

非円形胴の圧力容器に関する基準 KHKS0221 の見直しについて

1. 非円形胴の圧力容器に関する基準の制定の経緯等

現在の特定則の例示基準には、横断面が長方形又は長円形の構造（非円形構造）を有する圧力容器に対する材料、設計、製作、溶接、試験、検査等を包括的に規定した技術基準がないため、非円形胴の圧力容器に関する基準（以下「KHKS0221」という。）が 2005 年に制定された。

2. 見直しの内容

前回の 2016 年の見直しから KHKS0221 に対して利用者各位から特段の改正要望等は提出されておらず、使用上の問題も生じていないことから、今回の定期見直しでは内容の確認にとどめ、以下①及び②の修正を行う。引用規格の最新年度版の修正に係る検討結果を別紙 1 に示す。また、以下①及び②の修正を行った KHKS0221 の改正案を別紙 2 に示す。

- ① 引用規格を最新年度版に修正
- ② 規格の構成を修正（JIS Z 8301 に準拠）

3. 書面投票等について

本委員会終了後、別紙 2 の KHKS0221 の改正案について、各委員の確認のための期間を 2 週間設けて書面審議を行う。

各委員は、改正案に対してコメントがあれば事務局に連絡頂き、事務局はその対応を行う。コメントがない場合には、以下 1) 及び 2) のとおり書面投票等の実施及び書面投票等のコメント対応としてよいか回答頂き、決議をとる。

1) 書面投票等の実施

技術基準の制定手続きに基づく KHKS0221 の改正案の書面投票等（書面投票及びパブリックコメントの募集）について、以下に示す期間を設けて実施する。

- ① 書面投票 投票期間 15 日（2 回目以降も同様に 15 日）
- ② パブリックコメント 募集期間 30 日（2 回目以降は規定に基づき 15 日）

2) 書面投票等のコメント対応

書面投票等でコメントがあった場合、コメント対応を行った修正案の審議は、委員会を開催して行う、又は委員長の了解のもと書面審議により行う。

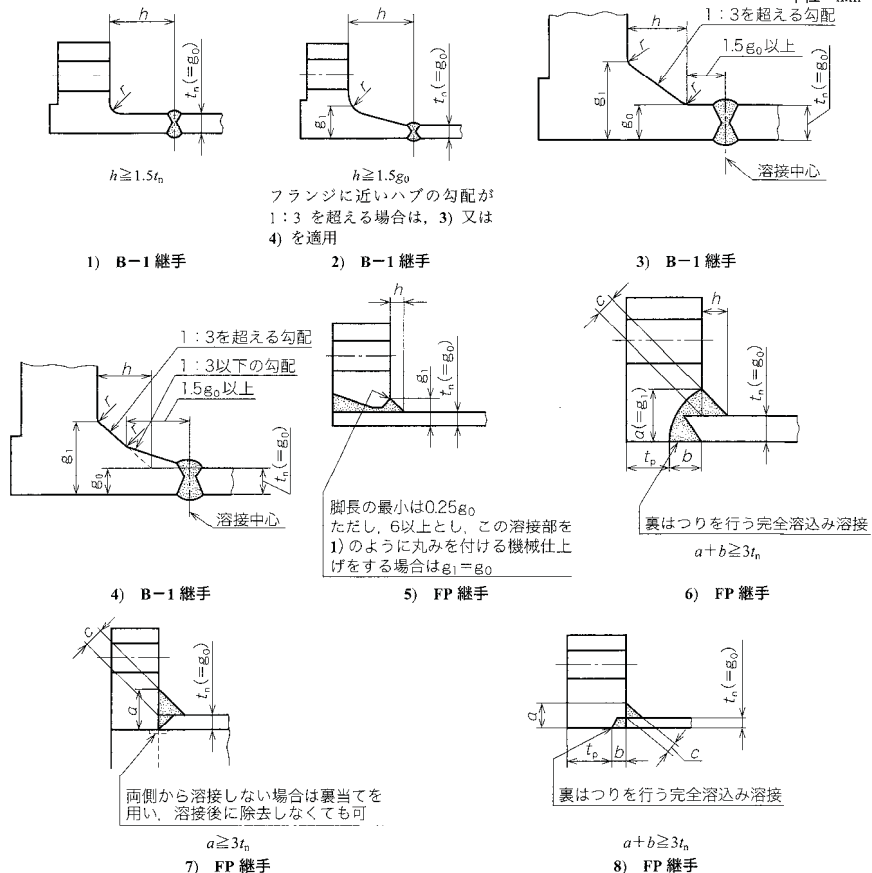
以上

KHKS0221 (2016) の引用規格に係る最新版年度の対応について

No	KHKS0221 (2016) の引用規格	引用年度	最新版年度	KHKS0221 (2016) の引用内容	対応
1	JIS B 0190 圧力容器の構造 共通用語	2010	2010	(記載省略)	修正なし
2	JIS B 8265 圧力容器の構造 — 一般事項	2010	2017	<p>6.2 溶接の種類</p> <p>5) 角形胴フランジ（長円形胴フランジを含む）と胴板の取付け</p> <p>フランジと胴板の溶接による取付けは A 継手又は C 継手とし、次による。</p> <p>5.1) A 継手とする場合（ハブ付一体形フランジで胴板と突合せ溶接を行う場合（<u>JIS B 8265 付図 12 a) の 1)～4)</u>）は A 継手とする。）の溶接は、完全溶け込み溶接（両側溶接又はこれと同等以上とみなされる片側溶接）とする。A 継手に要求される機械試験、非破壊試験等については例示基準による。</p> <p>5.2) C 継手とする場合の溶接は完全溶け込み溶接とし、<u>図 20 の a)、b) 又は JIS B 8265 付図 12 a) の 6)～8)</u>による。ただし、次の a)～c) のいずれかの試験を実施するものとする。</p> <p>(以下省略)</p>	<p>最新年度版に修正する (関連箇所の修正を含む)</p> <p>①付表 1 の JIS B 8265 の引用年度を、2010 から 2017 に修正する。 ②基準の 6.2 の 5) 5.1) 及び 5.2) で引用されている JIS B 8265 の図番を、付図 12 から図 11 に修正する。</p> <p>(理由) JIS 規格からの引用箇所は付図 12（胴又は管台とフランジの取付け a) 一体型フランジの図）であり、2010 年版から内容の変更はないものの、以下の通り図番等が変更されている。</p> <p>2010 : 図 12 胴又は管台とフランジの取付け 2017 : 図 11 胴又は管台とフランジの溶接継手</p>

No	KHKS0221 (2016) の引用規格	引用 年度	最新版 年度	KHKS0221 (2016)の引用内容	対応
3	JIS B 8266 圧力容器の構造 －特定規格	2003 (追補1: 2006)	2003 (追補1: 2006)	(記載省略)	修正なし
4	JIS B 8280 非円形胴の圧力 容器	2003	2003	(記載省略)	修正なし

単位 mm



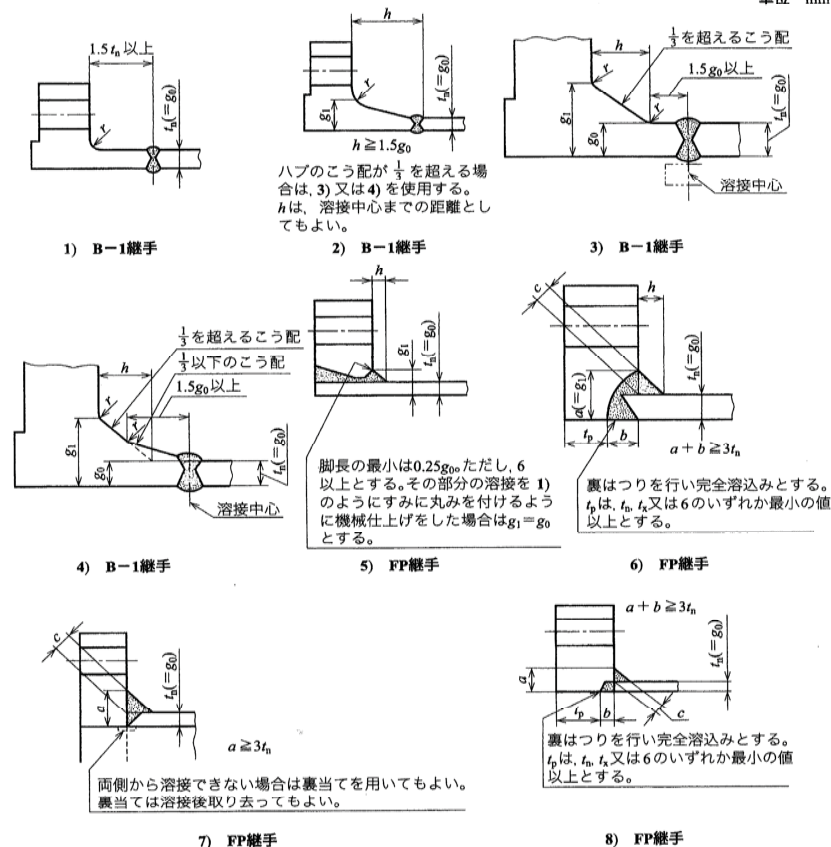
図中の記号の意味は、次による。

- g_0 : ハブ先端の厚さ又は t_n (mm)
- g_1 : フランジ背面のハブの厚さ (mm)
- a 及び b : 図に示す寸法 (mm)
- c : t_n 又は t_s のいずれか小さい値以上 (mm)
- h : ハブの長さ (mm)
- r : すみの丸みの半径で $0.25g_0$ 以上 (mm)。ただし、4.5 mm 以上
- t_n : 胴又は管台の呼び厚さ (mm)
- t_p : 図に示す寸法で、 t_n 、 t_s 又は 6 mm のいずれか小さい値以上 (mm)
- t_s : 一体形フランジとして計算する場合は $2g_0$ (mm)。ただし、6 mm 以上

a) 一体形フランジ

図 11—胴又は管台とフランジの溶接継手†

単位 mm



図中の記号の意味は、次による。

- r : すみの丸みで $0.25g_0$ 以上 (mm)。ただし、4.5 mm 以上とする。
- t_n : 胴又は管台の呼び厚さ (mm)
- c : t_n 又は t_s のいずれか小さい値以上 (mm)
- t_s : 一体形フランジとして計算する場合は $2g_0$ (mm)。ただし、6 mm 以上とする。
- h : ハブの長さ (mm)
- g_0 : ハブ先端の厚さ又は t_n (mm)
- g_1 : フランジ背面のハブの厚さ (mm)

a) 一体形フランジ

図 12—胴又は管台とフランジとの取付け†



KHKS

非円形胴の圧力容器に関する基準(案)

KHKS 0221 (2021)

令和3年 月 日 改正

高圧ガス保安協会

2021

目次

1	適用範囲	1
2	用語の意味	1
3	材料	2
4	非円形胴の形状	2
4.1	非円形胴の断面が長方形の胴	2
4.2	非円形胴の横断面が長円形の胴	3
4.3	仕切り板で2等分される円筒胴	3
4.4	フランジ付非円形胴	3
4.5	その他	3
5	設計	8
5.1	設計一般	8
5.1.1	設計荷重	8
5.1.2	許容応力	8
5.1.3	最小厚さ	8
5.1.4	腐れ代	8
5.1.5	溶接継手の効率	8
5.1.6	リガメント効率	9
5.1.7	溶接継手効率及びリガメント効率の適用について	10
5.1.8	端末ふた板	11
5.1.9	非円形胴にあける穴	11
5.1.10	非円形胴に外圧が作用する場合	13
5.2	非円形胴の横断面が長方形の胴の強度評価	14
5.2.1	ステーなし長方形	14
5.2.2	ステーなし長方形(長辺の板厚が異なる場合)	14
5.2.3	ステーあり長方形(2等分配置)	14
5.2.4	ステーあり長方形(3等分配置)	14
5.2.5	ステーあり長方形(2不等分配置)	14
5.2.6	ステーあり長方形(3不等分-ステー上下対称配置)	15
5.2.7	ステーあり長方形(3不等分以上)	15
5.2.8	全てのコーナーに丸みを持つ長方形	15
5.2.9	2つのコーナーに丸みを持つ長方形	15
5.3	非円形胴の横断面が長円形の胴の強度評価	15
5.3.1	ステーなし長円形	15
5.3.2	ステーあり長円形	15
5.4	仕切板又は隔壁を持つ円筒胴の強度評価	15

5.4.1	円筒胴(仕切板で2等分割)	-----	15
5.4.2	円筒胴(隔壁で2等分割)	-----	16
5.5	フランジ付非円形胴の強度評価	-----	16
5.5.1	フランジ付角形胴	-----	16
5.5.2	フランジ付長円形胴	-----	16
5.5.3	フランジ付半円筒胴	-----	16
5.6	ねじ植込式ボルト締めふた板付角形胴	-----	18
5.7	胴以外の耐圧部の強度評価	-----	19
5.7.1	端末ふた板	-----	19
5.7.2	長方形ボルト締めふた板(ボルト締め角形胴板)	-----	20
5.7.3	長円形ボルト締めふた板	-----	20
5.7.4	特殊形状のノズル	-----	20
5.7.5	角形胴フランジ	-----	21
5.7.6	長円形胴フランジ	-----	21
5.7.7	ボルト締め角形管板	-----	21
5.8	穴補強計算	-----	23
5.8.1	膜応力に対する補強計算	-----	23
5.8.2	曲げ応力に対する補強計算	-----	23
5.9	外圧が作用する場合の非円形胴の計算	-----	24
5.9.1	応力評価	-----	24
5.9.2	安定性評価	-----	24
6	溶接	-----	28
6.1	溶接継手の分類	-----	28
6.2	溶接の種類	-----	29
7	工作	-----	31
8	試験・検査	-----	31
附属書 A (規定)	溶接継手効率及びリガメント効率の適用に関する特別な配慮	-----	33
附属書 B (規定)	非円形胴の穴補強計算	-----	37
附属書 C (参考)	非円形胴の強度評価の計算例及び評価例	-----	41
解説		-----	71

1 適用範囲

この基準は高圧ガス保安法の特定設備検査規則（以下「規則」という。）の適用を受ける特定設備で横断面が長方形の胴又は長円形の胴（胴中心を通る仕切板又は隔壁を有する円形胴を含む。以下これらを「非円形胴」という。）を有する圧力容器及び耐圧部の材料、設計、工作、試験及び検査に適用する。その適用方法及び非円形胴の範囲は、次の **a)** 及び **b)** による。

なお、**a)** の例示基準とは、適用法規則に関連する技術上の基準をいう。高圧ガス保安法適用の特定設備にあつては「特定設備検査規則の機能性基準の運用について」（令和元年6月14日付け 20190606 保局第9号）の別表第2（詳細基準の例示）に示される例示基準、別添1「特定設備の技術基準の解釈」及び別添7「第二種特定設備の技術基準の解釈」をいう。

- a)** 適用方法に関しては、規則に規定がある場合は、それに従う。また、この基準に規定がない項目については例示基準の規定に従うものとする。
- b)** 非円形胴の範囲は胴板、強め材、仕切り板、ステー、胴フランジ、ノズルなどによって構成される。

2 引用規格

次に掲げる規格は、この基準に引用されることによって、この基準の一部を構成する。

JIS B 0190 (2010) 圧力容器の構造に関する共通用語

JIS B 8265 (2017) 圧力容器の構造—一般事項

JIS B 8266 (2003) (追補 1:2006) 圧力容器の構造—特定規格

JIS B 8280 (2003) 非円形胴の圧力容器

3 用語の意味

この基準で用いる主な用語の意味は、次の **a)~j)** による。

その他、この基準で用いる主な用語の定義は、例示基準及び **JIS B 0190** による。

また、この基準の図、計算式等に使用される記号で説明のないものは、**JIS B 8280** による。

a) 最小必要厚さ

対象としている非円形胴の応力計算式において、非円形胴、仕切り板など各部に発生する膜応力及び膜応力と曲げ応力の合成応力のいずれもそれぞれの許容応力以下になる最小厚さとして算出。

b) 膜応力

対象とする断面の垂直応力の平均値

c) 上板

長方形又は長円形断面をした胴の上側の胴板。（**図 1** を参照）

d) 下板

長方形又は長円形断面をした胴の下側の胴板。（**図 1** を参照）

e) 側板

長方形又は長円形断面をした胴の左右の胴板。（**図 1** を参照）

例：空冷式熱交換器の角形ヘッダーの管板、プラグ板

f) 端末平ふた板

非円形胴（筒）の長手方向端部の閉止板。（**図 1**を参照）

g) ステー

胴板の補強のために取り付けるステーで板ステーとする。空冷式熱交換器のヘッダーの仕切り板で補強板の機能を持たせるものを含む。ここでいうステー及び上記の仕切り板は圧力のかかる隔壁とならない構造とする。

h) 隔壁

圧力差のある、すなわち圧力の作用する間仕切り板をいう。

i) 角形胴フランジ

角形胴及び半円筒胴に取り付ける角形のフランジで胴板（例：胴ふた板、管板等）をボルト締めにて取り付けるためのもの。（**図 5**及び**図 7**を参照）

j) 長円形胴フランジ

長円形胴の端部に取り付ける長円形のフランジで胴板、閉止板（例：端末ふた板等）等をボルト締めにて取り付けるためのもの。（**図 6**を参照）

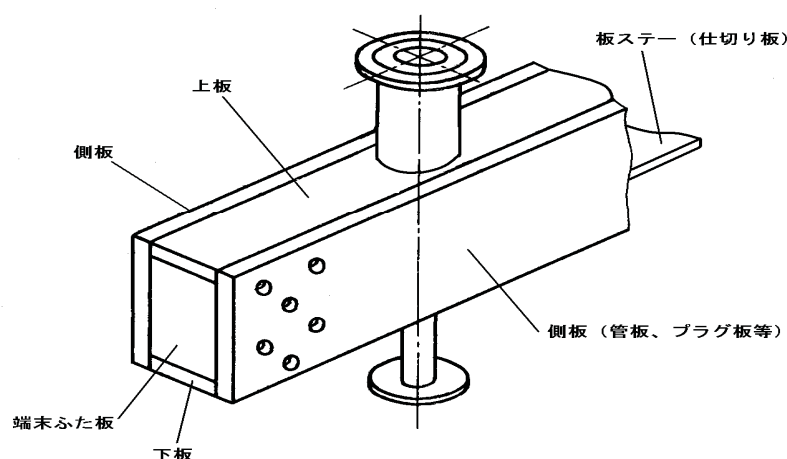


図 1 各部の名称

4 材料

非円形胴の構造を有する圧力容器に使用する材料は、規則及び例示基準の規定による。

5 非円形胴の形状

5.1 非円形胴の横断面が長方形の胴

非円形胴の横断面が長方形の胴を有する形状であるものは、次の **a)~i)**による。

なお、この基準で、形状の説明に使用している長辺側とは、一般的な縦長の長方形断面の表し方に対して呼んでいるもので、短辺側にステーが設置される構造であってもよい。

- a) ステーパーなし長方形①
 図 2 a)に示す形状で向かい合う板の厚さが同じ場合。
- b) ステーパーなし長方形②
 図 2 b)に示す形状で向かい合う側板の厚さが異なる場合。(板、下板の厚さは同じ)
- c) ステーパーあり長方形①
 図 2 c)に示す形状でステーパー1組を長辺側が等間隔になるように配置する場合。
- d) ステーパーあり長方形②
 図 2 d)に示す形状でステーパー2組を長辺側が等間隔になるように配置する場合。
- e) ステーパーあり長方形③
 図 2 e)に示す形状でステーパー1組を設置するが、長辺側が等間隔にならない場合。
- f) ステーパーあり長方形④
 図 2 f)に示す形状でステーパー2組を中心線に対称に設置するが、長辺側が等間隔にならない場合。
- g) ステーパーあり長方形⑤
 図 2 g)に示す形状でステーパー2組以上を設置するが、長辺側が等間隔にならない場合。
- h) 全てのコーナーに丸みを持つ長方形
 図 2 h)に示す形状で、全てのコーナーに丸みを持ち板の厚さが全て同じ場合。
- i) 2つのコーナーに丸みを持つ長方形
 図 2 i)に示す形状で、丸みを持つコーナーを形成する板の厚さが同じ場合。

5.2 非円形胴の横断面が長円形の胴

非円形胴の横断面が長円形の胴を有する形状であるものは、次の a)及び b)による。

- a) ステーパーなし長円形
 図 3 a)に示す形状で、相対する胴板及び上下の半円筒部がそれぞれ同じ板厚を持つ場合。
- b) ステーパーあり長円形
 図 3 b)に示す形状で、ステーパーなし長円形に長径を2等分するようにステーパーを配置する場合。

5.3 仕切り板で2等分される円筒胴

仕切り板で2等分される円筒胴を有する形状であるものは、次の a)及び b)による。

- a) 仕切り板で2等分される円筒胴
 図 4に示す形状で、円の中心を通る仕切り板で2等分される円筒胴で、二つの仕切室の圧力が等しい場合。
- b) 隔壁で2等分される円筒胴
 図 4に示す形状で、円の中心を通る隔壁で2等分される円筒胴で、二つの仕切室の圧力が等しくない場合。

5.4 フランジ付非円形胴

フランジ付非円形胴を有する形状であるものは、次の a)～c)による。

a) フランジ付角形胴

図 5 に示す形状で、長方形断面の一边がボルト締めフランジ付ふた板構造となっている場合。

b) フランジ付長円形胴

図 6 に示す形状で、長円形胴の片側がボルト締め長円形フランジ構造となっている場合。

c) フランジ付半円筒胴

図 7 に示す形状で、半円筒胴の端部がフランジ構造となっている場合。

5.5 ねじ植込式ボルト締めふた板付角形胴

図 8 に示す形状で、長方形断面の片側が胴板への植込みボルトによって取り付けられるふた板をもつ構造となっている場合。

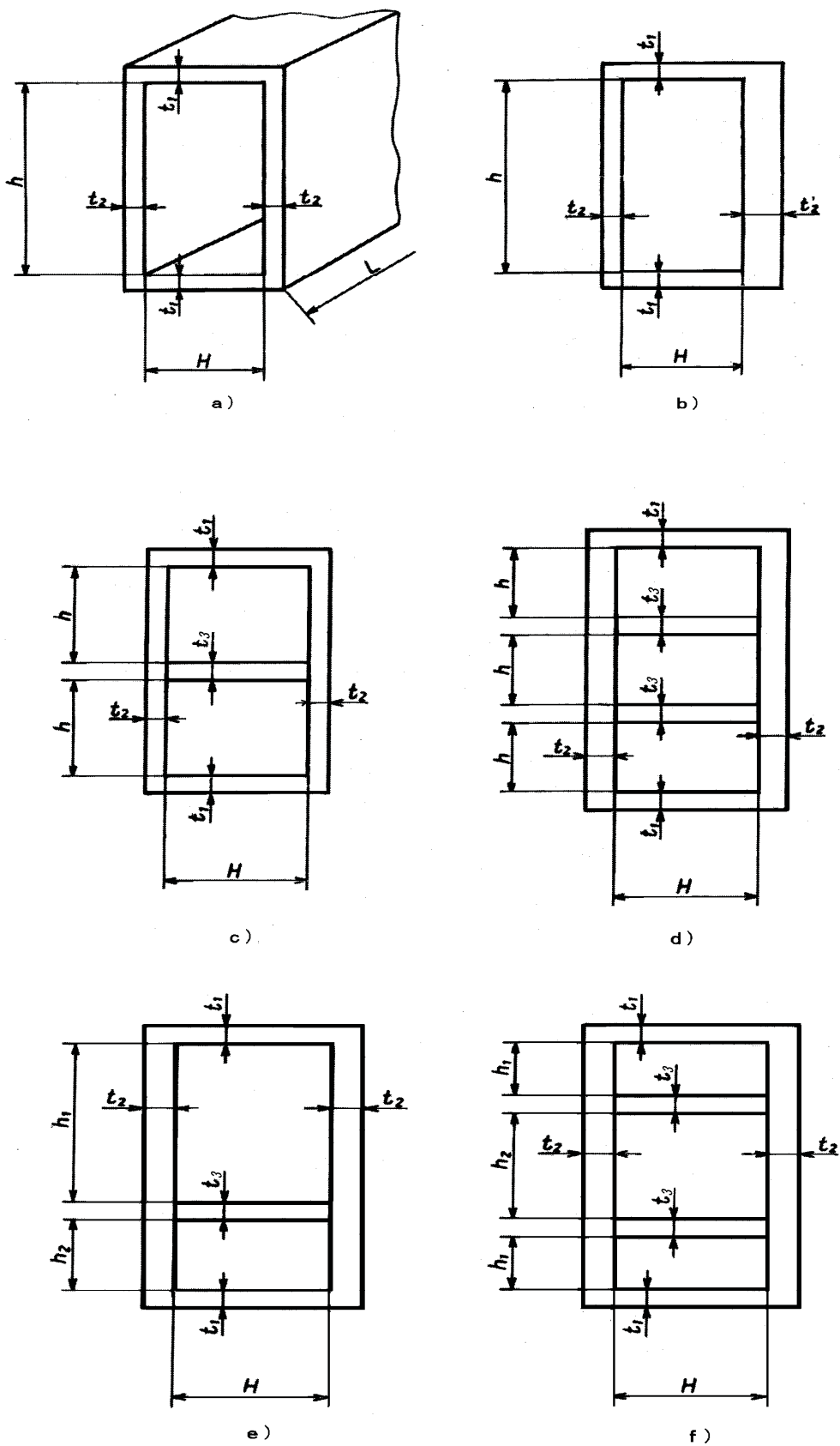
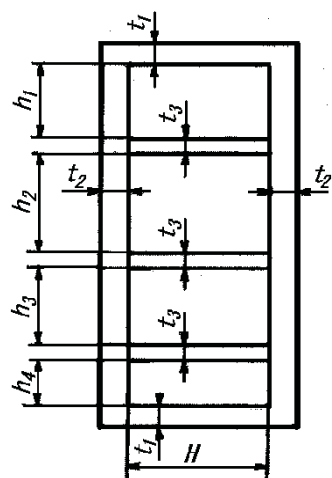
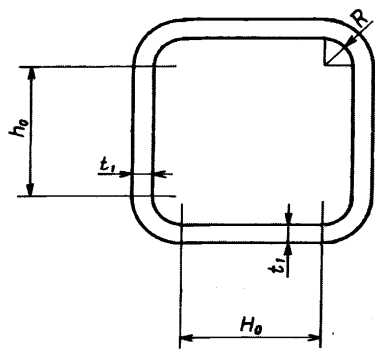


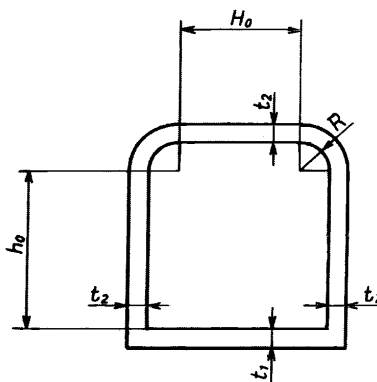
図2 非円形胴の横断面が長方形の胴 a)~f)



g)

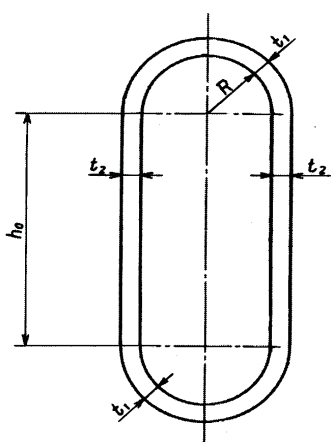


h)

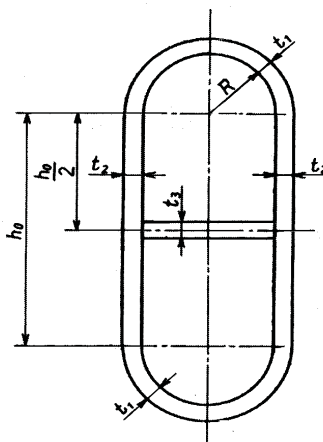


i)

図 2 非円形胴の横断面が長方形の胴 g)~i)



a)



b)

図 3 非円形胴の横断面が長円形の胴

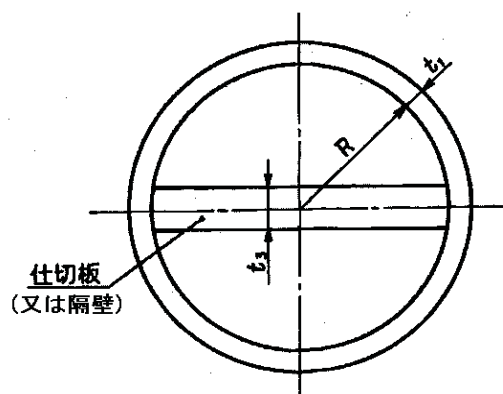


図4 円の中心を通る仕切板 (又は隔壁) を持つ円筒胴

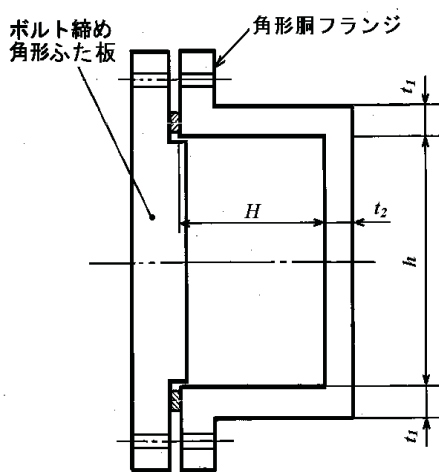


図5 フランジ付角形胴

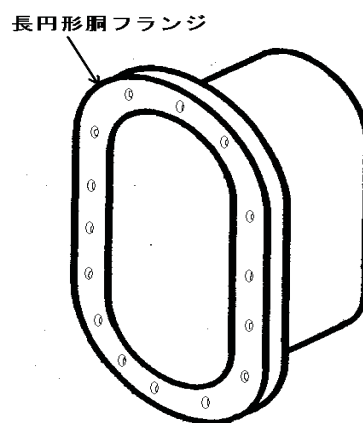


図6 フランジ付長円形胴

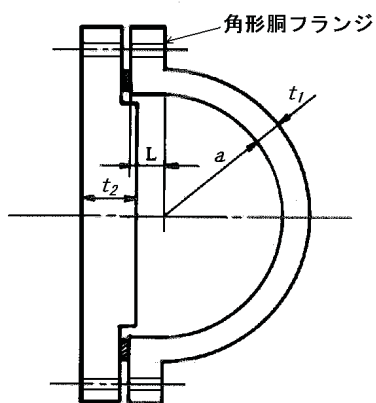


図7 フランジ付半円筒胴

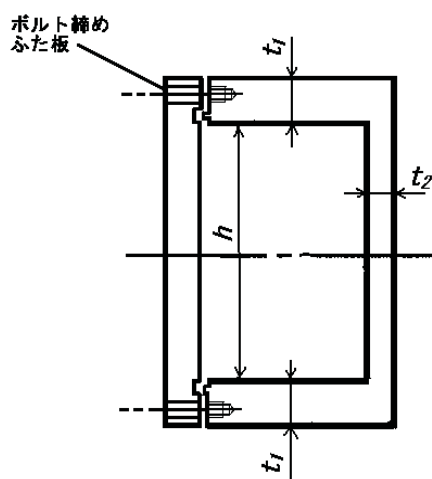


図8 ねじ植込式ボルト締めふた板付角形胴

6 設計

6.1 設計一般

6.1.1 設計荷重

この基準の応力計算及びその評価に考慮している設計荷重は圧力荷重のみである。容器自重、運転荷重（その他の付加荷重含む）、熱応力、繰返し荷重、衝撃荷重等の圧力荷重以外の荷重については必要に応じ設計に考慮すること。

6.1.2 許容応力

圧力によって生じる応力に対する許容応力は、次の **a)** 及び **b)** による。

6.2～6.7 及び **6.9.1** に規定する計算により得られた各部の発生応力は、上記の許容応力以下でなければならない。なお、オーステナイト系ステンレス鋼鋼材に対して、二つの許容引張応力値が示されている場合、フランジ、管板、プラグ板及びその他ひずみが大きく影響するものの設計には、これらの高い方の値を用いてはならない。

a) 膜応力に対する許容応力

膜応力に対する許容応力は例示基準に定める材料の許容引張応力とする。

b) 膜応力と曲げ応力との合成応力に対する許容応力

膜応力と曲げ応力との合成応力に対する許容応力は例示基準に定める材料の許容引張応力の 1.5 倍の値とする。

6.1.3 最小厚さ

非円形胴の耐圧部に使用する板の腐れ代を除いた厚さは、次の **a)～c)** に規定する最小厚さ以上でなければならない。

a) 炭素鋼及び低合金鋼を使用する胴板及びステーについては、6 mm

b) 高合金鋼及び非鉄金属を使用する胴板及びステーについては、3 mm

c) 側板を管板として使用する場合の側板については、16 mm

ただし、伝熱管を拡管によって取付ける場合の管板の最小厚さは、上記の厚さ以上で、かつ例示基準 23 条第 2 号の表右欄に示す厚さ以上とする。

6.1.4 腐れ代

腐れ又は摩耗が予想される非円形胴の耐圧部分の厚さについては、計算厚さに腐れ代（摩耗代も含む）を加えた厚さ以上とする。なお、この基準における強度評価は腐れ代を除いた厚さに対して行うこと。

6.1.5 溶接継手の効率

7 に示す非円形胴を形成する各耐圧部の溶接継手の継手効率は、次の **a)～e)** による。

a) 胴の長手継手及び胴コーナー部の上板又は下板と側板の長手方向角継手の溶接継手効率は、放射線透過試験の割合によって表 1 の値とする。ただし、溶接は **7.2 a)** 及び **b)** の規定による。

表 1 溶接継手効率

設備の種類	放射線透過試験の割合		
	100%	スポット	行わない
第 1 種特定設備	1.00	0.95	0.70
第 2 種特定設備	1.00	0.85	0.70

注 1 設備の種類については、特定設備検査規則の定めるところによる。

注 2 第 1 種特定設備における放射線透過試験の割合のスポットについては、20%以上とする。第 2 種特定設備における放射線透過試験の割合のスポットについては、例示基準-別添 7 の部分スポットに関する規定による。

b) ステーと側板との溶接継手（完全溶込み溶接）の継手効率は、両側溶接又はこれと同等以上とみなされる片側溶接の場合には 0.7、片側溶接の場合には 0.6 とする。溶接部の形状及び寸法は、**7.2 c)**による。なお、同等以上とみなされる片側溶接とは、例示基準 1 3 条に掲げる表の備考 1 による。

c) 端末平ふた板と非円形胴との溶接に対する継手効率は、1.0 としてよい。ただし、溶接は **7.2 d)**による。

d) 角形胴フランジ及び長円形胴フランジと胴板の長手継手を A 継手とする場合（例：一体型ハブ付フランジ）の溶接継手効率は、放射線透過試験の割合によって表 1 の値とする。ただし、溶接は **7.2 e1)**の規定による。また C 継手とする場合の溶接継手効率は、1.0 としてよい。ただし、溶接部の形状、寸法及び非破壊試験は、**7.2 e2)**の規定による。

e) 非円形胴の耐圧部分の溶接継手で、**a)～d)**以外の溶接継手に対する継手効率は、例示基準による。

6.1.6 リガメント効率

非円形胴の胴板及び板ステーに多数の穴のある場合（例：管板、プラグ板）のリガメント効率は、次の **a)～e)**による。なお、穴がねじ穴の場合の穴径は、ねじの有効径とする。

a) 同径穴の板のリガメント効率

膜応力及び曲げ応力に対するリガメント効率は、JIS B 8280 の 7.1 c) 1) の計算式による。

b) 段付丸穴のある板のリガメント効率

非円形胴の胴板に **図 9** に示すような段付きの丸穴が多数ある場合の膜応力及び曲げ応力に対するリガメント効率は、次の **1)及び 2)**による。

1) 膜応力に対するリガメント効率は、JIS B 8280 の 7.1 c) 2.1) の計算式による。

2) 曲げ応力に対するリガメント効率は、JIS B 8280 の 7.1 c) 2.2) の計算式による。

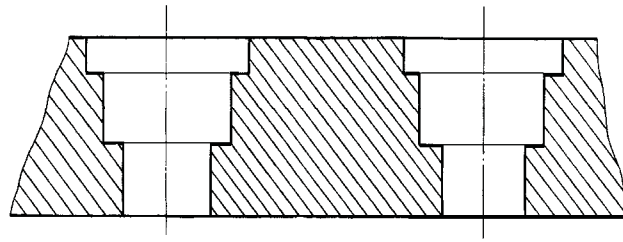


図9 段付き丸穴の例

6.1.7 溶接継手効率及びリガメント効率の適用について

非円形胴耐圧部の応力評価に対する溶接継手効率及びリガメント効率の適用は、次の a) ~ f) による。

a) 6.2~6.7 及び 6.9.1 により応力評価を行う場合の溶接継手効率及びリガメント効率の適用については、容器を構成する上板、下板、側板（管板、プラグ板）等、各部材毎に適用する効率を設定する。

溶接継手効率の適用例として、上板・下板と側板とのコーナー部の溶接継手の位置が、図 10 に示すように、上板・下板側にある場合、各部材の応力評価に使用する溶接継手効率は、次の 1) 及び 2) による。なお、側板に穴列のある場合の中央点（M点）及びコーナー部（B点及びC点）に使用するリガメント効率は、d) による。

1) 上板・下板の中央点（N点）及びコーナー部（A点及びB点）に使用する溶接継手効率は、c) による。

2) 側板の中央点（M点）及びコーナー部（B点及びC点）に使用する溶接継手効率は、1.0 とする。

b) 多孔板でかつ溶接継手を有する耐圧部の部材の応力評価を行う場合には、溶接継手効率又はリガメント効率のどちらか小さい方を使用すること。ただし、溶接継手に穴がある場合は、放射線透過試験を 100% の割合で行うこと。

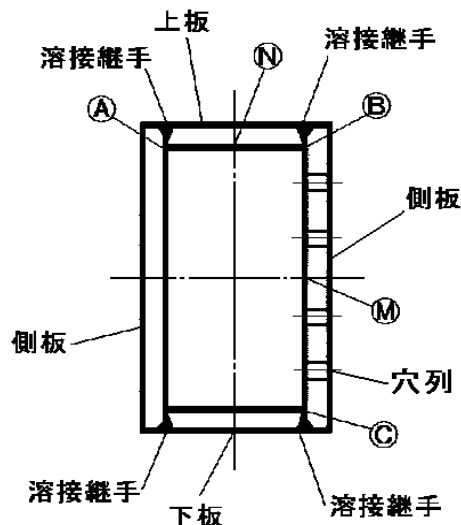


図 10 溶接継手効率及びリガメント効率の適用例

- e)** 応力評価を行う部材に溶接がある場合は、応力が最大となる箇所（応力評価の対象となっている箇所）に溶接継手が存在しなくても溶接継手効率はその部材全体にわたって考慮する。ただし、**e)**の場合を除く。
- d)** 応力評価を考慮する部材が多孔板である場合は、たとえ応力評価箇所に穴列が存在しなくても（例：管板の両端コーナー部及び仕切板部）リガメント効率は部材全体にわたって考慮する。ただし、**f)**の場合を除く。
- e)** 溶接継手効率については、膜応力及び曲げ応力の両方の応力評価に対し、**c)**に示すように考慮する部材の全体にわたって適用するものとするが、高い曲げモーメントが発生する場所から溶接継手が離れている場合には、**附属書 A**にしたがって、溶接継手部の応力を評価することにより、溶接継手の存在しない領域の応力評価に対する溶接継手効率の適用を省略できる。
- f)** リガメント効率については、膜応力及び曲げ応力の両方の応力評価に対し、**d)**に示すように考慮する部材の全体にわたって適用するものとするが、高い曲げモーメントが発生する領域から穴列が離れている場合には、**附属書 A**に従って、各穴列の応力を評価することにより、穴列の存在しない領域の応力評価に対するリガメント効率の適用を省略できる。

6.1.8 端末ふた板

非円形胴の端末平ふた板が胴に溶接で取り付けられる場合及び端末ふた板の一边がボルト締フランジとなっている場合のそれぞれの強度計算は、**6.7.1**による。

6.1.9 非円形胴にあける穴

非円形胴に設ける穴の補強は、次の**a)~f)**による。

- a)** 非円形胴に設ける穴は、強め材により補強しなければならない。ただし、例示基準 18 条の(1)号及び(2)号で規定する穴はこの限りではない。
- b)** **a)**の強め材による補強を要しない場合を除いて、非円形胴にノズルなどを設ける場合の穴の補強は、次による。
- 1)** 穴径が穴を設ける胴板の最小内スパンの 1/2 以下の場合（穴が長円形の場合は長径が最小内スパンの 1/2 以下）は次による。ただし、**2)**の方法を使用してもよい。強め材の最小必要断面積 A は $A=Dt_r$ とする。

ここで、 D 及び t_r は、次による。

D ：穴径（長円形の場合は長径。腐れ後の最大径とする。）（mm）

t_r ：最小必要厚さ（mm）

この必要最小断面積 A を有する強め材を、補強の有効範囲内に取り付ける。補強の有効範囲（穴の中心を通る長手方向断面における）は、次の**①及び②**によ

る。(**附属書 B** 参照)

なお、有効範囲内にある余肉部（最小必要厚さを超える部分）は、強め材とみなしてよい。

① 補強板がない場合

穴の中心線から両側に距離 D の線と胴板の表面から垂直に距離 $2.5t$ 又は $2.5t_n$ の小さい方の線によって囲まれる範囲。

② 補強板がある場合

穴の中心線から両側に距離 D の線と胴板の表面から垂直に距離 $2.5t$ 又は $2.5t_n+t_e$ の小さい方の線によって囲まれる範囲。

ここで、 t 、 t_n 及び t_e は、次による。

t : 腐れ代を除いた胴板の厚さ (mm)

t_n : 腐れ代を除いたノズルネックの厚さ (mm)

t_e : 強め材の厚さ (mm)

2) 穴径が穴を設ける胴板の最小内スパンの 1/2 を超える場合（穴が長円形の場合は長径が最小内スパンの 1/2 を超える場合）は、**6.8** に規定する穴補強計算による。

c) リガメント効率を適用する穴は、補強板を取り付ける必要はない。

d) 補強計算を行う場合で、ノズルネック、強め材の強度及び溶接による溶着金属の強度が胴板の材料強度より低い場合は、穴の補強に有効な断面積の算出に対し、これらの部材の胴板に対する強度低減を考慮すること。

e) 断面が長円形のノズルを非円形胴に取り付ける場合で、長径側を胴の軸方向に平行に取り付ける場合のノズル穴補強計算においては、ノズルの余肉部（最小必要厚さを超える部分）を穴の補強に有効な断面積に考慮しない。

f) **b)1)** 及び **6.8** で使用する胴板の最小必要厚さは、**6.2~6.7** 及び **6.9.1** による当該非円形胴の応力計算において、非円形胴を形成する胴板、仕切り板など各部に発生する膜応力及び膜応力と曲げ応力の合成応力のいずれもそれぞれの許容応力を超えない最小厚さとして算出する。すなわち、穴を設ける胴板の最小厚さは、応力計算において、穴を設ける胴板の厚さを減らしていくことによって、非円形胴を形成する各耐圧部に発生する膜応力及び合成応力のいずれもその許容値を超えない最小の厚さとして算出することができる。

6.1.10 非円形胴に外圧が作用する場合

横断面が長方形の非円形胴に外圧が作用する場合は、次の **a)** 及び **b)** による。

a) 横断面が長方形でステーのない **図 2** の **a)** 及び **b)** の胴が外圧を受ける場合

1) **6.9.1** により応力評価を行い、各部に生じる応力は、**6.1.2** に規定する許容応力を超えてはならない。

2) 1) の応力評価に加え、4 辺をなす胴板と 2 つの端末ふた板については、**6.9.2** によ

り安定性評価を行い、安定性の条件を満たすことを確認する。

b) 図 2 の a) 及び b) を除く形状の横断面をもつ胴に外圧が作用する場合

耐圧部に対し応力評価及び安定性評価を行い、問題ないことを確認する。

ただし、外圧荷重として大気圧以下の圧力が作用する場合（例：バキューム状態）は、次の 1)～4) による。

なお、2)～4) の応力評価は、ステータがない角形胴、図 4 に示す円筒胴、図 7 の半円筒胴、図 5 及び図 8 の非円形胴については、設計内圧力が 0.1MPa 以上あるものは、大気圧以下の外圧荷重に対する安定性評価のみを行う。

- 1) 図 2 c)～図 2 g) の横断面が長方形でステータをもつ胴に外圧が作用する場合には、ステータがないものとして、a) の 1) 及び 2) により応力評価及び安定性評価を行う。
- 2) 図 2 h)、図 2 i)、図 3 a) 及び図 6 については、外圧力を内圧力に置き換えて、6.2.8、6.2.9、6.3.1 及び 6.5.2 により応力評価を行い、安定性評価については、図 11 に示すように簡易的に外接矩形に置き換えて a) 2) により行ってよい。ただし、ステータをもつ図 3 b) についてはステータがないものとして、上記の図 3 a) と同様に応力評価及び安定性評価を行う。
- 3) 図 4 及び図 7 については、外圧力を内圧力に置き換えて、6.4.1 及び 6.5.3 により応力評価を行い、安定性評価はステータのない円筒胴として行う。
- 4) 図 5 及び図 8 については、外圧力を内圧力に置き換えて、6.5.1 及び 6.6 により応力評価を行い、安定性評価は平ふたを厚さ t_2 の側板を持つ図 2 a) として行う。

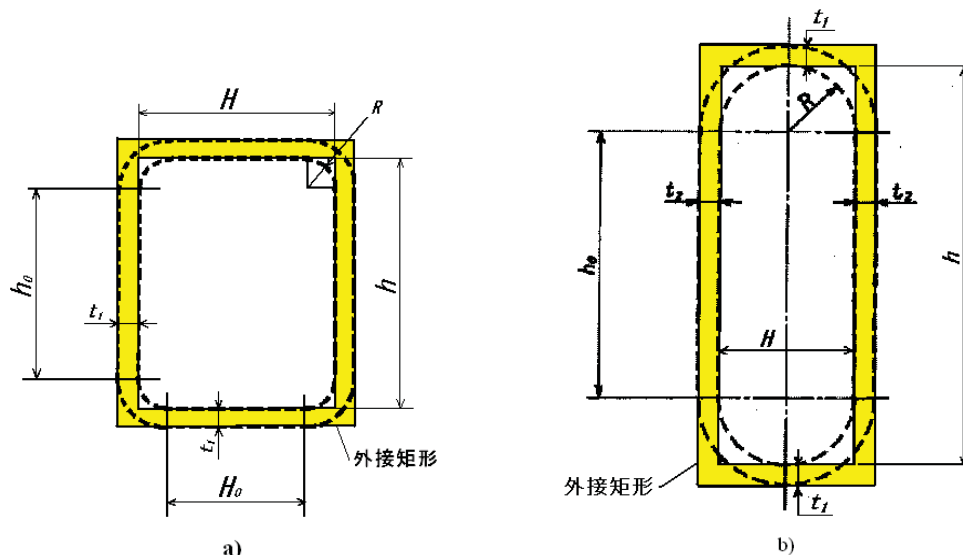


図 11 安定性簡易評価に使用する外接矩形

6.2 非円形胴の横断面が長方形の胴の強度評価

6.2.1 ステータなし長方形

図 2 a) に示す胴の胴板に生じる膜応力、曲げ応力及び合成応力は、JIS B 8280 の 7.2.

1 の計算式による。

6.2.2 ステーなし長方形（長辺の板厚が異なる場合）

図 2 b)に示す胴で、向かい合う長辺の板の厚さが異なる場合の胴板に生じる膜応力、曲げ応力及び合成応力は JIS B 8280 の 7.2.2 の計算式による。

6.2.3 ステーあり長方形（2 等分配置）

図 2 c)に示す胴で、ステータ1組を長辺側が等間隔になるように配置する場合の各部材に生じる膜応力、曲げ応力及び合成応力は、JIS B 8280 の 7.2.3 の計算式による。

6.2.4 ステーあり長方形（3 等分配置）

図 2 d)に示す胴で、ステータ2組を長辺側が等間隔になるように配置する場合の各部材に生じる膜応力、曲げ応力及び合成応力は、JIS B 8280 の 7.2.5 の計算式による。

6.2.5 ステーあり長方形（2 不等分配置）

図 2 e)に示す胴で、ステータ1組を設置するが長辺側が等間隔にならない場合の各部材に生じる膜応力、曲げ応力及び合成応力は、JIS B 8280 の 7.2.7 の計算式による。

6.2.6 ステーあり長方形（3 不等分—ステータ上下対称配置）

図 2 f)に示す胴で、ステータ2組を中心線に対称に設置する場合の各部材に生じる膜応力、曲げ応力及び合成応力は、JIS B 8280 の 7.2.9 の計算式による。

6.2.7 ステーあり長方形（3 不等分以上）

図 2 g)に示す胴で、ステータ2組以上をもって、胴の空間を分割する場合で長辺側が等間隔にならない場合の各部材に生じる膜応力、曲げ応力及び合成応力は分割空間の最大スパンで3等分された胴とみなして、5.2.4 の図 2 d)の式を用いて計算する。

6.2.8 全てのコーナーに丸みを持つ長方形

図 2 h)に示す胴で、全てのコーナーに丸みを持たせた板厚が全て同じ場合の胴板に生じる膜応力、曲げ応力及び合成応力は、JIS B 8280 の 7.2.11 の計算式による。

6.2.9 2つのコーナーに丸みを持つ長方形

図 2 i)に示す胴で、2つのコーナーに丸みを持たせ、丸みを形成する板の厚さが同じ場合の胴板に生じる膜応力、曲げ応力及び合成応力は、JIS B 8280 の 7.2.12 の計算式による。

6.3 非円形胴の横断面が長円形の胴の強度評価

6.3.1 ステーなし長円形

図 3 a)に示す胴の胴板に生じる膜応力、曲げ応力及び合成応力は、JIS B 8280 の 7.3.1 の計算式による。

6.3.2 ステーあり長円形

図 3 b)に示す胴で、長円形断面の長径を 2 等分するようにステーを配置する場合の各部材に生じる膜応力、曲げ応力及び合成応力は、JIS B 8280 の 7.3.2 の計算式による。

6.4 仕切板又は隔壁を持つ円筒胴の強度評価

6.4.1 円筒胴（仕切板で 2 等分割）

図 4 に示す胴で、円の中心を通る仕切板で 2 等分される円筒胴で、二つの仕切室の圧力が等しい場合の各部に生じる膜応力、曲げ応力及び合成応力は、JIS B 8280 の 7.4.1 の計算式による。

6.4.2 円筒胴（隔壁で 2 等分割）

図 4 に示す胴で、円の中心を通る隔壁で 2 等分される円筒胴で、二つの仕切室の圧力が等しくない場合の各部に生じる膜応力、曲げ応力及び合成応力は、JIS B 8280 の 7.4.2 の計算式による。

6.5 フランジ付非円形胴の強度評価

6.5.1 フランジ付角形胴

図 5 に示す胴で、長方形断面の片側がボルト締めフランジ付ふた板構造となっている場合の胴板に生じる膜応力、曲げ応力及び合成応力は、JIS B 8280 附属書 1 の 2 の計算式による。

なお、胴板の応力評価は、ガスケットの締付け時及び使用状態のそれぞれの場合について行う。

6.5.2 フランジ付長円形胴

図 6 に示す胴で、長円形胴の片側がボルト締め長円形フランジ構造となっている場合は、長円形の最小スパン側の横断面（最大スパンに直角な断面で形状は図 5 に同じ）に対して、5.5.1 と同様に JIS B 8280 附属書 1 の 2 の計算式により応力評価を行う。ただし、6.3 により、長円形胴としての応力評価も行うこと。

6.5.3 フランジ付半円筒胴

図 7 に示す胴で、半円筒胴の片側がボルト締め角形フランジ付ふた板構造となっている場合の半円筒胴板に生じる膜応力、曲げ応力及び合成応力は、次の a)～c)による。

ただし、応力計算は、使用状態及びガスケット締付け時の両方の場合について行う。

なお、胴板に生じる膜応力及び膜応力と曲げ応力の合成応力に対する許容応力は、6.1.2 による。

a) 膜応力

① フランジ取付部 B 点

$$(\sigma_m)_B = \frac{Pa}{t_1\eta} \quad \text{-----} \quad (6.5.1)$$

② 半円筒胴部中央 C 点

$$(\sigma_m)_C = \frac{P(L+a) - R_{CK}}{t_1\eta} \quad \text{-----} \quad (6.5.2)$$

ここで、 σ_m 、 P 、 a 、 t_1 、 L 、 η 及び R_{CK} は、次による。

σ_m : 膜応力 (N/mm²)

P : 設計圧力 (MPa)

a : 図 12 に示す半円形の半径 (mm)

t_1 : 図 12 に示す半円筒胴板の厚さ (mm)

L : 図 12 に示すフランジ面から B 点まで (平坦部) の距離 (mm)

η : 溶接継手効率又はリガメント効率の小さい方 (-)

R_{CK} : フランジにかかる単位長さ当たりの反力で、次の式による。 (N/mm)

$$R_{CK} = \frac{\frac{1}{8}PL(L^3 - 2\pi aL^2 + 12a^2L + 2\pi a^3) - M_A\left(\frac{1}{2}L^2 + \frac{1}{2}\pi aL + a^2\right)}{\left(\frac{1}{3}L^3 + \frac{1}{2}\pi aL^2 + 2a^2L + \frac{1}{4}\pi a^3\right)}$$

b) 曲げ応力

① フランジ取付部 B 点

$$(\sigma_b)_B = \pm \frac{6M_{BK}}{t_1^2\eta} \quad \text{-----} \quad (6.5.3)$$

② 半円筒胴部中央 C 点

$$(\sigma_b)_C = \pm \frac{6M_{CK}}{t_1^2\eta} \quad \text{-----} \quad (6.5.4)$$

ここで、 σ_b 、 M_{BK} 及び M_{CK} は、次による。 t_1 、 η 及び R_{CK} は、a)による。

σ_b : 曲げ応力 (N/mm²)

M_{BK} : B 点にかかる単位長さ当たりの曲げモーメントで、次の式による。
(Nmm/mm)

$$M_{BK} = -M_A - R_{CK}L + \frac{PL^2}{2}$$

M_{CK} : C 点にかかる単位長さ当たりの曲げモーメントで、次の式による。
(Nmm/mm)

$$M_{CK} = -M_A - R_{CK}(L+a) + PL(L+a)$$

ここで、 M_A は、次による。 P 、 a 、 L 及び R_{CK} は、a)による。

M_A : 図 12 のフランジに作用する単位長さ当たりの曲げモーメントで、使用状態、ガasket 締付時に応じて、次の値を使用する。

(Nmm/mm)

① 使用状態

JIS B 8280 附属書 1 の 5.b)1) の M_o の値

② ガasket 締付時

JIS B 8280 附属書 1 の 5.b)2) の M_g の値

c) 合成応力

① フランジ取付部 B 点

$$(\sigma_T)_B = (\sigma_m)_B + (\sigma_b)_B \quad \text{-----} \quad (6.5.5)$$

② 半円筒胴部中央 C 点

$$(\sigma_T)_C = (\sigma_m)_C + (\sigma_b)_C \quad \text{-----} \quad (6.5.6)$$

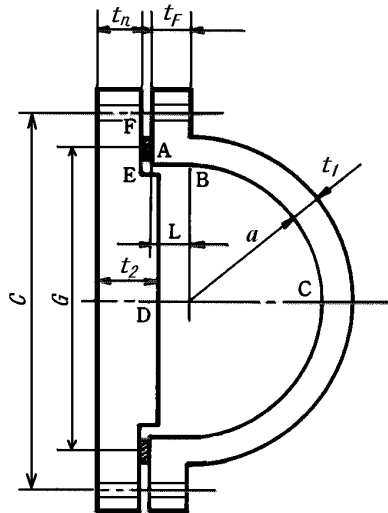
ここで、 σ_T は、合成応力 (N/mm²) である。

図 12 フランジ付半円筒胴

6.6 ねじ植込み式ボルト締めふた板付角形胴

図 8 に示すねじ植込み式ボルト締めふた板構造とする場合の胴板に生ずる応力は、6.5.1 と同様に JIS B 8280 附属書 1 の 2 の計算式による。

ただし、使用状態での上板及び下板のふた板側端部のモーメントは、次による。

$$M_o = H' h'_D + H_P h_G \quad \text{-----} \quad (6.6.1)$$

ここで、 M_o 、 H' 、 H_P 、 h'_D 及び h_G は、次による。

M_o : 使用状態での上板及び下板のふた板側端部のモーメント (Nmm/mm)

H' : 内圧による単位長さあたりの荷重で、次の式による。 (N/mm)

$$H' = GP/2$$

H_P : 気密を十分保つために、ガスケット接触面における単位長さあたり

の圧縮力で、次の式による。(N/mm)

$$H_P = 2bmP$$

h_D' : モーメントアームで、次の式による。(mm)

$$h_D' = (C-h-t_1)/2$$

h_G : モーメントアームで、次の式による。(mm)

$$h_G = (C-G)/2$$

ここで、 P 、 b 、 m 、 G 、 C 、 h 、 t_1 は、次による。

P : 設計圧力 (MPa)

b : ガasket座の有効幅 (mm)

m : ガasket係数 (-)

G : 図 13 に示すガasket反力のかかる位置を結ぶ最小スパン (mm)

C : 図 13 に示すボルト穴の中心線を結ぶ最小スパン (mm)

h : 非円形胴の内径 (mm)

t_1 : 上板及び下板の厚さ (mm)

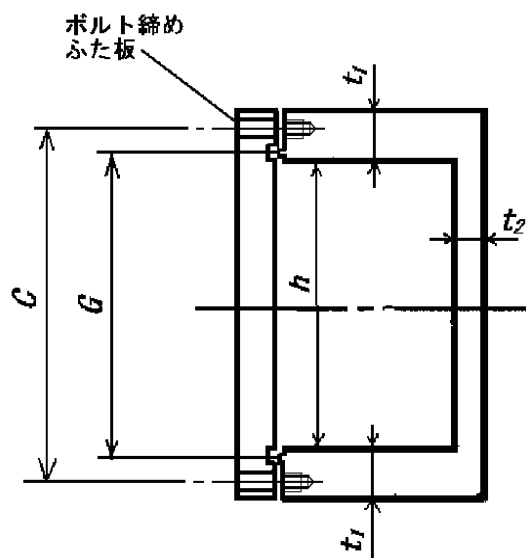


図 13 ねじ植込式ボルト締めふた板構造

6.7 胴以外の耐圧部の強度評価

6.7.1 端末ふた板

非円形胴の長手方向端部の閉止板としての端末平ふた板の四辺が溶接で取り付けられる場合は、例示基準に定める規定による。ただし、端末平ふた板の一边がボルト締めフランジの構造をしているものは、ボルト締め端曲げモーメントを考慮した JIS B 8280 附属書 1 の 4.により、応力評価を行う。

なお、6.5.3 の図 12 に示すフランジ付半円筒胴の端末ふた板については、使用状態及びガス

ケット締付時の両方について、次の a) 及び b) の算式により応力計算を行う。計算で得られた端
末ふた板に生じる応力は、6.1.2 の許容応力を超えてはならない。

a) 使用状態

$$\sigma_b = \frac{0.3Z_E P(a+L)^2 + 6M_o}{t^2 \eta} \quad \text{----- (6.7.1)}$$

ここで、 σ_b 、 t 、 Z_E 及び M_o は、次による。 P 及び η は、6.5.3 a) による。

σ_b : 曲げ応力 (N/mm²)

t : 端末ふた板の厚さ (mm)

Z_E : 修正係数で、次の式による。ただし、最大 2.5 とする。(—)

$$Z_E = 3.4 - 2.4 \frac{a+L}{2a}$$

ここで、 a 及び L は、6.5.3 a) による。

M_o : JIS B 8280 附属書 1 の 5.b)1) の M_o の値 (mm)

b) ガスケット締付時

$$\sigma_b = \frac{6W_g h_G}{t^2 \eta} \quad \text{----- (6.7.2)}$$

ここで、 σ_b 、 t 、 η 、 W_g 及び h_G は、次による。

σ_b : 曲げ応力 (N/mm²)

t : 端末ふた板の厚さ (mm)

η : 溶接継手効率又はリガメント効率の小さい方 (—)

W_g : ガスケット締付時の単位長さ当たりのボルト荷重 (N/mm)

h_G : モーメントアームで、次の式による。(mm)

$$h_G = \frac{C-G}{2}$$

ここで、 G 及び C は、次による。

G : 図 12 に示すガスケット反力のかかる位置を結ぶ最小スパン (m)

C : 図 12 に示すボルト穴の中心線を結ぶ最小スパン (mm)

6.7.2 長方形ボルト締めふた板 (ボルト締め角形胴板)

四辺をボルト締めにて取り付け長方形ふた板 (ボルト締め角形胴板) に生じる応力は、JIS B 8280 附属書 1 の 3 に規定する計算式による。

応力計算は、使用状態 (ボルト荷重 W に W_o を使用) 及びガスケット締付時 (ボルト荷重 W に W_g を使用) の両方について行う。

なお、フランジ付角形胴及びフランジ付半円筒胴に取り付けるボルト締め角形胴板を管板として使用する場合は、6.7.7 による。

6.7.3 長円形ボルト締めふた板

周囲をボルト締めにて取り付ける長円形ふた板（胴板）に生じる応力は、**JIS B 8280 附属書 1 の 3**に規定するボルト締め角形胴板の計算式による。

応力計算は、使用状態（ボルト荷重 W に W_0 を使用）及びガスケット締付時（ボルト荷重 W に W_g を使用）の両方について行う。

6.7.4 特殊形状のノズル

非円形胴に取り付けるノズルで、**図 14**に示すノズルの場合（胴板との取付断面（開口部）の形状が、長円形でフランジ取付部に向かってその断面が円形に変化する）のノズルネックの板厚は、ノズルネックと胴板の取り付け位置の最大長径を持つ長円形胴として、**6.3**による強度評価により求めてよい。

ただし、フランジは、ノズルの取付長円形部の断面積の2倍を超えない流路面積を持つ口径のものとする。また、**6.3.2**により板ステーを取付ける場合は、断面が円形となる部分近くまで補強を行う。

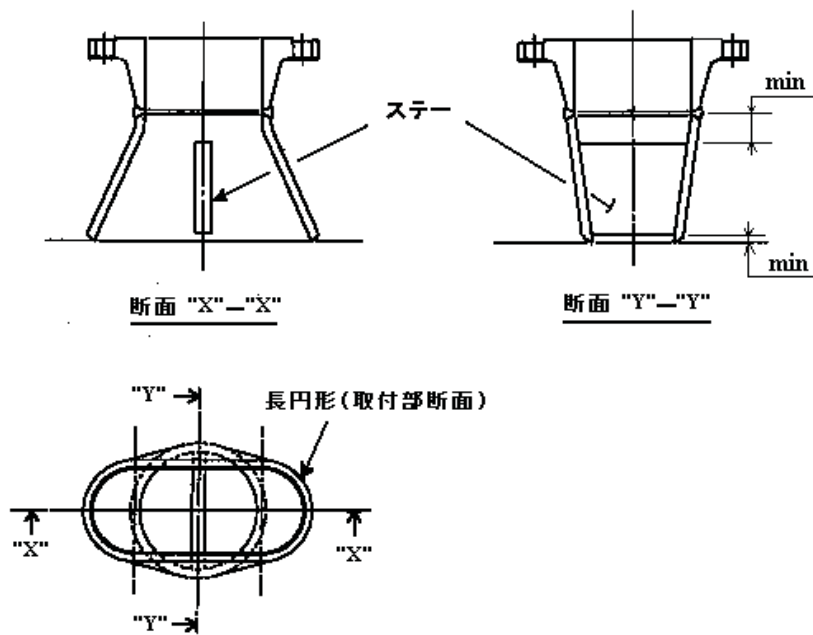


図 14 非円形胴に取り付ける特殊形状のノズル

6.7.5 角形胴フランジ

フランジ付角形胴及びフランジ付半円筒胴の非円形胴に使用されるボルト締め角形胴フランジの強度は、**JIS B 8280 附属書 1 の 5**に規定する計算式による。

6.7.6 長円形胴フランジ

フランジ付長円形胴に使用されるボルト締め長円形胴フランジの強度は、JIS B 8280 附属書 1 の 5. に規定する計算式による。

6.7.7 ボルト締め角形管板

ボルト締め角形管板の強度計算は、次の a) 及び b) による。

a) ボルト締め角形胴板の場合

図 15 a) に示すように、ボルト締め角形胴板を管板として使用する場合の管板の強度は、JIS B 8280 附属書 1 の 3 c) に規定する計算式による。

ただし、応力計算は使用状態（ボルト荷重 W に W_o を使用）及びガスケット締め付時（ボルト荷重 W に W_g を使用）の両方について行う。また、熱交換器の遊動側管板として使用する場合には管側及び胴側の設計圧力それぞれに対して計算を行う。この場合、胴側設計圧力に対して発生する曲げ応力の計算には、ボルト荷重によるモーメントの項 Wh_G を考慮する必要はない。

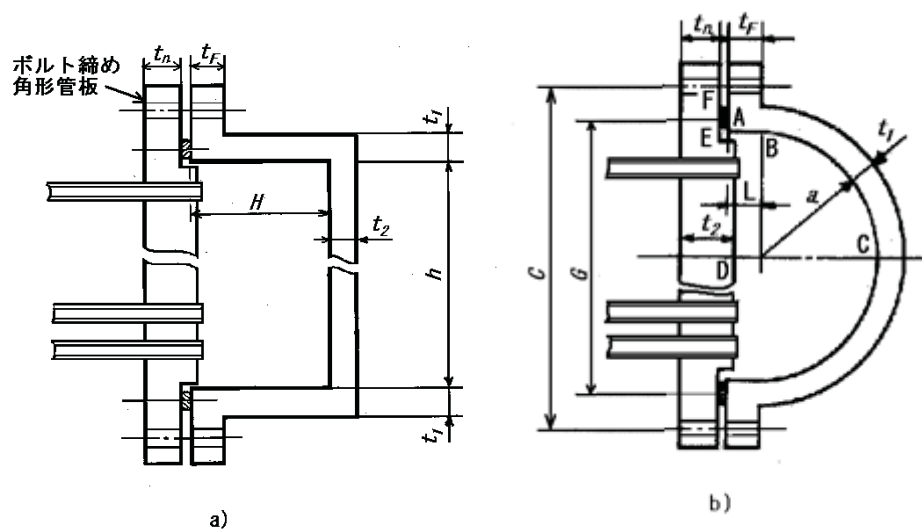


図 15 ボルト締め角形管板

b) ボルト締め半円筒胴板の場合

図 15 b) に示すように、フランジ付ボルト締め半円筒胴のボルト締め角形胴板を管板として使用する場合の応力計算は、次の 1)～3) による。この場合に生じる応力は、6.1. 2) の許容応力を超えてはならない。

1) 膜応力

① D～E 間

$$(\sigma_m)_{D-E} = \frac{R_{CK}}{t_2 \eta} \quad \text{----- (6.7.3)}$$

② フランジ部 E 点

$$(\sigma_m)_E = \frac{R_{CK}}{t_n} \quad \text{-----} \quad (6.7.4)$$

ここで、 σ_m 、 t_2 、 t_n 及び η は、次による。 R_{CK} は、6.5.3 a)による。

σ_m : 膜応力 (N/mm²)

t_2 : 図 15 b)に示す角形胴板 (管板) の厚さ (mm)

t_n : 図 15 b)に示す角形胴板 (管板) の厚さ (mm)

η : 溶接継手効率又はリガメント効率の小さい方 (-)

2) 曲げ応力

① D～E 間

$$(\sigma_b)_{D-E} = \pm \frac{c(Wh_G + PG^2/8)}{I_2\eta} \quad \text{-----} \quad (6.7.5)$$

② フランジ部 E 点

$$(\sigma_b)_E = \pm \frac{6Wh_G}{t_n^2} \quad \text{-----} \quad (6.7.6)$$

ここで、 σ_b 、 c 、 W 、 P 、 G 、 h_g 、 I_2 、 t_n 及び η は、次による。

σ_b : 曲げ応力 (N/mm²)

c : 中立軸から外表面までの距離 (mm)

W : 単位長さ当たりのボルト荷重で、使用状態、ガスケット締付時に応じて、次の値を使用する。(N/mm)

① 使用状態

JIS B 8280 附属書 1 の 5.a)3.1)の W_o の値

② ガスケット締付時

JIS B 8280 附属書 1 の 5.a)3.2)の W_g の値

P : 設計圧力 (MPa)

G : 図 15 b)に示すガスケット反力のかかる位置を結ぶ最小スパン (m)

h_G : モーメントアームで、次の式による。(mm)

$$h_G = \frac{C - G}{2}$$

ここで、 C は、次による。

C : 図 15 b)に示すボルト穴の中心線を結ぶ最小スパン (mm)

I_2 : 単位長さ当たりの管板厚さ t_2 部の断面 2 次モーメントで、次の式による。(mm⁴/mm)

$$I_2 = \frac{t_2^3}{12}$$

ここで、 t_2 は、次による。

t_2 : 図 15 b)に示す角形胴板 (管板) の厚さ (mm)

t_n : 図 15 b)に示す角形胴板 (管板) の厚さ (mm)

η : 溶接継手効率又はリガメント効率の小さい方 (—)

3) 合成応力

① D～E 間

$$(\sigma_T)_{D-E} = (\sigma_m)_{D-E} + (\sigma_b)_{D-E} \quad \text{-----} \quad (6.7.7)$$

② フランジ部 E 点

$$(\sigma_T)_E = (\sigma_m)_E + (\sigma_b)_E \quad \text{-----} \quad (6.7.8)$$

ここで、 σ_T は、合成応力 (N/mm²) である。

6.8 穴補強計算

6.8.1 一般

非円形胴の胴板に穴を設ける場合、**6.7.2** 及び **6.7.3** に示す簡易法により穴の補強計算を行ってよい。この簡易法による穴補強計算の詳細は、**附属書 B** による。

6.8.2 膜応力に対する補強計算

膜応力に対する補強計算は、次の **a)～c)** による。

- a) 各部に発生する膜応力及び膜応力と曲げ応力の合成応力のいずれもそれぞれの許容応力以下となる最小の厚さを、当該穴を持つ板の最小必要厚さとし、**6.1.9 f)** により、これを求める。
- b) 膜応力に対する必要補強面積は、最小必要厚さに発生膜応力（最小必要厚さに対して発生する膜応力）と許容応力の比を乗じたものに穴径を乗じた面積とする。
- c) **6.1.9 b)1)** に規定する補強の有効範囲内に、膜応力に対する必要補強面積を取る。

6.8.3 膜応力に対する補強計算

曲げ応力に対する補強計算は、次の **a)～e)** による。

- a) **6.1.9 f)** により、膜応力及び膜応力と曲げ応力の合成応力のいずれもそれぞれの許容応力以下となる当該穴を持つ板の最小必要厚さ t_r を求める。
- b) 曲げ応力に対する開口部の補強に必要な板の剛性を、断面が最小必要厚さ（縦寸法）と穴径（横寸法）とからなる部材の胴板の板厚方向に垂直な中立線に対する断面二次モーメントとして求める。
- c) 補強の有効範囲内にある部材（胴板、ノズルネック及び補強板がある場合はそれを含む。）の図心を求める。補強の有効範囲は、**6.1.9 b)1)** による。
- d) 有効範囲内にある次の **1)～3)** の余肉部分の断面二次モーメント、すなわち、**c)** で求めた図心を通り、胴板の板厚方向に垂直な中立線に対する断面二次モーメントを求める。なお、**2)** 及び **3)** について、当該穴を持つ胴板に余肉部分がなく、膜応力に対する補強面積をノズルネックの余肉部分、補強板又は補強リブに求める場合は、それを差し引いた部分とする。

- 1) 当該穴を持つ板の最小必要厚さ t_r 及び **6.8.2 c)** の膜応力に対する補強面積に対応す

る厚さを差し引いた余肉部分

2) ノズルネックの必要厚さを除いた余肉部分

3) 補強板又は補強リブ

e) d)の有効範囲内の余肉部の断面二次モーメントの合計が、b)の必要断面二次モーメントに等しいか、それ以上となるように補強部を取る。

6.9 外圧が作用する場合の非円形胴の計算

6.9.1 一般

横断面が長方形で図 2 の a)及び b)の胴が外圧を受ける場合は、6.9.2 及び 6.9.3 に示す応力評価及び安定性評価を行う。

6.9.2 応力評価

6.2.1 及び 6.2.2 により内圧を受ける場合と同様に応力評価を行う。ただし、内圧を外圧に置き換えて計算を行う。計算による各部に生じる応力は、6.1.2 の材料の許容応力を超えてはならない。

6.9.3 安定性評価

外圧が作用する場合における胴を構成する板の安定性評価及び長柱としての安定性評価は、次の a)及び b)による。

a) 胴を構成する板の安定性評価

胴を構成する上板、下板、側板及び端末ふた板について、式 (6.9.1) により、安定性の条件を満足することを確認しなければならない。

$$\frac{2S_{mS}}{S_{crS}} + \frac{2S_{mL}}{S_{crL}} \leq 1.0 \quad \text{-----} \quad (6.9.1)$$

ここで、添字 S 、添字 L 、 S_{mL} 、 S_{crS} 及び S_{crL} は、次による。

添字 S : 応力又は荷重の働く方向 (板の短辺端面に直角方向)

添字 L : 応力又は荷重の働く方向 (板の長辺端面に直角方向)

S_{mS} : 端末ふた板に働く外圧力荷重による胴板の短辺端面に直角方向の圧縮応力、若しくは胴板に働く外圧力荷重による端末ふた板の短辺端面に直角方向の圧縮応力 (図 16 参照) (N/mm²)

S_{mL} : 隣合わせの胴板に働く外圧力荷重による端末ふた板及び胴板の長辺端面に直角方向の圧縮応力 (図 16 参照) (N/mm²)

S_{crS} S_{crL} : S 方向及び L 方向の相対する端面に直角方向の応力による板の座屈応力で、次の①～④による。(図 16 参照) (N/mm²)

$$\textcircled{1} \quad S'_{crS} \leq S_y/2 \text{ の場合} \quad S_{crS} = S'_{crS}$$

$$\textcircled{2} \quad S'_{crS} > S_y/2 \text{ の場合} \quad S_{crS} = S''_{crS}$$

$$\textcircled{3} \quad S'_{crL} \leq S_y/2 \text{ の場合} \quad S_{crL} = S'_{crL}$$

$$\textcircled{4} \quad S'_{crL} > S_y/2 \text{ の場合} \quad S_{crL} = S''_{crL}$$

ここで、 S_y は、次による。

S_y : 設計温度における降伏強度 (N/mm²)

S_{ms} S_{mL} S_{crS} S_{crL} は、次の **1)~3)** に示す計算式により、それぞれの胴板に対して求める。**1)~3)** で使用する記号の説明を下記に示す。

P_e : 外圧力 (MPa)

K_S : S_{crS} の計算に使用する板の座屈係数で、**図 17** による。 (－)

K_L : S_{crL} の計算に使用する板の座屈係数で、**図 17** による。 (－)

H : 上板、下板の内スパン (mm)

h : 側板の内スパン (mm)

L : 胴の長さ (mm)

S_y : 設計温度における降伏強度 (N/mm²)

t_1 : 上板、下板の板厚 (mm)

t_2 : 側板の板厚 (mm)

t : 端末ふた板の板厚 (mm)

E : 設計温度における縦弾性係数 (N/mm²)

ν : ポアソン比 (－)

η : リガメント効率又は溶接効率の小さい方 (上板、下板、側板及び端末ふた板それぞれに対する値を使用) (－)

胴板が多孔板の場合、その多孔板に働く圧縮応力 S_{ms} 、 S_{mL} を **1)~3)** により求める時の板の厚さは、リガメント効率を乗じた値を使用する。ただし、 S_{crS} 、 S_{crL} を求める時は、リガメント効率を乗ずる必要はない。なお、多孔板の座屈応力を計算する場合に使用する縦弾性係数 E 及びポアソン比 ν は、**JIS B 8266 附属書 8 の図 29** による等価縦弾性係数 E^* 及び等価ポアソン比 ν^* を使用する。

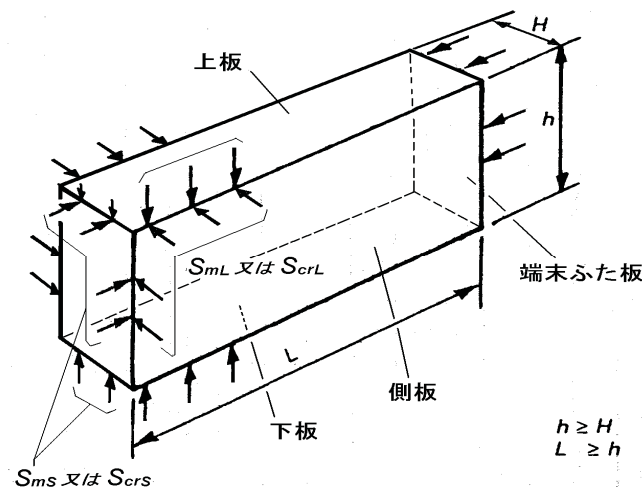


図 16 胴板に作用する応力の方向

1) 上板及び下板

$$S_{mS} = \frac{P_e h H}{(2t_1 H + 2t_2 h) \eta} \quad \text{-----} \quad (6.9.2)^{*1}$$

$$S_{mL} = \frac{P_e h}{2t_1 \eta} \quad \text{-----} \quad (6.9.3)$$

$$S'_{crS} = \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t_1}{H} \right)^2 K_S \quad \text{-----} \quad (6.9.4)$$

$$S''_{crS} = S_y - \frac{S_y^2}{4S'_{crS}} \quad \text{-----} \quad (6.9.4)'$$

$$S'_{crL} = \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t_1}{L} \right)^2 K_L \quad \text{-----} \quad (6.9.5)$$

$$S''_{crL} = S_y - \frac{S_y^2}{4S'_{crL}} \quad \text{-----} \quad (6.9.5)'$$

2) 側板

$$S_{mS} = \frac{P_e h H}{(2t_1 H + 2t_2 h) \eta} \quad \text{-----} \quad (6.9.6)^{*1}$$

$$S_{mL} = \frac{P_e H}{2t_2 \eta} \quad \text{-----} \quad (6.9.7)^{*2}$$

$$S'_{crS} = \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t_2}{h} \right)^2 K_S \quad \text{-----} \quad (6.9.8)$$

$$S''_{crS} = S_y - \frac{S_y^2}{4S'_{crS}} \quad \text{-----} \quad (6.9.8)'$$

$$S'_{crL} = \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t_2}{L} \right)^2 K_L \quad \text{-----} \quad (6.9.9)$$

$$S''_{crL} = S_y - \frac{S_y^2}{4S'_{crL}} \quad \text{-----} \quad (6.9.9)'$$

3) 端末ふた板

$$S_{mS} = \frac{P_e HL}{(2t_2 L + 2tH)\eta} \quad \text{-----} \quad (6.9.10)^{*1}$$

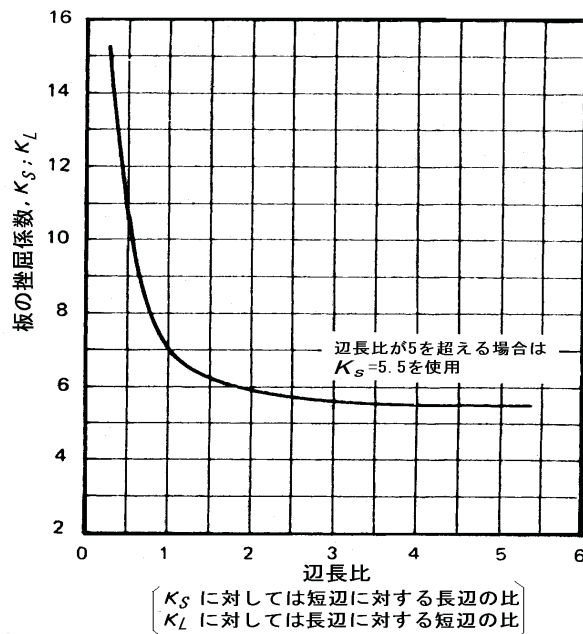
$$S_{mL} = \frac{P_e hL}{2(t_1 L + th)\eta} \quad \text{-----} \quad (6.9.11)$$

$$S'_{crS} = \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{H}\right)^2 K_S \quad \text{-----} \quad (6.9.12)$$

$$S''_{crS} = S_y - \frac{S_y^2}{4S'_{crS}} \quad \text{-----} \quad (6.9.12)'$$

$$S'_{crL} = \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{h}\right)^2 K_L \quad \text{-----} \quad (6.9.13)$$

$$S''_{crL} = S_y - \frac{S_y^2}{4S'_{crL}} \quad \text{-----} \quad (6.9.13)'$$



備考：辺長比が 0.258 より小さい場合は、 S'_{crL} を計算する式においては $K_L=1.0$ 及び $L=H$ 又は h (短辺側の長さ) を使用する。

図 17 板の座屈係数

b) 長柱としての安定性評価

a) に加え、次の式(6.9.14)により、長方形横断面をもつ胴を長柱とみなした座屈について評価、安定性を確認しなければならない。

なお、胴板が多孔板の場合、**a)** と同様に胴板に働く圧縮応力、曲げ応力の計算に対してリガメント効率及び溶接効率を考慮すること。

$$\frac{S_a}{F_a} + \frac{S_b}{\left(1 - \frac{S_a}{F'_e}\right)\sigma_a} \leq 1.0 \quad \text{-----} \quad (6.9.14)$$

ここで、 S_a 、 S_b 、 F_a 、 F'_e 及び σ_a は、次による。

S_a ：次の式による。(N/mm²)

$$S_a = \frac{P_e h_o H_o}{2t_1 H_o \eta + 2t_2 h_o \eta} \quad \text{-----} \quad (6.9.15)^{*1}$$

ここで、 P_e 、 h_o 、 H_o 、 t_1 、 t_2 及び η は、次による。

P_e ：外圧力 (MPa)

h_o ：横断面長辺側の外スパン (mm)

H_o ：横断面短辺側の外スパン (mm)

t_1 ：上板、下板の板厚 (mm)

t_2 ：側板の板厚 (mm)

η ：溶接継手効率又はリガメント効率の小さい方 (—)

S_b ：次の式による。(N/mm²)

$$S_b = \frac{M c_1}{I_e \eta} \quad \text{-----} \quad (6.9.16)$$

ここで、 M 、 c_1 、 I_e 、及び η は、次による。

M ：次の式による。

$$M = P_e h_o H_o \bar{y} \quad \text{-----} \quad (6.9.17)$$

ここで、 \bar{y} は、次による。

\bar{y} ：端末ふた板の図心と胴の横断面の中心との距離。ただし、側板の板厚が同じ場合は、 $\bar{y}=0$ とする。(mm)

c_1 ：曲げ応力が最大となる中立軸からの距離 (mm)

I_e ：横断面の長辺側に平行な中立軸周りの断面2次モーメント (m⁴)

η ：溶接継手効率又はリガメント効率の小さい方 (—)

F_a ：次の式による。(N/mm²)

① $2L/R_1 \leq C_c$ の場合

$$F_a = \frac{\left[1 - \frac{(2L/R_1)^2}{2C_c^2}\right] S_y}{\frac{5}{3} + \frac{3(2L/R_1)}{8C_c} - \frac{(2L/R_1)^3}{8C_c^3}} \quad \text{-----} \quad (6.9.18)$$

② $2L/R_1 > C_c$ の場合

$$F_a = \frac{12\pi^2 E}{23(2L/R_1)^2} \quad \text{-----} \quad (6.9.19)$$

ここで、 L 、 R_1 、 C_c 、 E 及び S_y は、次による。

L : 胴の長さ (mm)

R_1 : 断面 2 次半径 (mm)

C_c : 次の式による。

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad \text{-----} \quad (6.9.20)$$

E : 設計温度における縦弾性係数 (N/mm²)

S_y : 設計温度における降伏強度 (N/mm²)

F'_e : 次の式による。

$$F'_e = \frac{12\pi^2 E}{23(2L/R_1)^2} \quad \text{-----} \quad (6.9.21)$$

ここで、 L 、 R_1 及び E は、次による。

L : 胴の長さ (mm)

R_1 : 断面 2 次半径 (mm)

E : 設計温度における縦弾性係数 (N/mm²)

σ_a : 設計温度における材料の許容引張応力 (N/mm²)

注 1 式(6.9.2)～(6.9.21)はすべて側板の厚さが同じ場合 (図 2 a)) に適用する。

注 2 側板の厚さが異なる場合 (図 2 b)) には、*1の付いている式においては、 $2t_2$ を $t_2+t'_2$ に置き換え計算を行う。また、*2の付いている式は、JIS B 8280 の 7.2.2 b)の(10)式及び c)の(13)式を使用する。

7 溶接

7.1 溶接継手の分類

非円形胴の耐圧部分の溶接継手は、継手の位置によって、次の a)～d)の継手に分類し、その代表的なものを図 18 に示す。

a) A 継手

非円形胴、ノズルなどの圧力を受ける部分にある長手継手 (ハブ付胴板及びハブ付一体形胴フランジと胴板との継手を含む) 及び角形胴の長手方向角継手をいう。

b) B 継手

ノズルなどの圧力を受ける部分にある周継手をいう。

c) C 継手

胴板と端末ふた板を取り付けるコーナー部との溶接継手、角形 (又は長円形) 胴フランジと胴板との溶接継手、板ステー又は隔壁と胴との溶接継手をいう。

d) D 継手

ノズルなどを胴又は端末ふた板などに取り付ける溶接継手をいう。

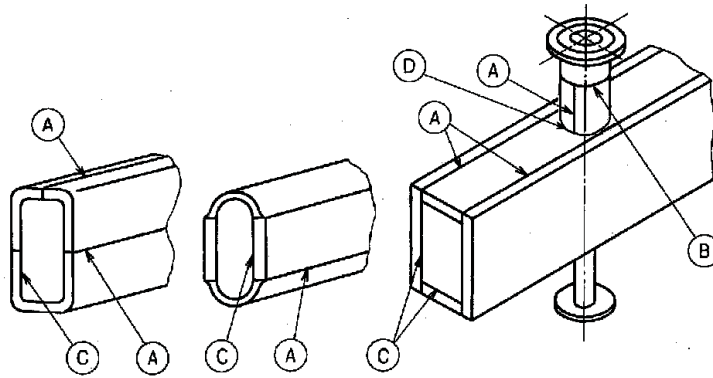


図 18 非円形洞の溶接継手の位置による分類

7.2 溶接の種類

非円形洞の耐圧部分の溶接の種類は、次の a)~d)による。

a) 胴板長手継手

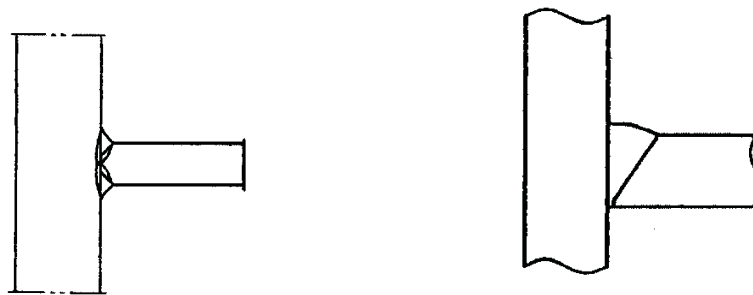
胴板長手溶接の継手は A 継手とし、完全溶け込み突合せ溶接（突合せ両側溶接又はこれと同等以上とみなされる突合せ片側溶接）とする。同等以上とみなされる突合せ片側溶接とは例示基準 13 条に掲げる表の備考 1 による。（以下同じ）

b) 胴板長手方向角継手

7.1 a)に規定されるように胴板長手角継手は A 継手とし、溶接は、a)と同様に、完全溶け込み溶接（両側溶接又はこれと同等以上とみなされる片側溶接）とする。A 継手に要求される機械試験及び非破壊試験等については、例示基準による。

c) 板ステー又は隔壁と胴との継手

板ステー又は隔壁と胴との継手は C 継手とする。この継手の種類は、両側溶接の完全溶込み溶接、又は片側溶接の完全溶込み溶接とし、図 19 による。



a) 両側完全溶け込み溶接

b) 片側完全溶け込み溶接

図 19 板ステーと胴板との溶接

d) 端末ふた板と胴との継手

端末ふた板と胴との継手は C 継手とし、例示基準、別図第 7 の b-1)、b-2) の適切な方法による完全溶け込みの開先溶接とする。

e) 角形胴フランジ（長円形胴フランジを含む）と胴板の取付け

フランジと胴板の溶接による取付けは A 継手又は C 継手とし、次の 1) 及び 2) による。

1) A 継手とする場合

A 継手とする場合（ハブ付一体形フランジで胴板と突合せ溶接を行う場合（JIS B 8265 図 11 a) の 1)～4)）は A 継手とする。）の溶接は、完全溶け込み溶接（両側溶接又はこれと同等以上とみなされる片側溶接）とする。A 継手に要求される機械試験、非破壊試験等については、例示基準による。

2) C 継手とする場合

C 継手とする場合の溶接は、完全溶け込み溶接とし、図 20 又は JIS B 8265 図 11 a) の 6)～8) による。ただし、次の ①～③ のいずれかの試験を実施するものとする。

① フランジと胴板の溶接線に対して、少なくとも 1 箇所の部分放射線透過試験（250mm 以上）を実施する。

② 例示基準第 41 条第 1 項に掲げるものの溶接継手に対しては、その全長について放射線透過試験を行い、これに合格するものでなければならない。この場合における母材の厚さは胴板の厚さとフランジの厚さのいずれか小さい方をいう。

③ ①及び②の放射線透過試験ができないものについては、例示基準 42 条により、超音波探傷試験を実施する。

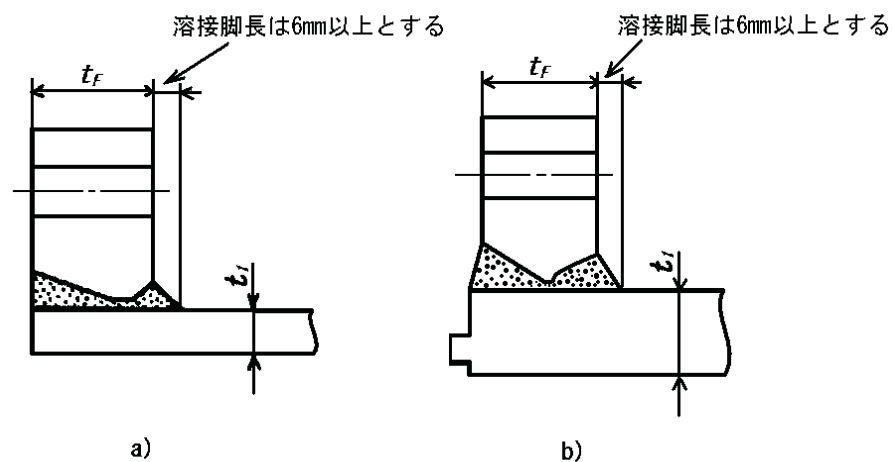


図 20 フランジと胴板の溶接

f) その他の継手

非円形胴の耐圧部に適用される 7.1 b) に規定の B 継手及び 7.1 d) に規定の D 継手については、例示基準の規定による。

7 工作

材料の確認、加工前検査、切断・成形加工、取付け、溶接施工、熱処理及び製作公差等の非円形胴の圧力容器の工作に関しては、規則及び例示基準の規定による。

8 試験及び検査

材料の試験及び検査、工作に関する検査、溶接継手の試験及び検査、完成後の試験及び検査等については、規則及び例示基準の規定に従って実施する。

附属書 A (規定) 溶接継手効率及びリガメント効率の適用に関する特別な配慮

A.1 適用範囲

この附属書は、6.1.7 に規定する非円形胴耐圧部の応力評価に対する溶接継手効率及びリガメント効率の適用に関する特別な配慮について規定する。

A.2 特別な配慮を要する溶接継手効率の適用

胴板の強度計算において、6.1.7 e) に示すように考慮する胴板の高い曲げ応力が発生する所（辺の中央及びコーナー領域等）に溶接継手がない場合には、次の a) 及び b) の方法により各位置の応力評価を行うことにより、溶接継手効率を一様に適用する場合に比べ、板厚を薄くすることができる。

- a) 6.2.1 又は 6.2.2 により非円形胴の強度評価を行う場合、評価を行う箇所に溶接継手がない場合は、溶接継手効率を考慮しない。
- b) a) に加え、溶接継手のある場所について、附属書 A 表 1 に示す曲げ応力の式により、溶接継手効率を考慮し、継手の位置 (x) に生じる曲げ応力を計算する。

すなわち、上記の b) により、継手のある箇所の応力を計算にて求め、応力評価を行うことにより、溶接継手のないところには継手効率を適用せず、応力評価を行うことができる。

なお、附属書 A 及び 6.2.1 又は 6.2.2 に従って、評価した発生応力は、全ての位置において、6.1.2 に規定する材料の許容応力を超えてはならない。

A.3 特別な配慮を要するリガメント効率の適用

6.1.7 f) に示すように考慮する胴板の高い曲げ応力が発生する所（辺の中央及びコーナー領域等）に穴がない場合には、次の a)～c) の方法により各位置の応力評価を行うことにより、リガメント効率を一様に適用する場合に比べ、板厚を薄くすることができる。

- a) 附属書 A 表 1 に示す曲げ応力の式により、考慮すべき穴列の位置 (x) に生じる曲げ応力を計算する。
- b) 穴列が複数ある場合、最も高い曲げモーメントが発生する穴列に対して応力評価を行う。ただし、計算で考慮した位置 (x) が他の穴列に比べ、曲げモーメントの最も高い位置であることを証明しなければならない。
- c) 附属書 A 表 1 に示される式により曲げ応力を計算する場合は、考慮する胴板の中央から穴列の評価位置までの距離 x は、附属書 A 図 2 に示されるように、穴列の中央線を挟んで両側の曲げモーメントの高い側の穴の縁までの距離とし、考慮する穴列のリガメント効率の最小値（特殊な配列でない限り、穴列の穴の中央線に基づくもの）を適用する。

すなわち、上記の a)～c) により、穴列のある箇所の応力を計算にて求め、発生応力を評価することにより、穴のないところにはリガメント効率を適用せず、応力評価を行うことができる。

なお、附属書 A 及び 6.2.1 又は 6.2.2 に従って、評価した発生応力は、全ての位置において、6.

1.2 に規定する材料の許容応力を超えてはならない。

A.4 曲げ応力の計算

非円形洞の横断面の形状が、**図 2 a)**、及び**図 2 b)**の場合の評価位置における曲げ応力の計算は、**附属書 A 表 1** に示す曲げ応力の式(A.1)～式(A.4)による。

附属書 A 表 1 距離 $x^{(*)}$ における曲げ応力

洞横断面の形状	応力評価の位置 ^(*)	距離 x における曲げ応力 σ_{bx} (N/mm ²)
図 2 a)	M と B の間	$\frac{Pc}{12I_2\eta} \left\{ h^2 \left[-1.5 + \left(\frac{1 + \alpha^2 K}{1 + K} \right) \right] + 6x^2 \right\}$ ----- (A.1)
図 2 a)	N と B の間	$\frac{Pc}{12I_1\eta} \left[-1.5H^2 + h^2 \frac{(1 + \alpha^2 K)}{1 + K} + 6x^2 \right]$ ----- (A.2)
図 2 b)	M と B の間	$\frac{Pc}{2I_2'\eta} \left\{ \frac{h^2}{2N} \left[(K_2 - k_1 k_2) + \alpha^2 k_2 (K_2 - k_2) \right] - \frac{h^2}{4} + x^2 \right\}$ --- (A.3)
図 2 b)	M ₁ と A の間	$\frac{Pc}{2I_2\eta} \left\{ \frac{h^2}{2N} \left[(K_1 k_1 - k_2) + \alpha^2 k_2 (K_1 - k_2) \right] - \frac{h^2}{4} + x^2 \right\}$ --- (A.4)

備考： ^(*) 応力評価の位置に示す位置 A、B、M、N、M₁ については**附属書 A 図 1** を、距離 x については次の記号の説明を参照のこと。

ここで、 P 、 η 、 x 、 c 、 I_1 、 I_2 、 I_2' 、 α 、 K 、 k_1 、 k_2 、 K_1 、 K_2 、及び N は、次による。

P ：設計圧力 (MPa)

η ：リガメント効率又は溶接効率の小さい方とする。胴板に溶接継手がない場合の溶接継手効率は 1.0 とする。溶接継手がある場合は **6.1.5** による。リガメント効率は **A.2 c)** 及び **6.1.6** によるが、距離 x に穴がない場合は 1.0 とする。

x ：**附属書 A 図 1** に示す距離で、胴板の中央点（上板の場合は N、側板の場合は M 又は M₁）から応力評価を行う位置までの距離とする。なお、穴列に対しては **A.2 c)** 及び**附属書 A 図 2** に示す距離とする。（mm）

c ：部材断面の中立面から表面までの長さ（mm）

I_1 、 I_2 、 I_2' ：各部材の断面二次モーメント（mm⁴）

α 、 K 、 k_1 、 k_2 、 K_1 、 K_2 、及び N ：次の式(A.5)～式(A.11)による。

$$\alpha = \frac{H}{h} \text{ ----- (A.5)}$$

$$K = \alpha \left(\frac{t_2}{t_1} \right)^3 \quad \text{----- (A.6)}$$

$$k_1 = \left(\frac{t_2'}{t_2} \right)^3 \quad \text{----- (A.7)}$$

$$k_2 = \alpha \left(\frac{t_2'}{t_1} \right)^3 \quad \text{----- (A.8)}$$

$$K_1 = 2k_2 + 3 \quad \text{----- (A.9)}$$

$$K_2 = 3k_1 + 2k_2 \quad \text{----- (A.10)}$$

$$N = K_1 K_2 - k_2^2 \quad \text{----- (A.11)}$$

ここで、 H 、 h 、 t_1 、 t_2 及び t_2' は、**附属書 A 図 1**に示す寸法で、次による。

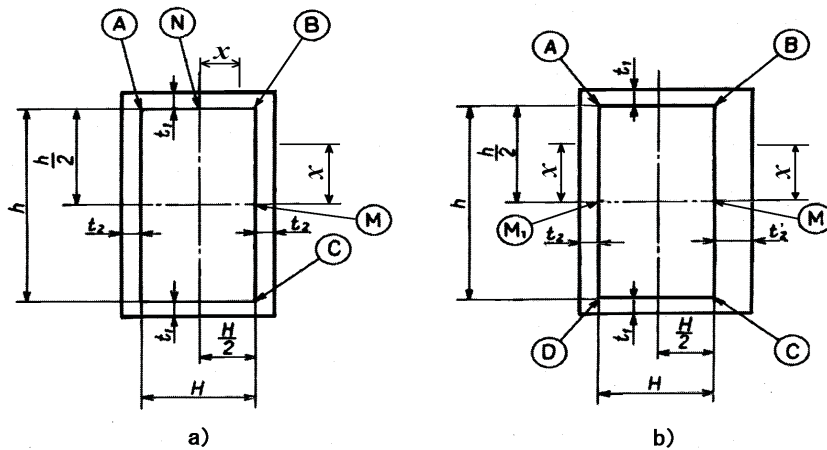
H : 上板、下板の内スパン (mm)

h : 側板の内スパン (mm)

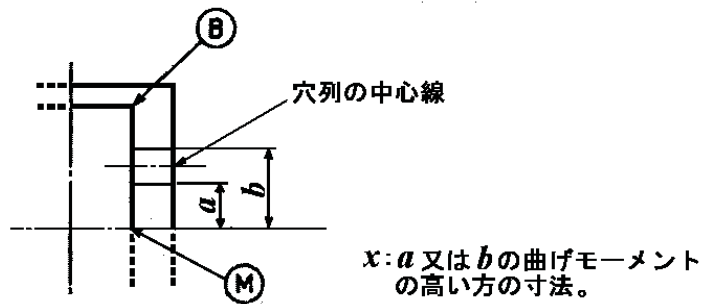
t_1 : 上板、下板の板厚 (mm)

t_2 : 側板の板厚 (mm)

t_2' : 側板の板厚 (mm)



附属書 A 図 1 応力評価位置



附属書 A 図 2 穴列にリガメント効率を適用する場合の応力評価位置

附属書 B (規定) 非円形胴の穴補強計算

B.1 適用範囲

この附属書は、長方形断面を持つ圧力容器の胴に開ける穴の補強に関する設計に適用するものとし、6.8 に規定する穴補強の補強材のない場合の簡易計算法について示す。

B.2 穴補強計算

B.2.1 膜応力に対する補強計算

膜応力に対する補強計算は、次の a)～c) による。

- a) 各部に発生する膜応力及び膜応力と曲げ応力の合成応力のいずれもそれぞれの許容応力以下となる最小の厚さを、当該穴を持つ板の最小必要厚さ t_r とし、これを求める。
- b) 膜応力に対する必要補強面積は、次の式 (B.1) による。

$$A_{Rm} = Dt_r \frac{\sigma_m}{\sigma_a} \quad \text{-----} \quad (\text{B.1})$$

ここで、 A_{Rm} 、 σ_m 、 σ_a 、 D 及び t_r は、次による。

- A_{Rm} : 膜応力に対する必要補強面積 (mm²)
- σ_m : 最小必要厚さに対して発生する膜応力 (N/mm²)
- σ_a : 許容引張応力 (N/mm²)
- D : 腐れ後の穴径 (mm)
- t_r : 最小必要厚さ (mm)

- c) 6.1.9 b)1) に規定する補強の有効範囲内に膜応力に対する必要補強面積 A_{Rm} をとる。(附属書 B 図 1 及び附属書 B 図 2 参照)

B.2.2 曲げ応力に対する補強計算

曲げ応力に対する補強計算は、次の a)～f) による。(附属書 B 図 2 参照)

- a) 曲げ応力に対する開口部の補強に必要な板の剛性を、B.2.1 a) で求めた最小必要厚さと穴径とからなる部材の板厚方向に垂直な中立軸に対する断面二次モーメントとして、次の式 (B.2) により求める。

$$I_R = \frac{Dt_r^3}{12} \quad \text{-----} \quad (\text{B.2})$$

ここで、 I_R 、 D 及び t_r は、次による。

- I_R : 断面二次モーメント (mm⁴)
- D : 腐れ後の穴径 (mm)
- t_r : 最小必要厚さ (mm)

b) 穴の補強として有効に働く範囲は、次の**1)**及び**2)**による。

- 1)** 胴板側の場合、穴の両側（周囲）に穴の縁より、 $D/2$ 以内とする。
- 2)** ノズル側の場合、胴板外面より $2.5t$ 又は $2.5t_n+t_e$ のどちらか小さい方以内とする。

ここで、 t 、 t_n 及び t_e は、次による。

- t : 穴を持つ胴板の厚さ (mm)
- t_n : ノズル管壁の厚さ (mm)
- t_e : 補強板を取り付ける場合の補強板の厚さ (mm)

c) **附属書 B 図 1 b)** に示す補強の有効範囲内にある斜線部の部材（当該穴を持つ胴板及びノズルネック）の図心を通る中立軸の位置を、次の式**(B.3)**により求める。

$$X = \left(\frac{A_p X_p + A_n X_n}{A_p + A_n} \right) \text{-----} \quad \text{(B.3)}$$

ここで、 X 、 A_p 、 A_n 、 X_p 及び X_n は、次による。

- X : 胴板内面から補強に有効な範囲内にある部材（胴板及びノズル材）の中立軸までの距離 (mm)
- A_p : 有効範囲内にある胴板の断面積 (mm^2)
- A_n : 有効範囲内にあるノズル壁の断面積 (mm^2)
- X_p : 胴板内面からの A_p 図心までの距離 (mm)
- X_n : 胴板内面からの A_n 図心までの距離 (mm)

d) **c)** の補強に有効な範囲内にある斜線部の部材のうち、次の**1)**及び**2)**の補強に有効な部分の断面二次モーメントを求める。

- 1)** 当該穴を持つ板の最小必要厚さ(t_r)及び膜応力に対応する補強厚さ (**B.2.1** 参照) を差し引いた余肉部分
- 2)** ノズルネックの必要厚さ(t_{nr})を除いた余肉部分

上記の余肉部分の他に、補強板又は補強リブを有効範囲に取り付ける場合はその部分も有効補強面積に含める。ただし、膜応力に対する補強面積をノズルネック、補強板又は補強リブに求める場合は、それを差し引いた部分とする。

余肉部分の断面二次モーメントは、まず余肉部分それぞれの図心を通る胴板に平行な中立軸に対して求める。

e) **d)** で求めたそれぞれの余肉部分の断面二次モーメントから、**c)** で求めた図心を通る胴板に平行な中立軸に対する補強に有効な部分としての断面二次モーメントを、次の式**(B.4)**により求める。**附属書 B 図 2** に示すように、必要最小板厚 t_r 及び膜応力に対応する補強

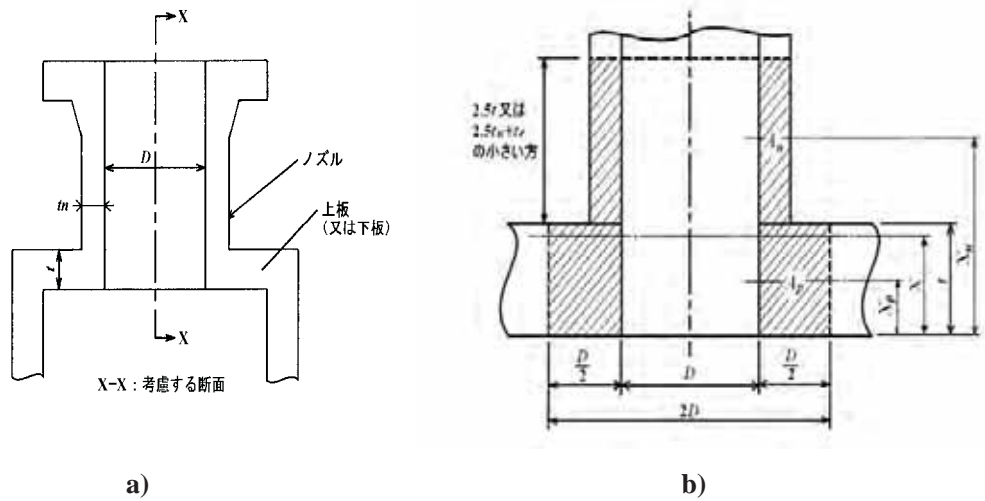
厚さを内側に取り、**d)**の補強に有効な部分は外側に取り。

$$I_A = I_{An} + A_{An} X_{on}^2 + I_{Ap} + A_{Ap} X_{op}^2 \quad \text{----- (B.4)}$$

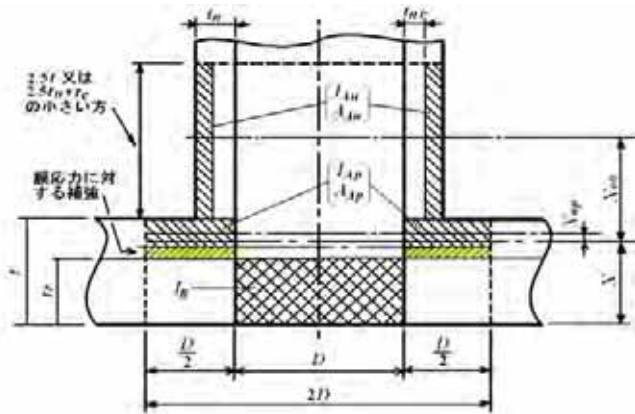
ここで、 I_A 、 I_{An} 、 I_{Ap} 、 A_{An} 、 A_{Ap} 、 X_{on} 及び X_{op} は、次による。

- I_A : 有効断面二次モーメント (mm⁴)
- I_{An} : ノズル余肉部の有効断面二次モーメント (mm⁴)
- I_{Ap} : 胴板の余肉部の有効断面二次モーメント (mm⁴)
- A_{An} : ノズル余肉部の有効断面積 (mm²)
- A_{Ap} : 胴板の余肉部の有効断面積 (mm²)
- X_{on} : 胴板内面から距離 X を通る胴板に平行な軸からノズル余肉部の図心を通る線までの距離 (mm)
- X_{op} : 胴板内面から距離 X を通る胴板に平行な軸から胴板余肉部の図心を通る線までの距離 (mm)

f) **e)**の有効範囲内の補強に有効な部分の断面二次モーメントの合計が、**a)**の必要断面二次モーメント以上となるように補強部を取る。



附属書 B 図 1 補強を考慮する断面及び補強の有効範囲



附属書 B 図 2 簡易補強計算

附属書 (参考) 非円形胴の強度評価等の計算例

1 適用範囲

この附属書では、非円形胴の強度評価、リガメント効率の適用に関する特別な配慮、非円形胴の穴補強について、次の①～⑤に示す適用例の計算例を示す。

- ① 適用例 1 (ステーなし長方形)
- ② 適用例 2 (ステーあり長方形)
- ③ 適用例 3 (フランジ付き角形胴)
- ④ 適用例 4 (リガメント効率の適用に関する特別な配慮)
- ⑤ 適用例 5 (非円形胴の穴補強)

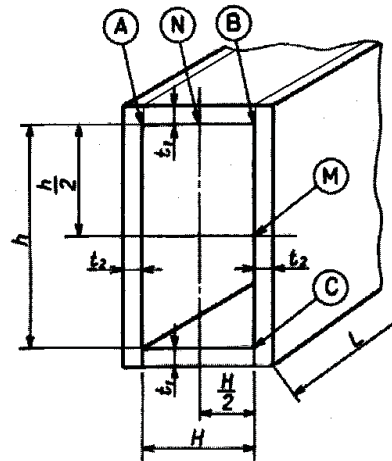
2 適用例 1 (ステーなし長方形)

2.1 一般

附属書 図 1 に示す最もシンプルな形状 (5.1 a) のステーなし長方形 の非円形胴の強度評価の計算例を示す。

2.2 設計条件

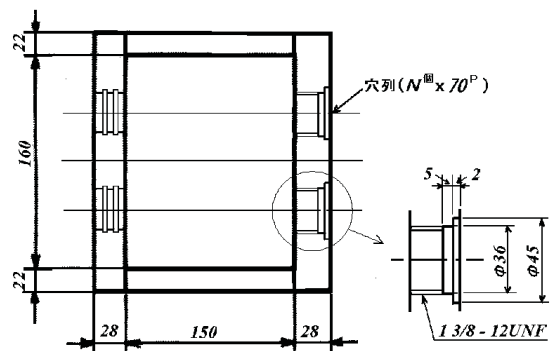
設備の種類：第 1 種特定設備
 設計圧力： 2.00 MPa
 設計温度： 175 °C
 運転圧力： 1.5 MPa
 運転温度： 150 °C
 胴板材質： B410
 腐れ代： 3.0 mm
 放射線透過試験： 長手隅：20 %



附属書 図 1

2.3 各部の寸法 (腐食した状態における寸法)

H (上板、下板の内スパン) = 156.0 mm
 h (側板の内スパン) = 166.0 mm
 t_1 (上板、下板の板厚) = 19.0 mm
 t_2 (側板の板厚) = 25.0 mm
 d_0 (段付き穴の径) = 45.0 mm
 d_1 (段付き穴の径) = 36.0 mm
 d_2 (ねじ穴のねじの有効径) = 33.551 mm
 T_0 (直径 d_0 の穴の長さ) = 2.0 mm
 T_1 (直径 d_1 の穴の長さ) = 5.0 mm



附属書 図 2

T_2 (直径 d_2 の穴の長さ) = 18.0 mm

p (穴列の穴の長手方向ピッチ) = 70.0 mm

b_0 (= $p - d_0$) = 25.0 mm

b_1 (= $p - d_1$) = 34.0 mm

b_2 (= $p - d_2$) = 36.449 mm

.2.4 許容応力

胴板	材質	許容引張応力 σ_a N/mm ²	許容応力 N/mm ²	
			σ_{ma} (膜応力に対して)	σ_a (合成応力に対して)
上板、下板	B410	103.0	103.0	154.5
側板	B410	103.0	103.0	154.5

.2.5 効率

a) 溶接継手効率

胴板	溶接継手効率	
上板、下板	0.95	(第1種特定設備 放射線透過試験 20%)
側板	1.00	(溶接継手なし)

b) リガメント効率

胴板	リガメント効率	
	e_m (膜応力に対して)	e_b (曲げ応力に対して)
上板、下板	1.00	1.00
側板	0.501	0.461

上板、下板には穴がないので1、側板の管板とプラグ板の板厚は同じであり、管穴よりプラグ穴の方が大きいので応力評価にはプラグ穴のリガメント効率を適用する。

段付き穴のリガメント効率は膜応力及び曲げ応力のそれぞれに対して求めることとし、次の1)~3)による。

1) 膜応力に対するリガメント効率

$$D_E = \frac{1}{t_2} (d_0 T_0 + d_1 T_1 + d_2 T_2) = 34.96 \quad \text{mm}$$

$$e_m = \frac{p - D_E}{p} = 0.501$$

2) 曲げ応力に対するリガメント効率

$$\bar{X} = \left[b_0 T_0 \left(\frac{T_0}{2} + T_1 + T_2 \right) + b_1 T_1 \left(\frac{T_1}{2} + T_2 \right) + b_2 T_2 \left(\frac{T_2}{2} \right) \right] (b_0 T_0 + b_1 T_1 + b_2 T_2)^{-1}$$

$$= 12.09 \quad \text{mm}$$

$$c = \text{Max} [\bar{X}, t_2 - \bar{X}] = 12.91 \quad \text{mm}$$

$$I = \frac{1}{12}(b_0 T_0^3 + b_1 T_1^3 + b_2 T_2^3) + b_0 T_0 \left(\frac{T_0}{2} + T_1 + T_2 - \bar{X} \right)^2 + b_1 T_1 \left(\frac{T_1}{2} + T_2 - \bar{X} \right)^2 + b_2 T_2 \left(\frac{T_2}{2} - \bar{X} \right)^2$$

$$I = 43466 \quad \text{mm}^4$$

$$e_b = \frac{6I}{t_2^2 c p} = 0.461$$

3) 応力評価に適用する効率

1)及び2)の結果をもとに応力評価に適用する効率は、下記となる。

銅板	効率 η	
	(膜応力に対して)	(曲げ応力に対して)
上板、下板	0.95	0.95
側板	0.501	0.461

2.6 応力計算

a) 部材（上板、下板）A～B間の応力

1) 膜応力 (σ_m)

$$\sigma_m = \frac{Ph}{2t_1\eta} = \frac{2.00 \times 166.0}{2 \times 19.0 \times 0.95} = 9.2 \quad \text{N/mm}^2$$

2) 曲げ応力 (σ_b)

$$\alpha = \frac{H}{h} = \frac{156.0}{166.0} = 0.94$$

$$K = \alpha \left(\frac{t_2}{t_1} \right)^3 = 0.94 \times \left(\frac{25.0}{19.0} \right)^3 = 2.14$$

$$(\sigma_b)_N = \pm \frac{Ph^2 c}{2t_1^3 \eta} \left[\frac{2 - (K+3)\alpha^2}{K+1} \right] \quad \text{----- 中央 N 点}$$

$$= \frac{2.00 \times 166.0^2 \times 9.5}{2 \times 19.0^3 \times 0.95} \left[\frac{2 - (2.14+3) \times 0.94^2}{2.14+1} \right] = -32.5 \quad \text{N/mm}^2$$

$$(\sigma_b)_B = \pm \frac{Ph^2 c}{t_1^3 \eta} \left[\frac{\alpha^2 K + 1}{K+1} \right] \quad \text{----- 隅角部 A、B 点}$$

$$= \frac{2.00 \times 166.0^2 \times 9.5}{19.0^3 \times 0.95} \left[\frac{0.94^2 \times 2.14 + 1}{2.14 + 1} \right] = 74.0 \quad \text{N/mm}^2$$

3) 合成応力 (σ_T)

$$(\sigma_T)_N = \sigma_m + (\sigma_b)_N \quad \text{----- 中央 N 点}$$

$$= 9.2 + |-32.5| = 41.7 \quad \text{N/mm}^2$$

$$(\sigma_T)_B = \sigma_m + (\sigma_b)_B \quad \text{----- 隅角部 A、B 点}$$

$$= 9.2 + 74.0 = 83.2 \quad \text{N/mm}^2$$

b) 部材（側板）B～C間の応力**1)** 膜応力 (σ_m)

$$\sigma_m = \frac{PH}{2t_2\eta} = \frac{2.00 \times 156.0}{2 \times 25.0 \times 0.501} = 12.5 \quad \text{N/mm}^2$$

2) 曲げ応力 (σ_b)

$$(\sigma_b)_M = \pm \frac{Ph^2c}{2t_2^3\eta} \left[\frac{(2\alpha^2 - 3)K - 1}{K + 1} \right] \quad \text{----- 中央 M 点}$$

$$= \frac{2.00 \times 166.0^2 \times 12.91}{2 \times 25.0^3 \times 0.461} \left[\frac{(2 \times 0.94^2 - 3) \times 2.14 - 1}{2.14 + 1} \right] = -57.2 \quad \text{N/mm}^2$$

$$(\sigma_b)_B = \pm \frac{Ph^2c}{t_2^3\eta} \left[\frac{\alpha^2 K + 1}{K + 1} \right] \quad \text{----- 隅角部 B、C 点}$$

$$= \frac{2.00 \times 166.0^2 \times 12.91}{25.0^3 \times 0.461} \left[\frac{0.94^2 \times 2.14 + 1}{2.14 + 1} \right] = 90.8 \quad \text{N/mm}^2$$

3) 合成応力 (σ_T)

$$(\sigma_T)_M = \sigma_m + (\sigma_b)_M \quad \text{----- 中央 M 点}$$

$$= 12.5 + |-57.2| = 69.7 \quad \text{N/mm}^2$$

$$(\sigma_T)_B = \sigma_m + (\sigma_b)_B \quad \text{----- 隅角部 B、C 点}$$

$$= 12.5 + 90.8 = 103.3 \quad \text{N/mm}^2$$

.2.7 応力評価

下の表に示すように全ての評価点の発生応力は許容値より低く、角形胴の強度は問題ないと評価できる。

上板、下板に発生する応力			応力(N/mm ²)	許容値(N/mm ²)	判定
膜応力	-	(σ_m)	9.2	103.0	
曲げ応力	N 点	(σ_b) _N	32.5	-	-
	A/B 点	(σ_b) _B	74.0	-	-
合成応力	N 点	(σ_T) _N	41.7	154.5	
	A/B 点	(σ_T) _B	83.2	154.5	
側板に発生する応力			応力(N/mm ²)	許容値(N/mm ²)	判定
膜応力	-	(σ_m)	12.5	103.0	
曲げ応力	M 点	(σ_b) _M	57.2	-	-
	B/C 点	(σ_b) _B	90.8	-	-
合成応力	M 点	(σ_T) _M	69.7	154.5	
	B/C 点	(σ_T) _B	103.3	154.5	

.3 適用例 2 (ステーあり長方形)

.3.1 一般

附属書 図 3 に示す 2 枚の仕切り板をステーとして用い、胴空間を 3 つに分割するが等間隔にならない場合の形状 (5.1 g) のステーあり長方形) の非円形胴の強度評価の計算例を示す。

.3.2 設計条件

設備の種類：第 1 種特定設備

設計圧力： 1.80 MPa

設計温度： 180 °C

運転圧力： 1.00 MPa

運転温度： 150 °C

胴板材質： B410

腐れ代： 3.0 mm

放射線透過試験： 長手隅： 20 %

.3.3 各部の寸法 (腐食した状態における寸法)

H (上板、下板の内スパン) = 161.0 mm

h_1 (側板の内スパン) = 144.0 mm

h_2 (側板の内スパン) = 192.0 mm

h_3 (側板の内スパン) = 76.0 mm

t_1 (上板、下板の板厚) = 17.0 mm

t_2 (側板の板厚) = 29.0 mm

t_3 (仕切り板の板厚) = 12.0 mm

側板に開くプラグ孔のサイズは、適用例 1 と同じサイズとする。(附属書 図 2 参照)

d_0 (段付き穴の径) = 45.0 mm

d_1 (段付き穴の径) = 36.0 mm

d_2 (ねじ穴のねじの有効径) = 33.551 mm

T_0 (直径 d_0 の穴の長さ) = 2.0 mm

T_1 (直径 d_1 の穴の長さ) = 5.0 mm

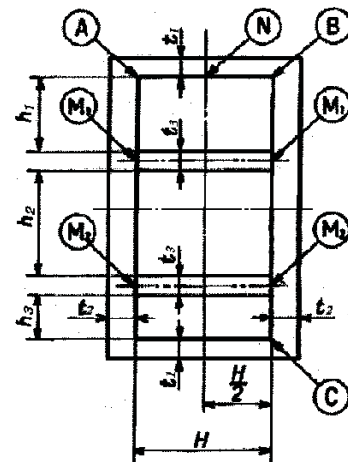
T_2 (直径 d_2 の穴の長さ) = 22.0 mm

p (穴列の穴の長手方向ピッチ) = 70.0 mm

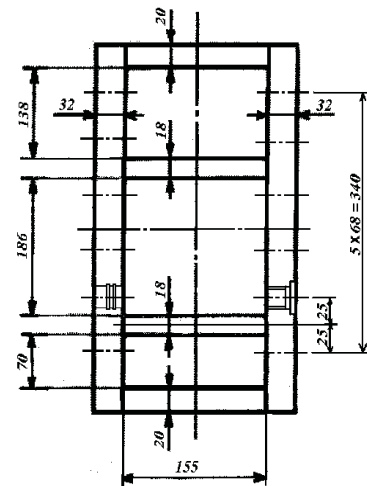
b_0 ($= p - d_0$) = 25.0 mm

b_1 ($= p - d_1$) = 34.0 mm

b_2 ($= p - d_2$) = 36.449 mm

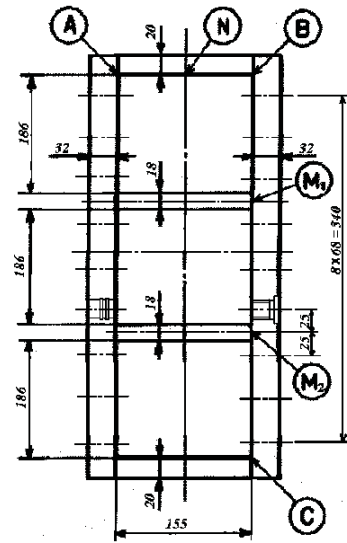


附属書 図 3



附属書 図 4

附属書 図3 及び附属書 図4 に示す断面で仕切り板（板ステー）によって空間が不等分に分割される角形胴の場合は、6.2.7 を適用し、附属書 図5 に示すように、分割空間の最大スパンで3等分された胴とみなして、6.2.4（図2 d）の式を用いて強度評価を行う。



附属書 図5

3.4 許容応力

胴板	材質	許容引張応力 σ_a N/mm ²	許容応力 N/mm ²	
			σ_{ma} (膜応力に対して)	σ_a (合成応力に対して)
上板、下板	B410	103.0	103.0	154.5
側板	B410	103.0	103.0	154.5
仕切板	B410	103.0	103.0	154.5

3.5 効率

a) 溶接継手効率

胴板	溶接継手効率	
上板、下板	0.95	(第1種特定設備 放射線透過試験 20%)
側板	1.00	(溶接継手なし)
仕切板	0.60	(片側溶接)

b) リガメント効率

胴板	リガメント効率	
	e_m (膜応力に対して)	e_b (曲げ応力に対して)
上板、下板	1.00	1.00
側板	0.503	0.468
仕切板	1.00	1.00

上板、下板には穴がないので1とする。仕切板については、流路制限のための仕切板に板ステーとしての役割を併せ持たせている。従って穴はないので1とする。

側板の管板とプラグ板の板厚は同じであり、管穴よりプラグ穴の方が大きいので応力評

価にはプラグ穴のリガメント効率を適用する。

段付き穴のリガメント効率は膜応力及び曲げ応力のそれぞれに対して求めることとし、次の1)~3)による。

1) 膜応力に対するリガメント効率

$$D_E = \frac{1}{t_2} (d_0 T_0 + d_1 T_1 + d_2 T_2) = 34.76 \quad \text{mm}$$

$$e_m = \frac{p - D_E}{p} = 0.503$$

2) 曲げ応力に対するリガメント効率

$$\bar{X} = \left[b_0 T_0 \left(\frac{T_0}{2} + T_1 + T_2 \right) + b_1 T_1 \left(\frac{T_1}{2} + T_2 \right) + b_2 T_2 \left(\frac{T_2}{2} \right) \right] (b_0 T_0 + b_1 T_1 + b_2 T_2)^{-1}$$

$$= 14.08 \quad \text{mm}$$

$$c = \text{Max} [\bar{X}, t_2 - \bar{X}] = 14.92 \quad \text{mm}$$

$$I = \frac{1}{12} (b_0 T_0^3 + b_1 T_1^3 + b_2 T_2^3) + b_0 T_0 \left(\frac{T_0}{2} + T_1 + T_2 - \bar{X} \right)^2 + b_1 T_1 \left(\frac{T_1}{2} + T_2 - \bar{X} \right)^2 +$$

$$b_2 T_2 \left(\frac{T_2}{2} - \bar{X} \right)$$

$$I = 68466 \quad \text{mm}^4$$

$$e_b = \frac{6I}{t_2^2 c p} = 0.468$$

3) 応力評価に適用する効率

1)及び2)の結果をもとに応力評価に適用する効率は、下記となる。

銅板	効率 η	
	(膜応力に対して)	(曲げ応力に対して)
上板、下板	0.95	0.95
側板	0.503	0.468
仕切板	0.60	0.60

.3.6 応力計算

a) 部材（上板、下板）A~B間の応力

1) 膜応力 (σ_m)

$$\alpha = \frac{H}{h} = \frac{161.0}{192.0} = 0.84$$

$$K = \alpha \left(\frac{t_2}{t_1} \right)^3 = 0.84 \times \left(\frac{29.0}{17.0} \right)^3 = 4.16$$

$$\begin{aligned}\sigma_m &= \frac{Ph}{2t_1\eta} \left[\frac{K(\alpha^2 + 4) + 3}{5K + 3} \right] \\ &= \frac{1.80 \times 192.0}{2 \times 17.0 \times 0.95} \left[\frac{4.16(0.84^2 + 4) + 3}{5 \times 4.16 + 3} \right] = 10.1 \quad \text{N/mm}^2\end{aligned}$$

2) 曲げ応力 (σ_b)

$$\begin{aligned}(\sigma_b)_N &= \pm \frac{Ph^2c}{2t_1^3\eta} \left[\frac{6 - \alpha^2(5K + 9)}{5K + 3} \right] \quad \text{-----} \quad \text{中央 N 点} \\ &= \frac{1.80 \times 192.0^2 \times 8.5}{2 \times 17.0^3 \times 0.95} \left[\frac{6 - 0.84^2 \times (5 \times 4.16 + 9)}{5 \times 4.16 + 3} \right] = -38.0 \quad \text{N/mm}^2 \\ (\sigma_b)_A &= \pm \frac{Ph^2c}{t_1^3\eta} \left[\frac{5\alpha^2K + 3}{5K + 3} \right] \quad \text{-----} \quad \text{隅角部 A、B 点} \\ &= \frac{1.80 \times 192.0^2 \times 8.5}{17.0^3 \times 0.95} \left[\frac{5 \times 0.84^2 \times 4.16 + 3}{5 \times 4.16 + 3} \right] = 89.5 \quad \text{N/mm}^2\end{aligned}$$

3) 合成応力 (σ_T)

$$\begin{aligned}(\sigma_T)_M &= \sigma_m + (\sigma_b)_M \quad \text{-----} \quad \text{中央 N 点} \\ &= 10.1 + |-38.0| = 48.1 \quad \text{N/mm}^2 \\ (\sigma_T)_A &= \sigma_m + (\sigma_b)_A \quad \text{-----} \quad \text{隅角部 A、B 点} \\ &= 10.1 + 89.5 = 99.6 \quad \text{N/mm}^2\end{aligned}$$

b) 部材 (側板) B~C 間の応力**1)** 膜応力 (σ_m)

$$\sigma_m = \frac{PH}{2t_2\eta} = \frac{1.80 \times 161.0}{2 \times 29.0 \times 0.503} = 9.9 \quad \text{N/mm}^2$$

2) 曲げ応力 (σ_b)

$$\begin{aligned}(\sigma_b)_{M1} &= \pm \frac{Ph^2c}{t_2^3\eta} \left[\frac{K(6 - \alpha^2) + 3}{5K + 3} \right] \quad \text{-----} \quad \text{仕切り板 M}_1\text{、M}_2\text{ 点} \\ &= \frac{1.80 \times 192.0^2 \times 14.92}{29.0^3 \times 0.468} \left[\frac{4.16 \times (6 - 0.84^2) + 3}{5 \times 4.16 + 3} \right] = 91.3 \quad \text{N/mm}^2 \\ (\sigma_b)_B &= \pm \frac{Ph^2c}{t_2^3\eta} \left[\frac{5\alpha^2K + 3}{5K + 3} \right] \quad \text{-----} \quad \text{隅角部 B、C 点} \\ &= \frac{1.80 \times 192.0^2 \times 14.92}{29.0^3 \times 0.468} \left[\frac{5 \times 0.84^2 \times 4.16 + 3}{5 \times 4.16 + 3} \right] = 64.3 \quad \text{N/mm}^2\end{aligned}$$

3) 合成応力 (σ_T)

$$\begin{aligned}(\sigma_T)_{M1} &= \sigma_m + (\sigma_b)_{M1} \quad \text{-----} \quad \text{仕切り板 M}_1\text{、M}_2\text{ 点} \\ &= 9.9 + 91.3 = 101.2 \quad \text{N/mm}^2 \\ (\sigma_T)_B &= \sigma_m + (\sigma_b)_B \quad \text{-----} \quad \text{隅角部 B、C 点}\end{aligned}$$

$$= 9.9 + 64.3 = 74.2 \quad \text{N/mm}^2$$

c) 仕切り板に作用する応力

1) 膜応力 (σ_m)

$$\begin{aligned} \sigma_m &= \frac{Ph}{2t_3\eta} \left[\frac{K(11-\alpha^2)+6}{5K+3} \right] \\ &= \frac{1.80 \times 192.0}{2 \times 12.0 \times 0.6} \left[\frac{4.16 \times (11 - 0.84^2) + 6}{5 \times 4.16 + 3} \right] = 49.2 \quad \text{N/mm}^2 \end{aligned}$$

2) 曲げ応力 (σ_b)

$$\sigma_b = 0$$

.3.7 応力評価

下の表に示すように全ての評価点の発生応力は許容値より低く、角形胴の強度は問題ないと評価できる。

上板、下板に発生する応力			応力(N/mm ²)	許容値(N/mm ²)	判定
膜応力	-	(σ_m)	10.1	103.0	
曲げ応力	N 点	(σ_b) _N	38.0	-	-
	A/B 点	(σ_b) _A	89.5	-	-
合成応力	N 点	(σ_T) _N	48.1	154.5	
	A/B 点	(σ_T) _A	99.6	154.5	

側板に発生する応力			応力(N/mm ²)	許容値(N/mm ²)	判定
膜応力	-	(σ_m)	9.9	103.0	
曲げ応力	M ₁ /M ₂ 点	(σ_b) _{M1}	91.3	-	-
	B/C 点	(σ_b) _B	64.3	-	-
合成応力	M ₁ /M ₂ 点	(σ_T) _{M1}	101.2	154.5	
	B/C 点	(σ_T) _B	74.2	154.5	

仕切り板に発生する応力			応力(N/mm ²)	許容値(N/mm ²)	判定
膜応力	-	(σ_m)	49.2	103.0	

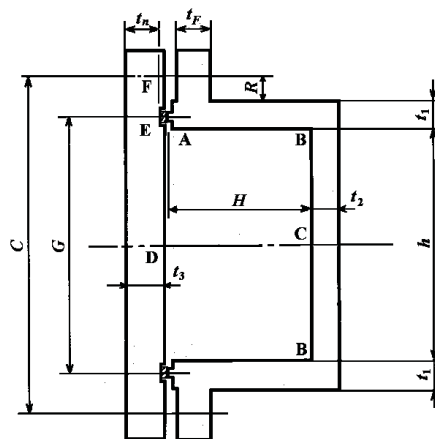
.4 適用例 3 (フランジ付角形胴)

.4.1 一般

附属書 図 6 に示す 長方形断面の片側がボルト締めフランジ付ふた板構造となっている場合の形状 (5.4 a) のフランジ付き角形胴 の非円形胴の強度評価の計算例を示す。

.4.2 設計条件

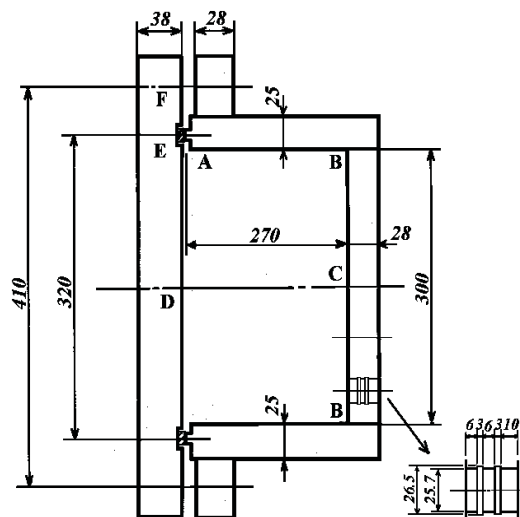
設備の種類：第 1 種特定設備
 設計圧力： 0.50 MPa
 設計温度： 160 °C
 運転圧力： 0.35 MPa
 運転温度： 130 °C
 胴板材質： B410
 腐れ代： 3.0 mm
 放射線透過試験： 長手隅：20 %



附属書 図 6

.4.3 各部の寸法 (腐食した状態における寸法)

H (上板、下板の内スパン) = 273.0 mm
 h (側板の内スパン) = 306.0 mm
 t_1 (上板、下板の板厚) = 22.0 mm
 t_2 (側板の板厚) = 25.0 mm
 t_F (フランジの板厚) = 28.0 mm
 d_0 (段付き穴の径) = 25.7 mm
 d_1 (段付き穴の径) = 26.5 mm
 d_2 (段付き穴の径) = 25.7 mm
 d_3 (段付き穴の径) = 26.5 mm
 d_4 (段付き穴の径) = 25.7 mm
 T_0 (直径 d_0 の穴の長さ) = 10.0 mm
 T_1 (直径 d_1 の穴の長さ) = 3.0 mm
 T_2 (直径 d_2 の穴の長さ) = 6.0 mm
 T_3 (直径 d_3 の穴の長さ) = 3.0 mm
 T_4 (直径 d_4 の穴の長さ) = 3.0 mm
 p (穴列の穴の長手方向ピッチ) = 63.5 mm



附属書 図 7

.4.4 効率**a) 溶接継手効率**

附属書 図 7 の溶接線の位置から、それぞれの胴板の溶接継手効率は、下記となる。

胴板	溶接継手効率	
上板、下板	1.00	(溶接継手なし)
側板	0.95	(第 1 種特定設備 放射線透過試験 20%)

b) リガメント効率

胴板	リガメント効率	
	e_m (膜応力に対して)	e_b (曲げ応力に対して)
上板、下板	1.00	1.00
側板	0.592	0.592

上板、下板には穴がないので 1 とする。又、側板には管板として使用しているため、管板のリガメント効率を適用する。

段付き穴のリガメント効率は、適用例 1 及び適用例 2 と同様に、膜応力及び曲げ応力のそれぞれに対して求める **こととし、次の 1)~3)による。**

1) 膜応力に対するリガメント効率

$$D_E = 25.89 \quad \text{mm}$$

$$e_m = 0.592$$

2) 曲げ応力に対するリガメント効率

$$\bar{X} = 12.52 \quad \text{mm}$$

$$c = 12.52 \quad \text{mm}$$

$$I = 49059 \quad \text{mm}^4$$

$$e_b = \frac{6I}{t_2^2 cp} = 0.592$$

3) 応力評価に適用する効率

1) 及び 2) の結果をもとに、応力評価に適用する効率は、下記となる。

胴板	効率 η	
	(膜応力に対して)	(曲げ応力に対して)
上板、下板	1.00	1.00
側板	0.592	0.592

なお、この適用例でのフランジと胴板の溶接は C 継手を採用する。したがって、**.4.7.3** のフランジの発生応力の計算に使用する継手効率は、1 とする。

4.5 胴板の応力計算**4.5.1 一般**

胴板の応力計算は、**6.5.1**に従って、使用状態及びガスケット締付時の両方について行う。

4.5.2 使用状態

a) 部材 A～B 間の応力

1) 膜応力 (σ_m)

$$\sigma_m = \frac{Ph}{2t_1\eta} = \frac{0.50 \times 306.0}{2 \times 22.0 \times 1} = 3.5 \quad \text{N/mm}^2$$

2) 曲げ応力 (σ_b)

$$(\sigma_b)_A = \frac{6M_o}{t_1^2\eta} = \frac{6 \times 3846}{22.0^2 \times 1} = 47.7 \quad \text{N/mm}^2 \text{----- フランジ取付部 A 点}$$

$$(\sigma_b)_B = \frac{6M_{Bj}}{t_1^2\eta} = \frac{6 \times 5150}{22.0^2 \times 1} = 63.9 \quad \text{N/mm}^2 \text{----- 隅角部 B 点}$$

$$(\sigma_b)_{A-B} = \frac{6}{t_1^2\eta} \left(M_o + \frac{R_{Cj}^2}{2P} \right) = \frac{6}{22.0^2 \times 1} \left(3846 + \frac{35.3^2}{2 \times 0.5} \right) = 63.1 \quad \text{N/mm}^2$$

----- A～B 間の最大値

ここで、 M_o 、 M_{Bj} 、 R_{Cj} 、 Q_1 及び Q_2 は、次による。

M_o : 使用状態で A 点において作用する単位長さ当たりの曲げモーメント。
4.7の角形胴フランジの応力計算における値を使用。

M_{Bj} : 隅角部 B 点にかかる単位長さ当たりの曲げモーメント。

$$M_{Bj} = \frac{\frac{1}{4}P(Q_1H^2 + Q_2h^2) + M_oQ_1}{2Q_1 + 3Q_2} = \frac{\frac{1}{4} \times 0.5(0.308 \times 273.0^2 + 0.235 \times 306.0^2) + 3846 \times 0.308}{2 \times 0.308 + 3 \times 0.235}$$

$$= 5150 \quad \text{Nmm/mm}$$

R_{Cj} : フランジ取付部 A 点にかかる単位長さ当たりの反力。

$$R_{Cj} = \frac{\frac{P}{2} \left(\frac{3}{2}Q_1H^2 + 3Q_2H^2 - \frac{1}{2}Q_2h^2 \right) - 3M_o(Q_1 + Q_2)}{(2Q_1 + 3Q_2)H}$$

$$= \frac{\frac{0.5}{2} \left(\frac{3}{2} \times 0.308 \times 273.0^2 + 3 \times 0.235 \times 273.0^2 - \frac{1}{2} \times 0.235 \times 306.0^2 \right) - 3 \times 3846 \times (0.308 + 0.235)}{(2 \times 0.308 + 3 \times 0.235) \times 273.0}$$

$$= 35.3 \quad \text{N/mm}$$

$$Q_1 : Q_1 = \frac{12 H}{t_1^3} = \frac{12 \times 273.0}{22.0^3} = 0.308 \quad \text{mm/mm}^3$$

$$Q_2 : Q_2 = \frac{12 h}{t_2^3} = \frac{12 \times 306.0}{25.0^3} = 0.235 \quad \text{mm/mm}^3$$

3) 合成応力 (σ_T)

$$(\sigma_T)_A = \sigma_m + (\sigma_b)_A \quad \text{----- フランジ取付部 A 点}$$

$$= 3.5 + 47.7 = 51.2 \quad \text{N/mm}^2$$

$$(\sigma_T)_B = \sigma_m + (\sigma_b)_B \quad \text{----- 隅角部 B 点}$$

$$= 3.5 + 63.9 = 67.4 \quad \text{N/mm}^2$$

$$(\sigma_T)_{A-B} = \sigma_m + (\sigma_b)_{A-B} \quad \text{----- A~B 間の最大値}$$

$$= 3.5 + 63.1 = 66.6 \quad \text{N/mm}^2$$

b) 部材 B~C 間の応力

1) 膜応力 (σ_m)

$$\sigma_m = \frac{R_{ij}}{t_2 \eta} = \frac{101.2}{25.0 \times 0.592} = 6.9 \quad \text{N/mm}^2$$

ここで、 R_{ij} は、次による。

$$R_{ij} : \text{中央 C 点に作用する単位長さ当たりの反力。}$$

$$R_{ij} = PH - R_{cj} = 0.50 \times 273.0 - 35.3 = 101.2 \quad \text{N/mm}$$

2) 曲げ応力 (σ_b)

$$(\sigma_b)_B = \frac{cM_{Bj}}{I_2 \eta} = \frac{12.52 \times 5150}{1302 \times 0.592} = 83.7 \quad \text{N/mm}^2 \quad \text{----- フランジ取付部 B 点}$$

$$(\sigma_b)_C = \frac{cM_{Cj}}{I_2 \eta} = \frac{12.52 \times (-702.2)}{1302 \times 0.592} = -11.4 \quad \text{N/mm}^2 \quad \text{----- 隅角部 C 点}$$

ここで、 M_{Cj} 及び I_2 は、次による。

$M_{Cj} : \text{中央 C 点に作用する単位長さ当たりの曲げモーメント。}$

$$M_{Cj} = M_{Bj} - \frac{Ph^2}{8} = 5150 - \frac{0.50 \times 306.0^2}{8} = -702.2 \quad \text{Nmm/mm}$$

$I_2 : \text{単位長さ当たり胴板厚さ 2 部の断面二次モーメント。}$

$$I_2 = \frac{t_2^3}{12} = \frac{25.0^3}{12} = 1302 \quad \text{mm}^4/\text{mm}$$

3) 合成応力 (σ_T)

$$(\sigma_T)_B = \sigma_m + (\sigma_b)_B \quad \text{----- フランジ取付部 B 点}$$

$$\begin{aligned}
 &= 6.9 + 83.7 = 90.6 \quad \text{N/mm}^2 \\
 (\sigma_T)_C &= \sigma_m + (\sigma_b)_C \quad \text{----- 隅角部 C 点} \\
 &= 6.9 + |-11.4| = 18.3 \quad \text{N/mm}^2
 \end{aligned}$$

4.5.3 ガasket締付時

a) 部材 A～B 間の応力

1) 膜応力 (σ_m)

$$\sigma_m = \frac{Ph}{2t_1\eta} = 0 \quad \text{N/mm}^2$$

2) 曲げ応力 (σ_b)

$$(\sigma_b)_A = \frac{6M_g}{t_1^2\eta} = \frac{6 \times 9830}{22.0^2 \times 1} = 121.9 \quad \text{N/mm}^2 \quad \text{----- フランジ取付部 A 点}$$

$$(\sigma_b)_B = \frac{6M_{Bj}}{t_1^2\eta} = \frac{6 \times 2291}{22.0^2 \times 1} = 28.4 \quad \text{N/mm}^2 \quad \text{----- 隅角部 B 点}$$

$R_{Cj} \leq 0$ なので $(\sigma_b)_{A-B}$ は考慮しない。

ここで、 M_g 、 M_{Bj} 、 R_{Cj} 、 Q_1 及び Q_2 は、次による。

M_g : ガasket締付時の A 点において作用する単位長さ当たりの曲げモーメント。 .4.7 の角形胴フランジの応力計算における値を使用。

M_{Bj} : 隅角部 B 点にかかる単位長さ当たりの曲げモーメント。

$$M_{Bj} = \frac{\frac{1}{4}P(Q_1H^2 + Q_2h^2) + M_gQ_1}{2Q_1 + 3Q_2}$$

$$= \frac{9830 \times 0.308}{2 \times 0.308 + 3 \times 0.235} = 2291 \quad \text{Nmm/mm}$$

R_{Cj} : フランジ取付部 A 点にかかる単位長さ当たりの反力。

$$R_{Cj} = \frac{\frac{P}{2} \left(\frac{3}{2}Q_1H^2 + 3Q_2H^2 - \frac{1}{2}Q_2h^2 \right) - 3M_g(Q_1 + Q_2)}{(2Q_1 + 3Q_2)H}$$

$$= \frac{-3 \times 9830 \times (0.308 + 0.235)}{(2 \times 0.308 + 3 \times 0.235) \times 273.0} = -44.4 \quad \text{N/mm}$$

$$Q_1 : Q_1 = \frac{12H}{t_1^3} = \frac{12 \times 273.0}{22.0^3} = 0.308$$

$$Q_2 \quad : \quad Q_2 = \frac{12h}{t_2^3} = \frac{12 \times 306.0}{25.0^3} = 0.235$$

3) 合成応力 (σ_T)

$$(\sigma_T)_A = \sigma_m + (\sigma_b)_A \quad \text{----- フランジ取付部 A 点}$$

$$= 121.9 \quad \text{N/mm}^2$$

$$(\sigma_T)_B = \sigma_m + (\sigma_b)_B \quad \text{----- 隅角部 B 点}$$

$$= 28.4 \quad \text{N/mm}^2$$

b) 部材 A~B 間の応力

1) 膜応力 (σ_m)

$$\sigma_m = \frac{R_{ij}}{t_2 \eta} = \frac{44.4}{25.0 \times 0.592} = 3.0 \quad \text{N/mm}^2$$

ここで、 R_{ij} は、次による。

R_{ij} : 中央 C 点に作用する単位長さ当たりの反力。

$$R_{ij} = PH - R_{cj} = 44.4$$

2) 曲げ応力 (σ_b)

$$(\sigma_b)_B = \frac{cM_{Bj}}{I_2 \eta} = \frac{12.52 \times 2291}{1302 \times 0.592} = 37.2 \quad \text{N/mm}^2 \quad \text{----- フランジ取付部 B 点}$$

$$(\sigma_b)_C = \frac{cM_{Cj}}{I_2 \eta} = \frac{12.52 \times 2291}{1302 \times 0.592} = 37.2 \quad \text{N/mm}^2 \quad \text{----- 隅角部 C 点}$$

ここで、 M_{Cj} 及び I_2 は、次による。

M_{Cj} : 中央 C 点に作用する単位長さ当たりの曲げモーメント。

$$M_{Cj} = M_{Bj} - \frac{Ph^2}{8} = 2291 \quad \text{Nmm/mm}$$

I_2 : 単位長さ当たり胴板厚さ 2 部の断面二次モーメント。

$$I_2 = \frac{t_2^3}{12} = \frac{25.0^3}{12} = 1302 \quad \text{mm}^4/\text{mm}$$

3) 合成応力 (σ_T)

$$(\sigma_T)_B = \sigma_m + (\sigma_b)_B \quad \text{----- フランジ取付部 B 点}$$

$$= 3.0 + 37.2 = 40.2 \quad \text{N/mm}^2$$

$$(\sigma_T)_C = \sigma_m + (\sigma_b)_C \quad \text{----- 隅角部 C 点}$$

$$= 3.0 + 37.2 = 40.2 \quad \text{N/mm}^2$$

4.6 ボルト締めふた板の応力計算

ボルト締めふた板の応力計算は、6.7.2に従って、使用状態及びガスケット締付時の両方について行う。

a) ボルト締め角形ふた板に生じる曲げ応力

G	: ガスケット反力のかかる位置を結ぶ最小スパン	: 320.0 mm
W_o	: 使用状態での単位長さ当たりのボルト荷重	: 92.0 N/mm
W_g	: ガスケット締付時の単位長さ当たりのボルト荷重	: 218.4 N/mm
h_G	: $(C - G)/2$ で表されるモーメントアーム	: 45.0 mm
Z	: 修正係数で $Z = 3.4 - 2.4 \frac{G}{D}$ 、ただし、最大 2.5	: 2.5
D	: 最小スパン に直角に測ったガスケット反力中心の 最大スパン	: 2000 mm
C	: ボルト中心を結ぶ最小スパン	: 410.0 mm
t_3	: ボルト締め角形ふた板の腐れ代を除いた厚さ	: 35.0 mm
t_n	: ガスケット溝部の厚さ。使用板厚から深さ 5mm を差 し引いた値	: 33.0 mm

1) 使用状態

$$\begin{aligned}\sigma_b &= \frac{0.3ZPG^2 + 6W_o h_G}{t_3^2 \eta} \\ &= \frac{0.3 \times 2.5 \times 0.50 \times 320.0^2 + 6 \times 92.0 \times 45.0}{35.0^2 \times 1} = 51.6 \quad \text{N/mm}^2\end{aligned}$$

2) ガスケット締付時

$$\begin{aligned}\sigma_b &= \frac{0.3ZPG^2 + 6W_g h_G}{t_3^2 \eta} \\ &= \frac{6 \times 218.4 \times 45.0}{35.0^2 \times 1} = 48.1 \quad \text{N/mm}^2\end{aligned}$$

b) ガスケット溝部に生じる曲げ応力**1) 使用状態**

$$\begin{aligned}\sigma_b &= \frac{6W_o h_G}{t_3^2 \eta} \\ &= \frac{6 \times 92.0 \times 45.0}{33.0^2 \times 1} = 22.8 \quad \text{N/mm}^2\end{aligned}$$

2) ガスケット締付時

$$\sigma_b = \frac{6W_g h_G}{t_3^2 \eta}$$

$$= \frac{6 \times 218.4 \times 45.0}{33.0^2 \times 1} = 54.1 \quad \text{N/mm}^2$$

.4.7 角形胴フランジの応力計算

.4.7.1 ボルト荷重

a) 計算上必要なボルト荷重

H' : フランジに加わる内圧による単位長さ当たりの荷重で : 80.0 N/mm

$$H' = GP/2$$

H_p : 気密を保つためのガスケット接触面の圧縮力で : 12.0 N/mm

$$H_p = 2bmP$$

b : ガスケット座の有効幅 : 6.0 mm

m : ガスケット係数 : 2.00

y : ガスケット接触面の最小設計締付圧力 : 11.0 N/mm²

1) 使用状態での単位長さ当たりの必要ボルト荷重 (W_{m1})

$$\begin{aligned} W_{m1} &= H' + H_p \\ &= 92 \quad \text{N/mm} \end{aligned}$$

2) ガスケット締付時の単位長さ当たりの必要ボルト荷重 (W_{m2})

$$\begin{aligned} W_{m2} &= by \\ &= 66 \quad \text{N/mm} \end{aligned}$$

b) ボルトの所要断面積及び実際のボルトの断面積

A_b' : ボルト一本当たりの有効断面積 : 140.5 mm²

A_b : 単位長さ当たりの実際のボルトの断面積 A_b'/p_b : 2.01 mm²/mm

P_b : ボルトのピッチ : 70.0 mm

σ_{bo} : 使用温度におけるボルト材料の許容引張応力 : 172.0 N/mm²

σ_{ba} : 常温におけるボルト材料の許容引張応力 : 172.0 N/mm²

1) 使用状態での単位長さ当たりの必要ボルト断面積 (A_{m1})

$$\begin{aligned} A_{m1} &= \frac{W_{m1}}{\sigma_{bo}} \\ &= 0.53 \quad \text{mm}^2/\text{mm} \end{aligned}$$

2) ガスケット締付時の単位長さ当たりの必要ボルト断面積 (A_{m2})

$$A_{m2} = \frac{W_{m2}}{\sigma_{ao}}$$

$$= 0.38 \text{ mm}^2/\text{mm}$$

- 3) 単位長さ当たりのボルトの必要断面積 (A_m)

$$A_m = \text{Max}[A_{m1}, A_{m2}]$$

$$= 0.53 \text{ mm}^2/\text{mm}$$

- c) フランジの計算に用いるボルト荷重

- 1) 使用状態での単位長さ当たりのボルト荷重 (W_o)

$$W_o = W_{m1}$$

$$= 92.0 \text{ N/mm}$$

- 2) ガasket縮付時の単位長さ当たりの必要ボルト荷重 (W_g)

$$W_g = \frac{A_m + A_b}{2} \sigma_{ab}$$

$$= 218.4 \text{ N/mm}$$

4.7.2 フランジに作用するモーメント

M_D	: 内圧によってフランジの内径面に加わる単位長さ当たりのモーメント $M_D = H_D h_D$:	3136 Nmm/mm
H_D	: 内圧によってフランジの内径面に加わる荷重 $H_D = Ph/2$:	76.5 N/mm
h_D	: モーメントアーム $h_D = R + 0.5t_1$:	41.0 mm
R	: 適用例3 図1 に示す寸法	:	30.0 mm
M_G	: ガasket荷重によるモーメントで、フランジのボルト荷重とフランジに加わる内圧による荷重との差による単位長さ当たりのモーメント $M_G = H_G h_G$:	540 Nmm/mm
H_G	: ガasket荷重 $H_G = W_o - H'_1$:	12.0 N/mm
M_T	: フランジに加わる内圧による荷重とフランジの最小スパン面に加わる荷重との差による単位長さ当たりのモーメント $M_T = H_T h_T$:	170 Nmm/mm
H_T	: フランジに加わる内圧による荷重とフランジの最小スパン面に加わる荷重との差 $H_T = H' - H_D$:	3.5 N/mm
h_T	: モーメントアーム $h_T = 0.5(R + t_1 + h_G)$:	48.5 mm

- a) 使用状態でフランジに作用する単位長さ当たりの全モーメント

$$M_o = M_D + M_G + M_T$$

$$= 3136 + 540 + 170 = 3846 \text{ Nmm/mm}$$

- b) ガasket縮付時にフランジに作用する単位長さ当たりのモーメント

$$M_g = W_g h_g$$

$$= 218.4 \times 45.0 = 9830 \quad \text{Nmm/mm}$$

.4.7.3 フランジの発生応力

p_b	: ボルト間隔	: 70.0 mm
d_b	: ボルトのねじ部の谷の径と軸部の径の最小部のい ずれか小さい方の径	: 13.376 mm
t_F	: フランジの使用厚さから腐れ代を引いた値	: 28.0 mm
m	: ガasket係数	: 2.00
C_F	: 荷重修正係数	: 1.0

$$C_F = \sqrt{\frac{P_b}{2d_b + \frac{6t_F}{m+0.5}}} \quad \text{ただし、} C_F \geq 1.0 \text{ とする。}$$

$$= \sqrt{\frac{70}{2 \times 13.376 + \frac{6 \times 28.0}{2+0.5}}} = 0.863 < 1.0$$

σ_{bf}	: 使用温度におけるフランジ材料の許容引張応力	: 103.0 N/mm ²
σ_{af}	: 常温におけるフランジ材料の許容引張応力	: 103.0 N/mm ²
η	: フランジと胴板との溶接継手効率	: 1

a) 使用状態でフランジに発生する応力 (σ_F)

$$\sigma_F = \frac{6C_F M_o}{t_F^2 \eta}$$

$$= \frac{6 \times 1 \times 3846}{28.0^2 \times 1} = 29.5 \quad \text{N/mm}^2 \quad (\sigma_{bf})$$

b) ガasket締付時にフランジに発生する応力 (σ_F)

$$\sigma_F = \frac{6C_F M_g}{t_F^2 \eta}$$

$$= \frac{6 \times 1 \times 9830}{28.0^2 \times 1} = 75.3 \quad \text{N/mm}^2 \quad (\sigma_{af})$$

.4.8 応力評価

下の表に示すように全ての評価点の発生応力は許容値より低く、角形胴の強度は問題ないと評価できる。

応力	場所	記号	使用状態		ガasket締付時		判定
			応力	許容値	応力	許容値	

胴板（上板、下板）			(N/mm ²)	(N/mm ²)	(N/mm ²)	(N/mm ²)	
膜応力	A～B 点	(σ_m)	3.5	103.0	0	103.0	
曲げ応力	A 点	(σ_b) _A	47.7	-	121.9	-	
	B 点	(σ_b) _B	63.9	-	28.4	-	
	A～B 点	(σ_b) _{A-B}	63.1	-	-	-	
合成応力	A 点	(σ_T) _A	51.2	154.5	121.9	154.5	OK
	B 点	(σ_T) _B	67.4	154.5	28.4	154.5	OK
	A～B 点	(σ_T) _{A-B}	66.6	154.5	-	154.5	OK
胴板（側板）							
膜応力	B～C 点	(σ_m)	6.9	103.0	3.0	103.0	
曲げ応力	B 点	(σ_b) _B	83.7	-	37.2	-	
	C 点	(σ_b) _C	11.4	-	37.2	-	
合成応力	B 点	(σ_T) _B	90.6	154.5	40.2	154.5	
	C 点	(σ_T) _C	18.3	154.5	40.2	154.5	
ボルト締めふた板							
		σ_b	51.6	103.0	48.1	103.0	
	溝部 E	σ_b	22.8	103.0	54.1	103.0	
フランジ							
		σ_F	29.5	103.0	75.3	103.0	

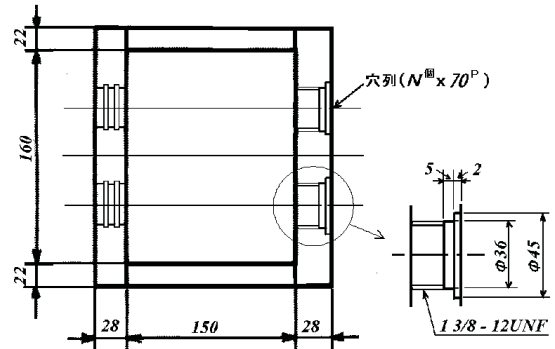
.5 適用例 4 (溶接継手効率及びリガメント効率の適用に関する特別な配慮)

.5.1 一般

附属書 A に基づき、附属書 図 8 に示す適用例 1 の角形胴と同一寸法の角形胴 (穴径、ピッチ等も同一とする) の穴列を有する側板に対し、リガメント効率を一様に考慮する場合と穴列部に対してのみリガメント効率を考える場合を比較した計算例を示す。

.5.2 設計条件

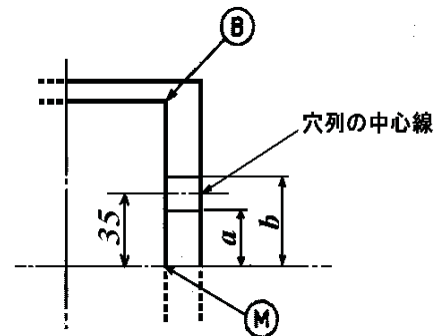
設備の種類：第 1 種特定設備
 設計圧力：2.80 MPa
 設計温度：175 °C
 運転圧力：1.50 MPa
 運転温度：150 °C
 胴板材質：B410
 腐れ代：3.0 mm
 放射線透過試験：長手隅：20 %



附属書 図 8

.5.3 各部の寸法 (腐食した状態における寸法)

H (上板、下板の内スパン) = 156.0 mm
 h (側板の内スパン) = 166.0 mm
 t_1 (上板、下板の板厚) = 19.0 mm
 t_2 (側板の板厚) = 25.0 mm
 d_2 (ねじ穴のねじの有効径) = 33.551 mm
 T_0 (直径 d_0 の穴の長さ) = 2.0 mm
 T_1 (直径 d_1 の穴の長さ) = 5.0 mm
 T_2 (直径 d_2 の穴の長さ) = 18.0 mm
 p (穴列の穴の長手方向ピッチ) = 70.0 mm
 a (ねじ穴の縁までの距離 附属書 図 9 参照)
 =18.2 mm
 b (ねじ穴の縁までの距離 附属書 図 9 参照)
 =51.8 mm



附属書 図 9

.5.4 効率

胴板の溶接継手位置及び側板の孔及び孔列の寸法は、適用例 1 に同じなので、溶接継手効率及びリガメント効率は、下記となる。

部位	溶接継手効率	リガメント効率	
		e_m (膜応力に対して)	e_b (曲げ応力に対して)
上板、下板	0.95	1.00	1.00

側板 1.00 0.501 0.461

.5.5 リガメント効率を一様に適用する場合

リガメント効率を側板の全体にわたり適用した場合の各部の応力の計算結果を下記に示す。

応力	場所	記号	発生応力(N/mm ²)	許容値(N/mm ²)	判定
上板、下板					
膜応力	-	(σ_m)	12.9	103.0	
曲げ応力	N 点	(σ_b) _N	45.5	-	-
	A/B 点	(σ_b) _B	103.5	-	-
合成応力	N 点	(σ_T) _N	58.4	154.5	
	A/B 点	(σ_T) _B	116.4	154.5	
側板					
膜応力	-	(σ_m)	17.5	103.0	
曲げ応力	M 点	(σ_b) _M	80.0	-	-
	B/C 点	(σ_b) _B	127.1	-	-
合成応力	M 点	(σ_T) _M	97.5	154.5	
	B/C 点	(σ_T) _B	144.6	154.5	

.5.6 穴列部に対してのみリガメント効率を適用する場合

.5.6.1 .5.5 と同じ寸法を持つ角形胴に穴列部に対してのみリガメント効率を適用した場合

.5.5 と同じ寸法を持つ角形胴について、穴列部に対してのみリガメント効率を適用した場合の応力評価は、次の a) 及び b) による。

a) 角形胴の各部の応力評価

.5.5 と同じ応力評価を行う各点には穴列が存在しないので、リガメント効率を 1 として (ただし、上板、下板には溶接継手効率を考慮)、.5.5 と同じ位置における発生応力を計算する。設計条件及び角形胴の寸法を同一としているので、当然、通常の側板の評価点における発生応力は低くなる。

応力	場所	記号	発生応力(N/mm ²)	許容値(N/mm ²)	判定
上板、下板					
膜応力	-	(σ_m)	12.9	103.0	
曲げ応力	N 点	(σ_b) _N	45.5	-	-
	A/B 点	(σ_b) _B	103.5	-	-
合成応力	N 点	(σ_T) _N	58.4	154.5	
	A/B 点	(σ_T) _B	116.4	154.5	

応力	場所	記号	発生応力(N/mm ²)	許容値(N/mm ²)	判定
側板					
膜応力	M/B/C 点	(σ_m)	8.8	103.0	
曲げ応力	M 点	(σ_b) _M	35.8	-	-
	B/C 点	(σ_b) _B	56.8	-	-
合成応力	M 点	(σ_T) _M	44.5	154.5	
	B/C 点	(σ_T) _B	65.5	154.5	

b) 穴列部に対する応力評価

a) の評価位置に加え、**附属書 A** に従って、穴列の部分に対する応力評価を行う。

附属書 A 表 1 に示される横断面の形状が **図 2 a)** の M と B の間の距離 x における曲げ応力の式を使い、**附属書 図 9** の距離 a (=18.2 mm) 及び距離 b (=51.8 mm) における発生応力を求める。

1) 距離 a における応力 (σ_b) _{a}

$$\begin{aligned}
 (\sigma_b)_a &= \frac{Pc}{12I_2\eta} \left\{ h^2 \left[-1.5 + \left(\frac{1 + \alpha^2 K}{1 + K} \right) \right] + 6a^2 \right\} \\
 &= \frac{2.80 \times 12.912}{12 \times 1302 \times 0.461} \left\{ 166^2 \times \left[-1.5 + \left(\frac{1 + 0.94^2 \times 2.141}{1 + 2.141} \right) \right] + 6 \times 18.2^2 \right\} \\
 &= -70.2 \text{ N/mm}^2
 \end{aligned}$$

ここで、 I_2 、 α 及び K は、次による。

$$\begin{aligned}
 I_2 &: \text{部材の断面二次モーメント} & : 1302 \text{ mm}^4 \\
 &= t_2^3/12 \\
 \alpha &: = \frac{H}{h} & : 0.94 \\
 K &: = \alpha \left(\frac{t_2}{t_1} \right)^3 & : 2.141
 \end{aligned}$$

2) 距離 b における応力 (σ_b) _{b}

$$\begin{aligned}
 (\sigma_b)_b &= \frac{Pc}{12I_2\eta} \left\{ h^2 \left[-1.5 + \left(\frac{1 + \alpha^2 K}{1 + K} \right) \right] + 6b^2 \right\} \\
 &= \frac{2.80 \times 12.912}{12 \times 1302 \times 0.461} \left\{ 166.0^2 \times \left[-1.5 + \left(\frac{1 + 0.94^2 \times 2.141}{1 + 2.141} \right) \right] + 6 \times 51.8^2 \right\}
 \end{aligned}$$

$$= 0.7 \text{ N/mm}^2$$

応力	場所	記号	発生応力(N/mm ²)	許容値(N/mm ²)	判定
側板					
膜応力	距離 a~	(σ_m)	17.5	103.0	
曲げ応力	距離 a	(σ_b) _a	70.2	-	-
	距離	(σ_b) _b	0.7	-	-
合成応力	距離 a	(σ_T) _a	87.7	154.5	
	距離	(σ_T) _b	18.2	154.5	

.5.6.2 側板の板厚を薄くした場合

.5.6.1 では .5.5 との比較を行うために、同一形状の角形胴に対し、応力評価を行った。この結果より、穴列のある部分に発生する応力もこの部分に作用するモーメントが小さいために許容値に対し十分低いことがわかる。

許容値に対し余裕があるので、板厚を現在の板厚より薄くできる。

伝熱管（外径 31.8mm）を管板に拡管によって取付ける場合の最小厚さは、例示基準 23 条第 2 号の表により 22 mm であるので、現在の 25 mm（腐れ後）の側板の厚さ t_2 を 22 mm として、穴列部に対してのみリガメント効率を適用する場合の応力評価を行った結果を下記に示す。

応力	場所	記号	発生応力(N/mm ²)	許容値(N/mm ²)	判定
上板、下板					
膜応力	-	(σ_m)	12.9	103.0	
曲げ応力	N 点	(σ_b) _N	44.3	-	-
	A/B 点	(σ_b) _B	104.7	-	-
合成応力	N 点	(σ_T) _N	57.2	154.5	
	A/B 点	(σ_T) _B	117.6	154.5	

応力	場所	記号	発生応力(N/mm ²)	許容値(N/mm ²)	判定
側板					
膜応力	M/B/C 点	(σ_m)	9.9	103.0	
曲げ応力	M 点	(σ_b) _M	45.4	-	-
	B/C 点	(σ_b) _B	74.2	-	-
合成応力	M 点	(σ_T) _M	55.3	154.5	
	B/C 点	(σ_T) _B	84.1	154.5	

応力	場所	記号	発生応力(N/mm ²)	許容値(N/mm ²)	判定
側板					
膜応力	距離 a～	(σ_m)	20.0	103.0	
曲げ応力	距離 a	(σ_b) _a	90.1	-	-
	距離	(σ_b) _b	2.8	-	-
合成応力	距離 a	(σ_T) _a	110.1	154.5	
	距離	(σ_T) _b	22.8	154.5	

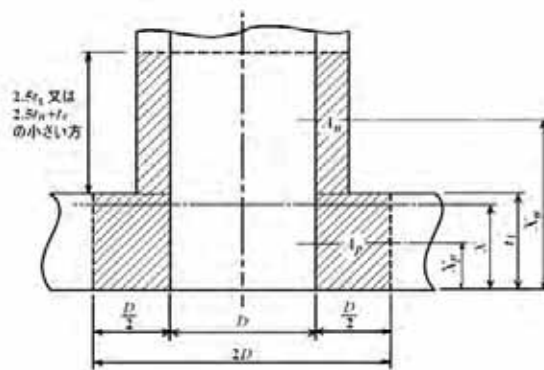
.6 適用例 5 (非円形胴の穴補強)

.6.1 一般

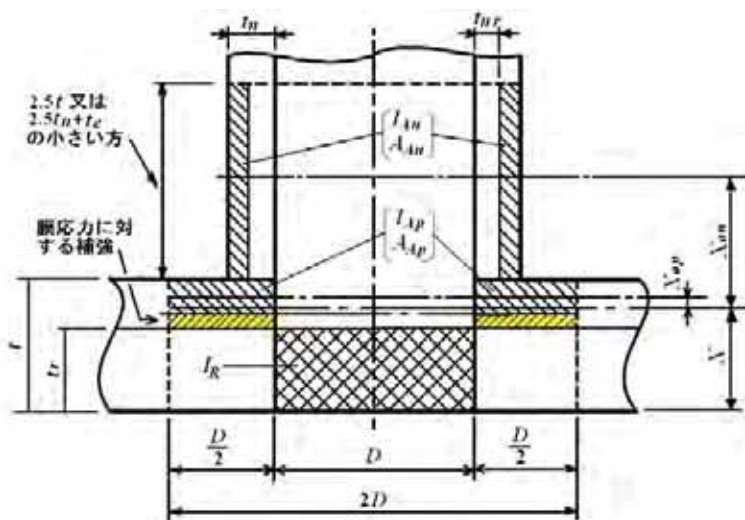
適用例 1 に示す角形胴の上板に 6B サイズのノズルが取付く場合について、附属書 B による非円形胴の穴補強の計算例を示す。なお、ノズルが取付く胴の設計条件及び各部の寸法は、適用例 1 と同じとする。

.6.2 設計条件

設備の種類： 第 1 種特定設備
 設計圧力： 2.00 MPa
 設計温度： 175 °C
 運転圧力： 1.50 MPa
 運転温度： 150 °C
 胴板材質： B410
 ノズル材質： P 410-
 腐れ代： 3.0 mm
 放射線透過試験： 長手隅： 20 %



附属書 図 10



附属書 図 11

.6.3 各部の寸法 (腐食した状態における寸法)

H (上板、下板の内スパン) = 156.0 mm
 h (側板の内スパン) = 166.0 mm
 t_1 (上板、下板の使用板厚) = 19.0 mm
 t_2 (側板の板厚) = 25.0 mm

t_n (ノズルネックの厚さ) = 8.0 mm

D (ノズル穴の径) = 149.2 mm

t_{nr} (ノズル必要板厚) = 1.5 mm

外径が 160 mm を超えるので、例示基準第 6 条単肉円筒胴の式を適用する。

$$t_{nr} = \frac{PD}{2\sigma_a - 1.2P} = \frac{2.00 \times 149.2}{2 \times 103.0 - 1.2 \times 2.00} = 1.5 \text{ mm}$$

.6.4 許容応力

部位	材質	許容引張応力 σ_a N/mm ²	許容応力 N/mm ²	
			σ_{ma} (膜応力に対して)	σ_a (曲げ応力に対して)
胴板	B410	103.0	103.0	154.5
ノズル	P 410-	103.0	103.0	—

.6.5 効率

胴板の溶接継手位置及び側板の孔及び孔列の寸法は、適用例 1 に同じなので、溶接継手効率及びリガメント効率は下記となる。

部位	溶接継手効率	リガメント効率	
		e_m (膜応力に対して)	e_b (曲げ応力に対して)
上板、下板	0.95	1.00	1.00
側板	1.00	0.501	0.461
ノズルネック	1.00	1.00	1.00

.6.6 穴補強計算

a) 穴を設ける胴板の最小必要板厚 t

各部に発生する膜応力及び膜応力と曲げ応力の合成応力のいずれもそれぞれの許容応力以下となる最小の厚さとして求める。(ここでは試行錯誤の結果だけを述べる。)

$t_1=13.6$ mm の時の各部の応力を **.2.6** と同様の計算によって求め、その結果を下記に示す。この計算結果から、板厚 t_1 が 13.6 mm の時に、上板、下板の隅角部に発生する合成応力がその許容値をわずかに下回るなので、この板厚を最小必要板厚 t とする。

応力	場所	記号	発生応力(N/mm ²)	許容値(N/mm ²)	判定
上板、下板					
膜応力	-	(σ_m)	12.8	103.0	
曲げ応力	N 点	$(\sigma_b)_N$	66.6	-	-
	A/B 点	$(\sigma_b)_B$	141.2	-	-
合成応力	N 点	$(\sigma_T)_N$	79.4	154.5	
	A/B 点	$(\sigma_T)_B$	<u>154.0</u>	154.5	

応力	場所	記号	発生応力(N/mm ²)	許容値(N/mm ²)	判定
側板					
膜応力	-	(σ_m)	12.5	103.0	
曲げ応力	M 点	(σ_b) _M	59.1	-	-
	B/C 点	(σ_b) _B	88.8	-	-
合成応力	M 点	(σ_T) _M	71.6	154.5	
	B/C 点	(σ_T) _B	101.3	154.5	

b) 膜応力に対する補強計算

膜応力に対する必要補強面積 A_{Rm} を求める。

$$A_{Rm} = Dt_r \frac{\sigma_m}{\sigma_a}$$

$$= 149.2 \times 13.6 \times \frac{12.8}{103.0} = 252.2 \quad \text{mm}^2$$

この膜応力に対する必要補強面積を補強の有効範囲内にとる。

厚さ換算では、 $A_{Rm}/D = 252.2/149.2 = 1.7 \text{ mm}$ となる。

c) 曲げ応力に対する補強計算

1) 曲げ応力に対する開口部の補強に必要な板の剛性

$$I_R = \frac{Dt_r^3}{12}$$

$$= \frac{149.2 \times 13.6^3}{12} = 31276 \quad \text{mm}^4$$

2) 穴補強の有効範囲

胴板側 : 穴の縁から 74.6 mm

ノズル側 : 胴板外表面より 20 mm (2.5 t_1 又は 2.5 t_n のどちらか小さい方)

3) 補強に有効な範囲内の部材の中立軸までの胴板内面から距離 X

胴板内面から **附属書 図 10** に示す斜線部の図心を通る胴板に平行な軸までの距離を
求める。

$$X = \left[\frac{A_p X_p + A_n X_n}{(A_p + A_n)} \right]$$

$$= \left[\frac{2835 \times 9.5 + 320 \times 29.0}{(2835 + 320)} \right] = 11.5 \quad \text{mm}$$

ここで、 A_p 、 A_n 、 X_p 及び X_n は、次による。

A_p	: 有効範囲内にある胴板の断面積 Dt_1	: 2835 mm ²
A_n	: 有効範囲内にあるノズル壁の断面積 $5t_n t_n$: 320 mm ²
X_p	: 胴板内面からの A_p 図心までの距離 $t_1/2$: 9.5 mm
X_n	: 胴板内面からの A_n 図心までの距離 $t_1 + 2.5t_n/2$: 29.0 mm

4) 補強に有効な余肉部

胴板の余肉部の厚さ $t_R : 3.7$ mm ($=t_1 - t_r - 1.7$)

ノズルの余肉部の厚さ $t_{nR} : 6.5$ mm ($=t_n - t_{nr}$)

5) 有効断面二次モーメント I_A

附属書 図 11 に示す斜線部で示す胴板余肉部及びノズル余肉部の **3)** で求めた中立面に対する断面二次モーメントを求める。

$$\begin{aligned}
 I_A &= I_{An} + A_{An} X_{on}^2 + I_{Ap} + A_{Ap} X_{op}^2 \\
 &= 8667 + 260 \times 17.5^2 + 630 + 552 \times 5.6^2 \\
 &= 106232 \text{ mm}^4
 \end{aligned}$$

ここで、 I_{An} 、 I_{Ap} 、 A_{An} 、 A_{Ap} 、 X_{on} 及び X_{op} は、次による。

I_{An}	: ノズル余肉部の有効断面二次モーメント	: 8667 mm ⁴
	$= 2t_{nR} (2.5t_n)^3 / 12 = 2 \times 6.5 \times 20^3 / 12$	
I_{Ap}	: 胴板の余肉部の有効断面二次モーメント	: 630 mm ⁴
	$= Dt_R / 12 = 149.2 \times 3.7^3 / 12$	
A_{An}	: ノズル余肉部の有効断面積	: 260 mm ²
	$= 2t_{nR} (2.5t_n) = 2 \times 6.5 \times 20$	
A_{Ap}	: 胴板の余肉部の有効断面積	: 552 mm ²
	$= Dt_R = 149.2 \times 3.7$	
X_{on}	: 胴板内面から距離 X を通る胴板に平行な軸からノズル余肉部の図心を通る線までの距離	: 17.5 mm
	$= t_1 - X + (2.5t_n) / 2 = 19 - 11.5 + 20 / 2$	
X_{op}	: 胴板内面から距離 X を通る胴板に平行な軸から胴板余肉部の図心を通る線までの距離	: 5.6 mm
	$= t_1 - X - 0.5t_R = 19 - 11.5 - 0.5 \times 3.7$	

上記の **1)~5)** の計算結果より $I_A > I_R$ となる。すなわち、補強に有効な胴板の余肉部分及びノズルの余肉部分の曲げ剛性が穴部の曲げ剛性の不足分を上回り、曲げ応力に対する穴補強として十分な剛性を有している。

