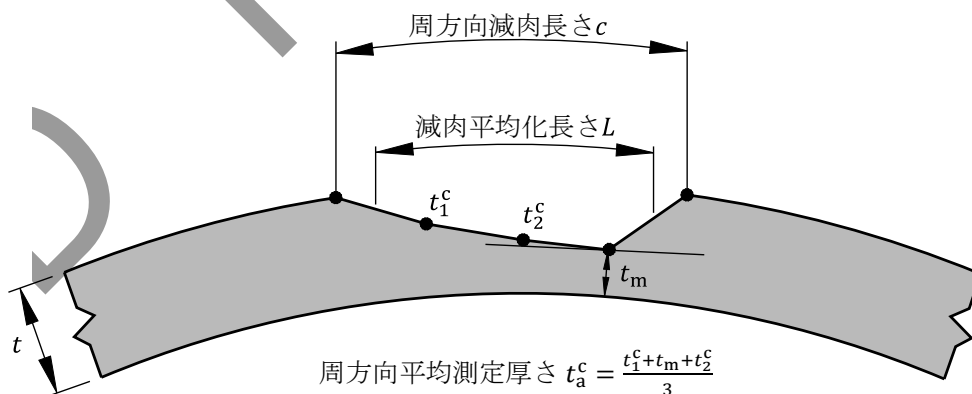
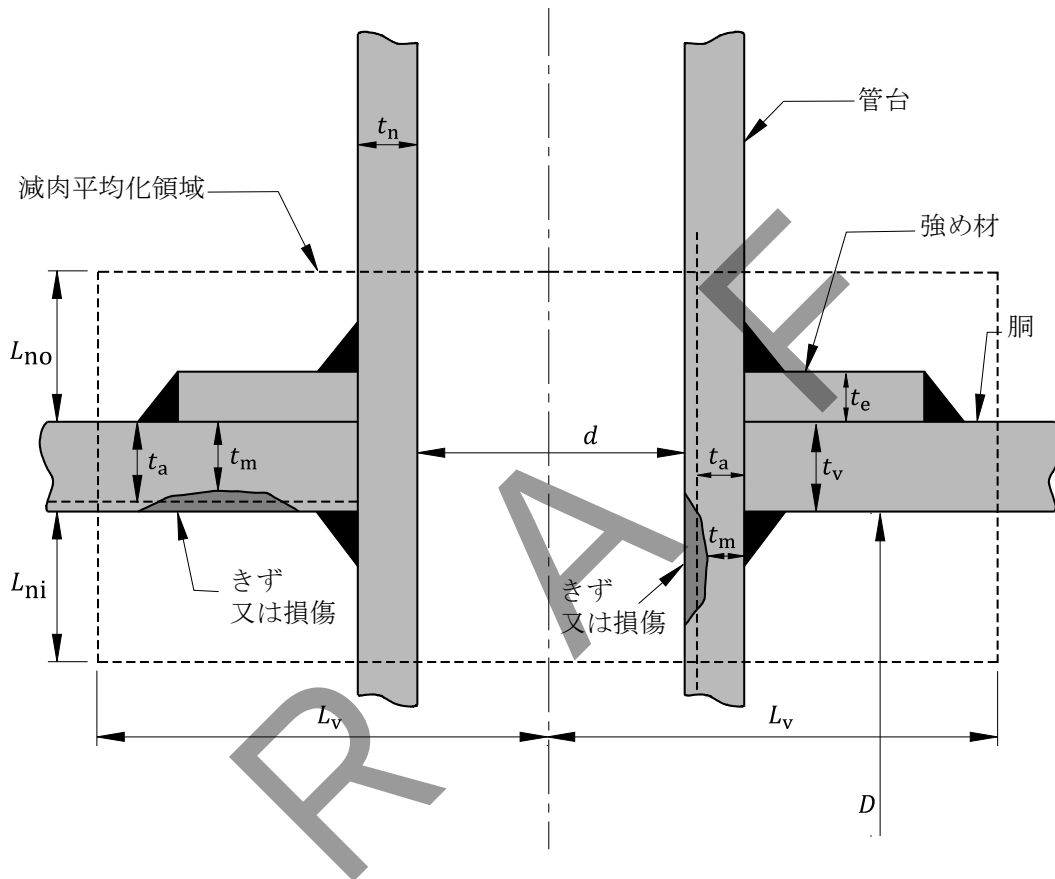


図 10—周方向平均測定厚さ t_a^c の算出例（ L 内に 3 点の測定点がある場合）

b) **タイプB部位の場合** 次の手順で、きず又は損傷が存在する部位の全面減肉特性化を行い、平均測定厚さ t_a 及び最小測定厚さ t_m を求める。

1) **胴と管台との接続部** 図 11 に示すように、きず又は損傷が存在する領域について、水平方向及び垂直方向の減肉平均化長さ L を次のように決定し、各部の t_a 及び t_m を求める。

- ・水平方向：式(2)で算出される L と L_v のいずれか小さい方を L とする
- ・胴外面の垂直方向：式(2)で算出される L と L_{no} の小さい方を L とする
- ・胴内面の垂直方向：式(2)で算出される L と L_{ni} の小さい方を L とする



水平方向の減肉平均化長さ： $L_v = \max[d, (0.5d + t_n + t_v)]$

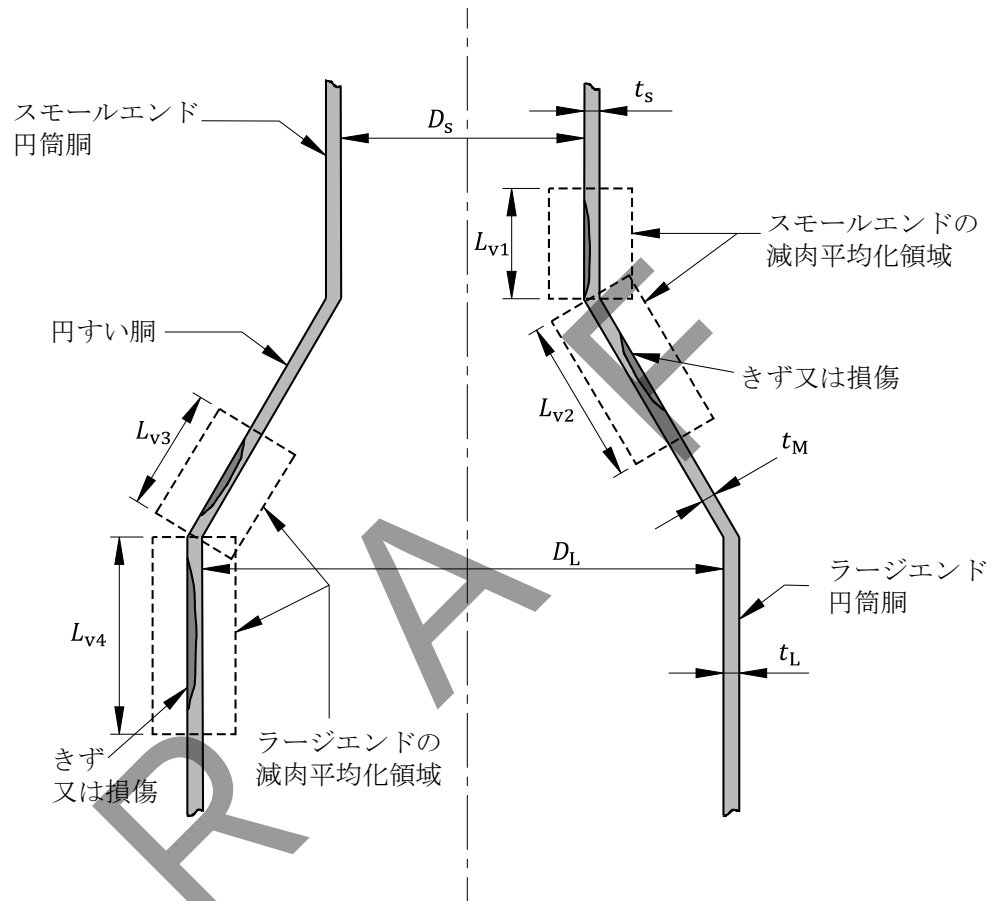
胴外面の垂直方向の減肉平均化長さ： $L_{no} = \min[2.5t_v, (2.5t_n + t_e)]$

胴内面の垂直方向の減肉平均化長さ： $L_{ni} = \min[2.5t_v, 2.5t_n]$

図 11—胴と管台との接続部の減肉特性化

2) 円すい胴と円筒胴との接続部 図 12 に示すように、きず又は損傷が存在する領域について減肉平均化長さ L を次のように決定し、各領域内で t_a 及び t_m を求める。

- ・ スモールエンド円筒胴に減肉がある場合：式(2)で算出される L と L_{v1} の小さい方を L とする
- ・ スモールエンド円すい胴に減肉がある場合：式(2)で算出される L と L_{v2} の小さい方を L とする
- ・ ラージエンド円すい胴に減肉がある場合：式(2)で算出される L と L_{v3} の小さい方を L とする
- ・ ラージエンド円筒胴に減肉がある場合：式(2)で算出される L と L_{v4} の小さい方を L とする



スモールエンド円筒胴の減肉平均化長さ： $L_{v1} = 0.78 \sqrt{\frac{D_s t_s}{2}}$

スモールエンド円すい胴の減肉平均化長さ： $L_{v2} = 0.78 \sqrt{\frac{D_s t_M}{2}}$

ラージエンド円すい胴の減肉平均化長さ： $L_{v3} = 1.0 \sqrt{\frac{D_L t_M}{2}}$

ラージエンド円筒胴の減肉平均化長さ： $L_{v4} = 1.0 \sqrt{\frac{D_L t_L}{2}}$

図 12－円すい胴と円筒胴との接続部の減肉特性化

- 3) **フランジ部** 図 13 に示すように、座面にきず又は損傷がある場合には、座面の幅を減肉平均化長さ L_{vf} とし、式(2)で求めた L 及び L_{vf} の小さい方を座面の L とする。この L の範囲内で座面の t_a 及び t_m を求める。

ハブにきず又は損傷がある場合には、ハブの高さを減肉平均化長さ L_{vh} とし、式(2)で求めた L と L_{vh} の小さい方をハブの減肉平均化長さ L とする。この L の範囲内でハブの t_a 及び t_m を求める。

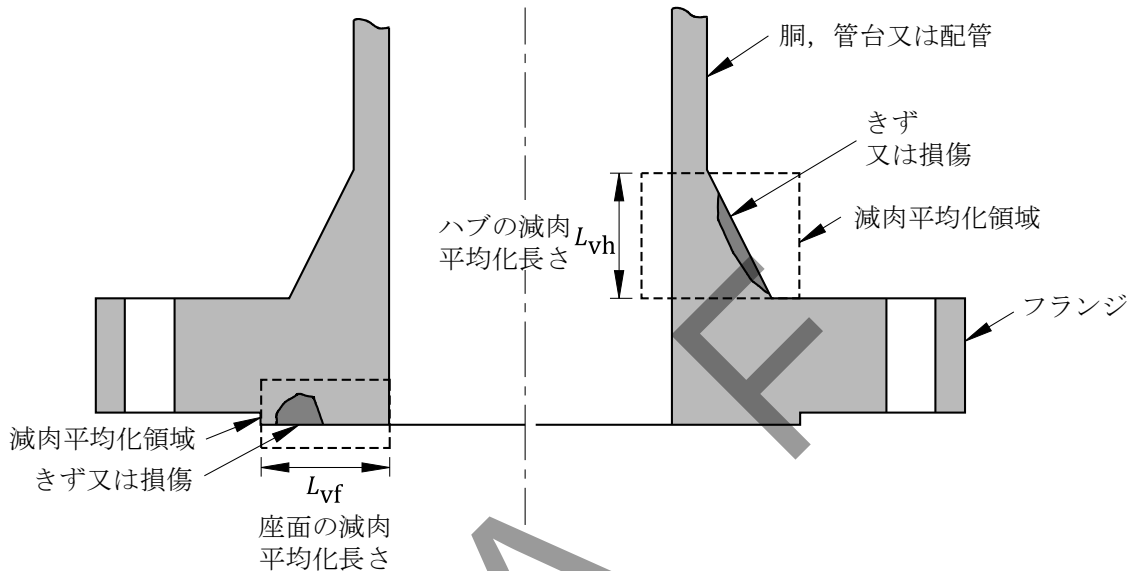


図 13—フランジ部の減肉特性化

8.3 局部減肉特性化

8.3.1 局部減肉評価の留意事項

局部減肉評価の際には、次の a) から c) に留意する。

- a) きず又は損傷から全ての主要構造不連続部（図 14 参照）までの距離 l_d を測定し、それぞれが $1.8\sqrt{Dt_c}$ 以上の場合に局部減肉評価を適用できる。
- b) l_d が $1.8\sqrt{Dt_c}$ 未満の場合でも、次の 1) 及び 2) を満たせば局部減肉評価を適用できる。
 - 1) c 及び s が式(6)を満足する。

$$c \leq 2s \dots\dots\dots (6)$$
 - 2) 主要構造不連続部が、次のいずれかである。
 - ・ 半だ円形の鏡板と胴との接続部
 - ・ 皿形の鏡板と胴との接続部
 - ・ 強め輪と胴との接続部

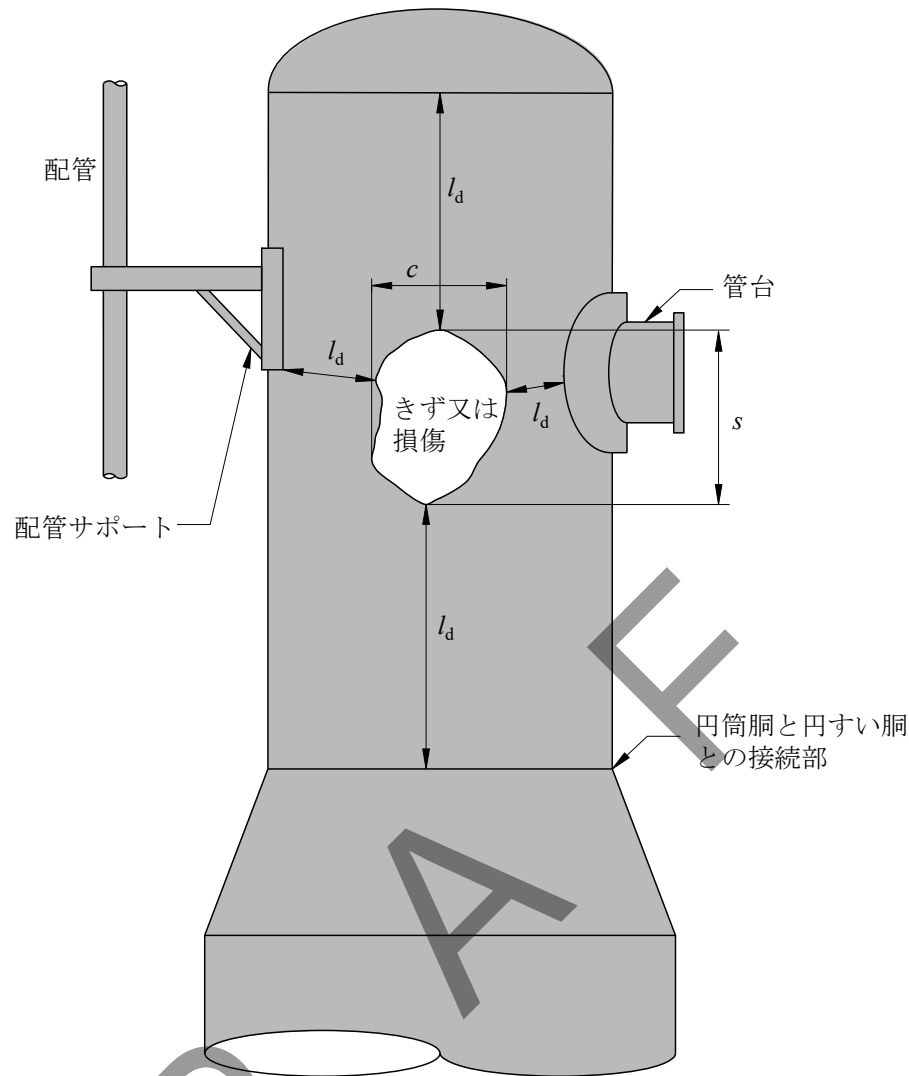


図 14—きず又は損傷から主要構造不連続部までの距離

c) 詳細厚さ測定又は溝状きず深さ測定の結果、次の 1) 又は 2) の場合には、局部減肉評価を適用しない。

1) 式(7)に示す周方向のシェルパラメータ λ_c が 9 より大きい場合

$$\lambda_c = \frac{1.285c}{\sqrt{D t_c}} \dots \dots \dots (7)$$

ここで、周方向減肉長さ c : 8.2.3 の a) によって求める

2) きず又は損傷が溝状きずで、溝の幅 g_w が将来腐れ代を考慮した溝の深さ ($g_d + t_{FCA}$) よりも小さい場合

8.3.2 局部減肉特性化の手順

軸方向断面及び周方向断面の特性化は、次の a) 及び b) の手順に従って行う。

a) 軸方向断面の特性化手順

1) 図 15 に示すように、軸方向断面の CTP 各点の厚さから、将来腐れ代 t_{FCA} を差し引いた CTP を作成する。なお、 t_{FCA} は、健全部と減肉部とで異なる値を適用してもよい。

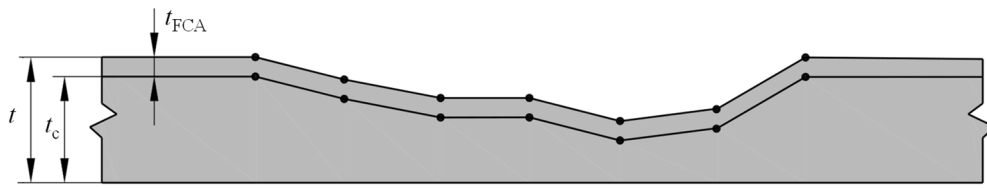


図 15—将来腐れ代を差し引いた CTP

- 2) 1)で作成した CTP 上の各点から任意の 2 点を選択し、その 2 点間の軸方向減肉長さ s^i について、残存断面積 A^i と面積 $(s^i \times t_1^i)$ とが等しくなる等価矩形断面に特性化する。
- 3) 2)を CTP 上の 2 点の全組合せについて行う (図 16 参照)。

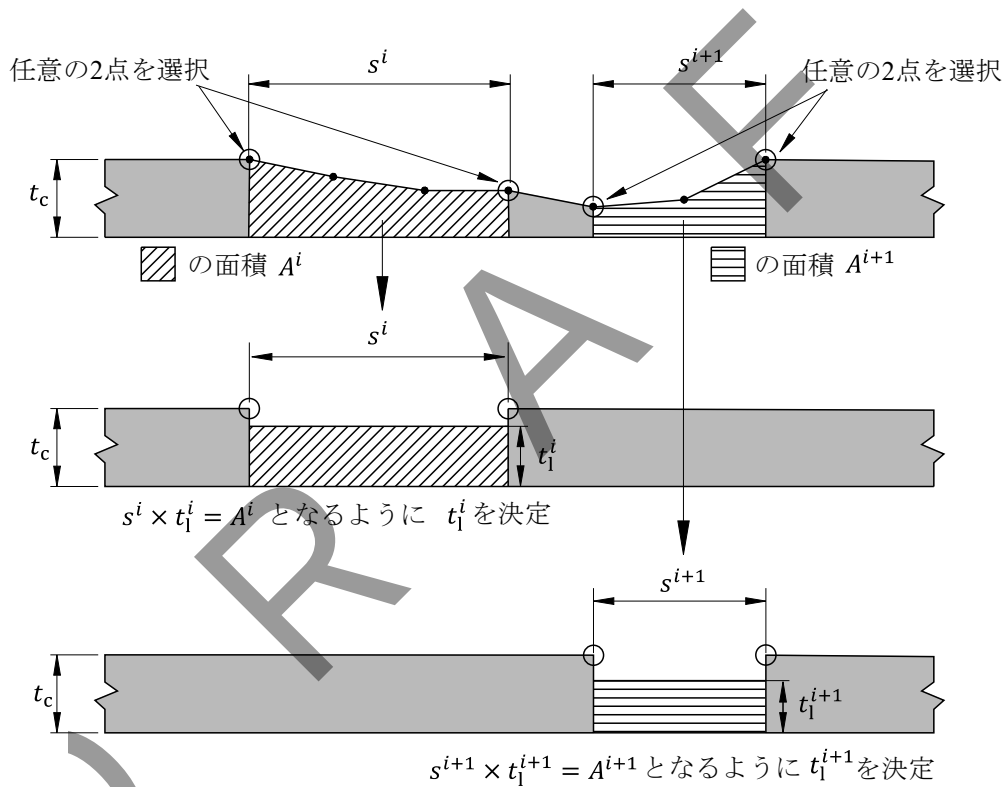


図 16—軸方向断面の局部減肉特性化の例

b) 周方向断面の特性化手順

- 1) CTP 各点の厚さのうち、最小値を t_m とする。周方向断面は、図 17 に示すように、周方向減肉長さ c にわたって、一様な厚さ t_m となる減肉に特性化する。

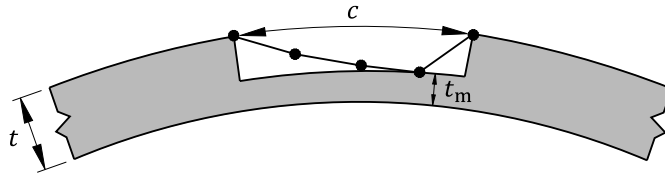


図 17－周方向断面の局部減肉特性化の例

- 2) 周方向断面に圧縮荷重が加わる場合には、周方向断面減肉部の平均残存厚さを求める。平均残存厚さは、CTP において減肉が生じている範囲の厚さの平均とする。なお、この平均残存厚さは、座屈評価での許容圧縮応力を求める際に用いる。

8.3.3 溝状きずの局部減肉特性化の手順

図 18 に示すように、溝状きずを軸方向断面に投影した長さ s 及び周方向断面に投影した長さ c を求める。また、局部減肉厚さ t_1 を式(8)で求める。

$$t_1 = t - g_d - t_{FCA} \dots\dots\dots (8)$$

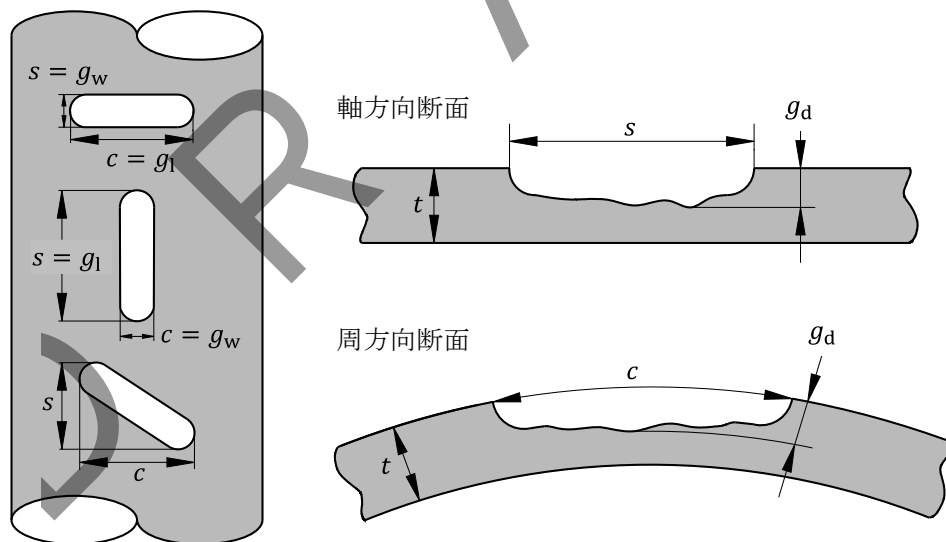


図 18－溝状きずの局部減肉特性化

9 全面減肉評価に用いる最高許容圧力

タイプ B 部位の全面減肉評価には、次回検査までの継続供用可否の判定に圧力設備の最高許容圧力 p_{MAW} を用いる。この p_{MAW} の検討では、当該圧力設備の設計規格、JIS B 8201, JIS B 8265, JIS B 8267 など規定されている算定式における厚さ（減肉が生じている部位の厚さ）を $(t_a - t_{FCA})$ に置き換える。円筒胴と管台との接続部の内面に腐食減肉が発見された圧力容器における p_{MAW} の検討の例を、**附属書 F** に示す。

10 局部減肉評価における評価指標の算定

10.1 一般

タイプ A 部位の局部減肉評価では、軸方向断面及び周方向断面に対してそれぞれ評価を行う。

軸方向断面における評価には、 p_{MAW} に残存強度係数 R_{SF} を乗じたものを用いる。ただし、評価対象設備が常圧貯槽の場合には、 p_{MAW} を最高許容液面高さ h_{MF} に読み替える。 p_{MAW} は、当該圧力設備の設計規格、JIS B 8201, JIS B 8265, JIS B 8267 などに基づいて求める。評価に用いる p_{MAW} の算定式を 10.2.1 に示す。また、 R_{SF} の算定式を 10.2.2 に示す。

周方向断面の評価では、減肉部のミーゼス応力の最大値を用いる。評価に用いるミーゼス応力の算定式を 10.3 に示す。

10.2 軸方向断面の評価

10.2.1 最高許容圧力の算定

タイプ A 部位の局部減肉評価に用いる p_{MAW} 算定では、適用規格で規定されている算定式における厚さを、 $(t - t_{FCA})$ に置き換える。

圧力設備の設計規格が JIS B 8265 又は JIS B 8267 の場合の p_{MAW} を式(9)に示す。適用規格が異なる場合には、該当する適用規格に基づく算定式を用いる。

$p \leq 0.385\sigma_a\eta$ の場合

$$p_{MAW} = \frac{2\sigma_a\eta(t-t_{FCA})}{D+1.2(t-t_{FCA})} \dots\dots\dots (9)$$

10.2.2 残存強度係数の算定

残存強度係数 R_{SF} の算定は、8.3 の局部減肉特性化の結果から、次の手順で行う。

- a) 8.3.2 の a) で求めた s^i 及び t_c^i の全組合せを用いて、軸方向のシェルパラメータ λ_s 及び残存厚さ比 R_t を算定する。

$$\lambda_s = \frac{1.285s^i}{\sqrt{D}t_c} \dots\dots\dots (10)$$

$$R_t = \frac{t_c^i}{t_c} \dots\dots\dots (11)$$

ここで, s^i : 軸方向減肉長さ
 t_l^i : 局部減肉厚さ (図 16 参照)

b) 次の手順で, 式(12)又は式(13)のいずれかで定義されるフォリアス係数 M_t を求める。

- 1) きず又は損傷が発見された部位が, 圧力容器の円筒胴, 円すい胴, 配管の直管部, エルボ, 曲げ管又は常圧貯槽の側板 [表 2-a), d), e)又は f)に相当] の場合

$$M_t = \left(\begin{array}{l} 1.001 - 0.014195\lambda_s + 0.2909\lambda_s^2 - 0.09642\lambda_s^3 + 0.02089\lambda_s^4 \\ -0.003054\lambda_s^5 + 2.957(10^{-4})\lambda_s^6 - 1.8462(10^{-5})\lambda_s^7 + 7.1553(10^{-7})\lambda_s^8 \\ -1.5631(10^{-8})\lambda_s^9 + 1.4656(10^{-10})\lambda_s^{10} \end{array} \right) \quad (12)$$

ただし, 式(12)は, λ_s が 20 以下の場合に適用する。 λ_s が 20 より大きい場合には, $\lambda_s = 20$ として M_t を求める。

- 2) きず又は損傷が発見された部位が, 球形圧力容器, 球形貯槽又は鏡板 [表 2 b)又は c)に相当] の場合

$$M_t = \frac{1.0005 + 0.49001\lambda_s + 0.32409\lambda_s^2}{1 + 0.50144\lambda_s - 0.011067\lambda_s^2} \dots\dots\dots (13)$$

1)及び 2)の場合について, λ_s と M_t との関係を図 19 に示す。

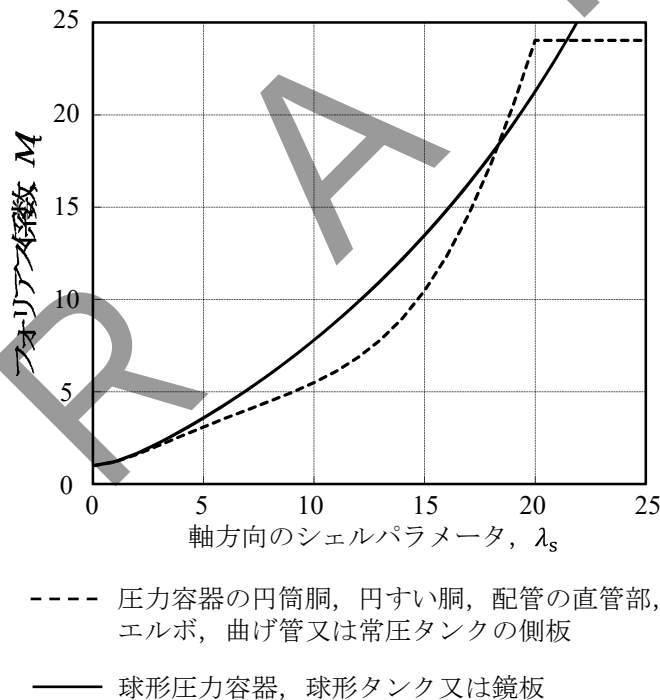


図 19—軸方向のシェルパラメータとフォリアス係数との関係

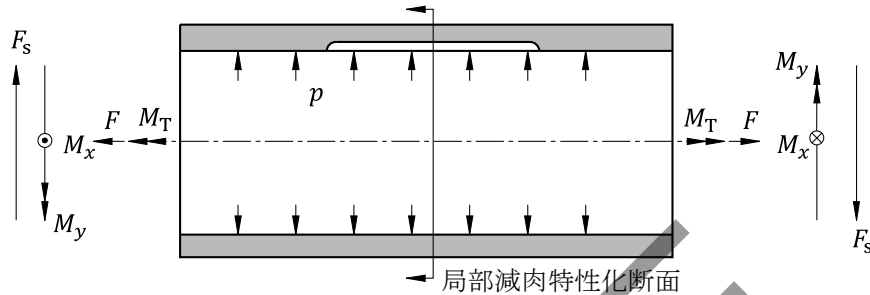
- c) s^i 及び t_l^i の全組合せに対して, 式(14)を用いて R_{SF} を算出し, その最小値を当該圧力設備の R_{SF} とする。

$$R_{SF} = \frac{R_t}{1 - \frac{1}{M_t}(1 - R_t)} \dots\dots\dots (14)$$

10.3 周方向断面の評価

評価に用いる応力を算定し、周方向断面の評価を行う。サプリメンタル荷重が無視でき、減肉部の周方向長さが式(6)を満たす場合は、周方向断面の評価は不要である。

局部減肉評価では、部位が**表 2**の **a)**及び **d)**の場合は、**10.2.2**の残存強度係数の算定結果、内圧及びサプリメンタル荷重から、減肉部のミーゼス応力を次の手順で求める。このとき、引張応力が最大となる荷重の組合せ、及び圧縮応力の絶対値が最大となる荷重の組合せを用いる（**附属書 D** 及び**附属書 E** 参照）。**図 20**にサプリメンタル荷重から生じる力及びモーメントを示す。



記号説明

F : 円筒胴又は円すい胴が受ける軸方向荷重
 F_s : 円筒胴又は円すい胴が受けるせん断荷重
 M_T : 円筒胴又は円すい胴が受けるトルク
 M_x : 円筒胴又は円すい胴が受ける曲げモーメント
 M_y : M_x と直交する方向に受ける曲げモーメント

図 20—円筒胴に作用するサプリメンタル荷重

a) **図 21**に示すように、周方向断面において、減肉部の最小測定厚さ t_m を基準とした径 D_f を式(15)又は式(16)によって求める。

- 内面減肉の場合

$$D_f = D_o - 2(t_m - t_{FCA}) \quad (15)$$

- 外面減肉の場合

$$D_f = D + 2(t_m - t_{FCA}) \quad (16)$$

ここで、
 D_o : 外径
 D : 内径
 t_{FCA} : 将来腐れ代

D_f 及び周方向減肉長さ c より、周方向角度 θ を式(17)によって求める。

$$\theta = \frac{c}{D_f} \quad (17)$$

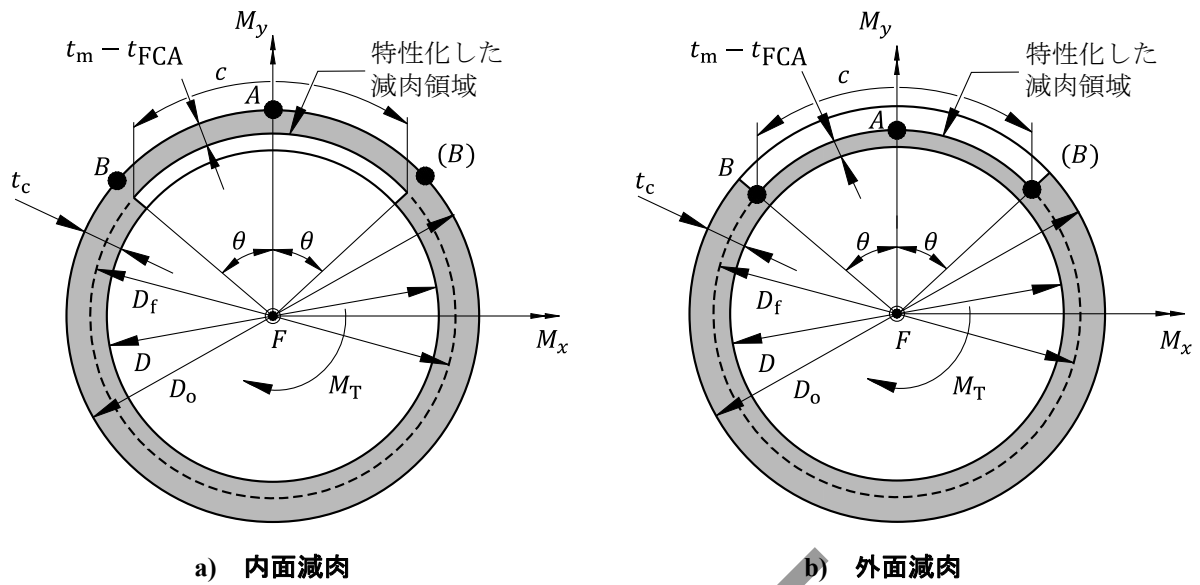


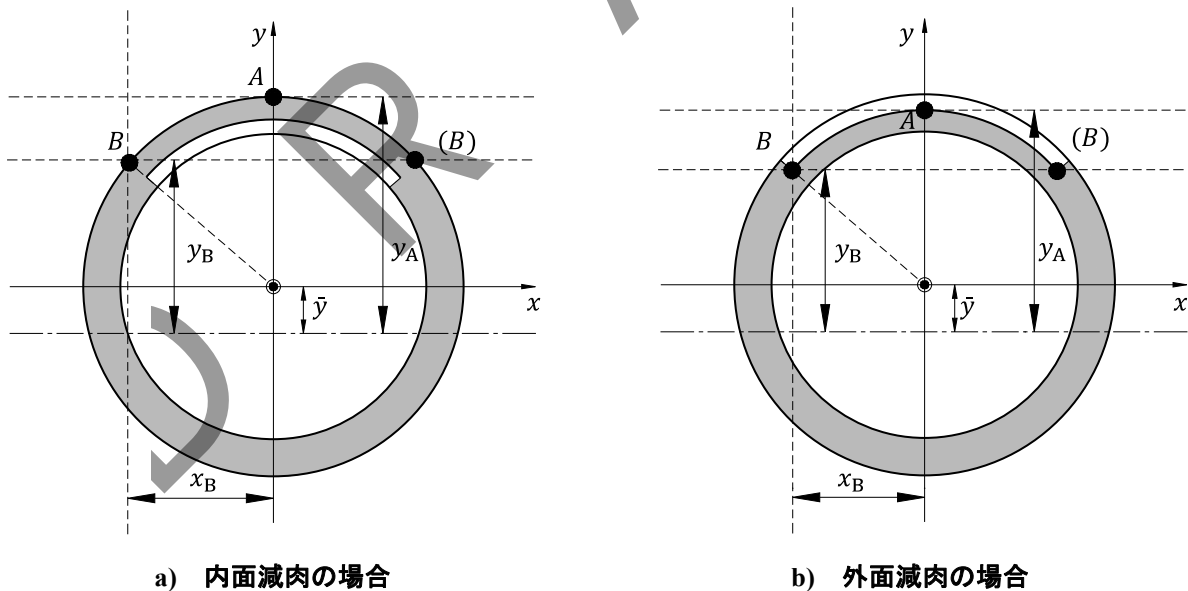
図 21—サプリメンタル荷重を受ける円筒胴減肉部の周方向断面特性に関する記号

- b) 周方向応力 σ_c は、式(18)によって求める。ただし、 p_{sl} は、式(19)によって求める。

$$\sigma_c = \frac{p_{sl}}{R_{SF} \cdot \cos \alpha} \left(\frac{D}{D_o - D} + 0.6 \right) \dots\dots\dots (18)$$

$$p_{sl} = \min \left[\frac{R_{SF}}{0.9} p_{MAW}, p \right] \dots\dots\dots (19)$$

- c) 附属書 A により、円筒胴の断面特性を求める（図 22 参照）。



記号説明

x_B : y 軸から B 点までの距離
 $\bar{y}$: 中立軸から x 軸までの距離
 y_A : 中立軸から A 点までの距離
 y_B : 中立軸から B 点までの距離

図 22—断面特性に関する記号

- d) 減肉部において、A 点及び B 点での軸方向応力 σ_s^A 及び σ_s^B 、並びにせん断応力 τ を求める。

なお、A 点は、円筒外面での減肉部中央点であり、B 点は、円筒外面での減肉部端点である。

$$A \text{ 点} : \sigma_s^A = \frac{M_s^C}{\eta \cdot \cos \alpha} \left\{ \frac{\frac{A_w p}{A_m - A_f} + \frac{F}{A_m - A_f}}{+ \frac{y_A}{I_{\bar{x}}} [F \bar{y} + (\bar{y} + b) A_w p + M_x]} \right\} \dots\dots\dots (20)$$

$$B \text{ 点} : \sigma_s^B = \frac{M_s^C}{\eta \cdot \cos \alpha} \left\{ \frac{\frac{A_w p}{A_m - A_f} + \frac{F}{A_m - A_f}}{+ \frac{y_B}{I_{\bar{x}}} [F \bar{y} + (\bar{y} + b) A_w p + M_x] + \frac{x_B}{I_{\bar{y}}} M_y} \right\} \dots\dots\dots (21)$$

$$M_s^C = \frac{1 - \left(\frac{1}{M_t^C} \right) \left(\frac{d}{t_c} \right)}{1 - \left(\frac{d}{t_c} \right)} \dots\dots\dots (22)$$

$$M_t^C = \frac{1.0 + 0.1401(\lambda_c)^2 + 0.002046(\lambda_c)^4}{1.0 + 0.09556(\lambda_c)^2 + 0.0005024(\lambda_c)^4} \dots\dots\dots (23)$$

$$\tau = \frac{M_T}{2(A_t + A_{tf})(t_m - t_{FCA})} + \frac{F_s}{A_m - A_f} \dots\dots\dots (24)$$

ここで、
 A_f : 減肉部の断面積
 A_m : 円筒胴健全部の断面積
 A_w : 圧力による軸方向荷重を算定する際に用いる断面積
 A_t : 半径が $(D + D_f)/2$ 、又は $(D_o + D_f)/2$ の円の面積から次の A_{tf} を除いた面積
 A_{tf} : 円弧の長さが c で半径が $(D + D_f)/2$ 、又は $(D_o + D_f)/2$ の扇形の面積
 b : A_w の形状の図心から x 軸までの距離
 d : 減肉部の深さ
 $I_{\bar{x}}$: 減肉部を除く円筒胴 (図 22 の灰色部) の x 軸に対する断面二次モーメント
 $I_{\bar{y}}$: 減肉部を除く円筒胴 (図 22 の灰色部) の y 軸に対する断面二次モーメント
 M_s^C : 表面欠陥の円周方向の範囲に基づくフォリアス係数
 M_t^C : 貫通欠陥の円周方向の範囲に基づくフォリアス係数。ただし、図 21 に示す減肉の周方向角度 2θ が360度の場合、 $M_t^C = 1$ とする。
 α : 円すい胴の頂角の1/2 (円筒胴の場合は $\alpha = 0$)
 η : 溶接継手効率
 λ_c : 周方向のシェルパラメータで、式(7)によって定義される値

- e) 減肉部のミーゼス応力 σ_e^A は式(25)によって、 σ_e^B は式(26)によって算定する。

$$\sigma_e^A = \sqrt{(\sigma_c)^2 - (\sigma_c)(\sigma_s^A) + (\sigma_s^A)^2 + 3\tau^2} \dots\dots\dots (25)$$

$$\sigma_e^B = \sqrt{(\sigma_c)^2 - (\sigma_c)(\sigma_s^B) + (\sigma_s^B)^2 + 3\tau^2} \dots\dots\dots (26)$$

11 判定

11.1 全面減肉評価の判定

全面減肉評価における、当該圧力設備の次回検査までの継続供用可否判定の方法は、次の a)～c)による。

- a) **タイプ A 部位の判定（点厚さ測定法による場合）** 8.2.2 で求めた平均測定厚さ t_a 及び最小測定厚さ t_m を用いて、式(27)かつ式(28)を満足すれば、減肉を残したまま継続供用できる。いずれかを満足しない場合は、詳細厚さ測定による全面減肉評価を行う。ただし、部位が表 2 の f)の場合は、式(28)を式(29)に置き換える。

$$t_a - t_{FCA} \geq 0.9t_{\min} \quad (27)$$

$$t_m - t_{FCA} \geq 0.5t_{\min} \quad (28)$$

$$t_m - t_{FCA} \geq 0.6t_{\min} \quad (29)$$

ここで、 t_{FCA} : 将来腐れ代
 $t_{\min}$: 計算厚さ

- b) **タイプ A 部位の判定（詳細厚さ測定法による場合）** 8.2.3 の手順で求めた軸方向平均測定厚さ t_a^s 、周方向平均測定厚さ t_a^c 及び将来腐れ代 t_{FCA} を用いて、式(30)から式(32)までの全てを満足すれば減肉を残したまま継続供用できる。いずれかを満足しない場合は、局部減肉評価を実施する。ただし、部位が表 2 の f)の場合は、式(32)を式(33)に置き換える。

$$t_a^s - t_{FCA} \geq 0.9t_{\min}^s \quad (30)$$

$$t_a^c - t_{FCA} \geq 0.9t_{\min}^c \quad (31)$$

$$t_m - t_{FCA} \geq 0.5t_{\min} \quad (32)$$

$$t_m - t_{FCA} \geq 0.6t_{\min} \quad (33)$$

ここで、 $t_{\min}^s$: 軸方向断面に対する計算厚さ
 $t_{\min}^c$: 周方向断面に対する計算厚さ

- c) **タイプ B 部位の判定** 箇条 9 の手順で求めた最高許容圧力 p_{MAW} を用いて、式(34)を満足すれば減肉を残したまま継続供用できる。満足しない場合は、箇条 12 に示す手順に基づいて適切な処置を行う。

$$p \leq p_{MAW} \quad (34)$$

ここで、 p : 評価に用いる圧力

11.2 局部減肉評価の判定

局部減肉評価における、当該圧力設備の次回検査までの継続供用可否判定の方法は、次の a)及び b)による。

- a) **最高許容圧力による軸方向断面の判定** 10.2.1 の手順で求めた p_{MAW} 、及び 10.2.2 で算出した残存強度係数 R_{SF} を用いて、式(35)を満足すれば b)に進む。満足しない場合は、箇条 12 に示す手順に基づいて適切な処置を行う。

$$p \leq \min \left[\frac{R_{SF}}{0.9} p_{MAW}, p_{MAW} \right] \quad (35)$$

- b) **許容応力による周方向断面の判定**

1) **許容引張応力に対する評価** 表 2 の a)及び d)の部位の場合は、10.3 の手順で求めた周方向断面 A 点

のミーゼス応力 σ_e^A と B 点のミーゼス応力 σ_e^B を用いて、式(36)を満足すれば、減肉を残したまま継続供用できる。満足しない場合は、**箇条 12** に示す手順に基づいて適切な処置を行う。それ以外の部位の場合には、有限要素法などの詳細解析によって減肉部のミーゼス応力の最大値を求め、式(36)の左辺に用いる。

$$\max[\sigma_e^A, \sigma_e^B] \leq S_e \cdots \cdots \cdots (36)$$

ここで、右辺の S_e は式(37)で与えられる。

$$S_e = H_f \left(\frac{\sigma_a}{0.9} \right) \cdots \cdots \cdots (37)$$

ここで、
 σ_a : 許容引張応力
 H_f : 定数（一次応力に対しては $H_f = 1.0$ 、一次応力に加えて二次応力が存在する場合は $H_f = 1.5$ である。）

- 2) **許容圧縮応力に対する評価** 周方向断面の A 点及び B 点の応力が、許容圧縮応力以下であれば、減肉を残したまま継続供用できる。許容圧縮応力の大きさは、許容引張応力と適用規格に基づく手順で計算される許容座屈応力との絶対値の小さい方とする。ただし、適用規格に基づく許容座屈応力の計算では、評価対象部位全体を減肉部平均残存厚さ t' [8.3.2 の b) の 2) 参照] の円筒胴とみなして、降伏点又は 0.2%耐力 σ_Y 、及び t' から t_{FCA} を減じた厚さを用いる。圧力設備の設計規格が **JIS B 8265** の場合の許容座屈応力の算定式を式(38)に示す。

$$\sigma_{cr} = \frac{0.3E(t' - t_{FCA})}{D_m(1 + 0.004E/\sigma_Y)} \cdots \cdots \cdots (38)$$

ここで、
 E : 縦弾性係数
 t' : 減肉部平均残存厚さ [8.3.2 の b) の 2) 参照]
 t_{FCA} : 将来腐れ代
 D_m : 円筒胴の平均直径（外径及び内径の平均値）
 σ_Y : 降伏点又は 0.2%耐力

なお、 D_m は、内面減肉及び外面減肉に対して次の通りである。

2.1) 内面減肉の場合

$$D_m = (D - 2t_{FCA}) + 2t - t' + t_{FCA} \cdots \cdots \cdots (39)$$

2.2) 外面減肉の場合

$$D_m = D + t' - t_{FCA} \cdots \cdots \cdots (40)$$

12 処置

評価の結果、不合格（次回検査までの継続供用否）となった場合には、圧力設備に適切な処置を行う。処置の方法には、次のものがある。

- a) 将来腐れ代の見直し（次回検査時期の前倒し検討や防食処置などによって、将来腐れ代を見直す）
- b) 減肉部の補修（補修の方法は **WES 7700-1**、**WES 7700-2**、**WES 7700-3** 及び **WES 7700-4** を参照）
- c) 当該部位の取替え又は圧力設備の更新
- d) 再定格

13 記録

供用適性評価の記録を作成する。記録に含めるものには、次の項目がある。

- a) 評価対象部位及びタイプ分類結果
- b) 減肉の形状及び位置に関する測定記録
- c) 評価に用いる圧力，温度及びそれらの設定方法
- d) 将来腐れ代の値及びその設定方法
- e) 減肉特性化の計算過程及びその結果
- f) 最高許容圧力及び残存強度係数の計算過程，並びにそれらの結果
- g) サプリメンタル荷重を受ける場合の計算過程及びその結果
- h) 供用適性評価の各手順における判定結果
- i) その他

附属書 A

(規定)

サプリメンタル荷重を受ける円筒胴の断面特性計算手順

A.1 適用範囲

この附属書は、**箇条 10** において、サプリメンタル荷重を受ける円筒胴に内面又は外面減肉がある場合の、面積、断面二次モーメント及び中心軸からの距離などの断面特性を計算する手順について規定する。

A.2 記号及びその意味

この附属書で用いる記号及びその意味は、**表 A.1** による。

表 A.1—記号及びその意味

記号	単位	記号の意味
A_a	mm ²	円筒胴健全部の中空断面積
A_f	mm ²	減肉部の断面積
A_m	mm ²	円筒胴健全部の断面積
A_w	mm ²	圧力を受ける断面積
A_{tf}	mm ²	円弧の長さが c 、半径が $(D+D_i)/2$ 、又は $(D_o+D_i)/2$ の扇形の面積
A_t	mm ²	半径が $(D+D_o)/2$ の円の面積から、 A_{tf} を除いた面積
b	mm	圧力を受ける断面の図心から x 軸までの距離
d	mm	減肉の深さ
I_{LX}	mm ⁴	減肉領域の x 軸に対する断面二次モーメント
I_{LY}	mm ⁴	減肉領域の y 軸に対する断面二次モーメント
I_X	mm ⁴	健全な円筒胴の x 軸に対する断面二次モーメント
I_Y	mm ⁴	健全な円筒胴の y 軸に対する断面二次モーメント
$I_{\bar{X}}$	mm ⁴	減肉部を除く円筒胴の x 軸に対する断面二次モーメント
$I_{\bar{Y}}$	mm ⁴	減肉部を除く円筒胴の y 軸に対する断面二次モーメント
R	mm	減肉部の外半径
x_B	mm	y 軸から B 点までの距離
$\bar{y}$	mm	中立軸から x 軸までの距離
y_A	mm	中立軸から A 点までの距離
y_B	mm	中立軸から B 点までの距離
$\bar{y}_{LX}$	mm	減肉部図心から x 軸までの距離

A.3 断面特性の計算手順

断面特性の計算に用いる断面二次モーメント，中立軸からの距離及び面積を次の式で算定する。

$$I_{\bar{X}} = I_X + A_m \bar{y}^2 - I_{LX} - A_f (\bar{y}_{LX} + \bar{y})^2$$

$$I_{\bar{Y}} = I_Y - I_{LY}$$

$$I_X = I_Y = \frac{\pi}{64} (D_o^4 - D^4)$$

$$I_{LX} = R^3 d \left[\left(1 - \frac{3}{2} \frac{d}{R} + \frac{d^2}{R^2} - \frac{d^3}{4R^3} \right) \left(\theta + \sin \theta \cos \theta - \frac{2 \sin^2 \theta}{\theta} \right) + \frac{d^2 \sin^2 \theta}{3R^2 \theta (2 - d/R)} \left(1 - \frac{d}{R} + \frac{d^2}{6R^2} \right) \right]$$

$$I_{LY} = R^3 d \left(1 - \frac{3}{2} \frac{d}{R} + \frac{d^2}{R^2} - \frac{d^3}{4R^3} \right) (\theta - \sin \theta \cos \theta)$$

$$\bar{y}_{LX} = \frac{2R \sin \theta}{3\theta} \left(1 - \frac{d}{R} + \frac{1}{2 - d/R} \right)$$

$$A_t = \frac{\{0.5\pi(D + D_o) - c\}(D + D_o)}{8}$$

$$A_a = \frac{\pi}{4} D^2$$

$$A_m = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D^2)$$

なお，式中の A_f ， A_w ， $\bar{y}$ ， y_A ， x_B ， y_B ， b ， R ， d 及び A_{tf} は，次の **a)** 及び **b)** による。

a) 内面減肉の場合

$$A_f = \frac{\theta}{4} (D_f^2 - D^2)$$

$$A_w = A_a + A_f$$

$$\bar{y} = \frac{1}{12} \frac{\sin \theta (D_f^3 - D^3)}{A_m - A_f}$$

$$y_A = \bar{y} + \frac{D_o}{2}$$

$$x_B = \frac{D_o}{2} \sin \theta$$

$$y_B = \bar{y} + \frac{D_o}{2} \cos \theta$$

$$b = \frac{1}{12} \frac{\sin \theta (D_f^3 - D^3)}{A_a + A_f}$$

$$R = \frac{D_f}{2}$$

$$d = \frac{D_f - D}{2}$$

$$A_{tf} = \frac{c(D_o + D_f)}{8}$$

b) 外面減肉の場合

$$A_f = \frac{\theta}{4} (D_o^2 - D_f^2)$$

$$A_w = A_a$$

$$\bar{y} = \frac{1}{12} \frac{\sin \theta (D_o^3 - D_f^3)}{A_m - A_f}$$

$$y_A = \bar{y} + \frac{D_f}{2}$$

$$x_B = \frac{D_f}{2} \sin \theta$$

$$y_B = \bar{y} + \frac{D_f}{2} \cos \theta$$

$$b = 0$$

$$R = \frac{D_o}{2}$$

$$d = \frac{D_o - D_f}{2}$$

$$A_{tf} = \frac{c(D_o + D_f)}{8}$$

附属書 B (規定)

KHK S 0861:2018 又は KHK S 0862:2018 の適用対象設備に対する 特記事項

B.1 一般

この附属書は、KHK S 0861:2018 又は KHK S 0862:2018 に基づく耐震性能が求められている設備にこの規格を適用する場合の特記事項を規定する。

B.2 KHK S 0861:2018 の適用対象設備

B.2.1 全面減肉評価に基づく耐震性能の評価

全面減肉評価に基づく耐震性能の評価においては、評価対象部位全体が最小測定厚さ t_m 、最小厚さを測定した位置の平均径及び内径をもつ容器とみなして、レベル 1 耐震性能の評価を行う。

B.2.2 局部減肉評価に基づく耐震性能の評価

局部減肉評価に基づく耐震性能の評価は、次による。

- a) レベル 1 耐震性能の評価に用いる外力を**箇条 10**のサプリメンタル荷重として与えて評価を行う。
- b) 評価対象部位全体を最小測定厚さ t_m が最小測定厚さ t_m 、最小厚さを測定した位置の平均径及び内径をもつ容器とみなして、圧縮側の耐震設計用許容応力を求める。
- c) KHK S 0861:2018 で規定された引張側の耐震設計用許容応力、及び b) で求めた圧縮側の耐震設計用許容応力を用いて、それぞれ **11.2** の **b)** の手順で周方向断面の判定を行う。ただし、式(37)は、適用しない。

B.3 KHK S 0862:2018 の適用対象設備

耐震性能の評価には、この規格を適用しない。

附属書C

(参考)

外面に腐食減肉が発見された圧力容器の供用適性評価の例題

C.1 対象容器及び評価に必要な情報

図 C.1 に示すような円筒形の圧力容器の外面に、減肉が発見されたとして、この規格の手順に従って供用適性評価を行い、次回検査までの継続供用可否判断を行う。容器の材料は公称厚さ 16 mm の SB410 とし、JIS B 8265:2017 に従って設計されている。なお、評価に必要な情報は次のとおりである。

a) 部材の形状、寸法

内径 D : 3 500 mm

健全部の厚さ t : 16.0 mm

b) 減肉の形状、位置

- ・ 腐食減肉は当該圧力容器の円筒胴の外面で発見。
- ・ 主要構造不連続部から減肉までの距離 l_d

l_d : 1 000 mm

c) 評価に用いる圧力 p 、評価温度

p : 0.70 MPa

評価温度 : 150 °C

d) 許容引張応力 σ_a 、溶接継手効率 η

σ_a : 103 N/mm² (材料 SB410, 設計規格 JIS B 8265:2017)

η : 0.95

e) 計算厚さ $t_{\min}$ 、軸方向断面に対する計算厚さ $t_{\min}^s$ 、周方向断面に対する計算厚さ $t_{\min}^c$

$t_{\min}$: 12.6 mm

$t_{\min}^s$: 12.6 mm (= $t_{\min}$)

$t_{\min}^c$: 6.3 mm (= $t_{\min}^s / 2$)

f) 評価温度における材料の降伏応力 (又は 0.2%耐力) σ_Y

σ_Y : 195 N/mm² (材料 SB410, 設計規格 JIS B 8265:2017)

g) 将来腐れ代 t_{FCA}

減肉部の t_{FCA} : 2.0 mm

健全部の t_{FCA} : 2.0 mm

h) サプリメンタル荷重から生じる力及びモーメント F , F_s , M_x , M_y , M_T

サプリメンタル荷重は無視できるほど小さいためゼロとする。

この例題の腐食減肉が発見された容器は、**箇条 1** の供用適性評価の適用範囲内にある。

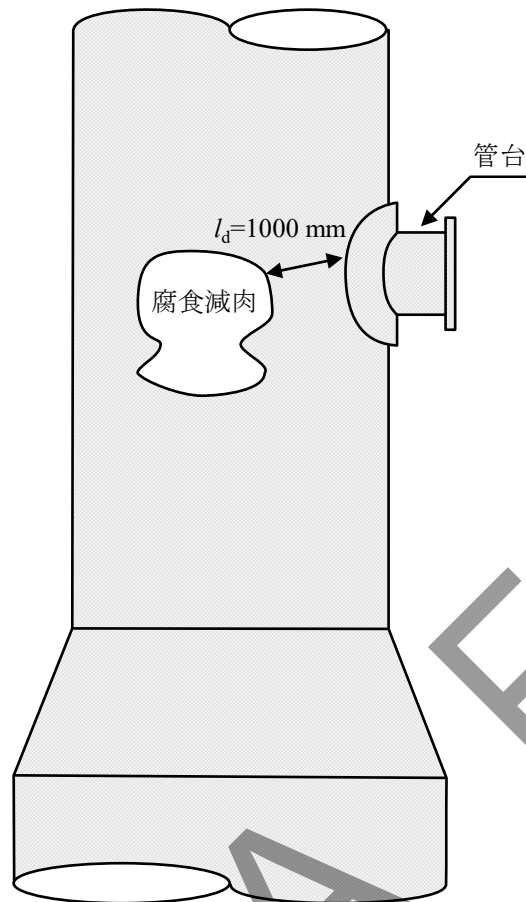


図 C.1—外面に腐食減肉を有する圧力容器

C.2 部位のタイプ分類

部位のタイプ分類は、**箇条 6** に従い行う。減肉が発見された部位は、縦型円筒形の圧力容器の円筒胴であり、タイプ A である (**表 2** 参照)。

C.3 点厚さ測定による全面減肉評価

点厚さ測定は、**7.2** に留意し、**7.3.1** に従い行う。

- a) 減肉の評価範囲を設定する。
- b) 減肉の程度が把握できるように測定点を設定し、厚さを測定する。測定の結果、**表 C.1** に示すように、 $t_m=13.0$ mm、 $0.9t_a=13.1$ mm であり、最小測定厚さ t_m が平均測定厚さ t_a の 90%未満となるため、詳細厚さ測定を適用する。

機器名称	圧力容器
将来腐れ代 t_{FCA}	2.0 mm
計算厚さ t_{min}	12.6 mm

測定位置	厚さ測定値 (mm)
1	14.5
2	13.7
3	15.2
4	15.0
5	15.5
6	14.2
7	13.0
8	15.1
9	15.8
10	14.4
11	15.2
12	14.0
13	15.6
14	13.2
15	14.9
16	15.3
17	14.7
18	14.2
測定点数	18
最小測定厚さ t_m (mm)	13.0
平均測定厚さ t_a (mm)	14.6
$0.9t_a$ (mm)	13.1
$t_m < 0.9t_a$ のため、点厚さ測定による全面減肉評価は不適切	

C.4 詳細厚さ測定による全面減肉評価

C.4.1 詳細厚さ測定

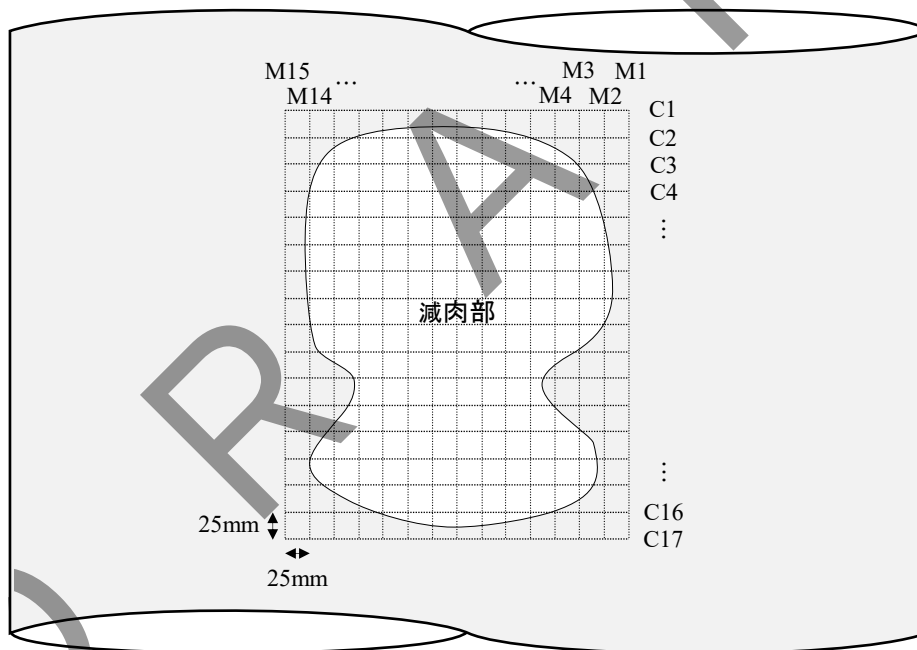
CTP は 7.3.2 に従って厚さ測定を行い、求める。

- a) **健全部の測定厚さ t** 減肉の評価範囲を設定し、健全部の測定厚さ $t=16.0$ mm を得た。
- b) **厚さ測定グリッドの設定** 減肉の範囲に厚さ測定グリッドを設定する。厚さ測定グリッドは、減肉の全体像が把握できるように、厚さ測定グリッド間隔 l_g を設定する。 l_g の目安は、式(1)により 25 mm とする。

$$l_g = \min [2t, 25] = \min [32.0, 25] = 25 \text{ mm}$$

なお、グリッド交点の一つは最小測定厚さ部に位置し、かつ得られたグリッドデータが減肉部の全体像を表すようにグリッド間隔及び位置を調整する。

- c) **グリッド交点の厚さ測定** グリッド交点（図 C.2 の C1～C17 と M1～M15 との各交点）の厚さを測定し、表 C.2 の厚さデータを得た。
- d) **CTP の作成** 表 C.2 の各行及び各列の測定厚さの最小値を求める。例えば、C9 列であれば、(C9, M9) の厚さが最小値 13.0 mm であるため、C9 列の min (M1～M15) 欄に 13.0 と記入する。



注記 C1～C17 及び M1～M15 は、測定線番号を表す。

図 C.2—測定グリッド

表 C.2－測定データの記録表

単位 mm

		周方向の測定線番号																	min (C1-C17)
		C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9	C10	C11	C12	C13	C14	C15	C16	C17	
軸 方 向 の 測 定 線 番 号	M1	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0
	M2	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	15.5	15.4	15.5	15.5	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	15.4
	M3	16.0	16.0	16.0	15.5	14.9	14.9	14.8	14.9	14.9	16.0	16.0	16.0	16.0	15.9	15.5	16.0	16.0	14.8
	M4	16.0	16.0	15.4	15.2	14.8	14.7	14.5	14.6	14.6	15.3	16.0	16.0	15.5	15.3	15.3	16.0	16.0	14.5
	M5	16.0	16.0	15.1	14.8	14.7	14.5	14.2	14.2	14.2	14.6	14.9	15.1	15.1	15.0	15.4	15.8	16.0	14.2
	M6	16.0	15.5	15.1	14.8	14.7	14.3	14.1	14.0	13.8	14.1	14.6	14.9	15.0	15.1	15.4	15.8	16.0	13.8
	M7	16.0	15.4	15.1	14.7	14.6	14.3	14.0	13.8	13.9	14.0	14.3	14.5	14.6	15.2	15.5	15.8	16.0	13.8
	M8	16.0	15.2	15.1	14.6	14.6	14.3	13.8	13.4	13.2	13.6	13.9	14.3	14.7	15.5	15.6	15.8	16.0	13.2
	M9	16.0	15.2	14.9	14.6	14.6	14.1	13.6	13.3	13.0	13.5	13.9	14.4	15.1	15.7	15.7	15.8	16.0	13.0
	M10	16.0	15.4	15.0	14.8	14.6	14.1	13.7	13.3	13.1	14.0	14.1	14.7	15.3	15.7	15.8	15.9	16.0	13.1
	M11	16.0	15.5	15.0	14.9	14.7	14.2	13.7	13.5	13.5	13.8	14.2	14.9	15.3	15.7	15.8	15.9	16.0	13.5
	M12	16.0	15.7	15.1	15.0	14.7	14.4	13.7	13.6	13.7	14.3	14.6	15.1	15.5	15.7	15.8	16.0	16.0	13.6
	M13	16.0	16.0	15.6	15.3	14.8	14.4	14.0	14.0	14.4	15.1	16.0	16.0	15.7	15.8	15.9	16.0	16.0	14.0
	M14	16.0	16.0	16.0	16.0	14.8	14.6	14.4	14.5	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	14.4
	M15	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0	16.0
min (M1-M15)		16.0	15.2	14.9	14.6	14.6	14.1	13.6	13.3	13.0	13.5	13.9	14.3	14.6	15.0	15.3	15.8	16.0	-

C.4.2 全面減肉特性化

最小測定厚さ t_m 、軸方向平均測定厚さ t_a^s 及び周方向平均測定厚さ t_a^c は、詳細厚さ測定によって得られた CTP から、8.2.2 に従い求める。

- a) **軸方向減肉長さ s 及び周方向減肉長さ c の算定** 図 C.3 に示すように、周方向の各測定線 (C1～C17) と軸方向の各測定線 (M1～M15) との交点の厚さ最小値をプロットし、軸方向断面の CTP を得る。同様に図 C.4 のように、軸方向の各測定線 (M1～M15) と周方向の各測定線 (C1～C17) との交点の厚さ最小値をプロットし、周方向断面の CTP を得る。これらより、 $s=400$ mm、 $c=350$ mm 及び $t_m=13.0$ mm を得る。

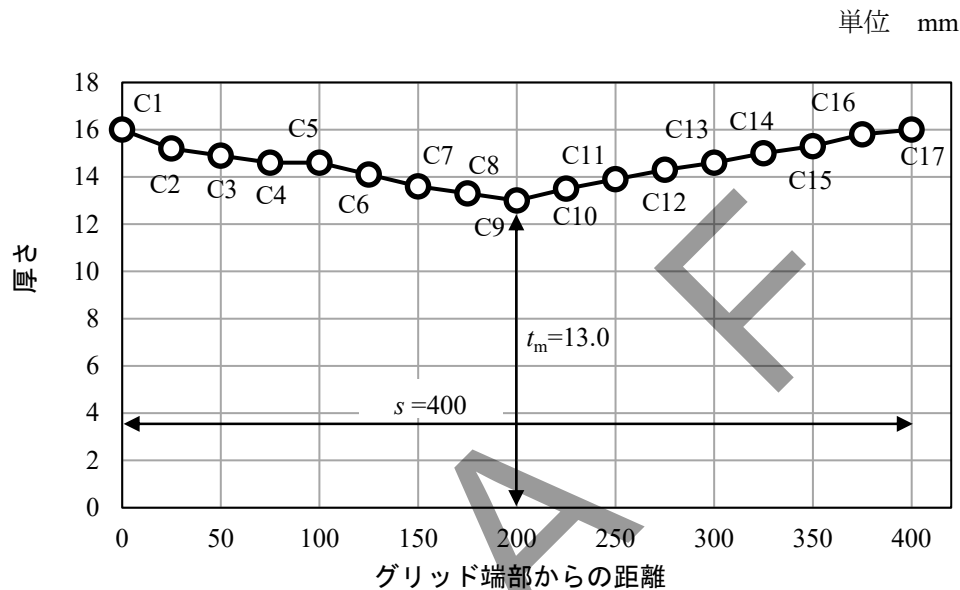


図 C.3—軸方向断面の CTP

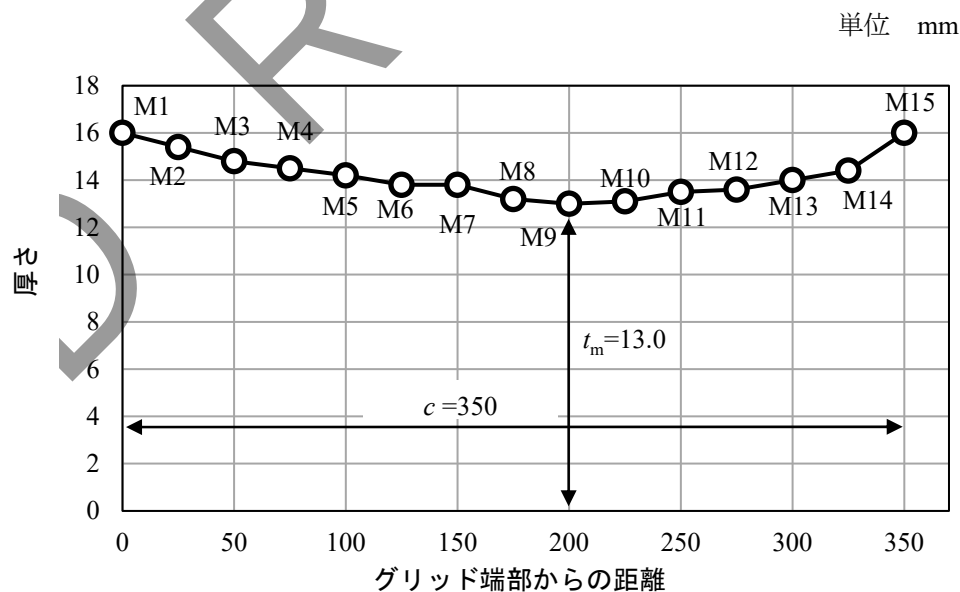


図 C.4—周方向断面の CTP

- b) **近接する減肉の確認** 減肉が近接して複数存在する場合は s 及び c を新たに求める。ここでは、この減肉から距離 $2s$ 及び $2c$ の範囲にほかに減肉はないことを確認できたものとして、c)に進む。

- c) **減肉平均化長さ L の算定**

$$t_c = t - t_{FCA} = 16.0 - 2.0 = 14.0 \text{ mm}$$

$$R_t = \frac{t_m - t_{FCA}}{t_c} = \frac{13.0 - 2.0}{14.0} = 0.79$$

$R_t < 0.9$ であるため、式(5)から、

$$Q = \min \left[1.123 \sqrt{\left(\frac{1 - R_t}{1 - R_t / 0.9} \right)^2} - 1, 50 \right] = 1.53$$

したがって、

$$L = Q \sqrt{D t_c} = 337.9 \text{ mm}$$

- d) **軸方向平均測定厚さ t_a^s 及び周方向平均測定厚さ t_a^c の算出** 減肉平均化長さ $L=337.9 \text{ mm}$ の範囲内の t_a^s 及び t_a^c を求める。

まず、 t_a^s を求める。グリッド間隔が 25.0 mm であるため、 L 内には t_m の位置を含み 14 点の測定点が入る。そこで、次の数値を比較する。

- ・ **グリッド位置 C1-C14**

$$\frac{16.0 + 15.2 + 14.9 + 14.6 + 14.6 + 14.1 + 13.6 + 13.3 + 13.0 + 13.5 + 13.9 + 14.3 + 14.6 + 15.0}{14} = 14.3 \text{ mm}$$

- ・ **グリッド位置 C2-C15**

$$\frac{15.2 + 14.9 + 14.6 + 14.6 + 14.1 + 13.6 + 13.3 + 13.0 + 13.5 + 13.9 + 14.3 + 14.6 + 15.0 + 15.3}{14} = 14.3 \text{ mm}$$

- ・ **グリッド位置 C3-C16**

$$\frac{14.9 + 14.6 + 14.6 + 14.1 + 13.6 + 13.3 + 13.0 + 13.5 + 13.9 + 14.3 + 14.6 + 15.0 + 15.3 + 15.8}{14} = 14.3 \text{ mm}$$

- ・ **グリッド位置 C4-C17**

$$\frac{14.6 + 14.6 + 14.1 + 13.6 + 13.3 + 13.0 + 13.5 + 13.9 + 14.3 + 14.6 + 15.0 + 15.3 + 15.8 + 16.0}{14} = 14.4 \text{ mm}$$

上記の最小値から、 $t_a^s = 14.3 \text{ mm}$ 得る。

同様に、 t_a^c を求める。

- ・ **グリッド位置 M1-M14**

$$\frac{16.0 + 15.4 + 14.8 + 14.5 + 14.2 + 13.8 + 13.8 + 13.2 + 13.0 + 13.1 + 13.5 + 13.6 + 14.0 + 14.4}{14} = 14.1 \text{ mm}$$

- ・ **グリッド位置 M2-M15**

$$\frac{15.4 + 14.8 + 14.5 + 14.2 + 13.8 + 13.8 + 13.2 + 13.0 + 13.1 + 13.5 + 13.6 + 14.0 + 14.4 + 16.0}{14} = 14.1 \text{ mm}$$

よって、 $t_a^c = 14.1 \text{ mm}$ である。

C.4.3 詳細厚さ測定法による全面減肉評価の判定

次回検査時期までの継続供用可否の判定は、11.1のb)に従い行う。 t_a^s 及び t_a^c に対して、式(30)、式(31)及び式(32)の全てを満足すれば、減肉を残したまま継続供用できる。

$$t_a^s - t_{FCA} = 14.3 - 2.0 = 12.3 \text{ mm}$$

$$0.9t_{\min}^s = 0.9 \times 12.6 = 11.3 \text{ mm}$$

$$t_a^c - t_{FCA} = 14.1 - 2.0 = 12.1 \text{ mm}$$

$$0.9t_{\min}^c = 0.9 \times 6.3 = 5.7 \text{ mm}$$

$$t_m - t_{FCA} = 13.0 - 2.0 = 11.0 \text{ mm}$$

$$0.5t_{\min} = 0.5 \times 12.6 = 6.3 \text{ mm}$$

よって、 $t_a^s - t_{FCA} > 0.9t_{\min}^s$ 、 $t_a^c - t_{FCA} > 0.9t_{\min}^c$ 及び $t_m - t_{FCA} > 0.5t_{\min}$ となり、式(30)、式(31)及び式(32)の判定式を全て満足するため、当該圧力設備は次回検査まで減肉を残したまま継続供用できる。

附属書D

(参考)

内面に腐食減肉が発見された圧力容器の供用適性評価の例題

D.1 対象容器及び評価に必要な情報

設計規格として **JIS B 8265:2017** に準拠して製造された圧力容器の検査において、シェル下部の内面に局部減肉が発見されたとして、この規格の手順に従って供用適性評価を行い、次回検査までの継続供用可否判断を行う。この減肉部は、検査において認められた唯一の減肉であり、減肉部から最も近い構造不連続部までの距離は 800 mm である。

当該圧力容器の仕様は、次のとおりである。

- ・ **材料** SB410 (**JIS G 3103:2012** に準拠)
- ・ **評価圧力**, p 2.0 MPa
- ・ **評価温度** 150 °C
- ・ **許容引張応力**, σ_a 103 N/mm² (150 °Cでの値) (設計規格 **JIS B 8265:2017**)
- ・ **降伏応力**, σ_y 195 N/mm² (150 °Cでの値) (設計規格 **JIS B 8265:2017**)
- ・ **建設時の内径** 1 200 mm
- ・ **計算厚さ**, $t_{\min}$ 11.7 mm
- ・ **軸方向断面に対する計算厚さ**, $t_{\min}^s$ 11.7 mm ($=t_{\min}$)
- ・ **周方向断面に対する計算厚さ**, $t_{\min}^c$ 8.3 mm
- ・ **公称厚さ**, t 14.0 mm
- ・ **溶接継手効率**, η 1.0

将来腐れ代として次の 2 ケースを考える。

- ・ **ケース 1**
 - **減肉部の将来腐れ代**, t_{FCA} 2.5 mm
 - **健全部の将来腐れ代** 0 mm (又は、健全部の減肉を考慮しない場合)
- ・ **ケース 2**
 - **減肉部の将来腐れ代**, t_{FCA} 2.5 mm
 - **健全部の将来腐れ代** t_{FCA} 2.5 mm

当該圧力容器に作用する風荷重等によるサプリメンタル荷重は、最大減肉部において次のとおりである。

- ・ **軸方向荷重**, F 0 N
- ・ **x 方向の曲げモーメント**, M_x 280 000 N・m
- ・ **y 方向の曲げモーメント**, M_y 0 N・m
- ・ **せん断荷重**, F_s 56 000 N
- ・ **トルク**, M_t 0 Nm

この例題の腐食減肉が発見された容器は、**箇条 1** の供用適性評価の適用範囲内にある。

D.2 部位のタイプ分類

部位のタイプ分類は、**箇条 6**に従い行う。減肉が発見された部位は、縦型円筒形の圧力容器の円筒胴であり、タイプ A である（**表 2** 参照）。

D.3 点厚さ測定による全面減肉評価

点厚さ測定は、**7.2**に留意し、**7.3.1**に従い行う。

- a) 減肉の範囲を設定する。
- b) 減肉の程度が把握できるように測定点を設定し、厚さを測定する。測定の結果、**表 D.1**に示すように、 $t_m=8.1\text{ mm}$ 及び $0.9t_a=10.0\text{ mm}$ であり、最小測定厚さ t_m が平均測定厚さ t_a の 90 %未満となるため、詳細厚さ測定を適用する。

表 D.1－測定結果

機器名称	圧力容器
将来腐れ代 t_{FCA}	2.5 mm
計算厚さ t_{min}	11.7 mm
測定位置	厚さ測定値 (mm)
1	12.5
2	9.7
3	11.2
4	12.0
5	13.5
6	10.2
7	8.1
8	13.0
9	11.8
10	8.4
11	13.2
12	9.0
13	12.0
14	10.2
15	11.5
測定点数	15
最小測定厚さ t_m (mm)	8.1
平均測定厚さ t_a (mm)	11.1
$0.9t_a$ (mm)	10.0
$t_m < 0.9t_a$ のため、点厚さ測定による全面減肉評価は不適切	

D.4 詳細厚さ測定による全面減肉評価

D.4.1 詳細厚さ測定

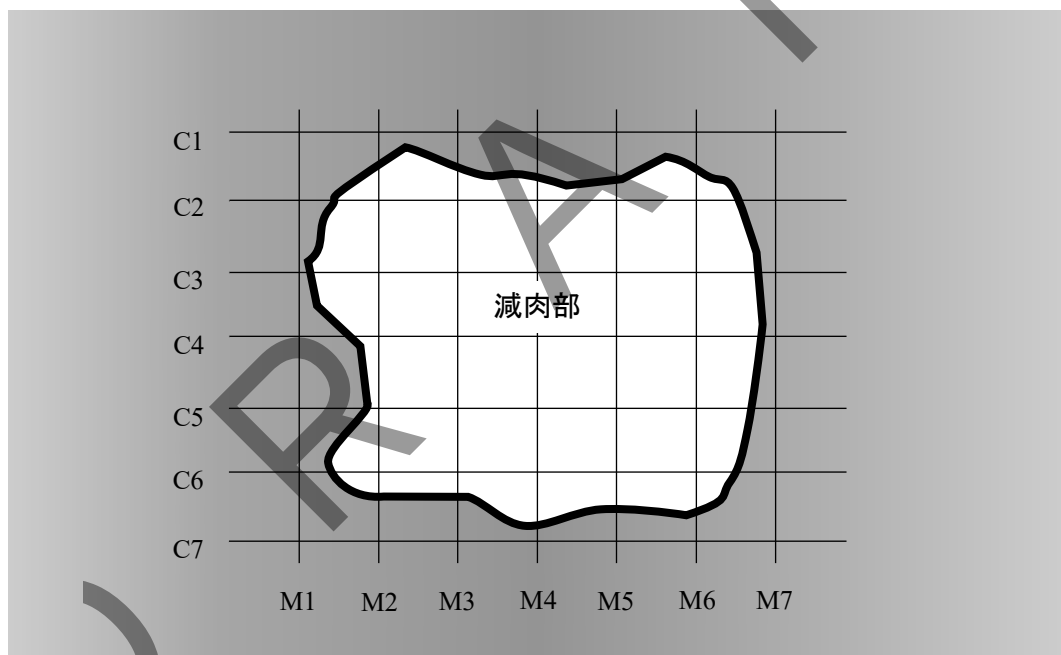
CTP は、7.3.2 の手順に従って厚さ測定を行い求める。

- a) **健全部の測定厚さ t** 減肉の評価範囲を設定し、健全部の測定厚さ $t=14.0$ mm を得た。
- b) **厚さ測定グリッドの設定** 減肉の範囲に厚さ測定グリッドを設定する。厚さ測定グリッドは、減肉の全体像が把握できるように、厚さ測定グリッド間隔 l_g を設定する。 l_g の目安は式(1)により 25 mm となる。

$$l_g = \min [2t, 25] = \min [28.0, 25] = 25 \text{ mm}$$

なお、グリッド交点の一つは最小測定厚さ部に位置し、かつ得られたグリッドデータが減肉部の全体像を表すようにグリッド間隔及び位置を調整する。

- c) **グリッド交点の厚さ測定** グリッド交点（図 D.1 の C1～C7 と M1～M7 との各交点）の厚さを測定し、表 D.2 の厚さデータを得た。
- d) **CTP の作成** 表 D.2 の各行及び各列の測定厚さの最小値を求める。例えば、C4 列であれば、(C4, M4) の値が 8.7 mm であるため、C9 列の min (M1～M15) 欄に 8.7 と記入する。



注記 C1～C7 及び M1～M7 は、測定線番号を表す。

図 D.1—測定グリッド

表 D.2—測定データの記録表

単位 mm

		周方向の測定線番号							min (C1-C7)
		C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	
軸方向の 測定線番 号	M1	14.0	14.0	14.0	14.0	14.0	14.0	14.0	14.0
	M2	14.0	12.5	12.2	12.1	11.9	13.2	14.0	11.9
	M3	14.0	10.5	9.8	10.1	11.2	11.9	14.0	9.8
	M4	14.0	11.2	10.8	8.7	9.5	11.1	14.0	8.7
	M5	14.0	12.3	11.5	11.3	8.1	10.0	14.0	8.1
	M6	14.0	13.6	13.5	12.9	11.9	12.5	14.0	11.9
	M7	14.0	14.0	14.0	14.0	14.0	14.0	14.0	14.0
min (M1-M7)		14.0	10.5	9.8	8.7	8.1	10.0	14.0	

D.4.2 全面減肉特性化

最小測定厚さ t_m 、軸方向平均測定厚さ t_a^s 及び周方向平均測定厚さ t_a^c は、詳細厚さ測定によって求めた CTP から、8.2.2 に従い求める。

- a) 軸方向減肉長さ s 及び周方向減肉長さ c の算定 図 D.2 に示すように、周方向の各測定線 (C1～C7) と軸方向の測定線 (M1～M7) との交点の厚さ最小値をプロットし、軸方向断面の CTP を得る。同様に図 D.3 のように、軸方向の各測定線 (M1～M7) と周方向の各測定線 (C1～C7) との交点の厚さ最小値をプロットし、周方向断面の CTP を得る。これらより、軸方向減肉長さ $s=150$ mm、周方向減肉長さ $c=150$ mm 及び最小測定厚さ $t_m=8.1$ mm を得る。

単位 mm

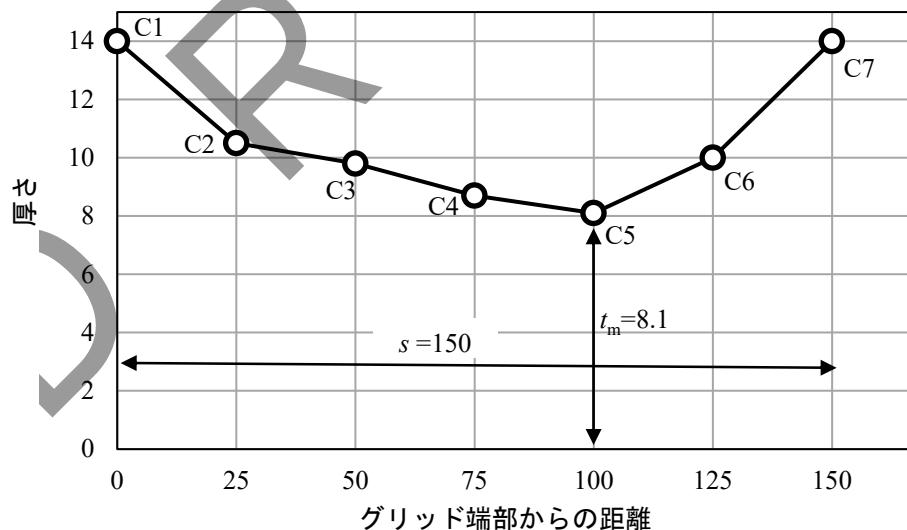


図 D.2—軸方向断面の CTP

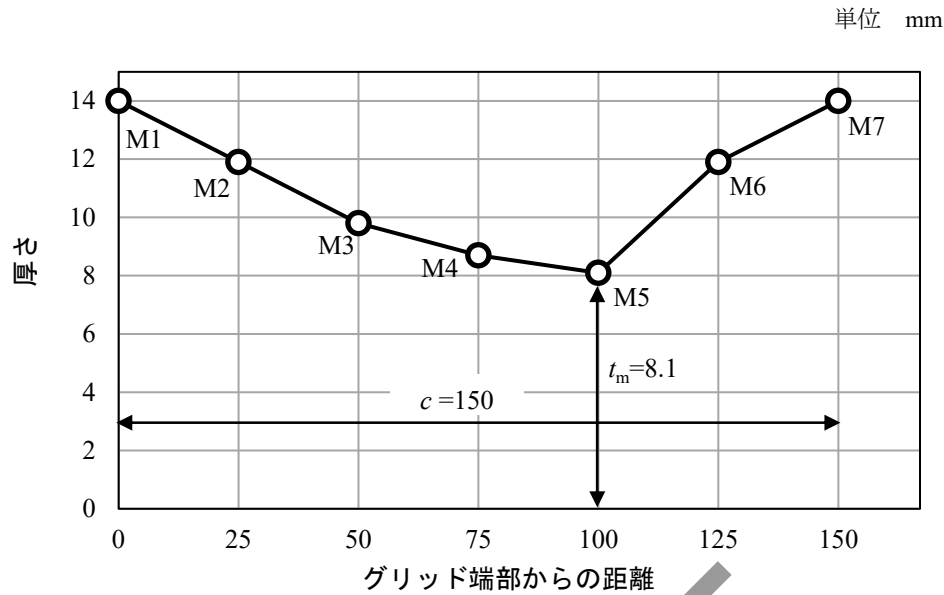


図 D.3—周方向断面の CTP

b) **近接する減肉の確認** 減肉が近接して複数存在する場合は s 及び c を新たに求める。この例題では、評価対象としている減肉から、距離 $2s$ 及び $2c$ の範囲内で減肉がないことを確認できたものとして、c)に進む。

c) **減肉平均化長さ L の算定**

1) **ケース 1 の場合** $t_{FCA}=2.5$ mm, 健全部の $t_{FCA}=0$ mm

$$t_c = t - t_{FCA} = 14.0 - 0 = 14.0 \text{ mm (健全部)}$$

$$R_t = \frac{t_m - t_{FCA}}{t_c} = \frac{8.1 - 2.5}{14.0} = 0.4$$

$R_t < 0.9$ であるため、式(5)から、

$$Q = \min \left[1.123 \sqrt{\left(\frac{1 - R_t}{1 - R_t / 0.9} \right)^2 - 1}, 50 \right] = 0.46$$

したがって、

$$L = Q \sqrt{D t_c} = 59.5 \text{ mm}$$

2) **ケース 2 の場合** $t_{FCA}=2.5$ mm, 健全部の $t_{FCA}=2.5$ mm

$$t_c = t - t_{FCA} = 14.0 - 2.5 = 11.5 \text{ mm (健全部)}$$

$$R_t = \frac{t_m - t_{FCA}}{t_c} = \frac{8.1 - 2.5}{11.5} = 0.49$$

$R_t < 0.9$ であるため、式(5)から、

$$Q = \min \left[1.123 \sqrt{\left(\frac{1 - R_t}{1 - R_t / 0.9} \right)^2 - 1}, 50 \right] = 0.56$$

したがって,

$$L = Q\sqrt{Dt_c} = 66.1 \text{ mm}$$

- d) 軸方向平均測定厚さ t_a^s 及び周方向平均測定厚さ t_a^c の算出 ケース 1 の減肉平均化長さ $L=59.5 \text{ mm}$, ケース 2 の減肉平均化長さ $L=66.1 \text{ mm}$ それぞれに対して, 範囲内の t_a^s 及び t_a^c を求める。

まず, t_a^s を求める。グリッド間隔が 25.0 mm であるため, ケース 1 及びケース 2 とともに, L 内には t_m の位置を含み 3 点の測定点が入る。そこで, 次の数値を比較する。

- ・ グリッド位置 C3-C5

$$t_a^s = \frac{9.8+8.7+8.1}{3} = 8.9 \text{ mm}$$

- ・ グリッド位置 C4-C6

$$t_a^s = \frac{8.7+8.1+10.0}{3} = 8.9 \text{ mm}$$

- ・ グリッド位置 C5-C7

$$t_a^s = \frac{8.1+10.0+14.0}{3} = 10.7 \text{ mm}$$

上記の最小値から, $t_a^s = 8.9 \text{ mm}$ を得る。

同様に, t_a^c を求める。

- ・ グリッド位置 M3-M5

$$t_a^c = \frac{9.8+8.7+8.1}{3} = 8.9 \text{ mm}$$

- ・ グリッド位置 M4-M6

$$t_a^c = \frac{8.7+8.1+11.9}{3} = 9.6 \text{ mm}$$

- ・ グリッド位置 M5-M7

$$t_a^c = \frac{8.1+8.7+14.0}{3} = 11.3 \text{ mm}$$

よって, $t_a^c = 8.9 \text{ mm}$ である。

D.4.3 詳細厚さ測定法による全面減肉評価の判定

次回検査時期までの継続供用可否の判定は, 11.1 の b) に従い行う。 t_a^s 及び t_a^c を用いて, 式(30), 式(31) 及び式(32)の全てを満足すれば, 減肉を残したまま継続供用できる。

$$t_a^s - t_{FCA} = 8.9 - 2.5 = 6.4 \text{ mm}$$

$$0.9t_{\min}^s = 0.9 \times 11.7 = 10.5 \text{ mm}$$

よって, $t_a^s - t_{FCA} < 0.9t_{\min}^s$ であり, 式(30)を満足しないため, 局部減肉評価に進む。

D.5 局部減肉評価（ケース 1 の場合）

D.5.1 局部減肉評価の留意事項の確認

局部減肉評価の留意事項は、8.3.1 に従い確認する。

a) 主要構造不連続部との距離の確認

$$l_d = 800 \text{ mm}$$

$$t_c = t - t_{FCA} = 14.0 - 0 = 14.0 \text{ mm (健全部)}$$

$$1.8\sqrt{Dt_c} = 1.8\sqrt{1200 \times 14.0} = 233.3 \text{ mm}$$

したがって、 $1.8\sqrt{Dt_c} < l_d$ であり局部減肉評価を適用できる。

b) シェルパラメータの確認

$$\lambda_c = \frac{1.285c}{\sqrt{Dt_c}} = \frac{1.285 \times 150}{\sqrt{1200 \times 14.0}} = 1.49$$

したがって、 $\lambda_c < 9$ であり、局部減肉評価を適用できる。

D.5.2 局部減肉特性化

軸方向断面及び周方向断面の特性化は、8.3.2 に従い行う。

a) 軸方向断面の特性化

- 1) 図 D.4 に示すように CTP 各点の厚さから減肉部の将来腐れ代を差し引いた CTP を作成する。

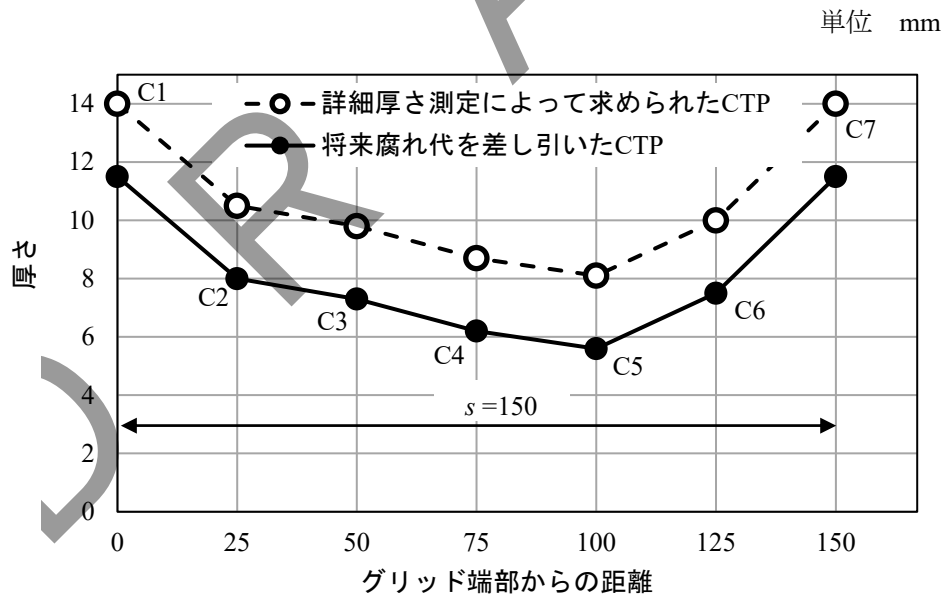


図 D.4—将来腐れ代を差し引いた軸方向断面の CTP

- 2) 1)で作成した将来腐れ代を差し引いた CTP 上の各点から任意の 2 点を選択し、図 16 に示すように、その 2 点間の軸方向減肉長さ s^i について残存断面積 A^i と面積 ($s^i \times t_1^i$) とが等しくなる等価矩形断面積に特性化する。

表 D.3 一軸方向の s^i 及び t_1^i (ケース 1)

[illegible]
$$t' = (14.0 + 11.9 + 9.8 + 8.7 + 8.1 + 11.9 + 14.0) / 7 = 11.2 \text{ mm}$$
$$p_{MAW} = \frac{2\sigma_a \eta (t - t_{FCA})}{D + 1.2(t - t_{FCA})} = \frac{2 \times 103 \times 1.0 (14.0 - 0.0)}{1200 + 1.2 (14.0 - 0.0)} = 2.4 \text{ MPa}$$
表 D.4 一軸方向の λ_s 及び R_t (ケース 1)[illegible]

表 D.5—軸方向の M 及び R_{SF} (ケース 1)

	C2		C3		C4		C5		C6		C7	
	M_t	R_{SF}	M_t	R_{SF}	M_t	R_{SF}	M_t	R_{SF}	M_t	R_{SF}	M_t	R_{SF}
C1	1.01	0.99	1.05	0.97	1.12	0.93	1.20	0.88	1.29	0.83	1.39	0.81
C2			1.01	0.99	1.05	0.95	1.12	0.90	1.20	0.85	1.29	0.83
C3					1.01	0.99	1.05	0.94	1.12	0.89	1.20	0.86
C4							1.01	0.98	1.05	0.94	1.12	0.91
C5									1.01	0.98	1.05	0.96
C6											1.01	0.99

D.5.4 最高許容圧力による軸方向断面の判定

最高許容圧力による軸方向断面の判定は、11.2 の a) に従い行う。

$$p = 2.0 \text{ MPa}$$

$$\min \left[\frac{R_{SF}}{0.9} p_{MAW}, p_{MAW} \right] = 2.1 \text{ MPa}$$

よって、 $p < 2.1 \text{ MPa}$ となり、式(35)を満足しているため、周方向断面の評価に進む。

D.5.5 サプリメンタル荷重を受ける円筒胴減肉部の応力の算定

サプリメンタル荷重を受ける円筒胴減肉部の応力の算定は、10.3 に従い行う。

- a) 径 D_f 及び周方向角度 θ の算出 この例題は内面減肉を取り扱っているため、減肉部の最小測定厚さ t_m を基準とした径 D_f を式(15)によって算出する。

$$D_f = D_o - 2(t_m - t_{FCA}) = D + 2t - 2(t_m - t_{FCA}) = 1200 + 2 \times 14 - 2(8.1 - 2.5) = 1216.8 \text{ mm}$$

次に、 D_f 及び c を用いて、 θ を式(17)によって求める。

$$\theta = \frac{c}{D_f} = \frac{150}{1217} = 0.12 \text{ rad}$$

- b) 残存強度係数 R_{SF} の算出 10.2 の手順に従い、D.5.3 の b) の 3) の結果から、 R_{SF} は次のようになる。

$$R_{SF} = 0.81$$

- c) 周方向応力 σ_c の算出 周方向応力 σ_c 及び周方向応力の算定に用いる圧力 p_{sl} を式(18)及び式(19)によって求める。

$$\sigma_c = \frac{p_{sl}}{R_{SF} \cos \alpha} \left(\frac{D}{D_o - D} + 0.6 \right) = \frac{2.0}{0.81 \times 1.0} \times \left(\frac{1200}{1228 - 1200} + 0.6 \right) = 106.9 \text{ N/mm}^2$$

$$p_{sl} = \min \left[\frac{R_{SF}}{0.9} p_{MAW}, p \right] = \min \left[\frac{0.81}{0.9} \times 2.4, 2.0 \right] = 2.0 \text{ MPa}$$

- d) 円筒胴の断面特性の算定 円筒胴の断面特性は、附属書 A に従い求める。

- 1) 円筒胴健全部の内面積 A_a

$$A_a = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{\pi}{4} (1200)^2 = 1.13 \times 10^6 \text{ mm}^2$$

- 2) 減肉部の断面積 A_f

$$A_f = \frac{\theta}{4}(D_f^2 - D^2) = \frac{0.123}{4}(1217^2 - 1200^2) = 1251.3 \text{ mm}^2$$

- 3) 円筒胴健全部の断面積 A_m

$$A_m = \frac{\pi}{4}(D_o^2 - D^2) = \frac{\pi}{4}(1228^2 - 1200^2) = 5.34 \times 10^4 \text{ mm}^2$$

- 4) 圧力を受ける断面積 A_w

$$A_w = A_a + A_f = 1.13 \times 10^6 + 1251.3 = 1.13 \times 10^6 \text{ mm}^2$$

- 5) 中立軸から x 軸までの距離 $\bar{y}$

$$\bar{y} = \frac{1}{12} \frac{\sin \theta (D_f^3 - D^3)}{A_m - A_f} = \frac{1}{12} \frac{\sin(0.123)(1217^3 - 1200^3)}{5.34 \times 10^4 - 1251.3} = 14.5 \text{ mm}$$

- 6) 中立軸から A 点までの距離 y_A

$$y_A = \bar{y} + \frac{D_o}{2} = 14.5 + \frac{1228}{2} = 628.5 \text{ mm}$$

- 7) y 軸から B 点までの距離 x_B

$$x_B = \frac{D_o}{2} \sin \theta = \frac{1228}{2} \sin(0.123) = 75.5 \text{ mm}$$

- 8) 中立軸から B 点までの距離 y_B

$$y_B = \bar{y} + \frac{D_o}{2} \cos \theta = 14.5 + \frac{1228}{2} \cos(0.123) = 623.8 \text{ mm}$$

- 9) 圧力を受ける断面の図心から x 軸までの距離 b

$$b = \frac{1}{12} \frac{\sin \theta (D_f^3 - D^3)}{A_a + A_f} = \frac{1}{12} \frac{\sin(0.123)(1217^3 - 1200^3)}{1.13 \times 10^6 + 1251.3} = 0.67 \text{ mm}$$

- 10) 減肉部の外半径 R

$$R = \frac{D_f}{2} - \frac{1217}{2} = 608.4 \text{ mm}$$

- 11) 減肉部の深さ d

$$d = \frac{(D_f - D)}{2} = \frac{1217 - 1200}{2} = 8.4 \text{ mm}$$

- 12) 円弧の長さが c , 半径が $(D + D_f)/2$, 又は $(D_o + D_f)/2$ の扇形の面積 A_{tf}

$$A_{tf} = \frac{c(D_o + D_f)}{8} = \frac{150(1228 + 1217)}{8} = 4.58 \times 10^4 \text{ mm}^2$$

- 13) 半径が $(D_o + D_f)/2$ の円の面積から A_{tf} を除いた面積 A_t

$$A_t = \frac{[0.5\pi(D + D_o) - c](D + D_o)}{8} = \frac{[0.5\pi(1200 + 1228) - 150](1200 + 1228)}{8} = 1.11 \times 10^6 \text{ mm}^2$$

- 14) 健全な円筒胴の x 軸及び y 軸に対する断面二次モーメント I_X, I_Y

$$I_X = I_Y = \frac{\pi}{64} (D_o^4 - D^4) = \frac{\pi}{64} [(1228)^4 - (1200)^4] = 9.84 \times 10^9 \text{ mm}^4$$

- 15) 減肉領域の x 軸に対する断面二次モーメント I_{LX}

$$\begin{aligned} I_{LX} &= R^3 d \left[\left(1 - \frac{3d}{2R} + \frac{d^2}{R^2} - \frac{d^3}{4R^3} \right) \left(\theta + \sin \theta \cos \theta - \frac{2 \sin^2 \theta}{\theta} \right) + \frac{d^2 \sin^2 \theta}{3R^2 \theta (2 - d/R)} \left(1 - \frac{d}{R} + \frac{d^2}{6R^2} \right) \right] \\ &= 608.4^3 \times 8.4 \left[\left(1 - \frac{3 \times 8.4}{2 \times 608.4} + \frac{8.4^2}{608.4^2} - \frac{8.4^3}{4 \times 608.4^3} \right) \times \left(0.123 + \sin(0.123) \cos(0.123) - \frac{2 \times \sin^2(0.123)}{0.123} \right) \right. \\ &\quad \left. + \frac{8.4^2 \times \sin^2(0.123)}{3 \times 608.4^2 \times 0.123 \times \left(2 - \frac{8.4}{608.4} \right)} \left(1 - \frac{8.4}{608.4} + \frac{8.4^2}{6 \times 608.4^2} \right) \right] \\ &= 9659.6 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

- 16) 減肉領域の y 軸に対する断面二次モーメント I_{LY}

$$\begin{aligned} I_{LY} &= R^3 d \left[\left(1 - \frac{3d}{2R} + \frac{d^2}{R^2} - \frac{d^3}{4R^3} \right) (\theta - \sin \theta \cos \theta) \right] \\ &= 608.4^3 \times 8.4 \left[\left(1 - \frac{3 \times 8.4}{2 \times 608.4} + \frac{8.4^2}{608.4^2} - \frac{8.4^3}{4 \times 608.4^3} \right) (0.123 - \sin(0.123) \cos(0.123)) \right] = 2.31 \times 10^6 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

- 17) 減肉部図心から x 軸までの距離 $\bar{y}_{LX}$

$$\bar{y}_{LX} = \frac{2R \times \sin \theta}{3 \times \theta} \left(1 - \frac{d}{R} + \frac{1}{2 - \frac{d}{R}} \right) = \frac{2 \times 608.4 \times \sin(0.123)}{3 \times 0.123} \left(1 - \frac{8.4}{608.4} + \frac{1}{2 - \frac{8.4}{608.4}} \right) = 602.7 \text{ mm}$$

- 18) 減肉部を除く円筒胴の x 軸に対する断面二次モーメント $I_{\bar{x}}$

$$\begin{aligned} I_{\bar{x}} &= I_X + A_m \bar{y}^2 - I_{LX} - A_r (\bar{y}_{LX} + \bar{y})^2 \\ &= 9.84 \times 10^9 + 5.34 \times 10^4 \times 14.5^2 - 9.66 \times 10^3 - 1251.3 \times (602.7 + 14.5)^2 = 9.37 \times 10^9 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

- 19) 減肉部を除く円筒胴の y 軸に対する断面二次モーメント $I_{\bar{y}}$

$$I_{\bar{y}} = I_Y - I_{LY} = 9.84 \times 10^9 - 2.31 \times 10^6 = 9.84 \times 10^9 \text{ mm}^4$$

- e) 減肉部における A 点及び B 点での軸方向応力 σ_s^A 及び σ_s^B の算出 周方向のシェルパラメータ λ_c は、D.5.1 の b) から、 $\lambda_c = 1.49$ である。式(23)により M_t^c を算出する。

$$M_t^c = \frac{1.0 + 0.1401(\lambda_c)^2 + 0.002046(\lambda_c)^4}{1.0 + 0.09556(\lambda_c)^2 + 0.0005024(\lambda_c)^4} = \frac{1.0 + 0.1401 \times 1.49^2 + 0.002046 \times 1.49^4}{1.0 + 0.09556 \times 1.49^2 + 0.0005024 \times 1.49^4} = 1.09$$

式(22)により M_s^c を算出する。

$$M_s^c = \frac{1 - \left(\frac{1}{M_t^c} \right) \left(\frac{d}{t_c} \right)}{1 - \left(\frac{d}{t_c} \right)} = \frac{1 - \left(\frac{1}{1.09} \right) \left(\frac{8.4}{14} \right)}{1 - \left(\frac{8.4}{14} \right)} = 1.12$$

式(20)及び式(21)により、サプリメンタル荷重を考慮した σ_s^A 及び σ_s^B を算出する。

- 1) 引張応力が最大となる条件 $p_{sl} = 2.0 \text{ MP}$ 及び $M_x = 280\,000 \text{ N} \cdot \text{m}$

$$\sigma_s^A = \frac{M_s^C}{\eta \cos \alpha} \left\{ \frac{A_w p_{sl}}{A_m - A_f} + \frac{F}{A_m - A_f} + \frac{y_A}{I_{\bar{x}}} \left[F\bar{y} + (\bar{y} + b) A_w p_{sl} + M_x \right] \right\}$$

$$= \frac{1.12}{1.0 \times 1.0} \left\{ \frac{1.13 \times 10^6 \times 2.0}{5.34 \times 10^4 - 1251.3} + \frac{0}{5.34 \times 10^4 - 1251.3} + \frac{628.5}{9.37 \times 10^9} \left[0 \times 14.5 + (14.5 + 0.67) \times 1.13 \times 10^6 \times 2.0 + 280000 \times 10^3 \right] \right\} = 72.3 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_s^B = \frac{M_s^C}{\eta \cos \alpha} \left\{ \frac{A_w p_{sl}}{A_m - A_f} + \frac{F}{A_m - A_f} + \frac{y_B}{I_{\bar{x}}} \left[F\bar{y} + (\bar{y} + b) A_w p_{sl} + M_x \right] + \frac{x_B}{I_{\bar{y}}} M_y \right\}$$

$$= \frac{1.12}{1.0 \times 1.0} \left\{ \frac{1.13 \times 10^6 \times 2.0}{5.34 \times 10^4 - 1251.3} + \frac{0}{5.34 \times 10^4 - 1251.3} + \frac{623.8}{9.37 \times 10^9} \left[0 \times 14.5 + (14.5 + 0.67) \times 1.13 \times 10^6 \times 2.0 + 280000 \times 10^3 \right] + \frac{75.5}{9.84 \times 10^9} \cdot 0 \right\} = 72.1 \text{ N/mm}^2$$

2) 圧縮応力の絶対値が最大となる条件 $p_{sl}=0 \text{ MPa}$ 及び $M_x=-280\,000 \text{ N}\cdot\text{m}$

$$\sigma_s^A = \frac{M_s^C}{\eta \cos \alpha} \left\{ \frac{A_w p_{sl}}{A_m - A_f} + \frac{F}{A_m - A_f} + \frac{y_A}{I_{\bar{x}}} \left[F\bar{y} + (\bar{y} + b) A_w p_{sl} + M_x \right] \right\}$$

$$= \frac{1.12}{1.0 \times 1.0} \left\{ \frac{1.13 \times 10^6 \times 0}{5.34 \times 10^4 - 1251.3} + \frac{0}{5.34 \times 10^4 - 1251.3} + \frac{628.5}{9.37 \times 10^9} \left[0 \times 14.5 + (14.5 + 0.67) \times 1.13 \times 10^6 \times 0 + (-280000 \times 10^3) \right] \right\} = -21.0 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_s^B = \frac{M_s^C}{\eta \cos \alpha} \left\{ \frac{A_w p_{sl}}{A_m - A_f} + \frac{F}{A_m - A_f} + \frac{y_B}{I_{\bar{x}}} \left[F\bar{y} + (\bar{y} + b) A_w p_{sl} + M_x \right] + \frac{x_B}{I_{\bar{y}}} M_y \right\}$$

$$= \frac{1.12}{1.0 \times 1.0} \left\{ \frac{1.13 \times 10^6 \times 0}{5.34 \times 10^4 - 1251.3} + \frac{0}{5.34 \times 10^4 - 1251.3} + \frac{623.8}{9.37 \times 10^9} \left[0 \times 14.5 + (14.5 + 0.67) \times 1.13 \times 10^6 \times 0 + (-280000 \times 10^3) \right] + \frac{75.5}{9.84 \times 10^9} \times 0 \right\} = -20.9 \text{ N/mm}^2$$

f) せん断応力 τ の算出 式(24)により，サブリメンタル荷重を考慮したせん断応力 τ を算出する。

$$\tau = \frac{M_T}{2(A_t + A_{tr})(t_{mm} - t_{FCA})} + \frac{F_s}{A_m - A_f} = \frac{0}{2(1.11 \times 10^6 + 4.58 \times 10^4)(8.1 - 2.5)} + \frac{56000}{5.34 \times 10^4 - 1251.3} = 1.1 \text{ N/mm}^2$$

g) 減肉部のミーゼス応力 σ_e^A 及び σ_e^B の算定 c)で算出した σ_c ，e)で算出した σ_s^A 及び σ_s^B ，並びに f)で算出した τ から，減肉部のミーゼス応力 σ_e^A 及び σ_e^B を式(25)及び式(26)により算出する。

1) 引張応力が最大となる条件 $p_{sl}=2.0 \text{ MP}$ 及び $M_x=280\,000 \text{ N}\cdot\text{m}$

$$\sigma_e^A = \sqrt{(\sigma_c)^2 - (\sigma_c)(\sigma_s^A) + (\sigma_s^A)^2 + 3\tau^2} = \sqrt{106.9^2 - 106.9 \times 72.3 + 72.3^2 + 3 \times 1.1^2} = 94.5 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_e^B = \sqrt{(\sigma_c)^2 - (\sigma_c)(\sigma_s^B) + (\sigma_s^B)^2 + 3\tau^2} = \sqrt{106.9^2 - 106.9 \times 72.1 + 72.1^2 + 3 \times 1.1^2} = 94.5 \text{ N/mm}^2$$

2) 圧縮応力の絶対値が最大となる条件 $p_{sl}=0 \text{ MPa}$ 及び $M_x=-280\,000 \text{ N}\cdot\text{m}$

$$\sigma_c^A = \sqrt{(\sigma_c)^2 - (\sigma_c)(\sigma_s^A) + (\sigma_s^A)^2 + 3\tau^2} = \sqrt{0^2 - 0 \times (-21.0) + (-21.0)^2 + 3 \times 1.1^2} = 21.1 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_c^B = \sqrt{(\sigma_c)^2 - (\sigma_c)(\sigma_s^B) + (\sigma_s^B)^2 + 3\tau^2} = \sqrt{0^2 - 0 \times (-20.9) + (-20.9)^2 + 3 \times 1.1^2} = 21.0 \text{ N/mm}^2$$

D.5.6 供用可否の判定

ミーゼス応力及び軸方向応力による周方向の判定は、**11.2** の **b)** に従い行う。

- a) 許容引張応力に対する評価** 減肉部のミーゼス応力 σ_c^A 及び σ_c^B は、**D.5.5** の **g)** の **1)** から、次のとおりである。

$$\max[\sigma_c^A, \sigma_c^B] = \max[94.5, 94.5] = 94.5 \text{ MPa}$$

この例題では、一次応力のみが作用していることから、 $H_f=1.0$ である。したがって、

$$S_c = H_f \left(\frac{\sigma_a}{0.9} \right) = 1.0 \times \left(\frac{103}{0.9} \right) = 114.4 \text{ MPa}$$

よって、 $\max[\sigma_c^A, \sigma_c^B] \leq S_c$ である。

- b) 許容圧縮応力に対する評価** 減肉部の軸方向応力 σ_s^A 及び σ_s^B は、**D.5.5** の **g)** の **2)** から、次のとおりである。

$$\max[\sigma_s^A, \sigma_s^B] = \max[21.0, 20.9] = 21.0 \text{ N/mm}^2$$

円筒胴の許容座屈応力は、**JIS B 8265:2017** の **4.3.3** の **a)** (円筒胴) より、次の式で計算される。

$$D_m = D_i + 2t - t' + t_{FCA} = 1200 + 2 \times 14.0 - 11.2 + 2.5 = 1219.3 \text{ mm}$$

$$\sigma_{cr} = \frac{0.3E(t' - t_{FCA})}{D_m \left(1 + 0.004 \times \frac{E}{\sigma_y} \right)} = \frac{0.3 \times 210 \times 10^3 \times (11.2 - 2.5)}{1219.3 \times \left(1 + 0.004 \times \frac{210 \times 10^3}{195} \right)} = 84.7 \text{ N/mm}^2$$

許容圧縮応力は、許容引張応力又は許容座屈応力のいずれか小さい値とするので、許容圧縮応力は 84.7 N/mm^2 となる。よって、 $\max[\sigma_s^A, \sigma_s^B] \leq 84.7 \text{ N/mm}^2$ である。

したがって、減肉部のミーゼス応力は許容応力未満であるため、次回検査まで減肉を残したまま継続供用できる。

D.6 局部減肉評価 (ケース 2 の場合)

D.6.1 局部減肉評価の留意事項の確認

局部減肉評価の留意事項は、**8.3.1** に従い確認する。

- a) 主要構造不連続部との距離の確認**

$$l_d = 800 \text{ mm}$$

$$t_c = t - t_{FCA} = 14.0 - 2.5 = 11.5 \text{ mm}$$

$$1.8\sqrt{Dt_c} = 1.8\sqrt{1205 \times 11.5} = 211.9 \text{ mm}$$

したがって、 $1.8\sqrt{Dt_c} < l_d$ であり、局部減肉評価を適用できる。

[illegible]

表 D.7—軸方向の M_t 及び R_{SF} (ケース 2)

	C2		C3		C4		C5		C6		C7	
	M_t	R_{SF}	M_t	R_{SF}	M_t	R_{SF}	M_t	R_{SF}	M_t	R_{SF}	M_t	R_{SF}
C1	1.02	1.00	1.07	0.98	1.14	0.95	1.23	0.91	1.34	0.87	1.45	0.87
C2			1.02	0.99	1.07	0.96	1.14	0.92	1.23	0.88	1.34	0.87
C3					1.02	0.99	1.07	0.95	1.14	0.91	1.23	0.90
C4							1.02	0.98	1.07	0.95	1.14	0.93
C5									1.02	0.99	1.07	0.97
C6											1.02	1.00

D.6.4 最高許容圧力による軸方向断面の判定

最高許容圧力による軸方向断面の判定は、11.2 の a) に従う。

$$p = 2.0 \text{ MPa}$$

$$\min \left[\frac{R_{SF}}{0.9} p_{MAW}, p_{MAW} \right] = 1.9 \text{ MPa}$$

よって、 $p > \min \left[\frac{R_{SF}}{0.9} p_{MAW}, p_{MAW} \right]$ であり、式(35)を満足しない。

式(35)を満足しないため、図 1 に従い、当該圧力容器に対して適切な処置 (箇条 12) を実施する。

附属書E

(参考)

耐震評価に基づく供用適性評価の例題

E.1 対象容器及び評価に必要な情報

図 C.1 で示した減肉を有する円筒形の圧力容器が、KHK S 0861:2018 の適用対象設備である場合の供用適性評価手順を示す。C.1 で示した情報以外に、地震荷重によって当該圧力容器に負荷されるサプリメンタル荷重は、次のとおりである。

- ・ 運転質量による荷重, W_V 880 kN
- ・ 鉛直地震力, F_V 170 kN
- ・ x 方向の曲げモーメント, M_x 7 500 kNm
- ・ y 方向の曲げモーメント, M_y 0 Nm
- ・ 水平地震力, F_{MH} 600 kN
- ・ トルク, M_T 0 Nm

なお、サプリメンタル荷重は、最大減肉部で計算された値である。

E.2 耐震性能評価に基づく供用可否の判定（全面減肉評価）

KHK S 0861:2018 に基づき、次の手順で、引張側及び圧縮側の応力を算定し、許容応力による周方向断面の判定を行う。

a) 最小測定厚さ 表 C.1 の結果により、次のとおりである。

$$t_m = 13.0 \text{ mm}$$

b) 平均直径の算定 B.2.1 に従い、評価対象部位全体を最小測定厚さ t_m の円筒胴とみなす。平均直径（外径及び内径の平均値） D_m は、次のとおりである。

$$D_m = \frac{\{D + D + 2(t_m - t_{FCA})\}}{2} = \frac{\{3500 + 3500 + 2(13.0 - 2.0)\}}{2} = 3511 \text{ mm}$$

c) 減肉部に発生する応力の算定

1) 引張応力の算定 ($p=0.7$ MPa)

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \left(\frac{pD_m}{4(t_m - t_{FCA})} - \frac{W_V - F_V}{\pi D_m (t_m - t_{FCA})} + \frac{4M}{\pi D_m^2 (t_m - t_{FCA})} \right) \frac{1}{\cos \theta} \\ &= \left(\frac{0.7 \times 3511}{4(13.0 - 2.0)} - \frac{880 \times 10^3 - 170 \times 10^3}{\pi \times 3511 \times (13.0 - 2.0)} + \frac{4 \times 7500 \times 10^6}{\pi \times (3511)^2 \times (13.0 - 2.0)} \right) \times 1 = 120.4 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

2) 圧縮応力の算定 ($p=0$ MPa)

$$\begin{aligned} \sigma_c &= \left(-\frac{pD_m}{4(t_m - t_{FCA})} + \frac{W_V + F_V}{\pi D_m (t_m - t_{FCA})} + \frac{4M}{\pi D_m^2 (t_m - t_{FCA})} \right) \frac{1}{\cos \theta} \\ &= \left(-\frac{0 \times 3511}{4(13.0 - 2.0)} + \frac{880 \times 10^3 + 170 \times 10^3}{\pi \times 3511 \times (13.0 - 2.0)} + \frac{4 \times 7500 \times 10^6}{\pi \times (3511)^2 \times (13.0 - 2.0)} \right) \times 1 = 79.1 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

d) 減肉部に発生する応力の算定

- 1) 引張側の耐震設計用許容応力 引張側の耐震設計用許容応力 S は、次の式で算出する。

$$S = \min(0.6S_{u0}, 0.6S_u, 0.9S_{y0}, 0.9S_y)$$

ここで、

S_{u0} : 材料の常温における最小引張強さ

S_u : 材料の設計温度における引張強さ

S_{y0} : 材料の常温における最小降伏点又は 0.2%耐力

S_y : 材料の設計温度における降伏点又は 0.2%耐力

JIS B 8265:2017 の表 B.1 及び表 D.3 より、 $S_{u0}=S_u=410$ N/mm²、 $S_{y0}=225$ N/mm² 及び $S_y=195$ N/mm² であり、 S は次のように算定される。

$$S = \min(0.6 \times 410, 0.6 \times 410, 0.9 \times 225, 0.9 \times 195) = 175.5 \text{ N/mm}^2$$

溶接継手効率 $\eta=0.95$ を考慮し、 $S=175.5 \times 0.95=166.7$ N/mm² となる。

- 2) 圧縮側の耐震設計用許容応力 B.2.2 に従い、圧縮側の耐震設計用許容応力 S'' は、評価対象部位全体を最小測定厚さ t_m の円筒胴とみなして求める。なお、JIS B 8265:2017 の表 D.1 より、評価温度における材料の縦弾性係数（又はヤング率） E は、195 000 N/mm² である。

$$S' = \frac{0.6E(t_m - t_{FCA})}{\left(1 + 0.004 \frac{E}{\min(S_y, S_{y0})}\right) D_m} = \frac{0.6 \times 195000 \times (13.0 - 2.0)}{\left(1 + 0.004 \frac{195000}{\min(195, 195)}\right) \times 3511} = 73.3 \text{ N/mm}^2$$

$$S'' = \min(S, S') = \min(166.7, 73.3) = 73.3 \text{ N/mm}^2$$

- e) 供用可否の判定 $S'' < \sigma_c$ であるため、図 1 に従い、局部減肉評価を実施する。

E.3 局部減肉評価

E.3.1 局部減肉評価の留意事項の確認

局部減肉評価の留意事項は、8.3.1 に従い確認する。

- a) 主要構造不連続部との距離の確認

$$l_d = 1000 \text{ mm}$$

$$1.8\sqrt{Dt_c} = 1.8\sqrt{3500 \times (16.0 - 2.0)} = 398.4 \text{ mm}$$

したがって、 $1.8\sqrt{Dt_c} < l_d$ であり、局部減肉評価を適用できる。

- b) シェルパラメータの確認

$$\lambda_c = \frac{1.285c}{\sqrt{Dt_c}} = \frac{1.285 \times 350}{\sqrt{3500 \times (16.0 - 2.0)}} = 2.03$$

したがって、 $\lambda_c < 9$ であり、局部減肉評価を適用できる。

E.3.2 局部減肉特性化

軸方向断面及び周方向断面の特性化は、8.3.2 に従い行う。

a) 軸方向断面の特性化

- 1) 図 E.1 に示すように、CTP 各点の厚さから減肉部の将来腐れ代を差し引いた CTP を作成する。

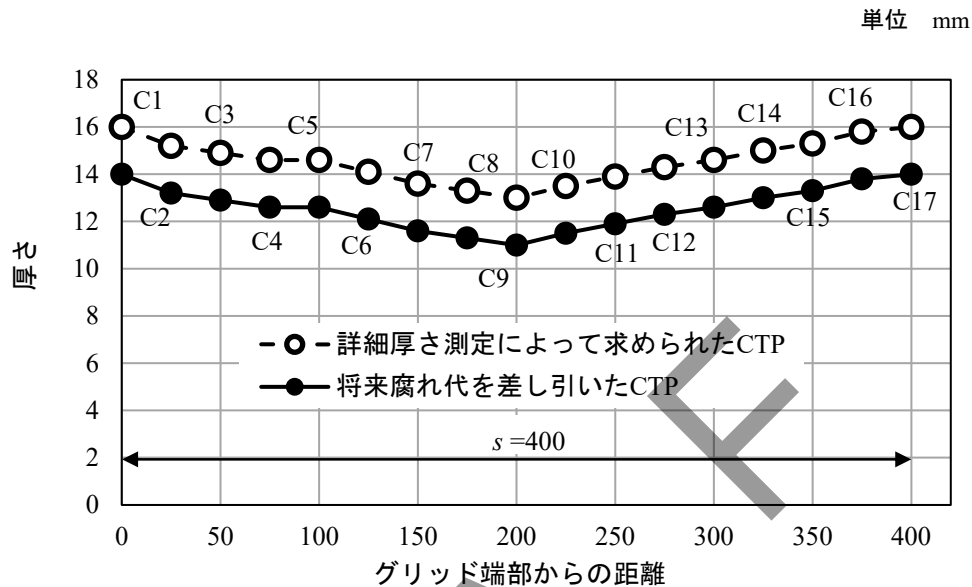


図 E.1—将来腐れ代を差し引いた軸方向断面の CTP

- 2) 1)で作成した将来腐れ代を差し引いた CTP 上の各点から任意の 2 点を選択し、図 16 に示すように、その 2 点間の軸方向減肉長さ s^i について残存断面積 A^i と面積 ($s^i \times t_1^i$) とが等しくなる等価矩形断面面積に特性化する。
- 3) 2)の作業を CTP 上の 2 点の全組合せについて行う。得られた結果を表 E.1 に示す。

表 E.1－軸方向の局部減肉特性化 (1/4)

区間 (グリッド位置)	面積 A^i (mm ²)	軸方向減肉長さ s^i (mm)	局部減肉厚さ $t_1^i = A^i / s^i$ (mm)
C1-C2	340	25.0	13.6
C1-C3	666	50.0	13.3
C1-C4	985	75.0	13.1
C1-C5	1 300	100.0	13.0
C1-C6	1 609	125.0	12.9
C1-C7	1 905	150.0	12.7
C1-C8	2 191	175.0	12.5
C1-C9	2 470	200.0	12.4
C1-C10	2 751	225.0	12.2
C1-C11	3 044	250.0	12.2
C1-C12	3 346	275.0	12.2
C1-C13	3 658	300.0	12.2
C1-C14	3 978	325.0	12.2
C1-C15	4 306	350.0	12.3
C1-C16	4 645	375.0	12.4
C1-C17	4 993	400.0	12.5
C2-C3	326	25.0	13.1
C2-C4	645	50.0	12.9
C2-C5	960	75.0	12.8
C2-C6	1 269	100.0	12.7
C2-C7	1 565	125.0	12.5
C2-C8	1 851	150.0	12.3
C2-C9	2 130	175.0	12.2
C2-C10	2 411	200.0	12.1
C2-C11	2 704	225.0	12.0
C2-C12	3 006	250.0	12.0
C2-C13	3 318	275.0	12.1
C2-C14	3 638	300.0	12.1
C2-C15	3 966	325.0	12.2
C2-C16	4 305	350.0	12.3
C2-C17	4 653	375.0	12.4

表 E.1－軸方向の局部減肉特性化 (2/4)

区間 (グリッド位置)	面積 A^i (mm ²)	軸方向減肉長さ s^i (mm)	局部減肉厚さ $t_l^i = A^i / s^i$ (mm)
C3-C4	319	25.0	12.8
C3-C5	634	50.0	12.7
C3-C6	943	75.0	12.6
C3-C7	1 239	100.0	12.4
C3-C8	1 525	125.0	12.2
C3-C9	1 804	150.0	12.0
C3-C10	2 085	175.0	11.9
C3-C11	2 378	200.0	11.9
C3-C12	2 680	225.0	11.9
C3-C13	2 991	250.0	12.0
C3-C14	3 311	275.0	12.0
C3-C15	3 640	300.0	12.1
C3-C16	3 979	325.0	12.2
C3-C17	4 326	350.0	12.4
C4-C5	315	25.0	12.6
C4-C6	624	50.0	12.5
C4-C7	920	75.0	12.3
C4-C8	1 206	100.0	12.1
C4-C9	1 485	125.0	11.9
C4-C10	1 766	150.0	11.8
C4-C11	2 059	175.0	11.8
C4-C12	2 361	200.0	11.8
C4-C13	2 673	225.0	11.9
C4-C14	2 993	250.0	12.0
C4-C15	3 321	275.0	12.1
C4-C16	3 660	300.0	12.2
C4-C17	4 008	325.0	12.3
C5-C6	309	25.0	12.4
C5-C7	605	50.0	12.1
C5-C8	1 049	75.0	14.0
C5-C9	1 328	100.0	13.3
C5-C10	1 609	125.0	12.9
C5-C11	1 901	150.0	12.7
C5-C12	2 204	175.0	12.6
C5-C13	2 515	200.0	12.6
C5-C14	2 835	225.0	12.6
C5-C15	3 164	250.0	12.7
C5-C16	3 503	275.0	12.7
C5-C17	3 850	300.0	12.8

表 E.1－軸方向の局部減肉特性化 (3/4)

区間 (グリッド位置)	面積 A^i (mm ²)	軸方向減肉長さ s^i (mm)	局部減肉厚さ $t_l^i = A^i / s^i$ (mm)
C6-C7	296	25.0	11.9
C6-C8	583	50.0	11.7
C6-C9	861	75.0	11.5
C6-C10	1 143	100.0	11.4
C6-C11	1 435	125.0	11.5
C6-C12	1 738	150.0	11.6
C6-C13	2 049	175.0	11.7
C6-C14	2 369	200.0	11.8
C6-C15	2 698	225.0	12.0
C6-C16	3 036	250.0	12.1
C6-C17	3 384	275.0	12.3
C7-C8	286	25.0	11.5
C7-C9	565	50.0	11.3
C7-C10	846	75.0	11.3
C7-C11	1 139	100.0	11.4
C7-C12	1 441	125.0	11.5
C7-C13	1 753	150.0	11.7
C7-C14	2 073	175.0	11.8
C7-C15	2 401	200.0	12.0
C7-C16	2 740	225.0	12.2
C7-C17	3 088	250.0	12.4
C8-C9	279	25.0	11.2
C8-C10	560	50.0	11.2
C8-C11	853	75.0	11.4
C8-C12	1 155	100.0	11.6
C8-C13	1 466	125.0	11.7
C8-C14	1 786	150.0	11.9
C8-C15	2 115	175.0	12.1
C8-C16	2 454	200.0	12.3
C8-C17	2 801	225.0	12.5
C9-C10	281	25.0	11.3
C9-C11	574	50.0	11.5
C9-C12	876	75.0	11.7
C9-C13	1 188	100.0	11.9
C9-C14	1 508	125.0	12.1
C9-C15	1 836	150.0	12.2
C9-C16	2 175	175.0	12.4
C9-C17	2 523	200.0	12.6

表 E.1－軸方向の局部減肉特性化 (4/4)

区間 (グリッド位置)	面積 A^i (mm ²)	軸方向減肉長さ s^i (mm)	局部減肉厚さ $t_l^i = A^i / s^i$ (mm)
C10-C11	293	25.0	11.7
C10-C12	595	50.0	11.9
C10-C13	906	75.0	12.1
C10-C14	1 226	100.0	12.3
C10-C15	1 555	125.0	12.4
C10-C16	1 894	150.0	12.6
C10-C17	2 241	175.0	12.8
C11-C12	303	25.0	12.1
C11-C13	614	50.0	12.3
C11-C14	934	75.0	12.5
C11-C15	1 263	100.0	12.6
C11-C16	1 601	125.0	12.8
C11-C17	1 949	150.0	13.0
C12-C13	311	25.0	12.5
C12-C14	631	50.0	12.6
C12-C15	960	75.0	12.8
C12-C16	1 299	100.0	13.0
C12-C17	1 646	125.0	13.2
C13-C14	320	25.0	12.8
C13-C15	649	50.0	13.0
C13-C16	988	75.0	13.2
C13-C17	1 335	100.0	13.4
C14-C15	329	25.0	13.2
C14-C16	668	50.0	13.4
C14-C17	1 015	75.0	13.5
C15-C16	339	25.0	13.6
C15-C17	686	50.0	13.7
C16-C17	348	25.0	13.9

b) 周方向断面の特性化

- 1) C.4.2 の結果から, $c=350$ mm 及び $t_m=13.0$ mm を得る。
- 2) この例題では, 地震荷重以外のサプリメンタル荷重は無視できるほど小さく, 圧縮荷重がかからないと判断されるため, 地震荷重以外の座屈評価の対象外である。したがって, 周方向断面減肉部の平均残存厚さの算定は不要である。

E.3.3 最高許容圧力及び残存強度係数の算定

- a) 最高許容圧力の算定 最高許容圧力 p_{MAW} は, 10.2.1 に従い求める。

$$0.385\sigma_a\eta = 0.385 \times 103 \times 0.95 = 37.7 \text{ MPa}$$

したがって, 評価に用いる圧力 $p \leq 0.385\sigma_a\eta$ より, 当該圧力設備の設計基準である JIS B 8265:2017 に基づく最高許容圧力の算定式(9)を用いる。

$$p_{MAW} = \frac{2\sigma_a\eta(t-t_{FCA})}{D+1.2(t-t_{FCA})} = \frac{2 \times 103 \times 0.95 \times (16.0 - 2.0)}{3500 + 1.2 \times (16.0 - 2.0)} = 0.78 \text{ MPa}$$

b) **残存強度係数の算定** 残存強度係数 R_{SF} は、10.2.2 に従い求める。E.3.2 の a) で求めた s^i 及び t_1^i の全組合せを用いて、次を算出する。

- 1) 式(10)及び式(11)を用いて、軸方向のシェルパラメータ λ_s 及び残存厚さ比 R_t を算出する。
- 2) 式(12)を用いて、フォリアス係数 M_t を算出する。
- 3) 残存強度係数 R_{SF} を算出し、その最小値を当該圧力設備の R_{SF} とする。結果は表 E.2 のとおりであり、各 R_{SF} の最小値として、本設備の $R_{SF}=0.95$ を得る。

表 E.2－残存強度係数の算定結果 (1/4)

区間	軸方向減肉長さ s^i (mm)	局部減肉厚さ t_1^i (mm)	シェルパラメータ λ_s	残存厚さ比 R_t	フォリアス係数 M_t	残存強度係数 R_{SF}
C1-C2	25.0	13.6	0.15	0.97	1.00	1.00
C1-C3	50.0	13.3	0.29	0.95	1.02	1.00
C1-C4	75.0	13.1	0.44	0.94	1.04	1.00
C1-C5	100.0	13.0	0.58	0.93	1.07	0.99
C1-C6	125.0	12.9	0.73	0.92	1.11	0.99
C1-C7	150.0	12.7	0.87	0.91	1.16	0.99
C1-C8	175.0	12.5	1.02	0.89	1.20	0.98
C1-C9	200.0	12.4	1.16	0.88	1.26	0.97
C1-C10	225.0	12.2	1.31	0.87	1.31	0.97
C1-C11	250.0	12.2	1.45	0.87	1.37	0.96
C1-C12	275.0	12.2	1.60	0.87	1.44	0.96
C1-C13	300.0	12.2	1.74	0.87	1.50	0.95
C1-C14	325.0	12.2	1.89	0.87	1.57	0.95
C1-C15	350.0	12.3	2.03	0.88	1.63	0.95
C1-C16	375.0	12.4	2.18	0.88	1.70	0.95
C1-C17	400.0	12.5	2.32	0.89	1.77	0.95
C2-C3	25.0	13.1	0.15	0.93	1.00	1.00
C2-C4	50.0	12.9	0.29	0.92	1.02	1.00
C2-C5	75.0	12.8	0.44	0.91	1.04	1.00
C2-C6	100.0	12.7	0.58	0.91	1.07	0.99
C2-C7	125.0	12.5	0.73	0.89	1.11	0.99
C2-C8	150.0	12.3	0.87	0.88	1.16	0.98
C2-C9	175.0	12.2	1.02	0.87	1.20	0.98
C2-C10	200.0	12.1	1.16	0.86	1.26	0.97
C2-C11	225.0	12.0	1.31	0.86	1.31	0.96
C2-C12	250.0	12.0	1.45	0.86	1.37	0.96
C2-C13	275.0	12.1	1.60	0.86	1.44	0.95
C2-C14	300.0	12.1	1.74	0.87	1.50	0.95
C2-C15	325.0	12.2	1.89	0.87	1.57	0.95
C2-C16	350.0	12.3	2.03	0.88	1.63	0.95
C2-C17	375.0	12.4	2.18	0.89	1.70	0.95

表 E.2－残存強度係数の算定結果 (2/4)

区間	軸方向減肉長さ s^i (mm)	局部減肉厚さ t_1^i (mm)	シェルパラ メータ λ_s	残存厚さ比 R_t	フォリアス 係数 M_t	残存強度係数 R_{SF}
C3-C4	25.0	12.8	0.15	0.91	1.00	1.00
C3-C5	50.0	12.7	0.29	0.91	1.02	1.00
C3-C6	75.0	12.6	0.44	0.90	1.04	1.00
C3-C7	100.0	12.4	0.58	0.88	1.07	0.99
C3-C8	125.0	12.2	0.73	0.87	1.11	0.99
C3-C9	150.0	12.0	0.87	0.86	1.16	0.98
C3-C10	175.0	11.9	1.02	0.85	1.20	0.97
C3-C11	200.0	11.9	1.16	0.85	1.26	0.96
C3-C12	225.0	11.9	1.31	0.85	1.31	0.96
C3-C13	250.0	12.0	1.45	0.85	1.37	0.96
C3-C14	275.0	12.0	1.60	0.86	1.44	0.95
C3-C15	300.0	12.1	1.74	0.87	1.50	0.95
C3-C16	325.0	12.2	1.89	0.87	1.57	0.95
C3-C17	350.0	12.4	2.03	0.88	1.63	0.95
C4-C5	25.0	12.6	0.15	0.90	1.00	1.00
C4-C6	50.0	12.5	0.29	0.89	1.02	1.00
C4-C7	75.0	12.3	0.44	0.88	1.04	0.99
C4-C8	100.0	12.1	0.58	0.86	1.07	0.99
C4-C9	125.0	11.9	0.73	0.85	1.11	0.98
C4-C10	150.0	11.8	0.87	0.84	1.16	0.98
C4-C11	175.0	11.8	1.02	0.84	1.20	0.97
C4-C12	200.0	11.8	1.16	0.84	1.26	0.96
C4-C13	225.0	11.9	1.31	0.85	1.31	0.96
C4-C14	250.0	12.0	1.45	0.86	1.37	0.96
C4-C15	275.0	12.1	1.60	0.86	1.44	0.95
C4-C16	300.0	12.2	1.74	0.87	1.50	0.95
C4-C17	325.0	12.3	1.89	0.88	1.57	0.95
C5-C6	25.0	12.4	0.15	0.88	1.00	1.00
C5-C7	50.0	12.1	0.29	0.86	1.02	1.00
C5-C8	75.0	14.0	0.44	1.00	1.04	1.00
C5-C9	100.0	13.3	0.58	0.95	1.07	1.00
C5-C10	125.0	12.9	0.73	0.92	1.11	0.99
C5-C11	150.0	12.7	0.87	0.91	1.16	0.99
C5-C12	175.0	12.6	1.02	0.90	1.20	0.98
C5-C13	200.0	12.6	1.16	0.90	1.26	0.98
C5-C14	225.0	12.6	1.31	0.90	1.31	0.97
C5-C15	250.0	12.7	1.45	0.90	1.37	0.97
C5-C16	275.0	12.7	1.60	0.91	1.44	0.97
C5-C17	300.0	12.8	1.74	0.92	1.50	0.97

表 E.2－残存強度係数の算定結果 (3/4)

区間	軸方向減肉長さ s^i (mm)	局部減肉厚さ t_{-1}^i (mm)	シェルパラ メータ λs	残存厚さ比 R_t	フォリアス 係数 M_t	残存強度係数 R_{SF}
C6-C7	25.0	11.9	0.15	0.85	1.00	1.00
C6-C8	50.0	11.7	0.29	0.83	1.02	1.00
C6-C9	75.0	11.5	0.44	0.82	1.04	0.99
C6-C10	100.0	11.4	0.58	0.82	1.07	0.98
C6-C11	125.0	11.5	0.73	0.82	1.11	0.98
C6-C12	150.0	11.6	0.87	0.83	1.16	0.97
C6-C13	175.0	11.7	1.02	0.84	1.20	0.97
C6-C14	200.0	11.8	1.16	0.85	1.26	0.96
C6-C15	225.0	12.0	1.31	0.86	1.31	0.96
C6-C16	250.0	12.1	1.45	0.87	1.37	0.96
C6-C17	275.0	12.3	1.60	0.88	1.44	0.96
C7-C8	25.0	11.5	0.15	0.82	1.00	1.00
C7-C9	50.0	11.3	0.29	0.81	1.02	1.00
C7-C10	75.0	11.3	0.44	0.81	1.04	0.99
C7-C11	100.0	11.4	0.58	0.81	1.07	0.98
C7-C12	125.0	11.5	0.73	0.82	1.11	0.98
C7-C13	150.0	11.7	0.87	0.83	1.16	0.97
C7-C14	175.0	11.8	1.02	0.85	1.20	0.97
C7-C15	200.0	12.0	1.16	0.86	1.26	0.97
C7-C16	225.0	12.2	1.31	0.87	1.31	0.97
C7-C17	250.0	12.4	1.45	0.88	1.37	0.96
C8-C9	25.0	11.2	0.15	0.80	1.00	1.00
C8-C10	50.0	11.2	0.29	0.80	1.02	1.00
C8-C11	75.0	11.4	0.44	0.81	1.04	0.99
C8-C12	100.0	11.6	0.58	0.83	1.07	0.99
C8-C13	125.0	11.7	0.73	0.84	1.11	0.98
C8-C14	150.0	11.9	0.87	0.85	1.16	0.98
C8-C15	175.0	12.1	1.02	0.86	1.20	0.97
C8-C16	200.0	12.3	1.16	0.88	1.26	0.97
C8-C17	225.0	12.5	1.31	0.89	1.31	0.97
C9-C10	25.0	11.3	0.15	0.80	1.00	1.00
C9-C11	50.0	11.5	0.29	0.82	1.02	1.00
C9-C12	75.0	11.7	0.44	0.83	1.04	0.99
C9-C13	100.0	11.9	0.58	0.85	1.07	0.99
C9-C14	125.0	12.1	0.73	0.86	1.11	0.98
C9-C15	150.0	12.2	0.87	0.87	1.16	0.98
C9-C16	175.0	12.4	1.02	0.89	1.20	0.98
C9-C17	200.0	12.6	1.16	0.90	1.26	0.98

表 E.2—残存強度係数の算定結果 (4/4)

区間	軸方向減肉長さ s^i (mm)	局部減肉厚さ t_1^i (mm)	シェルパラ メータ λ_s	残存厚さ比 R_t	フォリアス 係数 M_t	残存強度係数 R_{SF}
C10-C11	25.0	11.7	0.15	0.84	1.00	1.00
C10-C12	50.0	11.9	0.29	0.85	1.02	1.00
C10-C13	75.0	12.1	0.44	0.86	1.04	0.99
C10-C14	100.0	12.3	0.58	0.88	1.07	0.99
C10-C15	125.0	12.4	0.73	0.89	1.11	0.99
C10-C16	150.0	12.6	0.87	0.90	1.16	0.99
C10-C17	175.0	12.8	1.02	0.91	1.20	0.98
C11-C12	25.0	12.1	0.15	0.86	1.00	1.00
C11-C13	50.0	12.3	0.29	0.88	1.02	1.00
C11-C14	75.0	12.5	0.44	0.89	1.04	0.99
C11-C15	100.0	12.6	0.58	0.90	1.07	0.99
C11-C16	125.0	12.8	0.73	0.92	1.11	0.99
C11-C17	150.0	13.0	0.87	0.93	1.16	0.99
C12-C13	25.0	12.5	0.15	0.89	1.00	1.00
C12-C14	50.0	12.6	0.29	0.90	1.02	1.00
C12-C15	75.0	12.8	0.44	0.91	1.04	1.00
C12-C16	100.0	13.0	0.58	0.93	1.07	0.99
C12-C17	125.0	13.2	0.73	0.94	1.11	0.99
C13-C14	25.0	12.8	0.15	0.91	1.00	1.00
C13-C15	50.0	13.0	0.29	0.93	1.02	1.00
C13-C16	75.0	13.2	0.44	0.94	1.04	1.00
C13-C17	100.0	13.4	0.58	0.95	1.07	1.00
C14-C15	25.0	13.2	0.15	0.94	1.00	1.00
C14-C16	50.0	13.4	0.29	0.95	1.02	1.00
C14-C17	75.0	13.5	0.44	0.97	1.04	1.00
C15-C16	25.0	13.6	0.15	0.97	1.00	1.00
C15-C17	50.0	13.7	0.29	0.98	1.02	1.00
C16-C17	25.0	13.9	0.15	0.99	1.00	1.00

E.3.4 最高許容圧力による軸方向断面の判定

最高許容圧力による軸方向断面の判定は、11.2 の a) に従い行う。

$$p = 0.7 \text{ MPa}$$

$$\min \left[\frac{R_{SF}}{0.9} p_{MAW}, p_{MAW} \right] = 0.78 \text{ MPa}$$

よって、 $p < 0.78 \text{ MPa}$ となり、式(35)を満足しているため、周方向断面の評価に進む。

E.3.5 サプリメンタル荷重を受ける円筒胴減肉部の周方向の応力の算定

サプリメンタル荷重として地震荷重を受ける円筒胴減肉部の応力の算定は、10.3 に従い行う。

- a) 径 D_f 及び周方向角度 θ の算出 周方向断面において、減肉部の最小測定厚さ t_m を基準とした径 D_f を式(16)によって求める。

$$D_f = D + 2(t_m - t_{FCA}) = 3500 + 2(13.0 - 2.0) = 3522 \text{ mm}$$

次に、 D_f 及び c を用いて、 θ を式(17)によって求める。

$$\theta = \frac{c}{D_f} = \frac{350}{3522} = 0.10 \text{ rad}$$

- b) 残存強度係数 R_{SF} の算出 10.2 の手順に従い、E.3.3 の b) の 3) の結果から、残存強度係数 R_{SF} は次のようになる。

$$R_{SF} = 0.95$$

- c) 周方向応力 σ_c の算出 周方向応力 σ_c 及び周方向応力算定に用いる圧力 p_{sl} を式(18)及び式(19)によって求める。

- 1) 引張応力が最大となる条件 $p = 0.70 \text{ MPa}$

$$\sigma_c = \frac{p_{sl}}{R_{SF} \cos \alpha} \left(\frac{D}{D_o - D} + 0.6 \right) = \frac{0.7}{0.95 \times 1.0} \times \left(\frac{3500}{3528 - 3500} + 0.6 \right) = 92.6 \text{ N/mm}^2$$

$$p_{sl} = \min \left[\frac{R_{SF}}{0.9} p_{MAW}, p \right] = \min \left[\frac{0.95}{0.9} \times 0.78, 0.7 \right] = 0.7 \text{ MPa}$$

- 2) 圧縮応力が最大となる条件 $p = 0 \text{ MPa}$

$$\sigma_c = \frac{p_{sl}}{R_{SF} \cos \alpha} \left(\frac{D}{D_o - D} + 0.6 \right) = \frac{0}{0.95 \times 1.0} \times \left(\frac{3500}{3528 - 3500} + 0.6 \right) = 0 \text{ N/mm}^2$$

$$p_{sl} = \min \left[\frac{R_{SF}}{0.9} p_{MAW}, p \right] = \min \left[\frac{0.95}{0.9} \times 0.78, 0 \right] = 0 \text{ MPa}$$

- d) 円筒胴の断面特性の算定 円筒胴の断面特性は、附属書 A に従い求める。

- 1) 円筒胴健全部の内面積 A_a

$$A_a = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{\pi}{4} (3500)^2 = 9.62 \times 10^6 \text{ mm}^2$$

- 2) 減肉部の断面積 A_f

$$A_f = \frac{\theta}{4} (D_o^2 - D_f^2) = \frac{0.10}{4} (3528^2 - 3522^2) = 1050.9 \text{ mm}^2$$

- 3) 円筒胴健全部の断面積 A_m

$$A_m = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D^2) = \frac{\pi}{4} (3528^2 - 3500^2) = 1.55 \times 10^5 \text{ mm}^2$$

- 4) 圧力を受ける断面積 A_w

$$A_w = A_a = 9.62 \times 10^6 \text{ mm}^2$$

- 5) 中立軸から x 軸までの距離 $\bar{y}$

$$\bar{y} = \frac{1}{12} \frac{\sin \theta (D_o^3 - D_f^3)}{A_m - A_f} = \frac{1}{12} \frac{\sin(0.10) \times (3528^3 - 3522^3)}{1.55 \times 10^5 - 1050.9} = 12.0 \text{ mm}$$

- 6) 中立軸から A 点までの距離 y_A

$$y_A = \bar{y} + \frac{D_f}{2} = 12.0 + \frac{3522}{2} = 1773.0 \text{ mm}$$

- 7) y 軸から B 点までの距離 x_B

$$x_B = \frac{D_f}{2} \sin \theta = \frac{3522}{2} \sin(0.10) = 174.7 \text{ mm}$$

- 8) 中立軸から B 点までの距離 y_B

$$y_B = \bar{y} + \frac{D_f}{2} \cos \theta = 12.0 + \frac{3522}{2} \cos(0.10) = 1764.4 \text{ mm}$$

- 9) 圧力を受ける断面の図心から x 軸までの距離 b

$$b = 0 \text{ mm}$$

- 10) 減肉部の外半径 R

$$R = \frac{D_o}{2} - \frac{3528}{2} = 1764 \text{ mm}$$

- 11) 減肉部の深さ d

$$d = \frac{D_o - D_f}{2} = \frac{3528 - 3522}{2} = 3.0 \text{ mm}$$

- 12) 円弧の長さが c , 半径が $(D+D_f)/2$, 又は $(D_o+D_f)/2$ の扇形の面積 A_{tf}

$$A_{tf} = \frac{c(D+D_f)}{8} = \frac{350 \times (3500 + 3522)}{8} = 3.07 \times 10^5 \text{ mm}^2$$

- 13) 半径が $(D_o+D_f)/2$ の円の面積から A_{tf} を除いた面積 A_t

$$A_t = \frac{[0.5\pi(D+D_o) - c](D+D_o)}{8} = \frac{[0.5\pi(3500 + 3528) - 350](3500 + 3528)}{8} = 9.39 \times 10^6 \text{ mm}^2$$

- 14) 健全な円筒胴の x 軸及び y 軸に対する断面二次モーメント I_X, I_Y

$$I_X = I_Y = \frac{\pi}{64} (D_o^4 - D^4) = \frac{\pi}{64} (3528^4 - 3500^4) = 2.39 \times 10^{11} \text{ mm}^4$$

- 15) 減肉領域の x 軸に対する断面二次モーメント I_{LX}

$$\begin{aligned} I_{LX} &= R^3 d \left[\left(1 - \frac{3d}{2R} + \frac{d^2}{R^2} - \frac{d^3}{4R^3} \right) \left(\theta + \sin \theta \cos \theta - \frac{2 \sin^2 \theta}{\theta} \right) + \frac{d^2 \sin^2 \theta}{3R^2 \theta (2 - d/R)} \left(1 - \frac{d}{R} + \frac{d^2}{6R^2} \right) \right] \\ &= 1764.0^3 \times 3.0 \times \left[\left(1 - \frac{3 \times 3.0}{2 \times 1764.0} + \frac{3.0^2}{1764.0^2} - \frac{3.0^3}{4 \times 1764.0^3} \right) \times \left(0.10 + \sin(0.10) \cos(0.10) - \frac{2 \sin^2(0.10)}{0.10} \right) \right. \\ &\quad \left. + \frac{3.0^2 \sin^2(0.10)}{3 \times 1764.0^2 \times 0.10 \times \left(2 - \frac{3.0}{1764.0} \right)} \left(1 - \frac{3.0}{1764.0} + \frac{3.0^2}{6 \times 1764.0^2} \right) \right] \\ &= 7850.5 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

- 16) 減肉領域の y 軸に対する断面二次モーメント I_{LY}

$$\begin{aligned} I_{LY} &= R^3 d \left[\left(1 - \frac{3d}{2R} + \frac{d^2}{R^2} - \frac{d^3}{4R^3} \right) (\theta - \sin \theta \cos \theta) \right] \\ &= 1764.0^3 \times 3.0 \times \left[\left(1 - \frac{3 \times 3.0}{2 \times 1764.0} + \frac{3.0^2}{1764.0^2} - \frac{3.0^3}{4 \times 1764.0^3} \right) (0.10 - \sin(0.10) \cos(0.10)) \right] = 1.07 \times 10^7 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

- 17) 減肉部図心から x 軸までの距離 $\bar{y}_{LX}$

$$\bar{y}_{LX} = \frac{2R \sin \theta}{3\theta} \left(1 - \frac{d}{R} + \frac{1}{2 - \frac{d}{R}} \right) = \frac{2 \times 1764.0 \times \sin(0.10)}{3 \times 0.10} \left(1 - \frac{3.0}{1764.0} + \frac{1}{2 - \frac{3.0}{1764.0}} \right) = 1759.6 \text{ mm}$$

- 18) 減肉部を除く円筒胴の x 軸に対する断面二次モーメント $I_{\bar{x}}$

$$\begin{aligned} I_{\bar{x}} &= I_X + A_m \bar{y}^2 - I_{LX} - A_r (\bar{y}_{LX} + \bar{y})^2 \\ &= 2.39 \times 10^{11} + 1.55 \times 10^5 \times 12.0^2 - 7.85 \times 10^3 - 1050.9 \times (1759.6 + 12.0)^2 = 2.35 \times 10^{11} \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

- 19) 減肉部を除く円筒胴の y 軸に対する断面二次モーメント $I_{\bar{y}}$

$$I_{\bar{y}} = I_Y - I_{LY} = 2.39 \times 10^{11} - 1.07 \times 10^7 = 2.39 \times 10^{11} \text{ mm}^4$$

- e) 減肉部における A 点及び B 点での軸方向応力 σ_s^A 及び σ_s^B の算出 周方向のシェルパラメータ λ_c は、E.3.1 の b) から、 $\lambda_c = 2.03$ である。式(23)により M_t^c を求める。

$$M_t^c = \frac{1.0 + 0.1401(\lambda_c)^2 + 0.002046(\lambda_c)^4}{1.0 + 0.09556(\lambda_c)^2 + 0.0005024(\lambda_c)^4} = \frac{1.0 + 0.1401 \times 2.03^2 + 0.002046 \times 2.03^4}{1.0 + 0.09556 \times 2.03^2 + 0.0005024 \times 2.03^4} = 1.15$$

式(22)により M_s^c を求める。

$$M_s^c = \frac{1 - \left(\frac{1}{M_t^c} \right) \left(\frac{d}{t_c} \right)}{1 - \left(\frac{d}{t_c} \right)} = \frac{1 - \left(\frac{1}{1.12} \right) \left(\frac{3.0}{14.0} \right)}{1 - \left(\frac{3.0}{14.0} \right)} = 1.04$$

式(20)及び式(21)により、サプリメンタル荷重を考慮した σ_s^A 及び σ_s^B を求める。

- 1) 引張応力が最大となる条件 $p_{sl} = 0.7 \text{ MPa}$, $F = -W_V + F_V = -7.1 \times 10^5 \text{ N}$ 及び $M_X = 7.5 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}$

$$\begin{aligned}
\sigma_s^A &= \frac{M_s^C}{\eta \cos \alpha} \left\{ \frac{A_w p_{sl}}{A_m - A_f} + \frac{F}{A_m - A_f} + \frac{y_A}{I_{\bar{x}}} [F\bar{y} + (\bar{y} + b) A_w p_{sl} + M_x] \right\} \\
&= \frac{1.04}{0.95 \times \cos(0)} \left\{ \frac{9.62 \times 10^6 \times 0.7}{1.55 \times 10^5 - 1050.9} + \frac{-7.1 \times 10^5}{1.55 \times 10^5 - 1050.9} \right. \\
&\quad \left. + \frac{1773.0}{2.35 \times 10^{11}} [-7.1 \times 10^5 \times 12.0 + (12.0 + 0) \times 9.62 \times 10^6 \times 0.4 + 7.5 \times 10^6 \times 10^3] \right\} \\
&= 105.0 \text{ N/mm}^2 \\
\sigma_s^B &= \frac{M_s^C}{\eta \cos \alpha} \left\{ \frac{A_w p_{sl}}{A_m - A_f} + \frac{F}{A_m - A_f} + \frac{y_B}{I_{\bar{x}}} [F\bar{y} + (\bar{y} + b) A_w p_{sl} + M_x] + \frac{X_B}{I_{\bar{y}}} M_y \right\} \\
&= \frac{1.04}{0.95 \times \cos(0)} \left\{ \frac{9.62 \times 10^6 \times 0.7}{1.55 \times 10^5 - 1050.9} + \frac{-7.1 \times 10^5}{1.55 \times 10^5 - 1050.9} \right. \\
&\quad \left. + \frac{1764.4}{2.35 \times 10^{11}} [-7.1 \times 10^5 \times 12.0 + (12.0 + 0) \times 9.62 \times 10^6 \times 0.4 + 7.5 \times 10^6 \times 10^3] \right. \\
&\quad \left. + \frac{174.7}{2.39 \times 10^{11}} \times 0 \right\} \\
&= 104.7 \text{ N/mm}^2
\end{aligned}$$

2) 圧縮応力の絶対値が最大となる条件 $p_{sl}=0 \text{ MPa}$, $F=-W_V-F_V=-1.05 \times 10^6 \text{ N}$ 及び $M_x=-7.5 \times 10^6 \text{ Nm}$

$$\begin{aligned}
\sigma_s^A &= \frac{M_s^C}{\eta \cos \alpha} \left\{ \frac{A_w p_{sl}}{A_m - A_f} + \frac{F}{A_m - A_f} + \frac{y_A}{I_{\bar{x}}} [F\bar{y} + (\bar{y} + b) A_w p_{sl} + M_x] \right\} \\
&= \frac{1.04}{0.95 \times \cos(0)} \left\{ \frac{9.62 \times 10^6 \times 0}{1.55 \times 10^5 - 1050.9} + \frac{-1.05 \times 10^6}{1.55 \times 10^5 - 1050.9} \right. \\
&\quad \left. + \frac{1773.0}{2.35 \times 10^{11}} [-1.05 \times 10^6 \times 12.0 + (12.0 + 0) \times 9.62 \times 10^6 \times 0 - 7.5 \times 10^6 \times 10^3] \right\} \\
&= -69.2 \text{ N/mm}^2 \\
\sigma_s^B &= \frac{M_s^C}{\eta \cos \alpha} \left\{ \frac{A_w p_{sl}}{A_m - A_f} + \frac{F}{A_m - A_f} + \frac{y_B}{I_{\bar{x}}} [F\bar{y} + (\bar{y} + b) A_w p_{sl} + M_x] + \frac{X_B}{I_{\bar{y}}} M_y \right\} \\
&= \frac{1.04}{0.95 \times \cos(0)} \left\{ \frac{9.62 \times 10^6 \times 0.4}{1.55 \times 10^5 - 1050.9} + \frac{-1.05 \times 10^6}{1.55 \times 10^5 - 1050.9} \right. \\
&\quad \left. + \frac{1764.4}{2.35 \times 10^{11}} [-1.05 \times 10^6 \times 12.0 + (12.0 + 0) \times 9.62 \times 10^6 \times 0 - 7.5 \times 10^6 \times 10^3] + \frac{174.7}{2.39 \times 10^{11}} \times 0 \right\} \\
&= -68.9 \text{ N/mm}^2
\end{aligned}$$

f) せん断応力 τ の算出 式(24)により, サプリメンタル荷重を考慮したせん断応力 τ を求める。ここで, $F_s = F_{MH} = 600 \text{ kN}$ である。

$$\begin{aligned}
\tau &= \frac{M_T}{2(A_l - A_f)(t_m - t_{FCA})} + \frac{F_s}{A_m - A_f} = \frac{0}{2(9.39 \times 10^6 - 3.07 \times 10^5)(13.0 - 2.0)} + \frac{600 \times 10^3}{1.55 \times 10^5 - 1050.9} \\
&= 3.9 \text{ N/mm}^2
\end{aligned}$$

g) 減肉部のミーゼス応力 σ_e^A 及び σ_e^B の算定 c)で算出した σ_c , e)で算出した σ_s^A 及び σ_s^B , 並びに f)で算出した τ から, 減肉部のミーゼス応力 σ_e^A 及び σ_e^B を式(25)及び式(26)により算出する。

- 1) 引張応力が最大となる条件 $p_{sl}=0.7 \text{ MPa}$, $F=-W_V+F_V=-7.1 \times 10^5 \text{ N}$ 及び $M_x=7.5 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}$

$$\sigma_c^A = \sqrt{(\sigma_c)^2 - (\sigma_c)(\sigma_s^A) + (\sigma_s^A)^2 + 3\tau^2} = \sqrt{92.6^2 - 92.6 \times 105.0 + 105.0^2 + 3 \times 3.9^2} = 99.6 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_c^B = \sqrt{(\sigma_c)^2 - (\sigma_c)(\sigma_s^B) + (\sigma_s^B)^2 + 3\tau^2} = \sqrt{92.6^2 - 92.6 \times 104.7 + 104.7^2 + 3 \times 3.9^2} = 99.4 \text{ N/mm}^2$$

- 2) 圧縮応力の絶対値が最大となる条件 $p_{sl}=0 \text{ MPa}$, $F=-W_V-F_V=1.05 \times 10^6 \text{ N}$ 及び $M_x=-7.5 \times 10^6 \text{ Nm}$

$$\sigma_c^A = \sqrt{(\sigma_c)^2 - (\sigma_c)(\sigma_s^A) + (\sigma_s^A)^2 + 3\tau^2} = \sqrt{0^2 - 0 \times (-69.2) + (-69.2)^2 + 3 \times 3.9^2} = 69.5 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_c^B = \sqrt{(\sigma_c)^2 - (\sigma_c)(\sigma_s^B) + (\sigma_s^B)^2 + 3\tau^2} = \sqrt{0^2 - 0 \times (-68.9) + (-68.9)^2 + 3 \times 3.9^2} = 69.2 \text{ N/mm}^2$$

E.3.6 耐震性能評価に基づく供用可否の判定

KHK S 0861:2018 で規定された手順で算出した引張側の耐震設計用許容応力、及び圧縮側の耐震設計用許容応力を用いて、11.2 の b) の手順で周方向断面の判定を行う。

- a) 許容引張応力に対する評価 減肉部のミーゼス応力 σ_c^A 及び σ_c^B は、E.3.5 の g) の 1) から、次のとおりである。

$$\max[\sigma_c^A, \sigma_c^B] = \max[99.6, 99.4] = 99.6 \text{ N/mm}^2$$

E.2 から、引張側の耐震設計用許容応力 $S=166.7 \text{ N/mm}^2$ であるため、 $\max[\sigma_c^A, \sigma_c^B] \leq S$ である。

- b) 許容圧縮応力に対する評価 減肉部のミーゼス応力 σ_c^A 及び σ_c^B は、E.3.5 の g) の 2) から、次のとおりである。

$$\max[\sigma_c^A, \sigma_c^B] = \max[69.5, 69.2] = 69.5 \text{ N/mm}^2$$

E.2 から、圧縮側の耐震設計用許容応力 $S''=73.3 \text{ N/mm}^2$ であるため、 $\max[\sigma_c^A, \sigma_c^B] \leq S''$ である。

したがって、減肉部のミーゼス応力は耐震設計用許容応力未満であるため、次回検査まで減肉を残したまま継続供用できる。

附属書 F (参考)

円筒胴と管台との接続部の内面に腐食減肉が発見された 圧力容器の供用適性評価の例題

F.1 記号

この附属書で用いる記号は、**箇条 4** によるほか、**JIS B 8265:2017** の **F.2** による。

F.2 対象容器及び評価に必要な情報

図 F.1 に示すような円筒胴と管台との接続部の内面に、胴の長手軸に沿って減肉が発見されたとして、この規格の手順に従って供用適性評価を行い、次回検査までの継続供用可否判断を行う。円筒胴及び管台の材料は、それぞれ **SGV 480** 及び **STPG 410-S** であり、管台はセットインタイプで取り付けられている。なお、評価に必要な情報は、次のとおりである。

a) 部材の形状及びその寸法

- ・ 円筒胴の内径 : 2 000 mm
- ・ 円筒胴の健全部の厚さ : 22.0 mm
- ・ 管台 (8B Sch. 80) の外径 : 216.3 mm
- ・ 管台 (8B Sch. 80) の健全部の厚さ : 12.7 mm
- ・ 強め材の外径 : 340.0 mm
- ・ 強め材の厚さ : 19.0 mm
- ・ 円筒胴と強め材とのすみ肉溶接の脚長 : 19.0 mm
- ・ 管台と強め材とのすみ肉溶接の脚長 : 12.0 mm

b) 減肉の形状、位置

腐食減肉は、定期的な開放検査時、当該圧力容器の管台と円筒胴との接続部の内面で発見。

c) 評価に用いる圧力 p 、評価温度

p : 2.0 MPa

評価温度 : 150 °C

d) 許容引張応力、溶接継手効率

- ・ 円筒胴 (材料 **SGV 480**, 設計規格 **JIS B 8265:2017**)
許容引張応力 : 121 N/mm²
溶接継手効率 : 1.0
- ・ 管台 (材料 **STPG410-S**, 設計規格 **JIS B 8265:2017**)
許容引張応力 : 103 N/mm²
- ・ 強め材 (材料 **SGV 410**, 設計規格 **JIS B 8265:2017**)
許容引張応力 : 103 N/mm²

e) 計算厚さ

- ・ 円筒胴 : 16.7 mm

- ・ 管台 : 2.1 mm

f) 将来腐れ代

$t_{FCA} : 2.0 \text{ mm}$

g) サプリメンタル荷重

サプリメンタル荷重は無視できるほど小さいためゼロとする。

この例題における腐食減肉が発見された容器は、**箇条 1** の供用適性評価の適用範囲内にある。

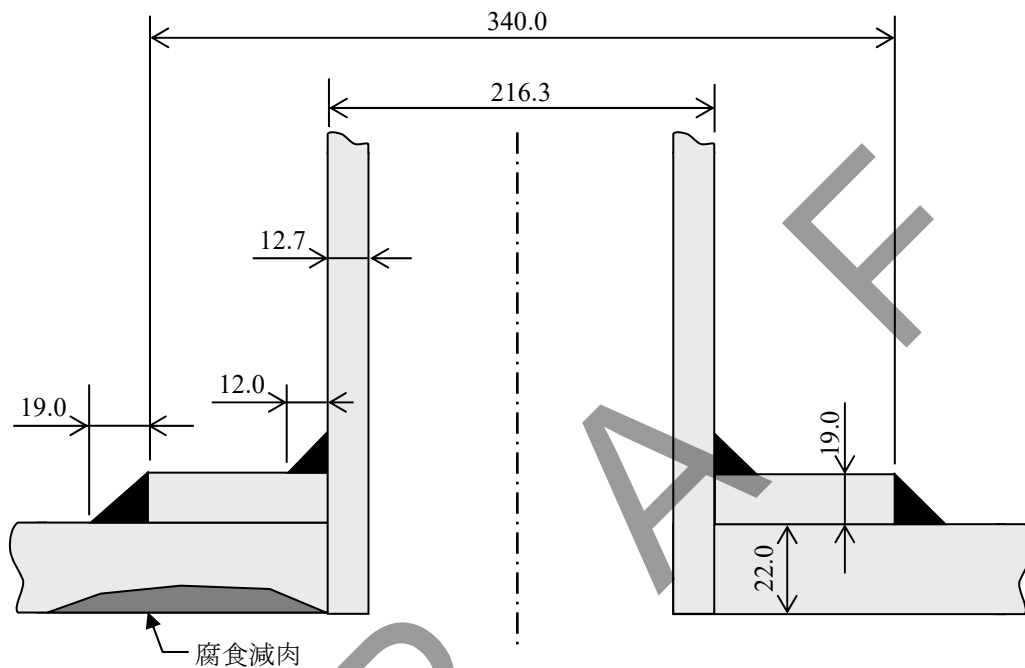


図 F.1—内面に腐食減肉を有する円筒胴と管台との接続部

F.3 部位のタイプ分類

部位のタイプ分類は、**箇条 6** による。減肉が発見された部位は圧力容器の円筒胴と管台との接続部の内面であり、タイプ B である（**表 2** 参照）。

F.4 詳細厚さ測定による全面減肉評価

F.4.1 詳細厚さ測定

タイプ B 部位の全面減肉評価には、**7.1** に従い詳細厚さ測定を用いる。詳細厚さ測定は、**7.3.2** に従い行う。

- 減肉の評価範囲を設定し、円筒胴の健全部の測定厚さ t を求める。 $t = 22 \text{ mm}$ である。
- 減肉を覆う範囲に測定グリッドを設定する。測定グリッド間隔 l_g の目安は、式(1)に従い、次のように算出される。

$$l_g = \min[2t, 25] = 24 \text{ mm}$$

目安未満の値である $l_g = 20 \text{ mm}$ を、測定グリッド間隔とする。

- c) 測定グリッド交点において、厚さ測定を実施する。測定データの記録を表 F.1 に示す。

表 F.1—詳細厚さ測定による厚さ測定データの記録

		周方向の測定線番号					
		C1	C2	C3	C4	C5	C6
軸方向の 測定線番号	M1	22.0	22.0	22.0	22.0	22.0	22.0
	M2	22.0	20.0	18.0	19.8	19.1	22.0
	M3	22.0	19.5	17.8	18.5	19.0	22.0
	M4	22.0	18.0	18.5	18.0	19.5	22.0
	M5	22.0	20.1	21.0	19.0	21.5	22.0
	M6	22.0	22.0	22.0	22.0	22.0	22.0

- d) 周方向の各測定線の最小厚さ測定点を、図 3 の a) に示すように結線し、その断面を軸方向に平行な面に投影し、得られる形状を軸方向断面の CTP とする。同様に、周方向断面の CTP を図 3 の b) に示すように求める。軸方向及び周方向断面の CTP を、それぞれ図 F.2 及び図 F.3 に示す。なお、軸方向断面の CTP の横軸は管台中心からの距離を示す。最小測定厚さ t_m は、 $t_m = 17.8 \text{ mm}$ である。

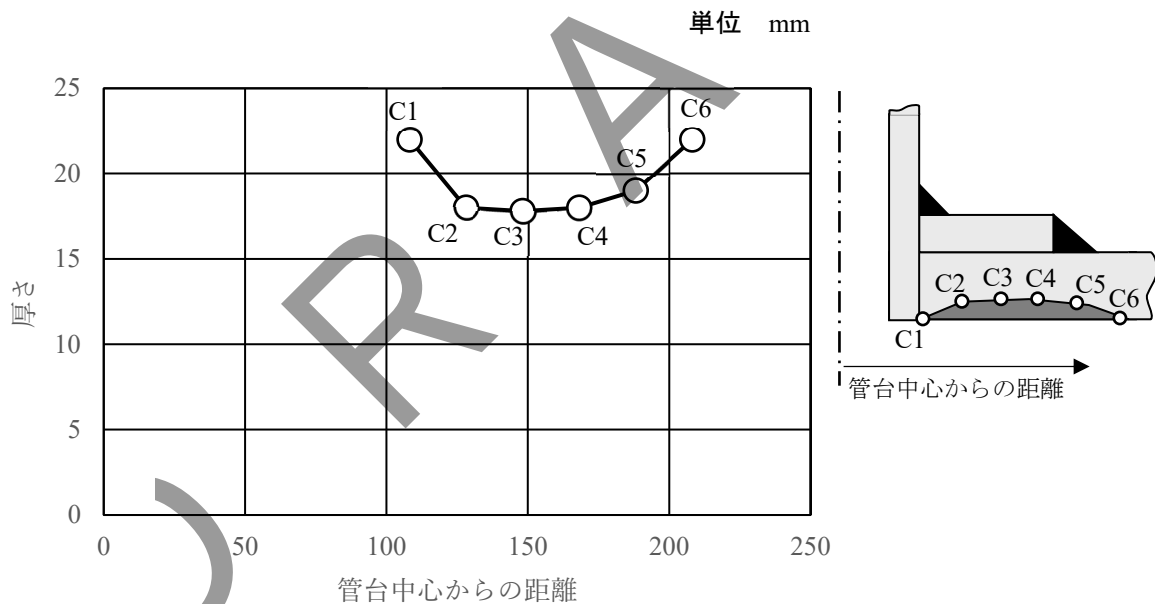


図 F.2—軸方向断面の CTP

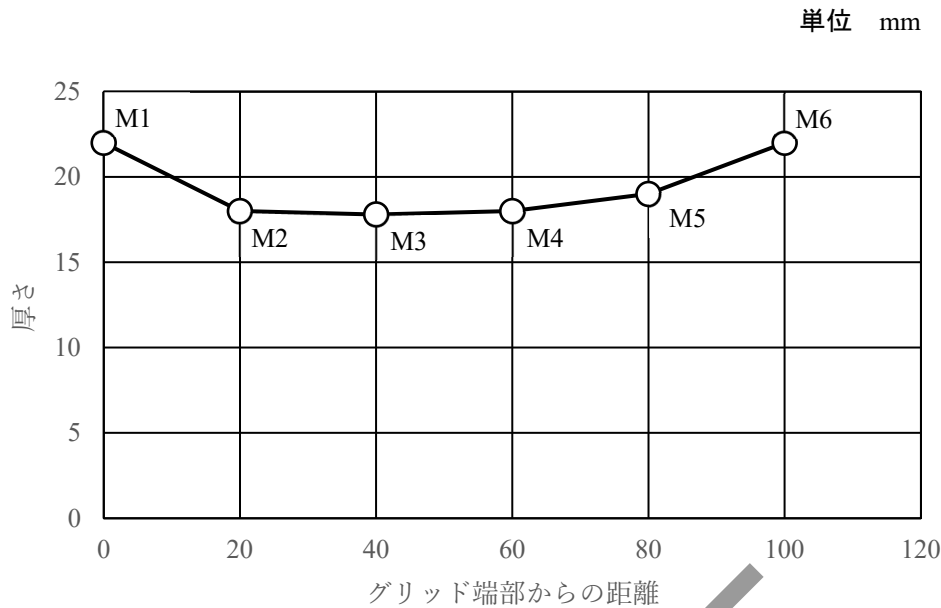


図 F.3—周方向断面の CTP

F.4.2 全面減肉特性化

タイプ B 部位の全面減肉特性化には、8.2.2 の b) の 1) に従い式(2)で算出される L と L_v のいずれか小さい方を減肉特性化長さ L とする。式(2)の L は、健全部の測定厚さから将来腐れ代を減じたもの t_c 及び残存厚さ R_t から次のように算出される。

$$t_c = t - t_{FCA} = 22.0 - 2.0 = 20.0 \text{ mm}$$

$$R_t = \frac{t_m - t_{FCA}}{t_c} = \frac{17.8 - 2.0}{20.0} = 0.79$$

$$Q = \min \left[1.123 \sqrt{\left(\frac{1 - R_t}{1 - R_t/0.9} \right)^2 - 1}, 50 \right] = \min \left[1.123 \sqrt{\left(\frac{1 - 0.79}{1 - 0.79/0.9} \right)^2 - 1}, 50 \right] = 1.57$$

$$L = Q \sqrt{D t_c} = 1.57 \times \sqrt{(2000 + 4.0) \times 20.0} = 314.1 \text{ mm}$$

L_v は、図 11 に従い、次のように算出される。

$$L_v = \max[d, (0.5d + t_n + t_v)] = \max[190.9, (0.5 \times 190.9 + 12.7 + 22.2)] = 190.9 \text{ mm}$$

$L_v < L$ より、減肉特性化長さ $L = 190.9 \text{ mm}$ となる。

図 F.2 に示す軸方向断面の CTP に基づき、管台中心からの距離が 190.9 mm までの範囲で平均減肉を算出する。平均測定厚さ t_a は次のように算出される。なお、この例題では、胴の長手軸に沿って減肉が生じているため、周方向断面の CTP は、全面減肉特性化に用いない。

$$t_a = \frac{22.0 + 18.0 + 17.8 + 18.0 + 19.0}{5} = 19.0 \text{ mm}$$

F.4.3 全面減肉評価における最高許容圧力の検討

円筒胴と管台との接続部の内面で発見された減肉であるので、当該圧力設備の設計規格である **JIS B 8265:2017** の**附属書 F** に従い、最高許容圧力を検討する。

タイプ B 部位の全面減肉評価における最高許容圧力 p_{MAW} の算出では、**箇条 9** に従い、当該圧力設備の設計規格で規定されている算定式における厚さ（減肉が生じている部位の厚さ）を $(t_a - t_{FCA})$ に置き換える。

評価に用いる圧力 p に対し、減肉が生じた胴の厚さを $(t_a - t_{FCA})$ に置き換えた形状について、穴補強に必要な最小面積及び補強の有効範囲を計算し、強め材に算入できる部分の面積が穴補強に必要な最小面積以上であることを確認する。この結果に基づき、最高許容圧力を算定する。加えて、当該溶接継手の強度を確認する。

a) 穴補強に必要な最小面積及び補強の有効範囲の算定

- 1) **穴補強に必要な最小面積** 管台の外径 216.3 mm、厚さ 12.7 mm、及び将来腐れ代 2.0 mm から、管台の厚さは、 $t_n = 12.7 - 2.0 = 10.7$ mm となる。穴の内径は、 $d = 216.3 - 2t_n = 194.9$ mm、及び材料強度による低減係数は、 $f_{r1} = \sigma_n / \sigma_v = 103 / 121 = 0.851$ である。胴の長手軸に沿って減肉が生じているため、穴補強の計算に適用する修正係数は、 $F = 1.0$ である。

したがって、穴補強に必要な最小面積は、次のように算出される。

$$\begin{aligned} A &= dt_r F + 2t_n t_r F (1 - f_{r1}) \\ &= 194.9 \times 16.7 \times 1.0 + 2 \times 10.7 \times 16.7 \times 1.0 \times (1 - 0.851) \\ &= 3\,306.0 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

- 2) **強め材の有効範囲** 強め材の有効範囲 L は、 d 又は $d/2 + (t_a - t_{FCA}) + t_n$ のうち、大きい方の値である。

$$\begin{aligned} L &= d = 194.9 \text{ mm} \\ L &= d/2 + (t_a - t_{FCA}) + t_n = 194.9/2 + (19.0 - 2.0) + 10.7 = 125.15 \text{ mm} \end{aligned}$$

したがって、強め材の有効範囲は、 $L = 194.9$ mm となる。

- 3) **強め材の管台高さ方向の有効範囲** 強め材の有効範囲 H は、次の二つの計算値のうち、小さい方の値である。

$$\begin{aligned} H &= 2.5(t_a - t_{FCA}) = 2.5 \times (19.0 - 2.0) = 42.5 \text{ mm} \\ H &= t_e + 2.5t_n = 19.0 + 2.5 \times 10.7 = 42.5 \text{ mm} \end{aligned}$$

したがって、強め材の管台高さ方向の有効範囲は、 $H = 42.5$ mm となる。

b) 強め材に算入できる部分の面積

- 1) **強め材に算入できる円筒胴の面積** 次の二つの計算値のうち、いずれか大きい方の値である。

$$\begin{aligned} A_1 &= d(\eta(t_a - t_{FCA}) - Ft_r) - 2t_n(\eta t - Ft_r)(1 - f_{r1}) \\ &= 194.9 \times \{1.0 \times (19.0 - 2.0) - 1.0 \times 16.7\} \\ &\quad - 2 \times 10.7 \times \{1.0 \times (19.0 - 2.0) - 1.0 \times 16.7\} \times (1 - 0.851) \\ &= 59.43 \text{ mm}^2 \\ A_1 &= 2((t_a - t_{FCA}) + t_n)(\eta t - Ft_r) - 2t_n(\eta(t_a - t_{FCA}) - Ft_r)(1 - f_{r1}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= 2 \times \{(19.0 - 2.0) + 10.7\} \times \{1.0 \times (19.0 - 2.0) - 1.0 \times 16.7\} \\
 &\quad - 2 \times 10.7 \times \{1.0 \times (19.0 - 2.0) - 1.0 \times 16.7\} \times (1 - 0.851) \\
 &= 16.19 \text{ mm}^2
 \end{aligned}$$

したがって、 $A_1 = 59.43 \text{ mm}^2$ となる。

- 2) **強め材に算入できる管台外側の面積** 次の二つの計算値のうち、いずれか小さい方の値である。

$$\begin{aligned}
 A_2 &= 5(t_n - t_{rn})f_{r1}(t_a - t_{FCA}) \\
 &= 5 \times (10.7 - 2.1) \times 0.851 \times (19.0 - 2.0) \\
 &= 623.7 \text{ mm}^2 \\
 A_2 &= 2(t_n - t_{rn})(2.5t_n - t_e)f_{r1} \\
 &= 2 \times (10.7 - 2.1) \times (2.5 \times 10.7 + 19.0) \times 0.851 \\
 &= 671.40 \text{ mm}^2
 \end{aligned}$$

したがって、 $A_2 = 623.7 \text{ mm}^2$ となる。

- 3) **強め材に算入できる管台外側の溶接継手の面積**

3.1) f_{r2} の計算

$$\begin{aligned}
 f_{r1} &= \frac{\sigma_n}{\sigma_n} = \frac{103}{121} = 0.851 \\
 f_{r3} &= \frac{\sigma_p}{\sigma_v} = \frac{103}{121} = 0.851 \\
 f_{r2} &= f_{r3} = 0.851
 \end{aligned}$$

3.2) 管台外側の溶接継手

$$A_{41} = (\text{溶接脚長})^2 f_{r2} = 12^2 \times 0.851 = 122.58 \text{ mm}^2$$

3.3) 強め材の溶接継手

$$A_{42} = (\text{溶接脚長})^2 f_{r3} = 19^2 \times 0.851 = 307.30 \text{ mm}^2$$

- 4) **強め材に算入できる管台外側の強め材の面積** 次の式で算出する。

$$\begin{aligned}
 A_5 &= (D_p - d - 2t_n)t_e f_{r3} \\
 &= (340 - 194.9 - 2 \times 10.7) \times 19 \times 0.851 = 2\,000.67 \text{ mm}^2
 \end{aligned}$$

- 5) **強め材の合計面積** 次の式で算出する。

$$\begin{aligned}
 \Sigma A &= A_1 + A_2 + A_{41} + A_{42} + A_5 \\
 &= 59.43 + 623.7 + 122.58 + 307.30 + 2\,000.67 \\
 &= 3\,113.68 \text{ mm}^2
 \end{aligned}$$

合計面積は、必要な最小面積 $A = 3\,306.01 \text{ mm}^2$ 未満である。

- c) **穴補強に必要な最小面積が強め材の合計面積以上となる圧力条件の検討** 穴補強に必要な最小面積が強め材の合計面積未満であることから、評価に用いる圧力 $p = 2.0 \text{ MPa}$ は、最高許容圧力より大きくなる。そこで、円筒胴及び管台の必要厚さ t_r 及び t_{rn} を小さくすることで、穴補強に必要な最小面積が強め材の合計面積以上となる圧力条件を検討する。

p を 1.9 MPa とした場合について検討する。 t_r 及び t_{rn} は次のように算出される。

$$t_r = \frac{Dp}{2\sigma_v\eta - 1.2p} = \frac{2\,000 \times 1.9}{2 \times 121 - 1.2 \times 1.9} = 15.9 \text{ mm}$$

$$t_{rn} = \frac{D_{no}p}{2\sigma_n\eta + 0.8p} = \frac{216.3 \times 1.9}{2 \times 103 - 1.2 \times 1.9} = 2.0 \text{ mm}$$

$t_r = 15.9 \text{ mm}$ 及び $t_{rn} = 2.0 \text{ mm}$ を用いると、穴補強に必要な最小面積及び強め材に算入できる部分の面積は次のように算出される。

$$\begin{aligned} A &= dt_rF + 2t_n t_r F(1 - f_{r1}) \\ &= 194.9 \times 15.9 \times 1.0 + 2 \times 10.7 \times 15.9 \times 1.0 \times (1 - 0.851) \\ &= 3\,139.62 \text{ mm}^2 \\ \Sigma A &= A_1 + A_2 + A_{41} + A_{42} + A_5 \\ &= 220.47 + 630.94 + 122.58 + 307.30 + 2\,000.67 \\ &= 3\,281.96 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

以上より、 p を1.9 MPaとしたとき、穴補強に必要な最小面積が強め材の合計面積以上となっている。もしそうでなければ、 p をより小さい値に設定して、条件を満足するまで同様の検討を行う。

- d) **溶接継手の強度の確認** p を1.9 MPaとしたときの溶接継手の強度を確認する。継手強度の確認は、次の手順による。まず、溶接継手が伝達する荷重を算出する。次に想定される破壊経路に対する溶接継手の強度を算出し、溶接継手の強度が伝達する荷重以上となるか確認する。なお、当該損傷は内面減肉であり、外面のすみ肉溶接は腐食していないので、JIS B 8265:2000 の図 8 によるすみ肉溶接の要求寸法に関する確認は不要である。

1) 溶接継手が伝達する荷重

- 1.1) 溶接継手が伝達する全荷重は次の式で算出する。

$$\begin{aligned} W &= [A - A_1 + 2t_n f_{r1} \{\eta(t_a - t_{FCA}) - Ft_r\}] \sigma_v \\ &= \{3\,139.62 - 220.47 + 2 \times 10.7 \times 0.851 \times (1.0 \times (19.0 - 2.0) - 1.0 \times 15.9)\} \times 121 \\ &= 355\,752 \text{ N} \end{aligned}$$

- 1.2) JIS B 8265:2017 の図 F.7 における①→①方向の溶接継手が伝達する全荷重は次の式で算出する。

$$\begin{aligned} W_{1-1} &= (A_2 + A_5 + A_{41} + A_{42}) \sigma_v \\ &= \{630.94 + 2\,000.67 + 122.58 + 307.3\} \times 121 \\ &= 370\,440 \text{ N} \end{aligned}$$

- 1.3) JIS B 8265:2017 の図 F.7 における②→②方向の溶接継手が伝達する全荷重は次の式で算出する。

$$\begin{aligned} W_{2-2} &= (A_2 + A_5 + A_{41} + A_{42}) \sigma_v \\ &= \{630.94 + 2\,000.67 + 122.58 + 307.30\} \times 121 \\ &= 128\,647 \text{ N} \end{aligned}$$

- 1.4) JIS B 8265:2017 の図 F.7 における③→③方向の溶接継手が伝達する全荷重は次の式で算出する。

$$\begin{aligned} W_{3-3} &= (A_2 + A_5 + A_{41} + A_{42}) \sigma_v \\ &= \{630.94 + 2\,000.67 + 122.58 + 307.30\} \times 121 \\ &= 407\,911 \text{ N} \end{aligned}$$

2) 想定される破壊経路に対する溶接継手の強度

2.1) 許容応力は次の式で算出する。

管台の許容せん断応力

$$\tau_n = 0.80\sigma_n = 0.80 \times 103 = 82.4 \text{ N/mm}^2$$

A₄₁ 箇所のすみ肉溶接の許容せん断応力

$$\tau_f = 0.49\sigma_p = 0.49 \times 103 = 50.47 \text{ N/mm}^2$$

A₄₂ 箇所のすみ肉溶接の許容せん断応力

$$\tau_f = 0.49\sigma_p = 0.49 \times 103 = 50.47 \text{ N/mm}^2$$

開先溶接の許容引張応力

$$\sigma_g = 0.74\sigma_n = 0.74 \times 103 = 76.22 \text{ N/mm}^2$$

開先溶接の許容せん断応力

$$\tau_g = 0.60\sigma_n = 0.60 \times 103 = 61.80 \text{ N/mm}^2$$

2.2) せん断強度及び引張強度は次の式で算出する。

管台のせん断強度

$$\begin{aligned} F_n &= \frac{\pi}{2} \times (\text{管台の平均径}) \times t_n \tau_n = \frac{\pi}{2} \times (d_o - t_n) \times t_n \tau_n \\ &= \frac{\pi}{2} \times (216.3 - 10.7) \times 10.7 \times 82.4 = 284\,743.6 \text{ N} \end{aligned}$$

A₄₁ 箇所のすみ肉溶接のせん断強度

$$\begin{aligned} F_{41} &= \frac{\pi}{2} \times (\text{管台の外径}) \times (\text{溶接脚長}) \times \tau_f \\ &= \frac{\pi}{2} \times 216.3 \times 12 \times 50.47 = 205\,774.2 \text{ N} \end{aligned}$$

A₄₂ 箇所のすみ肉溶接のせん断強度

$$\begin{aligned} F_{42} &= \frac{\pi}{2} \times (\text{強め材の外径}) \times (\text{溶接脚長}) \times \tau_f \\ &= \frac{\pi}{2} \times 340 \times 19 \times 50.47 = 512\,136.5 \text{ N} \end{aligned}$$

開先溶接の引張強度

$$\begin{aligned} F_\sigma &= \frac{\pi}{2} \times (\text{管台の外径}) \times (t_a - t_{FCA}) \sigma_g \\ &= \frac{\pi}{2} \times 216.3 \times (19.0 - 2.0) \times 76.22 = 440\,244.8 \text{ N} \end{aligned}$$

開先溶接のせん断強度

$$F_t = \frac{\pi}{2} \times (\text{管台の外径}) \times (t_a - t_{FCA}) \tau_g$$

$$= \frac{\pi}{2} \times 216.3 \times (19.0 - 2.0) \times 61.80 = 356\,955.3 \text{ N}$$

2.3) 溶接継手の強度が十分であるか次のように確認する。

①→①方向の溶接継手の強度

$$F_n + F_{42} = 284\,743.6 + 512\,136.5 = 796\,880.1 \text{ N}$$

②→②方向の溶接継手の強度

$$F_{41} + F_t = 205\,774.2 + 356\,955.3 = 562\,729.5 \text{ N}$$

③→③方向の溶接継手の強度

$$F_t + F_{42} = 356\,955.3 + 512\,136.5 = 869\,091.7 \text{ N}$$

① → ①方向の溶接継手の強度 $> W_{1-1} > W$

② → ②方向の溶接継手の強度 $> W > W_{2-2}$

③ → ③方向の溶接継手の強度 $> W_{3-3} > W$

3方向の溶接継手の強度が W 又は W_{n-n} 以上であるから、溶接継手の強度は十分である。

以上より、 $p = 1.9 \text{ MPa}$ としたときに穴補強に必要な最小面積が強め材の合計面積以上となり、溶接継手の強度も十分であるため、最高許容圧力 p_{MAW} は 1.9 MPa となる。

F.4.4 判定

簡条 11 に従い判定を行う。当該設備は p_{MAW} である 1.9 MPa 以下で次回検査時期まで継続運転可能である。

WES 2820 : 20XX

圧力設備の供用適性評価方法-減肉評価 解 説

この解説は、規格に規定・記載した事柄を説明するもので、規格の一部ではない。

この解説は、日本溶接協会が編集・発行するものであり、これに関する問合せ先は日本溶接協会である。

1 制定時の趣旨及び経緯

石油精製，石油化学，化学プラントなどの圧力設備は，長期供用中に減肉や割れなどの劣化・損傷を生じることがあり，安全に運転を継続するために，保全活動においては，検査，評価及び補修を的確に行うための維持規格が必要である。検査によって発見されたきず又は損傷を有する圧力設備の継続供用，補修，取替えなどの対応策を決定する方法は，一般に供用適性（Fitness-For-Service, FFS）評価方法と呼ばれ，**API 579-1/ASME FFS-1**，**BS 7910**，**FITNET** などが海外で広く使われてきた。一方，国内では，石油連盟・石油化学工業協会の供用適性評価基準委員会が，**API/ASME** 規格を基にした圧力設備の供用適性評価基準を 2013 年に作成した。これを広く産業界に普及させるために，石油連盟・石油化学工業協会から，日本溶接協会 化学機械溶接研究委員会に，**WES** として規格化することの要請があった。これを受けて，日本溶接協会において，2013 年 4 月に「圧力設備の供用適性評価方法-減肉評価」原案作成委員会及び FFS 小委員会が発足し，2 年間の規格化活動を行った。

作成した最終案は，パブリックコメント公募を経て本協会規格委員会で審議及び理事会によって承認され，2015 年に **WES 2820** として制定された。

この規格は，国内外の圧力設備を対象とした減肉評価規格と比較して，次の 3 つの特徴がある。

- 既存の国内規格では，減肉部の最小測定厚さが設計時の計算厚さより小さくなる場合に，評価の適用範囲外となり，減肉を残したまま当該設備を継続供用することを許容していない。これに対し，この規格では，**API 579-1/ASME FFS-1** などで採用されている残存強度係数の考え方を導入することによって，計算厚さを下回る減肉に対しても，減肉評価を可能としている。
- サブリメンタル荷重が無視できる場合について，**API 579-1/ASME FFS-1** の **Part 5** では，安全側の評価を実施している。これに対し，この規格では，内圧による軸方向応力を算定することで評価精度を高めている。
- この規格の制定にあたり，**JIS B 8265** など日本の圧力容器規格が古くから **ASME Boiler & Pressure Vessel** 規格を規範としていることから，それらを基に設計・製作された圧力設備に対するこの規格も，2007 年に **ASME** 規格として制定された **API 579-1/ASME FFS-1** の **Part 4** 及び **Part 5** の考え方を基にしている。今後，国内関連法規及び規格の下で適用されることを前提に，評価手順，厚さ測定方法，減肉特性化，圧力設備の継続供用可否判定，不合格判定時の処置などに検討が加えられ，規格の利便性の向上を図っている。

日本溶接協会 化学機械溶接研究委員会では，2012 年に，**WES 7700** 規格群（圧力設備の溶接補修）を発行し，2019 年には産業界へのさらなる普及を図るための改正を行った。これらの **WES** では，圧力設備の溶接補修の要否検討は，FFS 評価に基づいて行うことにしている。この規格の発行によって，よりどころ

となる FFS 評価方法が明示され、圧力設備の補修溶接の信頼性を高める効果が期待される。

2 今回の改正の趣旨

WES 見直しに当たり、2016 年、2021 年に改正された API 579-1/ASME FFS-1 の情報、及び制定以降の技術の進歩を取り入れて、本体及び解説の内容を追加・修正した。

また、2022 年 4 月にこの規格が KHK/PAJ/JPCA S 0851 の附属書 5B に引用されることとなり、高圧ガス基準で定められている耐震設計基準の考え方について取り込むこととした。なお、KHK/PAJ/JPCA S 0851 には附属書 5A として p-M 法が、附属書 5B としてこの規格に基づく手法が規定されている。KHK/PAJ/JPCA S 0851 の附属書 5A 及び附属書 5B の運用においては、次について留意する必要がある。

- a) 2 つの附属書は、独立の規定であり部分的に選定することはできない。すなわち同一設備に対しては、両附属書いずれを適用するか決めたら、同一設備の全ての箇所に同一の附属書を適用し、寿命到達時まで一貫して同じ附属書を適用しなければならない。
- b) 2 つの附属書は、独立の規格であり、いずれも安全性について問題がないことが認められているものである。2 つの附属書を適用比較し、安全側を適用する、あるいは有利な側を適用するというような恣意的な比較運用や指導をしてはならない。

今回、化学機械溶接研究委員会は、WES 原案作成委員会を組織し、WES 2820:202x（以下、この規格という）を改正した。

3 審議中に特に問題となった点

今回のこの規格の審議において問題となった主な事項及び審議結果は、次のとおりである。

- a) 評価に用いる最高許容圧力について、国内では適用規格によって算定式が異なっているが、審議の結果、圧力設備の設計規格が JIS B 8265 又は JIS B 8267 の場合の算定式を本文に例示し、その他の算定式は、解説に例として記載すると結論に至った。
- b) 厚さ測定の際の、計測誤差の許容値に関する審議の結果、この規格は評価に特化した規格であることを踏まえ、計測誤差に関する規定は設けず、解説で考え方を明記し、有資格者による検査を推奨する旨を記載した。

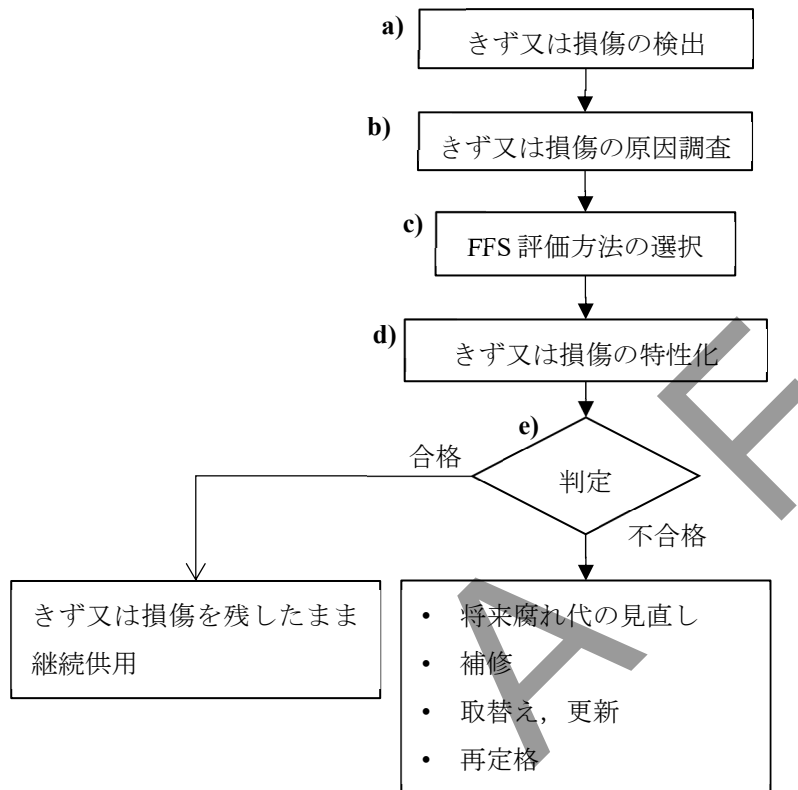
4 主な改正点

主な改正点は次の通りである。

- a) API 579-1/ASME FFS-1:2021 の改正内容を反映した。
- b) 文章表現及び手順を見直し、フローチャートを整理し、箇条を組み換えた。
- c) 附属書 B を新たに追加し、耐震評価への対応方法を明確にした。
- d) 附属書 C から附属書 F を新たに追加し、例題を充実させた。

5 FFS 評価方法の概要

圧力設備のきず又は損傷に対する圧力設備診断の一般的手順を**解説図 1**に示す。FFS 評価は、検査によってきず又は損傷が発見された圧力設備の次回検査までの継続供用、補修、取替えなどの対応策の決定に適用した。



解説図 1—きず又は損傷に対する圧力設備診断の一般的手順

- a) **きず又は損傷の検出** 検査計画に従って、きず又は損傷の有無を確認する。
- b) **きず又は損傷の原因調査** きず又は損傷が認められた場合には、非破壊検査を行って状況を確認し、原因を調査する。原因調査では、メンテナンス履歴及び運転履歴を確認する。石油精製、石油化学設備などに発生するきず又は損傷の特徴、対応をまとめた規格として **API RP 571**、**JPI-8R-12** などが挙げられる。
- c) **FFS 評価方法の選択** きず又は損傷の原因を明らかにし、適切な FFS 評価方法を選択する。例えば、疲労による割れ、応力腐食割れなどの先端の鋭いきずには亀裂状欠陥評価が適用され、腐食、摩耗などには減肉評価が適用される。高温環境で運転される設備にはクリープ損傷評価が適用される。
- d) **きず又は損傷の特性化** きず又は損傷を工学的に評価可能となるように特性化を行う。
- e) **判定** 評価指標となる物理量（最高許容圧力、計算厚さ、応力拡大係数など）を算定し、きず又は損傷の可否判定を行う。合格の場合には、当該部位はきず又は損傷を残したまま次回検査までの継続供用が許容される。不合格の場合には、当該部位は適切な処置を行う必要がある。処置の例として、将来腐れ代の見直し、補修、取替え、再定格などが挙げられる。

現在、発行されている一般的な FFS 評価規格では、c)、d)及び e)の具体的手順を規定している。a)及び

b)のきず又は損傷の検出，原因調査の結果は FFS 評価に大きく影響するため，圧力設備診断の専門家が，検査，原因調査などを実施することが重要である。

この規格はきず又は損傷のうち，減肉を対象とした。減肉を取り扱っている代表的な FFS 評価規格とその概要を**解説表 1**に示す。

解説表 1ー減肉を取扱う代表的な FFS 評価規格

規格名称	規格作成団体	現行版	概要
KHK/PAJ/JPCA S 0851 高圧ガス設備の供用適性評価に基づく耐圧性能及び強度に係る次回検査時期設定基準	高圧ガス保安協会， 石油連盟， 石油化学工業協会	2022	日本国内の高圧ガス設備を対象に，次回検査時期を決定するための評価手順を示す。対象とする損傷は，減肉，クリープ損傷，水素浸食及び亀裂状欠陥である。
JGA 指-109-20 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	日本ガス協会	2020	日本国内のガス製造設備（導管は除く）を対象に，腐食及び疲労亀裂を対象とした検査・評価・補修手順を示す。腐食の評価は API 579-1/ASME FFS-1:2016 ，疲労亀裂の評価は BS 7910:2013+A1:2015 に基づいている。
BS 7910 Guide to methods for assessing the acceptability of flaws in metallic structures	British Standard Institution (BSI)	2019	金属材料の構造物に対する欠陥評価方法を示した規格。附属書（Annex G）に腐食に対する評価方法を示している。欧州において，事業者，製作者，エンジニアリング会社などが合同で参画した FITNET プロジェクトの成果が引き継がれている。
API 579-1/ASME FFS-1 Fitness-For-Service	American Petroleum Institute (API), American Society of Mechanical Engineers (ASME)	2021	亀裂状欠陥，減肉のほか，孔食，溶接食い違いなど，プラント圧力設備が経験する様々な損傷に対して継続供用性を評価する手法を規定している。
ASME B 31G Manual for Determining the Remaining Strength of Corroded Pipelines	American Society of Mechanical Engineers (ASME)	2023	腐食したパイプラインの残存強度係数に基づく供用適性評価方法が示されている。
DNV-RP-F-101 Corroded pipelines	Det Norske Veritas (DNV)	2019 + A2021	許容応力に基づく評価方法に加え，信頼性概念に基づいた部分安全係数を用いた評価方法を規定している。

6 構成要素について

6.1 適用範囲（箇条 1）

この規格を適用する圧力設備について，一般に認められた設計・構造規格の例は，次に示す。

- ・ 高圧ガス保安法 特定設備検査規則又は特定設備検査規則に係る例示基準
- ・ 労働安全衛生法 圧力容器構造規格及びボイラー構造規格
- ・ 電気事業法 発電用火力設備の技術基準の解釈
- ・ ガス事業法 ガス工作物技術基準の解釈例
- ・ **JIS B 8201** 陸用鋼製ボイラー構造

- **JIS B 8243** 圧力容器の構造
- **JIS B 8249** 多管円筒形熱交換器
- **JIS B 8250** 圧力容器の構造（特定規格）
- **JIS B 8270** 圧力容器（基盤規格）
- **JIS B 8265** 圧力容器の構造—一般事項
- **JIS B 8266** 圧力容器の構造—特定規格
- **JIS B 8267** 圧力容器の設計
- **JIS B 8501** 鋼製石油貯槽の構造（全溶接製）

- a) クリープ温度域とは、運転中にクリープ損傷が生じうる温度域のことである。該当する温度域は文献などを利用して判断するのが望ましい。例えば、**API 579-1/ASME FFS-1** の **Part 4** に示されたクリープ温度域を**解説表 2**に示す。

解説表 2—クリープ温度域の例

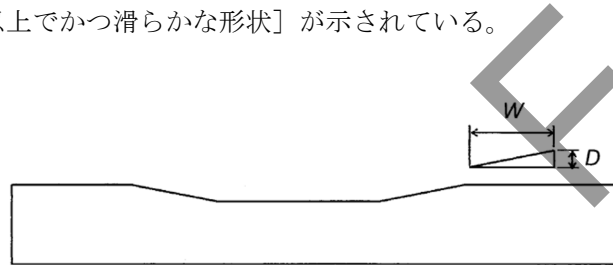
単位 ℃

材 料	クリープ温度域
炭素鋼（引張強さ ≤ 414 MPa）	343 以上
炭素鋼（引張強さ > 414 MPa）	371 以上
C-0.5Mo	399 以上
1.25Cr-0.5Mo 焼ならし焼戻し	427 以上
1.25Cr-0.5Mo 焼なまし	
2.25Cr-1Mo 焼ならし焼戻し	
2.25Cr-1Mo 焼なまし	
2.25Cr-1Mo 焼入焼戻し	
2.25Cr-1Mo-V	441 以上
3Cr-1Mo-V	
5Cr-0.5Mo	
7Cr-0.5Mo	427 以上
9Cr-1Mo	
9Cr-1Mo-V	
12Cr	482 以上
AISI Type 304 & 304H	510 以上
AISI Type 316 & 316H	538 以上
AISI Type 321	
AISI Type 321H	
AISI Type 347	
AISI Type 347H	
Alloy 800	565 以上
Alloy 800H	
Alloy 800HT	
HK-40	649 以上

- b) 繰返し荷重を受ける圧力設備で設計時に疲労設計がされているものとは、例えば、**JIS B 8266** の**附属書 8**（圧力容器の応力解析及び疲労解析）に従い、設計疲労曲線を用いた寿命評価が行われているものである。疲労解析の要否は、**JIS B 8266** の **6.4.3**（疲労解析の免除）に規定された疲労解析免除規定を利用でき、疲労解析が免除された圧力設備には、この規格を適用してもよい。
- c) 極めて局所的な腐食（孔食など）であれば、残存厚さが限りなく小さくなったとしても、一般的な圧

力設備の運転圧力下での内圧破壊を生じることはない。しかし、構造物として最低限必要な厚さとして公称厚さの 20 %、ただし、圧力容器に対しては 2.5 mm 以上、配管に対しては 1.2 mm 以上という制限を設けた。圧力容器に対する 2.5 mm の根拠は、設計規格における最小制限厚さであり、**JIS B 8265** では、炭素鋼又は低合金鋼について最小制限厚さを 2.5 mm としている。配管に対する 1.2mm の根拠は **API 574 Table 1** に記載されている配管材の中で最も薄いものが 1/8 inch Sch.10 の 1.24 mm であり、これに対応する **JIS** 規格の 1/8B Sch 10S の厚みが 1.2 mm である。公称厚さの 20 %の制限は、**WRC Bulletin 465** ^[1]において、公称厚さの 20 %以上の残存厚さがある条件で、塑性崩壊荷重の評価式の妥当性が確認されている。

- d) 先端の鋭いきずとは、溶接割れ、融合不良、未溶着部、アンダカットなどの溶接欠陥、疲労亀裂、応力腐食割れ、引掻ききずなどである。溶接欠陥、引掻ききずなどは、グラインダなどを用いてきずを除去すれば、この規格を適用してもよい。一方、疲労亀裂、応力腐食割れなどは、きずを除去したとしても、再発する可能性がある。疲労亀裂の場合には、原因となる繰返し荷重の大きさの低減、応力腐食割れの場合には、原因となる環境の遮断などの対策をとることによってこの規格を適用してもよい。なお、**WES 7700-2** には、**解説図 2** のようなグラインダ仕上げの推奨形状 [きずを除去した領域の勾配 (W/D) が 3 以上でかつ滑らかな形状] が示されている。



解説図 2—きず除去後の形状（肉盛溶接なしの場合）

- e) 外圧を受ける圧力設備については、座屈評価についての検討が必要なこと、及び検証事例が少ないことからこの規格の対象外とした。

API 579-1/ASME FFS-1 Part 5 には、外圧を受ける圧力設備の減肉評価方法がある。

6.2 用語及び定義（箇条 3）

“減肉”について、**KHK/PAJ/JPCA S 0851**（高压ガス設備の供用適性評価に基づく耐圧性能及び強度に係る次回検査時期設定基準）では、“減肉とは、腐食又は浸食による材料の厚さの減少をいう”と定義している。この規格で扱う減肉は、腐食又は浸食に起因するものだけでなく、きず又は損傷をグライディングによって滑らかな形状に処理したものも含むため、“部材の厚さの減少”とした。

6.3 記号（箇条 4）

この規格、**API 579-1/ASME FFS-1** 及び **ASME Boiler & Pressure Vessel Code** では、同じ意味でも記号が異なるものがある。この規格、**API 579-1/ASME FFS-1** 及び **ASME Boiler & Pressure Vessel Code** で用いられている代表的な記号を比較したものを**解説表 3** に示す。

解説表 3—WES 2820, API 579-1/ASME FFS-1 及び ASME Boiler & Pressure Vessel Code で

用いられている記号の比較

用 語	WES 2820 で用いられている記号	API 579-1/ASME FFS-1 及び ASME Boiler & Pressure Vessel Code で用いられている記号
残存強度係数 (Remaining strength factor)	R_{SF}	RSF
最高許容圧力 (Maximum allowable working pressure)	P_{MAW}	$MAWP$

6.4 減肉評価に必要な情報 (箇条 5)

- a) **部材の形状及び寸法** 製作図面をもとに、部材の構造、形状、寸法などの確認が可能である。
- b) **減肉の形状及び位置** この規格に適用するために最も重要な情報であり、放射線透過試験、超音波探傷試験及び外観試験（デプスゲージ計測、3 次元計測などを含む）によって、きず又は損傷の形状及び位置の精度よい測定が可能である。
- c) **評価に用いる圧力 p 、又は液面高さ h** p の設定に関する合理的な方法は、運転圧力を p とする方法である。この場合、供用中の圧力変動を考慮して、最高運転圧力を用いてもよい。一方、 p に設計圧力を用いると保守的な評価が可能である。また、評価対象設備が常圧貯槽であり h を使用する場合は p の設定での圧力を液面に読み替え、同様の方法で設定してもよい。
- d) **評価温度** 設計温度及び常用の運転温度だけでなく、供用中の最高温度を考慮して決定してもよい。
- e) **溶接継手効率 η 及び評価温度における許容引張応力 σ_a** 製作時の適用設計規格に基づいて与えられる。
- f) **計算厚さ t_{min}** 当該圧力設備の建設時の設計基準（JIS B 8265, JIS B 8267 など）に基づいて算定が可能である。
- g) **評価温度における材料の降伏点又は 0.2%耐力 σ_y** 製作時の適用設計規格に基づいて与えられる。
- h) **将来腐れ代 t_{FCA}** 評価時点から次回検査までの運転期間及び腐食速度を用いて算定される。
【将来腐れ代 (mm)】 = 【腐食速度 (mm/年)】 × 【次回検査までの期間 (年)】
腐食速度の設定では、過去の同運転環境における腐食速度、類似設備における腐食速度、次回検査までの運転期間中における運転条件の変動などが考慮される。
減肉が内外面の両面に生じている場合には、将来腐れ代は内外面別々に設定される。防食措置、又は環境遮断措置をとる場合、将来腐れ代はゼロとしてよい ($t_{FCA} = 0$)。
将来腐れ代は、健全部と減肉部とで異なる値を示す場合があり、それらを使い分けることでより合理的な評価となる。API 579-1/ASME FFS-1:2021 においては、将来腐れ代を健全部と減肉部とで使い分ける方針が採用され、記号も FCA 及び FCA_m で区別して表される。この規格では、将来腐れ代は単一の記号 t_{FCA} で表記されるが、健全部と減肉部とで異なる値を用いてもよい。
- i) **サプリメンタル荷重から生じる力及びモーメント F , F_s , M_T , M_x 及び M_y** 3.16 及び 10.3 参照。

6.5 評価手順 (箇条 6)

タイプ A 部位は、残存強度係数 R_{SF} が与えられており、局部減肉評価が可能である。一方、タイプ B 部位は、形状の不連続を伴う複雑な形状をしており、 R_{SF} の算出が困難であるため全面減肉評価のみ実施可能とした。

表 2 で示したタイプ A の部位 a)～f) の減肉は、一様な全面減肉、又は局所的な矩形減肉に特性化される。

タイプ B の部位 g)～i)では、一様な全面減肉にのみ特性化を行うこととした。解説表 4 に、この規格及び API 579-1/ASME FFS-1:2021 における部位のタイプ分類の対応、減肉評価の方法に応じた評価指標及び評価に必要な情報をまとめた。

解説表 4—減肉評価の指標と必要な情報

この規格における部位のタイプ	API 579-1/ASME FFS-1:2021 における部位のタイプ	減肉評価	評価指標	評価に必要な情報 (箇条 5)
A	Type A 及び Type B Class 1	全面減肉評価	計算厚さ	a), b), c), d), e)及び g)
		局部減肉評価	圧力設備の最高許容圧力	a), b), c), d), f), g), h)
B	Type B Class 2	全面減肉評価	圧力設備の最高許容圧力	a), b), c), d), g)

この規格では、取付物のないエルボ及び曲げ管も、配管の直管部と同様にタイプ A 部位に分類し、全面減肉評価及び局部減肉評価を適用可能とした。エルボ及び曲げ管に配管の直管部と同様の残存強度係数を適用する妥当性については、WRC Bulletin 465^[1]の 4.6.2.3 で確認されている。

6.7 厚さ測定 (箇条 7)

6.7.1 厚さ測定の方法 (7.1)

部位のタイプ及び減肉評価の方法に応じた厚さ測定法の適用性を解説表 5 に示す。

解説表 5—点厚さ測定法及び詳細厚さ測定法の適用可否

	点厚さ測定法	詳細厚さ測定法
全面減肉特性化 タイプ A	可	可
全面減肉特性化 タイプ B	否	可
局部減肉特性化 タイプ A	否	可

タイプ A 部位の全面減肉評価では、比較的一様な減肉の場合に、点厚さ測定法及び詳細厚さ測定法のどちらを適用してもよく、用いる測定法によって、供用適性評価結果に有意差のないことが経験的に知られている。

6.7.2 厚さ測定の留意事項 (7.2)

この規格では、測定精度については規定していないが、非破壊検査の有資格者が厚さ測定を実施することが望ましい。

6.8 減肉特性化 (箇条 8)

6.8.1 全面減肉特性化 (8.2)

全面減肉評価では、減肉部の平均測定厚さ t_a を計算厚さ t_{min} と比較することによって、次回検査までの継続供用可否を判定することとした。ここで、 t_a は、減肉平均化長さ L の範囲における算術平均厚さである。 L は、最小測定厚さ t_m の矩形減肉において、残存強度係数 R_{SF} が 0.9 となるような減肉長さであり (解説図 2 参照)、式(解 1)～式(解 7)を用いて次の手順で導出される。

R_{SF} は、次のように定義される。

$$R_{SF} = \frac{R_t}{1 - \frac{1}{M_t}(1 - R_t)} \dots\dots\dots (解 1)$$

ここで、 R_t は式(4)で定義される残存厚さ比、 M_t はフォリアス係数と呼ばれ、貫通亀裂をもつ平板の破壊強度評価式を、貫通亀裂を持つ円筒の破壊強度評価に適用できるように導入した係数であり、式(解 2)で定義される。式(解 2)中の λ は、式(解 3)で定義されるシェルパラメータである。

$$M_t = \sqrt{1 + 0.48\lambda^2} \dots\dots\dots (解 2)$$

$$\lambda = 1.285 \frac{L}{\sqrt{Dt_c}} \dots\dots\dots (解 3)$$

なお、式(解 1)から式(解 3)は、軸方向表面亀裂を有する円筒容器の全体崩壊荷重評価式を基にして、減肉を有する円筒容器の崩壊荷重を評価できるように工夫されたものである^[2]。

式(解 1)に式(解 2)及び式(解 3)を代入し、 $R_{SF}=0.9$ と置くと次のようになる。

$$\frac{R_t}{1 - \frac{1}{\sqrt{1 + 0.7926 \frac{L^2}{Dt_c}}}(1 - R_t)} = 0.9 \dots\dots\dots (解 4)$$

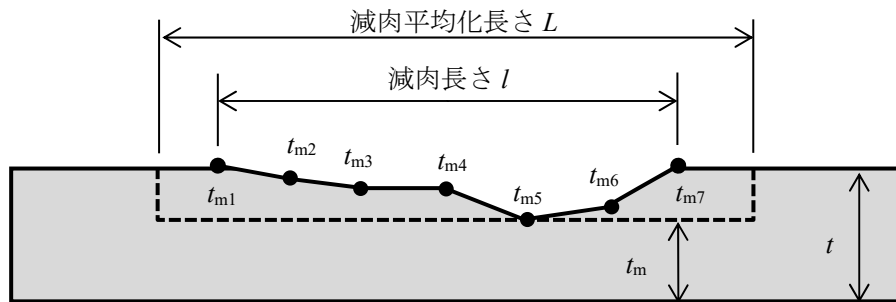
式(解 4)を L について解くと、

$$L = \sqrt{1.262Dt_c \left[\left(\frac{1 - R_t}{1 - \frac{R_t}{0.9}} \right)^2 - 1 \right]} \dots\dots\dots (解 5)$$

となり、式(解 6)及び式(解 7)が導出される。

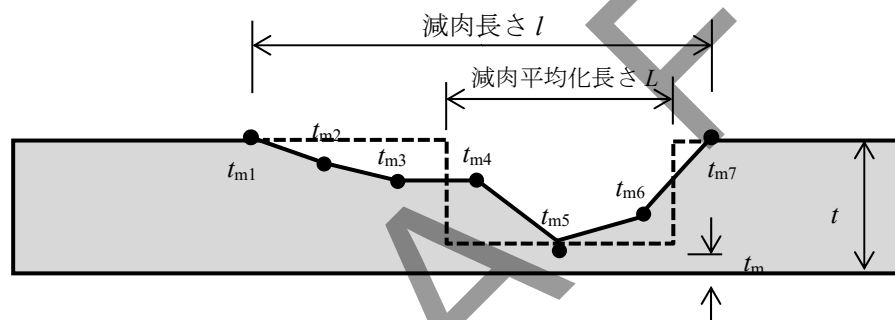
$$L = Q\sqrt{Dt_c} \dots\dots\dots (解 6)$$

$$Q = 1.123 \sqrt{\left(\frac{1 - R_t}{1 - \frac{R_t}{0.9}} \right)^2 - 1} \dots\dots\dots (解 7)$$



$$\text{平均測定厚さ } t_a = \frac{t_{m1} + t_{m2} + t_{m3} + \dots + t_{m7}}{7}$$

a) 浅い減肉（残存厚さ比 R_t が大きい）の場合

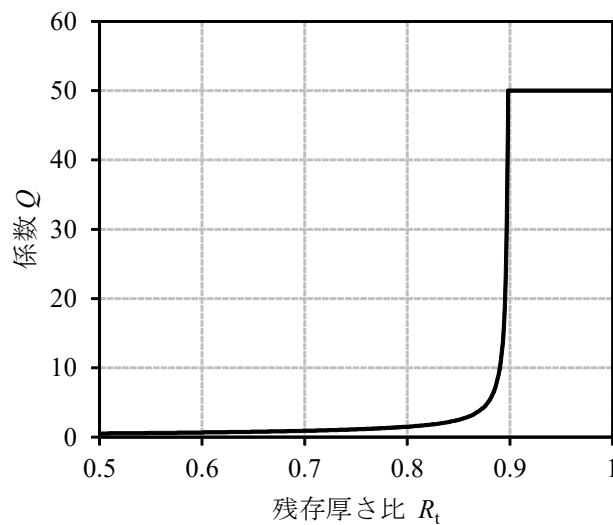


$$\text{平均測定厚さ } t_a = \frac{t_{m4} + t_{m5} + t_{m6}}{3}$$

b) 深い減肉（残存厚さ比 R_t が小さい）の場合

解説図 2—減肉長さ l 及び減肉平均化長さ L

式(4)及び式(5)から、残存厚さ比 R_t と係数 Q との関係を解説図 3 に示す。係数 Q は、浅い減肉に対して大きく、深い減肉に対しては小さい値となる。浅い減肉の場合は、 Q が大きく L が長くなることから、平均測定厚さ t_a の算出にあたり、広範囲の厚さ測定値が使用される。一方、深い減肉については、最小測定厚さ t_m を含む狭い範囲で t_a を算出することになる。



解説図 3—残存厚さ比 R_t 及び係数 Q の関係

6.8.2 局部減肉特性化 (8.3)

6.8.2.1 局部減肉評価の留意事項 (8.3.1)

- きず又は損傷が構造不連続部に近い場合、不連続に起因する曲げの影響が無視できず (ASME Sec VIII Div. 2 参照)、式(解 13)では単純に残存強度係数を評価できないので、局部減肉評価を行わないこととした。
- きず又は損傷が構造不連続部に近い場合でも、主要構造不連続部の存在によって塑性崩壊に対する強度が向上する際には減肉評価が適用可能となる。API 579-1/ASME FFS-1:2021 及び飴矢ら^[3]の研究に基づき、半だ円形の鏡板と胴との接続部、皿形の鏡板と胴との接続部、強め輪と胴との接続部に近いきず又は損傷については、この規格の式(6)の条件を満足する場合に、局部減肉評価を適用可能とした。
- 減肉が周方向に極端に長い場合には、局部減肉評価方法の検証例が少なく、この規格ではシェルパラメータ λ_c が 9 より大きい場合に局部減肉評価を適用しないこととした。API 579-1/ASME FFS-1 でも、 λ_c が 9 より大きい場合に、局部減肉評価の適用を認めていない。
- 溝状きずの場合には、先端形状によって応力集中の度合いが大きくなり、塑性崩壊以外の破壊モード (不安定破壊など) が生じる可能性がある。WES 2820:2015 では、溝底半径 g_r が溝の深さ g_d よりも小さい場合には局部減肉評価を適用しないこととした。この制限事項は、API 579-1/ASME FFS-1:2007 でも採用されている。しかし、その制限が過度に保守的であるとの考えから、種々の先端形状を有する溝状切欠き部材を対象とした有限要素解析により、損傷モードが塑性崩壊に限定される、すなわち FAD における縦軸 K_t が十分に小さい領域となる、溝底半径 g_r の要件について検討が行われた。この結果に基づき、API 579-1/ASME FFS-1:2016 では、局部減肉評価の適用対象となる溝状減肉の制限が式(解 8)に変更されている。

$$\frac{g_r}{(1-R_t)t_c} \geq 0.5 \dots\dots\dots (解 8)$$

ここで、分母に示される $(1-R_t)t_c$ は溝の深さを表している。この規格では、溝幅 g_w が将来腐れ代を考慮した溝の深さ ($g_d + t_{FCA}$) よりも小さい場合に、局部減肉評価の適用を認めないこととしているため、API 579-1/ASME FFS-1:2016 において示される要件と同義のものとなっている。

6.8.2.1 局部減肉特性化の手順 (8.3.2)

代表的な局部減肉特性化方法は、**解説表 6**に示す。

解説表 6—局部減肉特性化方法

特性化方法	説 明	採用されている規格の例
Rectangular area method 矩形面積法	実際の減肉形状を包含する矩形減肉に特性化する方法で、減肉面積が実面積より大きく評価される。	＜軸方向断面＞ API 579-1/ASME FFS-1 Part 5 の Level 1 評価 ＜周方向断面 ^{a)} ＞ API 579-1/ASME FFS-1 Part 5 の Level 2 評価 における断面二次モーメント算定
Exact area method 実面積法	実際の減肉形状に対して、減肉部の全長及び面積が同じ矩形減肉に特性化する方法である。	—
Effective area method 有効面積法	実際の減肉形状に対して、減肉部の局所的な形状を反映させながら、矩形減肉に特性化する方法。CTP の 2 点の全組み合わせについて特性化が必要であり、計算量が多い。	＜軸方向断面＞ ASME B 31G API 579-1/ASME FFS-1 Part 5 の Level 2 評価 BS 7910 Annex G DNV RP F101
注 ^{a)} 周方向断面については、厳密には矩形形状ではないが、軸方向断面と同様な特性化方法を行っていることから、便宜上、矩形面積法と呼ぶこととした。		

- a) **軸方向断面の特性化手順** この規格では、塑性崩壊荷重の推定精度が最もよく、代表的な規格（**ASME B 31G**、**API 579-1/ASME FFS-1 Part 5** の Level 2 評価、**BS 7910** の **Annex G**、**DNV RP F101** など）で採用されている **Effective area method**（有効面積法）を採用した。
- b) **周方向断面の特性化手順** 周方向断面の特性化では、軸方向断面における有効面積法のような特性化方法は開発されていない。この規格では、**解説表 6** の矩形面積法（**図 17** 参照）を採用することとした。

6.8.2.2 溝状きずの局部減肉特性化の手順 (8.3.3)

溝状きず深さ測定による局部減肉特性化の手順は、得られた溝の長さ、深さ、幅から、矩形面積法によって特性化を行うこととした。

6.9 局部減肉評価における評価指標の算定 (箇条 10)

6.9.1 最高許容圧力の算定 (10.2.1)

最高許容圧力は **3.1** に示した設計基準に基づいて算出することとした。この規格では代表的な例として、压力容器を対象とした **JIS B 8265** 又は **JIS B 8267** に基づく円筒胴とノズルの接続部、及び円筒胴の最高許容圧力の計算式を示した。ボイラーの場合には、次の式(解 9)で示される **JIS B 8201** に基づく円筒容器の最高許容圧力の計算式がある。

$$p_{MAW} = \frac{2\sigma_a\eta(t-t_{FCA}-\alpha_1)}{D_o-2\kappa(t-t_{FCA}-\alpha_1)} \dots\dots\dots (解 9)$$

ここで、 κ 、 α_1 は **JIS B 8201** による係数

エルボ及び曲げ管の最高許容圧力を算定する場合には、きず又は損傷の位置によって最高許容圧力が異

なることに留意する。**API 579-1/ASME FFS-1:2021** の **ANNEX 2C.5.5** に基づく、健全なエルボ及び曲げ管の最高許容圧力 p_{MAW} を、式(解 10)に示す。

$$p_{MAW} = \frac{2 \frac{\sigma_a \eta}{L_f} (t - t_{FCA})}{D_o - 2y(t - t_{FCA})} \dots\dots\dots (解 10)$$

ここで, D_o : 外径

σ_a : 許容応力

η : 溶接継手効率

t : 健全部の厚さ

t_{FCA} : 将来腐れ代

y : **ASME B31** で規定されている係数で材料と温度によって定まる係数
(炭素鋼で 482 °C 以下であれば 0.4)

L_f : ローレンツ係数

きず又は損傷の位置が、エルボ、曲げ管の腹側の場合には、

$$L_f = \frac{\frac{R_b}{R_m} - 0.5}{\frac{R_b}{R_m} - 1.0} \dots\dots\dots (解 11)$$

きず又は損傷の位置が、エルボ、曲げ管の背側の場合には、

$$L_f = \frac{\frac{R_b}{R_m} + 0.5}{\frac{R_b}{R_m} + 1.0} \dots\dots\dots (解 12)$$

R_m : 管の平均半径

R_b : 曲げ半径

6.9.2 残存強度係数の算定 (10.2.2)

残存強度係数 R_{SF} の定義は、式(解 13)に示した。

$$R_{SF} = \frac{\text{減肉を有する圧力設備の塑性崩壊荷重}}{\text{健全な圧力設備の塑性崩壊荷重}} \dots\dots\dots (解 13)$$

規格ごとに様々な残存強度係数算出式が提案されており、API 579-1/ASME FFS-1, ASME B 31G, BS7910 Annex G, DNV RP F101などで採用されている残存強度計算式は、それぞれ異なる。

式(14)の残存強度係数算出式は、WRC Bulletin 505^[4]で適用性が検討され、API 579-1/ASME FFS-1で採用されている。

米国の Welding Research Councilが発行した WRC Bulletin 505は、合計32種類の減肉評価方法を対象に、1 000 ケースに近い破裂試験と有限要素解析結果を用いて、最適な減肉評価方法を調査した結果を示した資料である。

国内では、井出口ら^[5]が WRC Bulletin 505のほか、関連資料を調査し、各種減肉評価方法による破壊安全性の検討を行っている。この規格では、これらの既調査に加え、実減肉を模擬した配管の破裂試験を行った山口ら^[6]の検討結果（解説箇条 7 参照）より、式(14)で残存強度係数を十分安全側に評価できることを確認した。

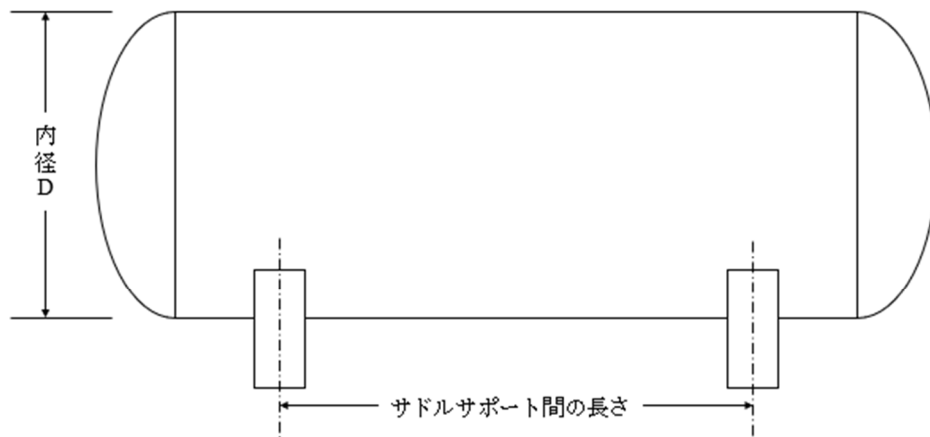
6.9.3 周方向断面の評価 (10.3)

機器設計時にサプリメンタル荷重が考慮されている場合には、その設計資料に記載されているサプリメンタル荷重を用いることとした。想定するサプリメンタル荷重の方向（X, Y, Z 軸）は、減肉部位に対して発生応力が最も厳しくなるように設定することとした。

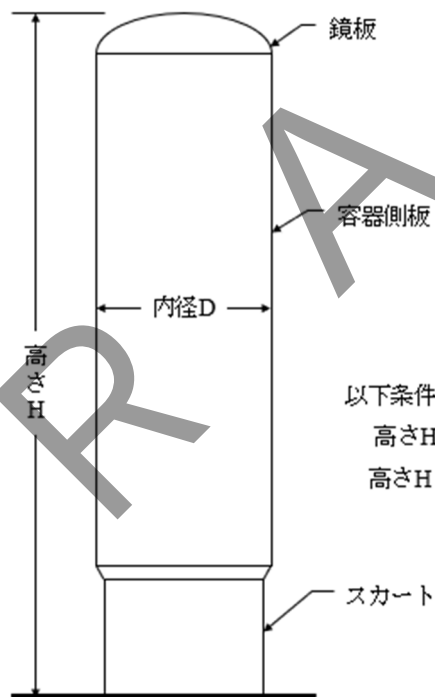
サプリメンタル荷重が不明、又は設計時の資料に記載されていない場合には、別途サプリメンタル荷重を算定する。サプリメンタル荷重として、風荷重、地震荷重を算定する際には、法規、基準、規格を用いる。参考として、基準、規格の例を次に示す。風荷重、地震荷重は、基準、規格によって異なる場合がある点に留意する。

- a) 高圧ガス設備等耐震設計基準（昭和 56 年通商産業省告示第 515 号）
- b) 高圧ガス設備等耐震設計指針（高圧ガス保安協会）
- c) JPI-7R-35 スカートを有する塔そう類の強度計算
- d) JPI-7R-52 横置容器サドル周り強度計算

サプリメンタル荷重が無視できるほど小さい場合には、受渡当事者間の協定によってサプリメンタル荷重をゼロとしてよい。また、その判定基準として、解説図 4 及び解説図 5 に示す要件を参考にしてもよい。解説図 4 及び解説図 5 に示す要件は、API 579-1/ASME FFS-1 で定義される Type A 部位を分類する要件であり、これらの部位に対する計算厚さの算出には内圧のみが考慮され、サプリメンタル荷重の影響は無い。そのため、サプリメンタル荷重をゼロとする判定基準の参考例として記載した。また、その他の目安として、高圧ガス設備等において、耐震設計の対象となる設備の寸法・容量の基準がある。適用法規によるが、例えば、タンジェントライン間の長さが 5m 未満の塔類、貯蔵能力が 3t 未満又は 300m³ 未満の槽類、径 45mm 未満の配管などは、耐震設計の対象外とされている。

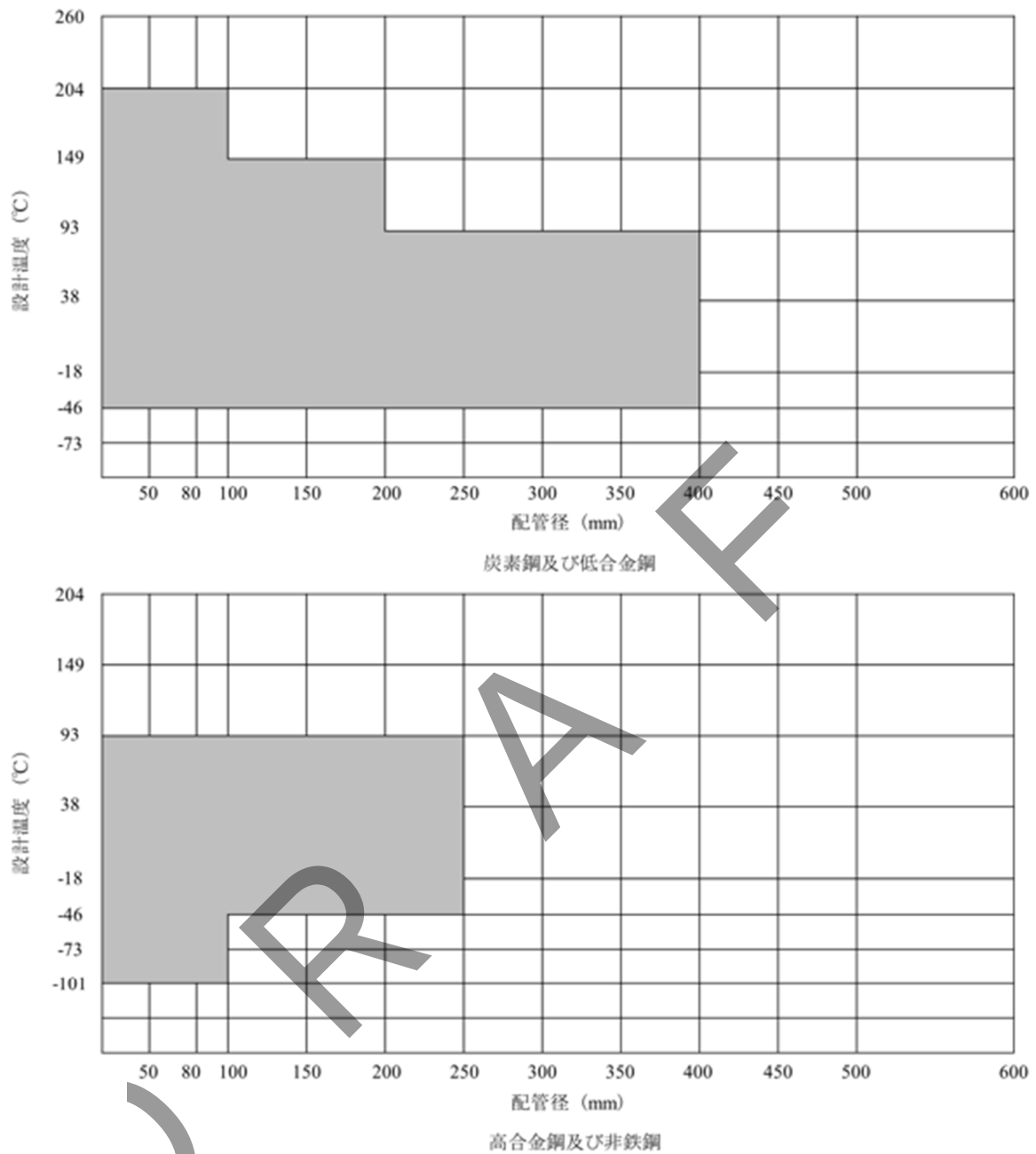


以下条件をどちらも満たす，横置容器又は熱交換器シェル
 サドルサポート間の長さ／内径 $D \leq 2.5$
 内径 $D \leq 3.05 \text{ m (10 ft)}$



以下条件をどちらも満たす，塔槽類
 高さ H ／内径 $D \leq 3.0$
 高さ $H \leq 30.5 \text{ m (100 ft)}$

解説図 4ーサプリメンタル荷重をゼロとする判定基準の例（対象：円筒胴）



灰色範囲内に該当する、配管の直管部及び取付物のないエルボ、曲げ管

解説図 5ーサプリメンタル荷重をゼロとする判定基準の例（対象：配管）

ミーゼス応力の算定方法には、API 579-1/ASME FFS-1 の方法を採用した。式(20)及び式(21)は、JPI-7R-35 の 6.2（胴板）に生じる複合引張及び圧縮応力の算定式に、局部減肉の影響を考慮したものである。

6.10 判定（箇条 11）

タイプ A 部位の全面減肉評価では、厚さで合否を判定することとした。平均測定厚さ t_a については、将

来腐れ代 t_{FCA} を考慮した上で、計算厚さ t_{min} の 90 %以上とする制限を設けている。これは、軸方向の断面積で決まる耐圧強度に対する残存強度係数が 0.9 以上となる条件に対応している。このような、残存強度係数を 0.9 とする考え方は、API 579-1/ASME FFS-1 で使われている。また、平均測定厚さの判定に加え、最小測定厚さについても、将来腐れ代を考慮した上で、計算厚さの 50 %以上とする制限を設けている。この制限は、部分的に深い局部減肉からの漏れ（ピンホール漏れなど）防止を意図したものである。

タイプ B 部位の全面減肉評価では、評価圧力が、将来腐れ代を考慮した平均測定厚さを用いて算出される最高許容圧力以下となれば合格とした。

タイプ A 部位の局部減肉評価では、軸方向断面の判定を行った後に、周方向断面の判定を行うこととした。

軸方向断面の判定においては、将来腐れ代を考慮した上で、式(35)を満足すれば、合格とすることとした。ここで、式(35)では残存強度係数 R_{SF} が $0.9 \leq R_{SF} \leq 1.0$ の場合、 p_{MAW} をそのまま用い、 $R_{SF} < 0.9$ なら、強度低下分を軽減した $p_{MAW} R_{SF} / 0.9$ を用いるようにしている。この強度低下分を軽減した $p_{MAW} R_{SF} / 0.9$ は、**解説箇条 7**において破裂圧力に対して十分な裕度を有しており、安全側の塑性崩壊強度評価を与えている。

周方向断面の判定においては、減肉部のミーゼス応力を算定し、許容応力以下となれば合格とすることとした。圧縮応力を受ける場合には、評価対象部位の構造と荷重の種類を考慮した許容応力を用いる。許容圧縮応力の算定時に平均測定厚さを用いる方法については、尾崎ら^[7]が、石油精製及び石油化学プラントで一般的な自立式タワーを対象に、有効性検証が行われた。そこでは、平均測定厚さを用いて、API 579-1/ASME FFS-1 の Part 5 に基づく座屈強度を評価し、周方向に狭くて深い減肉を除けば、座屈強度が精度よく得られることを報告された。

6.11 処置（箇条 12）

次回検査までの継続供用否となった場合の処置の具体例として、次が挙げられる。

- a) **将来腐れ代の見直し** 将来腐れ代を次の処置で見直すのが望ましい。
 - ・ 次回検査時期を前倒しするのが望ましい。
 - ・ 防食処置、環境遮断処置などを施すことによって次回検査までの継続供用可能期間を決定するのが望ましい。この場合、防食処置などの有効性を監視するのが望ましい。
- b) **減肉部の補修** 補修の可否、補修範囲、補修方法を検討して、補修ができると判断された場合には補修を実施する。**WES 7700** 規格群では、肉盛溶接補修、窓形溶接補修、当板溶接補修方法などが規定されている。
- c) **再定格** まず、暫定的な再定格条件を設定し、その条件下でこの規格を適用して再評価を実施するのが望ましい。その結果、合格となった場合は、再定格を行うことが望ましい。この場合、再定格条件での保安全管理が継続して行われていることを監視することが望ましい。

6.12 記録（箇条 13）

記録の保存要領・期限については、圧力設備の適用法規・基準類、及び受渡当事者間の協定に基づき決定することが望ましい。

記録に含める必要のある次の事項について、本体で該当する箇条及び関連する内容を次に示す。

- a) **評価対象部位及びタイプ分類結果：箇条 6**

- b) 減肉の形状及び位置に関する測定記録：簡条 7
- c) 評価に用いる圧力及び温度，並びにそれらの設定方法：簡条 5
- d) 将来腐れ代の値及びその設定方法：簡条 5
- e) 減肉特性化の計算手順及びその結果：簡条 8
- f) 最高許容圧力及び残存強度係数の計算手順，並びにそれらの結果：簡条 9 及び簡条 10
- g) サプリメンタル荷重を受ける場合の計算手順及びその結果：簡条 10
- h) 判定結果：簡条 11
- i) その他：圧力設備の適用法規・基準類に定められた事項，及び受渡当事者間の協定に基づき記録に含めることとした事項

6.13 サプリメンタル荷重を受ける円筒胴の断面特性計算手順（附属書 A）

円筒胴に内面又は外面減肉がある場合で，円筒胴がサプリメンタル荷重を受けるときの減肉部の断面特性に関する記号，及びその計算式を示した。なお，内面減肉を有する場合と，外面減肉を有する場合とで適用する計算式が異なることから，それぞれの条件における計算式を示した。

6.14 高圧ガス保安法該当設備適用に対する特記事項（附属書 B）

この規格の適用設備が高圧ガス保安法に該当する場合の特記事項として，**KHKS 0861:2018**，又は **KHKS 0862:2018** に基づく耐震性能が要求される場合の評価方法を規定した。

6.15 外面に腐食減肉が発見された圧力容器の供用適性評価の例題（附属書 C）

円筒形の圧力容器を対象に，外面減肉が発見された場合の例題を示した。この附属書においては，発見された減肉の大きさ，計測結果，供用適性評価による計算手順，及び合否判定を示した。なお，サプリメンタル荷重は作用しないものとして，当該圧力容器の継続供用の判定を示した。

小数点以下の表記については，厚さ，長さ及び圧力の値は小数点第二位を，それ以外の値は小数点第三位を四捨五入して表記している。なお，各計算過程では，数値を丸めることなく計算を行っている。**6.16**以降でも同様である。

6.16 内面に腐食減肉が発見された圧力容器の供用適性評価の例題（附属書 D）

円筒形の圧力容器を対象に，内面減肉が発見された場合の例題を示した。**附属書 C**と同様，この附属書においては，発見された減肉の大きさや計測結果，供用適性評価による計算手順，及び合否判定を示した。なお，内面減肉が発見された場合の例題で採用している圧力機器は，サプリメンタル荷重を受けるものとして一連の供用適性評価手順を示した。さらに，この附属書では，減肉部と健全部の両方が減肉する場合の供用適性評価手順を示しており，ここでは供用継続の判定が不合格となる条件を示した。

6.17 耐震評価に基づく供用適性評価の例題（附属書 E）

附属書 Cで示した圧力機器が地震荷重を受け，かつ耐震設計を満足する必要がある設備として，一連の供用適性評価手順および当該圧力容器の継続供用の判定を示した。ここで，満足する必要がある耐震設計

は、耐震告示で定められた“耐震に関する性能”と規定した。

6.18 円筒胴と管台との接続部の内面に腐食減肉が発見された圧力容器の供用適性評価の例題（附属書 F）

タイプ B の全面減肉評価の一例として、円筒胴と管台との接続部に腐食減肉が発見された圧力容器の供用適性評価の例題を示した。評価に用いる圧力を変化させたときの、それぞれの判定結果を算定することで、最大許容圧力を導出する方法を示した。

7 検証

7.1 一般

タイプ A 部位の局部減肉評価で用いる残存強度係数 R_{SF} の妥当性、及び継続供用可否判定で用いる最高許容圧力 p_{MAW} の安全裕度について、実験結果と比較することによって検証する。

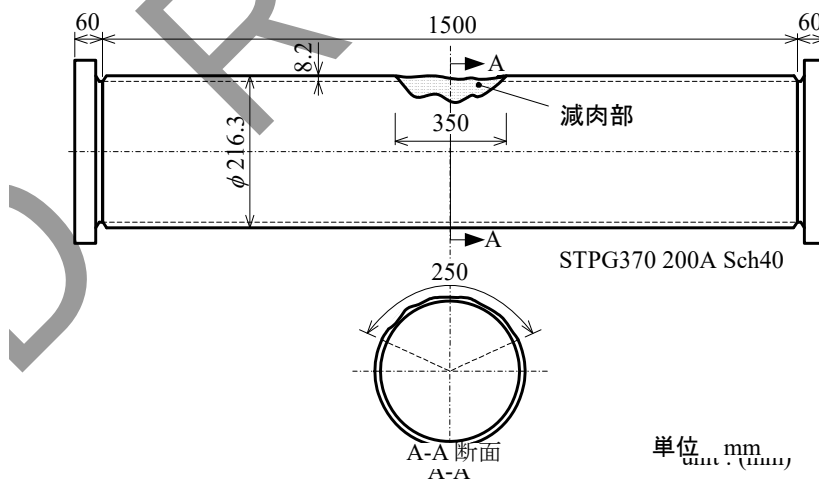
7.2 R_{SF} の妥当性検証^[8]

7.2.1 検証方法

破裂試験により減肉を有する胴の破裂圧力を測定し、そこから計算される R_{SF} を 10.2.2 で算出される R_{SF} と比較する。

7.2.2 試験体

圧力配管用炭素鋼鋼管 STPG370 200A Sch40（外径 216.3 mm，公称厚さ 8.2 mm）を試験体として用いた。試験体の概略を解説図 6 に示す。試験体は 7 体準備し、30 % 濃度の硝酸を用いた腐食法で減肉部を作製した。



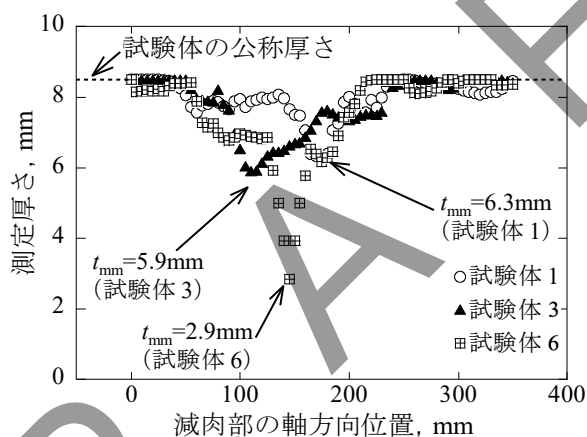
解説図 6—試験体の概略

減肉部の外観写真の例を解説図 7 に示す。



解説図 7—減肉部の外観写真

また、軸方向断面の CTP の例を解説図 8 に示す。

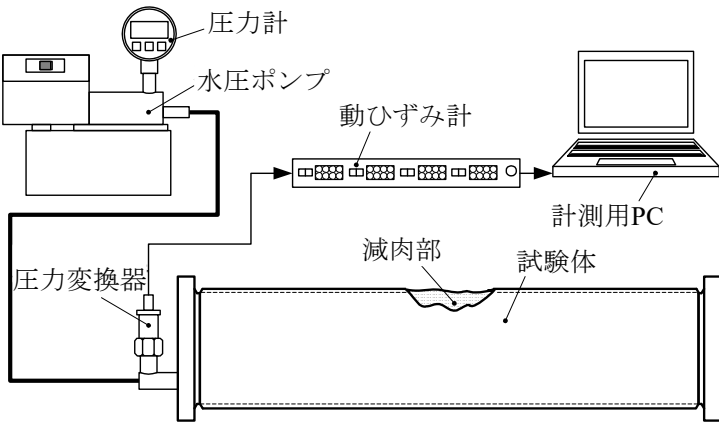


解説図 8—減肉部の軸方向断面 CTP

7.2.3 破裂試験方法

試験容器に水圧を負荷し、容器が破裂するまで試験を継続した。水圧は、圧力変換器及び動ひずみ計を介して、パーソナルコンピュータで記録した。試験装置概略を解説図 9 に示す。

試験で測定された破裂圧力を解説表 7 に示す。試験中に記録された内圧の最大値を破裂圧力とした。



解説図 9－試験装置の概略

解説表 7－破裂試験結果

	単位 MPa
	破裂圧力
試験体 1	37.9
試験体 2	36.4
試験体 3	35.7
試験体 4	32.2
試験体 5	30.0
試験体 6	29.4
試験体 7	21.8

7.2.4 残存強度係数の検討

破裂試験結果に基づき式(解 13)の定義にしたがって残存強度係数 R_{SF} を評価する。ただし、式(解 13)の分子には破裂試験によって得られた破裂圧力を代入し、分母には以下の Svensson の式^[9]で算出される破裂圧力を代入した。

$$P_{UC} = \sigma_T \left(\frac{e}{n} \right)^n = \left(\frac{0.25}{n + 0.227} \right) \cdot \ln \left(\frac{D_o}{D} \right) \dots\dots\dots (解 14)$$

- ここで、
- σ_T : 試験体材料の引張強さの実測値 (=477 MPa)
 - n : 試験体材料の加工硬化指数 (=0.14)
 - e : 自然対数の底
 - D_o : 外径
 - D : 内径

式(解 14)によると P_{UC} は、38.8 MPa となる。破裂試験により算出された R_{SF} 及び 10.2.2 の手順で算出された R_{SF} を解説表 8 に示す。

解説表 8—破裂試験により算出される残存強度係数 R_{SF}

	破裂試験により算出された R_{SF}	10.2.2 の手順で算出された R_{SF}
試験体 1	0.98	0.90
試験体 2	0.94	0.85
試験体 3	0.92	0.83
試験体 4	0.83	0.76
試験体 5	0.77	0.73
試験体 6	0.76	0.67
試験体 7	0.56	0.52

7.2.5 検証結果

10.2.2 の手順で算出された R_{SF} は、破裂試験から算出された R_{SF} の 10 % 程度小さい値であり、安全側の評価となっている。

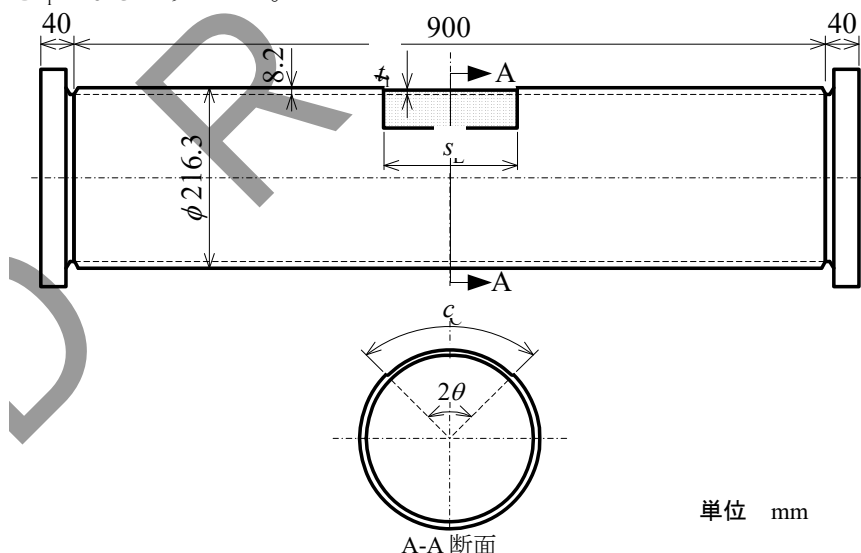
7.3 最高許容圧力の検証^[10]

7.3.1 検証方法

破裂試験によって減肉を有する円筒容器の破裂圧力を測定し、式(35)の $\min[p_{MAW} \cdot R_{SF}/0.9, p_{MAW}]$ と比較することによって、破裂圧力に対する裕度を検証する。

7.3.2 破裂試験

試験体には解説 7.2 と同じ圧力配管用炭素鋼鋼管 STPG370 200A Sch40 を使用した。試験体は 5 体準備し、減肉部は機械加工によって作製し、解説図 10 に示すように軸方向減肉長さ s 、周方向減肉長さ c にわたって一様な厚さ t_1 となるようにした。



解説図 10—試験体の概略

減肉部の寸法を解説表 9 に示す。破裂試験は解説 7.2.3 に示した方法と同様の手順で実施した。

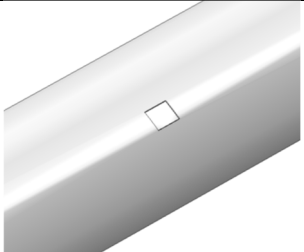
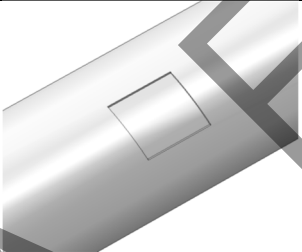
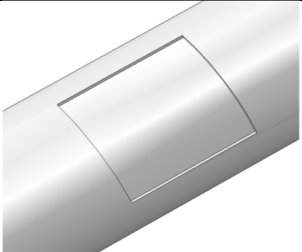
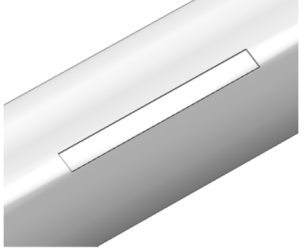
解説表 9－減肉部の寸法

	軸方向減肉長さ s mm	周方向減肉長さ c mm	角度 2θ °	減肉部の厚さ t_1 mm
試験体 1	28	28	15	4.1
試験体 2	85	85	45	4.2
試験体 3	170	170	90	3.9
試験体 4	255	255	135	3.4
試験体 5	255	28.3	15	3.8

7.3.3 最高許容圧力の安全裕度

試験結果を解説表 10 に示す。

解説表 10－試験で測定された破裂圧力と $\min[p_{MAW} \cdot R_{SF}/0.9, p_{MAW}]$ との比較

	試験体 1	試験体 2	試験体 3
減肉形状			
破裂圧力 MPa	37.2	31.2	24.8
残存強度係数 R_{SF}	0.88	0.68	0.57
$\min[p_{MAW} \cdot R_{SF}/0.9, p_{MAW}]$ MPa	7.0	5.4	4.5
裕度 ^{a)}	5.2	5.6	5.4
	試験体 4	試験体 5	
減肉形状			
破裂圧力 MPa	20.8	24.5	
残存強度係数 R_{SF}	0.48	0.53	
$\min[p_{MAW} \cdot R_{SF}/0.9, p_{MAW}]$ MPa	3.8	4.2	
裕度 ^{a)}	5.4	5.8	

注 ^{a)} 裕度＝破裂圧力/ $\min[p_{MAW} \cdot R_{SF}/0.9, p_{MAW}]$

なお、解説表 10 には、式(14)で算定された R_{SF} 及び式(35)の $\min[p_{MAW} \cdot R_{SF}/0.9, p_{MAW}]$ の値も示している。ここで、評価に必要なパラメータとして、溶接継手効率 $\eta=1.0$ 、健全部の厚さ（又は、公称厚さ） $t=8.2$ mm、将来腐れ代 $t_{FCA}=0$ mm、許容引張応力 $\sigma_a=92$ MPa（JIS B 8265 による）とした。試験体の内径 $D=199.9$ mm である。

7.3.4 検証結果

この実験の破裂圧力は、タイプ A 部位の局部減肉評価の継続供用可否判定に用いられる $\min[p_{MAW}R_{SF}/0.9, p_{MAW}]$ の 5.2 倍～5.8 倍となっており、十分な裕度を有することが確認された。

7.4 その他の検証

高圧ガス設備へのこの規格の適用に関して、各種の破壊試験結果により評価の安全性が検証できたことが報告されている^[12]。

8 参考文献

- [1] D. A. Osage, P. Krishnaswamy, D. R. Stephens, P. Scott, J. Janelle, R. Mohan and G. M. Wilkowski: Technologies for the Evaluation of Non-Crack-Like Flaws in Pressurized Components -- Erosion/Corrosion, Pitting, Blisters, Shell Out-Of-Roundness, Weld Misalignment, Bulges and Dents, WRC Bulletin 465 (2001).
- [2] 戒田拓洋：化学プラントにおける圧力設備への供用適性評価技術の適用，住友化学技術誌，2009-I (2009)，41-51.
- [3] 飴矢 拓泰，石崎 陽一：減肉に対する FFS 評価における構造不連続部距離規定の検証，圧力技術，2024，62 巻，1 号，p. 37-45
- [4] J. Janelle, D. A. Osage and S. J. Burkhart: An Overview and Validation of the Fitness-For-Service Assessment Procedures for Local Thin Areas, WRC Bulletin 505 (2005).
- [5] 井出口禎郎，石崎陽一，田原隆康：圧力機器の供用適性評価技術- 第 2 報: 各種減肉評価法と破壊安全性の検討，圧力技術，Vol.44，No.5 (2006)，271-286.
- [6] 山口篤志，吉田展之，戒田拓洋：API579-1/ASME FFS-1 供用適性評価による模擬腐食配管の残存強度評価，圧力技術，Vol.52，No.2 (2014)，72-80.
- [7] 尾崎正幸，山口篤志，戒田拓洋：減肉を有する圧力設備の座屈評価（圧力容器が曲げモーメントを受ける場合），圧力技術，Vol.52，No.4 (2014)，172-179.
- [8] 山口篤志，吉田展之，戒田拓洋：API579-1/ASME FFS-1 供用適性評価による模擬腐食配管の残存強度評価，圧力技術，Vol.52，No.2 (2014)，72-80.
- [9] Svensson N.L.: Burst pressure of cylindrical and spherical vessels Trans ASME, Vol.80 (1958), 89-96.
- [10] Atsushi YAMAGUCHI, Investigation of Burst Pressure in Pipes With Square Wall Thinning by Using FEA and API 579 FFS-1, ASME 2013 PVP conference, Paper.No.2013-97305.
- [11] Atsushi YAMAGUCHI, Investigation of Burst Pressure in Pipes With Square Wall Thinning by Using FEA and API 579 FFS-1, ASME 2013 PVP conference, Paper.No.2013-97305.
- [12] 高圧ガス保安協会 第 23 回 供用適性評価規格委員会 資料 4-1