

本資料のうち、枠囲みの内容は
商業機密の観点から公開できま
せん。

女川原子力発電所第2号機 工事計画審査資料	
資料番号	02-工-B-08-0028_改0
提出年月日	2021年3月26日

VI-3-3-6-1-2-7 サプレッションチェンバ出入口の基本板厚計算書

02 ③ VI-3-3-6-1-2-7 R1

2021年3月
東北電力株式会社

目次

1. 一般事項	1
1.1 概要	1
1.2 適用基準	1
1.3 計算精度と数値の丸め方	2
2. 設計条件	3
2.1 重大事故等対処設備としての評価圧力及び評価温度	3
2.2 材料及び許容応力	3
3. サプレッションチェンバ出入口の基本板厚計算	4
3.1 円筒部	4
3.1.1 円筒胴	4
3.2 穴の補強計算	6
3.3 フランジ	18
3.3.1 フランジ	18
3.4 ボルト締付平板	23
3.4.1 平板	23

1. 一般事項

1.1 概要

本計算書は、原子炉格納容器サブプレッションチェンバ出入口の基本板厚計算書である。

サブプレッションチェンバ出入口は、設計基準対象施設のサブプレッションチェンバ出入口を重大事故等クラス2容器として兼用する機器である。

以下、重大事故等クラス2容器として、添付書類「VI-1-8-1 原子炉格納施設の設計条件に関する説明書」及び「VI-3-1-5 重大事故等クラス2機器及び重大事故等クラス2支持構造物の強度計算の基本方針」に基づくとともに、添付書類「VI-3-2-8 重大事故等クラス2容器の強度計算方法」に準じて、サブプレッションチェンバ出入口の構造強度評価を示す。

1.2 適用基準

適用基準を以下に示す。

- (1) 発電用原子力設備に関する構造等の技術基準（昭和55年10月30日 通商産業省告示第501号）（以下「告示第501号」という。）

1.3 計算精度と数値の丸め方

精度は、有効数字6桁以上を確保する。

表示する数値の丸め方は表1-1に示すとおりとする。

表 1-1 表示する数値の丸め方

数値の種類	単位	処理桁	処理方法	表示桁	
最高使用圧力	MPa	—	—	有効数字 3 桁	
温度	℃	—	—	整数位	
許容応力* ¹	MPa	小数点以下第 1 位	切捨て	整数位	
長さ	下記以外の長さ	mm	小数点以下第 3 位	四捨五入	小数点以下第 2 位
	計算上必要な厚さ	mm	小数点以下第 3 位	切上げ	小数点以下第 2 位
	最小厚さ	mm	小数点以下第 3 位	切捨て	小数点以下第 2 位
面積	下記以外の面積	mm ²	有効数字 5 桁目	四捨五入	有効数字 4 桁* ²
	必要な面積	mm ²	有効数字 5 桁目	切上げ	有効数字 4 桁* ²
	有効な面積	mm ²	有効数字 5 桁目	切捨て	有効数字 4 桁* ²
力	N	有効数字 5 桁目	四捨五入	有効数字 4 桁* ²	

注記*1：告示第 5 0 1 号別表に記載された温度の中間における許容引張応力，設計降伏点及び設計引張強さは，比例法により補間した値の小数点以下第 2 位を切り捨て，小数点以下第 1 位までの値として算出する。得られた値を SI 単位に換算し，SI 単位に換算した値の小数点以下第 1 位を切り捨て，整数位までの値とする。

*2：絶対値が 1000 以上のときはべき数表示とする。

2. 設計条件

2.1 重大事故等対処設備としての評価圧力及び評価温度

重大事故等対処設備としての評価圧力及び評価温度は、以下のとおりとする。

内圧 P 854kPa
 温度 T 200℃

2.2 材料及び許容応力

(1) 材料

使用する材料を表 2-1 に示す。

表 2-1 使用材料表

使用部位	使用材料
サブプレッションチェンバ出入口円筒部	SGV49
サブプレッションチェンバ出入口フランジ	SFVC2B
サブプレッションチェンバ出入口平板	SGV49
サブプレッションチェンバ出入口ボルト	
サブプレッションチェンバ円筒部	SGV49

(2) 許容引張応力

使用材料の許容引張応力は、添付書類「VI-3-1-5 重大事故等クラス 2 機器及び重大事故等クラス 2 支持構造物の強度計算の基本方針」に基づき、告示第 5 0 1 号別表第 10 に規定されている値の 0.6 倍とする。

SGV49 S_n^{*1} (又は S_s^{*1}) = 253 MPa

SFVC2B S_f^{*2} = 206 MPa

S_b^{*1} = MPa

注記*1: S_n , S_s 及び S_b は $0.6 \cdot S_u$ とする。ここで、 S_u は告示第 5 0 1 号別表第 10 に規定されている値である。

*2: S_f は、 S_y と $0.6 \cdot S_u$ の小さい方とする。ここで、 S_y は告示第 5 0 1 号別表第 9 に、 S_u は告示第 5 0 1 号別表第 10 に規定されている値である。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

3. サプレッションチェンバ出入口の基本板厚計算

「2. 設計条件」に示す重大事故等時の条件に基づき、サプレッションチェンバ出入口の板厚計算を行った結果を以下に示す。

3.1 円筒部

3.1.1 円筒胴

円筒胴の形状及び寸法を図 3-1 に示す。

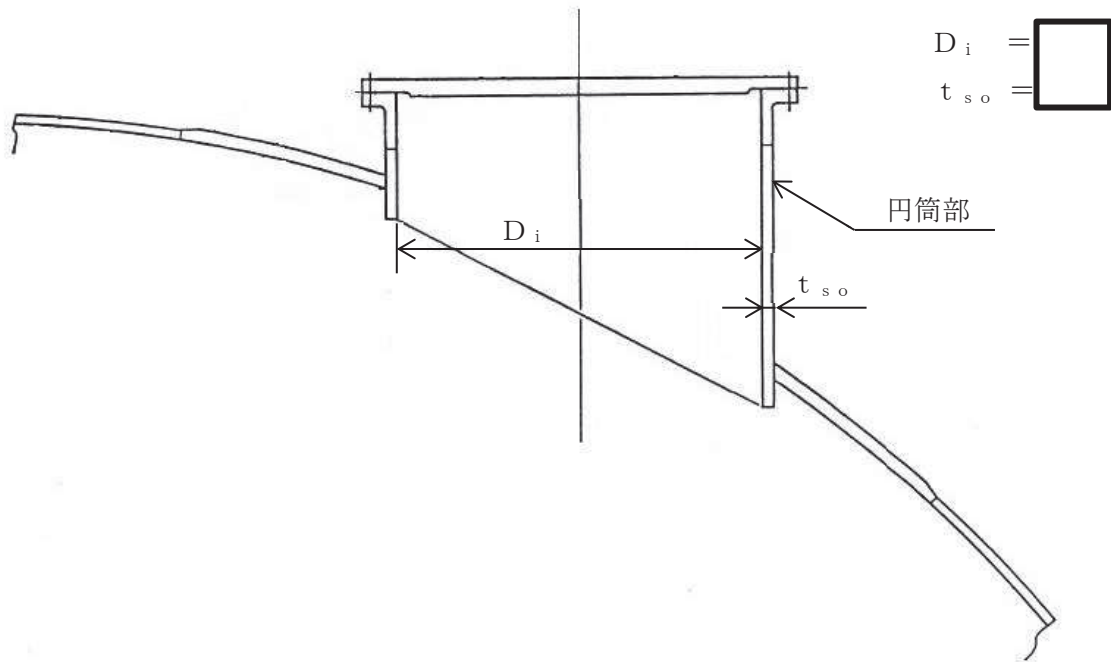


図 3-1 円筒胴の形状及び寸法 (単位 : mm)

(1) 記号の説明

告示第501号 の記号	計算書の表示	表示内容	単位
t	t _R	必要な厚さ	mm
	t _{R1}	規格上必要な最小厚さ	mm
	t _{R2}	計算上必要な厚さ	mm

(2) 内圧に対する必要厚さ（告示第501号第22条第3項第1号及び第2号）

円筒胴の内圧に対する必要板厚の算出式を以下に示し、計算結果を表3-1に示す。
これより、円筒胴は告示第501号の条件を満足している。

$$t_{R2} = \frac{P \cdot D_i}{2 \cdot S_n \cdot \eta - 1.2 \cdot P}$$

表 3-1 円筒胴の板厚計算結果

円筒胴名称			円筒部
材料			SGV49
最高使用圧力	P	(MPa)	854 × 10 ⁻³
最高使用温度			200
胴の内径	D _i	(mm)	
許容引張応力	S _n *	(MPa)	253
継手効率	η		1.00
継手の種類			突合せ両側溶接
放射線検査の有無			有り
必要厚さ	t _{R1}	(mm)	3.00
必要厚さ	t _{R2}	(mm)	2.20
t _{R1} , t _{R2} の大きい値	t _R	(mm)	3.00
呼び厚さ	t _{so}	(mm)	
最小厚さ	t _s	(mm)	
評価：t _s ≥ t _R ，よって十分である。			

注記*：S_nは0.6・S_uとする。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

3.2 穴の補強計算

サプレッションチェンバ円筒部とサプレッションチェンバ出入口との結合部の形状及び寸法を図 3-2 に示す。



図 3-2 結合部の形状及び寸法

(1) 記号の説明

告示第501号 の記号	計算書の表示	表示内容	単位
A	A_0	補強に有効な総面積	mm^2
	A_{01}	穴の中心線の両側に有効な面積	mm^2
	A_1	胴、鏡板又は平板の部分の補強に有効な面積	mm^2
	A_2	管台の部分の補強に有効な面積	mm^2
	A_3	すみ肉溶接の部分の補強に有効な面積	mm^2
	A_4	強め材の部分の補強に有効な面積	mm^2
	A_5	強め材の面積	mm^2
	A_6	強め材の面積	mm^2
	A_7	強め材の面積	mm^2
	A_9	強め材の面積	mm^2
A_r	A_{10}	強め材の面積	mm^2
	A_{11}	強め材の面積	mm^2
	A_r	穴の補強に必要な面積	mm^2
D_i	A_{rD}	片側断面についての穴の補強に必要な面積	mm^2
	A_{w1}	すみ肉溶接部の面積	mm^2
	D_i	管台の内径	mm
	F_{ws1}	すみ肉溶接部のせん断強さ	N
	G_{wT1}	突合せ溶接部の引張強さ	N
	H	補強の有効範囲	mm
	H_1	補強の有効範囲	mm
	H_2	補強の有効範囲	mm
	H_i	補強の有効範囲	mm
	H_o	補強の有効範囲	mm
S	F_n	管台壁のせん断強さ	N
	p	穴の補強に有効な範囲	mm
	R	容器の内半径	mm
	r	管台の内半径	mm
	R_{rf}	強め材の最小半径	mm
	r_m	管台の平均半径	mm
	S_{DS}	すみ肉溶接部の許容せん断応力	MPa
	S_{DT}	突合せ溶接部の許容引張応力	MPa
	S_n	管台材の許容引張応力	MPa

告示第501号 の記号	計算書の表示	表示内容	単位
S	S_{NS}	管台壁の許容せん断応力	MPa
	S_s	胴板材の許容引張応力	MPa
t_e	t_e	強め材の厚さ又は胴の厚さの2.5倍のうちいずれか小さい方	mm
t_n	t_n	管台の最小厚さ	mm
t_{nr}	t_{nr}	管台の計算上必要な厚さ	mm
t_s	t_{rf}	強め材表面と容器表面との距離	mm
	t_s	胴の最小厚さ	mm
t_{sr}	t_{sr}	胴の継目がない場合の計算上必要な厚さ	mm
θ	W_1	破断形式Ⅰの有効強さ	N
	W_2	破断形式Ⅱの有効強さ	N
θ	W_{L1}	溶接の脚長	mm
	W_R	溶接部の負うべき荷重	N
θ	W_{R1}	溶接部にかかる荷重	N
	W_{R2}	溶接部にかかる荷重	N
θ	Y	補強の有効範囲	mm
	Y_1	補強の有効範囲	mm
	Y_2	補強の有効範囲	mm
θ	γ	管台の中心線と容器表面に垂直な線のなす角度	rad
	π	円周率	—

(2) 穴の補強計算

a. 補強に必要な面積 (告示第501号第22条第8項第1号ハ (イ))

$$A_r = t_{sr} \cdot \frac{D_i}{\cos \gamma}$$

ここに,

t_{sr} : 容器の計算上必要な厚さ

γ : 管台の中心線と容器表面に垂直な線のなす角度

b. 補強に有効な範囲 (告示第501号第22条第8項第1号イ)

(a) 胴板の面に沿う範囲Y

Yは、次の計算式により求めた値のうちいずれか大きいもの。

$$Y_1 = \frac{D_i}{\cos \gamma}$$

$$Y_2 = \frac{D_i}{2 \cdot \cos \gamma} + t_n + t_s$$

(b) 胴板の面に垂直な範囲H

H_i は、円筒胴の内側突出量とする。

H_o は、次の計算式により求めた値のうちいずれか大きいもの。

$$H_1 = 0.5 \cdot \sqrt{r_m \cdot t_n + t_e}$$

$$H_2 = 2.5 \cdot t_n + t_e$$

ここに,

r_m : 円筒胴の平均半径

$$= (D_i + t_n) / 2$$

t_e : 強め材の厚さ又は胴の厚さの2.5倍のうちいずれか小さい方

c. 補強に有効な面積（告示第501号第22条第8項第1号ロ）

$$A_1 = (t_s - t_{sr}) \cdot \left(2 \cdot Y - \frac{D_i}{\cos \gamma}\right)$$

$$A_2 = 2 \cdot t_n \cdot \frac{H_i}{\cos \gamma}$$

$$A_3 = 2 \cdot (t_n - t_{nr}) \cdot \frac{H_o}{\cos \gamma}$$

$$A_4 = t_{rf} \cdot \left(2 \cdot R_{rf} - \frac{D_i + 2 \cdot t_n}{\cos \gamma}\right) - 3 \cdot t_{rf}^2$$

ここに、

t_{rf} : 強め材表面と容器表面との距離

R_{rf} : 強め材の最小半径

$$A_0 = A_1 + A_2 + A_3 + A_4$$

d. 結論

穴の補強の計算結果を表 3-2 に示す。

これより，サプレッションチェンバ円筒部とサプレッションチェンバ出入口との結合部の補強は十分である。

表 3-2 穴の補強計算結果

部材名称	サプレッションチェンバ円筒部とサプレッションチェンバ出入口との結合部	
管台の使用材料	SGV49	
容器の使用材料	SGV49	
最高使用圧力	P (MPa)	854×10^{-3}
最高使用温度	(°C)	200
容器の半径	R (mm)	
管台の許容引張応力	S_n (MPa)	253
容器の許容引張応力	S_s (MPa)	253
管台の計算上必要な厚さ	t_{nr} (mm)	2.20
容器の計算上必要な厚さ	t_{sr} (mm)	15.90
管台の中心線と容器面に垂直な線のなす角度	γ (rad)	
穴の補強に必要な面積	A_r (mm ²)	2.347×10^4
補強の有効範囲	Y_1 (mm)	
補強の有効範囲	Y_2 (mm)	
補強の有効範囲	Y (mm)	
補強の有効範囲	H_1 (mm)	
補強の有効範囲	H_2 (mm)	
補強の有効範囲 (外側)	H_o (mm)	
補強の有効範囲 (内側)	H_i (mm)	
容器の有効補強面積	A_1 (mm ²)	3.025×10^3
管台の有効補強面積	A_2 (mm ²)	6.483×10^3
管台の有効補強面積	A_3 (mm ²)	8.407×10^3
管台の有効補強面積	A_4 (mm ²)	7.137×10^3
補強に有効な総面積	A_0 (mm ²)	2.505×10^4
評価： $A_0 > A_r$ ，よって十分である。		

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

(3) 補強に有効な面積の制限 (告示第 5 0 1 号第 22 条第 8 項第 4 号)

a. 穴の補強に有効な面積の 3 分の 2 を満たす穴の中心からの範囲

$$p = r + 0.5 \cdot \sqrt{(R + t_s / 2) \cdot t_s}$$

$$r = \frac{D_i}{2 \cdot \cos \gamma}$$

b. 補強に有効な面積

$$A_1' = (t_s - t_{sr}) \cdot \left\{ 2 \cdot p - \frac{D_i}{\cos \gamma} \right\}$$

$$A_4' = t_{rf} \cdot \left(2 \cdot p - \frac{D_i + 2 \cdot t_n}{\cos \gamma} \right)$$

$$A_0' = A_1' + A_2 + A_3 + A_4'$$

c. 結論

穴の補強に有効な面積の 3 分の 2 の範囲に対する制限の確認結果を表 3-3 に示す。
これより、穴の補強に有効な面積の 3 分の 2 の範囲に対する制限を満足している。

表 3-3 穴の中心からの距離の補強に対する制限

部材名称	サプレッションチェンバ円筒部と サプレッションチェンバ出入口 との結合部	
穴の補強に有効な面積の 3 分の 2 を満たす穴の中心からの範囲	p (mm)	
容器の平均半径	r (mm)	
補強に必要な面積の 3 分の 2	$2 \cdot A_r / 3$ (mm ²)	1.565 × 10 ⁴
補強に有効な面積	A_0' (mm ²)	1.989 × 10 ⁴
評価: $A_0' > 2 \cdot A_r / 3$, よって十分である。		

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

(4) 補強に有効な面積の制限（告示第501号第22条第8項第5号）

a. 穴の中心線の両側に必要な補強面積

$$A_{rD} = \frac{A_r}{2}$$

b. 穴の中心線の両側に有効な面積

$$A_{01} = \frac{A_0}{2}$$

c. 結論

穴の中心線の両側の補強に対する制限の確認結果を表3-4に示す。

これより、穴の中心線の両側の補強に対する制限を満足している。

表 3-4 穴の中心線の両側の補強に対する制限

部材名称			サプレッションチェンバ円筒部と サプレッションチェンバ出入口 との結合部
穴の補強に必要な面積	A_r	(mm^2)	2.347×10^4
穴の中心線の両側に必要な 補強面積	A_{rD}	(mm^2)	1.174×10^4
補強に有効な総面積	A_0	(mm^2)	2.505×10^4
穴の中心線の両側に有効な面積	A_{01}	(mm^2)	1.252×10^4
評価： $A_{01} > A_{rD}$ ，よって十分である。			

- (5) 強め材取付部の強さ（告示第 5 0 1 号第 22 条第 8 項第 8 号及び第 9 号）
強め材取付部の面積の記号を図 3-3 に示す。

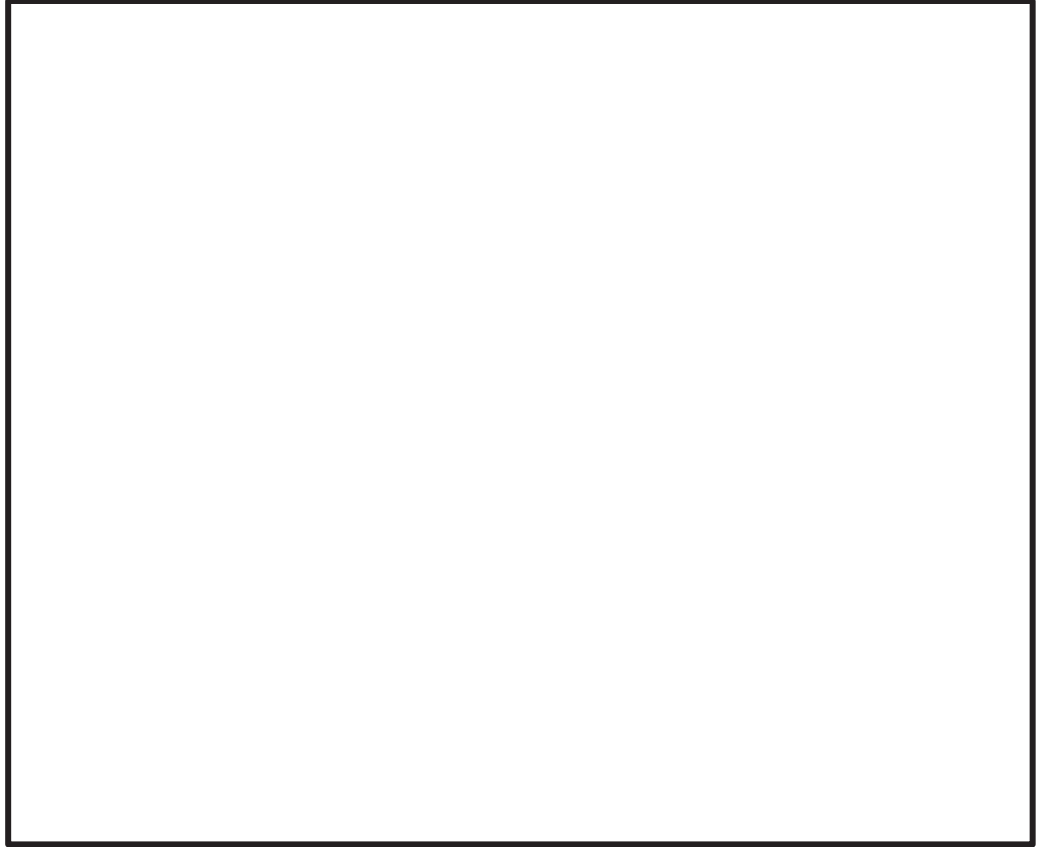


図 3-3 強め材取付部の面積の記号

強め材取付部の形状及び寸法を図 3-4 に示す。

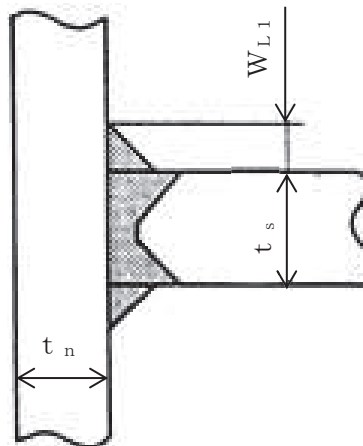


図 3-4 取付部の形状及び寸法

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

a. 強め材取付部の必要強さ

次の2式のうちいずれか小さい方の値。

$$W_{R1} = (A_5 + A_6 + A_7) \cdot S_n + A_{W1} \cdot S_n$$

$$W_{R2} = (A_9 - A_{10} - A_{11}) \cdot S_s$$

ここで,

$$A_5 = 2 \cdot t_n \cdot \frac{H_i}{\cos \gamma}$$

$$A_6 = 2 \cdot t_n \cdot \frac{(t_s - t_{sr})}{\cos \gamma}$$

$$A_7 = 2 \cdot (t_n - t_{nr}) \cdot \frac{H_o}{\cos \gamma}$$

$$A_9 = (D_i + 2 \cdot t_n) \cdot \frac{t_{sr}}{\cos \gamma}$$

$$A_{10} = (2 \cdot R_{rf} - \frac{D_i + 2 \cdot t_n}{\cos \gamma}) \cdot (t_s - t_{sr})$$

$$A_{11} = A_4$$

$$A_{W1} = 2 \cdot W_{L1}^2$$

b. 強め材取付部の単位面積当たりの強さ

すみ肉溶接のせん断 $S_{DS} = 0.49 \cdot S_n$

管台壁のせん断 $S_{NS} = 0.70 \cdot S_n$

突合せ溶接の引張り $S_{DT} = 0.74 \cdot S_n$

c. 強め材取付部の強さ

$$F_{WS1} = \frac{\pi}{2} \cdot (D_i + 2 \cdot t_n) \cdot W_{L1} \cdot S_{DS}$$

$$G_{WT1} = \frac{\pi}{2} \cdot (D_i + 2 \cdot t_n) \cdot t_s \cdot S_{DT}$$

$$F_n = \frac{\pi}{2} \cdot (D_i + t_n) \cdot t_n \cdot S_{NS}$$

d. 強め材取付部の有効強さ

強め材取付部の破断形式を図 3-5 に示す。

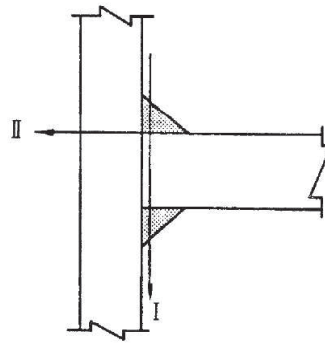


図 3-5 取付部の破断形式

破断形式 I

$$W_1 = 2 \cdot F_{WS1} + G_{WT1}$$

破断形式 II

$$W_2 = F_{WS1} + F_n$$

e. 結論

強め材取付部の強さの計算結果を表 3-5 に示す。

これより、サプレッションチェンバ円筒部とサプレッションチェンバ出入口との結合部の強め材取付部の強さは十分である。

表 3-5 強め材取付部の強さの計算結果

部材名称	サプレッションチェンバ円筒部と サプレッションチェンバ出入口との 結合部の強め材取付部		
溶接部にかかる荷重	W_{R1}	(N)	3.851×10^6
溶接部にかかる荷重	W_{R2}	(N)	3.735×10^6
溶接部の負うべき荷重	W_R	(N)	3.735×10^6
すみ肉溶接の許容せん断応力	S_{DS}	(MPa)	123
管台壁の許容せん断応力	S_{NS}	(MPa)	177
突合せ溶接の引張応力	S_{DT}	(MPa)	187
応力除去の有無			有り
破断形式Ⅰの有効強さ	W_1	(N)	2.058×10^7
破断形式Ⅱの有効強さ	W_2	(N)	1.576×10^7
評価： $W_1 \geq W_R$, $W_2 \geq W_R$ 以上より十分である。			

3.3 フランジ

3.3.1 フランジ

フランジの形状及び寸法を図 3-6 に示す。

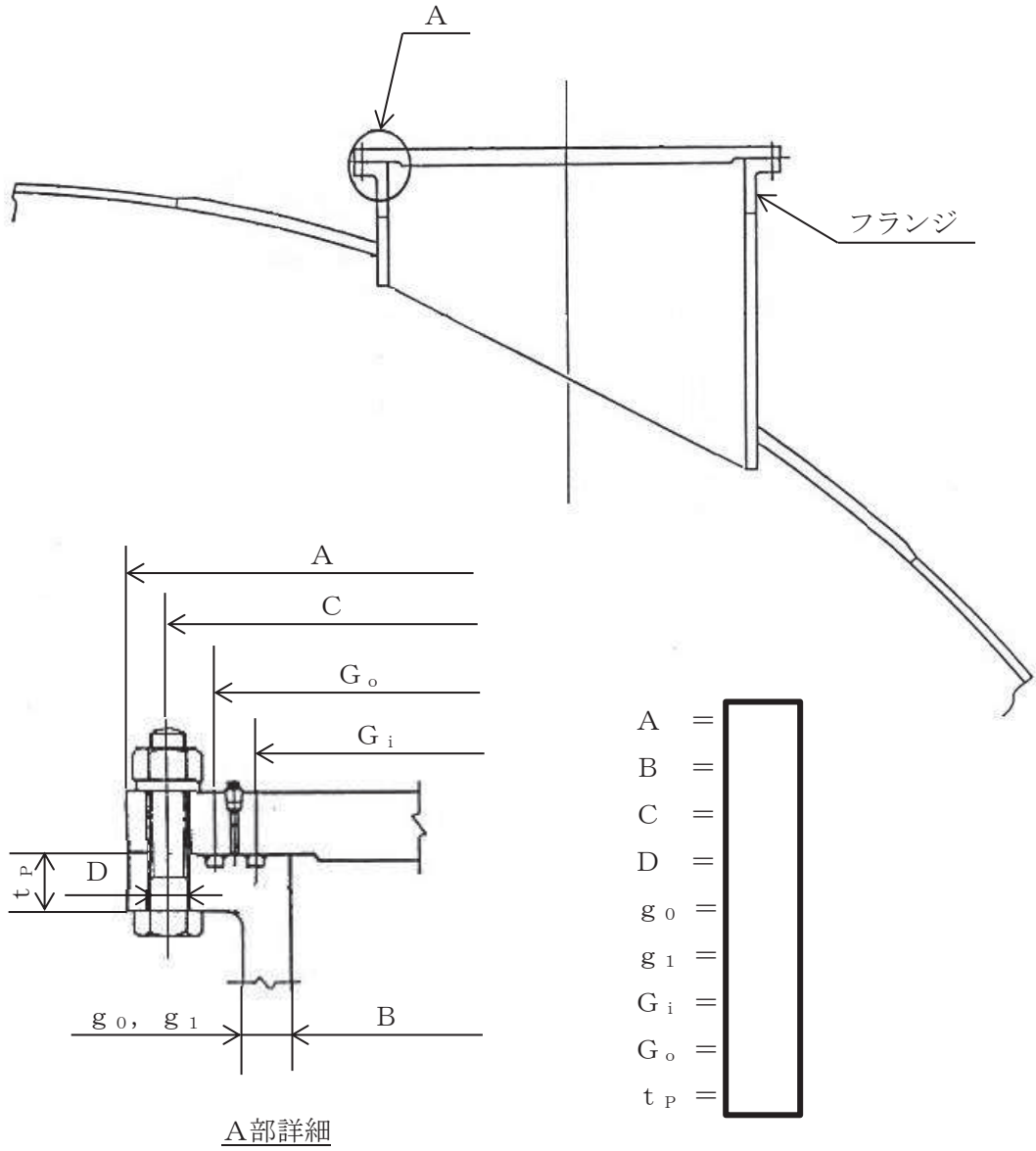


図 3-6 フランジの形状及び寸法 (単位 : mm)

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

- (1) J I S B 8 2 4 3 (1981) 附属書 2 フランジの応力計算方法による
 (内圧を受けるフランジ) 参照附図 F L A N G E - 4 金属面接触の平面フランジ
 フランジの応力計算結果を表 3-6 に示す。
 これより, フランジは告示第 5 0 1 号の条件を満足している。

表 3-6 フランジの応力計算結果 (その 1)

フランジの使用材料			SFVC2B
胴の使用材料			SGV49
ボルトの使用材料			
ガスケットの使用材料			セルフシーリングガスケット
最高使用圧力	P	(MPa)	854×10^{-3}
最高使用温度		(°C)	200
フランジの許容引張応力	S_f^{*1}	(MPa)	206
胴の許容引張応力	S_n^{*2}	(MPa)	253
ボルトの許容引張応力	S_b^{*2}	(MPa)	
フランジの縦弾性係数	E_f	(MPa)	1.86×10^5
ボルトの縦弾性係数	E_b	(MPa)	1.97×10^5
フランジの外径	A	(mm)	
フランジの内径	B	(mm)	
ボルト中心円の直径	C	(mm)	
ボルト穴の直径	D	(mm)	
ハブ先端の厚さ	g_0	(mm)	
ハブ背面の厚さ	g_1	(mm)	
ハブの長さ	h	(mm)	
ボルトの呼び		(mm)	
ボルトの本数	n		
ボルトの谷径		(mm)	
内側ガスケットの平均径	G_i	(mm)	
外側ガスケットの平均径	G_o	(mm)	

注記*1: フランジの許容引張応力は, S_y と $0.6 \cdot S_u$ の小さい方を用いる。

*2: S_n 及び S_b は $0.6 \cdot S_u$ とする。

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 3-6 フランジの応力計算結果 (その 2)

荷重	H	(N)	
荷重	H _D	(N)	
荷重	H _G	(N)	
荷重	H _T	(N)	
モーメントアーム		(mm)	
モーメントアーム	h _D	(mm)	
モーメントアーム	h _G	(mm)	
モーメントアーム	h _T	(mm)	
モーメント		(N・mm)	
モーメント	M _D	(N・mm)	
モーメント	M _G	(N・mm)	
モーメント	M _T	(N・mm)	
フランジに作用するモーメント	M _P	(N・mm)	
フランジの必要厚さ	t	(mm)	32.39
フランジの実際の使用厚さ	t _P	(mm)	
評価： t _P > t， よって十分である。			
係数	h _O		222.26
係数	B ₁		1338.00
ボルト初期締付応力	σ _i	(MPa)	
初期締付係数	r _s		
縦弾性係数比	r _e		
係数	r _B		0.0030
ボルトの計算長さ	ℓ	(mm)	
係数	a ₁		1.1510
係数	β		1.0624

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 3-6 フランジの応力計算結果 (その 3)

係数	h / h_o	0.0000
係数	g_1 / g_0	1.0000
係数	C_1	1.00
係数	C_2	1.00
係数	C_3	1.00
係数	C_4	0.85
係数	C_5	0.00
係数	Z	5.28
係数	κ	0.32
モーメントアーム	$h = h_{cmax}$ (mm)	
係数	j	2.480
係数	J_1	4.213
係数	J_2	58.676
係数	J_3	1.494
係数	J_4	47.313
係数	J_5	0.260
係数	J_6	0.158
フランジ面の外径端における傾き	$E_{\theta A}$ (MPa)	
フランジ面の内径端における傾き	$E_{\theta B}$ (MPa)	
モーメント	M_H (N・mm)	
せん断力	Q (N)	
モーメント	M_S (N・mm)	
フランジの接面反力	H_C (N)	
ボルトの最小荷重	W_{m1} (N)	
ボルトの所要総断面積	A_m (mm ²)	
実際のボルト総断面積	A_b (mm ²)	
評価： $A_b > A_m$, よって十分である。		

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

表 3-6 フランジの応力計算結果 (その 4)

応力の計算値		(MPa)	許容引張応力	(MPa)
ボルト中心円における フランジの半径方向 応力 $\sigma_{R'}$	接触面	28	$\leq \sigma_f =$	
	裏面	-28		
フランジの半径方向 応力 σ_R	接触面	-35	$\leq \sigma_f =$	
	裏面	36		
フランジの周方向応力 σ_T	接触面	-7	$\leq \sigma_f =$	
	裏面	-1		
フランジと胴との 接合部の軸方向応力 σ_{H1}	内面	-46	$\leq 1.5 \cdot \sigma_f =$	
	外面	61		
フランジと胴との接合 部の周方向応力 σ_{H2}	内面	-10	$\leq 1.5 \cdot \sigma_f =$	
	外面	23		
組合せ応力	$(\sigma_H + \sigma_R) / 2 =$	49	$\leq \sigma_f =$	
	$(\sigma_H + \sigma_T) / 2 =$	34		
なお、 σ_H は σ_{H1} と σ_{H2} の大きい値とする。				
評価：よって十分である。				

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。

3.4 ボルト締付平板

3.4.1 平板

平板の形状及び寸法を図 3-7 に示す。

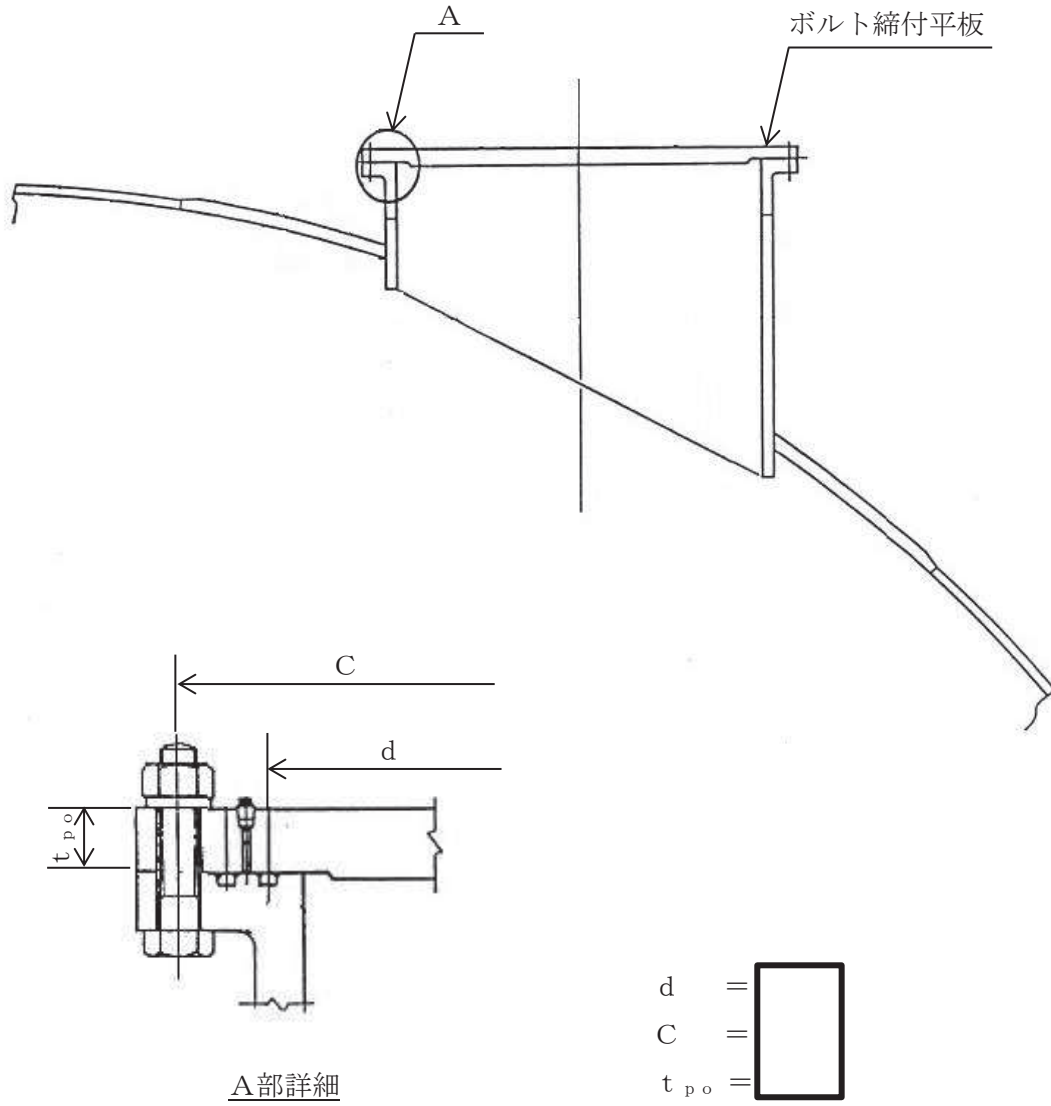


図 3-7 平板の形状及び寸法 (単位 : mm)

(1) 記号の説明

告示第501号 の記号	計算書の表示	表示内容	単位
t	t _R	必要な厚さ	mm

(2) 平板の必要厚さ（告示第501号第24条第1項）

平板の取付方法(i)に対する必要板厚の算出式を以下に示す。

$$t_R = d \cdot \sqrt{\frac{K \cdot P}{S_n}}$$

(3) 係数Kに関する計算（告示第501号第24条第1項の取付方法(i)）

$$K = 0.45$$

係数Kの算出式を以下に示し、係数Kの確認結果を表3-7に示す。

$$K = 0.30 + \frac{1.4 \cdot F \cdot h_g}{W \cdot d}$$

(4) 結論

平板の必要厚さの計算結果を表3-8に示す。

表3-7及び表3-8より、平板は告示第501号の条件を満足している。

表 3-7 係数Kの確認結果

平板の径	d	(mm)	
ボルト中心円の直径	C	(mm)	
使用状態での最小ボルト荷重	W_{m1}	(N)	
ボルト 荷重	使用状態	W_o	(N)
	ガスケット締付時	W_g	(N)
	いずれか大きい値	F	(N)
圧力による荷重	W	(N)	
モーメントアーム	h_g	(mm)	

表 3-8 平板の板厚計算結果

平板の使用材料			SGV49
ボルトの使用材料			
ガスケットの使用材料			セルフシーリングガスケット
最高使用圧力	P	(MPa)	854×10^{-3}
最高使用温度			200
許容引張応力			
平板	S_n^*	(MPa)	253
平板の径	d	(mm)	
平板の穴の有無			無し
取付方法による係数	K		0.45
必要厚さ	t_R	(mm)	53.00
呼び厚さ	t_{po}	(mm)	
最小厚さ	t_p	(mm)	
評価： $t_p \geq t_R$ ，よって十分である。			

注記*： S_n は $0.6 \cdot S_u$ とする。

O 2 ③ VI-3-3-6-1-2-7 R 1 E

枠囲みの内容は商業機密の観点から公開できません。