

VI-2-5-3 残留熱除去設備の耐震性についての計算書

VI-2-5-3-1 残留熱除去系の耐震性についての計算書

VI-2-5-3-1-1 残留熱除去系熱交換器の耐震性についての計算書

目 次

1. 概要	1
2. 一般事項	1
2.1 構造計画	1
3. 固有周期	3
3.1 固有周期の算出	3
4. 構造強度評価	4
4.1 構造強度評価方法	4
4.2 荷重の組合せ及び許容応力	4
4.2.1 荷重の組合せ及び許容応力状態	4
4.2.2 許容応力	4
4.2.3 使用材料の許容応力評価条件	4
4.3 計算条件	4
4.4 疲労解析評価	10
5. 評価結果	12
5.1 設計基準対象施設としての評価結果	12
5.2 重大事故等対処設備としての評価結果	12

1. 概要

本計算書は、VI-2-1-9「機能維持の基本方針」にて設定している構造強度の設計方針に基づき、残留熱除去系熱交換器が設計用地震力に対して十分な構造強度を有していることを説明するものである。

残留熱除去系熱交換器は、設計基準対象施設においてはSクラス施設に、重大事故等対処設備においては常設重大事故緩和設備、常設重大事故防止設備（設計基準拡張）及び常設重大事故緩和設備（設計基準拡張）に分類される。以下、設計基準対象施設及び重大事故等対処設備としての構造強度評価を示す。

なお、残留熱除去系熱交換器は、VI-2-1-14「計算書作成の方法」に記載の横置一胴円筒形容器であるため、VI-2-1-14「計算書作成の方法 添付資料-4 横置一胴円筒形容器の耐震性についての計算書作成の基本方針」に基づき評価を実施する。

2. 一般事項

2.1 構造計画

残留熱除去系熱交換器の構造計画を表2-1に示す。

表 2-1 構造計画

計画の概要		概略構造図
基礎・支持構造	主体構造	
<p>胴を 2 個の脚で支持し、脚をそれぞれ基礎ボルトで基礎に据え付ける。</p>	<p>水室側及び胴側に、鏡板を有する横置一胴円筒形容器</p>	<p style="text-align: right;">(単位 : mm)</p>

3. 固有周期

3.1 固有周期の算出

理論式により固有周期を計算する。固有周期の計算に用いる計算条件は、本計算書の【残留熱除去系熱交換器の耐震性についての計算結果】の機器要目に示す。

計算の結果、固有周期は0.05秒以下であり、剛であることを確認した。固有周期の計算結果を表3-1に示す。

表 3-1 固有周期 (単位:s)

水平	
鉛直	

4. 構造強度評価

4.1 構造強度評価方法

残留熱除去系熱交換器の構造強度評価は、VI-2-1-14「計算書作成の方法 添付資料-4 横置一胴円筒形容器の耐震性についての計算書作成の基本方針」に記載の耐震計算方法に基づき行う。なお、水平地震動による応力と鉛直地震動による応力の組合せには絶対値和を適用する。

4.2 荷重の組合せ及び許容応力

4.2.1 荷重の組合せ及び許容応力状態

残留熱除去系熱交換器の荷重の組合せ及び許容応力状態のうち設計基準対象施設の評価に用いるものを表 4-1 に、重大事故等対処設備の評価に用いるものを表 4-2 に示す。

4.2.2 許容応力

残留熱除去系熱交換器の許容応力は、VI-2-1-9「機能維持の基本方針」に基づき表 4-3 及び表 4-4 のとおりとする。

4.2.3 使用材料の許容応力評価条件

残留熱除去系熱交換器の使用材料の許容応力評価条件のうち設計基準対象施設の評価に用いるものを表 4-5 に、重大事故等対処設備の評価に用いるものを表 4-6 に示す。

4.3 計算条件

応力計算に用いる計算条件は、本計算書の【残留熱除去系熱交換器の耐震性についての計算結果】の設計条件及び機器要目に示す。

表 4-1 荷重の組合せ及び許容応力状態（設計基準対象施設）

施設区分		機器名称	耐震重要度分類	機器等の区分	荷重の組合せ	許容応力状態
原子炉冷却 系統施設	残留熱除去 設備	残留熱除去系 熱交換器	S	クラス 2 容器* (胴側)	$D + P_D + M_D + S_d^*$	Ⅲ _A S
					$D + P_D + M_D + S_s$	Ⅳ _A S

注記*：クラス 2 容器の支持構造物を含む。

表 4-2 荷重の組合せ及び許容応力状態（重大事故等対処設備）

施設区分		機器名称	設備分類 ^{*1}	機器等の区分	荷重の組合せ	許容応力状態
原子炉冷却 系統施設	残留熱除去 設備	残留熱除去系 熱交換器	常設／防止 (DB 拡張)	重大事故等 ^{*2} クラス 2 容器	$D + P_D + M_D + S_s^{*3}$	Ⅳ _A S
					$D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$	V _A S (V _A S として Ⅳ _A S の許容限 界を用いる。)
原子炉冷却 系統施設	非常用炉心冷却 設備その他 原子炉注水設備	残留熱除去系 熱交換器	常設／防止 (DB 拡張)	重大事故等 ^{*2} クラス 2 容器	$D + P_D + M_D + S_s^{*3}$	Ⅳ _A S
					$D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$	V _A S (V _A S として Ⅳ _A S の許容限 界を用いる。)

(続き)

原子炉格納 施設	原子炉格納 容器安全設備 格納容器 スプレイ冷却系	残留熱除去系 熱交換器	常設／防止 (DB拡張) 常設／緩和 (DB拡張)	重大事故等*2 クラス2容器	$D + P_D + M_D + S_s$ *3	IVAS
					$D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$	VAS (VASとして IVASの許容限 界を用いる。)
原子炉格納 施設	原子炉格納 容器安全設備 サプレッション チェンバプール 水冷却系	残留熱除去系 熱交換器	常設／防止 (DB拡張) 常設／緩和 (DB拡張)	重大事故等*2 クラス2容器	$D + P_D + M_D + S_s$ *3	IVAS
					$D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$	VAS (VASとして IVASの許容限 界を用いる。)
原子炉格納 施設	原子炉格納 容器安全設備 代替循環冷却系	残留熱除去系 熱交換器	常設／緩和	重大事故等*2 クラス2容器	$D + P_D + M_D + S_s$ *3	IVAS
					$D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$	VAS (VASとして IVASの許容限 界を用いる。)

注記*1: 「常設／防止 (DB拡張)」は常設重大事故防止設備 (設計基準拡張), 「常設／緩和 (DB拡張)」は常設重大事故緩和設備 (設計基準拡張), 「常設／緩和」は常設重大事故緩和設備を示す。

*2: 重大事故等クラス2容器の支持構造物を含む。

*3: 「 $D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$ 」の評価に包絡されるため, 評価結果の記載を省略する。

表 4-3 許容応力 (クラス 2, 3 容器及び重大事故等クラス 2 容器)

許容応力状態	許容限界*1, *2			
	一次一般膜応力	一次膜応力+ 一次曲げ応力	一次+二次応力	一次+二次+ ピーク応力
Ⅲ _A S	S_y と $0.6 \cdot S_u$ の小さい方 ただし、オーステナイト系ステンレス鋼及び高ニッケル合金については上記値と $1.2 \cdot S$ との大きい方	左欄の 1.5 倍の値	弾性設計用地震動 S_d 又は基準地震動 S_s のみによる疲労解析を行い、疲労累積係数が 1.0 以下であること。 ただし、地震動のみによる一次+二次応力の変動値が $2 \cdot S_y$ 以下であれば、疲労解析は不要。	
Ⅳ _A S	$0.6 \cdot S_u$	左欄の 1.5 倍の値		
Ⅴ _A S (Ⅴ _A SとしてⅣ _A Sの許容限界を用いる。)			基準地震動 S_s のみによる疲労解析を行い、疲労累積係数が 1.0 以下であること。 ただし、地震動のみによる一次+二次応力の変動値が $2 \cdot S_y$ 以下であれば、疲労解析は不要。	

注記*1: 座屈による評価は、クラスMC容器の座屈に対する評価式による。

*2: 当該の応力が生じない場合、規格基準で省略可能とされている場合及び他の応力で代表可能である場合は評価を省略する。

表 4-4 許容応力（クラス 2， 3 支持構造物及び重大事故等クラス 2 支持構造物）

許容応力状態	許容限界*1, *2 (ボルト等以外)		許容限界*1, *2 (ボルト等)	
	一次応力		一次応力	
	引張り		引張り	せん断
Ⅲ _A S	$1.5 \cdot f_t$		$1.5 \cdot f_t$	$1.5 \cdot f_s$
Ⅳ _A S	$1.5 \cdot f_t^*$		$1.5 \cdot f_t^*$	
Ⅴ _A S (Ⅴ _A SとしてⅣ _A Sの許容限界を用いる。)				

注記*1：応力の組合せが考えられる場合には，組合せ応力に対しても評価を行う。

*2：当該の応力が生じない場合，規格基準で省略可能とされている場合及び他の応力で代表可能である場合は評価を省略する。

表 4-5 使用材料の許容応力評価条件（設計基準対象施設）

評価部材	材料	温度条件 (°C)		S (MPa)	S _y (MPa)	S _u (MPa)	S _y (R T) (MPa)
		最高使用温度					
胴板	SGV49*	最高使用温度	70	—	248	453	—
脚	SS400 (16mm<厚さ≤40mm)	周囲環境温度	66	—	225	385	—
基礎ボルト	SS400 (40mm<径≤100mm)	周囲環境温度	66	—	206	385	—

注記*：SGV480 相当

表 4-6 使用材料の許容応力評価条件（重大事故等対処設備）

評価部材	材料	温度条件 (°C)		S (MPa)	S _y (MPa)	S _u (MPa)	S _y (R T) (MPa)
		最高使用温度					
胴板	SGV49*	最高使用温度	90	—	241	438	—
脚	SS400 (16mm<厚さ≤40mm)	周囲環境温度	100	—	212	373	—
基礎ボルト	SS400 (40mm<径≤100mm)	周囲環境温度	100	—	194	373	—

注記*：SGV480 相当

4.4 疲労解析評価

胴の応力評価において、一次応力と二次応力の和の変動値が設計降伏点 S_y の2 倍を上回る、すなわち一次+二次応力 $> 2 \cdot S_y$ となる場合には、設計・建設規格 PVB-3300に規定された簡易弾塑性評価方法に基づき、疲労解析評価を実施する。ただし、クラス2 容器である本機器では、 S_m を $2/3 \cdot S_y$ に読替える。

なお、疲労解析評価に用いる弾性設計用地震動 S_d 及び基準地震動 S_s の等価繰返し回数 N_c は、各々200回とする。

(1) 繰返しピーク応力強さ

繰返しピーク応力強さ S_e は、次式により求める。

$$S_e = K_e \cdot S_p / 2 \quad \dots \dots \dots (4.4.1)$$

K_e : 次の計算式により計算した値

a. $S_n < 3 \cdot S_m$ の場合

$$K_e = 1$$

b. $S_n \geq 3 \cdot S_m$ の場合

(a) $K < B_0$ の場合

$$\begin{aligned} \text{イ. } S_n / (3 \cdot S_m) < [(q + A_0 / K - 1) \\ - \sqrt{ \{ (q + A_0 / K - 1)^2 - 4 \cdot A_0 \cdot (q - 1) \} }] / (2 \cdot A_0) \text{ の場合} \end{aligned}$$

$$K_e = K_e^* = 1 + A_0 \cdot \{ S_n / (3 \cdot S_m) - 1 / K \} \quad \dots \dots \dots (4.4.2)$$

ロ. $S_n / (3 \cdot S_m) \geq [(q + A_0 / K - 1)$

$$- \sqrt{ \{ (q + A_0 / K - 1)^2 - 4 \cdot A_0 \cdot (q - 1) \} }] / (2 \cdot A_0) \text{ の場合}$$

$$K_e = K_e' = 1 + (q - 1) \cdot (1 - 3 \cdot S_m / S_n) \quad \dots \dots \dots (4.4.3)$$

(b) $K \geq B_0$ の場合

$$\text{イ. } S_n / (3 \cdot S_m) < [(q - 1) - \sqrt{ \{ A_0 \cdot (1 - 1 / K) \cdot (q - 1) \} }] / a \text{ の場合}$$

$$K_e = K_e^{**} = a \cdot S_n / (3 \cdot S_m) + A_0 \cdot (1 - 1 / K) + 1 - a \quad \dots \dots \dots (4.4.4)$$

ロ. $S_n / (3 \cdot S_m) \geq [(q - 1) - \sqrt{ \{ A_0 \cdot (1 - 1 / K) \cdot (q - 1) \} }] / a$ の場合

$$K_e = K_e' = 1 + (q - 1) \cdot (1 - 3 \cdot S_m / S_n) \quad \dots \dots \dots (4.4.5)$$

ここで、

$$K = S_p / S_n \dots\dots\dots (4.4.6)$$

$$a = A_o \cdot (1 - 1/K) + (q - 1) - 2 \cdot \sqrt{\{A_o \cdot (1 - 1/K) \cdot (q - 1)\}}$$

q, A_o, B_o : 下表に掲げる材料の種類に応じ、それぞれの同表に掲げる値

材料の種類	q	A _o	B _o
低合金鋼	3.1	1.0	1.25
マルテンサイト系ステンレス鋼	3.1	1.0	1.25
炭素鋼	3.1	0.66	2.59
オーステナイト系ステンレス鋼	3.1	0.7	2.15
高ニッケル合金	3.1	0.7	2.15

S_n : 一次応力と二次応力を加えて求めた応力解析による応力強さのサイクルにおいて、その最大値と最小値との差

K_e : 弾塑性解析に用いる繰返しピーク応力強さの補正係数

S_p : 地震荷重のみにおける一次+二次+ピーク応力の応力差範囲

S₀ : 繰返しピーク応力強さ

(2) 運転温度における繰返しピーク応力強さの補正

縦弾性係数比を考慮し、繰返しピーク応力強さ S₀ を次式により補正する。

$$S_0' = S_0 \cdot E_0 / E$$

S₀' : 補正繰返しピーク応力強さ

E₀ : 設計・建設規格の設計疲労線図に規定される縦弾性係数

E : 運転温度の縦弾性係数

(3) 疲労累積係数

疲労累積係数 U_f が次式を満足することを確認する。

$$U_f = \Sigma (N_c / N_a) \leq 1.0$$

N_a : 地震時の許容繰返し回数

N_c : 地震時の等価繰返し回数

なお、許容繰返し回数の算出には、設計・建設規格 図 添付 4-2-1 炭素鋼、低合金鋼および高張力鋼の設計疲労線図より求めた値を用いる。

5. 評価結果

5.1 設計基準対象施設としての評価結果

残留熱除去系熱交換器の設計基準対象施設としての耐震評価結果を以下に示す。発生値は許容限界を満足しており，設計用地震力に対して十分な構造強度を有していることを確認した。

(1) 構造強度評価結果

構造強度評価の結果を次頁以降の表に示す。

5.2 重大事故等対処設備としての評価結果

残留熱除去系熱交換器の重大事故等時の状態を考慮した場合の耐震評価結果を以下に示す。発生値は許容限界を満足しており，設計用地震力に対して十分な構造強度を有していることを確認した。

(1) 構造強度評価結果

構造強度評価の結果を次頁以降の表に示す。

【残留熱除去系熱交換器の耐震性についての計算結果】

1. 設計基準対象施設

1.1 設計条件

機器名称	耐震重要度分類	据付場所及び床面高さ (m)	固有周期(s)		弾性設計用地震動 S d 又は静的震度		基準地震動 S s		最高使用圧力 (MPa)	最高使用温度 (°C)	周囲環境温度 (°C)
			水平方向	鉛直方向	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度			
残留熱除去系 熱交換器	S	原子炉建屋 T. M. S. L. -7.27 (T. M. S. L. -8.2*)			C _H =0.58	C _V =0.50	C _H =0.91	C _V =1.02	1.37	70	66

注記*：基準床レベルを示す。

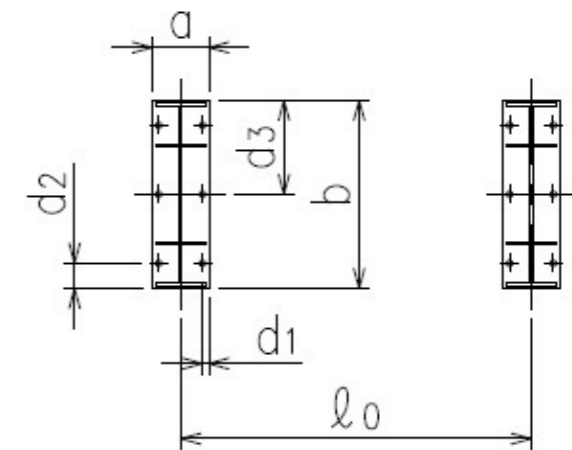
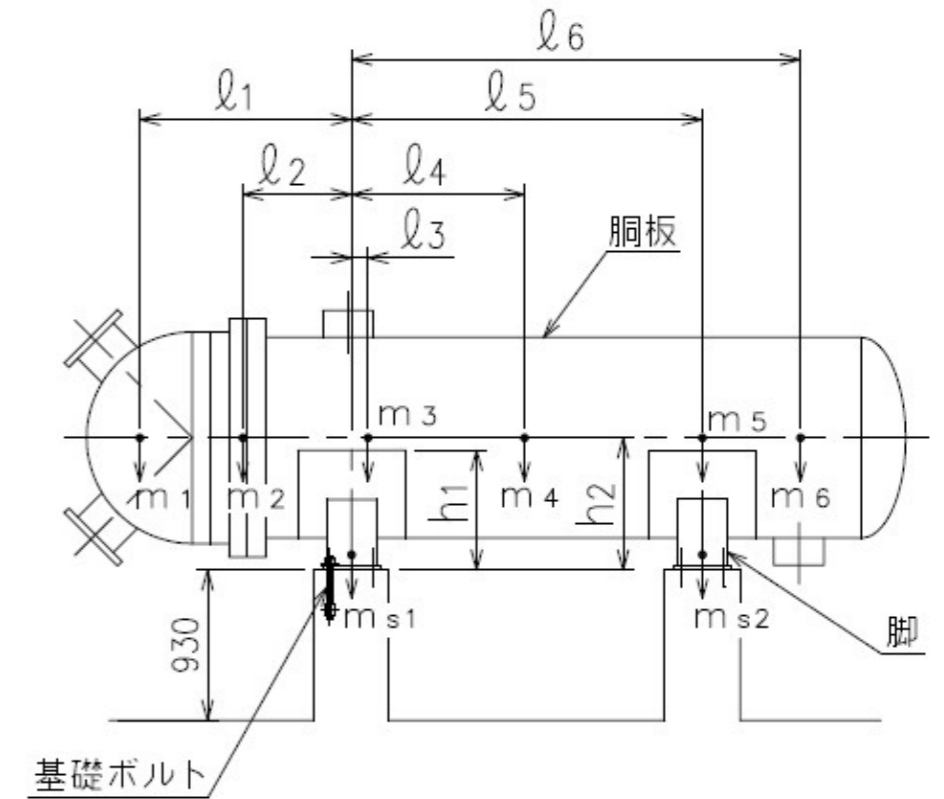
1.2 機器要目

m ₁ (kg)	m ₂ (kg)	m ₃ (kg)	m ₄ (kg)	m ₅ (kg)	m ₆ (kg)	m ₇ (kg)

l ₁ (mm)	l ₂ (mm)	l ₃ (mm)	l ₄ (mm)	l ₅ (mm)	l ₆ (mm)	l ₇ (mm)	M ₁ (N·mm)	M ₂ (N·mm)	R ₁ (N)	R ₂ (N)
-1194	-425	0	1400	2800	3596	—	1.348×10 ⁸	3.466×10 ⁷	2.280×10 ⁵	7.410×10 ⁴

m ₀ (kg)	m _{s1} (kg)	m _{s2} (kg)	D _i (mm)	t (mm)	t _e (mm)	l ₀ (mm)	h ₁ (mm)	h ₂ (mm)	θ _w (rad)	l _w (mm)
			1600	16.0	32.0*1	2800	801	1200	0.361	260

C ₁ (mm)	C ₂ (mm)	I _{sx} (mm ⁴)	I _{sy} (mm ⁴)	Z _{sx} (mm ³)	Z _{sy} (mm ³)	θ ₀ (rad)	θ (rad)
730	200	1.682×10 ¹⁰	4.706×10 ⁸	2.304×10 ⁷	2.353×10 ⁶	2.071	1.416



K6 ① VI-2-5-3-1-1 R0

A_s (mm^2)	E_s (MPa)	G_s (MPa)	A_{s1} (mm^2)	A_{s2} (mm^2)	A_{s3} (mm^2)	A_{s4} (mm^2)
6.538×10^4	200000*2	77100*2	3.263×10^4	3.043×10^4	2.360×10^4	2.455×10^4

K_{11} *3	K_{12} *3	K_{21} *3	K_{22} *3	K_{l1}	K_{l2}	K_{c1}	K_{c2}	C_{l1}	C_{l2}	C_{c1}	C_{c2}
		—	—								
		—	—								

s	n	n_1	n_2	a (mm)	b (mm)	d (mm)	A_b (mm^2)	d_1 (mm)	d_2 (mm)	d_3 (mm)
15	6	3	2	450	1500	48 (M48)	1.810×10^3	50	200	750

S_y (胴板) (MPa)	S_u (胴板) (MPa)	S (胴板) (MPa)	S_y (脚) (MPa)	S_u (脚) (MPa)	F (脚) (MPa)	F^* (脚) (MPa)	S_y (基礎ボルト) (MPa)	S_u (基礎ボルト) (MPa)	F (基礎ボルト) (MPa)	F^* (基礎ボルト) (MPa)
248*4	453*4	—	225*2 (16mm<厚さ≤40mm)	385*2	225	270	206*2 (40mm<径≤100mm)	385*2	206	247

注記*1：本計算においては当板を有効とした。

*2：周囲環境温度で算出

*3：表中で上段は一次応力，下段は二次応力の係数とする。

*4：最高使用温度で算出

1.3 計算数値

1.3.1 胴に生じる応力

(1) 一次一般膜応力

(単位：MPa)

地震の種類 地震の方向 応力の方向	弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度				基準地震動 S _s			
	長手方向		横方向		長手方向		横方向	
	周方向応力	軸方向応力	周方向応力	軸方向応力	周方向応力	軸方向応力	周方向応力	軸方向応力
内圧による応力	$\sigma_{\phi 1}=70$	$\sigma_{x 1}=35$	$\sigma_{\phi 1}=70$	$\sigma_{x 1}=35$	$\sigma_{\phi 1}=70$	$\sigma_{x 1}=35$	$\sigma_{\phi 1}=70$	$\sigma_{x 1}=35$
内圧による応力 (鉛直方向地震時)	—	—	—	—	—	—	—	—
運転時質量による長手方向曲げ モーメントにより生じる応力	—	$\sigma_{x 2}=19$	—	$\sigma_{x 2}=19$	—	$\sigma_{x 2}=19$	—	$\sigma_{x 2}=19$
鉛直方向地震による長手方向曲げ モーメントにより生じる応力	—	$\sigma_{x 6}=9$	—	$\sigma_{x 6}=9$	—	$\sigma_{x 6}=19$	—	$\sigma_{x 6}=19$
長手方向地震により胴軸断面 全面に生じる引張応力	—	$\sigma_{x 413}=3$	—	—	—	$\sigma_{x 413}=4$	—	—
組合せ応力	$\sigma_{0\ell}=70$		$\sigma_{0c}=70$		$\sigma_{0\ell}=75$		$\sigma_{0c}=72$	

(2) 一次応力

(単位：MPa)

地震の種類 地震の方向 応力の方向	弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度				基準地震動 S _s				
	長手方向		横方向		長手方向		横方向		
	周方向応力	軸方向応力	周方向応力	軸方向応力	周方向応力	軸方向応力	周方向応力	軸方向応力	
内圧による応力	$\sigma_{\phi 1}=70$	$\sigma_{x 1}=35$	$\sigma_{\phi 1}=70$	$\sigma_{x 1}=35$	$\sigma_{\phi 1}=70$	$\sigma_{x 1}=35$	$\sigma_{\phi 1}=70$	$\sigma_{x 1}=35$	
内圧による応力 (鉛直方向地震時)	—	—	—	—	—	—	—	—	
運転時質量による長手方向曲げ モーメントにより生じる応力	—	$\sigma_{x 2}=19$	—	$\sigma_{x 2}=19$	—	$\sigma_{x 2}=19$	—	$\sigma_{x 2}=19$	
鉛直方向地震による長手方向曲げ モーメントにより生じる応力	—	$\sigma_{x 6}=9$	—	$\sigma_{x 6}=9$	—	$\sigma_{x 6}=19$	—	$\sigma_{x 6}=19$	
運転時質量による脚反力 により生じる応力	$\sigma_{\phi 3}=22$	$\sigma_{x 3}=20$	$\sigma_{\phi 3}=22$	$\sigma_{x 3}=20$	$\sigma_{\phi 3}=22$	$\sigma_{x 3}=20$	$\sigma_{\phi 3}=22$	$\sigma_{x 3}=20$	
鉛直方向地震による脚反力 により生じる応力	$\sigma_{\phi 71}=11$	$\sigma_{x 71}=10$	$\sigma_{\phi 71}=11$	$\sigma_{x 71}=10$	$\sigma_{\phi 71}=22$	$\sigma_{x 71}=20$	$\sigma_{\phi 71}=22$	$\sigma_{x 71}=20$	
水平方向地震 による応力	引張り	$\sigma_{\phi 411}=13$	$\sigma_{x 411}=4$	$\sigma_{\phi 51}=13$	$\sigma_{x 51}=32$	$\sigma_{\phi 411}=20$	$\sigma_{x 411}=6$	$\sigma_{\phi 51}=21$	$\sigma_{x 51}=50$
		$\sigma_{\phi 412}=5$	$\sigma_{x 412}=5$			$\sigma_{\phi 412}=8$	$\sigma_{x 412}=7$		
	せん断	$\tau_{\ell}=14$		$\tau_c=3$		$\tau_{\ell}=22$		$\tau_c=5$	
組合せ応力	$\sigma_{1\ell}=127$		$\sigma_{1c}=124$		$\sigma_{1\ell}=156$		$\sigma_{1c}=161$		

(3) 地震動のみによる一次応力と二次応力の和の変動値

(単位：MPa)

地震の種類 地震の方向 応力の方向	弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度				基準地震動 S _s				
	長手方向		横方向		長手方向		横方向		
	周方向応力	軸方向応力	周方向応力	軸方向応力	周方向応力	軸方向応力	周方向応力	軸方向応力	
内圧による応力 (鉛直方向地震時)	—	—	—	—	—	—	—	—	
鉛直方向地震による長手方向 曲げモーメントにより生じる応力	—	$\sigma_{x6}=9$	—	$\sigma_{x6}=9$	—	$\sigma_{x6}=19$	—	$\sigma_{x6}=19$	
鉛直方向地震による脚反力 により生じる応力	$\sigma_{\phi 71}=11$ $\sigma_{\phi 72}=36$	$\sigma_{x71}=10$ $\sigma_{x72}=21$	$\sigma_{\phi 71}=11$ $\sigma_{\phi 72}=36$	$\sigma_{x71}=10$ $\sigma_{x72}=21$	$\sigma_{\phi 71}=22$ $\sigma_{\phi 72}=74$	$\sigma_{x71}=20$ $\sigma_{x72}=43$	$\sigma_{\phi 71}=22$ $\sigma_{\phi 72}=74$	$\sigma_{x71}=20$ $\sigma_{x72}=43$	
水平方向地震 による応力	引張り	$\sigma_{\phi 41}=18$	$\sigma_{x41}=10$	$\sigma_{\phi 51}=13$	$\sigma_{x51}=32$	$\sigma_{\phi 41}=28$	$\sigma_{x41}=16$	$\sigma_{\phi 51}=21$	$\sigma_{x51}=50$
		$\sigma_{\phi 421}=11$	$\sigma_{x421}=28$	$\sigma_{\phi 52}=100$	$\sigma_{x52}=47$	$\sigma_{\phi 421}=17$	$\sigma_{x421}=44$	$\sigma_{\phi 52}=157$	$\sigma_{x52}=73$
		$\sigma_{\phi 422}=16$	$\sigma_{x422}=10$			$\sigma_{\phi 422}=26$	$\sigma_{x422}=15$		
	せん断	$\tau_{\ell}=14$		$\tau_c=3$		$\tau_{\ell}=22$		$\tau_c=5$	
組合せ応力	$\sigma_{2\ell}=206$		$\sigma_{2c}=320$		$\sigma_{2\ell}=364$		$\sigma_{2c}=546$		

1.3.2 脚に生じる応力

(単位：MPa)

地震の種類 地震の方向	弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度		基準地震動 S _s	
	長手方向	横方向	長手方向	横方向
運転時質量による応力	圧縮 $\sigma_{s1}=4$	$\sigma_{s1}=4$	$\sigma_{s1}=4$	$\sigma_{s1}=4$
鉛直方向地震による応力	圧縮 $\sigma_{s4}=2$	$\sigma_{s4}=2$	$\sigma_{s4}=4$	$\sigma_{s4}=4$
水平方向地震による応力	曲げ $\sigma_{s2}=32$	$\sigma_{s3}=7$	$\sigma_{s2}=50$	$\sigma_{s3}=11$
	せん断 $\tau_{s2}=8$	$\tau_{s3}=6$	$\tau_{s2}=12$	$\tau_{s3}=9$
組合せ応力	$\sigma_{s\ell}=39$	$\sigma_{sc}=16$	$\sigma_{s\ell}=60$	$\sigma_{sc}=24$

1.3.3 基礎ボルトに生じる応力

(単位：MPa)

地震の種類 地震の方向	弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度		基準地震動 S _s	
	長手方向	横方向	長手方向	横方向
鉛直方向地震及び水 平方向地震による応力	引張り $\sigma_{b1}=34$	$\sigma_{b2}=24$	$\sigma_{b1}=67$	$\sigma_{b2}=54$
水平方向地震による 応力	せん断 $\tau_{b1}=17$	$\tau_{b2}=13$	$\tau_{b1}=26$	$\tau_{b2}=20$

1.4 結論

1.4.1 固有周期 (単位: s)

方向	固有周期
長手方向	$T_1 =$ <input type="text"/>
横方向	$T_2 =$ <input type="text"/>
鉛直方向	$T_3 =$ <input type="text"/>

1.4.2 応力 (単位: MPa)

部材	材料	応力	弾性設計用地震動 S_d 又は静的震度		基準地震動 S_s	
			算出応力	許容応力	算出応力	許容応力
胴板	SGV49*1	一次一般膜	$\sigma_o = 70$	$S_a = 248$	$\sigma_o = 75$	$S_a = 272$
		一次	$\sigma_1 = 127$	$S_a = 373$	$\sigma_1 = 161$	$S_a = 408$
		一次+二次	$\sigma_2 = 320$	$S_a = 497$	$\sigma_2 = 546^{*2}$	$S_a = 497$
脚	SS400	組合せ	$\sigma_s = 39$	$f_t = 225$	$\sigma_s = 60$	$f_t = 270$
基礎ボルト	SS400	引張り	$\sigma_b = 34$	$f_{ts} = 154^{*3}$	$\sigma_b = 67$	$f_{ts} = 185^{*3}$
		せん断	$\tau_b = 17$	$f_{sb} = 118$	$\tau_b = 26$	$f_{sb} = 142$

注記*1: SGV480 相当

*2: 算出応力が許容応力を満足しないが, 設計・建設規格 PVB-3300 に基づいて疲労評価を行い, この結果より耐震性を有することを確認した。

*3: $f_{ts} = \text{Min}[1.4 \cdot f_{to} - 1.6 \cdot \tau_b, f_{to}]$

1.4.3 疲労評価

評価部位	S_n (MPa)	K_e	S_p (MPa)	S_ℓ (MPa)	S_{ℓ}^* (MPa)	N_a (回)	N_c (回)	疲労累積係数 N_c / N_a
胴板	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>

注記*: $E_o = 2.07 \times 10^5 \text{ MPa}$ $E = 2.00 \times 10^5 \text{ MPa}$ として補正する。

2. 重大事故等対処設備

2.1 設計条件

機器名称	設備分類	据付場所及び床面高さ (m)	固有周期(s)		弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度		基準地震動 S _s		最高使用圧力 (MPa)	最高使用温度 (°C)	周囲環境温度 (°C)
			水平方向	鉛直方向	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度			
残留熱除去系 熱交換器	常設/防止 (DB 拡張)	原子炉建屋 T. M. S. L. -7.27 (T. M. S. L. -8.2*)			—	—	C _H =0.91	C _V =1.02	1.37	90	100

注記* : 基準床レベルを示す。

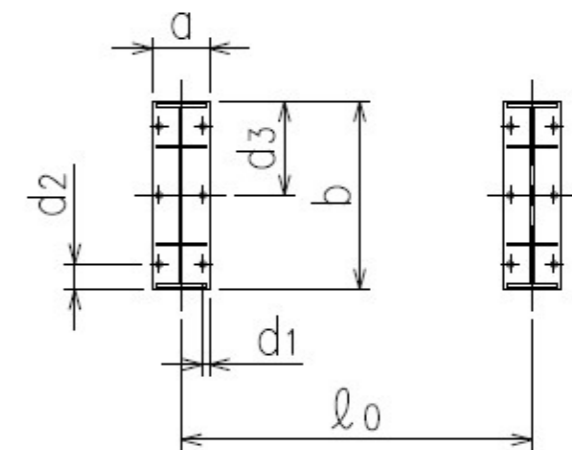
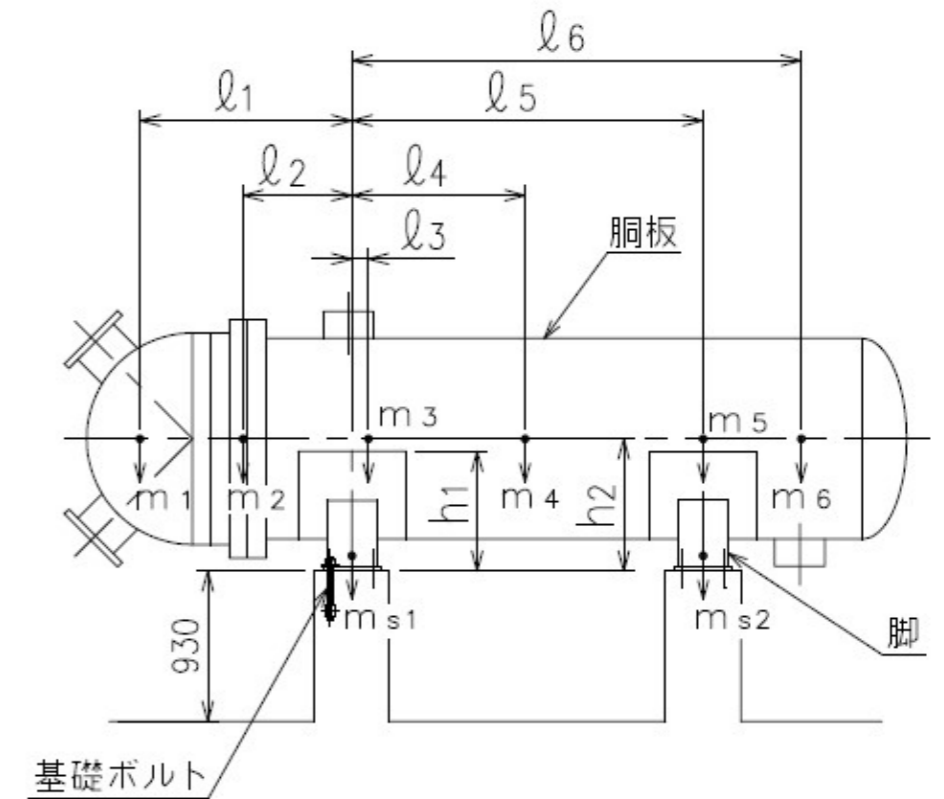
2.2 機器要目

m ₁ (kg)	m ₂ (kg)	m ₃ (kg)	m ₄ (kg)	m ₅ (kg)	m ₆ (kg)	m ₇ (kg)

l ₁ (mm)	l ₂ (mm)	l ₃ (mm)	l ₄ (mm)	l ₅ (mm)	l ₆ (mm)	l ₇ (mm)	M ₁ (N·mm)	M ₂ (N·mm)	R ₁ (N)	R ₂ (N)
-1194	-425	0	1400	2800	3596	—	1.348×10 ⁸	3.466×10 ⁷	2.280×10 ⁵	7.410×10 ⁴

m ₀ (kg)	m _{s1} (kg)	m _{s2} (kg)	D _i (mm)	t (mm)	t _e (mm)	l ₀ (mm)	h ₁ (mm)	h ₂ (mm)	θ _w (rad)	l _w (mm)
			1600	16.0	32.0*1	2800	801	1200	0.361	260

C ₁ (mm)	C ₂ (mm)	I _{sx} (mm ⁴)	I _{sy} (mm ⁴)	Z _{sx} (mm ³)	Z _{sy} (mm ³)	θ ₀ (rad)	θ (rad)
730	200	1.682×10 ¹⁰	4.706×10 ⁸	2.304×10 ⁷	2.353×10 ⁶	2.071	1.416



A_s (mm^2)	E_s (MPa)	G_s (MPa)	A_{s1} (mm^2)	A_{s2} (mm^2)	A_{s3} (mm^2)	A_{s4} (mm^2)
6.538×10^4	198000^{*2}	76200^{*2}	3.263×10^4	3.043×10^4	2.360×10^4	2.455×10^4

K_{11}^{*3}	K_{12}^{*3}	K_{21}^{*3}	K_{22}^{*3}	K_{l1}	K_{l2}	K_{c1}	K_{c2}	C_{l1}	C_{l2}	C_{c1}	C_{c2}
		—	—								
		—	—								

s	n	n_1	n_2	a (mm)	b (mm)	d (mm)	A_b (mm^2)	d_1 (mm)	d_2 (mm)	d_3 (mm)
15	6	3	2	450	1500	48 (M48)	1.810×10^3	50	200	750

S_y (胴板) (MPa)	S_u (胴板) (MPa)	S (胴板) (MPa)	S_y (脚) (MPa)	S_u (脚) (MPa)	F (脚) (MPa)	F^* (脚) (MPa)	S_y (基礎ボルト) (MPa)	S_u (基礎ボルト) (MPa)	F (基礎ボルト) (MPa)	F^* (基礎ボルト) (MPa)
241^{*4}	438^{*4}	—	212^{*2} ($16\text{mm} < \text{厚さ} \leq 40\text{mm}$)	373^{*2}	—	254	194^{*2} ($40\text{mm} < \text{径} \leq 100\text{mm}$)	373^{*2}	—	232

注記*1：本計算においては当板を有効とした。

*2：周囲環境温度で算出

*3：表中で上段は一次応力，下段は二次応力の係数とする。

*4：最高使用温度で算出

2.3 計算数値

2.3.1 胴に生じる応力

(1) 一次一般膜応力

(単位：MPa)

地震の種類 地震の方向 応力の方向	弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度				基準地震動 S _s			
	長手方向		横方向		長手方向		横方向	
	周方向応力	軸方向応力	周方向応力	軸方向応力	周方向応力	軸方向応力	周方向応力	軸方向応力
内圧による応力	—	—	—	—	$\sigma_{\phi 1}=70$	$\sigma_{x 1}=35$	$\sigma_{\phi 1}=70$	$\sigma_{x 1}=35$
内圧による応力 (鉛直方向地震時)	—	—	—	—	—	—	—	—
運転時質量による長手方向曲げ モーメントにより生じる応力	—	—	—	—	—	$\sigma_{x 2}=19$	—	$\sigma_{x 2}=19$
鉛直方向地震による長手方向曲げ モーメントにより生じる応力	—	—	—	—	—	$\sigma_{x 6}=19$	—	$\sigma_{x 6}=19$
長手方向地震により胴軸断面 全面に生じる引張応力	—	—	—	—	—	$\sigma_{x 413}=4$	—	—
組合せ応力	—		—		$\sigma_{o\ell}=75$		$\sigma_{oc}=72$	

(2) 一次応力

(単位：MPa)

地震の種類 地震の方向 応力の方向	弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度				基準地震動 S _s				
	長手方向		横方向		長手方向		横方向		
	周方向応力	軸方向応力	周方向応力	軸方向応力	周方向応力	軸方向応力	周方向応力	軸方向応力	
内圧による応力	—	—	—	—	$\sigma_{\phi 1}=70$	$\sigma_{x 1}=35$	$\sigma_{\phi 1}=70$	$\sigma_{x 1}=35$	
内圧による応力 (鉛直方向地震時)	—	—	—	—	—	—	—	—	
運転時質量による長手方向曲げ モーメントにより生じる応力	—	—	—	—	—	$\sigma_{x 2}=19$	—	$\sigma_{x 2}=19$	
鉛直方向地震による長手方向曲げ モーメントにより生じる応力	—	—	—	—	—	$\sigma_{x 6}=19$	—	$\sigma_{x 6}=19$	
運転時質量による脚反力 により生じる応力	—	—	—	—	$\sigma_{\phi 3}=22$	$\sigma_{x 3}=20$	$\sigma_{\phi 3}=22$	$\sigma_{x 3}=20$	
鉛直方向地震による脚反力 により生じる応力	—	—	—	—	$\sigma_{\phi 71}=22$	$\sigma_{x 71}=20$	$\sigma_{\phi 71}=22$	$\sigma_{x 71}=20$	
水平方向地震 による応力	引張り	—	—	—	—	$\sigma_{\phi 411}=20$	$\sigma_{x 411}=6$	$\sigma_{\phi 51}=21$	$\sigma_{x 51}=50$
		—	—			$\sigma_{\phi 412}=8$	$\sigma_{x 412}=7$		
		—	—			$\sigma_{\phi 41}=28$	$\sigma_{x 41}=16$		
	せん断	—		—		$\tau_{\ell}=22$		$\tau_{c}=5$	
組合せ応力	—		—		$\sigma_{1\ell}=156$		$\sigma_{1c}=161$		

(3) 地震動のみによる一次応力と二次応力の和の変動値

(単位：MPa)

地震の種類 地震の方向 応力の方向	弾性設計用地震動 S d 又は静的震度				基準地震動 S s				
	長手方向		横方向		長手方向		横方向		
	周方向応力	軸方向応力	周方向応力	軸方向応力	周方向応力	軸方向応力	周方向応力	軸方向応力	
内圧による応力 (鉛直方向地震時)	—	—	—	—	—	—	—	—	
鉛直方向地震による長手方向 曲げモーメントにより生じる応力	—	—	—	—	—	$\sigma_{x6}=19$	—	$\sigma_{x6}=19$	
鉛直方向地震による脚反力 により生じる応力	—	—	—	—	$\sigma_{\phi 71}=22$ $\sigma_{\phi 72}=74$	$\sigma_{x71}=20$ $\sigma_{x72}=43$	$\sigma_{\phi 71}=22$ $\sigma_{\phi 72}=74$	$\sigma_{x71}=20$ $\sigma_{x72}=43$	
水平方向地震 による応力	引張り	—	—	—	—	$\sigma_{\phi 41}=28$	$\sigma_{x41}=16$	$\sigma_{\phi 51}=21$	$\sigma_{x51}=50$
		—	—	—	—	$\sigma_{\phi 421}=17$ $\sigma_{\phi 422}=26$	$\sigma_{x421}=44$ $\sigma_{x422}=15$	$\sigma_{\phi 52}=157$	$\sigma_{x52}=73$
		—	—	—	—	$\sigma_{\phi 42}=42$	$\sigma_{x42}=58$		
	せん断	—	—	—	—	$\tau_{\ell}=22$	—	$\tau_c=5$	
組合せ応力	—	—	—	—	$\sigma_{2\ell}=364$	—	$\sigma_{2c}=546$		

21

2.3.2 脚に生じる応力

(単位：MPa)

地震の種類 地震の方向	弾性設計用地震動 S d 又は静的震度	基準地震動 S s			
		長手方向	横方向	長手方向	横方向
運転時質量による応力	圧縮	—	—	$\sigma_{s1}=4$	$\sigma_{s1}=4$
鉛直方向地震による応力	圧縮	—	—	$\sigma_{s4}=4$	$\sigma_{s4}=4$
水平方向地震による応力	曲げ	—	—	$\sigma_{s2}=50$	$\sigma_{s3}=11$
	せん断	—	—	$\tau_{s2}=12$	$\tau_{s3}=9$
組合せ応力	—	—	—	$\sigma_{s\ell}=60$	$\sigma_{sc}=24$

2.3.3 基礎ボルトに生じる応力

(単位：MPa)

地震の種類 地震の方向	弾性設計用地震動 S d 又は静的震度	基準地震動 S s			
		長手方向	横方向	長手方向	横方向
鉛直方向地震及び水 平方向地震による応力	引張り	—	—	$\sigma_{b1}=67$	$\sigma_{b2}=54$
水平方向地震による 応力	せん断	—	—	$\tau_{b1}=26$	$\tau_{b2}=20$

2.4 結論

2.4.1 固有周期 (単位：s)

方向	固有周期
長手方向	$T_1 =$ <input type="text"/>
横方向	$T_2 =$ <input type="text"/>
鉛直方向	$T_3 =$ <input type="text"/>

2.4.2 応力 (単位：MPa)

部材	材料	応力	弾性設計用地震動 S_d 又は静的震度		基準地震動 S_s	
			算出応力	許容応力	算出応力	許容応力
胴板	SGV49*1	一次一般膜	—	—	$\sigma_0 = 75$	$S_a = 262$
		一次	—	—	$\sigma_1 = 161$	$S_a = 394$
		一次+二次	—	—	$\sigma_2 = 546^{*2}$	$S_a = 482$
脚	SS400	組合せ	—	—	$\sigma_s = 60$	$f_t = 254$
基礎ボルト	SS400	引張り	—	—	$\sigma_b = 67$	$f_{ts} = 174^{*3}$
		せん断	—	—	$\tau_b = 26$	$f_{sb} = 134$

注記*1：SGV480 相当

*2：算出応力が許容応力を満足しないが、設計・建設規格 PVB-3300 に基づいて疲労評価を行い、この結果より耐震性を有することを確認した。

*3： $f_{ts} = \text{Min}[1.4 \cdot f_{to} - 1.6 \cdot \tau_b, f_{to}]$

2.4.3 疲労評価

評価部位	S_n (MPa)	K_e	S_p (MPa)	S_ℓ (MPa)	S_{ℓ}^* (MPa)	N_a (回)	N_c (回)	疲労累積係数 N_c / N_a
胴板	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>

注記*： $E_0 = 2.07 \times 10^5 \text{ MPa}$ $E = 1.99 \times 10^5 \text{ MPa}$ として補正する。

VI-2-5-3-1-2 残留熱除去系ポンプの耐震性についての計算書

目 次

1. 概要	1
2. 一般事項	1
2.1 構造計画	1
3. 固有値解析及び構造強度評価	3
3.1 固有値解析及び構造強度評価方法	3
3.2 荷重の組合せ及び許容応力	3
3.2.1 荷重の組合せ及び許容応力状態	3
3.2.2 許容応力	3
3.2.3 使用材料の許容応力評価条件	3
3.3 解析モデル及び諸元	10
3.4 固有周期	10
3.5 設計用地震力	11
3.6 計算条件	11
4. 機能維持評価	12
4.1 動的機能維持評価方法	12
5. 評価結果	13
5.1 設計基準対象施設としての評価結果	13
5.2 重大事故等対処設備としての評価結果	13

1. 概要

本計算書は、VI-2-1-9「機能維持の基本方針」にて設定している構造強度及び機能維持の設計方針に基づき、残留熱除去系ポンプが設計用地震力に対して十分な構造強度及び動的機能を有していることを説明するものである。

残留熱除去系ポンプは、設計基準対象施設においてはSクラス施設に、重大事故等対処設備においては常設重大事故防止設備（設計基準拡張）、常設重大事故緩和設備（設計基準拡張）及び常設重大事故緩和設備に分類される。以下、設計基準対象施設及び重大事故等対処設備としての構造強度評価及び動的機能維持評価を示す。

なお、残留熱除去系ポンプは、VI-2-1-14「計算書作成の方法」に記載のたて軸ポンプであるため、VI-2-1-14「計算書作成の方法 添付資料-2 たて軸ポンプの耐震性についての計算書作成の基本方針」に基づき評価を実施する。

2. 一般事項

2.1 構造計画

残留熱除去系ポンプの構造計画を表2-1に示す。

表 2-1 構造計画

計画の概要		概略構造図
基礎・支持構造	主体構造	
<p>ポンプはポンプベースに固定され、ポンプベースは基礎ボルトで基礎に据え付ける。 ピットキャン下部とバレルケーシングの間はバレルサポートにて支持される。</p>	<p>ターボ形 (ターボ形たて軸ポンプ)</p>	<p>(単位: mm)</p>

3. 固有値解析及び構造強度評価

3.1 固有値解析及び構造強度評価方法

残留熱除去系ポンプの構造強度評価は、VI-2-1-14「計算書作成の方法 添付資料-2 たて軸ポンプの耐震性についての計算書作成の基本方針」に記載の耐震計算方法に基づき行う。

3.2 荷重の組合せ及び許容応力

3.2.1 荷重の組合せ及び許容応力状態

残留熱除去系ポンプの荷重の組合せ及び許容応力状態のうち設計基準対象施設の評価に用いるものを表 3-1 に、重大事故等対処設備の評価に用いるものを表 3-2 に示す。

3.2.2 許容応力

残留熱除去系ポンプの許容応力は、VI-2-1-9「機能維持の基本方針」に基づき表 3-3 及び表 3-4 のとおりとする。

3.2.3 使用材料の許容応力評価条件

残留熱除去系ポンプの使用材料の許容応力評価条件のうち設計基準対象施設の評価に用いるものを表 3-5 に、重大事故等対処設備の評価に用いるものを表 3-6 に示す。

表 3-1 荷重の組合せ及び許容応力状態（設計基準対象施設）

施設区分		機器名称	耐震重要度分類	機器等の区分	荷重の組合せ	許容応力状態
原子炉冷却 系統施設	残留熱 除去設備	残留熱除去系ポンプ	S	クラス 2 ポンプ*	$D + P_D + M_D + S_d^*$	Ⅲ _A S
					$D + P_D + M_D + S_s$	Ⅳ _A S

注記*：クラス 2 ポンプの支持構造物を含む。

表 3-2 荷重の組合せ及び許容応力状態（重大事故等対処設備）

施設区分		機器名称	設備分類 ^{*1}	機器等の区分	荷重の組合せ	許容応力状態
原子炉冷却 系統施設	残留熱 除去設備	残留熱除去系ポンプ	常設／防止 (DB 拡張)	重大事故等 クラス 2 ポンプ* ²	$D + P_D + M_D + S_s^{*3}$	Ⅳ _A S
					$D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$	V _A S (V _A Sとして Ⅳ _A Sの許容限 界を用いる。)
	非常用炉心冷 却設備その他 原子炉注水設 備	残留熱除去系ポンプ	常設／防止 (DB 拡張)	重大事故等 クラス 2 ポンプ* ²	$D + P_D + M_D + S_s^{*3}$	Ⅳ _A S
					$D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$	V _A S (V _A Sとして Ⅳ _A Sの許容限 界を用いる。)

(続き)

原子炉格納 施設	原子炉格納 容器安全設備 格納容器スプ レイ冷却系	残留熱除去系ポンプ	常設／防止 (DB拡張) 常設／緩和 (DB拡張)	重大事故等 クラス2ポンプ*2	$D + P_D + M_D + S_s$ *3	IVAS
					$D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$	VAS (VASとして IVASの許容限 界を用いる。)
	原子炉格納 容器安全設備 サブプレッショ ンチェンバプ ール水冷却系	残留熱除去系ポンプ	常設／防止 (DB拡張) 常設／緩和 (DB拡張)	重大事故等 クラス2ポンプ*2	$D + P_D + M_D + S_s$ *3	IVAS
					$D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$	VAS (VASとして IVASの許容限 界を用いる。)
	原子炉格納 容器安全設備 代替循環冷却 系	残留熱除去系ポンプ	常設／緩和	重大事故等 クラス2ポンプ*2	$D + P_D + M_D + S_s$ *3	IVAS
					$D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$	VAS (VASとして IVASの許容限 界を用いる。)

注記*1: 「常設／防止 (DB 拡張)」は常設重大事故防止設備 (設計基準拡張), 「常設／緩和 (DB 拡張)」は常設重大事故緩和設備 (設計基準拡張), 「常設／緩和」は常設重大事故緩和設備を示す。

*2: 重大事故等クラス2ポンプの支持構造物を含む。

*3: 「 $D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$ 」の評価に包絡されるため, 評価結果の記載を省略する。

表 3-3 許容応力 (クラス 2, 3 ポンプ及び重大事故等クラス 2 ポンプ)

許容応力状態	許容限界*			
	一次一般膜応力	一次膜応力+ 一次曲げ応力	一次+二次応力	一次+二次+ ピーク応力
Ⅲ _A S	S _y と 0.6・S _u の小さい方 ただし、オーステナイト系ステンレス鋼及び高ニッケル合金については上記値と 1.2・Sとの大きい方	左欄の 1.5 倍の値	弾性設計用地震動 S _d 又は基準地震動 S _s のみによる疲労解析を行い、疲労累積係数が 1.0 以下であること。 ただし、地震動のみによる一次+二次応力の変動値が 2・S _y 以下であれば、疲労解析は不要。	
Ⅳ _A S		左欄の 1.5 倍の値		
V _A S (V _A SとしてⅣ _A Sの許容限界を用いる。)		0.6・S _u	左欄の 1.5 倍の値	基準地震動 S _s のみによる疲労解析を行い、疲労累積係数が 1.0 以下であること。 ただし、地震動のみによる一次+二次応力の変動値が 2・S _y 以下であれば、疲労解析は不要。

注記* : 当該の応力が生じない場合、規格基準で省略可能とされている場合及び他の応力で代表可能である場合は評価を省略する。

表 3-4 許容応力（クラス 2, 3 支持構造物及び重大事故等クラス 2 支持構造物）

許容応力状態	許容限界*1, *2 (ボルト等)	
	一次応力	
	引張り	せん断
Ⅲ _A S	$1.5 \cdot f_t$	$1.5 \cdot f_s$
Ⅳ _A S	$1.5 \cdot f_t^*$	$1.5 \cdot f_s^*$
Ⅴ _A S (Ⅴ _A SとしてⅣ _A Sの許容限界を用いる。)		

注記*1：応力の組合せが考えられる場合には，組合せ応力に対しても評価を行う。

*2：当該の応力が生じない場合，規格基準で省略可能とされている場合及び他の応力で代表可能である場合は評価を省略する。

表 3-5 使用材料の許容応力評価条件 (設計基準対象施設)

評価部材	材料	温度条件 (°C)		S (MPa)	S _y (MPa)	S _u (MPa)	S _y (R T) (MPa)
バレルケーシング		最高使用温度	182	—			—
コラムパイプ		最高使用温度	182	—			—
基礎ボルト		周囲環境温度	66	—			—
ポンプ取付ボルト		最高使用温度	182	—			—
原動機台取付ボルト		最高使用温度	182	—			—
原動機取付ボルト		周囲環境温度	66	—			—

表 3-6 使用材料の許容応力評価条件（重大事故等対処設備）

評価部材	材料	温度条件 (°C)		S (MPa)	S _y (MPa)	S _u (MPa)	S _y (R T) (MPa)
バレルケーシング		最高使用温度	182	—			—
コラムパイプ		最高使用温度	182	—			—
基礎ボルト		周囲環境温度	100	—			—
ポンプ取付ボルト		最高使用温度	182	—			—
原動機台取付ボルト		最高使用温度	182	—			—
原動機取付ボルト		周囲環境温度	100	—			—

3.3 解析モデル及び諸元

固有値解析及び構造強度評価に用いる解析モデル及び諸元は、本計算書の【残留熱除去系ポンプの耐震性についての計算結果】の機器要目及びその他の機器要目に示す。解析コードは、「MSC NASTRAN」を使用し、解析コードの検証及び妥当性確認等の概要については、別紙「計算機プログラム（解析コード）の概要」に示す。

3.4 固有周期

固有値解析の結果を表3-7に示す。固有周期は、0.05秒以下であり、剛構造であることを確認した。

表 3-7 固有値解析結果

モード	卓越方向	固有周期(s)	水平方向刺激係数		鉛直方向刺激係数
			NS 方向	EW 方向	
1次	水平	0.041	—	—	—

3.5 設計用地震力

評価に用いる設計用地震力を表 3-8 及び表 3-9 に示す。

「弾性設計用地震動 S_d 又は静的震度」及び「基準地震動 S_s」による地震力は、VI-2-1-7 「設計用床応答曲線の作成方針」に基づき設定する。また、減衰定数はVI-2-1-6 「地震応答解析の基本方針」に記載の減衰定数を用いる。

表 3-8 設計用地震力（設計基準対象施設）

据付場所 及び 床面高さ (m)	固有周期 (s)		弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度		基準地震動 S _s		減衰定数 (%)	
	水平方向	鉛直方向	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平	鉛直
原子炉建屋 T. M. S. L. -8.2* ¹	0.041	—* ²	C _H =0.58	C _V =0.50	C _H =0.89	C _V =1.02	—	—

注記*1：基準床レベルを示す。

*2：固有周期は十分に小さく計算は省略する。

表 3-9 設計用地震力（重大事故等対処設備）

据付場所 及び 床面高さ (m)	固有周期 (s)		弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度		基準地震動 S _s		減衰定数 (%)	
	水平方向	鉛直方向	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平	鉛直
原子炉建屋 T. M. S. L. -8.2* ¹	0.041	—* ²	—	—	C _H =0.89	C _V =1.02	—	—

注記*1：基準床レベルを示す。

*2：固有周期は十分に小さく計算は省略する。

3.6 計算条件

応力計算に用いる計算条件は、本計算書の【残留熱除去系ポンプの耐震性についての計算結果】の設計条件及び機器要目に示す。

4. 機能維持評価

4.1 動的機能維持評価方法

残留熱除去系ポンプの地震後の動的機能維持評価は、VI-2-1-14「計算書作成の方法 添付資料-2 たて軸ポンプの耐震性についての計算書作成の基本方針」に記載の評価方法に基づき行う。

残留熱除去系ポンプは地震時動的機能維持が確認された機種と類似の構造及び振動特性であるため、VI-2-1-9「機能維持の基本方針」に記載の機能確認済加速度を適用する。機能確認済加速度を表4-1に示す。

表4-1 機能確認済加速度 (×9.8m/s²)

評価部位	形式	方向	機能確認済加速度
ポンプ	ピットバレル形 ポンプ	水平	10.0
		鉛直	1.0
原動機	立形ころがり軸受 電動機	水平	2.5
		鉛直	1.0

5. 評価結果

5.1 設計基準対象施設としての評価結果

残留熱除去系ポンプの設計基準対象施設としての耐震評価結果を以下に示す。発生値は許容限界を満足しており、設計用地震力に対して十分な構造強度及び動的機能を有していることを確認した。

(1) 構造強度評価結果

構造強度評価の結果を次頁以降の表に示す。

(2) 機能維持評価結果

動的機能維持評価の結果を次頁以降の表に示す。

5.2 重大事故等対処設備としての評価結果

残留熱除去系ポンプの重大事故等時の状態を考慮した場合の耐震評価結果を以下に示す。発生値は許容限界を満足しており、設計用地震力に対して十分な構造強度及び動的機能を有していることを確認した。

(1) 構造強度評価結果

構造強度評価の結果を次頁以降の表に示す。

(2) 機能維持評価結果

動的機能維持評価の結果を次頁以降の表に示す。

【残留熱除去系ポンプの耐震性についての計算結果】

1. 設計基準対象施設

1.1 設計条件

機器名称	耐震重要度分類	据付場所及び床面高さ(m)	固有周期(s)		弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度		基準地震動 S _s		ポンプ振動による震度	最高使用温度(℃)	周囲環境温度(℃)	最高使用圧力(MPa)	
			水平方向	鉛直方向	水平方向設計震度	鉛直方向設計震度	水平方向設計震度	鉛直方向設計震度				吸込側	吐出側
残留熱除去系ポンプ	S	原子炉建屋 T. M. S. L. -8.2*1	0.041	—*2	C _H =0.58	C _V =0.50	C _H =0.89	C _V =1.02		182	66	1.37	3.43

注記*1：基準床レベルを示す。

*2：固有周期は十分に小さく計算は省略する。

1.2 機器要目

(1) ボルト

部材	m _i (kg)	D _i (mm)	d _i (mm)	A _{b i} (mm ²)	n _i	n _{f i}	M _p (N・mm)	S _{y i} (MPa)	S _{u i} (MPa)	F _i (MPa)	F _i [*] (MPa)
基礎ボルト (i=1)					24	24	—				
ポンプ取付ボルト (i=2)					36	36	3.438×10 ⁶				
原動機台取付ボルト (i=3)					16	16	3.438×10 ⁶				
原動機取付ボルト (i=4)					8	8	3.438×10 ⁶				

注記*1：最高使用温度で算出

*2：周囲環境温度で算出

(2) バレルケーシング、コラムパイプ

部材	S (MPa)	S _y (MPa)	S _u (MPa)	D _c (mm)	t (mm)
バレルケーシング	—			1200	19
コラムパイプ	—				

注記*：最高使用温度で算出

H _p (μm)	N (rpm)

1.3 計算数値

(1) ボルトに作用する力

部材	M _i (N・mm)		F _{bi} (N)		Q _{bi} (N)	
	弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度	基準地震動 S _s	弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度	基準地震動 S _s	弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度	基準地震動 S _s
基礎ボルト (i=1)						
ポンプ取付ボルト (i=2)						
原動機台取付ボルト (i=3)						
原動機取付ボルト (i=4)						

(2) バレルケーシング, コラムパイプに作用する力 (単位: N・mm)

部材	M	
	弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度	基準地震動 S _s
バレルケーシング		
コラムパイプ		

1.4 結論

1.4.1 固有周期 (単位: s)

モード	固有周期
水平 1次	T _{H1} =0.041
鉛直 1次	—*

注記*: 固有周期は十分に小さく計算は省略する。

1.4.2 ボルトの応力 (単位: MPa)

部材	材料	応力	弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度		基準地震動 S _s	
			算出応力	許容応力	算出応力	許容応力
			基礎ボルト (i=1)	引張り	$\sigma_{b1}=3$	$f_{ts1}=491^*$
せん断	$\tau_{b1}=2$	$f_{sb1}=378$	$\tau_{b1}=2$		$f_{sb1}=378$	
ポンプ取付ボルト (i=2)	引張り	$\sigma_{b2}=4$	$f_{ts2}=456^*$	$\sigma_{b2}=7$	$f_{ts2}=456^*$	
		せん断	$\tau_{b2}=2$	$f_{sb2}=351$	$\tau_{b2}=2$	$f_{sb2}=351$
原動機台取付ボルト (i=3)	引張り	$\sigma_{b3}=23$	$f_{ts3}=444^*$	$\sigma_{b3}=41$	$f_{ts3}=444^*$	
		せん断	$\tau_{b3}=7$	$f_{sb3}=342$	$\tau_{b3}=9$	$f_{sb3}=342$
原動機取付ボルト (i=4)	引張り	$\sigma_{b4}=19$	$f_{ts4}=455^*$	$\sigma_{b4}=41$	$f_{ts4}=455^*$	
		せん断	$\tau_{b4}=12$	$f_{sb4}=350$	$\tau_{b4}=16$	$f_{sb4}=350$

すべて許容応力以下である。

注記*: $f_{tsi} = \text{Min}[1.4 \cdot f_{toi} - 1.6 \cdot \tau_{bi}, f_{toi}]$

1.4.3 バレルケーシング, コラムパイプの応力 (単位: MPa)

部材	材料		一次一般膜応力	
			算出応力	許容応力
バレルケーシング		弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度	$\sigma = 44$	S _a = 191
		基準地震動 S _s	$\sigma = 44$	S _a = 218
コラムパイプ		弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度	$\sigma = 24$	S _a = 191
		基準地震動 S _s	$\sigma = 24$	S _a = 218

すべて許容応力以下である。

1.4.4 動的機能の評価結果

 $(\times 9.8\text{m/s}^2)$

		機能維持評価用加速度*	機能確認済加速度
ポンプ	水平方向	0.74	10.0
	鉛直方向	0.85	1.0
原動機	水平方向	0.74	2.5
	鉛直方向	0.85	1.0

注記*：基準地震動 S_s により定まる応答加速度を設定する。なお、水平方向の機能維持評価用加速度はコラム先端（原動機にあつては軸受部）の応答加速度又は設計用最大応答加速度（ $1.0 \cdot ZPA$ ）のいずれか大きい方を、鉛直方向は設計用最大応答加速度（ $1.0 \cdot ZPA$ ）を設定する。機能維持評価用加速度はすべて機能確認済加速度以下である。

1.5 その他の機器要目

(1) 節点データ

節点番号	節点座標 (mm)		
	x	y	z
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			
11			
12			
13			
14			
15			
16			
17			
18			
19			
20			
21			
22			
23			
31			
32			
33			
34			
35			
36			
37			
38			
39			
40			
41			
42			
43			
44			
45			
51			
52			
53			
54			
55			

(続き)

56			
57			
58			
59			
60			
61			
62			
63			
64			
65			
66			
67			
68			
69			
70			
71			

(2) 要素の断面性状

断面特性番号 (要素番号)	要素両端の節点 番号	材料 番号	断面積 (mm ²)	断面二次 モーメント (mm ⁴)	断面二次 極モーメント (mm ⁴)
1	1-2	91		1.352×10^{10}	—
2	2-3	91		1.352×10^{10}	—
3	3-4	91		1.352×10^{10}	—
4	4-5	91		1.352×10^{10}	—
5	5-6	91		1.352×10^{10}	—
6	6-7	91		1.352×10^{10}	—
7	7-8	91		1.352×10^{10}	—
8	8-9	91		1.352×10^{10}	—
9	9-10	91		1.352×10^{10}	—
10	10-11	91		5.181×10^{10}	—
11	11-12	91		1.370×10^{12}	—
12	12-13	91		3.841×10^{11}	—
13	13-14	91		2.879×10^{10}	—
14	14-15	91		2.879×10^{10}	—
15	15-16	91		2.879×10^{10}	—
16	16-17	91		1.582×10^{11}	—
17	17-18	91		2.724×10^{10}	—
18	18-19	91		2.724×10^{10}	—
19	19-20	91		2.724×10^{10}	—
20	20-21	94		2.590×10^{10}	—
21	21-22	94		2.080×10^{10}	—
22	22-23	94		9.930×10^8	—

(続き)

31	31-32	91		8.052×10^7	—
32	32-33	91		5.506×10^{10}	—
33	33-34	91		2.398×10^9	—
34	34-35	91		6.945×10^9	—
35	35-36	91		1.522×10^{10}	—
36	36-37	91		3.422×10^{10}	—
37	37-38	91		5.573×10^8	—
38	38-39	91		8.258×10^8	—
39	39-40	91		1.294×10^9	—
40	40-41	91		1.294×10^9	—
41	41-42	91		1.294×10^9	—
42	42-43	91		1.294×10^9	—
43	43-44	91		1.294×10^9	—
44	44-45	91		1.294×10^9	—
51	51-52	93		6.362×10^5	—
52	52-53	93		1.179×10^6	—
53	53-54	93		1.179×10^6	—
54	54-55	93		2.944×10^6	—
55	55-56	93		1.912×10^6	—
56	56-57	93		3.080×10^6	—
57	57-58	93		3.080×10^6	—
58	58-59	93		4.528×10^6	—
59	59-60	93		4.909×10^6	—
60	60-61	93		4.909×10^6	—
61	61-62	93		4.909×10^6	—
62	62-63	93		4.909×10^6	—
63	63-64	93		4.909×10^6	—
64	64-65	93		4.528×10^6	—
65	65-66	93		4.528×10^6	—
66	66-67	93		1.638×10^6	—
67	67-68	93		2.895×10^7	—
68	68-69	94		5.920×10^6	—
69	69-70	94		4.490×10^7	—
70	70-71	94		1.890×10^7	—

(3) ばね結合部の指定

ばねの両端の節点番号		ばね定数
31	51	
34	54	
36	56	
39	59	
44	64	
21	69	
22	70	
4	33	
8	37	
13	42	
16	45	
6	—	
12	—	
12	—	

(4) 節点の質量

節点番号	質量 (kg)
1	
2	
3	
4	
5	
6	
7	
8	
9	
10	
11	
12	
13	
14	
15	
16	
17	
18	
19	
20	
21	
22	
23	
31	
32	
33	
34	
35	
36	
37	
38	
39	
40	
41	
42	
43	
44	
45	
51	
52	
53	
54	
55	
56	

(続き)

57	
58	
59	
60	
61	
62	
63	
64	
65	
66	
67	
68	
69	
70	
71	

(5) 材料物性値

材料番号	温度 (°C)	縦弾性係数 (MPa)	質量密度 (kg/mm ³)	ポアソン比 (-)	材質
91	182			0.3	
93	182			0.3	
94	66			0.3	

2. 重大事故等対処設備

2.1 設計条件

機器名称	設備分類	据付場所及び床面高さ(m)	固有周期(s)		弾性設計用地震動 S d 又は静的震度		基準地震動 S s		ポンプ振動による震度	最高使用温度(°C)	周囲環境温度(°C)	最高使用圧力(MPa)	
			水平方向	鉛直方向	水平方向設計震度	鉛直方向設計震度	水平方向設計震度	鉛直方向設計震度				吸込側	吐出側
残留熱除去系ポンプ	常設/防止(D B 拡張)	原子炉建屋 T.M.S.L.-8.2*1	0.041	—*2	—	—	C _H =0.89	C _V =1.02		182	100	1.37	3.43

注記*1: 基準床レベルを示す。

*2: 固有周期は十分に小さく計算は省略する。

2.2 機器要目

(1) ボルト

部材	m _i (kg)	D _i (mm)	d _i (mm)	A _{b i} (mm ²)	n _i	n _{f i}	M _p (N・mm)	S _{y i} (MPa)	S _{u i} (MPa)	F _i (MPa)	F _i * (MPa)
基礎ボルト (i=1)					24	24	—			—	
ポンプ取付ボルト (i=2)					36	36	3.438×10 ⁶			—	
原動機台取付ボルト (i=3)					16	16	3.438×10 ⁶			—	
原動機取付ボルト (i=4)					8	8	3.438×10 ⁶			—	

注記*1: 最高使用温度で算出

*2: 周囲環境温度で算出

(2) パレルケーシング, コラムパイプ

部材	S (MPa)	S _y (MPa)	S _u (MPa)	D _c (mm)	t (mm)
パレルケーシング	—	—		1200	19
コラムパイプ	—	—			

注記*: 最高使用温度で算出

H _p (μm)	N (rpm)

2.3 計算数値

(1) ボルトに作用する力

部材	M _i (N・mm)		F _{bi} (N)		Q _{bi} (N)	
	弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度	基準地震動 S _s	弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度	基準地震動 S _s	弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度	基準地震動 S _s
基礎ボルト (i=1)	—		—		—	
ポンプ取付ボルト (i=2)	—		—		—	
原動機台取付ボルト (i=3)	—		—		—	
原動機取付ボルト (i=4)	—		—		—	

(2) バレルケーシング, コラムパイプに作用する力 (単位: N・mm)

部材	M	
	弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度	基準地震動 S _s
バレルケーシング	—	
コラムパイプ	—	

2.4 結論

2.4.1 固有周期 (単位: s)

モード	固有周期
水平 1次	T _{H1} =0.041
鉛直 1次	—*

注記*: 固有周期は十分に小さく計算は省略する。

2.4.2 ボルトの応力

(単位: MPa)

部材	材料	応力	弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度		基準地震動 S _s	
			算出応力	許容応力	算出応力	許容応力
			基礎ボルト (i=1)	引張り	—	—
	せん断	—	—	τ _{b1} =2	f _{sb1} =365	
ポンプ取付ボルト (i=2)	引張り	—	—	σ _{b2} =7	f _{ts2} =456*	
	せん断	—	—	τ _{b2} =2	f _{sb2} =351	
原動機台取付ボルト (i=3)	引張り	—	—	σ _{b3} =41	f _{ts3} =444*	
	せん断	—	—	τ _{b3} =9	f _{sb3} =342	
原動機取付ボルト (i=4)	引張り	—	—	σ _{b4} =41	f _{ts4} =444*	
	せん断	—	—	τ _{b4} =16	f _{sb4} =342	

すべて許容応力以下である。

注記*: f_{tsi}=Min[1.4・f_{toi}-1.6・τ_{bi}, f_{toi}]

2.4.3 バレルケーシング, コラムパイプの応力

(単位: MPa)

部材	材料		一次一般膜応力	
			算出応力	許容応力
バレルケーシング		弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度	—	—
		基準地震動 S _s	σ=44	S _a =218
コラムパイプ		弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度	—	—
		基準地震動 S _s	σ=24	S _a =218

すべて許容応力以下である。

2.4.4 動的機能の評価結果

 $(\times 9.8\text{m/s}^2)$

		機能維持評価用加速度*	機能確認済加速度
ポンプ	水平方向	0.74	10.0
	鉛直方向	0.85	1.0
原動機	水平方向	0.74	2.5
	鉛直方向	0.85	1.0

注記*：基準地震動 S_s により定まる応答加速度を設定する。なお、水平方向の機能維持評価用加速度はコラム先端（原動機にあつては軸受部）の応答加速度又は設計用最大応答加速度（ $1.0 \cdot ZPA$ ）のいずれか大きい方を、鉛直方向は設計用最大応答加速度（ $1.0 \cdot ZPA$ ）を設定する。機能維持評価用加速度はすべて機能確認済加速度以下である。

2.5 その他の機器要目
 (1) 節点データ

節点番号	節点座標 (mm)		
	x	y	z
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			
11			
12			
13			
14			
15			
16			
17			
18			
19			
20			
21			
22			
23			
31			
32			
33			
34			
35			
36			
37			
38			
39			
40			
41			
42			
43			
44			
45			
51			
52			
53			
54			
55			

(続き)

56			
57			
58			
59			
60			
61			
62			
63			
64			
65			
66			
67			
68			
69			
70			
71			

(2) 要素の断面性状

断面特性番号 (要素番号)	要素両端の節点 番号	材料 番号	断面積 (mm ²)	断面二次 モーメント (mm ⁴)	断面二次 極モーメント (mm ⁴)
1	1-2	91		1.352×10^{10}	—
2	2-3	91		1.352×10^{10}	—
3	3-4	91		1.352×10^{10}	—
4	4-5	91		1.352×10^{10}	—
5	5-6	91		1.352×10^{10}	—
6	6-7	91		1.352×10^{10}	—
7	7-8	91		1.352×10^{10}	—
8	8-9	91		1.352×10^{10}	—
9	9-10	91		1.352×10^{10}	—
10	10-11	91		5.181×10^{10}	—
11	11-12	91		1.370×10^{12}	—
12	12-13	91		3.841×10^{11}	—
13	13-14	91		2.879×10^{10}	—
14	14-15	91		2.879×10^{10}	—
15	15-16	91		2.879×10^{10}	—
16	16-17	91		1.582×10^{11}	—
17	17-18	91		2.724×10^{10}	—
18	18-19	91		2.724×10^{10}	—
19	19-20	91		2.724×10^{10}	—
20	20-21	94		2.590×10^{10}	—
21	21-22	94		2.080×10^{10}	—
22	22-23	94		9.930×10^8	—

(続き)

31	31-32	91		8.052×10^7	—
32	32-33	91		5.506×10^{10}	—
33	33-34	91		2.398×10^9	—
34	34-35	91		6.945×10^9	—
35	35-36	91		1.522×10^{10}	—
36	36-37	91		3.422×10^{10}	—
37	37-38	91		5.573×10^8	—
38	38-39	91		8.258×10^8	—
39	39-40	91		1.294×10^9	—
40	40-41	91		1.294×10^9	—
41	41-42	91		1.294×10^9	—
42	42-43	91		1.294×10^9	—
43	43-44	91		1.294×10^9	—
44	44-45	91		1.294×10^9	—
51	51-52	93		6.362×10^5	—
52	52-53	93		1.179×10^6	—
53	53-54	93		1.179×10^6	—
54	54-55	93		2.944×10^6	—
55	55-56	93		1.912×10^6	—
56	56-57	93		3.080×10^6	—
57	57-58	93		3.080×10^6	—
58	58-59	93		4.528×10^6	—
59	59-60	93		4.909×10^6	—
60	60-61	93		4.909×10^6	—
61	61-62	93		4.909×10^6	—
62	62-63	93		4.909×10^6	—
63	63-64	93		4.909×10^6	—
64	64-65	93		4.528×10^6	—
65	65-66	93		4.528×10^6	—
66	66-67	93		1.638×10^6	—
67	67-68	93		2.895×10^7	—
68	68-69	94		5.920×10^6	—
69	69-70	94		4.490×10^7	—
70	70-71	94		1.890×10^7	—

(3) ばね結合部の指定

ばねの両端の節点番号		ばね定数
31	51	
34	54	
36	56	
39	59	
44	64	
21	69	
22	70	
4	33	
8	37	
13	42	
16	45	
6	—	
12	—	
12	—	

(4) 節点の質量

節点番号	質量 (kg)
1	
2	
3	
4	
5	
6	
7	
8	
9	
10	
11	
12	
13	
14	
15	
16	
17	
18	
19	
20	
21	
22	
23	
31	
32	
33	
34	
35	
36	
37	
38	
39	
40	
41	
42	
43	
44	
45	
51	
52	
53	
54	
55	
56	

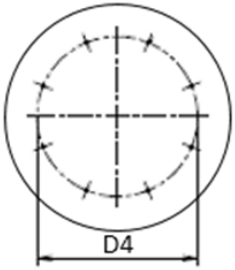
(続き)

57	
58	
59	
60	
61	
62	
63	
64	
65	
66	
67	
68	
69	
70	
71	

(5) 材料物性値

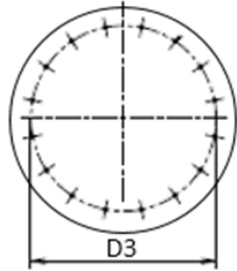
材料番号	温度 (°C)	縦弾性係数 (MPa)	質量密度 (kg/mm ³)	ポアソン比 (—)	材質
91	182			0.3	
93	182			0.3	
94	100			0.3	

原動機取付ボルト



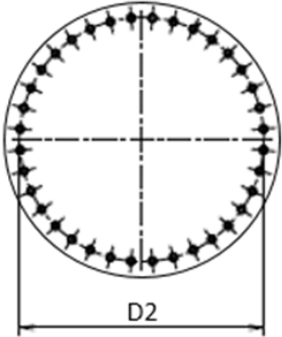
A~A矢視図

原動機台取付ボルト



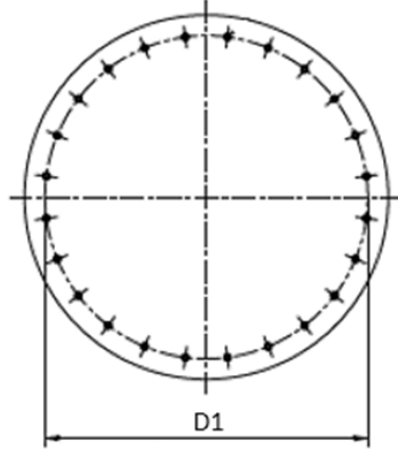
B~B矢視図

ポンプ取付ボルト

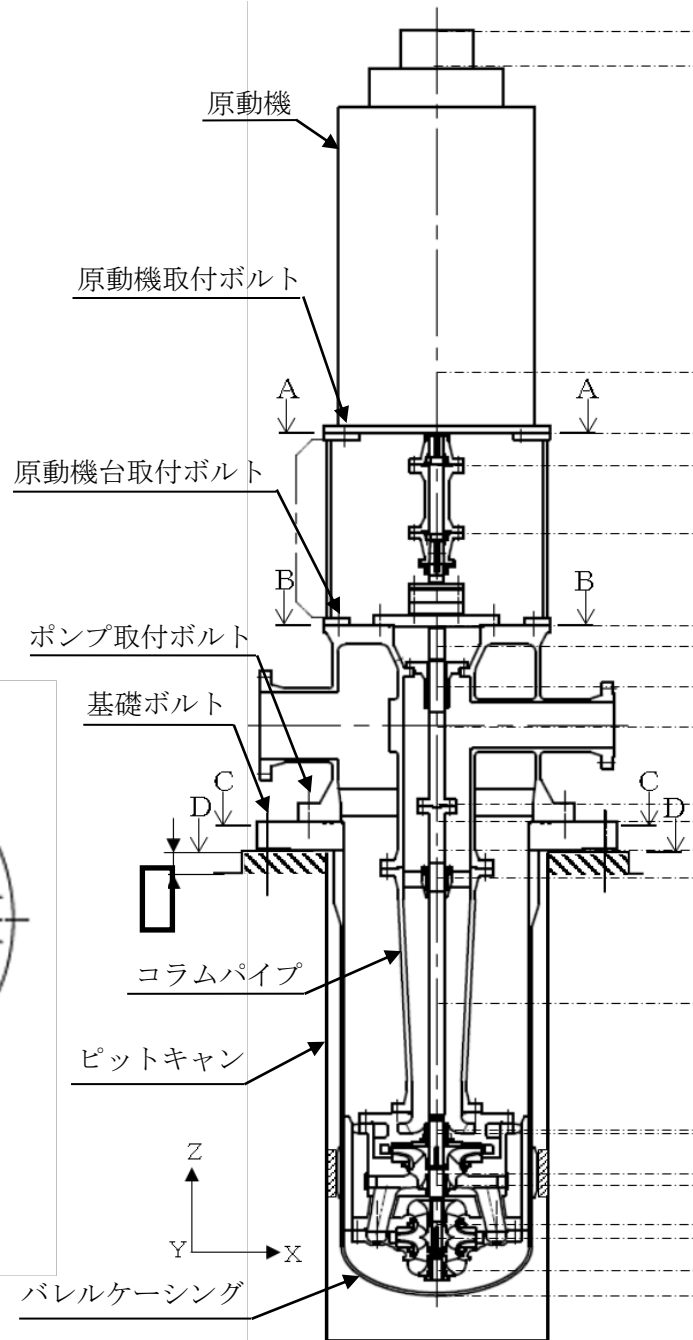


C~C矢視図

基礎ボルト



D~D矢視図



バレル系

コラム系

シャフト系

VI-2-5-3-1-3 残留熱除去系ストレーナの耐震性についての計算書

設計基準対象施設

目 次

1. 概要	1
2. 一般事項	1
2.1 構造計画	1
2.2 評価方針	3
2.3 適用規格・基準等	4
2.4 記号の説明	5
2.5 計算精度と数値の丸め方	8
3. 評価部位	9
4. 地震応答解析及び構造強度評価	12
4.1 地震応答解析及び構造強度評価方法	12
4.2 荷重の組合せ及び許容応力	12
4.2.1 荷重の組合せ及び許容応力状態	12
4.2.2 許容応力	12
4.2.3 使用材料の許容応力評価条件	12
4.2.4 設計荷重	17
4.3 解析モデル及び諸元	19
4.4 固有周期	20
4.5 設計用地震力	21
4.6 計算方法	22
4.6.1 応力評価	22
4.6.2 応力評価点	22
4.6.3 応力計算方法	22
4.7 各応力評価部位に加わる最大荷重	25
4.7.1 組合せ荷重の計算	26
4.7.2 多孔プレートに加わる荷重	28
4.7.3 コアチューブに加わる荷重	36
4.7.4 アウターリム及びインナーギャップからエンドディスク面に加わる荷重	48
4.7.5 アウターリム及びインナーギャップから中間ディスク面に加わる荷重	53
4.8 応力の計算	58
4.8.1 多孔プレートの評価方法	58
4.8.2 エンドコアの多孔プレートに発生する応力	59
4.8.3 エンドディスクの多孔プレートに発生する応力	64
4.8.4 中間ディスクの多孔プレートに発生する応力	71
4.8.5 アウターリムの多孔プレートに発生する応力	76
4.8.6 インナーギャップの多孔プレートに発生する応力	78

目 次 (続き)

4.8.7	コアチューブの評価部位に発生する応力	80
4.8.8	フランジに発生する応力	81
4.8.9	ストレーナ取付部ボルトに発生する応力	83
4.9	計算条件	85
4.10	応力の評価	85
4.11	設計・建設規格における材料の規定によらない場合の評価	86
4.11.1	コアチューブ材料の評価結果	86
4.11.2	多孔プレート・フランジ材料の評価結果	87
4.11.3	ストレーナ取付部ボルト材料の評価結果	88
5.	評価結果	89
6.	引用文献	89
	添付資料	96
1.	ラジアル補剛材の配置諸元	96
1.1	ラジアル補剛材の配置角度	96
1.2	ラジアル補剛材の等価受圧長さ	96
2.	アウターリム部の等価受圧長さとコアチューブ部の等価受圧長さ	97
2.1	アウターリム部の等価受圧長さ	97
2.2	コアチューブ部の等価受圧長さ	97
3.	内面からの荷重の評価エリア	98

1. 概要

本計算書は、技術基準規則の解釈第 17 条 4 において記載される「非常用炉心冷却設備又は格納容器熱除去設備に係るろ過装置の性能評価等について（内規）」（平成 20・02・12 原院第 5 号（平成 20 年 2 月 27 日原子力安全・保安院制定））及びVI-2-1-9「機能維持の基本方針」にて設定している構造強度の設計方針に基づき、残留熱除去系ストレーナが設計用地震力に対して十分な構造強度を有していることを説明するものである。その耐震評価は残留熱除去系ストレーナの応力評価により行う。

残留熱除去系ストレーナは、設計基準対象施設においてはSクラス施設に分類される。以下、設計基準対象施設としての構造強度評価を示す。

2. 一般事項

2.1 構造計画

残留熱除去系ストレーナの構造計画を表 2-1 に示す。

表 2-1 構造計画

計画の概要		概略構造図
基礎・支持構造	主体構造	
<p>ストレーナはサブプレッションプール内に水没された状態で設置されており、原子炉格納容器貫通部に取り付けられたティーにフランジ及びストレーナ取付部ボルトにより据え付けられる。</p>	<p>外径 <input type="text"/> mm, 長さ <input type="text"/> mm の多孔プレート、円筒ディスクと鋼管で構成される鋼製構造物である。</p>	<p>(単位: mm)</p>

2.2 評価方針

残留熱除去系ストレーナの応力評価は、「非常用炉心冷却設備又は格納容器熱除去設備に係るろ過装置の性能評価等について（内規）」（平成20・02・12原院第5号（平成20年2月27日原子力安全・保安院制定））及びVI-2-1-9「機能維持の基本方針」に基づき設定した荷重及び荷重の組合せ並びに許容限界に基づき、「2.1 構造計画」にて示す残留熱除去系ストレーナの部位を踏まえ「3. 評価部位」にて設定する箇所において、「4.3 解析モデル及び諸元」及び「4.4 固有周期」で算出した固有周期に基づく設計用地震力による応力等が許容限界内に収まることを、「4. 地震応答解析及び構造強度評価」にて示す方法にて確認することで実施する。確認結果を「5. 評価結果」に示す。

残留熱除去系ストレーナの耐震評価フローを図2-1に示す。

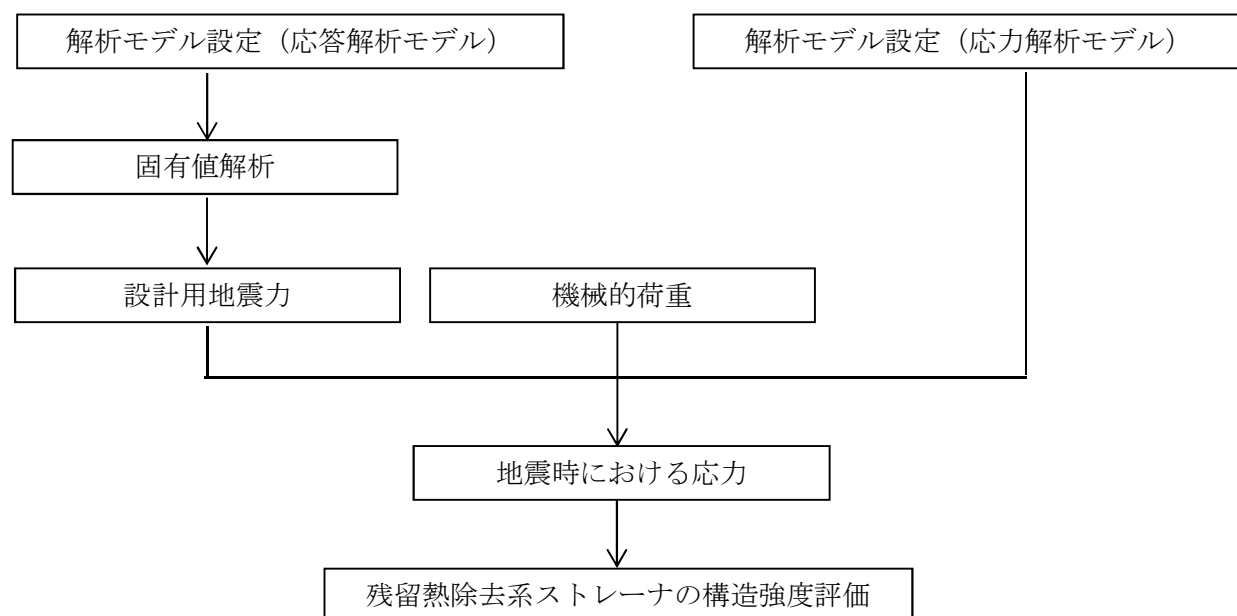


図2-1 残留熱除去系ストレーナの耐震評価フロー

2.3 適用規格・基準等

本評価において適用する規格・基準等を以下に示す。

- ・原子力発電所耐震設計技術指針 重要度分類・許容応力編 J E A G 4 6 0 1 ・補-1984 ((社) 日本電気協会)
- ・原子力発電所耐震設計技術指針 J E A G 4 6 0 1 -1987 ((社) 日本電気協会)
- ・原子力発電所耐震設計技術指針 J E A G 4 6 0 1 -1991 追補版 ((社) 日本電気協会)
- ・発電用原子力設備規格 設計・建設規格 ((社) 日本機械学会, 2005/2007) (以下「設計・建設規格」という。)
- ・非常用炉心冷却設備又は格納容器熱除去設備に係るろ過装置の性能評価等について (内規) (平成 20・02・12 原院第 5 号 (平成 20 年 2 月 27 日原子力安全・保安院制定))

2.4 記号の説明

計算書の記号	記号の説明	単位
A	断面積	mm ²
a. back	計算に使用する矩形平板の短辺の長さ	mm
Aproj	実効面積	mm ²
ass	Ss 地震時の設計震度	—
asd	Sd 地震時の設計震度	—
b. back	計算に使用する矩形平板の長辺の長さ	mm
B2	応力係数	—
C	組合せ等価圧力荷重	kPa
Crivet	リベット頭部の半径	mm
Cd	定常ドラッグ係数	—
CG	重心位置	mm
d	孔径	mm
DP	ストレーナ差圧荷重	kPa
Eecc	コアチューブとディスクの中心間距離	mm
Eeff	等価縦弾性係数	MPa
F	荷重	N
Ft	ストレーナ取付部ボルトに発生する軸力	N
Fi. tube. 1	コアチューブ最終列位置に作用する荷重 (i=x, y, z)	N
Fi. tube. 2	コアチューブ第一列位置に作用する荷重 (i=x, y, z)	N
Fi. tube. 3	コアチューブフランジ接触面に作用する荷重 (i=x, y, z)	N
h	孔の間の最小間隙	mm
IR	内半径	mm
Kpp	応力増倍率	—
ℓ	ストレーナ取付部ボルトにかかるモーメントアーム長さ	mm
L	長さ	mm
Ls	補剛材長さ	mm
M	モーメント	N・mm
MASS	水力学的質量	N
Mi. tube. 1	コアチューブ最終列位置にかかるモーメント (i=x, y, z)	N・mm
Mi. tube. 2	コアチューブ第一列位置にかかるモーメント (i=x, y, z)	N・mm
Mi. tube. 3	コアチューブフランジ接触面にかかるモーメント (i=x, y, z)	N・mm
Mback	多孔プレート内面にかかる単位長さ当りのモーメント	N・mm/mm
Mxback	多孔プレート内面にかかる単位長さ当りのモーメント (x 方向)	N・mm/mm
Myback	多孔プレート内面にかかる単位長さ当りのモーメント (y 方向)	N・mm/mm

計算書の記号	記号の説明	単位
OD	外径	mm
P	孔間のピッチ	mm
q	等価圧力	kPa
S2	補剛材有効断面係数	mm ³
SA _{tot}	ストレーナの有効表面積	mm ²
S _{ct}	コアチューブ断面係数	mm ³
S _s	基準地震動 S _s により定まる地震力	—
S _d *	弾性設計用地震動 S _d により定まる地震力または静的地震力	—
S _d	弾性設計用地震動 S _d により定まる地震力	—
SRV	逃がし安全弁作動時荷重	N/m ²
SRV _{drag}	逃がし安全弁作動時定常ドラッグ荷重	N/m ²
SRVP	逃がし安全弁作動時圧力荷重	N/m ²
t	多孔プレートの厚さ	mm
t _{flan}	フランジ板厚	mm
u	計算上の変数	—
U	計算上の変数	—
V _{drag}	加速度ドラッグ体積	m ³
W	ディスク幅	mm
W _D	異物の自重による異物荷重	N
W _{M1}	ストレーナの慣性質量 (デブリ質量を不含)	N
W _{M2}	ストレーナの慣性質量 (デブリ質量を含む)	N
W _T	ストレーナの自重による荷重	N
W _t	質量	N
ν eff	等価ポアソン比	—
α	係数	—
β	係数	—
γ	水の比重量	N/m ³
π	円周率	—
σ b	一次一般膜+曲げ応力	MPa
σ bolt	ストレーナ取付部ボルトの引張応力	MPa
σ ct	コアチューブに発生する応力	MPa
σ m	一次一般膜応力	MPa
σ back	内面より加わる荷重による応力	MPa
σ front	外面より加わる荷重による応力	MPa
σ pl	多孔プレート表面の応力	MPa
σ r	フランジ部曲げ応力	MPa

計算書の記号	記号の説明	単位
Ψ	計算上の変数	—
bolt	ストレーナ取付部ボルト	—
disk	エンドディスク及び中間ディスク	—
endcore	エンドコア	—
enddisk/end	エンドディスク	—
face	多孔プレート面	—
flan	フランジ	—
G3	許容応力Ⅲ _A S状態	—
G4	許容応力Ⅳ _A S状態	—
gap	インナーギャップ	—
int	中間補剛材	—
lat	軸直角方向	—
middisk/mid	中間ディスク	—
rad.stfnr	ラジアル補剛材	—
rim	アウターリム	—
strnr	ストレーナディスク部	—
stub	コアチューブスタブ	—
total	ストレーナ部全体	—
tube/ct/per. tube	コアチューブ	—
wire	ワイヤー	—
x	水平方向	—
y	鉛直方向	—
z	軸方向	—

注：ここで定義されない記号については、各計算の項目において説明する。

2.5 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 2-2 に示すとおりとする。

表 2-2 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
固有周期	s	小数点以下第 4 位	四捨五入	小数点以下第 3 位
震度	—	小数点以下第 3 位	切上げ	小数点以下第 2 位
圧力	MPa/kPa	小数点以下第 3 位	四捨五入	小数点以下第 2 位 ^{*1}
温度	℃	—	—	整数位
質量	kg	—	—	整数位
長さ	mm	小数点以下第 2 位	—	小数点以下第 1 位 ^{*2}
面積	mm ²	有効数字 5 桁目	四捨五入	有効数字 4 桁 ^{*3}
モーメント	N・mm	有効数字 5 桁目	四捨五入	有効数字 4 桁 ^{*3}
力	N	有効数字 5 桁目	四捨五入	有効数字 4 桁 ^{*3}
縦弾性係数	MPa	小数点以下第 1 位	四捨五入	整数位
算出応力	MPa	小数点以下第 1 位	切上げ	整数位
許容応力 ^{*4}	MPa	小数点以下第 1 位	切捨て	整数位

注記*1：必要に応じて小数点以下第 3 位とする。

*2：設計上定める値が小数点以下第 2 位の場合は、小数点以下第 2 位表示とする。

*3：絶対値が 1000 以上のときは、べき数表示とする。

*4：設計・建設規格 付録材料図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 1 位を切り捨て、整数位までの値とする。

3. 評価部位

残留熱除去系ストレーナの耐震評価は、「4.1 地震応答解析及び構造強度評価方法」に示す条件に基づき、主要部品であるエンドコア、エンドディスク、中間ディスク、アウターリム、インナーギャップ、コアチューブ、フランジ及びストレーナ取付部ボルトについて実施する。

残留熱除去系ストレーナの取付状況、形状及び主要寸法及び構造概要を図 3-1、図 3-2 及び図 3-3 に示す。

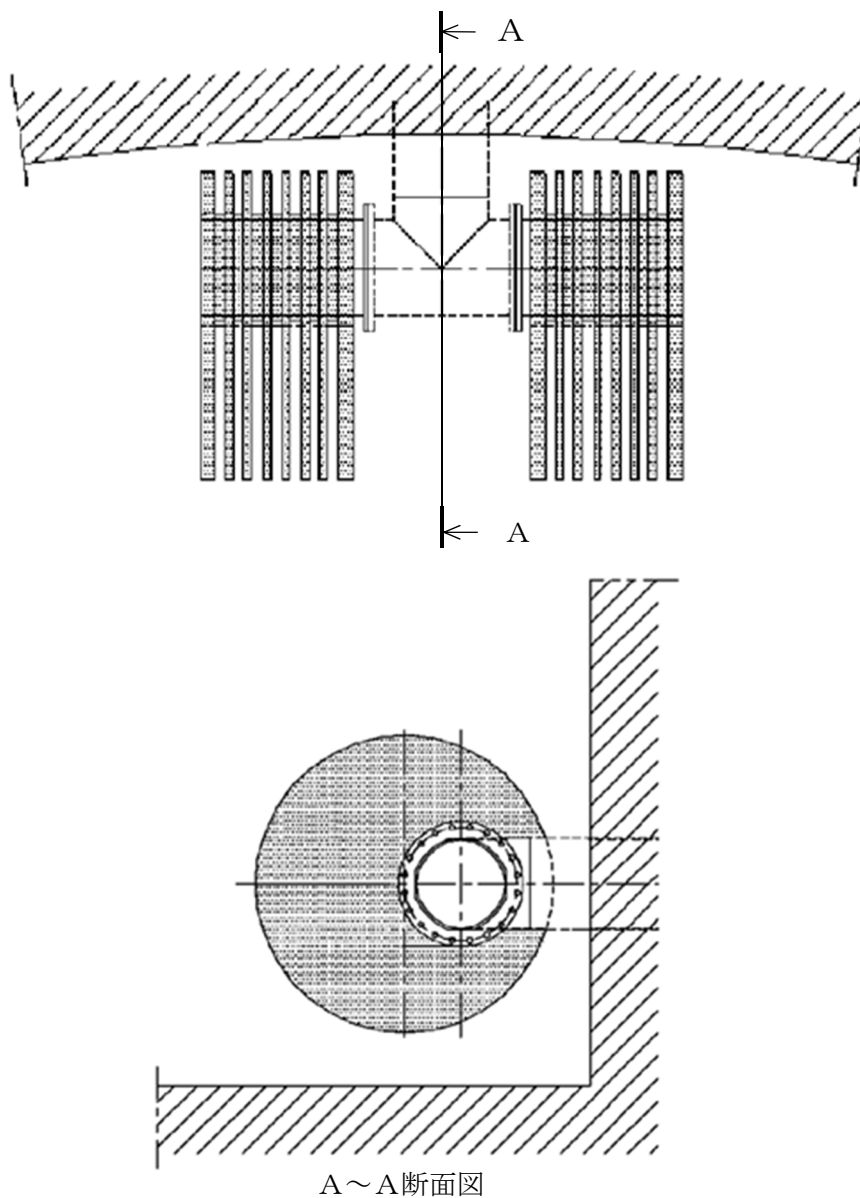
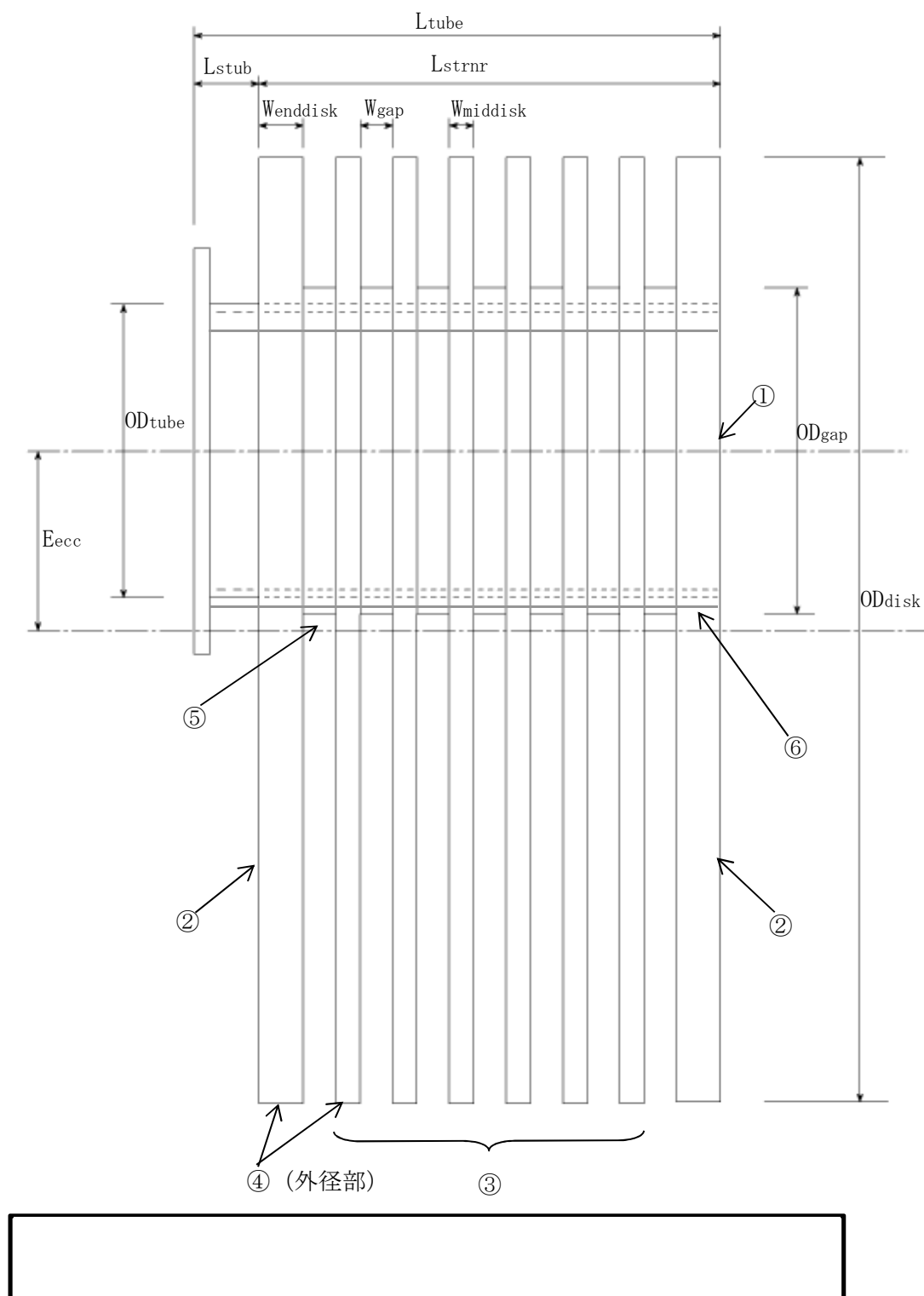


図 3-1 残留熱除去系ストレーナの取付状況



- ① エンドコア, ② エンドディスク, ③ 中間ディスク
- ④ アウターリム, ⑤ インナーギャップ, ⑥ コアチューブ
- (①, ②, ③, ④, ⑤は多孔プレート形状である。)

図 3-2 残留熱除去系ストレーナの形状及び主要寸法 (単位: mm)

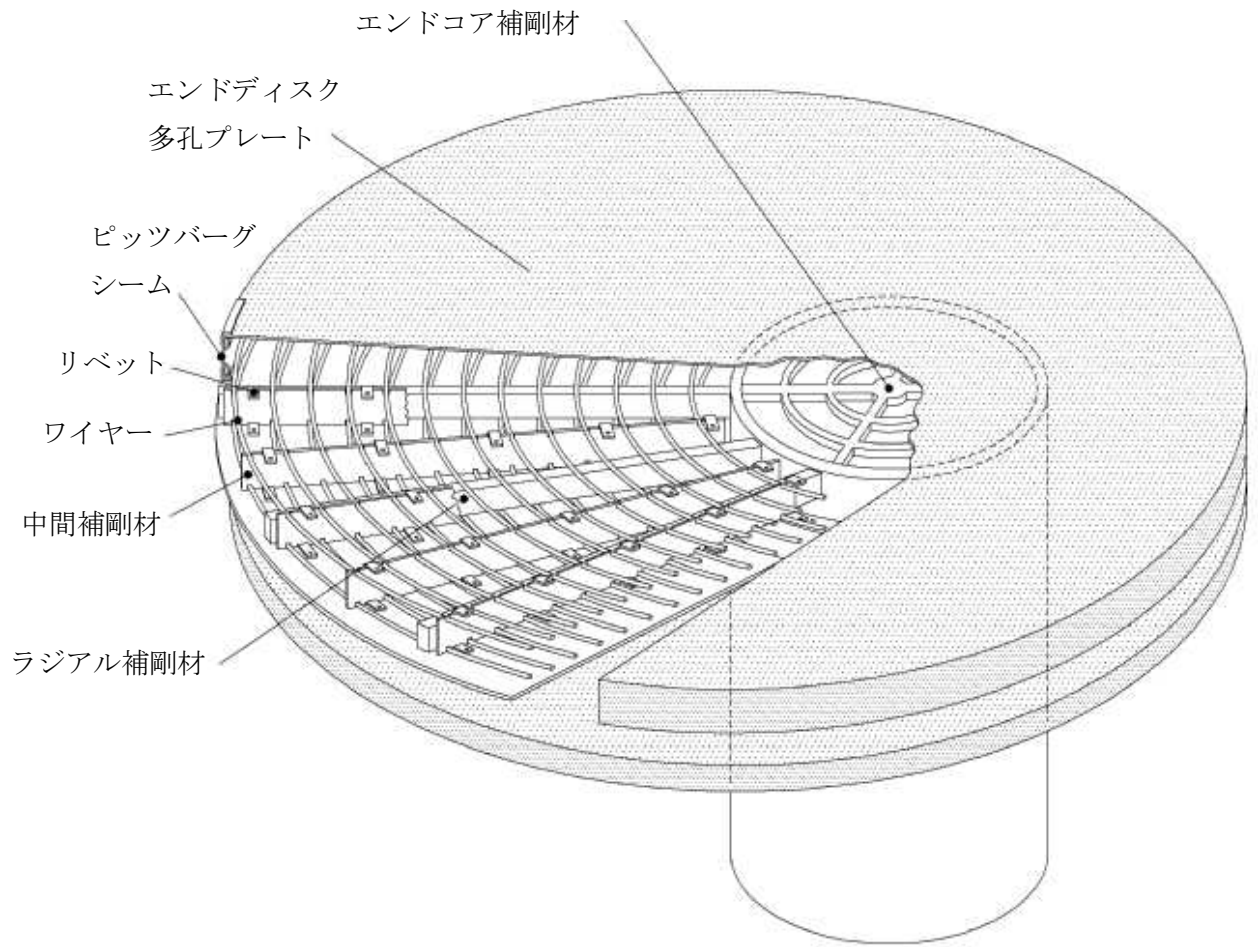


図 3-3 残留熱除去系ストレーナの構造概要

4. 地震応答解析及び構造強度評価

4.1 地震応答解析及び構造強度評価方法

- (1) 残留熱除去系ストレーナの質量には、ストレーナに付着する異物量を考慮し、荷重の算出において組み合わせるものとする。
- (2) 地震力は、残留熱除去系ストレーナに対して軸方向及び軸直角方向（水平／鉛直）に作用するものとする。
- (3) 耐震計算に用いる寸法は、公称値に基づき設定する。

4.2 荷重の組合せ及び許容応力

4.2.1 荷重の組合せ及び許容応力状態

残留熱除去系ストレーナの設計基準対象施設の評価に用いる荷重の組合せ及び許容応力状態を表 4-1 に、荷重の組合せ整理表を表 4-2 に示す。

4.2.2 許容応力

残留熱除去系ストレーナの許容応力は「非常用炉心冷却設備又は格納容器熱除去設備に係るろ過装置の性能評価等について（内規）」（平成 20・02・12 原院第 5 号（平成 20 年 2 月 27 日原子力安全・保安院制定））及び VI-2-1-9「機能維持の基本方針」に基づき表 4-3 及び表 4-4 に示す。

4.2.3 使用材料の許容応力評価条件

残留熱除去系ストレーナの設計基準対象施設の評価に用いる許容応力評価条件を表 4-5 に示す。

なお、各評価部位の使用材料については以下のとおり。

- コアチューブ
- 多孔プレート
- フランジ
- ストレーナ取付部ボルト



表 4-1 荷重の組合せ及び許容応力状態 (設計基準対象施設)

施設区分		機器名称	耐震重要度分類	機器等の区分	荷重の組合せ	許容応力状態
原子炉 冷却系統 施設	残留熱 除去設備	残留熱除去系 ストレーナ	S	クラス 2	$D + P_D + M_D + S d^*$	Ⅲ _A S
					$D + P_L + M_L + S d^*$	Ⅲ _A S
					$D + P_D + M_D + S s$	Ⅳ _A S

表 4-2 荷重の組合せ整理表 (設計基準対象施設)

組合せ No.	運転状態	死荷重	異物荷重	差圧荷重	SRV荷重		LOCA荷重			地震荷重		許容応力状態	
					運転時	中小破断時	プールスウェル	蒸気凝縮(CO)	チャギング(CH)	S d*荷重	S s荷重		
DBA*	DBA-1	運転状態 I	○								○		Ⅲ A S
	DBA-2	運転状態 I	○									○	Ⅳ A S
	DBA-3	運転状態 II	○			○					○		Ⅲ A S
	DBA-4	運転状態 II	○			○						○	Ⅳ A S
	DBA-5	運転状態Ⅳ(L)	○	○	○						○		Ⅲ A S

注記* : 設計基準対象事故時

表4-3 許容応力 (クラス2管)

許容応力状態	許容限界*1		
	一次一般膜応力	一次応力 (曲げ応力を含む)	一次+二次応力*2
ⅢAS	S_y と $0.6 \cdot S_u$ の小さい方 ただし、オーステナイト系ステンレス鋼及び高ニッケル合金については上記値と $1.2 \cdot S$ との大きい方	S_y ただし、オーステナイト系ステンレス鋼及び高ニッケル合金については上記値と $1.2 \cdot S$ との大きい方	弾性設計用地震動 S_d 又は基準地震動 S_s のみによる疲労解析を行い、疲労累積係数が1.0以下であること。 ただし、地震動のみによる一次+二次応力の変動値が $2 \cdot S_y$ 以下であれば、疲労解析は不要。
ⅣAS	$0.6 \cdot S_u$	左欄の1.5倍の値	

注記*1：当該の応力が生じない場合、規格基準で省略可能とされている場合及び他の応力で代表可能である場合は評価を省略する。

*2：二次応力が発生する場合のみ考慮する。

表4-4 許容応力 (クラス2耐圧部テンションボルト)

許容応力状態	許容限界
ⅢAS	$1.5 \cdot S$
ⅣAS	$2 \cdot S$

表 4-5 使用材料の許容応力評価条件 (設計基準対象施設)

評価部材	材料	温度条件 (°C)		S (MPa)	S _y (MPa)	S _u (MPa)	S _y (R T) (MPa)
		コアチューブ		最高使用温度	104		
多孔プレート	最高使用温度	104					
フランジ	最高使用温度	104					
ストレーナ取付部ボルト	最高使用温度	104					

4.2.4 設計荷重

(1) 死荷重

残留熱除去系ストレーナの自重 (W_T) による荷重及び残留熱除去系ストレーナに付着する異物の自重による異物荷重 (W_b) *1 の2つの死荷重を考慮する。

$$\text{残留熱除去系ストレーナの自重 } (W_T) = \boxed{} \text{ N}$$

$$\text{異物荷重 } (W_b) = \boxed{} \text{ N}$$

注記*1：異物荷重は運転状態IVの荷重の組合せ時に考慮する。

(2) 差圧荷重

ストレーナ差圧による荷重*2は、異物付着時の残留熱除去系ストレーナを通しての最大設計差圧より設定し、以下のとおりとする。

$$\text{ストレーナ差圧荷重} = \boxed{} \text{ kPa}$$

注記*2：ストレーナ差圧荷重は運転状態IVの荷重の組合せ時に考慮する。

(3) 水力的動荷重（逃がし安全弁作動時荷重）

逃がし安全弁作動時には、サブプレッションチェンバ内の水中構造物に水力的動荷重が作用する。この荷重については、原子力安全委員会が策定した評価指針「BWR, MARK-II型格納容器圧力抑制系に加わる動荷重の評価指針」（以下「MARK-II動荷重指針」という。）に準じて荷重の評価を実施する。

水力的動荷重は下記の典型的な型で表されるが、逃がし安全弁作動時荷重（以下「SRV荷重」という。）は下記①と③の荷重として評価する。

- ① 定常ドラッグ荷重
- ② 加速度ドラッグ荷重
- ③ 圧力荷重, 圧力パルス荷重

MARK-II動荷重指針に基づき、残留熱除去系ストレーナに加わるSRV荷重を算出した結果を表4-6に示す。表4-6に示した荷重は、考慮すべきSRV荷重が最大となる位置を選定して算出した値であり、地震荷重と組み合わせるSRV荷重のみを記載する。また、残留熱除去系ストレーナは、SRV荷重のうち、水ジェット及び蒸気凝縮過程による荷重については十分小さいため評価対象としない。

なお、最終的な荷重はそれぞれ下記となる。

$$\text{定常ドラッグ荷重 (N)} = \text{SRV荷重 (N/m}^2\text{)} \times \text{実効面積 (m}^2\text{)} \times \text{定常ドラッグ係数 } C_D$$

$$\text{圧力荷重 (N)} = \text{SRV荷重 (N/m}^2\text{)} \times \text{実効面積 (m}^2\text{)}$$

軸方向の圧力荷重は、各ディスクの前列ディスクと後列ディスクで軸方向荷重の1/2ずつを受け持つとし、この荷重をディスク体積比で配分し、軸方向の圧力荷重として作用させる。

軸直角方向（水平／鉛直方向）の圧力荷重は、ストレーナ前面で正圧の荷重を、後面で負圧の荷重を1/2ずつを受け持つとし、ストレーナの全面の投影面積で軸直角方向荷重を除算し、軸直角方向（水平／鉛直方向）の圧力荷重として作用させる。

表4-6 水力的動的荷重（SRV荷重）

荷重名称	軸方向	鉛直方向	水平方向	備考
SRV荷重 (運転時)				定常ドラッグ荷重
				圧力荷重

注：SRV荷重が作用する方向は図4-1を参照

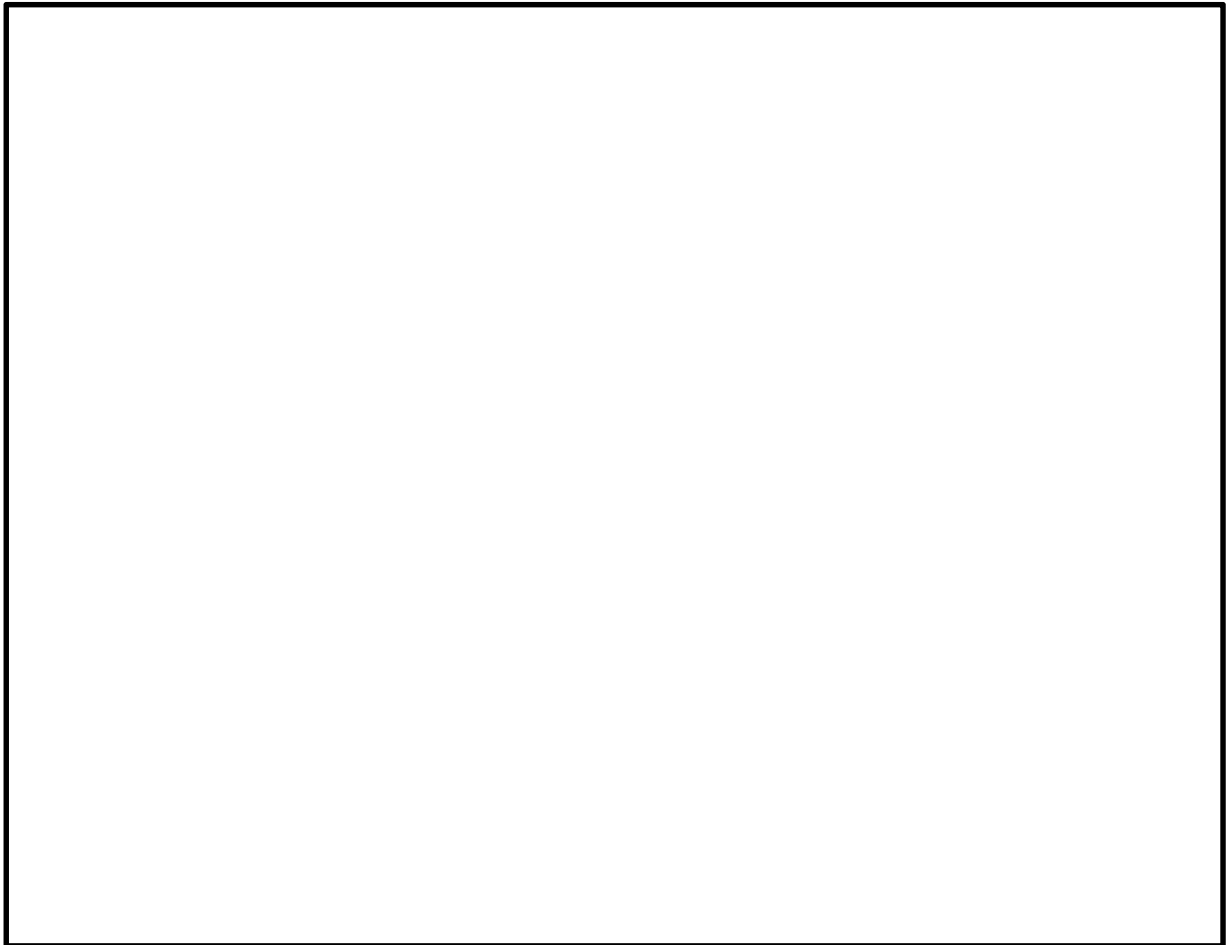


図4-1 SRV荷重の作用方向

4.3 解析モデル及び諸元

残留熱除去系ストレーナの応答解析及び応力評価は、はりモデル及び三次元シェルモデルによる有限要素解析手法を適用する。なお、ストレーナ本体の応力計算に用いた三次元シェルモデルについては、「4.8.5 アウターリムの多孔プレートに発生する応力」及び「4.8.6 インナーギャップの多孔プレートに発生する応力」で説明する。本項においては、ストレーナから原子炉格納容器貫通部までをモデル化したはりモデル（以下「応答解析モデル」という。）について説明する。

残留熱除去系ストレーナの応答解析モデルを図4-2に、解析モデルの概要を以下に示す。また、機器の諸元を本計算書の【残留熱除去系ストレーナの耐震性についての計算結果】の機器要目に示す。

- (1) 応答解析モデルではストレーナから原子炉格納容器貫通部までをはり要素を用いた有限要素モデルとしてモデル化して解析を行い、荷重を算出する。
- (2) ストレーナ部ティーと原子炉格納容器貫通部は溶接構造で取り付けられており、付根部は完全拘束とする。
- (3) 各部の質量は、ストレーナ部ティー及び原子炉格納容器貫通部については分布荷重として、ストレーナについては図4-2の△部に集中質量を与える。
- (4) 本設備はサプレッションプールに水没している機器であるため、応答解析では内包水の影響を加味し、質量に含める。また、異物の質量も応答解析において考慮する。
- (5) 解析コードは「I S A P」及び「M S C N A S T R A N」を使用し、固有値及び荷重を求める。なお、評価に用いる解析コードの検証及び妥当性確認等の概要については、別紙「計算機プログラム（解析コード）の概要」に示す。

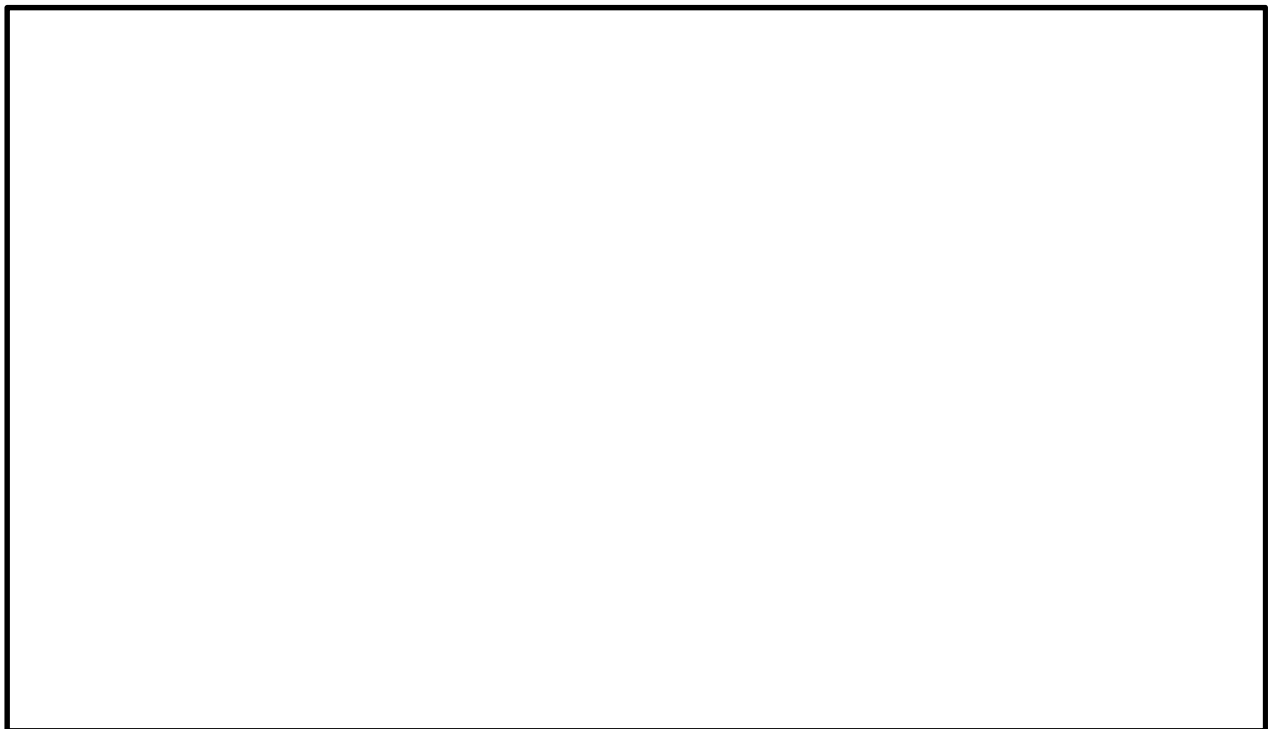


図4-2 応答解析モデル

4.4 固有周期

固有値解析の結果を表 4-7 に示す。固有周期は、0.05 秒以下であり、剛であることを確認した。

表 4-7 固有値解析結果

モード	卓越方向	固有周期 (s)	水平方向刺激係数		鉛直方向 刺激係数
			X方向	Y方向	
1次	水平	0.029	—	—	—

4.5 設計用地震力

評価に用いる設計用地震力を表 4-8 に示す。

「弾性設計用地震動 S_d 又は静的震度」及び「基準地震動 S_s 」による地震力は、VI-2-1-7「設計用床応答曲線の作成方針」に基づき設定する。なお、図 3-1 に示すように、ストレーナの軸方向には水平方向の震度、軸直角方向には水平方向及び鉛直方向の震度が作用するため、軸方向及び軸直角方向（水平方向及び鉛直方向）に作用する地震力を表 4-9 に示す。

表 4-8 設計用地震力（設計基準対象施設）

据付場所 及び 床面高さ (m)	固有周期 (s)		弾性設計用地震動 S_d 又は静的震度		基準地震動 S_s	
	水平 方向	鉛直 方向	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度
原子炉建屋 T. M. S. L. <input type="text"/> (T. M. S. L. -1.700*)	0.029	0.05 以下	$C_H=0.58$	$C_V=0.50$	$C_H=1.02$	$C_V=1.02$

注記*：基準床レベルを示す。

表 4-9 ストレーナに作用する地震力

地震荷重	取付位置 T. M. S. L. <input type="text"/> m		
	軸方向震度	水平方向震度	鉛直方向震度
S_d^*	0.58	0.58	0.50
S_s	1.02	1.02	1.02

4.6 計算方法

4.6.1 応力評価

設置されている3系統の残留熱除去系ストレーナは、形状、設置レベルが同一であること、考慮すべき水学的動荷重（SRV荷重）として最大となる位置の値を使用して計算することから、応力評価は代表して1つの系統の残留熱除去系ストレーナにつき実施する。

4.6.2 応力評価点

残留熱除去系ストレーナの構造は、図3-2及び図3-3に示すように、コアチューブが主強度部材となり各ディスクを支える構造になっている。各ディスクの表面には多孔プレートを配し、ろ過装置としての機能を有している。4.2項で設定した設計荷重の大部分は、ワイヤー、補剛材等により支えられた各ディスクの多孔プレート表面に加わり、最終的にはコアチューブに伝達される。ワイヤー、補剛材等多孔プレートを支持する補助部材については、荷重を適切に伝達させるよう、十分な強度を持つように設計している。従って、ストレーナの主要構成部材である多孔プレート、コアチューブ及びフランジについて構造、形状を考慮した応力評価部位を選定し、評価を実施する。

応力評価点を表4-10、図4-3及び図4-4に示す。

4.6.3 応力計算方法

残留熱除去系ストレーナに考慮すべき荷重の組合せ（4.2.1項）より、各応力評価点におけるこれらの荷重の組合せの中で、最大となる荷重を用いて評価を実施する。また、計算は荷重により各応力評価点に生じる応力を、引用文献に基づく計算と解析コード「AN SYS」を使用した計算の組合せにより実施する。なお、評価に用いる解析コードの検証及び妥当性確認等の概要については、別紙「計算機プログラム（解析コード）の概要」に示す。

表 4-10 応力評価点

名称	応力評価点番号	応力評価点
エンドコア	P1	コアチューブ端の多孔プレート
エンドディスク	P2	エンドディスクの多孔プレート
中間ディスク	P3	中間ディスクの多孔プレート
アウターリム	P4	ディスク外径部リムの曲り多孔プレート
インナーギャップ	P5	ディスク間インナーギャップの曲り多孔プレート
最終列位置	P6	コアチューブの最終列ディスク位置
第一列位置	P7	コアチューブの第一列ディスク位置
フランジ接触面	P8	コアチューブのフランジ接触面位置
フランジ	P9	フランジ
ストレーナ取付部ボルト	P10	ボルト

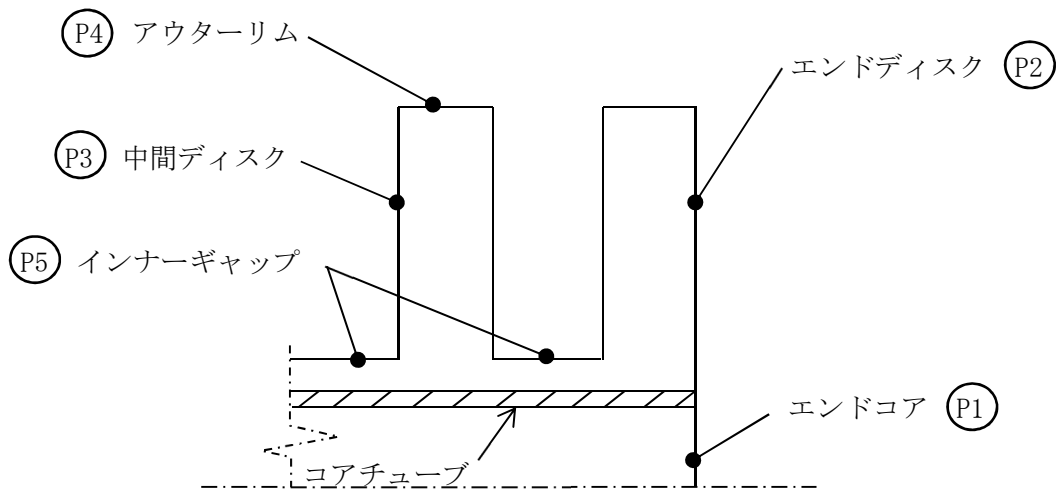


図 4-3 多孔プレートの応力評価点

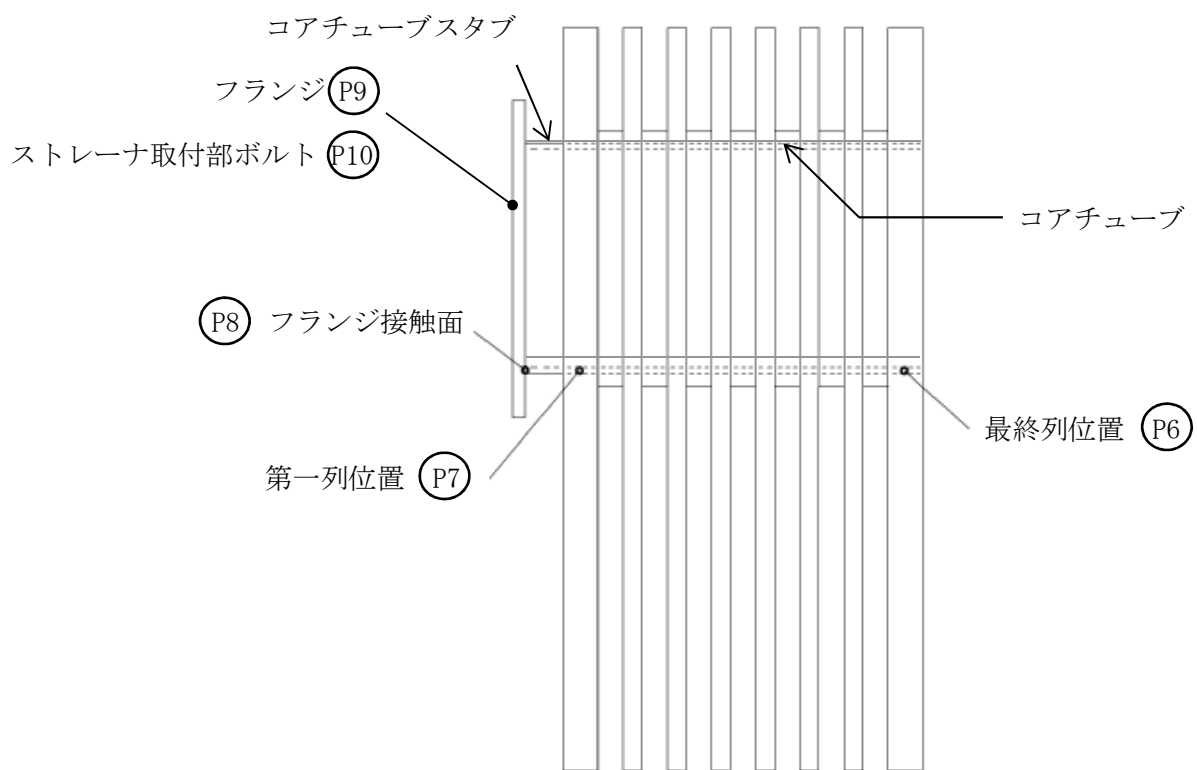


図 4-4 コアチューブ及びフランジ部の応力評価部位

4.7 各応力評価部位に加わる最大荷重

地震荷重は、ストレーナ各要素に働く水力学的質量の寄与分に比例して加わる荷重である。従って、地震荷重は水力学的質量の関数として扱うことができる。

定常ドラッグ荷重である逃がし安全弁作動時定常ドラッグ荷重 (SRV_{drag}) は、ストレーナ各要素の実効面積に比例し加わる荷重である。また、圧力パルス荷重である逃がし安全弁作動時圧力荷重 (SRV_p) は、ストレーナ各要素の実効面積に比例、もしくは横切る差圧として加わる荷重である。従って、これらの荷重は実効面積の関数として扱うことができる。なお、ストレーナ差圧荷重 (DP) は多孔プレートに加わり、ストレーナをつぶす方向に作用する。

以上より、各荷重により残留熱除去系ストレーナに加わる荷重はストレーナ各要素に加わる荷重に分割することができ、多孔プレートに対しては表面荷重 (等価圧力) として与えられる。

4.7.1 組合せ荷重の計算

4.2.1 項に示した設計基準事故時の各組合せ荷重を算出し、最大荷重算出の一次スクリーニングを行う。ただし、ストレーナ差圧荷重 (DP) については多孔プレート面に対して加わるため、多孔プレート面の位置により座標軸が変わる。従って、ストレーナ差圧荷重 (DP) については「4.7.2 多孔プレートに加わる荷重」で考慮する。

(1) 荷重組合せ No. DBA-1 ($W_T + S_d$)

荷重組合せ No. DBA-1 ($W_T + S_d$) にてストレーナに加わる荷重は、

$$C_{DBA-1} = (W_T + S_d) = W_T + asd \times (W_{M1} + V_{drag} \times \gamma)$$

$$= \begin{bmatrix} \square \\ \square \\ \square \end{bmatrix} + \begin{pmatrix} 0.58 \\ 0.50 \\ 0.58 \end{pmatrix} \times \left[\begin{bmatrix} \square \\ \square \\ \square \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \square \\ \square \\ \square \end{bmatrix} \times 9807 \right] = \begin{pmatrix} 4671 \\ 8745 \\ 4855 \end{pmatrix} \text{ N}$$

ここで、 $\begin{pmatrix} A \\ B \\ C \end{pmatrix}$ はそれぞれ、A : 軸方向、B : 鉛直方向、C : 水平方向を表す。

また、

W_T : ストレーナ質量 = \square N

W_{M1} : ストレーナの慣性質量 (N)

$$W_{M1} = \begin{bmatrix} \square \\ \square \\ \square \end{bmatrix} \text{ N}$$

asd : Sd 地震時の設計震度

V_{drag} : 加速度ドラッグ体積 (m³)

(流体中の物体の運動に伴って移動する周囲の流体 (付加質量) も考慮した物体の体積で、ストレーナ形状より決定)

$$V_{drag} = \begin{bmatrix} \square \\ \square \\ \square \end{bmatrix} \text{ m}^3$$

γ : 水の比重量 = 9807 N/m³

(2) 荷重組合せ No. DBA-2 ($W_T + S_S$)

荷重組合せ No. DBA-2 ($W_T + S_S$) にてストレーナに加わる荷重は、

$$C_{DBA-2} = (W_T + S_S) = W_T + ass \times (W_{M1} + V_{drag} \times \gamma)$$

$$= \boxed{} + \begin{pmatrix} 1.02 \\ 1.02 \\ 1.02 \end{pmatrix} \times \left[\boxed{} + \boxed{} \times 9807 \right] = \begin{pmatrix} 8214 \\ 13097 \\ 8537 \end{pmatrix} \text{ N}$$

ここで、

ass : Ss 地震時の設計震度

(3) 荷重組合せ No. DBA-3 ($W_T + SRV + S_d$)

荷重組合せ No. DBA-3 ($W_T + SRV + S_d$) にてストレーナに加わる荷重は、

$$C_{DBA-3} = (W_T + SRV + S_d)$$

$$= [W_T + (SRV_{drag} \times C_D + SRV_P) \times A_{proj} + asd \times (W_{M1} + V_{drag} \times \gamma)]$$

$$= \boxed{} + \boxed{} \times \boxed{} + \boxed{} \times \boxed{}$$

$$+ \begin{pmatrix} 0.58 \\ 0.50 \\ 0.58 \end{pmatrix} \times \left[\boxed{} + \boxed{} \times 9807 \right] = \begin{pmatrix} 6737 \\ 12204 \\ 13933 \end{pmatrix} \text{ N}$$

ここで、

SRV_P : 逃がし安全弁作動時圧力荷重

SRV_{drag} : 逃がし安全弁作動時定常ドラッグ荷重

A_{proj} : 実効面積 (m²)

(物体の流れに垂直な面に対する投影面積、あるいは圧力の加わる面積で、ストレーナの形状より決定)

$$A_{proj} = \boxed{} \text{ m}^2$$

C_D : ドラッグ係数

(側面方向= $\boxed{}$ (メーカー実験値), 軸方向= $\boxed{}$ (引用文献(1)より, 類似形状の安全側数値を設定)

(4) 荷重組合せ No. DBA-4 ($W_T + SRV + S_s$)

荷重組合せ No. DBA-4 ($W_T + SRV + S_s$) にてストレーナに加わる荷重は、

$$\begin{aligned}
 C_{DBA-4} &= (W_T + SRV + S_s) \\
 &= [W_T + (SRV_{drag} \times C_D + SRV_P) \times A_{proj} + ass \times (W_{M1} + V_{drag} \times \gamma)] \\
 &= \boxed{} + \left[\boxed{} \times \boxed{} + \boxed{} \times \boxed{} \right] \\
 &\quad + \begin{pmatrix} 1.02 \\ 1.02 \\ 1.02 \end{pmatrix} \times \left[\boxed{} + \boxed{} \times 9807 \right] = \begin{pmatrix} 10280 \\ 16556 \\ 17615 \end{pmatrix} \text{ N}
 \end{aligned}$$

(5) 荷重組合せ No. DBA-5 ($W_T + W_D + DP + S_d$)

荷重組合せ No. DBA-5 ($W_T + W_D + DP + S_d$) にてストレーナに加わる荷重は、

$$\begin{aligned}
 C_{DBA-5} &= (W_T + W_D + DP + S_d) \\
 &= [W_T + W_D + asd \times (W_{M2} + V_{drag} \times \gamma)] \\
 &= \boxed{} + \boxed{} + \begin{pmatrix} 0.58 \\ 0.50 \\ 0.58 \end{pmatrix} \times \left[\boxed{} + \boxed{} \times 9807 \right] \\
 &= \begin{pmatrix} 5840 \\ 11769 \\ 6024 \end{pmatrix} \text{ N}
 \end{aligned}$$

ここで、

W_{M2} : ストレーナのデブリ質量を含む慣性質量 (N)

$$W_{M2} = \boxed{} + \boxed{} = \boxed{} \text{ N}$$

以上をまとめると、表 4-11 のとおりとなり、許容応力状態Ⅲ_ASのクリティカルな荷重条件として DBA-3 と、ストレーナ差圧荷重 (DP) が加わる DBA-5 を、許容応力状態Ⅳ_ASのクリティカルな荷重条件として DBA-4 を選出し、以下の検討を行う。

表 4-11 組合せ荷重

荷重組合せ No.	荷重の組合せ	許容応力状態	軸方向荷重 (N)	鉛直方向荷重 (N)	水平方向荷重 (N)	代表性
DBA-1	$W_T + S_d$	Ⅲ _A S	4671	8745	4855	DBA-3 に包絡
DBA-2	$W_T + S_s$	Ⅳ _A S	8214	13097	8537	DBA-4 に包絡
DBA-3	$W_T + SRV + S_d$	Ⅲ _A S	6737	12204	13933	Ⅲ _A Sのクリティカル条件
DBA-4	$W_T + SRV + S_s$	Ⅳ _A S	10280	16556	17615	Ⅳ _A Sのクリティカル条件
DBA-5	$W_T + W_D + DP + S_d$	Ⅲ _A S	5840	11769	6024	Ⅲ _A Sのクリティカル条件

4.7.2 多孔プレートに加わる荷重

ストレーナの多孔プレートの各応力評価部位に加わる最大荷重を、4.7.1項で選定したクリティカル条件（荷重組合せ No. DBA-3, DBA-4 及び DBA-5）を基に算出する。

(1) エンドコアに加わる軸方向荷重

エンドコアに軸外面方向に加わる荷重を荷重の組合せ毎に計算する。

a. 荷重組合せ No. DBA-3 ($W_T + SRV + S_d$)

$$\begin{aligned} q_{DBA-3.endcore} &= (W_T + SRV + S_d) \\ &= SRV_{P,z} \cdot \frac{W_{enddisk}}{L_{strnr}} + SRV_{drag,z} \cdot C_D + asd_z \cdot \frac{(MASS_{endcore} + Wt_{endcore})}{\frac{\pi}{4} \cdot OD_{tube}^2} \\ &= 1.57 \text{ kPa} \end{aligned}$$

ここで、

$MASS_{endcore}$: エンドコア部の水学的質量 = N

$Wt_{endcore}$: エンドコア質量（多孔プレート及び補剛材） = N

b. 荷重組合せ No. DBA-4 ($W_T + SRV + S_s$)

$$\begin{aligned} q_{DBA-4.endcore} &= (W_T + SRV + S_s) \\ &= SRV_{P,z} \cdot \frac{W_{enddisk}}{L_{strnr}} + SRV_{drag,z} \cdot C_D + ass_z \cdot \frac{(MASS_{endcore} + Wt_{endcore})}{\frac{\pi}{4} \cdot OD_{tube}^2} \\ &= 2.67 \text{ kPa} \end{aligned}$$

c. 荷重組合せ No. DBA-5 ($W_T + W_D + DP + S_d$)

$$\begin{aligned} q_{DBA-5.endcore} &= (W_T + W_D + DP + S_d) \\ &= DP + asd_z \cdot \frac{(MASS_{endcore} + Wt_{endcore})}{\frac{\pi}{4} \cdot OD_{tube}^2} + asd_z \cdot \frac{W_D}{SA_{tot}} \\ &= 8.36 \text{ kPa} \end{aligned}$$

ここで、

DP : ストレーナ差圧荷重 = kPa

W_D : デブリ質量 = N

SA_{tot} : ストレーナの有効表面積 = m²

以上より、エンドコアに軸方向外面より加わる最大荷重は、許容応力状態Ⅲ_ASで8.36 kPa、許容応力状態Ⅳ_ASで2.67 kPaとなる。

(2) エンドディスクに加わる軸方向荷重

エンドディスクに軸方向外面に加わる荷重を荷重組合せ毎に計算する。

a. 荷重組合せ No. DBA-3 ($W_T + SRV + S_d$)

$$\begin{aligned} q_{DBA-3.enddisk} &= (W_T + SRV + S_d) \\ &= \frac{1}{2} \cdot SRV_{P.z} \cdot \frac{W_{enddisk}}{L_{strnr}} + SRV_{drag.z} \cdot C_D + asd_z \cdot \frac{(MASS_{enddisk} + W_{tdisk})}{\frac{\pi}{4} \cdot (OD_{disk}^2 - OD_{tube}^2)} \\ &= 0.58 \text{ kPa} \end{aligned}$$

ここで,

$MASS_{enddisk}$: エンドディスク部の水力的質量 = N

W_{tdisk} : ディスク質量 (多孔プレート及び補剛材) = N

b. 荷重組合せ No. DBA-4 ($W_T + SRV + S_s$)

$$\begin{aligned} q_{DBA-4.enddisk} &= (W_T + SRV + S_s) \\ &= \frac{1}{2} \cdot SRV_{P.z} \cdot \frac{W_{enddisk}}{L_{strnr}} + SRV_{drag.z} \cdot C_D + ass_z \cdot \frac{(MASS_{enddisk} + W_{tdisk})}{\frac{\pi}{4} \cdot (OD_{disk}^2 - OD_{tube}^2)} \\ &= 0.98 \text{ kPa} \end{aligned}$$

c. 荷重組合せ No. DBA-5 ($W_T + W_D + DP + S_d$)

$$\begin{aligned} q_{DBA-5.enddisk} &= (W_T + W_D + DP + S_d) \\ &= DP + asd_z \cdot \frac{(MASS_{enddisk} + W_{tdisk})}{\frac{\pi}{4} \cdot (OD_{disk}^2 - OD_{tube}^2)} + asd_z \cdot \frac{W_D}{SA_{tot}} \\ &= 7.43 \text{ kPa} \end{aligned}$$

以上より、エンドディスクに軸方向外面より加わる最大荷重は、許容応力状態Ⅲ_ASで7.43 kPa、許容応力状態Ⅳ_ASで0.98 kPaとなる。

(3) 中間ディスクに加わる軸方向荷重

中間ディスクに軸方向外面に加わる荷重を荷重組合せ毎に計算する。

a. 荷重組合せ No. DBA-3 ($W_T + SRV + S_d$)

$$\begin{aligned} q_{DBA-3.middisk} &= (W_T + SRV + S_d) \\ &= \frac{1}{2} \cdot SRV_{P,z} \cdot \frac{W_{middisk}}{L_{strnr}} + asd_z \cdot \frac{(MASS_{middisk} + W_{tdisk})}{\frac{\pi}{4} \cdot (OD_{disk}^2 - OD_{tube}^2)} \\ &= 0.12 \text{ kPa} \end{aligned}$$

ここで,

$$MASS_{middisk} : \text{中間ディスク部の水力的質量} = \square \text{ N}$$

b. 荷重組合せ No. DBA-4 ($W_T + SRV + S_s$)

$$\begin{aligned} q_{DBA-4.middisk} &= (W_T + SRV + S_s) \\ &= \frac{1}{2} \cdot SRV_{P,z} \cdot \frac{W_{middisk}}{L_{strnr}} + ass_z \cdot \frac{(MASS_{middisk} + W_{tdisk})}{\frac{\pi}{4} \cdot (OD_{disk}^2 - OD_{tube}^2)} \\ &= 0.19 \text{ kPa} \end{aligned}$$

c. 荷重組合せ No. DBA-5 ($W_T + W_D + DP + S_d$)

$$\begin{aligned} q_{DBA-5.middisk} &= (W_T + W_D + DP + S_d) \\ &= DP + asd_z \cdot \frac{(MASS_{middisk} + W_{tdisk})}{\frac{\pi}{4} \cdot (OD_{disk}^2 - OD_{tube}^2)} + asd_z \cdot \frac{W_D}{SA_{tot}} \\ &= 6.99 \text{ kPa} \end{aligned}$$

以上より、中間ディスクに軸方向外面より加わる最大荷重は、許容応力状態Ⅲ_ASで6.99 kPa、許容応力状態Ⅳ_ASで0.19 kPaとなる。

(4) アウターリムに加わる水平方向荷重と鉛直方向荷重

アウターリムに水平方向と鉛直方向外面より加わる荷重を荷重組合せ毎に計算する。

a. 荷重組合せ No. DBA-3 ($W_T + SRV + S_d$)

$$\begin{aligned} q_{DBA-3.rim.x} &= (W_T + SRV + S_d) \\ &= \frac{1}{2} \cdot SRV_{p.x} + \frac{1}{2} \cdot SRV_{drag.x} \cdot C_D + asd_x \cdot \frac{(MASS_{disk} + Wt_{rim})}{2 \cdot L_{disk} \cdot OD_{disk}} \\ &= 7.98 \text{ kPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{DBA-3.rim.y} &= (W_T + SRV + S_d) \\ &= \frac{1}{2} \cdot SRV_{p.y} + \frac{1}{2} \cdot SRV_{drag.y} \cdot C_D \\ &\quad + \frac{asd_y \cdot MASS_{disk} + (1 + asd_y) \cdot Wt_{rim}}{2 \cdot L_{disk} \cdot OD_{disk}} \\ &= 4.07 \text{ kPa} \end{aligned}$$

ここで、

$MASS_{disk}$: ディスク部の水力的質量 = N

Wt_{rim} : アウターリム部の質量 (多孔プレート及び補剛材) = N

L_{disk} : エンドディスク幅と中間ディスク幅の合計 = mm

よって、水平方向と鉛直方向の合成荷重 $q_{DBA-3.rim.lat}$ は、

$$\begin{aligned} q_{DBA-3.rim.lat} &= \sqrt{q_{DBA-3.rim.x}^2 + q_{DBA-3.rim.y}^2} \\ &= 8.96 \text{ kPa} \end{aligned}$$

b. 荷重組合せ No. DBA-4 ($W_T + SRV + S_s$)

$$\begin{aligned} q_{DBA-4.rim.x} &= (W_T + SRV + S_s) \\ &= \frac{1}{2} \cdot SRV_{p.x} + \frac{1}{2} \cdot SRV_{drag.x} \cdot C_D + ass_x \cdot \frac{(MASS_{disk} + Wt_{rim})}{2 \cdot L_{disk} \cdot OD_{disk}} \\ &= 9.39 \text{ kPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{DBA-4.rim.y} &= (W_T + SRV + S_s) \\ &= \frac{1}{2} \cdot SRV_{p.y} + \frac{1}{2} \cdot SRV_{drag.y} \cdot C_D \\ &\quad + \frac{ass_y \cdot MASS_{disk} + (1 + ass_y) \cdot Wt_{rim}}{2 \cdot L_{disk} \cdot OD_{disk}} \\ &= 5.73 \text{ kPa} \end{aligned}$$

よって、水平方向と鉛直方向の合成荷重 $q_{DBA-4.rim.lat}$ は、

$$\begin{aligned} q_{DBA-4.rim.lat} &= \sqrt{q_{DBA-4.rim.x}^2 + q_{DBA-4.rim.y}^2} \\ &= 11.00 \text{ kPa} \end{aligned}$$

c. 荷重組合せ No. DBA-5 ($W_T + W_D + DP + S_d$)

$$\begin{aligned} q_{DBA-5.rim.x} &= (W_T + W_D + DP + S_d) \\ &= asd_x \cdot \frac{(MASS_{disk} + W_{trim})}{2 \cdot L_{disk} \cdot OD_{disk}} + asd_x \cdot \frac{W_D}{SA_{tot}} \\ &= 1.90 \text{ kPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{DBA-5.rim.y} &= (W_T + W_D + DP + S_d) \\ &= \frac{asd_y \cdot MASS_{disk} + (1 + asd_y) \cdot W_{trim}}{2 \cdot L_{disk} \cdot OD_{disk}} + \frac{(1 + asd_y) \cdot W_D}{SA_{tot}} \\ &= 1.85 \text{ kPa} \end{aligned}$$

よって、水平方向と鉛直方向の合成荷重及びストレーナ差圧荷重 (DP) の合計荷重 $q_{DBA-5.rim.lat}$ は、

$$\begin{aligned} q_{DBA-5.rim.lat} &= \sqrt{q_{DBA-5.rim.x}^2 + q_{DBA-5.rim.y}^2 + DP} \\ &= 9.51 \text{ kPa} \end{aligned}$$

以上より、アウターリムに軸直角方向外面より加わる最大合成荷重は、許容応力状態 III_AS で 9.51 kPa、許容応力状態 IV_AS で 11.00 kPa となる。

- (5) インナーギャップに加わる水平方向荷重と鉛直方向荷重
 インナーギャップに水平方向と鉛直方向外面より加わる荷重を荷重組合せ毎に計算する。

- a. 荷重組合せ No. DBA-3 ($W_T + SRV + S_d$)

$$\begin{aligned} q_{DBA-3.gap.x} &= (W_T + SRV + S_d) \\ &= \frac{1}{2} \cdot SRV_{P.x} + \frac{1}{2} \cdot SRV_{drag.x} \cdot C_D + asd_x \cdot \frac{(MASS_{gap} + Wt_{gap})}{2 \cdot L_{gap} \cdot OD_{gap}} \\ &= 6.78 \text{ kPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{DBA-3.gap.y} &= (W_T + SRV + S_d) \\ &= \frac{1}{2} \cdot SRV_{P.y} + \frac{1}{2} \cdot SRV_{drag.y} \cdot C_D \\ &\quad + \frac{asd_y \cdot MASS_{gap} + (1 + asd_y) \cdot Wt_{gap}}{2 \cdot L_{gap} \cdot OD_{gap}} \\ &= 2.99 \text{ kPa} \end{aligned}$$

ここで、

$MASS_{gap}$: インナーギャップ部の水力学的質量 = N

Wt_{gap} : インナーギャップ部の質量 (多孔プレート及び補剛材) = N

L_{gap} : インナーギャップ幅の合計 = mm

よって、水平方向と鉛直方向の合成荷重 $q_{DBA-3.gap.lat}$ は、

$$\begin{aligned} q_{DBA-3.gap.lat} &= \sqrt{q_{DBA-3.gap.x}^2 + q_{DBA-3.gap.y}^2} \\ &= 7.41 \text{ kPa} \end{aligned}$$

- b. 荷重組合せ No. DBA-4 ($W_T + SRV + S_s$)

$$\begin{aligned} q_{DBA-4.gap.x} &= (W_T + SRV + S_s) \\ &= \frac{1}{2} \cdot SRV_{P.x} + \frac{1}{2} \cdot SRV_{drag.x} \cdot C_D + ass_x \cdot \frac{(MASS_{gap} + Wt_{gap})}{2 \cdot L_{gap} \cdot OD_{gap}} \\ &= 7.29 \text{ kPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{DBA-4.gap.y} &= (W_T + SRV + S_s) \\ &= \frac{1}{2} \cdot SRV_{P.y} + \frac{1}{2} \cdot SRV_{drag.y} \cdot C_D \\ &\quad + \frac{ass_y \cdot MASS_{gap} + (1 + ass_y) \cdot Wt_{gap}}{2 \cdot L_{gap} \cdot OD_{gap}} \\ &= 3.58 \text{ kPa} \end{aligned}$$

よって、水平方向と鉛直方向の合成荷重 $q_{DBA-4.gap.lat}$ は、

$$\begin{aligned} q_{DBA-4.gap.lat} &= \sqrt{q_{DBA-4.gap.x}^2 + q_{DBA-4.gap.y}^2} \\ &= 8.12 \text{ kPa} \end{aligned}$$

c. 荷重組合せ No. DBA-5 ($W_T + W_D + DP + S_d$)

$$\begin{aligned} q_{DBA-5.gap.x} &= (W_T + W_D + DP + S_d) \\ &= asd_x \cdot \frac{(MASS_{gap} + Wt_{gap})}{2 \cdot L_{gap} \cdot OD_{gap}} + asd_x \cdot \frac{W_D}{SA_{tot}} \\ &= 0.70 \text{ kPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{DBA-5.gap.y} &= (W_T + W_D + DP + S_d) \\ &= \frac{asd_y \cdot MASS_{gap} + (1 + asd_y) \cdot Wt_{gap}}{2 \cdot L_{gap} \cdot OD_{gap}} + \frac{(1 + asd_y) \cdot W_D}{SA_{tot}} \\ &= 0.77 \text{ kPa} \end{aligned}$$

よって、水平方向と鉛直方向の合成荷重及びストレーナ差圧荷重 (DP) の合計荷重 $q_{DBA-5.gap.lat}$ は、

$$\begin{aligned} q_{DBA-5.gap.lat} &= \sqrt{q_{DBA-5.gap.x}^2 + q_{DBA-5.gap.y}^2 + DP} \\ &= 7.90 \text{ kPa} \end{aligned}$$

以上より、インナーギャップに軸直角方向外面より加わる最大荷重は、許容応力状態 III_AS で 7.90 kPa, 許容応力状態 IV_AS で 8.12 kPa となる。

(1)項から(5)項までの結果より、ストレーナ多孔プレートの各応力評価部位に加わる表面荷重（等価圧力）の位置を図4-5、荷重を表4-12にまとめる。

表4-12 多孔プレートの各応力評価部位に加わる表面荷重（等価圧力）

No.	名称	各応力評価部位に加わる表面荷重			
		許容応力状態 III _A S		許容応力状態 IV _A S	
		表面荷重 (kPa)	荷重方向	表面荷重 (kPa)	荷重方向
①	エンドコア	8.36 * ¹	軸方向	2.67	軸方向
②	エンドディスク	7.43 * ¹	軸方向	0.98	軸方向
③	中間ディスク	6.99 * ¹	軸方向	0.19	軸方向
④	アウターリム	1.90	水平方向	9.39	水平方向
		1.85	鉛直方向	5.73	鉛直方向
		9.51 * ¹	軸直角方向* ²	11.00	軸直角方向* ²
⑤	インナーギャップ	0.70	水平方向	7.29	水平方向
		0.77	鉛直方向	3.58	鉛直方向
		7.90 * ¹	軸直角方向* ²	8.12	軸直角方向* ²

注記*1：ストレーナ差圧荷重（6.86 kPa）を含む。

*2：水平方向荷重と鉛直方向荷重をSRSS法にて合成した。

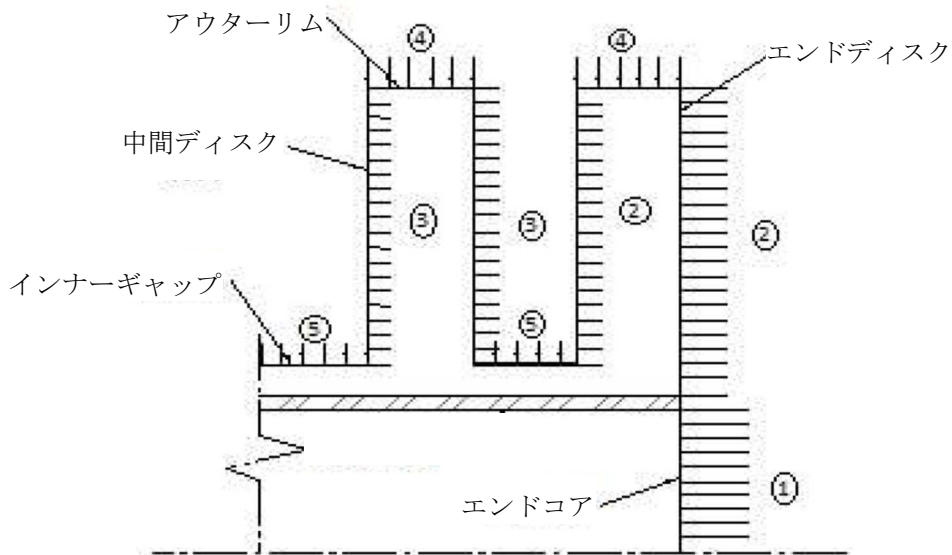


図4-5 多孔プレートの各応力評価部位

4.7.3 コアチューブに加わる荷重

ストレーナの多孔プレート部に負荷された荷重は、ディスク内部の補強材によりコアチューブに伝達され、これらの荷重によりコアチューブには異なる位置で異なる応力が発生する。従って、4.7.2項と同様に4.7.1項で選定したクリティカル条件(荷重組合せ No. DBA-3, DBA-4 及び DBA-5) を基に、構造上厳しい条件となる最終列ディスク位置、第一列ディスク位置及びフランジ接触面の3つの位置での荷重を算出する。

(1) コアチューブスタブ部の荷重 (等価圧力)

コアチューブスタブ部に加わる流体及び地震からの荷重 (等価圧力) を算出する。

a. 荷重組合せ No. DBA-3 ($W_T + SRV + S_d$)

$$\begin{aligned} q_{DBA-3.stub.x} &= (W_T + SRV + S_d) \\ &= \frac{1}{2} \cdot SRV_{P.x} \cdot \frac{OD_{tube}}{OD_{disk}} + \frac{1}{2} \cdot SRV_{drag.x} \cdot C_D + asd_x \cdot \frac{(MASS_{stub} + Wt_{stub})}{2 \cdot L_{stub} \cdot OD_{tube}} \\ &= 4.91 \text{ kPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{DBA-3.stub.y} &= (W_T + SRV + S_d) \\ &= \frac{1}{2} \cdot SRV_{P.y} \cdot \frac{OD_{tube}}{OD_{disk}} + \frac{1}{2} \cdot SRV_{drag.y} \cdot C_D \\ &\quad + \frac{asd_y \cdot MASS_{stub} + (1 + asd_y) \cdot Wt_{stub}}{2 \cdot L_{stub} \cdot OD_{tube}} \\ &= 4.72 \text{ kPa} \end{aligned}$$

ここで、

$MASS_{stub}$: コアチューブスタブ部の水力学的質量 = N

Wt_{stub} : コアチューブスタブ部の質量 = N

b. 荷重組合せ No. DBA-4 ($W_T + SRV + S_S$)

$$\begin{aligned} q_{DBA-4.stub.x} &= (W_T + SRV + S_S) \\ &= \frac{1}{2} \cdot SRV_{P.x} \cdot \frac{OD_{tube}}{OD_{disk}} + \frac{1}{2} \cdot SRV_{drag.x} \cdot C_D + ass_x \cdot \frac{(MASS_{stub} + Wt_{stub})}{2 \cdot L_{stub} \cdot OD_{tube}} \\ &= 7.11 \text{ kPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{DBA-4.stub.y} &= (W_T + SRV + S_S) \\ &= \frac{1}{2} \cdot SRV_{P.y} \cdot \frac{OD_{tube}}{OD_{disk}} + \frac{1}{2} \cdot SRV_{drag.y} \cdot C_D \\ &\quad + \frac{ass_y \cdot MASS_{stub} + (1 + ass_y) \cdot Wt_{stub}}{2 \cdot L_{stub} \cdot OD_{tube}} \\ &= 7.33 \text{ kPa} \end{aligned}$$

c. 荷重組合せ No. DBA-5 ($W_T + W_D + DP + S_d$)

$$\begin{aligned} q_{DBA-5.stub.x} &= (W_T + W_D + DP + S_d) \\ &= asd_x \cdot \frac{(MASS_{stub} + Wt_{stub})}{2 \cdot L_{stub} \cdot OD_{tube}} \\ &= 2.91 \text{ kPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{DBA-5.stub.y} &= (W_T + W_D + DP + S_d) \\ &= \frac{asd_y \cdot MASS_{stub} + (1 + asd_y) \cdot Wt_{stub}}{2 \cdot L_{stub} \cdot OD_{tube}} \\ &= 4.00 \text{ kPa} \end{aligned}$$

なお、ストレーナ差圧荷重 (DP) と異物荷重 (W_D) はコアチューブスタブ部には加わらない。

コアチューブスタブ部に加わる最大表面荷重 (等価圧力) を表 4-13 にまとめる。

表 4-13 コアチューブスタブ部に加わる最大表面荷重 (等価圧力)

名称	許容応力状態Ⅲ _A S		許容応力状態Ⅳ _A S	
	表面荷重 (kPa)	荷重方向	表面荷重 (kPa)	荷重方向
コアチューブスタブ部	4.91	水平方向	7.11	水平方向
	4.72	鉛直方向	7.33	鉛直方向

(2) コアチューブに加わる水平方向荷重 (F_x)

コアチューブに加わる水平方向荷重を評価部位毎に算出する。

a. 許容応力状態Ⅲ_ASでの水平方向荷重

(a) 最終列位置

$$\begin{aligned} F_{x.tube.G3.1} &= 2 \cdot (q_{rim.x.G3} \cdot W_{enddisk} \cdot OD_{disk}) + (q_{gap.x.G3} \cdot W_{gap} \cdot OD_{gap}) \\ &= 1853 \text{ N} \end{aligned}$$

ここで,

$q_{rim.x.G3}$: アウターリムに水平方向より加わる許容応力状態Ⅲ_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照)

$q_{gap.x.G3}$: インナーギャップに水平方向より加わる許容応力状態Ⅲ_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照)

(b) 第一列位置

$$\begin{aligned} F_{x.tube.G3.2} &= 2 \cdot F_{x.tube.G3.1} \\ &\quad + 12 \cdot (q_{rim.x.G3} \cdot W_{middisk} \cdot OD_{disk} + q_{gap.x.G3} \cdot W_{gap} \cdot OD_{gap}) \\ &= 11396 \text{ N} \end{aligned}$$

(c) フランジ接触面

$$\begin{aligned} F_{x.tube.G3.3} &= F_{x.tube.G3.2} + 2 \cdot (q_{stub.x.G3} \cdot OD_{tube} \cdot L_{stub}) \\ &= 11738 \text{ N} \end{aligned}$$

ここで,

$q_{stub.x.G3}$: コアチューブスタブ部に水平方向より加わる許容応力状態Ⅲ_ASでの最大等価圧力 (表 4-13 参照)

b. 許容応力状態Ⅳ_ASでの水平方向荷重

(a) 最終列位置

$$\begin{aligned} F_{x.tube.G4.1} &= 2 \cdot (q_{rim.x.G4} \cdot W_{enddisk} \cdot OD_{disk}) + (q_{gap.x.G4} \cdot W_{gap} \cdot OD_{gap}) \\ &= 2162 \text{ N} \end{aligned}$$

ここで,

$q_{rim.x.G4}$: アウターリムに水平方向より加わる許容応力状態Ⅳ_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照)

$q_{gap.x.G4}$: インナーギャップに水平方向より加わる許容応力状態Ⅳ_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照)

(b) 第一列位置

$$\begin{aligned}
 F_{x.tube.G4.2} &= 2 \cdot F_{X.tube.G4.1} \\
 &\quad + 12 \cdot (q_{rim.x.G4} \cdot W_{middisk} \cdot OD_{disk} + q_{gap.x.G4} \cdot W_{gap} \cdot OD_{gap}) \\
 &= 13153 \text{ N}
 \end{aligned}$$

(c) フランジ接触面

$$\begin{aligned}
 F_{x.tube.G4.3} &= F_{x.tube.G4.2} + 2 \cdot (q_{stube.x.G4} \cdot OD_{tube} \cdot L_{stube}) \\
 &= 13649 \text{ N}
 \end{aligned}$$

ここで,

$q_{stube.x.G4}$: コアチューブスタブ部に水平方向より加わる許容応力状態Ⅳ_ASでの最大等価圧力 (表 4-13 参照)

(3) コアチューブに加わる鉛直方向荷重 (F_y)

コアチューブに加わる鉛直方向荷重を評価部位毎に算出する。

a. 許容応力状態Ⅲ_ASでの鉛直方向荷重

(a) 最終列位置

$$\begin{aligned}
 F_{y.tube.G3.1} &= 2 \cdot (q_{rim.y.G3} \cdot W_{enddisk} \cdot OD_{disk}) + (q_{gap.y.G3} \cdot W_{gap} \cdot OD_{gap}) \\
 &= 933 \text{ N}
 \end{aligned}$$

ここで,

$q_{rim.y.G3}$: アウターリムに鉛直方向より加わる許容応力状態Ⅲ_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照)

$q_{gap.y.G3}$: インナーギャップに鉛直方向より加わる許容応力状態Ⅲ_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照)

(b) 第一列位置

$$\begin{aligned}
 F_{y.tube.G3.2} &= 2 \cdot F_{y.tube.G3.1} \\
 &\quad + 12 \cdot (q_{rim.y.G3} \cdot W_{middisk} \cdot OD_{disk} + q_{gap.y.G3} \cdot W_{gap} \cdot OD_{gap}) \\
 &\quad + (W_{strnr} - W_{rim} - W_{gap}) \\
 &= 9629 \text{ N}
 \end{aligned}$$

ここで,

W_{strnr} : ストレーナディスク部質量 = N

また、アウターリム部質量 (W_{rim}) とインナーギャップ部質量 (W_{gap}) は、アウターリム部鉛直荷重 ($q_{rim.y.G3}$) 及びインナーギャップ部鉛直荷重 ($q_{gap.y.G3}$) で考慮されているため、減じる。

(c) フランジ接触面

$$\begin{aligned} F_{y.tube.G3.3} &= F_{y.tube.G3.2} + (2 \cdot q_{stub.y.G3} \cdot OD_{tube} \cdot L_{stub} - Wt_{stub}) \\ &= 9854 \text{ N} \end{aligned}$$

ここで,

$q_{stub.y.G3}$: コアチューブスタブ部に鉛直方向より加わる許容応力状態Ⅲ_ASでの最大等価圧力 (表 4-13 参照)

また, コアチューブスタブ部質量 (Wt_{stub}) は, コアチューブスタブ部鉛直荷重 ($q_{stub.y.G3}$) で考慮されているため, 減じる。

b. 許容応力状態Ⅳ_ASでの鉛直方向荷重

(a) 最終列位置

$$\begin{aligned} F_{y.tube.G4.1} &= 2 \cdot (q_{rim.y.G4} \cdot W_{end.disk} \cdot OD_{disk}) + (q_{gap.y.G4} \cdot W_{gap} \cdot OD_{gap}) \\ &= 1298 \text{ N} \end{aligned}$$

ここで,

$q_{rim.y.G4}$: アウターリムに鉛直方向より加わる許容応力状態Ⅳ_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照)

$q_{gap.y.G4}$: インナーギャップに鉛直方向より加わる許容応力状態Ⅳ_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照)

(b) 第一列位置

$$\begin{aligned} F_{y.tube.G4.2} &= 2 \cdot F_{y.tube.G4.1} + 12 \cdot (q_{rim.y.G4} \cdot W_{disk} \cdot OD_{disk} + q_{gap.y.G4} \cdot W_{gap} \cdot OD_{gap}) \\ &\quad + (Wt_{strnr} - Wt_{rim} - Wt_{gap}) \\ &= 11707 \text{ N} \end{aligned}$$

(c) フランジ接触面

$$\begin{aligned} F_{y.tube.G4.3} &= F_{y.tube.G4.2} + 2 \cdot (q_{stub.y.G4} \cdot OD_{tube} \cdot L_{stub}) \\ &= 12113 \text{ N} \end{aligned}$$

ここで,

$q_{stub.y.G4}$: スタブ部に鉛直方向より加わる許容応力状態Ⅳ_ASでの最大等価圧力 (表 4-13 参照)

(4) コアチューブに加わる軸方向荷重 (F_z)

コアチューブに加わる軸方向荷重を評価部位毎に算出する。

a. 許容応力状態Ⅲ_ASでの軸方向荷重

(a) 最終列位置

$$F_{z.tube.G3.1} = q_{endcore.z.G3} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot OD_{tube}^2 + 2 \cdot (q_{enddisk.z.G3} - DP) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (OD_{disk}^2 - OD_{tube}^2) = 3123 \text{ N}$$

ここで,

$q_{endcore.z.G3}$: エンドコアに軸方向より加わる許容応力状態Ⅲ_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照)

$q_{enddisk.z.G3}$: エンドディスクに軸方向より加わる許容応力状態Ⅲ_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照, ストレーナ差圧荷重を含む)

DP : ストレーナ差圧荷重 = kPa

(b) 第一列位置

$$F_{z.tube.G3.2} = F_{z.tube.G3.1} + 2 \cdot (q_{enddisk.z.G3} - DP) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (OD_{disk}^2 - OD_{tube}^2) + 12 \cdot (q_{middisk.z.G3} - DP) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (OD_{disk}^2 - OD_{tube}^2) + asd_z \cdot (Wt_{rad.stfnr} + Wt_{perf.tube} + Wt_{rim} + Wt_{gap}) = 8336 \text{ N}$$

ここで,

$Wt_{rad.stfnr}$: ラジアル補剛材質量 = N

$Wt_{perf.tube}$: コアチューブ質量 = N

(c) フランジ接触面

$$F_{z.tube.G3.3} = F_{z.tube.G3.2} + asd_z \cdot (Wt_{stub} + Wt_{flan}) = 8561 \text{ N}$$

ここで,

Wt_{flan} : フランジ質量 = N

b. 許容応力状態IV_ASでの軸方向荷重

(a) 最終列位置

$$\begin{aligned} F_{z.tube.G4.1} &= q_{endcore.z.G4} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot OD_{tube}^2 + 2 \cdot q_{enddisk.z.G4} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (OD_{disk}^2 - OD_{tube}^2) \\ &= 3460 \text{ N} \end{aligned}$$

ここで,

$q_{endcore.z.G4}$: エンドコアに軸方向より加わる許容応力状態IV_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照)

$q_{enddisk.z.G4}$: エンドディスクに軸方向より加わる許容応力状態IV_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照, ストレーナ差圧荷重は不含)

(b) 第一列位置

$$\begin{aligned} F_{z.tube.G4.2} &= F_{z.tube.G4.1} + 2 \cdot q_{enddisk.z.G4} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (OD_{disk}^2 - OD_{tube}^2) \\ &\quad + 12 \cdot q_{middisk.z.G4} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (OD_{disk}^2 - OD_{tube}^2) \\ &\quad + aSS_z \cdot (Wt_{rad.stfnr} + Wt_{perf.tube} + Wt_{rim} + Wt_{gap}) \\ &= 11744 \text{ N} \end{aligned}$$

(c) フランジ接触面

$$\begin{aligned} F_{z.tube.G4.3} &= F_{z.tube.G4.2} + aSS_z \cdot (Wt_{stub} + Wt_{flan}) \\ &= 12139 \text{ N} \end{aligned}$$

(5) コアチューブに加わる鉛直方向曲げモーメント (M_x)

コアチューブに加わる鉛直方向曲げモーメントを評価部位毎に算出する。

a. 許容応力状態Ⅲ_ASでの鉛直方向曲げモーメント

(a) 最終列位置

$$M_{x.tube.G3.1} = 0.000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

最終列の鉛直方向曲げモーメントは小さく、無視できる。

(b) 第一列位置

$$\begin{aligned} M_{x.tube.G3.2} &= (F_{y.tube.G3.2} - W_{t_{strnr}}) \cdot \frac{L_{strnr}}{2} + W_{t_{strnr}} \cdot (CG_{strnr.z} - L_{stub}) \\ &= 3.543 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

ここで、

$W_{t_{strnr}}$: ストレーナディスク部質量 = N

$CG_{strnr.z}$: フランジ面とストレーナディスク部の軸方向重心位置との距離 = mm

(c) フランジ接触面

$$\begin{aligned} M_{x.tube.G3.3} &= (F_{y.tube.G3.2} - W_{t_{strnr}}) \cdot \left(\frac{L_{strnr}}{2} + L_{stub} \right) \\ &\quad + (2 \cdot q_{stub.y.G3} \cdot OD_{tube} \cdot L_{stub} - W_{t_{stub}}) \cdot \frac{L_{strnr}}{2} + W_T \cdot CG_{total.z} \\ &= 4.293 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

ここで、

$q_{stub.y.G3}$: スタブ部に鉛直方向より加わる許容応力状態Ⅲ_ASでの最大等価圧力 (表 4-13 参照)

W_T : ストレーナ質量 = N

$CG_{total.z}$: フランジ面とストレーナ全体の軸方向重心位置との距離 = mm

b. 許容応力状態Ⅳ_ASでの鉛直方向曲げモーメント

(a) 最終列位置

$$M_{x.tube.G4.1} = 0.000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

最終列の鉛直方向曲げモーメントは小さく、無視できる。

(b) 第一列位置

$$\begin{aligned} M_{x.tube.G4.2} &= (F_{y.tube.G4.2} - W_{t_{strnr}}) \cdot \frac{L_{strnr}}{2} + W_{t_{strnr}} \cdot (CG_{strnr.z} - L_{stub}) \\ &= 4.307 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

(c) フランジ接触面

$$\begin{aligned}
 M_{x.tube.G4.3} &= (F_{y.tube.G4.2} - W_{t_{strnr}}) \cdot \left(\frac{L_{strnr}}{2} + L_{stub} \right) \\
 &\quad + (2 \cdot q_{stub.y.G4} \cdot OD_{tube} \cdot L_{stub} - W_{t_{stub}}) \cdot \frac{L_{strnr}}{2} + W_T \cdot CG_{total.z} \\
 &= 5.223 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

ここで,

$q_{stub.y.G4}$: コアチューブスタブ部に鉛直方向より加わる許容応力状態Ⅳ_ASでの最大等価圧力 (表 4-13 参照)

(6) コアチューブに加わる水平方向曲げモーメント (M_y)

コアチューブに加わる水平方向曲げモーメントを評価部位毎に算出する。

a. 許容応力状態Ⅲ_ASでの水平方向曲げモーメント

(a) 最終列位置

$$M_{y.tube.G3.1} = 0.000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

最終列の水平方向曲げモーメントは小さく、無視できる。

(b) 第一列位置

$$\begin{aligned}
 M_{y.tube.G3.2} &= F_{x.tube.G3.2} \cdot \frac{L_{strnr}}{2} + F_{z.tube.G3.2} \cdot E_{ecc} \\
 &= 6.523 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

ここで,

E_{ecc} : コアチューブとディスクの中心間距離 = mm

(c) フランジ接触面

$$\begin{aligned}
 M_{y.tube.G3.3} &= F_{x.tube.G3.2} \cdot \left(\frac{L_{strnr}}{2} + L_{stub} \right) \\
 &\quad + 2 \cdot q_{stub.x.G3} \cdot OD_{tube} \cdot L_{stub} \cdot \frac{L_{stub}}{2} + F_{z.tube.G3.2} \cdot E_{ecc} \\
 &= 7.404 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

ここで,

$q_{stub.x.G3}$: コアチューブスタブ部に水平方向より加わる許容応力状態Ⅲ_ASでの最大等価圧力 (表 4-13 参照)

b. 許容応力状態Ⅳ_ASでの水平方向曲げモーメント

(a) 最終列位置

$$M_{y.tube.G4.1} = 0.000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

最終列の水平方向曲げモーメントは小さく、無視できる。

(b) 第一列位置

$$M_{y.tube.G4.2} = F_{x.tube.G4.2} \cdot \frac{L_{strnr}}{2} + F_{z.tube.G4.2} \cdot E_{ecc}$$

$$= 8.122 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(c) フランジ接触面

$$M_{y.tube.G4.3} = F_{x.tube.G4.2} \cdot \left(\frac{L_{strnr}}{2} + L_{stub} \right)$$

$$+ 2 \cdot q_{stub.x.G4} \cdot OD_{tube} \cdot L_{stub} \cdot \frac{L_{stub}}{2} + F_{z.tube.G4.2} \cdot E_{ecc}$$

$$= 9.143 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

ここで,

$q_{stub.y.G4}$: コアチューブスタブ部に鉛直方向より加わる許容応力状態Ⅳ_ASでの最大等価圧力 (表 4-13 参照)

(7) コアチューブに加わるねじりモーメント (M_z)

コアチューブに加わるねじりモーメントを評価部位毎に算出する。

a. 許容応力状態Ⅲ_ASでのねじりモーメント

(a) 最終列位置

$$M_{z.tube.G3.1} = 2 \cdot (q_{rim.y.G3} \cdot W_{enddisk} \cdot OD_{disk}) \cdot E_{ecc}$$

$$+ \frac{1}{8} \cdot (Wt_{face} \cdot CG_{face.x} + Wt_{rim} \cdot CG_{rim.x} + Wt_{rad.stfnr} \cdot CG_{stfnr.x}$$

$$+ Wt_{wire} \cdot CG_{wire.x} + Wt_{int} \cdot CG_{int.x})$$

$$= 3.752 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

ここで,

Wt_{face} : ディスク面の質量 = N

$CG_{face.x}$: コアチューブ中心線とディスク面の水平方向重心位置との距離 = mm

Wt_{rim} : アウターリムの質量 = N

$CG_{rim.x}$: コアチューブ中心線とアウターリムの水平方向重心位置との距離 = mm

$Wt_{rad.stfnr}$: ラジアル補剛材の質量 = N

$CG_{stfnr.x}$: コアチューブ中心線とラジアル補剛材の水平方向重心位置との距離 = mm

Wt_{wire} : ワイヤの質量 = N

$CG_{wire.x}$: コアチューブ中心線とワイヤの水平方向重心位置との距離 = mm

Wt_{int} : 中間補剛材の質量 = N

$CG_{int.x}$: コアチューブ中心線と中間補剛材の水平方向重心位置との距離 = mm

(b) 第一列位置

$$\begin{aligned} M_{z.tube.G3.2} &= 2 \cdot q_{rim.y.G3} \cdot (OD_{disk} \cdot L_{disk}) \cdot E_{ecc} + Wt_{strnr} \cdot CG_{strnr.x} \\ &= 2.364 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

ここで,

L_{disk} : エンドディスク幅と中間ディスク幅の合計 = mm

Wt_{strnr} : ストレーナディスク部質量 = N

$CG_{strnr.x}$: コアチューブ中心線とストレーナディスク部との水平方向重心位置との距離 = mm

(c) フランジ接触面

$$\begin{aligned} M_{z.tube.G3.3} &= M_{z.tube.G3.2} \\ &= 2.364 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

b. 許容応力状態IV_ASでのねじりモーメント

(a) 最終列位置

$$\begin{aligned} M_{z.tube.G4.1} &= 2 \cdot (q_{rim.y.G4} \cdot W_{enddisk} \cdot OD_{disk}) \cdot E_{ecc} \\ &\quad + \frac{1}{8} \cdot (Wt_{face} \cdot CG_{face.x} + Wt_{rim} \cdot CG_{rim.x} + Wt_{rad.stfnr} \cdot CG_{stfnr.x} \\ &\quad \quad \quad + Wt_{wire} \cdot CG_{wire.x} + Wt_{int} \cdot CG_{int.x}) \\ &= 4.729 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

ここで,

$q_{stub.y.G4}$: スタブ部に鉛直方向より加わる許容応力状態IV_ASでの最大等価圧力
(表 4-13 参照)

(b) 第一列位置

$$\begin{aligned} M_{z.tube.G4.2} &= 2 \cdot q_{rim.y.G4} \cdot (OD_{disk} \cdot L_{disk}) \cdot E_{ecc} + Wt_{strnr} \cdot CG_{strnr.x} \\ &= 2.884 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

(c) フランジ接触面

$$\begin{aligned} M_{z.tube.G4.3} &= M_{z.tube.G4.2} \\ &= 2.884 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

以上より，許容応力状態Ⅲ_AS及びⅣ_ASにおいてコアチューブの3つの異なる位置に加わる荷重は表4-14に示すとおりとなる。

表4-14 許容応力状態Ⅲ_AS及びⅣ_ASにおけるコアチューブに加わる荷重

名称	許容応力状態 Ⅲ _A S				許容応力状態 Ⅳ _A S			
	荷重		モーメント		荷重		モーメント	
	荷重値 (N)	方向	モーメント (N・mm)	方向	荷重値 (N)	方向	モーメント (N・mm)	方向
最終列位置	1853	水平 (x)	0.000	鉛直曲げ (M _x)	2162	水平 (x)	0.000	鉛直曲げ (M _x)
	933	鉛直 (y)	0.000	水平曲げ (M _y)	1298	鉛直 (y)	0.000	水平曲げ (M _y)
	3123	軸 (z)	3.752×10^5	ねじり (M _z)	3460	軸 (z)	4.729×10^5	ねじり (M _z)
一列位置	11396	水平 (x)	3.543×10^6	鉛直曲げ (M _x)	13153	水平 (x)	4.307×10^6	鉛直曲げ (M _x)
	9629	鉛直 (y)	6.523×10^6	水平曲げ (M _y)	11707	鉛直 (y)	8.122×10^6	水平曲げ (M _y)
	8336	軸 (z)	2.364×10^6	ねじり (M _z)	11744	軸 (z)	2.884×10^6	ねじり (M _z)
フランジ接触面	11738	水平 (x)	4.293×10^6	鉛直曲げ (M _x)	13649	水平 (x)	5.223×10^6	鉛直曲げ (M _x)
	9854	鉛直 (y)	7.404×10^6	水平曲げ (M _y)	12113	鉛直 (y)	9.143×10^6	水平曲げ (M _y)
	8561	軸 (z)	2.364×10^6	ねじり (M _z)	12139	軸 (z)	2.884×10^6	ねじり (M _z)

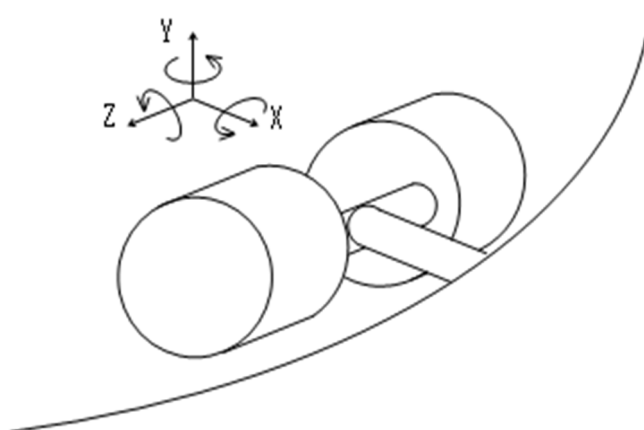


図4-6 ストレーナに加わる荷重方向

4.7.4 アウターリム及びインナーギャップからエンドディスク面に加わる荷重

アウターリム及びインナーギャップに水平及び鉛直方向より受けた荷重は、ラジアル補剛材からエンドディスクに伝達され、リベット接合されたエンドディスクの多孔プレート面に面内荷重とモーメントが加わる。

従って、4.7.1項で選定したクリティカル条件（荷重組合せNo. DBA-3, DBA-4 及び DBA-5）を基に、配置位置が異なる6本のラジアル補剛材からエンドディスクに加わる荷重を算出する。

(1) ラジアル補剛材からエンドディスク面に加わる面内荷重 (P_{end})

a. 許容応力状態Ⅲ_ASでの面内荷重

アウターリム及びインナーギャップからラジアル補剛材に加わる合計の水平方向荷重 $F_{end.x.G3}$ と鉛直方向荷重 $F_{end.y.G3}$ は、

$$\begin{aligned} F_{end.x.G3} &= q_{rim.x.G3} \cdot W_{enddisk} \cdot OD_{disk} + q_{gap.x.G3} \cdot \frac{W_{gap}}{2} \cdot OD_{gap} \\ &= 926 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{end.y.G3} &= q_{rim.y.G3} \cdot W_{enddisk} \cdot OD_{disk} + q_{gap.y.G3} \cdot \frac{W_{gap}}{2} \cdot OD_{gap} \\ &= 466 \text{ N} \end{aligned}$$

ここで、

$q_{rim.x.G3}$: アウターリムに水平方向より加わる許容応力状態Ⅲ_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照)

$q_{rim.y.G3}$: アウターリムに鉛直方向より加わる許容応力状態Ⅲ_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照)

$q_{gap.x.G3}$: インナーギャップに水平方向より加わる許容応力状態Ⅲ_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照)

$q_{gap.y.G3}$: インナーギャップに鉛直方向より加わる許容応力状態Ⅲ_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照)

各々のラジアル補剛材に加わる曲げ荷重は、ラジアル補剛材の配置回転角を考慮して以下となる。

$$\begin{aligned} P_{end.G3.k} &= F_{end.x.G3} \cdot \frac{Wx_k}{OD_{disk}} \cdot |\cos(\theta_k)| + F_{end.y.G3} \cdot \frac{Wy_k}{OD_{disk}} \cdot |\sin(\theta_k)| \quad (k = 1,6) \\ &= \begin{pmatrix} 302 \\ 232 \\ 193 \\ 181 \\ 196 \\ 199 \end{pmatrix} \text{ N} \end{aligned}$$

ここで、

θ_k : 各ラジアル補剛材の回転角

Wx_k, Wy_k : 各ラジアル補剛材の水平方向受圧長さ及び鉛直方向の等価受圧長さ。
ラジアル補剛材の配置詳細と等価受圧長さは添付資料に記載する。

b. 許容応力状態IV_ASでの面内荷重

アウターリム及びインナーギャップからラジアル補剛材に加わる合計の水平方向荷重 $F_{end.x.G4}$ と鉛直方向荷重 $F_{end.y.G4}$ は、

$$F_{end.x.G4} = q_{rim.x.G4} \cdot W_{enddisk} \cdot OD_{disk} + q_{gap.x.G4} \cdot \frac{W_{gap}}{2} \cdot OD_{gap}$$

$$= 1081 \text{ N}$$

$$F_{end.y.G4} = q_{rim.y.G4} \cdot W_{enddisk} \cdot OD_{disk} + q_{gap.y.G4} \cdot \frac{W_{gap}}{2} \cdot OD_{gap}$$

$$= 649 \text{ N}$$

ここで、

$q_{rim.x.G4}$: アウターリムに水平方向より加わる許容応力状態IV_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照)

$q_{rim.y.G4}$: アウターリムに鉛直方向より加わる許容応力状態IV_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照)

$q_{gap.x.G4}$: インナーギャップに水平方向より加わる許容応力状態IV_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照)

$q_{gap.y.G4}$: インナーギャップに鉛直方向より加わる許容応力状態IV_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照)

各々のラジアル補剛材に加わる曲げ荷重は、ラジアル補剛材の配置回転角を考慮して以下となる。

$$P_{end.G4.k} = F_{end.x.G4} \cdot \frac{Wx_k}{OD_{disk}} \cdot |\cos(\theta_k)| + F_{end.y.G4} \cdot \frac{Wy_k}{OD_{disk}} \cdot |\sin(\theta_k)| \quad (k = 1,6)$$

$$= \begin{pmatrix} 352 \\ 294 \\ 262 \\ 226 \\ 232 \\ 232 \end{pmatrix} \text{ N}$$

(2) ラジアル補剛材からエンドディスク面に加わるモーメント (M_{end})

a. 許容応力状態Ⅲ_ASでのエンドディスク面に加わるモーメント

エンドディスクからラジアル補剛材に加わる軸方向荷重によりラジアル補剛材に発生する曲げモーメントは、アウターリム側の荷重 $w1_{rad.end.G3}$ からコアチューブ側の荷重 $w2_{rad.end.G3}$ までの台形分布荷重から求める。

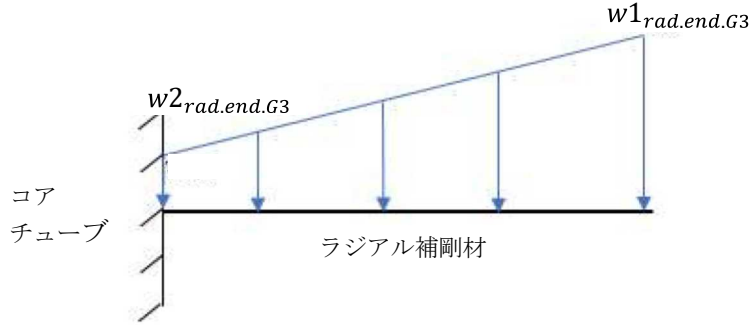


図 4-7 エンドディスクのラジアル補剛材に加わる荷重状態

各ラジアル補剛材にエンドディスクから加わるアウターリム側の荷重 $w1_{rad.end.G3.k}$ コアチューブ側の荷重 $w2_{rad.end.G3.k}$ は、

$$w1_{rad.end.G3.k} = (q_{enddisk.z.G3} - DP) \cdot L_{ark.max_k} \quad (k = 1, 6)$$

$$w2_{rad.end.G3.k} = (q_{enddisk.z.G3} - DP) \cdot L_{ark.min_k} \quad (k = 1, 6)$$

ここで、

$q_{enddisk.z.G3}$: エンドディスクに軸方向より加わる許容応力状態Ⅲ_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照, ストレーナ差圧荷重を含む)

DP : ストレーナ差圧荷重 = kPa

$L_{ark.max_k}$: 各ラジアル補剛材のアウターリム部の等価受圧長さ

$L_{ark.min_k}$: 各ラジアル補剛材のコアチューブ部の等価受圧長さ

なお、アウターリム部及びのコアチューブ部の等価受圧長さは添付資料に記載する。

$$w1_{rad.end.G3.k} = \begin{pmatrix} 0.279 \\ 0.313 \\ 0.295 \\ 0.218 \\ 0.181 \\ 0.169 \end{pmatrix} \quad \text{N/mm}$$

$$w2_{rad.end.G3.k} = \begin{pmatrix} 0.168 \\ 0.156 \\ 0.113 \\ 0.070 \\ 0.054 \\ 0.050 \end{pmatrix} \quad \text{N/mm}$$

ラジアル補剛材からエンドディスク面に加わるモーメント $M_{end.G3}$ は、

$$M_{end.G3.k} = \frac{1}{2} \cdot w_{2rad.end.G3.k} \cdot L_{stf.k}^2 + \frac{1}{3} \cdot (w_{1rad.end.G3.k} - w_{2rad.end.G3.k}) \cdot L_{stf.k}^2$$

$$= \begin{pmatrix} 3.724 \times 10^3 \\ 9.798 \times 10^3 \\ 3.081 \times 10^4 \\ 3.575 \times 10^4 \\ 3.546 \times 10^4 \\ 3.492 \times 10^4 \end{pmatrix} \quad \text{N} \cdot \text{mm}$$

ここで、

$L_{stf.k}$: 各ラジアル補剛材のアウターリム側の荷重 $w_{1rad.end.G3.k}$ とコアチューブ側の荷重 $w_{2rad.end.G3.k}$ の作用点間距離

$$L_{stf.k} = \begin{pmatrix} 175.4 \\ 274.2 \\ 512.4 \\ 650.7 \\ 715.5 \\ 734.2 \end{pmatrix} \text{ mm}$$

b. 許容応力状態IV_ASでのエンドディスク面に加わるモーメント

a 項と同様に、エンドディスクからラジアル補剛材に加わる軸方向荷重によりラジアル補剛材に発生する曲げモーメントは、アウターリム側の荷重 $w1_{rad.end.G4}$ からコアチューブ側の荷重 $w2_{rad.end.G4}$ までの台形分布荷重から求める。

各ラジアル補剛材に加わるエンドディスクから加わるアウターリム側の荷重 $w1_{rad.end.G4.k}$ コアチューブ側の荷重 $w2_{rad.end.G4.k}$ は、

$$w1_{rad.end.G4.k} = q_{enddisk.z.G4} \cdot L_{ark.max_k} \quad (k = 1, 6)$$

$$w2_{rad.end.G4.k} = q_{enddisk.z.G4} \cdot L_{ark.min_k} \quad (k = 1, 6)$$

ここで、

$q_{enddisk.z.G4}$: エンドディスクに軸方向より加わる許容応力状態IV_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照, ストレーナ差圧荷重は不含)

$$w1_{rad.end.G4.k} = \begin{pmatrix} 0.482 \\ 0.540 \\ 0.510 \\ 0.377 \\ 0.312 \\ 0.292 \end{pmatrix} \quad \text{N/mm}$$

$$w2_{rad.end.G4.k} = \begin{pmatrix} 0.289 \\ 0.270 \\ 0.195 \\ 0.121 \\ 0.094 \\ 0.087 \end{pmatrix} \quad \text{N/mm}$$

ラジアル補剛材からエンドディスク面に加わるモーメント $M_{end.G4}$ は、

$$M_{end.G4.k} = \frac{1}{2} \cdot w2_{rad.end.G4.k} \cdot L_{stf.k}^2 + \frac{1}{3} \cdot (w1_{rad.end.G4.k} - w2_{rad.end.G4.k}) \cdot L_{stf.k}^2$$

$$= \begin{pmatrix} 6.427 \times 10^3 \\ 1.691 \times 10^4 \\ 5.318 \times 10^4 \\ 6.170 \times 10^4 \\ 6.120 \times 10^4 \\ 6.026 \times 10^4 \end{pmatrix} \quad \text{N} \cdot \text{mm}$$

ここで、

$L_{stf.k}$: 各ラジアル補剛材のアウターリム側の荷重 $w1_{rad.end.G4.k}$ とコアチューブ側の荷重 $w2_{rad.end.G4.k}$ の作用点間距離

4.7.5 アウターリム及びインナーギャップから中間ディスク面に加わる荷重

4.7.4 項と同様に、アウターリム及びインナーギャップに水平及び鉛直方向より受けた荷重は、ラジアル補剛材から中間ディスクに伝達され、リベット接合された中間ディスクの多孔プレート面に面内荷重とモーメントが加わる。

従って、4.7.1 項で選定したクリティカル条件（荷重組合せ No. DBA-3, DBA-4 及び DBA-5）を基に、配置位置が異なる 6 本のラジアル補剛材から中間ディスク面に加わる荷重を算出する。

(1) ラジアル補剛材から中間ディスク面に加わる面内荷重 (P_{mid})

a. 許容応力状態Ⅲ_AS での面内荷重

アウターリム及びインナーギャップからラジアル補剛材に加わる合計の水平方向荷重 $F_{mid.x.G3}$ と鉛直方向荷重 $F_{mid.y.G3}$ は、

$$\begin{aligned} F_{mid.x.G3} &= q_{rim.x.G3} \cdot W_{disk} \cdot OD_{disk} + q_{gap.x.G3} \cdot W_{gap} \cdot OD_{gap} \\ &= 641 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{mid.y.G3} &= q_{rim.y.G3} \cdot W_{disk} \cdot OD_{disk} + q_{gap.y.G3} \cdot W_{gap} \cdot OD_{gap} \\ &= 315 \text{ N} \end{aligned}$$

各々のラジアル補剛材に加わる曲げ荷重は、ラジアル補剛材の配置回転角を考慮して以下となる。

$$\begin{aligned} P_{mid.G3.k} &= F_{mid.x.G3} \cdot \frac{Wx_k}{OD_{disk}} \cdot |\cos(\theta_k)| + F_{mid.y.G3} \cdot \frac{Wy_k}{OD_{disk}} \cdot |\sin(\theta_k)| \quad (k = 1,6) \\ &= \begin{pmatrix} 209 \\ 159 \\ 131 \\ 124 \\ 136 \\ 138 \end{pmatrix} \text{ N} \end{aligned}$$

b. 許容応力状態Ⅳ_AS での面内荷重

アウターリム及びインナーギャップからラジアル補剛材に加わる合計の水平方向荷重 $F_{mid.x.G4}$ と鉛直方向荷重 $F_{mid.y.G4}$ は、

$$\begin{aligned} F_{mid.x.G4} &= q_{rim.x.G4} \cdot W_{disk} \cdot OD_{disk} + q_{gap.x.G4} \cdot W_{gap} \cdot OD_{gap} \\ &= 736 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{mid.y.G4} &= q_{rim.y.G4} \cdot W_{disk} \cdot OD_{disk} + q_{gap.y.G4} \cdot W_{gap} \cdot OD_{gap} \\ &= 427 \text{ N} \end{aligned}$$

各々のラジアル補剛材に加わる曲げ荷重は、ラジアル補剛材の配置回転角を考慮して以下となる。

$$P_{mid.G4.k} = F_{mid.x.G4} \cdot \frac{Wx_k}{OD_{disk}} \cdot |\cos(\theta_k)| + F_{mid.y.G4} \cdot \frac{Wy_k}{OD_{disk}} \cdot |\sin(\theta_k)| \quad (k = 1,6)$$

$$= \begin{pmatrix} 240 \\ 197 \\ 173 \\ 152 \\ 158 \\ 158 \end{pmatrix} \text{ N}$$

(2) ラジアル補剛材から中間ディスク面に加わるモーメント (M_{mid})

a. 許容応力状態Ⅲ_ASでの中間ディスク面に加わるモーメント

4.7.4 項と同様に、中間ディスクからラジアル補剛材に加わる軸方向荷重によりラジアル補剛材に発生する曲げモーメントは、アウターリム側の荷重 $w1_{rad.mid.G3}$ からコアチューブ側の荷重 $w2_{rad.mid.G3}$ までの台形分布荷重から求める。

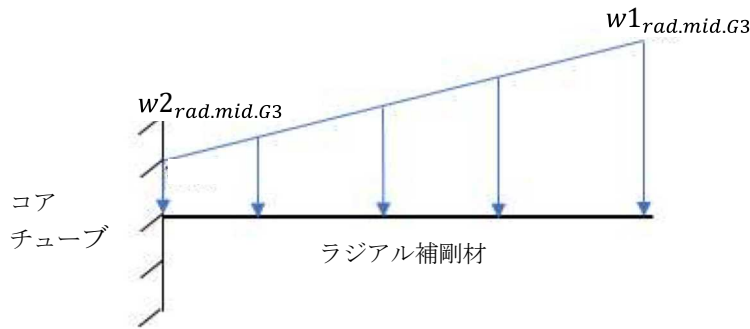


図 4-8 中間ディスクのラジアル補剛材に加わる荷重状態

各ラジアル補剛材に加わる中間ディスクから加わるアウターリム側の荷重 $w1_{rad.mid.G3.k}$ コアチューブ側の荷重 $w2_{rad.mid.G3.k}$ は、

$$w1_{rad.mid.G3.k} = (q_{middisk.z.G3} - DP) \cdot L_{ark.max_k} \quad (k = 1,6)$$

$$w2_{rad.mid.G3.k} = (q_{middisk.z.G3} - DP) \cdot L_{ark.min_k} \quad (k = 1,6)$$

ここで、

$q_{middisk.z.G3}$: 中間ディスクに軸方向より加わる許容応力状態Ⅲ_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照, ストレーナ差圧荷重を含む)

DP : ストレーナ差圧荷重 = kPa

$L_{ark.max_k}$: 各ラジアル補剛材のアウターリム部の等価受圧長さ

$L_{ark.min_k}$: 各ラジアル補剛材のコアチューブ部の等価受圧長さ

$$w1_{rad.mid.G3.k} = \begin{pmatrix} 0.065 \\ 0.073 \\ 0.069 \\ 0.051 \\ 0.042 \\ 0.039 \end{pmatrix} \quad \text{N/mm}$$

$$w2_{rad.mid.G3.k} = \begin{pmatrix} 0.039 \\ 0.036 \\ 0.026 \\ 0.016 \\ 0.013 \\ 0.012 \end{pmatrix} \quad \text{N/mm}$$

ラジアル補剛材から中間ディスク面に加わるモーメント $M_{mid.G3}$ は、

$$\begin{aligned} M_{mid.G3.k} &= \frac{1}{2} \cdot w2_{rad.mid.G3.k} \cdot L_{stf.k}^2 + \frac{1}{3} \cdot (w1_{rad.mid.G3.k} - w2_{rad.mid.G3.k}) \cdot L_{stf.k}^2 \\ &= \begin{pmatrix} 8.686 \times 10^2 \\ 2.285 \times 10^3 \\ 7.187 \times 10^3 \\ 8.339 \times 10^3 \\ 8.272 \times 10^3 \\ 8.144 \times 10^3 \end{pmatrix} \quad \text{N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

ここで、

$L_{stf.k}$: 各ラジアル補剛材のアウトターリム側の荷重 $w1_{rad.mid.G3.k}$ とコアチューブ側の荷重 $w2_{rad.mid.G3.k}$ の作用点間距離

$$L_{stf.k} = \begin{pmatrix} 175.4 \\ 274.2 \\ 512.4 \\ 650.7 \\ 715.5 \\ 734.2 \end{pmatrix} \quad \text{mm}$$

b. 許容応力状態IV_ASでの中間ディスク面に加わるモーメント

a 項と同様に、中間ディスクからラジアル補剛材に加わる軸方向荷重によりラジアル補剛材に発生する曲げモーメントは、アウターリム側の荷重 $w1_{rad.mid.G4}$ からコアチューブ側の荷重 $w2_{rad.mid.G4}$ までの台形分布荷重から求める。

各ラジアル補剛材に中間ディスクから加わるアウターリム側の荷重 $w1_{rad.mid.G4.k}$ コアチューブ側の荷重 $w2_{rad.mid.G4.k}$ は、

$$w1_{rad.mid.G4.k} = q_{middisk.z.G4} \cdot L_{ark.max_k} \quad (k = 1, 6)$$

$$w2_{rad.mid.G4.k} = q_{middisk.z.G4} \cdot L_{ark.min_k} \quad (k = 1, 6)$$

ここで、

$q_{middisk.z.G4}$: 中間ディスクに軸方向より加わる許容応力状態IV_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照, ストレーナ差圧荷重を不含)

$$w1_{rad.mid.G4.k} = \begin{pmatrix} 0.093 \\ 0.104 \\ 0.098 \\ 0.072 \\ 0.060 \\ 0.056 \end{pmatrix} \quad \text{N/mm}$$

$$w2_{rad.mid.G4.k} = \begin{pmatrix} 0.056 \\ 0.052 \\ 0.038 \\ 0.023 \\ 0.018 \\ 0.017 \end{pmatrix} \quad \text{N/mm}$$

ラジアル補剛材から中間ディスクに加わるモーメント $M_{mid.G4}$ は、

$$\begin{aligned} M_{mid.G4.k} &= \frac{1}{2} \cdot w2_{rad.mid.G4.k} \cdot L_{stf.k}^2 + \frac{1}{3} \cdot (w1_{rad.mid.G4.k} - w2_{rad.mid.G4.k}) \cdot L_{stf.k}^2 \\ &= \begin{pmatrix} 1.234 \times 10^3 \\ 3.247 \times 10^3 \\ 1.021 \times 10^4 \\ 1.185 \times 10^4 \\ 1.175 \times 10^4 \\ 1.157 \times 10^4 \end{pmatrix} \quad \text{N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

ここで、

$L_{stf.k}$: 各ラジアル補剛材のアウターリム側の荷重 $w1_{rad.mid.G4.k}$ とコアチューブ側の荷重 $w2_{rad.mid.G4.k}$ の作用点間距離

以上より、ラジアル補剛材からエンドディスク及び中間ディスク面に加わる最大荷重と最大モーメントは表 4-15 に示すとおりとなる。

表 4-15 ラジアル補剛材に加わる最大荷重と最大モーメント

名称	許容応力状態 III _A S				許容応力状態 IV _A S			
	荷重		モーメント		荷重		モーメント	
	荷重値 (N)	種類	モーメント (N・mm)	種類	荷重値 (N)	種類	モーメント (N・mm)	種類
エンド ディスク	302	面内	3.575×10^4	曲げ	352	面内	6.170×10^4	曲げ
中間 ディスク	209	面内	8.339×10^4	曲げ	240	面内	1.185×10^4	曲げ

4.8 応力の計算

4.8.1 多孔プレートの評価方法

多孔プレートの応力計算は、中身がつまった等価な平板として計算する。板の厚さとしては実肉厚を使用し、孔の欠損部を補った材料物性値として引用文献(2)及び(3)で示される等価縦弾性係数及び等価ポアソン比を使用する。

多孔プレートのリガメント効率 h/P は、

$$\frac{h}{P} = 0.39$$

ここで、

h : 孔の間の最小間隙 = mm

P : 孔のピッチ = mm

また、板厚と孔ピッチの比 t/P は

$$\frac{t}{P} = 0.32$$

ここで、

t : 多孔プレートの板厚 = mm

従って、引用文献(2) Fig. A-8131-1 の値を引用文献(3) Fig. 8 と Fig. 9 にて補正して、

ν_{eff} : 等価ポアソン比 = 0.25

E_{eff} : 等価縦弾性係数 = MPa (@104°C)

また、多孔プレートの応力倍率 K_{PP} (等価平板に乗じる応力拡大係数) は、多孔プレートの孔径とピッチから決定され、

$$K_{PP} = \frac{P}{h} = 2.58$$

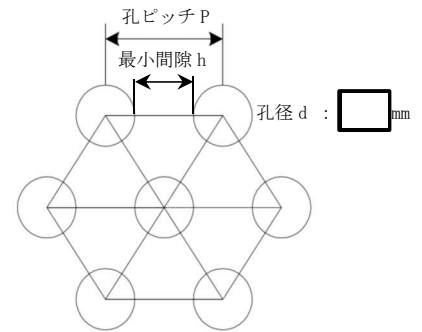


図 4-9 多孔プレートの孔寸法

4.8.2 エンドコアの多孔プレートに発生する応力

(1) 外面より加わる荷重で発生する応力

a. 許容応力状態Ⅲ_ASでの発生応力

多孔プレートを補剛材により支持された両端支持はりとして、引用文献(4)の Chapter 1, Section 3 に示す方法にて計算する。

引用文献(4)の(15)式(下式)を解くことによりパラメータ u を求め、(16)式及び(17)式から発生応力を算出する。

$$\left\{ \frac{E_{eff} \cdot u^2}{(1 - \nu_{eff}^2) \cdot q} \cdot \left(\frac{t}{Ls} \right)^4 \right\}^2 = - \frac{27}{16 \cdot u^7 \cdot \tanh(u)} - \frac{27}{16 \cdot u^6 \cdot \sinh(u)^2} + \frac{27}{4 \cdot u^8} + \frac{9}{8 \cdot u^6} \quad \dots (15)$$

$$\sigma_m = \frac{E_{eff} \cdot u^2}{3 \cdot (1 - \nu_{eff}^2)} \cdot \left(\frac{t}{Ls} \right)^2 \cdot K_{pp} \quad : \text{一次局部膜応力 (MPa)} \quad \dots (16)$$

$$\sigma_b = \frac{q}{2} \cdot \left(\frac{Ls}{t} \right)^2 \cdot \Psi \cdot K_{pp} \quad : \text{曲げ応力 (MPa)} \quad \dots (17)$$

$$\Psi = \frac{3 \cdot (u - \tanh(u))}{u^2 \cdot \tanh(u)}$$

ここで、 q は外荷重、 t は多孔プレートの板厚及び Ls は補剛材長さ

(15)式の左辺に、エンドコアに加わる軸方向荷重、板厚及び補剛材寸法を入れて、 $(u_{endcore.G3})^4$ に乗じる係数 $U_{endcore.G3}$ を計算すると、

$$U_{endcore.G3} = \left\{ \frac{E_{eff}}{(1 - \nu_{eff}^2) \cdot q_{endcore.z.G3}} \cdot \left(\frac{t}{Ls_{endcore}} \right)^4 \right\}^2 = 0.010$$

ここで、

$q_{endcore.z.G3}$: エンドコアに軸方向外面より加わる許容応力状態Ⅲ_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照)

t : 多孔プレートの板厚 = mm

$Ls_{endcore}$: エンドコア補剛材の長さ = mm

(15)式をパラメータ $u_{endcore.G3}$ について解くと、

$$u_{endcore.G3} = 0.809$$

(17)式のパラメータ $\Psi_{endcore.G3}$ は、

$$\Psi_{endcore.G3} = 0.9589$$

エンドコアに軸方向外面から加わる荷重により発生する一次局部膜応力は、

$$\sigma_{m_{endcore.G3}} = \frac{E_{eff} \cdot u_{endcore.G3}^2}{3 \cdot (1 - \nu_{eff}^2)} \cdot \left(\frac{t}{L_{S_{endcore}}} \right)^2 \cdot K_{pp} = 5 \text{ MPa}$$

エンドコアに軸方向外面から加わる荷重により発生する曲げ応力は、

$$\sigma_{b_{endcore.G3}} = \frac{q_{endcore.z.G3}}{2} \cdot \left(\frac{L_{S_{endcore}}}{t} \right)^2 \cdot \Psi_{endcore.G3} \cdot K_{pp} = 104 \text{ MPa}$$

一次局部膜応力と曲げ応力の合計 $\sigma_{front.endcore.G3}$ は、

$$\sigma_{front.endcore.G3} = \sigma_{m_{endcore.G3}} + \sigma_{b_{endcore.G3}} = 109 \text{ MPa}$$

b. 許容応力状態IV_ASでの発生応力

a 項と同様に引用文献(4)の(15)式を解くことによりパラメータ $u_{endcore.G4}$ を求め、(16)式及び(17)式から発生応力を算出する。

(15)式の左辺に、エンドコアに加わる軸方向荷重、板厚及び補剛材寸法を入れて、 $(u_{endcore.G4})^4$ に乗じる係数 $U_{endcore.G4}$ を計算すると、

$$U_{endcore.G4} = \left\{ \frac{E_{eff}}{(1 - \nu_{eff}^2) \cdot q_{endcore.z.G4}} \cdot \left(\frac{t}{L_{S_{endcore}}} \right)^4 \right\}^2 = 0.094$$

ここで、

$q_{endcore.z.G4}$: エンドコアに軸方向外面より加わる許容応力状態IV_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照)

(15)式をパラメータ $u_{endcore.G4}$ について解くと、

$$u_{endcore.G4} = 0.274$$

(17)式のパラメータ $\Psi_{endcore.G4}$ は、

$$\Psi_{endcore.G4} = 0.9950$$

エンドコアに軸方向外面から加わる荷重により発生する一次局部膜応力は、

$$\sigma_{m_{endcore.G4}} = \frac{E_{eff} \cdot u_{endcore.G4}^2}{3 \cdot (1 - \nu_{eff}^2)} \cdot \left(\frac{t}{L_{S_{endcore}}} \right)^2 \cdot K_{pp} = 1 \text{ MPa}$$

エンドコアに軸方向外面から加わる荷重により発生する曲げ応力は、

$$\sigma_{b_{endcore.G4}} = \frac{q_{endcore.z.G4}}{2} \cdot \left(\frac{L_{S_{endcore}}}{t} \right)^2 \cdot \Psi_{endcore.G4} \cdot K_{pp} = 35 \text{ MPa}$$

一次局部膜応力と曲げ応力の合計 $\sigma_{front.endcore.G4}$ は、

$$\sigma_{front.endcore.G4} = \sigma_{m_{endcore.G4}} + \sigma_{b_{endcore.G4}} = 36 \text{ MPa}$$

(2) 内面からの荷重で発生する応力

a. 許容応力状態Ⅲ_ASでの発生応力

多孔プレートが等間隔でリベットにより支持された連続平板として、引用文献(4)の Chapter 7, Section 54 に示す方法にて計算する。

エンドコア部のリベット位置よりリベット間隔寸法を図4-10に示す。

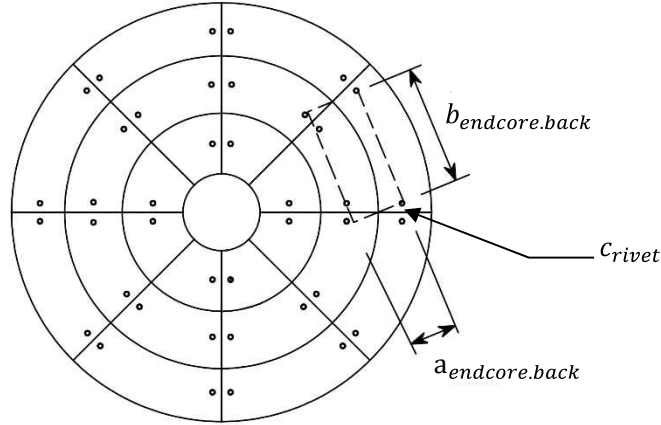


図4-10 コアエンド部リベット間隔寸法

- $a_{endcore.back}$: 計算に使用する矩形平板の短辺寸法 = mm
- $b_{endcore.back}$: 計算に使用する矩形平板の長辺寸法 = mm
- c_{rivet} : リベット頭部半径 = mm
- $\frac{b_{endcore.back}}{a_{endcore.back}} = 1.71$

従って、引用文献(4)の Table 58 よりパラメータ $\alpha_{endcore}$, $\beta_{endcore}$ は、

$$\alpha_{endcore} = 0.8368, \quad \beta_{endcore} = 0.0479$$

連続平板に発生する荷重 $M_{x_{back.endcore.G3}}$, $M_{y_{back.endcore.G3}}$ は、

$$\begin{aligned} M_{x_{back.endcore.G3}} &= \frac{-(q_{endcore.z.G3} - DP) \cdot a_{endcore.back} \cdot b_{endcore.back}}{4\pi} \\ &\quad \cdot \left[(1 + \nu_{eff}) \cdot \ln \left(\frac{a_{endcore.back}}{c_{rivet}} \right) - (\alpha_{endcore} + \beta_{endcore} \cdot \nu_{eff}) \right] \\ &= -3.007 \text{ N} \cdot \text{mm/mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{y_{back.endcore.G3}} &= \frac{-(q_{endcore.z.G3} - DP) \cdot a_{endcore.back} \cdot b_{endcore.back}}{4\pi} \\ &\quad \cdot \left[(1 + \nu_{eff}) \cdot \ln \left(\frac{a_{endcore.back}}{c_{rivet}} \right) - (\beta_{endcore} + \alpha_{endcore} \cdot \nu_{eff}) \right] \\ &= -3.596 \text{ N} \cdot \text{mm/mm} \end{aligned}$$

ここで,

$q_{endcore.z.G3}$: エンドコアに軸方向外面より加わる許容応力状態Ⅲ_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照)

連続平板に発生する最大荷重 $M_{back.endcore.G3}$ は,

$$M_{back.endcore.G3} = \max(|M_{x_{back.endcore.G3}}|, |M_{y_{back.endcore.G3}}|) = 3.596 \text{ N} \cdot \text{mm}/\text{mm}$$

多孔プレート面の応力は,

$$\begin{aligned} \sigma_{back.endcore.G3} &= \frac{6 \cdot M_{back.endcore.G3}}{t^2} \cdot K_{pp} \\ &= 97 \text{ MPa} \end{aligned}$$

b. 許容応力状態Ⅳ_ASでの発生応力

a 項と同様に, 多孔プレートが等間隔でリベットにより支持された連続平板として, 引用文献(4)の Chapter 7, Section 54 に示す方法にて計算する。

連続平板に発生する荷重 $M_{x_{back.endcore.G4}}$, $M_{y_{back.endcore.G4}}$ は,

$$\begin{aligned} M_{x_{back.endcore.G4}} &= \frac{-q_{endcore.z.G4} \cdot a_{endcore.back} \cdot b_{endcore.back}}{4\pi} \\ &\quad \cdot \left[(1 + \nu_{eff}) \cdot \ln\left(\frac{a_{endcore.back}}{c_{rivet}}\right) - (\alpha_{endcore} + \beta_{endcore} \cdot \nu_{eff}) \right] \\ &= -5.368 \text{ N} \cdot \text{mm}/\text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{y_{back.endcore.G4}} &= \frac{-q_{endcore.z.G4} \cdot a_{endcore.back} \cdot b_{endcore.back}}{4\pi} \\ &\quad \cdot \left[(1 + \nu_{eff}) \cdot \ln\left(\frac{a_{endcore.back}}{c_{rivet}}\right) - (\beta_{endcore} + \alpha_{endcore} \cdot \nu_{eff}) \right] \\ &= -6.421 \text{ N} \cdot \text{mm}/\text{mm} \end{aligned}$$

ここで,

$q_{endcore.z.G4}$: エンドコアに軸方向外面より加わる許容応力状態Ⅳ_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照)

連続平板に発生する最大荷重 $M_{back.endcore.G4}$ は,

$$M_{back.endcore.G4} = \max(|M_{x_{back.endcore.G4}}|, |M_{y_{back.endcore.G4}}|) = 6.421 \text{ N} \cdot \text{mm}/\text{mm}$$

多孔プレート面の応力は,

$$\begin{aligned} \sigma_{back.endcore.G4} &= \frac{6 \cdot M_{back.endcore.G4}}{t^2} \cdot K_{pp} \\ &= 173 \text{ MPa} \end{aligned}$$

(3) エンドコアの多孔プレートに発生する最大応力

a. 許容応力状態Ⅲ_ASでの発生応力

エンドコアの多孔プレートに発生する最大応力は、4.8.2 (1)項 a 及び(2)項 a より、

$$\begin{aligned}\sigma_{endcore.G3} &= \max(\sigma_{front.endcore.G3}, \sigma_{back.endcore.G3}) \\ &= 109 \text{ MPa}\end{aligned}$$

b. 許容応力状態Ⅳ_ASでの発生応力

エンドコアの多孔プレートに発生する最大応力は、4.8.2 (1)項 b 及び(2)項 b より、

$$\begin{aligned}\sigma_{endcore.G4} &= \max(\sigma_{front.endcore.G4}, \sigma_{back.endcore.G4}) \\ &= 173 \text{ MPa}\end{aligned}$$

4.8.3 エンドディスクの多孔プレートに発生する応力

(1) 外面より加わる荷重で発生する応力

a. 許容応力状態Ⅲ_ASでの発生応力

4.8.2 項と同様に、多孔プレートを補剛材により支持された両端支持はりとして、引用文献(4)の Chapter 1, Section 3 に示す方法にて計算する。

引用文献(4)の(15)式を解くことによりパラメータ $u_{enddisk.G3}$ を求め、引用文献(4)の(16)式及び(17)式から発生応力を算出する。

(15)式の左辺に、エンドディスクに加わる軸方向荷重、板厚及び補剛材寸法を入れて、 $(u_{enddisk.G3})^4$ に乗じる係数 $U_{enddisk.G3}$ を計算すると、

$$U_{enddisk.G3} = \left\{ \frac{E_{eff}}{(1 - \nu_{eff}^2) \cdot q_{enddisk.z.G3}} \cdot \left(\frac{t}{LS_{enddisk}} \right)^4 \right\}^2$$

$$= 0.119$$

ここで、

$q_{enddisk.z.G3}$: エンドディスクに軸方向外面より加わる許容応力状態Ⅲ_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照)

t : 多孔プレートの板厚 = mm

$LS_{enddisk}$: エンドディスク補剛材の長さ = mm

(15)式をパラメータ $u_{enddisk.G3}$ について解くと、

$$u_{enddisk.G3} = 0.244$$

(17)式のパラメータ $\Psi_{enddisk.G3}$ は、

$$\Psi_{enddisk.G3} = 0.9961$$

エンドディスクに軸方向外面から加わる荷重により発生する一次局部膜応力は、

$$\sigma_{m_{enddisk.G3}} = \frac{E_{eff} \cdot u_{enddisk.G3}^2}{3 \cdot (1 - \nu_{eff}^2)} \cdot \left(\frac{t}{LS_{enddisk}} \right)^2 \cdot K_{pp} = 1 \text{ MPa}$$

エンドディスクに軸方向外面から加わる荷重により発生する曲げ応力は、

$$\sigma_{b_{enddisk.G3}} = \frac{q_{enddisk.z.G3}}{2} \cdot \left(\frac{LS_{enddisk}}{t} \right)^2 \cdot \Psi_{enddisk.G3} \cdot K_{pp} = 55 \text{ MPa}$$

一次局部膜応力と曲げ応力の合計 $\sigma_{front.enddisk.G3}$ は、

$$\sigma_{front.enddisk.G3} = \sigma_{m_{enddisk.G3}} + \sigma_{b_{enddisk.G3}} = 56 \text{ MPa}$$

b. 許容応力状態IV_ASでの発生応力

a 項と同様に引用文献(4)の(15)式を解くことによりパラメータ $u_{enddisk.G4}$ を求め、(16)式及び(17)式から発生応力を算出する。

(15)式の左辺に、エンドディスクに加わる軸方向荷重、板厚及び補剛材寸法を入れて、 $(u_{enddisk.G4})^4$ に乗じる係数 $U_{enddisk.G4}$ を計算すると、

$$U_{enddisk.G4} = \left\{ \frac{E_{eff}}{(1 - \nu_{eff}^2) \cdot q_{enddisk.z.G4}} \cdot \left(\frac{t}{L_{S_{enddisk}}} \right)^4 \right\}^2$$

$$= 6.833$$

ここで、

$q_{enddisk.z.G4}$: エンドディスクに軸方向外面より加わる許容応力状態IV_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照)

(15)式をパラメータ $u_{enddisk.G4}$ について解くと、

$$u_{enddisk.G4} = 0.032$$

(17)式のパラメータ $\psi_{enddisk.G4}$ は、

$$\psi_{enddisk.G4} = 0.9999$$

エンドディスクに軸方向外面から加わる荷重により発生する一次局部膜応力は、

$$\sigma_{m_{enddisk.G4}} = \frac{E_{eff} \cdot u_{enddisk.G4}^2}{3 \cdot (1 - \nu_{eff}^2)} \cdot \left(\frac{t}{L_{S_{enddisk}}} \right)^2 \cdot K_{pp} = 1 \text{ MPa}$$

エンドディスクに軸方向外面から加わる荷重により発生する曲げ応力は、

$$\sigma_{b_{enddisk.G4}} = \frac{q_{enddisk.z.G4}}{2} \cdot \left(\frac{L_{S_{enddisk}}}{t} \right)^2 \cdot \psi_{enddisk.G4} \cdot K_{pp} = 8 \text{ MPa}$$

一次局部膜応力と曲げ応力の合計 $\sigma_{front.enddisk.G4}$ は、

$$\sigma_{front.enddisk.G4} = \sigma_{m_{enddisk.G4}} + \sigma_{b_{enddisk.G4}} = 9 \text{ MPa}$$

(2) 内面からの荷重で発生する応力

a. 許容応力状態Ⅲ_ASでの発生応力

多孔プレートが等間隔でリベットにより支持された連続平板として、引用文献(4)の Chapter 7, Section 54 に示す方法にて計算する。

エンドディスク部リベット位置の間隔寸法より、

$a_{enddisk.back}$: 計算に使用する矩形平板の短辺寸法 = mm

$b_{enddisk.back}$: 計算に使用する矩形平板の長辺寸法 = mm

c_{rivet} : リベット頭部半径 = mm

$$\frac{b_{enddisk.back}}{a_{enddisk.back}} = 1.39$$

従って、引用文献(4)の Table 58 よりパラメータ $\alpha_{enddisk}$, $\beta_{enddisk}$ は、

$$\alpha_{enddisk} = 0.8346, \quad \beta_{enddisk} = 0.3954$$

連続平板に発生する荷重 $M_{x_{back.enddisk.G3}}$, $M_{y_{back.enddisk.G3}}$ は、

$$\begin{aligned} M_{x_{back.enddisk.G3}} &= \frac{-(q_{enddisk.z.G3} - DP) \cdot a_{enddisk.back} \cdot b_{enddisk.back}}{4\pi} \\ &\quad \cdot \left[(1 + v_{eff}) \cdot \ln\left(\frac{a_{enddisk.back}}{c_{rivet}}\right) - (\alpha_{enddisk} + \beta_{enddisk} \cdot v_{eff}) \right] \\ &= -2.935 \quad \text{N} \cdot \text{mm/mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{y_{back.enddisk.G3}} &= \frac{-(q_{enddisk.z.G3} - DP) \cdot a_{enddisk.back} \cdot b_{enddisk.back}}{4\pi} \\ &\quad \cdot \left[(1 + v_{eff}) \cdot \ln\left(\frac{a_{enddisk.back}}{c_{rivet}}\right) - (\beta_{enddisk} + \alpha_{enddisk} \cdot v_{eff}) \right] \\ &= -3.207 \quad \text{N} \cdot \text{mm/mm} \end{aligned}$$

ここで、

$q_{enddisk.z.G3}$: エンドディスクに軸方向外面より加わる許容応力状態Ⅲ_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照)

連続平板に発生する最大荷重 $M_{back.enddisk.G3}$ は、

$$M_{back.enddisk.G3} = \max(|M_{x_{back.enddisk.G3}}|, |M_{y_{back.enddisk.G3}}|) = 3.207 \quad \text{N} \cdot \text{mm/mm}$$

多孔プレート面の応力は、

$$\begin{aligned} \sigma_{back.enddisk.G3} &= \frac{6 \cdot M_{back.enddisk.G3}}{t^2} \cdot K_{pp} \\ &= 86 \quad \text{MPa} \end{aligned}$$

b. 許容応力状態IV_ASでの発生応力

a 項と同様に、多孔プレートが等間隔でリベットにより支持された連続平板として、引用文献(4)の Chapter 7, Section 54 に示す方法にて計算する。

連続平板に発生する荷重 $M_{x_{back.enddisk.G4}}$, $M_{y_{back.enddisk.G4}}$ は、

$$M_{x_{back.enddisk.G4}} = \frac{-q_{enddisk.z.G4} \cdot a_{enddisk.back} \cdot b_{enddisk.back}}{4\pi} \cdot \left[(1 + \nu_{eff}) \cdot \ln\left(\frac{a_{enddisk.back}}{c_{rivet}}\right) - (\alpha_{enddisk} + \beta_{enddisk} \cdot \nu_{eff}) \right]$$

$$= -5.066 \quad \text{N} \cdot \text{mm/mm}$$

$$M_{y_{back.enddisk.G4}} = \frac{-q_{enddisk.z.G4} \cdot a_{enddisk.back} \cdot b_{enddisk.back}}{4\pi} \cdot \left[(1 + \nu_{eff}) \cdot \ln\left(\frac{a_{enddisk.back}}{c_{rivet}}\right) - (\beta_{enddisk} + \alpha_{enddisk} \cdot \nu_{eff}) \right]$$

$$= -5.535 \quad \text{N} \cdot \text{mm/mm}$$

ここで、

$q_{enddisk.z.G4}$: エンドディスクに軸方向外面より加わる許容応力状態IV_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照)

連続平板に発生する最大荷重 $M_{back.enddisk.G4}$ は、

$$M_{back.enddisk.G4} = \max(|M_{x_{back.enddisk.G4}}|, |M_{y_{back.enddisk.G4}}|) = 5.535 \quad \text{N} \cdot \text{mm/mm}$$

多孔プレート面の応力は、

$$\sigma_{back.enddisk.G4} = \frac{6 \cdot M_{back.enddisk.G4}}{t^2} \cdot K_{pp}$$

$$= 149 \quad \text{MPa}$$

(3) ラジアル補剛材から加わる荷重で発生する応力

a. 許容応力状態Ⅲ_ASでの発生応力

各ラジアル補剛材からエンドディスクに加わるせん断力 $P_{end.G3.k}$ 及び曲げモーメント $M_{end.G3.k}$ により，多孔プレートに発生する応力を計算する。エンドディスクの多孔プレートに発生する応力 $\sigma_{pl.enddisk.G3.k}$ は，

$$\begin{aligned} \sigma_{pl.enddisk.G3.k} &= \left(\frac{P_{end.G3.k}}{A_{stf.end.k}} + \frac{M_{end.G3.k}}{S2_{stf.end.k}} \right) \cdot K_{pp} \quad (k = 1, 6) \\ &= \begin{pmatrix} 4 \\ 6 \\ 14 \\ 16 \\ 16 \\ 16 \end{pmatrix} \text{ MPa} \end{aligned}$$

ここで，

$P_{end.G3.k}$: 各ラジアル補剛材からエンドディスクに加わるせん断力
(4.7.4 (1)項参照)

$M_{end.G3.k}$: 各ラジアル補剛材からエンドディスクに加わるモーメント
(4.7.4 (2)項参照)

$A_{stf.end.k}$: エンドディスクラジアル補剛材の有効断面積*

$$A_{stf.end.k} = \begin{pmatrix} 400.7 \\ 400.7 \\ 400.5 \\ 399.9 \\ 399.5 \\ 399.4 \end{pmatrix} \text{ mm}^2$$

$S2_{stf.end.k}$: エンドディスクラジアル補剛材の有効断面係数*

$$S2_{stf.end.k} = \begin{pmatrix} 6446 \\ 6440 \\ 6406 \\ 6330 \\ 6274 \\ 6253 \end{pmatrix} \text{ mm}^3$$

ラジアル補剛材からエンドディスクに加わるせん断力 $P_{end.G3.k}$ 及び曲げモーメント $M_{end.G3.k}$ により，多孔プレートに発生する最大応力は，

$$\sigma_{pl.enddisk.G3} = \max(\sigma_{pl.enddisk.G3.k}) = 16 \text{ MPa}$$

注記* : 引用文献(5) Section B2 に従い，ラジアル補剛材と薄肉平板の相互効果による曲げ荷重に対する鋼材の有効幅を補正して，有効断面積及び有効断面係数を算出した。

b. 許容応力状態Ⅳ_ASでの発生応力

各ラジアル補剛材からエンドディスクに加わるせん断力 $P_{end.G4.k}$ 及び曲げモーメント $M_{end.G4.k}$ により、多孔プレートに発生する応力を計算する。エンドディスクの多孔プレートに発生する応力 $\sigma_{pl.enddisk.G4.k}$ は、

$$\begin{aligned} \sigma_{pl.enddisk.G4.k} &= \left(\frac{P_{end.G4.k}}{A_{stf.end.k}} + \frac{M_{end.G4.k}}{S2_{stf.end.k}} \right) \cdot K_{pp} \quad (k = 1, 6) \\ &= \begin{pmatrix} 5 \\ 9 \\ 24 \\ 27 \\ 27 \\ 27 \end{pmatrix} \text{ MPa} \end{aligned}$$

ラジアル補剛材からエンドディスクに加わるせん断力 $P_{end.G4.k}$ 及び曲げモーメント $M_{end.G4.k}$ により、多孔プレートに発生する最大応力は、

$$\sigma_{pl.enddisk.G4} = \max(\sigma_{pl.enddisk.G4.k}) = 27 \text{ MPa}$$

(4) エンドディスクの多孔プレートに発生する最大応力

a. 許容応力状態Ⅲ_ASでの発生応力

エンドディスク多孔プレートに発生する最大応力は、4.8.3 (1)項 a, (2)項 a 及び(3)項 a より、エンドディスクの外側より加わる荷重で発生する応力と内側からの荷重で発生する応力の大きい応力にラジアル補剛材より加わる荷重で発生する応力を加えて計算する。

エンドディスク多孔プレートにラジアル補剛材から受ける荷重で発生する応力との合成応力の最大値 $\sigma_{enddisk.com.G3}$ は、

$$\begin{aligned} \sigma_{enddisk.com.G3} &= \sigma_{pl.enddisk.G3} \\ &\quad + \max \left(\sigma_{front.enddisk.G3} \cdot \frac{(q_{enddisk.G3} - DP)}{q_{enddisk.G3}}, \sigma_{back.enddisk.G3} \right) \\ &= 102 \text{ MPa} \end{aligned}$$

エンドディスクの多孔プレートに発生する最大応力 $\sigma_{enddisk.G3}$ は、

$$\begin{aligned} \sigma_{enddisk.G3} &= \max (\sigma_{front.enddisk.G3}, \sigma_{back.enddisk.G3}, \sigma_{enddisk.com.G3}) \\ &= 102 \text{ MPa} \end{aligned}$$

b. 許容応力状態IV_ASでの発生応力

エンドディスク多孔プレートに発生する最大応力は、4.8.3 (1)項b, (2)項b及び(3)項bより、エンドディスクの外周より加わる荷重で発生する応力と内面からの荷重で発生する応力の大きい応力にラジアル補剛材より加わる荷重で発生する応力を加えて計算する。

エンドディスク多孔プレートにラジアル補剛材から受ける荷重で発生する応力との合成応力の最大値 $\sigma_{enddisk.com.G4}$ は、

$$\begin{aligned}\sigma_{enddisk.com.G4} &= \sigma_{pl.enddisk.G4} \\ &+ \max(\sigma_{front.enddisk.G4}, \sigma_{back.enddisk.G4}) \\ &= 176 \text{ MPa}\end{aligned}$$

エンドディスクの多孔プレートに発生する最大応力 $\sigma_{enddisk.G4}$ は、

$$\begin{aligned}\sigma_{enddisk.G4} &= \max(\sigma_{front.enddisk.G4}, \sigma_{back.enddisk.G4}, \sigma_{enddisk.com.G4}) \\ &= 176 \text{ MPa}\end{aligned}$$

4.8.4 中間ディスクの多孔プレートに発生する応力

(1) 外面より加わる荷重で発生する応力

a. 許容応力状態Ⅲ_ASでの発生応力

中間ディスクの多孔プレートに発生する応力 $\sigma_{front.middisk.G3}$ はエンドディスクの多孔プレートに発生する応力 $\sigma_{front.enddisk.G3}$ より、プレートに外面より加わる等価圧力の比で計算する。

$$\begin{aligned}\sigma_{front.middisk.G3} &= \frac{q_{middisk.z.G3}}{q_{enddisk.z.G3}} \cdot \sigma_{front.enddisk.G3} \\ &= 52 \text{ MPa}\end{aligned}$$

b. 許容応力状態Ⅳ_ASでの発生応力

中間ディスクの多孔プレートに発生する応力 $\sigma_{front.middisk.G4}$ は、a項と同様に、エンドディスクの多孔プレートに発生する応力 $\sigma_{front.enddisk.G4}$ よりプレートに外面より加わる等価圧力の比で計算する。

$$\begin{aligned}\sigma_{front.middisk.G4} &= \frac{q_{middisk.z.G4}}{q_{enddisk.z.G4}} \cdot \sigma_{front.enddisk.G4} \\ &= 2 \text{ MPa}\end{aligned}$$

(2) 内面からの荷重で発生する応力

a. 許容応力状態Ⅲ_ASでの発生応力

多孔プレートが等間隔でリベットにより支持された連続平板として、引用文献(4)の Chapter 7, Section 54 に示す方法にて計算する。

中間ディスク部リベット位置の間隔寸法より、

$$\begin{aligned}a_{middisk.back} &: \text{計算に使用する矩形平板の短辺寸法} = \boxed{} \text{ mm} \\ b_{middisk.back} &: \text{計算に使用する矩形平板の長辺寸法} = \boxed{} \text{ mm} \\ c_{rivet} &: \text{リベット頭部半径} = \boxed{} \text{ mm} \\ \frac{b_{middisk.back}}{a_{middisk.back}} &= 1.08\end{aligned}$$

従って、引用文献(4)の Table 58 よりパラメータ $\alpha_{middisk}$, $\beta_{middisk}$ は、

$$\alpha_{middisk} = 0.8198, \quad \beta_{middisk} = 0.7206$$

連続平板に発生する荷重 $Mx_{back.middisk.G3}$, $My_{back.middisk.G3}$ は、

$$\begin{aligned}Mx_{back.middisk.G3} &= \frac{-(q_{middisk.z.G3} - DP) \cdot a_{middisk.back} \cdot b_{middisk.back}}{4\pi} \\ &\quad \cdot \left[(1 + \nu_{eff}) \cdot \ln\left(\frac{a_{middisk.back}}{c_{rivet}}\right) - (\alpha_{middisk} + \beta_{middisk} \cdot \nu_{eff}) \right] \\ &= -1.128 \text{ N} \cdot \text{mm/mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_{y_{back.middisk.G3}} &= \frac{-(q_{middisk.z.G3} - DP) \cdot a_{middisk.back} \cdot b_{middisk.back}}{4\pi} \\
 &\quad \cdot \left[(1 + \nu_{eff}) \cdot \ln \left(\frac{a_{middisk.back}}{C_{rivet}} \right) - (\beta_{middisk} + \alpha_{middisk} \cdot \nu_{eff}) \right] \\
 &= -1.149 \text{ N} \cdot \text{mm/mm}
 \end{aligned}$$

ここで,

$q_{middisk.z.G3}$: 中間ディスクに軸方向外面より加わる許容応力状態Ⅲ_ASでの最大等価圧力 (表 4-12 参照)

連続平板に発生する最大荷重 $M_{back.middisk.G3}$ は,

$$M_{back.middisk.G3} = \max(|M_{x_{back.middisk.G3}}|, |M_{y_{back.middisk.G3}}|) = 1.149 \text{ N} \cdot \text{mm/mm}$$

多孔プレート面の応力は,

$$\begin{aligned}
 \sigma_{back.middisk.G3} &= \frac{6 \cdot M_{back.middisk.G3}}{t^2} \cdot K_{pp} \\
 &= 31 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

b. 許容応力状態Ⅳ_ASでの発生応力

a 項と同様に, 多孔プレートが等間隔でリベットにより支持された連続平板として, 引用文献(4)の Chapter 7, Section 54 に示す方法にて計算する。

連続平板に発生する荷重 $M_{x_{back.middisk.G4}}$, $M_{y_{back.middisk.G4}}$ は,

$$\begin{aligned}
 M_{x_{back.middisk.G4}} &= \frac{-q_{middisk.z.G4} \cdot a_{middisk.back} \cdot b_{middisk.back}}{4\pi} \\
 &\quad \cdot \left[(1 + \nu_{eff}) \cdot \ln \left(\frac{a_{middisk.back}}{C_{rivet}} \right) - (\alpha_{middisk} + \beta_{middisk} \cdot \nu_{eff}) \right] \\
 &= -1.602 \text{ N} \cdot \text{mm/mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_{y_{back.middisk.G4}} &= \frac{-q_{middisk.z.G4} \cdot a_{middisk.back} \cdot b_{middisk.back}}{4\pi} \\
 &\quad \cdot \left[(1 + \nu_{eff}) \cdot \ln \left(\frac{a_{middisk.back}}{C_{rivet}} \right) - (\beta_{middisk} + \alpha_{middisk} \cdot \nu_{eff}) \right] \\
 &= -1.633 \text{ N} \cdot \text{mm/mm}
 \end{aligned}$$

ここで,

$q_{middisk.z.G4}$: 中間ディスクに軸方向外面より加わる許容応力状態Ⅳ_ASでの最大等価圧力 (表 4-15 参照)

連続平板に発生する最大荷重 $M_{back.middisk.G4}$ は,

$$M_{back.middisk.G4} = \max(|M_{x_{back.middisk.G4}}|, |M_{y_{back.middisk.G4}}|) = 1.633 \text{ N} \cdot \text{mm/mm}$$

多孔プレート面の応力は,

$$\begin{aligned}
 \sigma_{back.middisk.G4} &= \frac{6 \cdot M_{back.middisk.G4}}{t^2} \cdot K_{pp} \\
 &= 44 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

(3) ラジアル補剛材から加わる荷重で発生する応力

a. 許容応力状態Ⅲ_ASでの発生応力

各ラジアル補剛材から中間ディスクに加わるせん断力 $P_{mid.G3.k}$ 及び曲げモーメント $M_{mid.G3.k}$ により、多孔プレートに発生する応力を計算する。中間ディスクの多孔プレートに発生する応力 $\sigma_{pl.mid.G3.k}$ は、

$$\begin{aligned} \sigma_{pl.mid.G3.k} &= \left(\frac{P_{mid.G3.k}}{A_{stf.mid.k}} + \frac{M_{mid.G3.k}}{S2_{stf.mid.k}} \right) \cdot K_{pp} \quad (k = 1, 6) \\ &= \begin{pmatrix} 4 \\ 5 \\ 10 \\ 11 \\ 11 \\ 11 \end{pmatrix} \text{ MPa} \end{aligned}$$

ここで、

$P_{mid.G3.k}$: 各ラジアル補剛材から中間ディスクに加わるせん断力
(4.7.5 (1)項参照)

$M_{mid.G3.k}$: 各ラジアル補剛材から中間ディスクに加わるモーメント
(4.7.5 (2)項参照)

$A_{stf.mid.k}$: 中間ディスクラジアル補剛材の有効断面積*

$$A_{stf.mid.k} = \begin{pmatrix} 199.1 \\ 199.1 \\ 198.8 \\ 198.3 \\ 197.9 \\ 197.7 \end{pmatrix} \text{ mm}^2$$

$S2_{stf.mid.k}$: 中間ディスクラジアル補剛材の有効断面係数*

$$S2_{stf.mid.k} = \begin{pmatrix} 2388 \\ 2384 \\ 2366 \\ 2324 \\ 2294 \\ 2282 \end{pmatrix} \text{ mm}^3$$

ラジアル補剛材から中間ディスクに加わるせん断力 $P_{mid.G3.k}$ 及び曲げモーメント $M_{mid.G3.k}$ により多孔プレートに発生する最大応力は、

$$\sigma_{pl.mid.G3} = \max(\sigma_{pl.mid.G3.k}) = 11 \text{ MP}$$

注記* : 引用文献(5) Section B2 に従い、ラジアル補剛材と薄肉平板の相互効果による曲げ荷重に対する鋼材の有効幅を補正して、有効断面積及び有効断面係数を算出した。

b. 許容応力状態Ⅳ_ASでの発生応力

各ラジアル補剛材から中間ディスクに加わるせん断力 $P_{mid.G4.k}$ 及び曲げモーメント $M_{mid.G4.k}$ により，多孔プレートに発生する応力を計算する。中間ディスクの多孔プレートに発生する応力 $\sigma_{pl.middisk.G4.k}$ は，

$$\begin{aligned}\sigma_{pl.middisk.G4.k} &= \left(\frac{P_{mid.G4.k}}{A_{stf.mid.k}} + \frac{M_{mid.G4.k}}{S2_{stf.mid.k}} \right) \cdot K_{pp} \quad (k = 1, 6) \\ &= \begin{pmatrix} 5 \\ 6 \\ 14 \\ 16 \\ 16 \\ 16 \end{pmatrix} \text{ MPa}\end{aligned}$$

ラジアル補剛材から中間ディスクに加わるせん断力 $P_{mid.G4.k}$ 及び曲げモーメント $M_{mid.G4.k}$ により，多孔プレートに発生する最大応力は，

$$\sigma_{pl.middisk.G4} = \max(\sigma_{pl.middisk.G4.k}) = 16 \text{ MPa}$$

(4) 中間ディスクの多孔プレートに発生する最大応力

a. 許容応力状態Ⅲ_ASでの発生応力

中間ディスク多孔プレートに発生する最大応力は，4.8.4 (1)項 a，(2)項 a 及び(3)項 a より，中間ディスクの外側より加わる荷重で発生する応力と内側からの荷重で発生する応力の大きい応力にラジアル補剛材より加わる荷重で発生する応力を加えて計算する。

中間ディスク多孔プレートにラジアル補剛材から受ける荷重で発生する応力との合成応力の最大値 $\sigma_{middisk.com.G3}$ は，

$$\begin{aligned}\sigma_{middisk.com.G3} &= \sigma_{pl.middisk.G3} \\ &\quad + \max \left(\sigma_{front.middisk.G3} \cdot \frac{(q_{middisk.G3} - DP)}{q_{middisk.G3}}, \sigma_{back.middisk.G3} \right) \\ &= 42 \text{ MPa}\end{aligned}$$

中間ディスクの多孔プレートに発生する最大応力 $\sigma_{middisk.G3}$ は，

$$\begin{aligned}\sigma_{middisk.G3} &= \max (\sigma_{front.middisk.G3}, \sigma_{back.middisk.G3}, \sigma_{middisk.com.G3}) \\ &= 52 \text{ MPa}\end{aligned}$$

b. 許容応力状態IV_ASでの発生応力

中間ディスク多孔プレートに発生する最大応力は、4.8.4 (1)項b, (2)項b及び(3)項bより、中間ディスクの外面より加わる荷重で発生する応力と内面からの荷重で発生する応力の大きい応力にラジアル補剛材より加わる荷重で発生する応力を加えて計算する。

中間ディスク多孔プレートにラジアル補剛材から受ける荷重で発生する応力との合成応力の最大値 $\sigma_{middisk.com.G4}$ は、

$$\begin{aligned}\sigma_{middisk.com.G4} &= \sigma_{pl.middisk.G4} \\ &\quad + \max(\sigma_{front.middisk.G4}, \sigma_{back.middisk.G4}) \\ &= 60 \text{ MPa}\end{aligned}$$

中間ディスクの多孔プレートに発生する最大応力 $\sigma_{middisk.G4}$ は、

$$\begin{aligned}\sigma_{middisk.G4} &= \max(\sigma_{front.middisk.G4}, \sigma_{back.middisk.G4}, \sigma_{middisk.com.G4}) \\ &= 60 \text{ MPa}\end{aligned}$$

4.8.5 アウターリムの多孔プレートに発生する応力

(1) 応力計算方法

アウターリムの多孔プレートに発生する応力計算には、アウターリム取付部含み三次元シェル要素でモデル化し、解析コード「ANSYS」を使用した有限要素解析手法を適用する。

アウターリムの多孔プレートの三次元シェルモデル（以下「アウターリム応力解析モデル」という。）を図4-11及び図4-12に、解析モデルの概要を以下に示す。また、機器の諸元を本書計算書の【高圧炉心注水系ストレーナの耐震性についての計算結果】の機器要目に示す。

- a. アウターリム応力解析モデルでは、アウターリムの多孔プレートと取付部をシェル要素でモデル化して解析を行う。
- b. アウターリム応力解析モデルは、鉛直面に対称境界を与え、鉛直軸を境界として片側半分をモデル化する。
- c. 多孔プレートの等価縦弾性係数、等価ポアソン比及び応力倍率は4.8.1項に記載した数値を使用する。
- d. 各部の質量は、各シェル要素に密度として与える

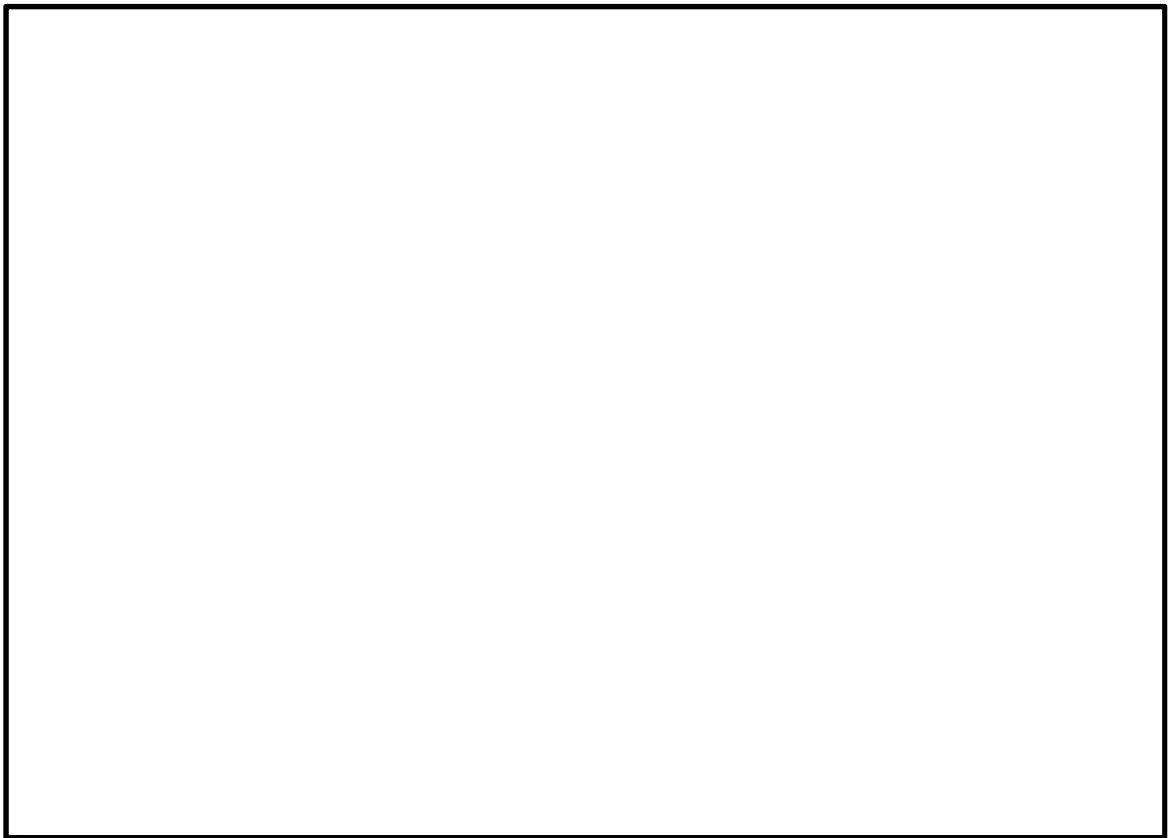


図4-11 アウターリムの多孔プレートの有限要素

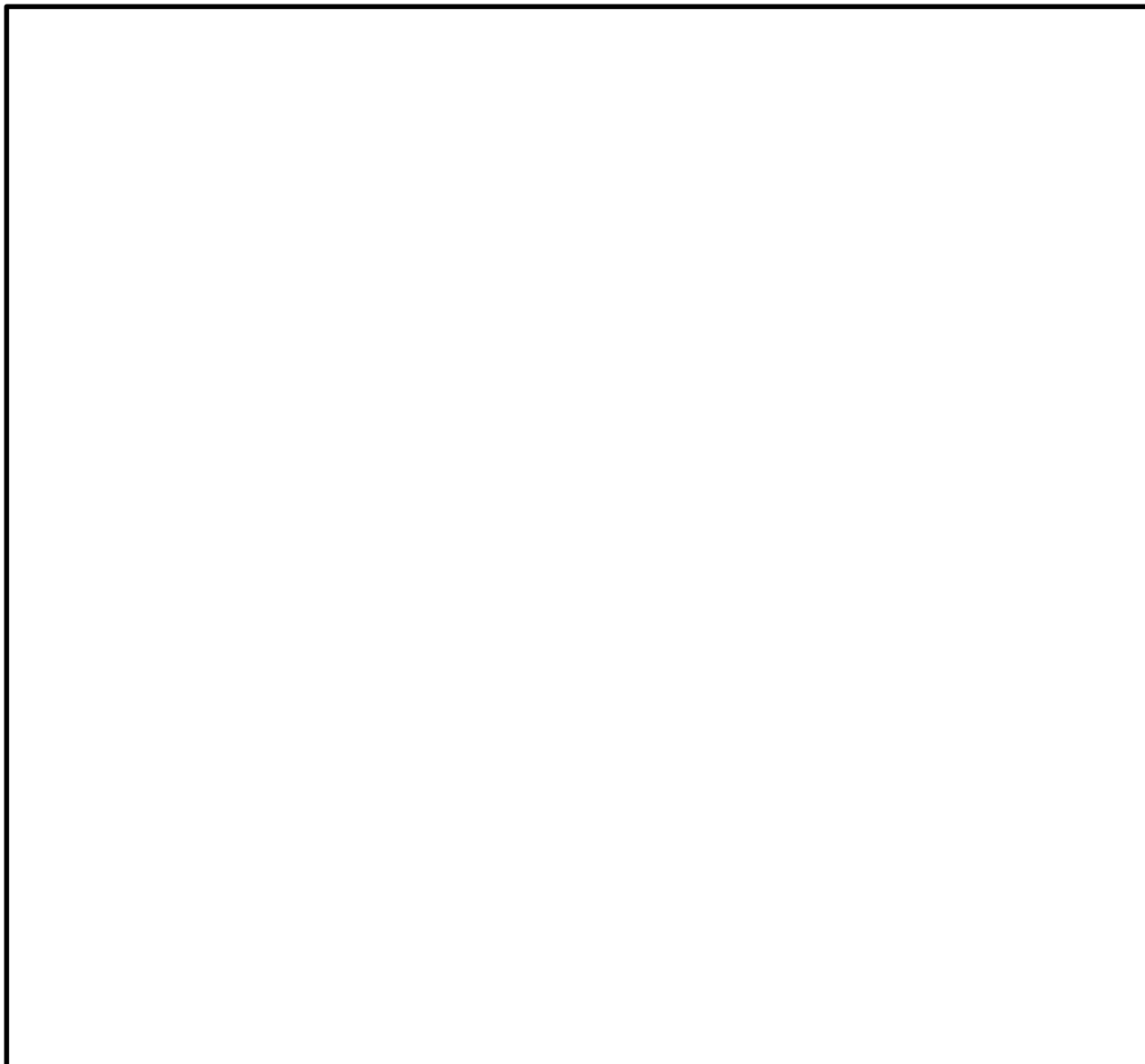


図 4-12 アウターリムの応力解析モデル

(2) アウターリムの多孔プレートの発生応力

アウターリムの多孔プレートに発生する応力を表 4-16 にまとめる。

表 4-16 アウターリムの多孔プレートに発生する応力

許容応力状態	一次応力 (MPa)	
	一般膜応力	一般膜応力+曲げ応力
Ⅲ _A S	25	28
Ⅳ _A S	29	33

4.8.6 インナーギャップの多孔プレートに発生する応力

(1) 応力計算方法

インナーギャップの多孔プレートに発生する応力計算には、4.8.5 項と同様に、インナーギャップ取付部含み三次元シェル要素でモデル化し、解析コード「ANSYS」を使用した有限要素解析手法を適用する。

インナーギャップの多孔プレートの三次元シェルモデル（以下「インナーギャップ応力解析モデル」という。）を図4-13及び図4-14に、解析モデルの概要を以下に示す。

- a. インナーギャップ応力解析モデルでは、インナーギャップの多孔プレートと取付部をシェル要素でモデル化して解析を行う。
- b. インナーギャップ応力解析モデルは、鉛直面に対称境界を与え、鉛直軸を境界として片側半分をモデル化する。
- c. インナーギャップの多孔プレートは両サイドのディスクプレートにリベットにて固定されており 30° ピッチでリベット間隔を定め固定端としてモデル化する。
- d. 多孔プレートの等価縦弾性係数、等価ポアソン比及び応力倍率は4.8.1項に記載した数値を使用する。
- e. 各部の質量は、各シェル要素に密度として与える。

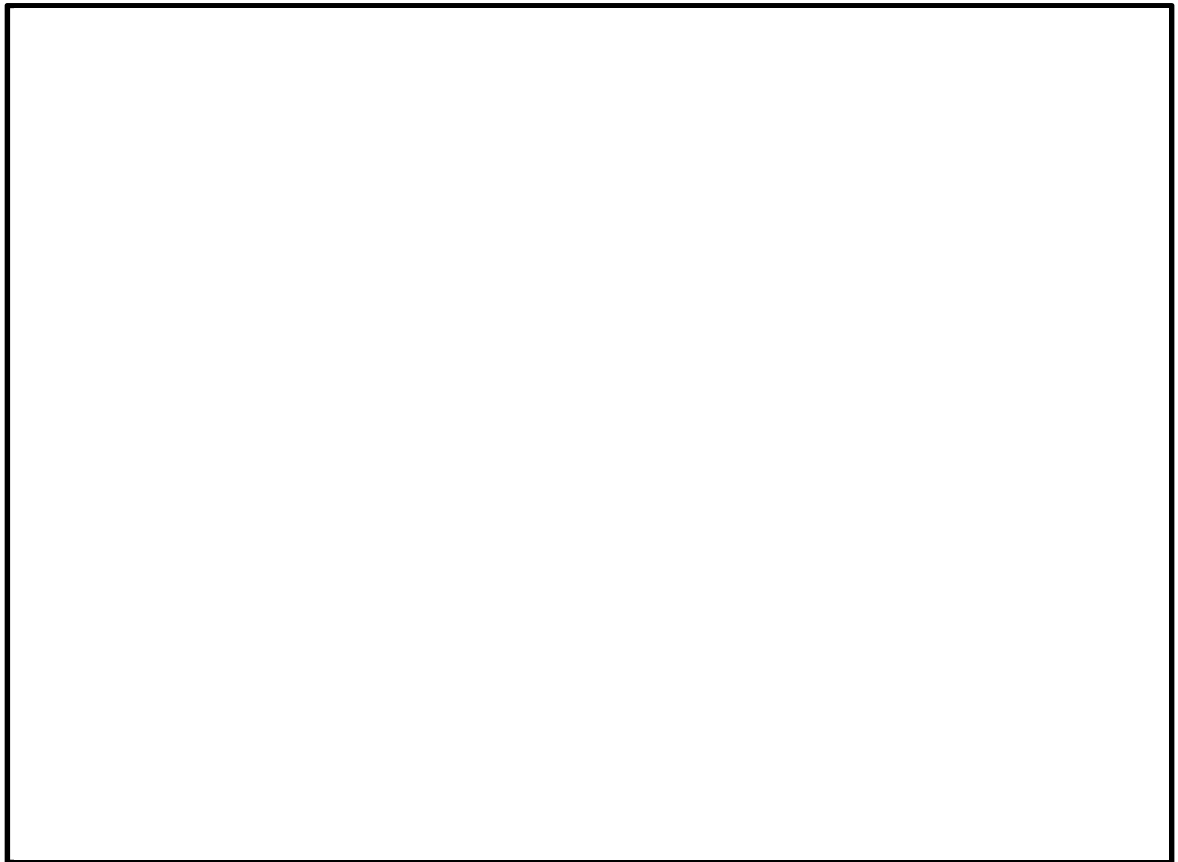


図4-13 インナーギャップの多孔プレートの有限要素



図 4-14 インナーギャップの応力解析モデル

- (2) インナーギャップの多孔プレートの発生応力
 インナーギャップの多孔プレートに発生する応力を表 4-17 にまとめる。

表 4-17 インナーギャップの多孔プレートに発生する応力

許容応力状態	一次応力 (MPa)	
	一般膜応力	一般膜応力+曲げ応力
Ⅲ _A S	8	9
Ⅳ _A S	8	9

4.8.7 コアチューブの評価部位に発生する応力

(1) 許容応力状態Ⅲ_ASでの発生応力

コアチューブに発生する応力は、以下の式で計算する。

$$\begin{aligned} \sigma_{ct.G3.l} &= \frac{F_{z.tube.G3.l}}{A_{ct.l}} + \frac{B2}{S_{ct.l}} \cdot \sqrt{M_{x.tube.G3.l}^2 + M_{y.tube.G3.l}^2 + M_{z.tube.G3.l}^2} \quad (l = 1, 3) \\ &= \begin{pmatrix} 2 \\ 29 \\ 22 \end{pmatrix} \text{ MPa} \end{aligned}$$

ここで、

$\begin{pmatrix} A \\ B \\ C \end{pmatrix}$ はそれぞれ、A：最終面、B：第一列位置及び C：フランジ面を表す。

$F_{z.tube.G3.l}$: コアチューブに作用する各評価点の許容応力状態Ⅲ_ASでの軸方向荷重

$M_{x.tube.G3.l}$

$M_{y.tube.G3.l}$: コアチューブに作用する各評価点の許容応力状態Ⅲ_ASでのモーメント

$M_{z.tube.G3.l}$

$A_{ct.l}$: コアチューブの各評価点の断面積

$$A_{ct.l} = \begin{pmatrix} 13279 \\ 14731 \\ 17735 \end{pmatrix} \text{ mm}^2$$

$S_{ct.l}$: コアチューブの各評価点の断面係数

$$S_{ct.l} = \begin{pmatrix} 9.55 \times 10^5 \\ 1.27 \times 10^6 \\ 1.92 \times 10^6 \end{pmatrix} \text{ mm}^3$$

B2 : 応力係数 = 4.5

(2) 許容応力状態Ⅳ_ASでの発生応力

コアチューブに発生する応力は、以下の式で計算する。

$$\begin{aligned} \sigma_{ct.G4.l} &= \frac{F_{z.tube.G4.l}}{A_{ct.l}} + \frac{B2}{S_{ct.l}} \cdot \sqrt{M_{x.tube.G4.l}^2 + M_{y.tube.G4.l}^2 + M_{z.tube.G4.l}^2} \quad (l = 1, 3) \\ &= \begin{pmatrix} 3 \\ 35 \\ 27 \end{pmatrix} \text{ MPa} \end{aligned}$$

ここで、

$F_{z.tube.G4.l}$: コアチューブに作用する各評価点で許容応力状態Ⅳ_ASでの軸方向荷重

$M_{x.tube.G4.l}$

$M_{y.tube.G4.l}$: コアチューブに作用する各評価点の許容応力状態Ⅳ_ASでのモーメント

$M_{z.tube.G4.l}$

4.8.8 フランジに発生する応力

(1) 応力計算方法

以下に示す計算方法により応力評価を行う。

ストレーナ取付部のフランジは、一般的なフランジとは異なりガスケットを使用しない。そこで、フランジを以下のようにモデル化し、応力評価を行う。

フランジを外周（ボルト穴中心円直径）が固定された平板と考え、表 4-18 に示すモーメントが中心部に作用すると考える。この場合の発生応力は、引用文献(6)より、図 4-15 に示す計算モデルで下記の計算式より求める。

$$\sigma_r = \frac{\beta_{flan} \cdot M_{f,max}}{IR_{bolt} \cdot (t_{flan})^2}$$

ここで、

- σ_r : 曲げ応力 (MPa)
- $M_{f,max}$: 考慮すべき最大モーメント (N・mm)
- IR_{bolt} : ボルト穴中心円半径 = mm
- IR_{flan} : フランジ内半径 = mm
- t_{flan} : フランジ板厚 = mm
- β_{flan} : IR_{flan}/IR_{bolt} = から決まる計算上の係数 =

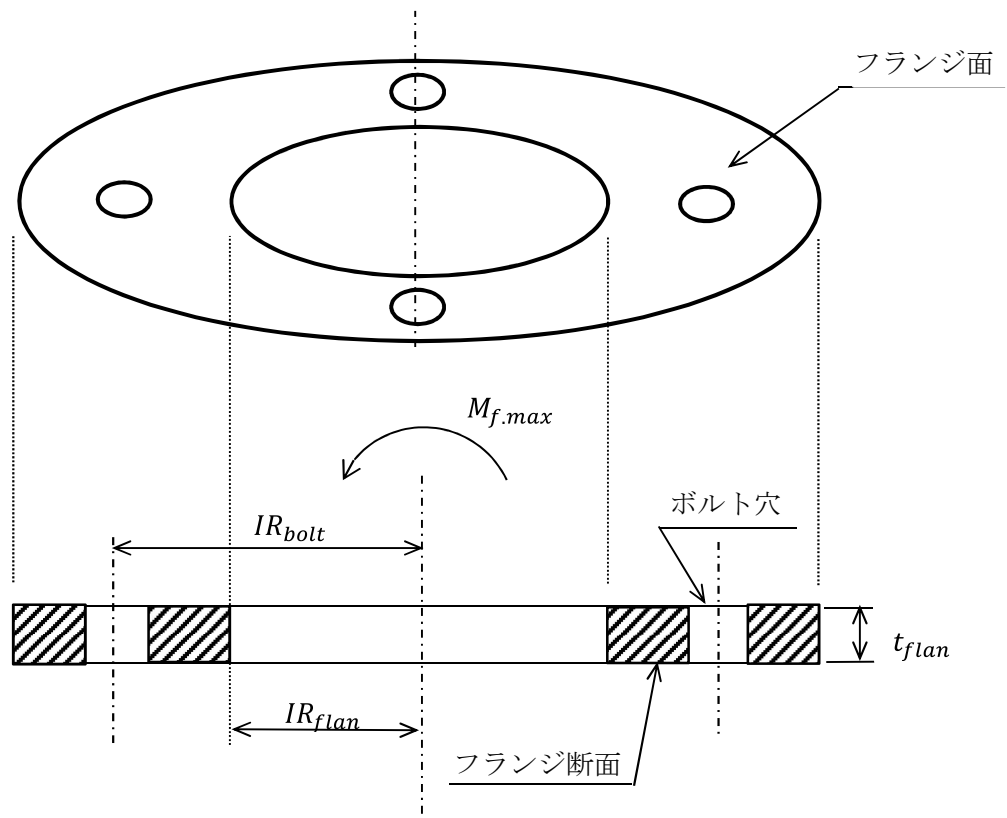


図 4-15 フランジ断面の計算モデル

(2) モーメントの設定

ストレーナ取付部のフランジの設計荷重は、ストレーナに作用する荷重から 4.3 項に示す「応答解析」により算出したフランジ部のモーメントを用いる。ここでのモーメントは、図 4-16 に示すように、ストレーナ重心に作用する荷重とその作用点からフランジまでのモーメントアームから計算したフランジに対して面外方向の曲げモーメント（2 方向ある面外方向曲げモーメントの二乗和平方根の合成値）を考慮する。なお、フランジ面内に発生するモーメント（ねじり）により発生するせん断応力は微小であるため、ここでは考慮から外す。

フランジの設計荷重を表 4-18 に示す。

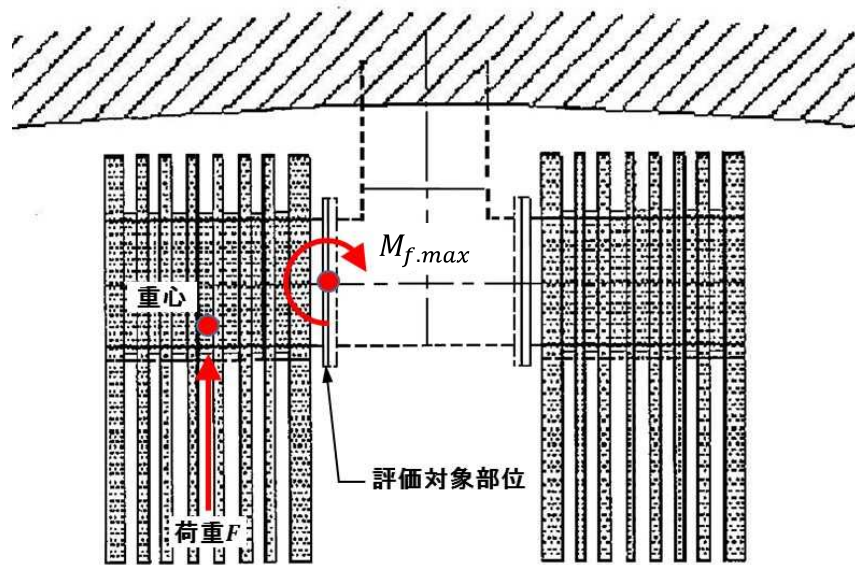


図 4-16 フランジに作用するモーメント

表 4-18 フランジの設計荷重
(単位：N・mm)

荷重		モーメント $M_{f,max}$
1	死荷重	
2	異物荷重	
3	差圧荷重	
4	S R V 荷重	
5	ストレーナ S d *地震荷重	
6	ストレーナ S s 地震荷重	
7	異物 S d *地震荷重	
8	異物 S s 地震荷重	

4.8.9 ストレーナ取付部ボルトに発生する応力

(1) 応力計算方法

ストレーナ取付部ボルト（以下「ボルト」という。）には、表 4-18 に示すモーメントに加え、ストレーナの軸方向に発生する荷重によりボルトに軸方向荷重が発生する。

フランジに作用する中立軸まわりのモーメントにより、ボルトに生じる軸力は、以下のように算出する。

図 4-17 に示すフランジの中心を通る中立軸（X 軸又は Y 軸）まわりのモーメントを考える。このとき、中立軸まわりのモーメントは、各ボルトに発生する軸力とボルトの中立軸からの距離の積から得られるモーメントとつりあっていると考えることができる。ここで、軸方向荷重によって中立軸が移動するが、軸方向荷重のボルトへの影響が小さいため、軸方向荷重による中立軸の移動は無視する。

したがって、X 軸まわりのモーメントと各ボルトの軸力の関係は下記となる。

$$M_x = \sum_{k=1}^n Ft_k \cdot \ell_k$$

ここで、

M_x : X 軸まわりのモーメント (N・mm)

Ft_k : 各ボルトに発生する軸力 (N)

ℓ_k : 任意のボルト k における X 軸からの距離 (mm)

n : ボルトの本数 = 本

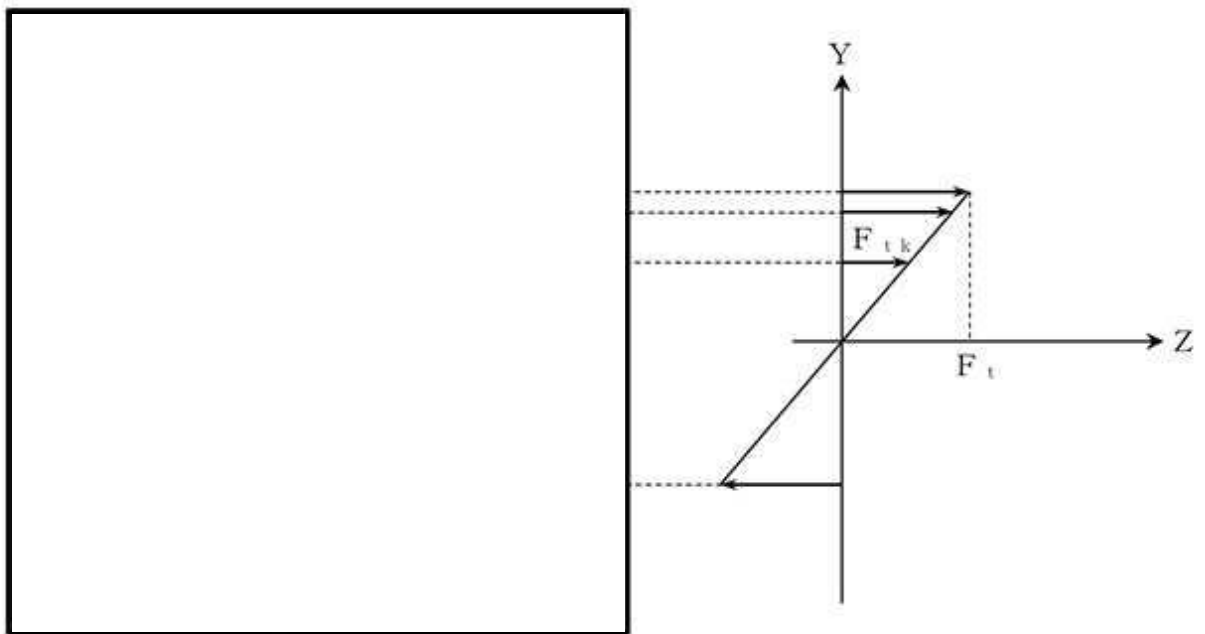


図 4-17 各ボルトに発生する軸力とモーメントアームの関係

また、ボルト軸力のX軸まわりのモーメント寄与分は中立軸上ではゼロであり、図 4-16 に示すように、曲げモーメントを伝えるボルトの軸力は回転中心からの距離に比例して変化するとして算定する。この場合、ボルトに発生する最大の軸力を Ft とすると、各ボルトに発生する軸力 Ft_k は以下となる。

$$Ft_k = Ft \cdot \frac{\ell_k}{Ds/2}$$

ここで、

Ft : 最大の軸力が発生する軸方向荷重 (N)

Ft_k : 各ボルトに発生する軸力 (N)

Ds : ボルト孔中心円直径 = mm

以上より、 n が偶数の場合、X軸まわりのモーメントは下記となる。

$$M_x = \frac{2 \cdot Ft}{Ds} \cdot \sum_{k=1}^n \ell_k^2 = \frac{Ft \cdot Ds \cdot n}{4}$$

ただし、

$$\ell_k = \frac{Ds}{2} \cdot \sin \left\{ \frac{2\pi}{n} \cdot (k-1) \right\}$$

よって、表 4-14 に示す面外方向の曲げモーメント (2 方向ある面外方向曲げモーメントの二乗和平方根の合成値) から、ボルトの軸力は以下のように算出できる。

$$Ft = \frac{4}{Ds \cdot n} \cdot M_{f.max}$$

(2) ボルトに発生する応力

ボルトの設計荷重は、4.8.8 (2)項に示すフランジに作用する最大モーメントに加え、ストレーナの軸方向に発生する反力であるボルトの軸方向荷重を考慮した引張力を合算した軸方向荷重を引張方向の荷重として応力評価を行う。フランジとボルトは摩擦接合であるため、ボルトに対するせん断力は作用しないものとする。ボルトに加わる設計荷重を表 4-19 に示す。

ボルトに発生する引張応力 σ_{bolt} は下記となる。

$$\sigma_{bolt} = \frac{F_z}{A_{bolt} \cdot n} + \frac{Ft}{A_{bolt}}$$

ここで、

σ_{bolt} : ボルトの発生応力 (MPa)

A_{bolt} : ボルトの有効断面積 (mm^2)

$$A_{bolt} = \frac{\pi}{4} d_b^2$$

d_b : ボルトのねじ部谷径 = mm

F_z : 表 4-19 に示す軸方向荷重 (N)

表 4-19 ボルトの設計荷重

(単位 : N)

荷重		軸方向荷重
1	死荷重	
2	異物荷重	
3	差圧荷重	
4	S R V 荷重	
5	ストレーナ S d * 地震荷重	
6	ストレーナ S s 地震荷重	
7	異物 S d * 地震荷重	
8	異物 S s 地震荷重	

4.9 計算条件

応力計算に用いる計算条件は、本計算書の【残留熱除去系ストレーナの耐震性についての計算結果】に示す。

4.10 応力の評価

「4.6 計算方法」で求めた応力が表 4-3、表 4-3 及び表 4-5 を用いて算出した許容応力以下であること。なお、二次応力は発生しないため、一次+二次応力評価は実施していない。

4.11 設計・建設規格における材料の規定によらない場合の評価

4.11.1 コアチューブ材料の評価結果

コアチューブに使用している [] は、クラス2管の使用可能な材料として設計・建設規格に記載されていないことから、クラス2管の使用可能な材料として設計・建設規格に記載されている材料 [] と機械的強度及び化学的成分を比較し、同等であることを示す。

(1) 機械的強度

	引張強さ	降伏点 又は耐力	比較結果
使用材料			引張強さ及び降伏点は同等と考えられる。
比較材料			

(2) 化学成分

	化学的成分 (%)								
	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	Cu
使用材料									
比較材料									
比較結果	化学的成分比較では、違いがなく同等と考える。								

(3) 評価結果

(1)(2)の評価により、機械的強度、化学的成分いずれにおいても比較材料と同等であることを確認したため、本機器において [] をクラス2材料として使用することに問題ないとする。

4.11.2 多孔プレート・フランジ材料の評価結果

多孔プレート・フランジに使用している [] は、クラス2管の使用可能な材料として設計・建設規格に記載されていないことから、クラス2管の使用可能な材料として設計・建設規格に記載されている材料 [] と機械的強度及び化学的成分を比較し、同等であることを示す。

(1) 機械的強度

	引張強さ	降伏点 又は耐力	比較結果
使用材料			引張強さ及び降伏点は同等と考えられる。
比較材料			

(2) 化学成分

	化学的成分 (%)									
	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	Cu	N
使用材料										
比較材料										
比較結果	C, Si 及びCr の含有率に若干の違いがあるが、以下により同等と考える。 C, Si 及びCr の含有量は JIS の要求範囲内であるが、機械的強度に影響を与える可能性がある。しかしながら、(1)の評価結果から機械的強度は同等である。									

(3) 評価結果

(1)(2)の評価により、機械的強度、化学的成分いずれにおいても比較材料と同等であることを確認したため、本機器において [] をクラス2材料として使用することに問題ないとする。

4.11.3 ストレーナ取付部ボルト材料の評価結果

ストレーナ取付部ボルトに使用している [] は、ボルトの使用可能な材料として設計・建設規格に記載されていないことから、ボルトの使用可能な材料として設計・建設規格に記載されている材料 [] と機械的強度及び化学的成分を比較し、同等であることを示す。

(1) 機械的強度

	引張強さ	降伏点 又は耐力	比較結果
使用材料			引張強さ及び降伏点は同等以上と考える。
比較材料			

(2) 化学成分

	化学的成分 (%)									
	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	Cu	N
使用材料										
比較材料										
比較結果	化学的成分比較では、違いがなく同等と考える。									

(3) 評価結果

(1)(2)の評価により、比較材料と比べ機械的強度は同等以上、化学的成分は同等であることを確認したため、本機器において [] をボルト材料として使用することに問題ないと考えます。

5. 評価結果

残留熱除去系ストレーナの設計基準対象施設としての耐震評価結果を以下に示す。発生値は許容限界を満足しており、設計用地震力に対して十分な構造強度を有していることを確認した。

構造強度評価の結果を次頁以降の表に示す。

なお、各評価点における算出応力は表 4-3 に示す荷重の組合せのうち、各許容応力状態ⅢA S 及びⅣA S で、発生値が高い方の評価を記載している。

6. 引用文献

- (1) John A. Roberson and Clayton T. Crowe, “Engineering Fluid Mechanics” 2nd Edition, Rudolf Steiner Press, 1969, Library of Congress Catalog No 79-87855.
- (2) ASME B&PV CODE, Section III, Division 1, Appendix, Article A-8000, “Stresses in Perforated Flat Plates” 1989 Edition, NO Addenda.
- (3) W. J. O’Donnell, “Effective Elastic Constants for the Bending of Thin Perforated Plates with Triangular and Square Penetration Patterns”, Journal of Engineering for Industry, 1973.
- (4) Steohen P. Timoshenko and S. Woinowsky-Krieger, “Theory of Plates and Shells” 2nd Edition, McGraw-Hill, 1959.
- (5) “AISI Specification for the Design of Cold-Formed Steel Structural Members”, 1996 Edition
- (6) Warren C. Young and Richard G. Budynas, “Roark’ s Formulas for Stress and Strain” 7th Edition, McGraw-Hill

【残留熱除去系ストレーナの耐震性についての計算結果】

1. 設計基準対象施設

1.1 設計条件

機器名称	耐震重要度分類	据付場所及び床面高さ (m)	固有周期 (s)		弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度		基準地震動 S _s		最高使用温度 (°C)	周囲環境温度 (°C)
			水平方向	鉛直方向	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度		
残留熱除去系 ストレーナ	S	原子炉建屋 T. M. S. L. (T. M. S. L. -1.700*)	0.029	0.05 以下	C _H =0.58	C _V =0.50	C _H =1.02	C _V =1.02	104	—

注記*：基準床レベルを示す。

1.2 機器要目

(単位：mm)

OD_{disk}	OD_{gap}	OD_{tube}	E_{ecc}

(単位：mm)

L_{tube}	L_{strnr}	L_{stub}	$W_{enddisk}$	W_{gap}	$W_{middisk}$

(単位：mm)

P	h	d

(解析モデルの諸元 (応答解析用))

項目	単位	入力値
残留熱除去系ストレーナの材質	—	
残留熱除去系ストレーナの質量	kg/個	
残留熱除去系ストレーナの 内包水の質量	kg/個	
ストレーナ 1 個あたりの異物の質量	kg/個	
縦弾性係数	MPa	
ポアソン比	—	0.30
要素数	個	
節点数	個	



(解析モデルの諸元 (応力解析用))

項目	単位	入力値
残留熱除去系ストレーナの材質	—	
残留熱除去系ストレーナの質量	kg/個	
多孔プレートの等価縦弾性係数	MPa	
多孔プレートの等価ポアソン比	—	0.25
多孔プレートの応力増倍率	—	2.58
アウターリムモデル要素数	個	
アウターリムモデル節点数	個	
インナーギャップモデル要素数	個	
インナーギャップモデル節点数	個	

(単位 : MPa)

部材	材料	S	S _y	S _u	S _y (R T)
コアチューブ					—
多孔プレート					—
フランジ					—
ストレーナ取付部ボルト					—

1.3 計算数値

1.3.1 水力的動的荷重

逃がし安全弁作動時荷重 (単位: N/m²)

荷重名称	軸方向荷重	鉛直方向荷重	水平方向荷重
S R V 荷重 (圧力荷重)			
S R V 荷重 (ドラッグ荷重)			

1.3.2 ストレーナの設計荷重

自重 (N)	異物荷重 (N)	差圧荷重 (kPa)

1.3.3 フランジの設計荷重

(単位: N・mm)

荷重		モーメント
1	死荷重	
2	異物荷重	
3	差圧荷重	
4	S R V 荷重	
5	ストレーナ S d *地震荷重	
6	ストレーナ S s 地震荷重	
7	異物 S d *地震荷重	
8	異物 S s 地震荷重	

1.3.4 ストレーナ取付部ボルトの設計荷重

(単位：N)

荷重		軸方向荷重
1	死荷重	
2	異物荷重	
3	差圧荷重	
4	S R V 荷重	
5	ストレーナ S d *地震荷重	
6	ストレーナ S s 地震荷重	
7	異物 S d *地震荷重	
8	異物 S s 地震荷重	

1.4 結論

1.4.1 固有周期

(単位：s)

モード	方向	固有周期
1次モード	水平	0.029

1.4.2 応力

(単位：MPa)

評価対象設備	評価部位		材料	応力分類	Ⅲ A S			Ⅳ A S		
					算出応力	許容応力	荷重組合せ	算出応力	許容応力	荷重組合せ
残留熱除去系 ストレーナ	P1	エンドコア		一次膜応力+ 一次曲げ応力	109		DBA-3	173		DBA-4
	P2	エンドディスク		一次膜応力+ 一次曲げ応力	102		DBA-3	176		DBA-4
	P3	中間ディスク		一次膜応力+ 一次曲げ応力	52		DBA-3	60		DBA-4
	P4	アウターリム		一次膜応力	25		DBA-3	29		DBA-4
				一次膜応力+ 一次曲げ応力	28			33		
	P5	インナーギャップ		一次膜応力	8		DBA-3	8		DBA-4
				一次膜応力+ 一次曲げ応力	9			9		
	P6	コアチューブ 最終列位置		一次膜応力+ 一次曲げ応力	2		DBA-3	3		DBA-4
	P7	コアチューブ 第一列位置		一次膜応力+ 一次曲げ応力	29		DBA-3	35		DBA-4
	P8	コアチューブ フランジ接触面		一次膜応力+ 一次曲げ応力	22		DBA-3	27		DBA-4
P9	フランジ	曲げ応力	24	DBA-3	33	DBA-4				
P10	ストレーナ取付部ボルト	引張応力	10	DBA-3	13	DBA-4				

すべて許容応力以下である。

添付資料

1. ラジアル補剛材の配置諸元

1.1 ラジアル補剛材の配置角度

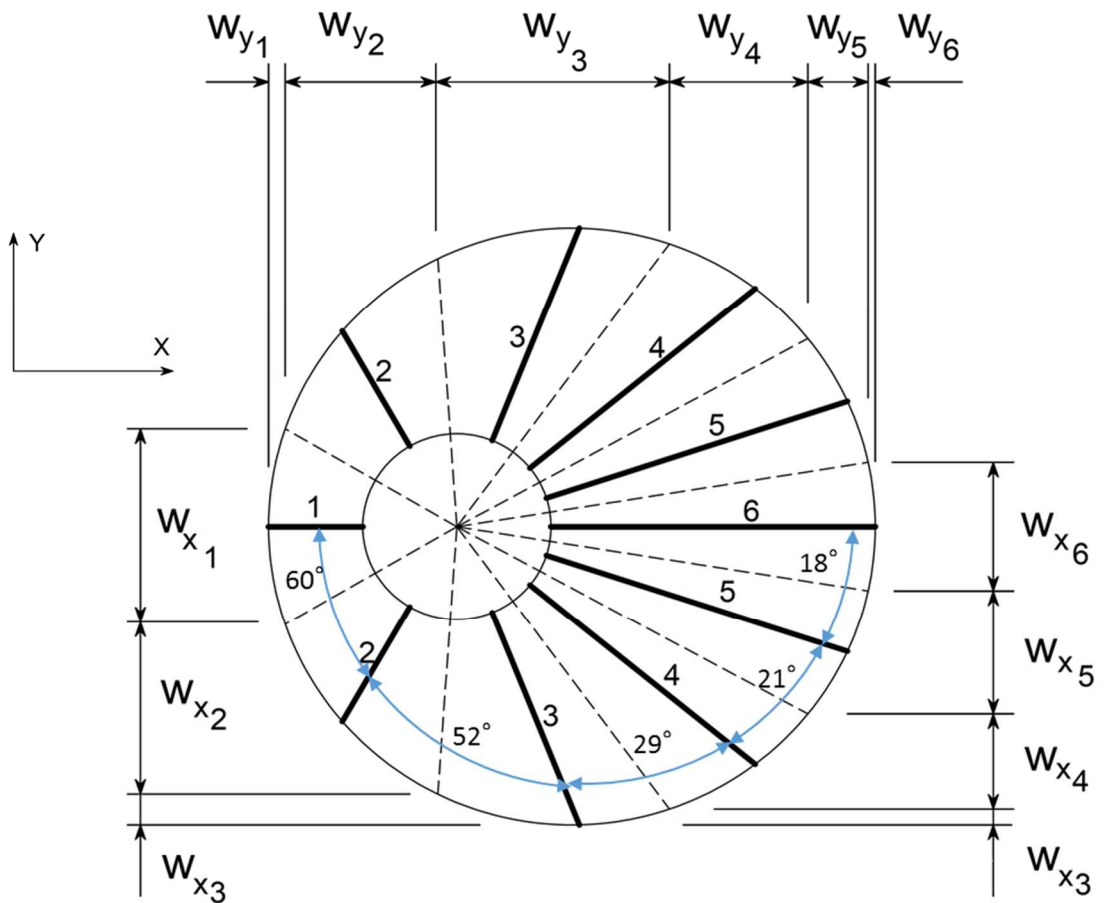
ラジアル補剛材の配置は添付図1に示すようにx軸より以下の角度で配置されている。

$$\theta_k = \begin{pmatrix} 0 \\ 60 \\ 112 \\ 141 \\ 162 \\ 180 \end{pmatrix} \quad (k = 1, 6) \quad \text{度}$$

1.2 ラジアル補剛材の等価受圧長さ

ラジアル補剛材のx方向（水平）とy方向（鉛直）の等価受圧長さは添付図1に示すように以下となる。

$$W_{x_k} = \begin{pmatrix} 480.3 \\ 416.5 \\ 121.0 \\ 233.1 \\ 304.2 \\ 316.4 \end{pmatrix} \text{ mm}, \quad W_{y_k} = \begin{pmatrix} 41.2 \\ 370.1 \\ 560.6 \\ 337.0 \\ 147.0 \\ 17.3 \end{pmatrix} \text{ mm}$$



添付図1 ラジアル補剛材の配置諸元

2. アウターリム部の等価受圧長さとかアチューブ部の等価受圧長さ

2.1 アウターリム部の等価受圧長さ

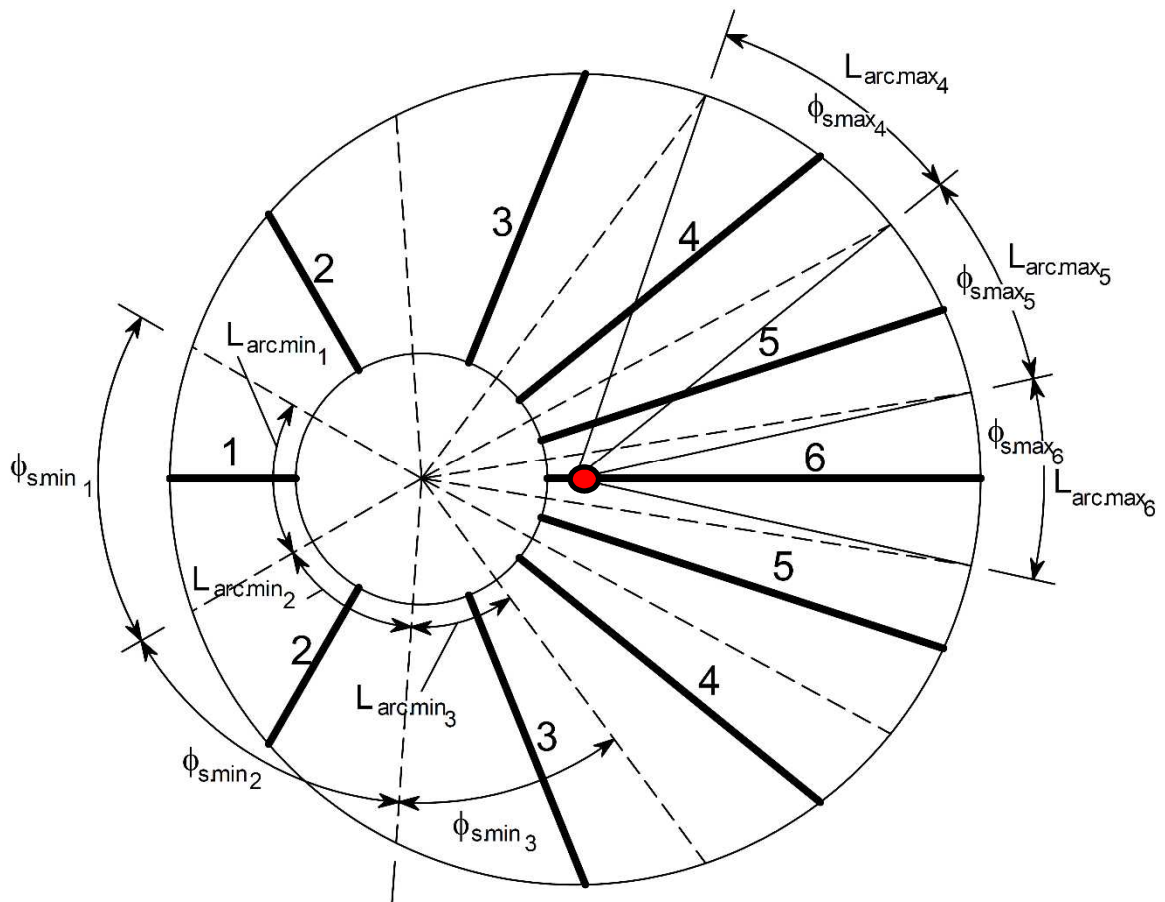
アウターリム部の等価受圧長さ $L_{arc.max_k}$ は、添付図2より以下となる。

$$L_{arc.max_k} = \begin{pmatrix} 491.45 \\ 550.23 \\ 519.87 \\ 384.39 \\ 317.88 \\ 297.73 \end{pmatrix} \text{ mm, ここで, 配置角度 } \phi_{s.max_k} = \begin{pmatrix} 40.82 \\ 45.70 \\ 43.18 \\ 31.93 \\ 26.41 \\ 24.73 \end{pmatrix} \text{ (} k = 1, 6 \text{) 度}$$

2.2 コアチューブ部の等価受圧長さ

コアチューブ部の等価受圧長さ $L_{arc.min_k}$ は、添付図2より以下となる。

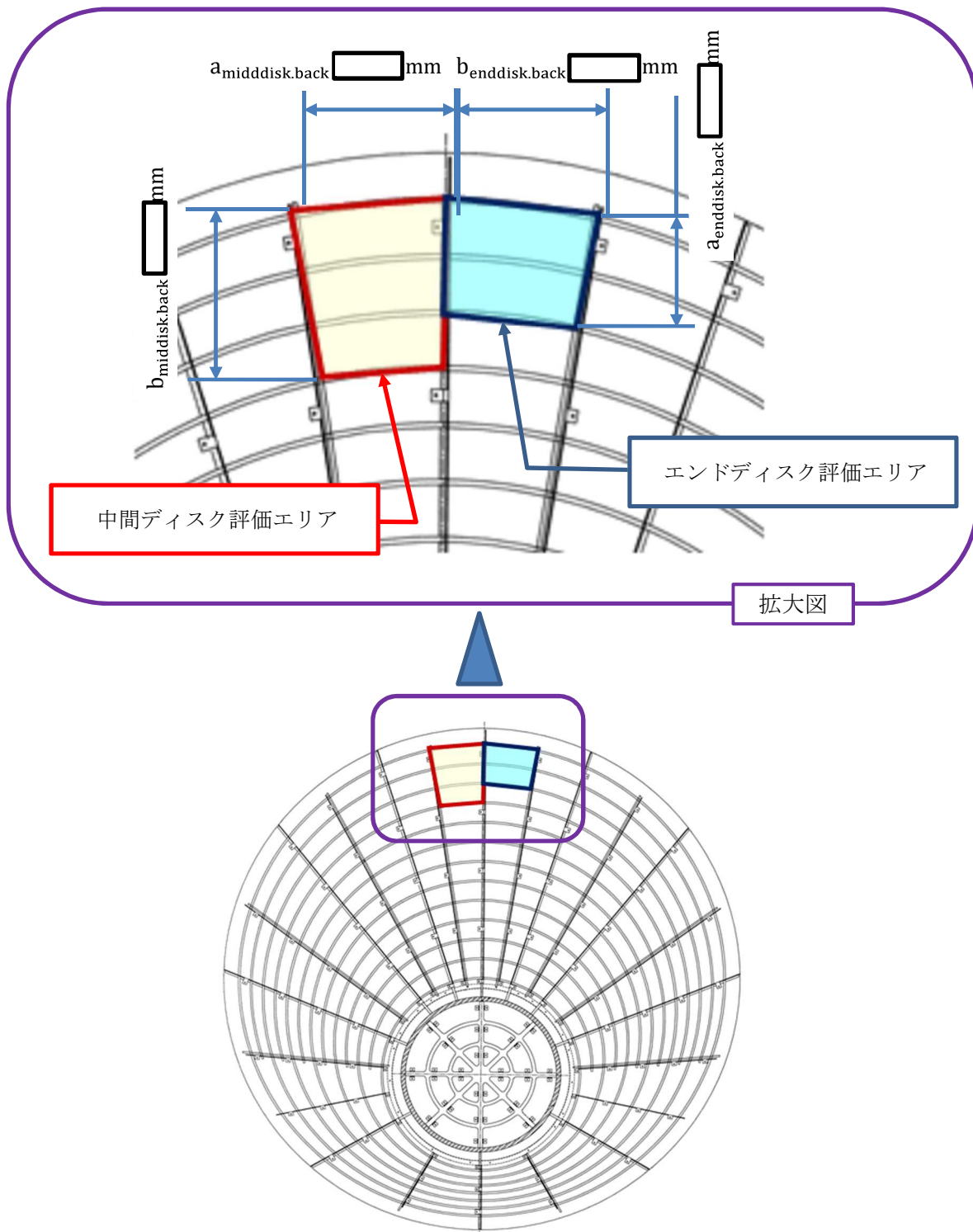
$$L_{arc.min_k} = \begin{pmatrix} 295.08 \\ 275.41 \\ 199.18 \\ 122.95 \\ 95.90 \\ 88.52 \end{pmatrix} \text{ mm, ここで, 配置角度 } \phi_{s.min_k} = \begin{pmatrix} 60.00 \\ 56.00 \\ 40.50 \\ 25.00 \\ 19.50 \\ 18.00 \end{pmatrix} \text{ (} k = 1, 6 \text{) 度}$$



添付図2 アウターリム部の等価受圧長さとかアチューブ部の等価受圧長さ

3. 内面からの荷重の評価エリア

エンドディスク及び中間ディスクについて、内面からの荷重に対する評価エリアとその寸法を添付図3に示す。



添付図3 エンドディスク及び中間ディスクの内面からの荷重評価エリア

重大事故等対処設備

目 次

1.	概要	1
2.	一般事項	1
2.1	構造計画	1
2.2	評価方針	3
2.3	適用規格・基準等	4
2.4	記号の説明	5
2.5	計算精度と数値の丸め方	8
3.	評価部位	9
4.	地震応答解析及び構造強度評価	12
4.1	地震応答解析及び構造強度評価方法	12
4.2	荷重の組合せ及び許容応力	12
4.2.1	荷重の組合せ及び許容応力状態	12
4.2.2	許容応力	12
4.2.3	使用材料の許容応力評価条件	12
4.2.4	設計荷重	19
4.3	解析モデル及び諸元	20
4.4	固有周期	21
4.5	設計用地震力	22
4.6	計算方法	23
4.6.1	応力評価	23
4.6.2	応力評価点	23
4.6.3	応力計算方法	23
4.7	各応力評価部位に加わる最大荷重	26
4.7.1	組合せ荷重の計算	26
4.7.2	多孔プレートに加わる荷重	28
4.7.3	コアチューブに加わる荷重	32
4.7.4	アウターリム及びインナーギャップからエンドディスク面に加わる荷重	39
4.7.5	アウターリム及びインナーギャップから中間ディスク面に加わる荷重	42
4.8	応力の計算	45
4.8.1	多孔プレートの評価方法	45
4.8.2	エンドコアの多孔プレートに発生する応力	46
4.8.3	エンドディスクの多孔プレートに発生する応力	49
4.8.4	中間ディスクの多孔プレートに発生する応力	53
4.8.5	アウターリムの多孔プレートに発生する応力	56
4.8.6	インナーギャップの多孔プレートに発生する応力	58

目 次 (続き)

4.8.7	コアチューブの評価部位に発生する応力	60
4.8.8	フランジに発生する応力	61
4.8.9	ストレーナ取付部ボルトに発生する応力	63
4.9	計算条件	65
4.10	応力の評価	65
4.11	設計・建設規格における材料の規定によらない場合の評価	66
4.11.1	コアチューブ材料の評価結果	66
4.11.2	多孔プレート・フランジ材料の評価結果	67
4.11.3	ストレーナ取付部ボルト材料の評価結果	68
5.	評価結果	69
6.	引用文献	69
	添付資料	76
1.	ラジアル補剛材の配置諸元	76
1.1	ラジアル補剛材の配置角度	76
1.2	ラジアル補剛材の等価受圧長さ	76
2.	アウターリム部の等価受圧長さとコアチューブ部の等価受圧長さ	77
2.1	アウターリム部の等価受圧長さ	77
2.2	コアチューブ部の等価受圧長さ	77
3.	内面からの荷重の評価エリア	78

1. 概要

本計算書は、技術基準規則の解釈第 17 条 4 において記載される「非常用炉心冷却設備又は格納容器熱除去設備に係るろ過装置の性能評価等について（内規）」（平成 20・02・12 原院第 5 号（平成 20 年 2 月 27 日原子力安全・保安院制定））及び VI-2-1-9「機能維持の基本方針」にて設定している構造強度の設計方針に基づき、残留熱除去系ストレーナが設計用地震力に対して十分な構造強度を有していることを説明するものである。その耐震評価は残留熱除去系ストレーナの応力評価により行う。

残留熱除去系ストレーナは、重大事故等対処設備においては常設重大事故防止設備（設計基準拡張）、常設重大事故緩和設備（設計基準拡張）及び常設重大事故緩和設備に分類される。以下、重大事故等対処設備としての構造強度評価を示す。

2. 一般事項

2.1 構造計画

残留熱除去系ストレーナの構造計画を表 2-1 に示す。

表 2-1 構造計画

計画の概要		概略構造図
基礎・支持構造	主体構造	
<p>ストレーナはサブプレッションプール内に水没された状態で設置されており、原子炉格納容器貫通部に取り付けられたティーにフランジ及びストレーナ取付部ボルトにより据え付けられる。</p>	<p>外径 <input type="text"/> mm, 長さ <input type="text"/> mm の多孔プレート の円筒ディスクと鋼管で構成される鋼製構造物である。</p>	

2.2 評価方針

残留熱除去系ストレーナの応力評価は、「非常用炉心冷却設備又は格納容器熱除去設備に係るろ過装置の性能評価等について（内規）」（平成20・02・12原院第5号（平成20年2月27日原子力安全・保安院制定））及びVI-2-1-9「機能維持の基本方針」に基づき設定した荷重及び荷重の組合せ並びに許容限界に基づき、「2.1 構造計画」にて示す残留熱除去系ストレーナの部位を踏まえ「3. 評価部位」にて設定する箇所において、「4.3 解析モデル及び諸元」及び「4.4 固有周期」で算出した固有周期に基づく設計用地震力による応力等が許容限界内に収まることを、「4. 地震応答解析及び構造強度評価」にて示す方法にて確認することで実施する。確認結果を「5. 評価結果」に示す。

残留熱除去系ストレーナの耐震評価フローを図2-1に示す。

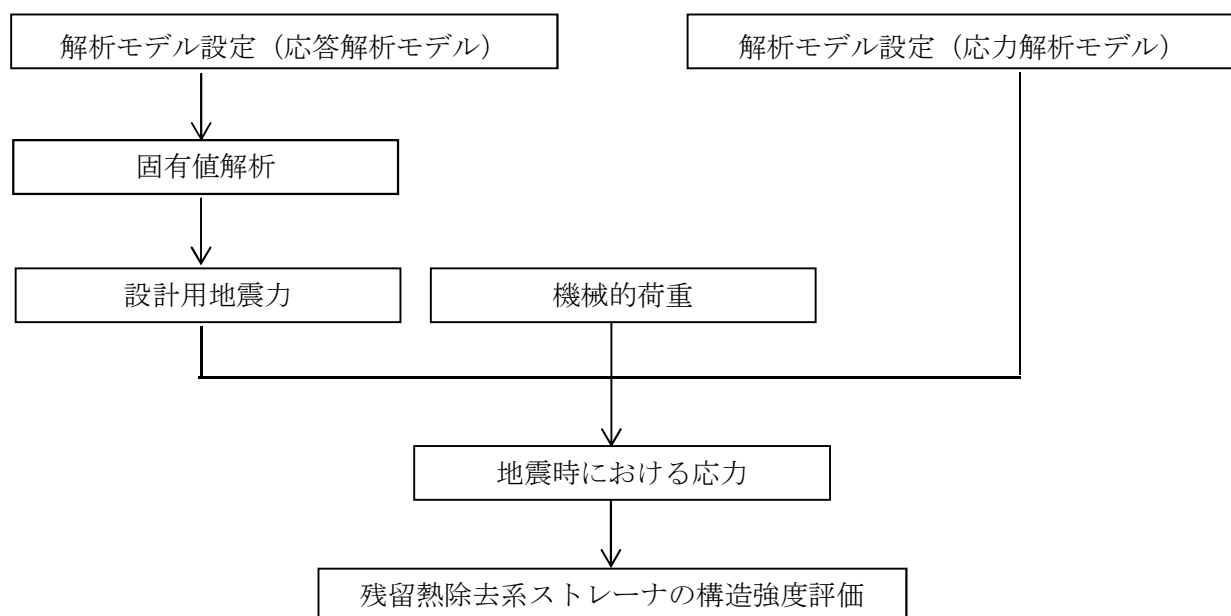


図2-1 残留熱除去系ストレーナの耐震評価フロー

2.3 適用規格・基準等

本評価において適用する規格・基準等を以下に示す。

- ・原子力発電所耐震設計技術指針 重要度分類・許容応力編 J E A G 4 6 0 1 ・補-1984 ((社) 日本電気協会)
- ・原子力発電所耐震設計技術指針 J E A G 4 6 0 1 -1987 ((社) 日本電気協会)
- ・原子力発電所耐震設計技術指針 J E A G 4 6 0 1 -1991 追補版 ((社) 日本電気協会)
- ・発電用原子力設備規格 設計・建設規格 ((社) 日本機械学会, 2005/2007) (以下「設計・建設規格」という。)
- ・非常用炉心冷却設備又は格納容器熱除去設備に係るろ過装置の性能評価等について (内規) (平成 20・02・12 原院第 5 号 (平成 20 年 2 月 27 日原子力安全・保安院制定))

2.4 記号の説明

計算書の記号	記号の説明	単位
A	断面積	mm ²
a. back	計算に使用する矩形平板の短辺の長さ	mm
Aproj	実効面積	mm ²
ass	Ss 地震時の設計震度	—
asd	Sd 地震時の設計震度	—
b. back	計算に使用する矩形平板の長辺の長さ	mm
B2	応力係数	—
C	組合せ等価圧力荷重	kPa
Crivet	リベット頭部の半径	mm
CG	重心位置	mm
d	孔径	mm
DP	ストレーナ差圧荷重	kPa
Eecc	コアチューブとディスクの中心間距離	mm
Eeff	等価縦弾性係数	MPa
F	荷重	N
Ft	ストレーナ取付部ボルトに発生する軸力	N
Fi. tube. 1	コアチューブ最終列位置に作用する荷重 (i=x, y, z)	N
Fi. tube. 2	コアチューブ第一列位置に作用する荷重 (i=x, y, z)	N
Fi. tube. 3	コアチューブフランジ接触面に作用する荷重 (i=x, y, z)	N
h	孔の間の最小間隙	mm
IR	内半径	mm
Kpp	応力増倍率	—
ℓ	ストレーナ取付部ボルトにかかるモーメントアーム長さ	mm
L	長さ	mm
Ls	補剛材長さ	mm
M	モーメント	N・mm
MASS	水力的質量	N
Mi. tube. 1	コアチューブ最終列位置にかかるモーメント (i=x, y, z)	N・mm
Mi. tube. 2	コアチューブ第一列位置にかかるモーメント (i=x, y, z)	N・mm
Mi. tube. 3	コアチューブフランジ接触面にかかるモーメント (i=x, y, z)	N・mm
Mback	多孔プレート内面にかかる単位長さ当りのモーメント	N・mm/mm
Mxback	多孔プレート内面にかかる単位長さ当りのモーメント (x 方向)	N・mm/mm
Myback	多孔プレート内面にかかる単位長さ当りのモーメント (y 方向)	N・mm/mm

計算書の記号	記号の説明	単位
OD	外径	mm
P	孔間のピッチ	mm
q	等価圧力	kPa
S2	補剛材有効断面係数	mm ³
SAtot	ストレーナの有効表面積	mm ²
Sct	コアチューブの断面係数	mm ³
Ss	基準地震動 Ss により定まる地震力	—
Sd *	弾性設計用地震動 Sd により定まる地震力または静的地震力	—
Sd	弾性設計用地震動 Sd により定まる地震力	—
t	多孔プレートの厚さ	mm
t _{flan}	フランジ板厚	mm
u	計算上の変数	—
U	計算上の変数	—
V _{drag}	加速度ドラッグ体積	m ³
W	ディスク幅	mm
W _D	異物の自重による異物荷重	N
W _{M1}	ストレーナの慣性質量 (デブリ質量を不含)	N
W _{M2}	ストレーナの慣性質量 (デブリ質量を含む)	N
W _T	ストレーナの自重による荷重	N
W _t	質量	N
ν_{eff}	等価ポアソン比	—
α	係数	—
β	係数	—
γ	水の比重量	N/m ³
π	円周率	—
σ_b	一次一般膜+曲げ応力	MPa
σ_{bolt}	ストレーナ取付部ボルトの引張応力	MPa
σ_{ct}	コアチューブに発生する応力	MPa
σ_m	一次一般膜応力	MPa
σ_{back}	内面より加わる荷重による応力	MPa
σ_{front}	外面より加わる荷重による応力	MPa
σ_{pl}	多孔プレート表面の応力	MPa
σ_r	フランジ部曲げ応力	MPa
Ψ	計算上の変数	—

計算書の記号	記号の説明	単位
bolt	ストレーナ取付部ボルト	—
disk	エンドディスク及び中間ディスク	—
endcore	エンドコア	—
enddisk/end	エンドディスク	—
face	多孔プレート面	—
flan	フランジ	—
G5	許容応力 $V_A S$ 状態	—
gap	インナーギャップ	—
int	中間補剛材	—
lat	軸直角方向	—
middisk/mid	中間ディスク	—
rad. stfnr	ラジアル補剛材	—
rim	アウターリム	—
strnr	ストレーナディスク部	—
stub	コアチューブスタブ	—
total	ストレーナ部全体	—
tube/ct/per. tube	コアチューブ	—
wire	ワイヤー	—
x	水平方向	—
y	鉛直方向	—
z	軸方向	—

注：ここで定義されない記号については、各計算の項目において説明する。

2.5 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2-2に示すとおりとする。

表2-2 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
固有周期	s	小数点以下第4位	四捨五入	小数点以下第3位
震度	—	小数点以下第3位	切上げ	小数点以下第2位
圧力	MPa/kPa	小数点以下第3位	四捨五入	小数点以下第2位 ^{*1}
温度	℃	—	—	整数位
質量	kg	—	—	整数位
長さ	mm	小数点以下第2位	—	小数点以下第1位 ^{*2}
面積	mm ²	有効数字5桁目	四捨五入	有効数字4桁 ^{*3}
モーメント	N・mm	有効数字5桁目	四捨五入	有効数字4桁 ^{*3}
力	N	有効数字5桁目	四捨五入	有効数字4桁 ^{*3}
縦弾性係数	MPa	小数点以下第1位	四捨五入	整数位
算出応力	MPa	小数点以下第1位	切上げ	整数位
許容応力 ^{*4}	MPa	小数点以下第1位	切捨て	整数位

注記*1：必要に応じて小数点以下第3位とする。

*2：設計上定める値が小数点以下第2位の場合は、小数点以下第2位表示とする。

*3：絶対値が1000以上のときは、べき数表示とする。

*4：設計・建設規格 付録材料図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1位を切り捨て、整数位までの値とする。

3. 評価部位

残留熱除去系ストレーナの耐震評価は、「4.1 地震応答解析及び構造強度評価方法」に示す条件に基づき、主要部品であるエンドコア、エンドディスク、中間ディスク、アウターリム、インナーギャップ、コアチューブ、フランジ及びストレーナ取付部ボルトについて実施する。

残留熱除去系ストレーナの取付け状況、形状及び主要寸法及び構造概要を図 3-1、図 3-2 及び図 3-3 に示す。

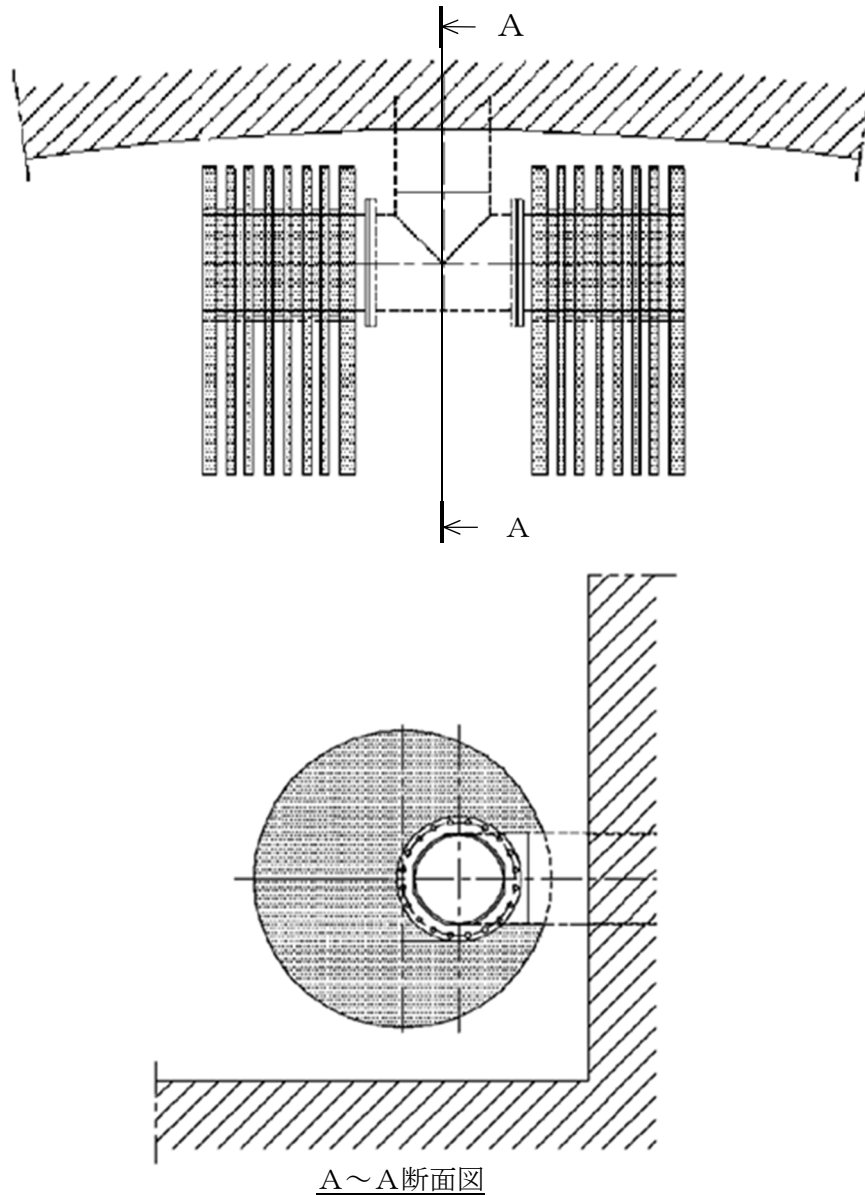


図 3-1 残留熱除去系ストレーナの取付状況

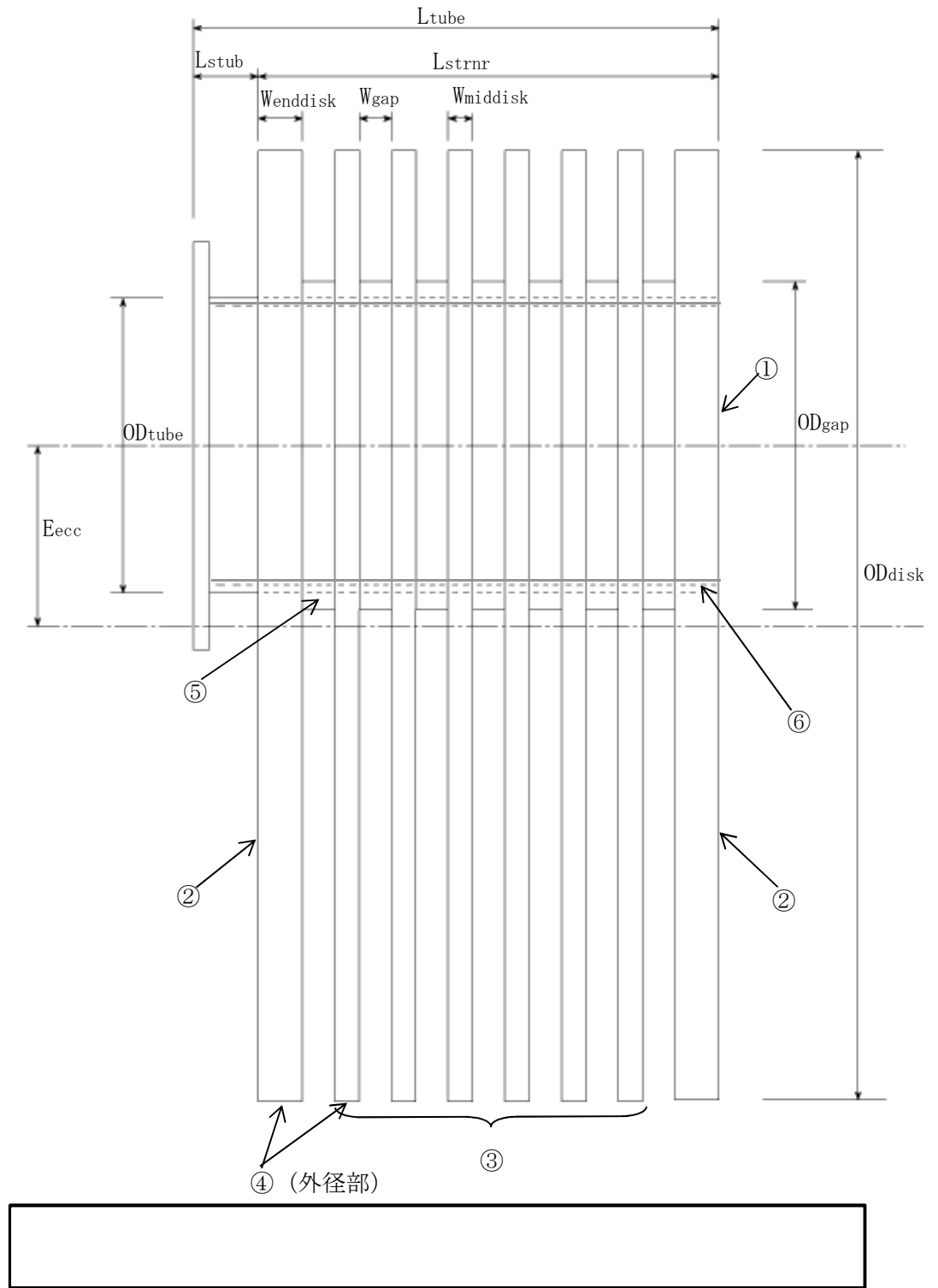


図 3-2 残留熱除去系ストレーナの形状及び主要寸法 (単位: mm)

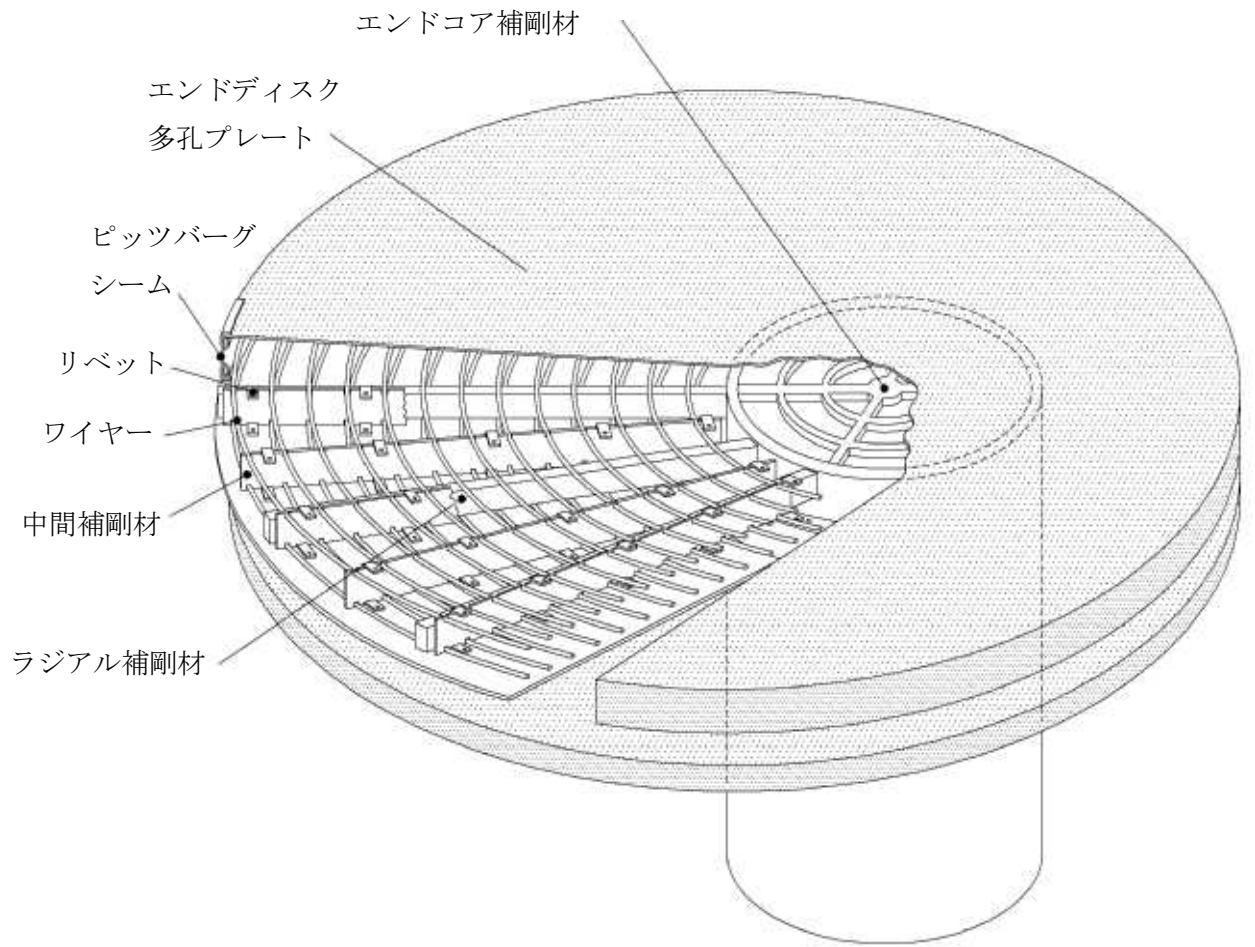


図 3-3 残留熱除去系ストレーナの構造概要

4. 地震応答解析及び構造強度評価

4.1 地震応答解析及び構造強度評価方法

- (1) 残留熱除去系ストレーナの質量には、ストレーナに付着する異物量を考慮し、荷重の算出において組み合わせるものとする。
- (2) 地震力は、残留熱除去系ストレーナに対して軸方向及び軸直角方向（水平／鉛直）に作用するものとする。
- (3) 耐震計算に用いる寸法は、公称値に基づき設定する。

4.2 荷重の組合せ及び許容応力

4.2.1 荷重の組合せ及び許容応力状態

残留熱除去系ストレーナの重大事故等対処設備の評価に用いる荷重の組合せ及び許容応力状態を表 4-1 に、荷重の組合せ整理表を表 4-2 に示す。

4.2.2 許容応力

残留熱除去系ストレーナの許容応力は「非常用炉心冷却設備又は格納容器熱除去設備に係るろ過装置の性能評価等について（内規）」（平成 20・02・12 原院第 5 号（平成 20 年 2 月 27 日原子力安全・保安院制定））及び VI-2-1-9「機能維持の基本方針」に基づき表 4-3 及び表 4-4 に示す。

4.2.3 使用材料の許容応力評価条件

残留熱除去系ストレーナの重大事故等対処設備の評価に用いる許容応力評価条件を表 4-5 に示す。

なお、各評価部位の使用材料については以下のとおり。

- コアチューブ
- 多孔プレート
- フランジ
- ストレーナ取付部ボルト



表 4-1 荷重の組合せ及び許容応力状態（重大事故等対処設備）

施設区分		機器名称	設備分類*1	機器等の区分	荷重の組合せ	許容応力状態
原子炉 冷却系統 施設	残留熱 除去設備	残留熱除去系 ストレーナ	常設/防止 (DB拡張)	重大事故等 クラス2	$D + P_D + M_D + S_s^{*2}$	IVAS
					$D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$	VAS (VASとしてIVASの許容限界を用いる。)
原子炉 冷却系統 施設	非常用 炉心冷却設備 その他 原子炉注水設備	残留熱除去系 ストレーナ	常設/防止 (DB拡張)	重大事故等 クラス2	$D + P_D + M_D + S_s^{*2}$	IVAS
					$D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$	VAS (VASとしてIVASの許容限界を用いる。)
原子炉 格納施設	原子炉格納容器 安全設備 格納容器スプレイ 冷却系	残留熱除去系 ストレーナ	常設/防止 (DB拡張) 常設/緩和 (DB拡張)	重大事故等 クラス2	$D + P_D + M_D + S_s^{*2}$	IVAS
					$D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$	VAS (VASとしてIVASの許容限界を用いる。)

(続き)

原子炉 格納施設	原子炉格納容器 安全設備 サプレッション チェンバプール 水冷却系	残留熱除去系 ストレーナ	常設／防止 (DB 拡張) 常設／緩和 (DB 拡張)	重大事故等 クラス 2	$D + P_D + M_D + S_s^{*2}$	IVAS
					$D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$	VAS (VASとしてIVASの許容限界を用いる。)
原子炉 格納施設	原子炉格納容器 安全設備 代替循環冷却系	残留熱除去系 ストレーナ	常設／緩和	重大事故等 クラス 2	$D + P_D + M_D + S_s^{*2}$	IVAS
					$D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$	VAS (VASとしてIVASの許容限界を用いる。)

注記*1:「常設／防止 (DB 拡張)」は常設重大事故防止設備 (設計基準拡張), 「常設／緩和 (DB 拡張)」は常設重大事故緩和設備 (設計基準拡張), 「常設／緩和」は常設重大事故緩和設備を示す。

*2:「 $D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$ 」の評価に包絡されるため, 評価結果の記載を省略する。

表 4-2 荷重の組合せ整理表 (重大事故等対処設備)

組合せ No.		運転状態	死荷重	異物荷重	差圧荷重	SRV荷重		LOCA荷重			地震荷重		許容応力状態
						運転時	中小破断時	プールスウェル	蒸気凝縮(CO)	チャギング(CH)	Sd*荷重	Ss荷重	
SA*1	SA-1	運転状態V(L)*2	○	○	○						○		VAS*3
	SA-2	運転状態V(LL)	○	○	○							○	VAS*3

注記*1：重大事故等時

*2：運転状態V(L)は、温度条件を重大事故等時における最高使用温度 166°Cとした運転状態V(LL)の評価で代表される。(「4.7.1 組合せ荷重の計算」参照)

*3：許容応力状態VASとしてIVASの許容応力を用いる。

表4-3 許容応力 (重大事故等クラス2管)

許容応力状態	許容限界* ¹		
	一次一般膜応力	一次応力 (曲げ応力を含む)	一次+二次応力* ²
IVAS	$0.6 \cdot S_u$	左欄の1.5倍の値	弾性設計用地震動 S_d 又は基準地震動 S_s のみによる疲労解析を行い、疲労累積係数が1.0以下であること。 ただし、地震動のみによる一次+二次応力の変動値が $2 \cdot S_y$ 以下であれば、疲労解析は不要。
VAS (VASとしてIVASの許容限界を用いる。)	(同上)	(同上)	基準地震動 S_s のみによる疲労解析を行い、疲労累積係数が1.0以下であること。 ただし、地震動のみによる一次+二次応力の変動値が $2 \cdot S_y$ 以下であれば、疲労解析は不要。

注記*1: 当該の応力が生じない場合、規格基準で省略可能とされている場合及び他の応力で代表可能である場合は評価を省略する。

*2: 二次応力が発生する場合のみ考慮する。

表 4-4 許容応力 (重大事故等クラス 2 耐圧部テンションボルト)

許容応力状態	許容限界
IV _A S	2・S
V _A S (V _A Sとして, IV _A Sの許容限界を用いる。)	

表 4-5 使用材料の許容応力評価条件（重大事故等対処設備）

評価部材	材料	温度条件 (°C)		S (MPa)	S _y (MPa)	S _u (MPa)	S _y (RT) (MPa)
		コアチューブ		最高使用温度	166		
多孔プレート	最高使用温度	166					
フランジ	最高使用温度	166					
ストレーナ取付部ボルト	最高使用温度	166					

4.2.4 設計荷重

(1) 死荷重

残留熱除去系ストレーナの自重 (W_T) による荷重及び残留熱除去系ストレーナに付着する異物の自重による異物荷重 (W_b) *1 の2つの死荷重を考慮する。

$$\text{残留熱除去系ストレーナの自重 } (W_T) = \boxed{} \text{ N}$$

$$\text{異物荷重 } (W_b) = \boxed{} \text{ N}$$

注記*1：異物荷重は運転状態Vの荷重の組合せ時に考慮する。

(2) 差圧荷重

ストレーナ差圧による荷重*2は、異物付着時の残留熱除去系ストレーナを通しての最大設計差圧より設定し、以下のとおりとする。

$$\text{ストレーナ差圧荷重} = \boxed{} \text{ MPa}$$

注記*2：ストレーナ差圧荷重は運転状態Vの荷重の組合せ時に考慮する。

4.3 解析モデル及び諸元

残留熱除去系ストレーナの応答解析及び応力評価は、はりモデル及び三次元シェルモデルによる有限要素解析手法を適用する。なお、ストレーナ本体の応力計算に用いた三次元シェルモデルについては、「4.8.5 アウターリムの多孔プレートに発生する応力」及び「4.8.6 インナーギャップの多孔プレートに発生する応力」で説明する。本項においては、ストレーナから原子炉格納容器貫通部までをモデル化したはりモデル（以下「応答解析モデル」という。）について説明する。

残留熱除去系ストレーナの応答解析モデルを図4-1に、解析モデルの概要を以下に示す。また、機器の諸元を本計算書の【残留熱除去系ストレーナの耐震性についての計算結果】の機器要目に示す。

- (1) 応答解析モデルではストレーナから原子炉格納容器貫通部までをはり要素を用いた有限要素モデルとしてモデル化して解析を行い、荷重を算出する。
- (2) ストレーナ部ティーと原子炉格納容器貫通部は溶接構造で取り付けられており、付根部は完全拘束とする。
- (3) 各質量は、ストレーナ部ティー及び原子炉格納容器貫通部については分布荷重として与え、ストレーナについてはディスクの図4-1の△部に集中質量を与える。
- (4) 本設備はサプレッションプールに水没している機器であるため、応答解析では内包水の影響を加味し、質量に含める。また、異物の質量も応答解析において考慮する。
- (5) 解析コードは「I S A P」及び「M S C N A S T R A N」を使用し、固有値及び荷重を求める。なお、評価に用いる解析コードの検証及び妥当性確認等の概要については、別紙「計算機プログラム（解析コード）の概要」に示す。

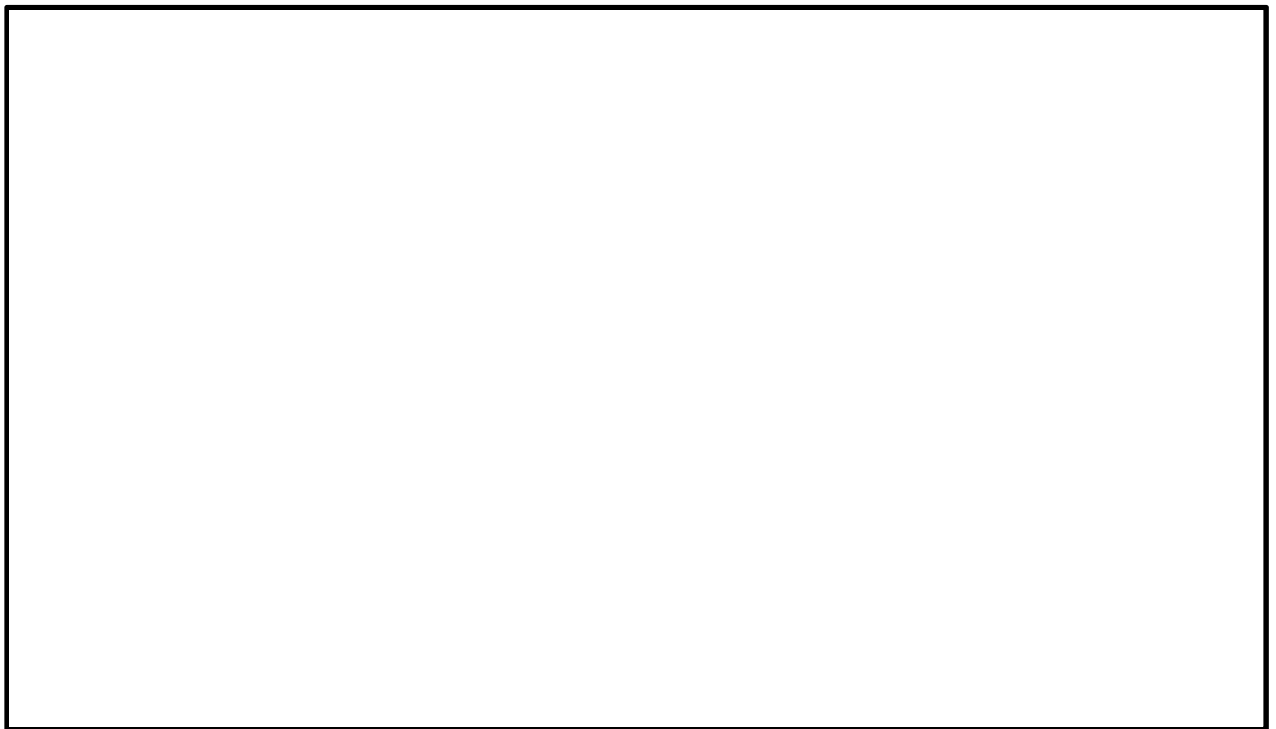


図4-1 応答解析モデル

4.4 固有周期

固有値解析の結果を表 4-6 に示す。固有周期は、0.05 秒以下であり、剛であることを確認した。

表 4-6 固有値解析結果

モード	卓越方向	固有周期 (s)	水平方向刺激係数		鉛直方向 刺激係数
			X方向	Y方向	
1次	水平	0.029	—	—	—

4.5 設計用地震力

評価に用いる設計用地震力を表 4-7 に示す。

「基準地震動 S_s 」による地震力は、VI-2-1-7 「設計用床応答曲線の作成方針」に基づき設定する。なお、図 3-1 に示すように、ストレナーの軸方向には水平方向の震度、軸直角方向には水平方向及び鉛直方向の震度が作用するため、軸方向及び軸直角方向（水平方向及び鉛直方向）に作用する地震力を表 4-8 に示す。

表 4-7 設計用地震力（重大事故等対処設備）

据付場所 及び 床面高さ (m)	固有周期 (s)		弾性設計用地震動 S_d 又は静的震度		基準地震動 S_s	
	水平 方向	鉛直 方向	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度
原子炉建屋 T. M. S. L. <input type="text"/> (T. M. S. L. -1.700*)	0.029	0.05 以下	$C_H=0.58$	$C_V=0.50$	$C_H=1.02$	$C_V=1.02$

注記*：基準床レベルを示す。

表 4-8 ストレナーに作用する地震力

地震荷重	取付け位置 T. M. S. L. <input type="text"/> m		
	軸方向震度	水平方向震度	鉛直方向震度
S_d^*	0.58	0.58	0.50
S_s	1.02	1.02	1.02

4.6 計算方法

4.6.1 応力評価

設置されている3系統の残留熱除去系ストレーナは、形状、設置レベルが同一であることから、応力評価は代表して1つの系統の残留熱除去系ストレーナにつき実施する。

4.6.2 応力評価点

残留熱除去系ストレーナの構造は、図3-2及び図3-3に示すように、コアチューブが主強度部材となり各ディスクを支える構造になっている。各ディスクの表面には多孔プレートを配し、ろ過装置としての機能を有している。4.2項で設定した設計荷重の大部分は、ワイヤー、補剛材等により支えられた各ディスクの多孔プレート表面に加わり、最終的にはコアチューブに伝達される。ワイヤー、補剛材等多孔プレートを支持する補助部材については、荷重を適切に伝達させるよう、十分な強度を持つように設計している。従って、ストレーナの主要構成部材である多孔プレート、コアチューブ及びフランジについて構造、形状を考慮した応力評価部位を選定し、評価を実施する。

応力評価点を表4-9、図4-2及び図4-3に示す。

4.6.3 応力計算方法

残留熱除去系ストレーナに考慮すべき荷重の組合せ(4.2.1項)より、各応力評価点におけるこれらの荷重の組合せの中で、最大となる荷重を用いて評価を実施する。また、計算は荷重により各応力評価点に生じる応力を、引用文献に基づく計算と解析コード「ANSYS」を使用した計算の組合せにより実施する。なお、評価に用いる解析コードの検証及び妥当性確認等の概要については、別紙「計算機プログラム(解析コード)の概要」に示す。

表 4-9 応力評価点

名称	応力評価点番号	応力評価点
エンドコア	P1	コアチューブ端の多孔プレート
エンドディスク	P2	エンドディスクの多孔プレート
中間ディスク	P3	中間ディスクの多孔プレート
アウターリム	P4	ディスク外径部リムの曲り多孔プレート
インナーギャップ	P5	ディスク間インナーギャップの曲り多孔プレート
最終列位置	P6	コアチューブの最終列ディスク位置
第一列位置	P7	コアチューブの第一列ディスク位置
フランジ接触面	P8	コアチューブのフランジ接触面位置
フランジ	P9	フランジ
ストレーナ取付部ボルト	P10	ボルト

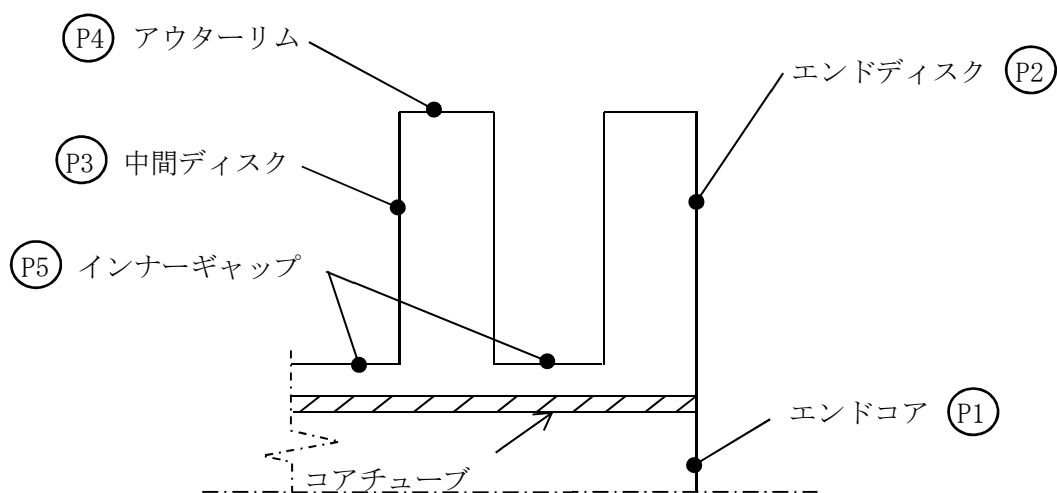


図 4-2 多孔プレートの応力評価点

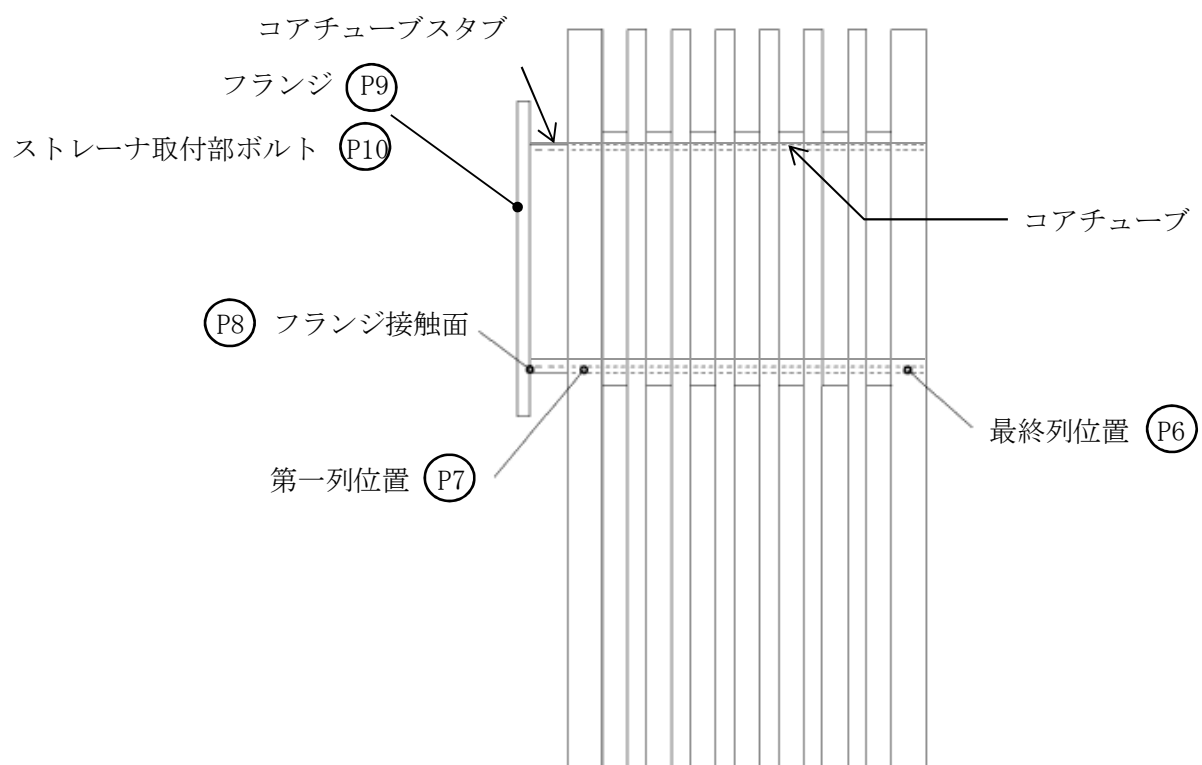


図 4-3 コアチューブ及びフランジ部の応力評価部位

4.7 各応力評価部位に加わる最大荷重

地震荷重は、ストレーナ各要素に働く水力学的質量の寄与分に比例して加わる荷重である。従って、地震荷重は水力学的質量の関数として扱うことができる。なお、ストレーナ差圧荷重 (DP) は多孔プレートに加わり、ストレーナをつぶす方向に作用する。

以上より、各荷重により残留熱除去系ストレーナに加わる荷重はストレーナ各構成要素に加わる荷重に分割することができ、多孔プレートに対しては表面荷重 (等価圧力) として与えられる。

4.7.1 組合せ荷重の計算

4.2.1 項に示した重大事故等時の各組合せ荷重を算出し、最大荷重算出の一次スクリーニングを行う。ただし、ストレーナ差圧荷重 (DP) については多孔プレート面に対して加わるため、多孔プレート面の位置により座標軸が変わる。従って、ストレーナ差圧荷重 (DP) については「4.7.2 多孔プレートに加わる荷重」で考慮する。

- (1) 荷重組合せ No. SA-1 ($W_T + W_D + DP + S_d$)

荷重組合せ No. SA-1 ($W_T + W_D + DP + S_d$) にて、ストレーナに加わる荷重は、

$$\begin{aligned}
 C_{SA-5} &= (W_T + W_D + DP + S_d) \\
 &= [W_T + W_D + asd \times (W_{M2} + V_{drag} \times \gamma)] \\
 &= \begin{bmatrix} \\ \\ \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \\ \\ \end{bmatrix} + \begin{pmatrix} 0.58 \\ 0.50 \\ 0.58 \end{pmatrix} \times \left[\begin{bmatrix} \\ \\ \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \\ \\ \end{bmatrix} \times 9807 \right] \\
 &= \begin{pmatrix} 5840 \\ 11769 \\ 6024 \end{pmatrix} \text{ N}
 \end{aligned}$$

ここで、 $\begin{pmatrix} A \\ B \\ C \end{pmatrix}$ はそれぞれ、A: 軸方向、B: 鉛直方向、C: 水平方向を表す。

また、

$$\begin{aligned}
 W_T &: \text{ストレーナ質量} = \begin{bmatrix} \\ \\ \end{bmatrix} \text{ N} \\
 W_{M2} &: \text{ストレーナのデブリ質量} (\begin{bmatrix} \\ \\ \end{bmatrix} \text{ N}) \text{ を含む慣性質量 (N)} \\
 W_{M2} &= \begin{bmatrix} \\ \\ \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \\ \\ \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \\ \\ \end{bmatrix} \text{ N}
 \end{aligned}$$

asd : Sd 地震時の設計震度

V_{drag} : 加速度ドラッグ体積 (m^3)

(流体中の物体の運動に伴って移動する周囲の流体 (付加質量) も考慮した物体の体積で、ストレーナ形状より決定)

$$V_{drag} = \begin{bmatrix} \\ \\ \end{bmatrix} \text{ m}^3$$

γ : 水の比重量 = 9807 N/m^3

(2) 荷重組合せ No. SA-2 ($W_T + W_D + DP + S_S$)

荷重組合せ No. SA-2 ($W_T + W_D + DP + S_S$) にて、ストレーナに加わる荷重は、

$$\begin{aligned}
 C_{SA-2} &= (W_T + W_D + DP + S_S) \\
 &= [W_T + W_D + ass \times (W_M + V_{drag} \times \gamma)] \\
 &= \left[\begin{array}{|c|} \hline \square \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline \square \\ \hline \end{array} + \begin{pmatrix} 1.02 \\ 1.02 \\ 1.02 \end{pmatrix} \times \left[\begin{array}{|c|} \hline \square \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline \square \\ \hline \end{array} \times 9807 \right] \right] \\
 &= \begin{pmatrix} 10271 \\ 17170 \\ 10594 \end{pmatrix} \text{ N}
 \end{aligned}$$

ここで、

ass : S_S 地震時の設計震度

以上をまとめると、表 4-10 のとおりとなり、許容応力状態 V_{AS} のクリティカルな荷重条件として SA-2 を選出し、以下の検討を行う。

表 4-10 組合せ荷重

荷重組合せ No.	荷重の組合せ	許容応力状態	軸方向荷重 (N)	鉛直方向荷重 (N)	水平方向荷重 (N)	代表性
SA-1	$W_T + W_D + DP + S_d$	V_{AS}	5840	11769	6024	SA-2 に包絡
SA-2	$W_T + W_D + DP + S_S$	V_{AS}	10271	17170	10594	V_{AS} のクリティカル条件

4.7.2 多孔プレートに加わる荷重

ストレーナの多孔プレートの各応力評価部位に加わる最大荷重を、4.7.1項で選定したクリティカル条件（荷重組合せ No. SA-2）を基に算出する。

- (1) エンドコアに加わる軸方向荷重 : No. SA-2 ($W_T + W_D + DP + S_S$)
 エンドコアに軸方向外面から加わる荷重は、

$$\begin{aligned} q_{SA-2.endcore} &= (W_T + W_D + DP + S_S) \\ &= DP + ass_z \cdot \frac{(MASS_{endcore} + Wt_{endcore})}{\frac{\pi}{4} \cdot OD_{tube}^2} + ass_z \cdot \frac{W_D}{SA_{tot}} \\ &= 9.49 \text{ kPa} \end{aligned}$$

ここで、

$$\begin{aligned} MASS_{endcore} &: \text{エンドコア部の水力学的質量} = \boxed{} \text{ N} \\ Wt_{endcore} &: \text{エンドコア質量（多孔プレート及び補剛材）} = \boxed{} \text{ N} \\ SA_{tot} &: \text{ストレーナの有効表面積} = \boxed{} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

エンドコアに軸方向外面より加わる最大荷重は、許容応力状態 V_AS で 9.49 kPa となる。

- (2) エンドディスクに加わる軸方向荷重 : No. SA-2 ($W_T + W_D + DP + S_S$)
 エンドディスクに軸方向外面から加わる荷重は、

$$\begin{aligned} q_{SA-2.enddisk} &= (W_T + W_D + DP + S_S) \\ &= DP + ass_z \cdot \frac{(MASS_{enddisk} + Wt_{disk})}{\frac{\pi}{4} \cdot (OD_{disk}^2 - OD_{tube}^2)} + ass_z \cdot \frac{W_D}{SA_{tot}} \\ &= 7.86 \text{ kPa} \end{aligned}$$

ここで、

$$\begin{aligned} MASS_{enddisk} &: \text{エンドディスク部の水力学的質量} = \boxed{} \text{ N} \\ Wt_{disk} &: \text{多孔プレート及び補剛材質量} = \boxed{} \text{ N} \end{aligned}$$

エンドディスクに軸方向外面より加わる最大荷重は、許容応力状態 V_AS で 7.86 kPa となる。

- (3) 中間ディスクに加わる軸方向荷重 : No. SA-2 ($W_T + W_D + DP + S_s$)
 中間ディスクに軸方向外面から加わる荷重は,

$$\begin{aligned} q_{SA-2.middisk} &= (W_T + W_D + DP + S_s) \\ &= DP + ass_z \cdot \frac{(MASS_{middisk} + W_{t_{disk}})}{\frac{\pi}{4} \cdot (OD_{disk}^2 - OD_{tube}^2)} + ass_z \cdot \frac{W_D}{SA_{tot}} \\ &= 7.09 \text{ kPa} \end{aligned}$$

ここで,

$$MASS_{middisk} : \text{中間ディスク部の水力的質量} = \boxed{\quad} \text{N}$$

中間ディスクに軸方向外面より加わる最大荷重は、許容応力状態 $V_A S$ で 7.09 kPa となる。

- (4) アウターリムに加わる水平方向荷重と鉛直方向荷重 : No. SA-2 ($W_T + W_D + DP + S_s$)
 アウターリムに水平方向と鉛直方向に加わる荷重を計算する。

$$\begin{aligned} q_{SA-2.rim.x} &= (W_T + W_D + DP + S_s) \\ &= ass_x \cdot \frac{(MASS_{disk} + W_{t_{rim}})}{2 \cdot L_{disk} \cdot OD_{disk}} + ass_x \cdot \frac{W_D}{SA_{tot}} \\ &= 3.34 \text{ kPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{SA-2.rim.y} &= (W_T + W_D + DP + S_s) \\ &= \frac{ass_y \cdot MASS_{disk} + (1 + ass_y) \cdot W_{t_{rim}}}{2 \cdot L_{disk} \cdot OD_{disk}} + \frac{(1 + ass_y) \cdot W_D}{SA_{tot}} \\ &= 3.55 \text{ kPa} \end{aligned}$$

ここで,

$$MASS_{disk} : \text{ディスク部の水力的質量} = \boxed{\quad} \text{N}$$

$$W_{t_{rim}} : \text{アウターリム部の質量 (多孔プレート及び補剛材)} = \boxed{\quad} \text{N}$$

$$L_{disk} : \text{エンドディスク幅と中間ディスク幅の合計} = \boxed{\quad} \text{mm}$$

よって、水平方向と鉛直方向の合成荷重及びストレーナ差圧荷重 (DP) の合計荷重 $q_{SA-2.rim.lat}$ は,

$$\begin{aligned} q_{SA-2.rim.lat} &= \sqrt{q_{SA-2.rim.x}^2 + q_{SA-2.rim.y}^2 + DP} \\ &= 11.73 \text{ kPa} \end{aligned}$$

アウターリムに軸直角方向外面より加わる最大荷重は、許容応力状態 $V_A S$ で 11.73 kPa となる。

- (5) インナーギャップに加わる水平方向荷重と鉛直方向荷重：No. SA-2 ($W_T + W_D + DP + S_s$)
 インナーギャップに水平方向荷重と鉛直方向荷重に加わる荷重を計算する。

$$\begin{aligned} q_{SA-2.gap.x} &= (W_T + W_D + DP + S_s) \\ &= ass_x \cdot \frac{(MASS_{gap} + Wt_{gap})}{2 \cdot L_{gap} \cdot OD_{gap}} + ass_x \cdot \frac{W_D}{SA_{tot}} \\ &= 1.24 \text{ kPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{SA-2.gap.y} &= (W_T + W_D + DP + S_d) \\ &= \frac{ass_y \cdot MASS_{gap} + (1 + ass_y) \cdot Wt_{gap}}{2 \cdot L_{gap} \cdot OD_{gap}} + \frac{(1 + ass_y) \cdot W_D}{SA_{tot}} \\ &= 1.40 \text{ kPa} \end{aligned}$$

ここで、

$MASS_{gap}$: インナーギャップ部の水力的質量 = N

Wt_{gap} : インナーギャップ部の質量 (多孔プレート及び補剛材) = N

L_{gap} : インナーギャップ幅の合計 = mm

よって、水平方向と鉛直方向の合成荷重及びストレーナ差圧荷重 (DP) の合計荷重 $q_{SA-2.gap.lat}$ は、

$$\begin{aligned} q_{SA-2.gap.lat} &= \sqrt{q_{SA-2.gap.x}^2 + q_{SA-2.gap.y}^2 + DP} \\ &= 8.73 \text{ kPa} \end{aligned}$$

インナーギャップに軸直角方向外面より加わる最大荷重は、許容応力状態 V_AS で 8.73 kPa となる。

(1)項から(5)項までの結果より、ストレーナ多孔プレートの各応力評価部位に加わる表面荷重（等価圧力）の位置を図4-4、荷重を表4-11にまとめる。

表4-11 多孔プレートの各応力評価部位に加わる表面荷重（等価圧力）

No.	名称	各応力評価部位に加わる表面荷重	
		許容応力状態 V_{AS}	
		表面荷重 (kPa)	荷重方向
①	エンドコア	9.49 ^{*1}	軸方向
②	エンドディスク	7.86 ^{*1}	軸方向
③	中間ディスク	7.09 ^{*1}	軸方向
④	アウターリム	3.34	水平方向
		3.55	鉛直方向
		11.73 ^{*1}	軸直角方向 ^{*2}
⑤	インナーギャップ	1.24	水平方向
		1.40	鉛直方向
		8.73 ^{*1}	軸直角方向 ^{*2}

注記*1：ストレーナ差圧荷重 (kPa) を含む。

*2：水平方向荷重と鉛直方向荷重をSRSS法にて合成した。

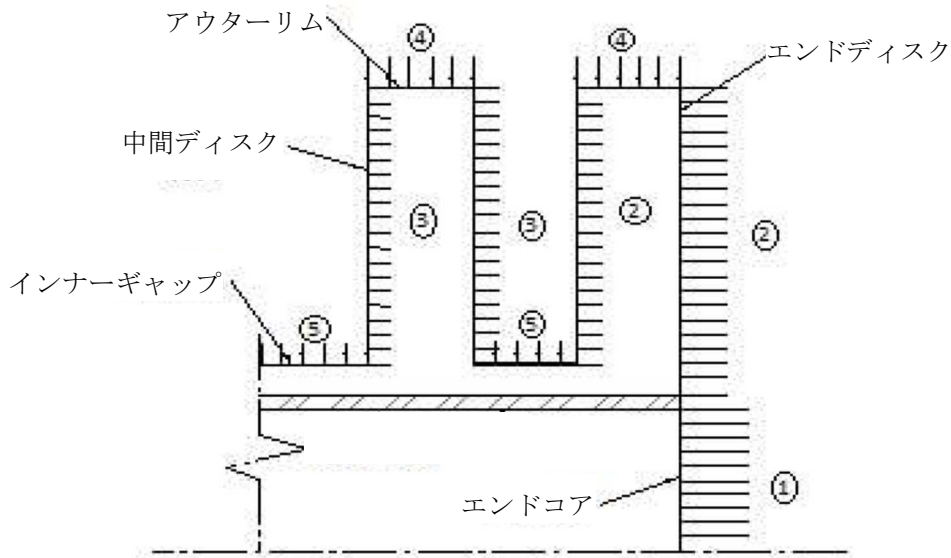


図4-4 多孔プレートの各応力評価部位

4.7.3 コアチューブに加わる荷重

ストレーナの多孔プレート部に負荷された荷重は、ディスク内部の補強材によりコアチューブに伝達され、これらの荷重によりコアチューブには異なる位置で異なる応力が発生する。従って、4.7.2項と同様に4.7.1項で選定したクリティカル条件（荷重組合せ No. SA-2）を基に、構造上厳しい条件となる第一列ディスク位置、最終列ディスク位置及びフランジ接触面の3つの位置での荷重を算出する。

- (1) コアチューブスタブ部の荷重（等価圧力）： No. SA-2 ($W_T + W_D + DP + S_s$)

コアチューブスタブ部に負荷される流体及び地震からの荷重（等価圧力）を算出する。

$$\begin{aligned} q_{SA-2.stub.x} &= (W_T + W_D + DP + S_s) \\ &= ass_x \cdot \frac{(MASS_{stub} + Wt_{stub})}{2 \cdot L_{stub} \cdot OD_{tube}} \\ &= 5.11 \text{ kPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{SA-2.stub.y} &= (W_T + W_D + DP + S_s) \\ &= \frac{ass_y \cdot MASS_{stub} + (1 + ass_y) \cdot Wt_{stub}}{2 \cdot L_{stub} \cdot OD_{tube}} \\ &= 6.60 \text{ kPa} \end{aligned}$$

ここで、

$$\begin{aligned} MASS_{stub} &: \text{コアチューブスタブ部の水力学的質量} = \square \text{ N} \\ Wt_{stub} &: \text{コアチューブスタブ部の質量} = \square \text{ N} \end{aligned}$$

なお、ストレーナ差圧荷重 (DP) と異物荷重 (W_D) はコアチューブスタブ部には加わらない。

コアチューブスタブ部に加わる最大表面荷重（等価圧力）を表4-12にまとめる。

表4-12 コアチューブスタブ部に加わる最大表面荷重（等価圧力）

名称	許容応力状態 V _A S	
	表面荷重 (kPa)	荷重方向
コアチューブスタブ部	5.11	水平方向
	6.60	鉛直方向

(2) コアチューブに加わる水平方向荷重 (F_x)

コアチューブに加わる水平方向荷重を評価部位毎に算出する。

a. 最終列位置

$$F_{x.tube.G5.1} = 2 \cdot (q_{rim.x.G5} \cdot W_{enddisk} \cdot OD_{disk}) + (q_{gap.x.G5} \cdot W_{gap} \cdot OD_{gap})$$

$$= 734 \text{ N}$$

ここで,

$q_{rim.x.G5}$: アウターリムに水平方向より加わる許容応力状態 V_AS での最大等価圧力 (表 4-11 参照)

$q_{gap.x.G5}$: インナーギャップに水平方向より加わる許容応力状態 V_AS での最大等価圧力 (表 4-11 参照)

b. 第一列位置

$$F_{x.tube.G5.2} = 2 \cdot F_{x.tube.G5.1}$$

$$+ 12 \cdot (q_{rim.x.G5} \cdot W_{middisk} \cdot OD_{disk} + q_{gap.x.G5} \cdot W_{gap} \cdot OD_{gap})$$

$$= 4190 \text{ N}$$

c. フランジ接触面

$$F_{x.tube.G5.3} = F_{x.tube.G5.2} + 2 \cdot (q_{stub.x.G5} \cdot OD_{tube} \cdot L_{stub})$$

$$= 4546 \text{ N}$$

ここで,

$q_{stub.x.G5}$: コアチューブスタブ部に水平方向より加わる許容応力状態 V_AS での最大等価圧力 (表 4-12 参照)

(3) コアチューブに加わる鉛直方向荷重 (F_y)

コアチューブに加わる鉛直方向荷重を評価部位毎に算出する。

a. 最終列位置

$$F_{y.tube.G5.1} = 2 \cdot (q_{rim.y.G5} \cdot W_{enddisk} \cdot OD_{disk}) + (q_{gap.y.G5} \cdot W_{gap} \cdot OD_{gap})$$

$$= 783 \text{ N}$$

ここで,

$q_{rim.y.G5}$: アウターリムに鉛直方向より加わる許容応力状態 V_AS での最大等価圧力 (表 4-11 参照)

$q_{gap.y.G5}$: インナーギャップに鉛直方向より加わる許容応力状態 V_AS での最大等価圧力 (表 4-11 参照)

b. 第一列位置

$$\begin{aligned}
 F_{y.tube.G5.2} &= 2 \cdot F_{y.tube.G5.1} \\
 &\quad + 12 \cdot (q_{rim.y.G5} \cdot W_{middisk} \cdot OD_{disk} + q_{gap.y.G5} \cdot W_{gap} \cdot OD_{gap}) \\
 &\quad + (W_{strnr} - W_{trim} - W_{tgap}) \\
 &= 8475 \text{ N}
 \end{aligned}$$

ここで,

$$W_{strnr} : \text{ ストレーナディスク部質量} = \boxed{} \text{ N}$$

また、アウターリム部質量 (W_{trim}) とインナーギャップ部質量 (W_{tgap}) は、アウターリム部鉛直方向荷重 ($q_{rim.y.G5}$) 及びインナーギャップ部鉛直方向荷重 ($q_{gap.y.G5}$) で考慮されているため、減じる。

c. フランジ接触面

$$\begin{aligned}
 F_{y.tube.G5.3} &= F_{y.tube.G5.2} + (2 \cdot q_{stub.y.G5} \cdot OD_{tube} \cdot L_{stub} - W_{tstub}) \\
 &= 8831 \text{ N}
 \end{aligned}$$

ここで,

$$q_{stub.y.G5} : \text{ コアチューブスタブ部に鉛直方向より加わる許容応力状態 V_AS での最大等価圧力 (表 4-12 参照)}$$

また、コアチューブスタブ部質量 (W_{tstub}) は、コアチューブスタブ部鉛直方向荷重 ($q_{stub.y.G5}$) で考慮されているため、減じる。

(4) コアチューブに加わる軸方向荷重 (F_z)

コアチューブに加わる軸方向荷重を評価部位毎に算出する。

a. 最終列位置

$$\begin{aligned}
 F_{z.tube.G5.1} &= q_{endcore.z.G5} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot OD_{tube}^2 \\
 &\quad + 2 \cdot (q_{enddisk.z.G5} - DP) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (OD_{disk}^2 - OD_{tube}^2) \\
 &= 4637 \text{ N}
 \end{aligned}$$

ここで,

$$q_{endcore.z.G5} : \text{ エンドコアに軸方向より加わる許容応力状態 V_AS での最大等価圧力 (表 4-11 参照)}$$

$$q_{enddisk.z.G5} : \text{ エンドディスクに軸方向より加わる許容応力状態 V_AS での最大等価圧力 (表 4-11 参照, ストレーナ差圧荷重を含む)}$$

$$DP : \text{ ストレーナ差圧荷重} = \boxed{} \text{ kPa}$$

b. 第一列位置

$$\begin{aligned}
 F_{z.tube.G5.2} &= F_{z.tube.G5.1} + 2 \cdot (q_{enddisk.z.G5} - DP) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (OD_{disk}^2 - OD_{tube}^2) \\
 &\quad + 12 \cdot (q_{middisk.z.G5} - DP) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (OD_{disk}^2 - OD_{tube}^2) \\
 &\quad + ass_z \cdot (Wt_{rad.stfnr} + Wt_{perf.tube} + Wt_{rim} + Wt_{gap}) \\
 &= 13806 \text{ N}
 \end{aligned}$$

ここで,

$$Wt_{rad.stfnr} : \text{ラジアル補剛材質量} = \boxed{} \text{ N}$$

$$Wt_{perf.tube} : \text{コアチューブ質量} = \boxed{} \text{ N}$$

c. フランジ接触面

$$\begin{aligned}
 F_{z.tube.G5.3} &= F_{z.tube.G5.2} + ass_z \cdot (Wt_{stub} + Wt_{flan}) \\
 &= 14201 \text{ N}
 \end{aligned}$$

ここで,

$$Wt_{flan} : \text{フランジ質量} = \boxed{} \text{ N}$$

(5) コアチューブに加わる鉛直方向曲げモーメント (M_x)

コアチューブに加わる鉛直方向曲げモーメントを評価部位毎に算出する。

a. 最終列位置

$$M_{x.tube.G5.1} = 0.000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

最終列の鉛直方向曲げモーメントは小さく、無視できる。

b. 第一列位置

$$\begin{aligned}
 M_{x.tube.G5.2} &= (F_{y.tube.G5.2} - Wt_{strnr}) \cdot \frac{L_{strnr}}{2} + Wt_{strnr} \cdot (CG_{strnr.z} - L_{stub}) \\
 &= 3.118 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

ここで,

$$Wt_{strnr} : \text{ストレーナディスク部質量} = \boxed{} \text{ N}$$

$$CG_{strnr.z} : \text{フランジ面とストレーナディスク部の軸方向重心位置との距離} = \boxed{} \text{ mm}$$

c. フランジ接触面

$$\begin{aligned}
 M_{x.tube.G5.3} &= (F_{y.tube.G5.2} - W_{tstrnr}) \cdot \left(\frac{L_{strnr}}{2} + L_{stub} \right) \\
 &\quad + (2 \cdot q_{stub.y.G5} \cdot OD_{tube} \cdot L_{stub} - W_{tstub}) \cdot \frac{L_{strnr}}{2} + W_T \cdot CG_{total.z} \\
 &= 3.785 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

ここで,

$q_{stub.y.G5}$: コアチューブスタブ部に鉛直方向より加わる許容応力状態 VAS での最大等価圧力 (表 4-12 参照)

W_T : ストレーナ質量 = N

$CG_{total.z}$: フランジ面とストレーナ全体の軸方向重心位置との距離 = mm

(6) コアチューブに加わる水平方向曲げモーメント (M_y)

コアチューブに加わる水平方向曲げモーメントを評価部位毎に算出する。

a. 最終列位置

$$M_{y.tube.G5.1} = 0.000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

最終列の水平方向曲げモーメントは小さく、無視できる。

b. 第一列位置

$$\begin{aligned}
 M_{y.tube.G5.2} &= F_{x.tube.G5.2} \cdot \frac{L_{strnr}}{2} + F_{z.tube.G5.2} \cdot E_{ecc} \\
 &= 5.399 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

ここで,

E_{ecc} : コアチューブとディスクの中心間距離 = mm

c. フランジ接触面

$$\begin{aligned}
 M_{y.tube.G5.3} &= F_{x.tube.G5.2} \cdot \left(\frac{L_{strnr}}{2} + L_{stub} \right) \\
 &\quad + 2 \cdot q_{stub.x.G5} \cdot OD_{tube} \cdot L_{stub} \cdot \frac{L_{stub}}{2} + F_{z.tube.G5.2} \cdot E_{ecc} \\
 &= 5.732 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

ここで,

$q_{stub.x.G5}$: コアチューブスタブ部に水平方向より加わる許容応力状態 VAS での最大等価圧力 (表 4-12 参照)

(7) コアチューブに加わるねじりモーメント (M_z)

コアチューブに加わるねじりモーメントを評価部位毎に算出する。

a. 最終列位置

$$\begin{aligned}
 M_{z.tube.G5.1} &= 2 \cdot (q_{rim.y.G5} \cdot W_{enddisk} \cdot OD_{disk}) \cdot E_{ecc} \\
 &\quad + \frac{1}{8} \cdot (Wt_{face} \cdot CG_{face.x} + Wt_{rim} \cdot CG_{rim.x} + Wt_{rad.stfnr} \cdot CG_{stfnr.x} \\
 &\quad \quad \quad + Wt_{wire} \cdot CG_{wire.x} + Wt_{int} \cdot CG_{int.x}) \\
 &= 3.448 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

ここで,

- Wt_{face} : ディスク面の質量 = N
- $CG_{face.x}$: コアチューブ中心線とディスク面の水平方向重心位置との距離 = mm
- Wt_{rim} : アウターリムの質量 = N
- $CG_{rim.x}$: コアチューブ中心線とアウターリムの水平方向重心位置との距離 = mm
- $Wt_{rad.stfnr}$: ラジアル補剛材の質量 = N
- $CG_{stfnr.x}$: コアチューブ中心線とラジアル補剛材の水平方向重心位置との距離 = mm
- Wt_{wire} : ワイヤの質量 = N
- $CG_{wire.x}$: コアチューブ中心線とワイヤの水平方向重心位置との距離 = mm
- Wt_{int} : 中間補剛材の質量 = N
- $CG_{int.x}$: コアチューブ中心線と中間補剛材の水平方向重心位置との距離 = mm

b. 第一列位置

$$\begin{aligned}
 M_{z.tube.G5.2} &= 2 \cdot q_{rim.y.G5} \cdot (OD_{disk} \cdot L_{disk}) \cdot E_{ecc} + Wt_{strnr} \cdot CG_{strnr.x} \\
 &= 2.202 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

ここで,

- L_{disk} : エンドディスク幅と中間ディスク幅の合計 = mm
- Wt_{strnr} : ストレーナディスク部質量 = N
- $CG_{strnr.x}$: コアチューブ中心線とストレーナディスク部との水平方向重心位置との距離 = mm

c. フランジ接触面

$$\begin{aligned}
 M_{z,tube.G5.3} &= M_{z,tube.G5.2} \\
 &= 2.202 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

以上より、許容応力状態V_ASにおいてコアチューブの3つの異なる位置に加わる荷重は表4-13に示すとおりとなる。

表4-13 許容応力状態V_ASにおけるコアチューブに加わる荷重

名称	荷重		モーメント	
	荷重値 (N)	方向	モーメント (N・mm)	方向
最終列位置	734	水平 (x)	0.000	鉛直曲げ (M _x)
	783	鉛直 (y)	0.000	水平曲げ (M _y)
	4637	軸 (z)	3.448×10 ⁵	ねじり (M _z)
一列位置	4190	水平 (x)	3.118×10 ⁶	鉛直曲げ (M _x)
	8475	鉛直 (y)	5.399×10 ⁶	水平曲げ (M _y)
	13806	軸 (z)	2.202×10 ⁶	ねじり (M _z)
フランジ 接触面	4546	水平 (x)	3.785×10 ⁶	鉛直曲げ (M _x)
	8831	鉛直 (y)	5.732×10 ⁶	水平曲げ (M _y)
	14201	軸 (z)	2.202×10 ⁶	ねじり (M _z)

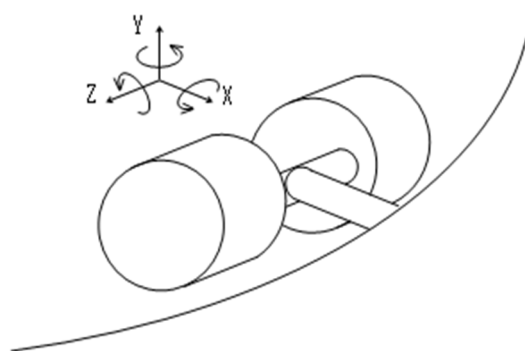


図4-5 ストレーナに加わる荷重方向

4.7.4 アウターリム及びインナーギャップからエンドディスク面に加わる荷重

アウターリム及びインナーギャップに水平及び鉛直方向より受けた荷重は、ラジアル補剛材からエンドディスクに伝達され、リベット接合されたエンドディスクの多孔プレート面に面内荷重とモーメントが加わる。

従って、4.7.2項と同様に4.7.1項で選定したクリティカル条件（荷重組合せNo. SA-2）を基に、配置位置が異なる6本のラジアル補剛材からエンドディスク面に加わる荷重を算出する。

(1) ラジアル補剛材からエンドディスク面に加わる面内荷重 (P_{end})

アウターリム及びインナーギャップからラジアル補剛材に加わる合計の水平方向荷重 $F_{end.x.G5}$ と鉛直方向荷重 $F_{end.y.G5}$ は、

$$\begin{aligned} F_{end.x.G5} &= q_{rim.x.G5} \cdot W_{enddisk} \cdot OD_{disk} + q_{gap.x.G5} \cdot \frac{W_{gap}}{2} \cdot OD_{gap} \\ &= 367 \text{ N} \\ F_{end.y.G5} &= q_{rim.y.G5} \cdot W_{enddisk} \cdot OD_{disk} + q_{gap.y.G5} \cdot \frac{W_{gap}}{2} \cdot OD_{gap} \\ &= 391 \text{ N} \end{aligned}$$

ここで、

- $q_{rim.x.G5}$: アウターリムに水平方向より加わる許容応力状態 $V_A S$ での最大等価圧力 (表 4-11 参照)
- $q_{rim.y.G5}$: アウターリムに鉛直方向より加わる許容応力状態 $V_A S$ での最大等価圧力 (表 4-11 参照)
- $q_{gap.x.G5}$: インナーギャップに水平方向より加わる許容応力状態 $V_A S$ での最大等価圧力 (表 4-11 参照)
- $q_{gap.y.G5}$: インナーギャップに鉛直方向より加わる許容応力状態 $V_A S$ での最大等価圧力 (表 4-11 参照)

各々のラジアル補剛材に加わる曲げ荷重は、ラジアル補剛材の配置回転角を考慮して以下となる。

$$\begin{aligned} P_{end.G5.k} &= F_{end.x.G5} \cdot \frac{Wx_k}{OD_{disk}} \cdot |\cos(\theta_k)| + F_{end.y.G5} \cdot \frac{Wy_k}{OD_{disk}} \cdot |\sin(\theta_k)| \quad (k = 1,6) \\ &= \begin{pmatrix} 120 \\ 137 \\ 149 \\ 101 \\ 84 \\ 79 \end{pmatrix} \text{ N} \end{aligned}$$

ここで、

- θ_k : 各ラジアル補剛材の回転角
- Wx_k, Wy_k : 各ラジアル補剛材の水平方向受圧長さ及び鉛直方向受圧長さ。ラジアル補剛材の配置詳細と受圧長さは添付資料に記載する。

(2) ラジアル補剛材からエンドディスク面に加わるモーメント (M_{end})

エンドディスクからラジアル補剛材に加わる軸方向荷重によりラジアル補剛材に発生する曲げモーメントは、アウターリム側の荷重 $w1_{rad.end.G5}$ からコアチューブ側の荷重 $w2_{rad.end.G5}$ までの台形分布荷重から求める。

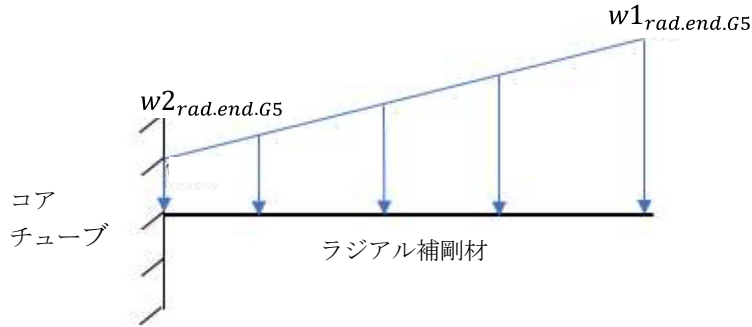


図 4-6 エンドディスクのラジアル補剛材に加わる荷重状態

各ラジアル補剛材に加わるエンドディスクから加わるアウターリム側の荷重 $w1_{rad.end.G5.k}$ コアチューブ側の荷重 $w2_{rad.end.G5.k}$ は、

$$w1_{rad.end.G5.k} = (q_{enddisk.z.G5} - DP) \cdot L_{ark.max_k} \quad (k = 1, 6)$$

$$w2_{rad.end.G5.k} = (q_{enddisk.z.G5} - DP) \cdot L_{ark.min_k} \quad (k = 1, 6)$$

ここで、

$q_{enddisk.z.G5}$: エンドディスクに軸方向より加わる許容応力状態 V_{AS} での最大等価圧力 (表 4-11 参照, ストレーナ差圧荷重を含む)

DP : ストレーナ差圧荷重 = kPa

$L_{ark.max_k}$: 各ラジアル補剛材のアウターリム部の等価受圧長さ

$L_{ark.min_k}$: 各ラジアル補剛材のコアチューブ部の等価受圧長さ

なお、ラジアル補剛材の配置詳細と等価受圧長さは添付資料に記載する。

$$w1_{rad.end.G5.k} = \begin{pmatrix} 0.491 \\ 0.550 \\ 0.519 \\ 0.384 \\ 0.318 \\ 0.297 \end{pmatrix} \quad \text{N/mm}$$

$$w2_{rad.end.G5.k} = \begin{pmatrix} 0.295 \\ 0.275 \\ 0.199 \\ 0.123 \\ 0.096 \\ 0.088 \end{pmatrix} \quad \text{N/mm}$$

ラジアル補剛材からエンドディスク面に加わるモーメント $M_{end.G5}$ は,

$$M_{end.G5.k} = \frac{1}{2} \cdot w_{2rad.end.G5.k} \cdot L_{stf.k}^2 + \frac{1}{3} \cdot (w_{1rad.end.G5.k} - w_{2rad.end.G5.k}) \cdot L_{stf.k}^2$$

$$= \begin{pmatrix} 6.549 \times 10^3 \\ 1.723 \times 10^4 \\ 5.419 \times 10^4 \\ 6.287 \times 10^4 \\ 6.236 \times 10^4 \\ 6.140 \times 10^4 \end{pmatrix} \quad \text{N} \cdot \text{mm}$$

ここで,

$L_{stf.k}$: 各ラジアル補剛材のアウターリム側の荷重 $w_{1rad.end.G5.k}$ とコアチューブ側の荷重 $w_{2rad.end.G5.k}$ の作用点間距離

$$L_{stf.k} = \begin{pmatrix} 175.4 \\ 274.2 \\ 512.4 \\ 650.7 \\ 715.5 \\ 734.2 \end{pmatrix} \quad \text{mm}$$

4.7.5 アウターリム及びインナーギャップから中間ディスク面に加わる荷重

4.7.4 項と同様に、アウターリム及びインナーギャップに水平及び鉛直方向より受けた荷重は、ラジアル補剛材から中間ディスクに伝達され、リベット接合された中間ディスクの多孔プレート面にせん断荷重とモーメントが加わる。

従って、4.7.1 項で選定したクリティカル条件（荷重組合せ No. SA-2）を基に、配置位置が異なる 6 本のラジアル補剛材から中間ディスクに加わる荷重を算出する。

(1) ラジアル補剛材から中間ディスク面に加わる荷重 (P_{mid})

アウターリム及びインナーギャップからラジアル補剛材に加わる合計の水平方向荷重 $F_{mid.x.G5}$ と鉛直方向荷重 $F_{mid.y.G5}$ は、

$$\begin{aligned} F_{mid.x.G5} &= q_{rim.x.G5} \cdot W_{middisk} \cdot OD_{disk} + q_{gap.x.G5} \cdot W_{gap} \cdot OD_{gap} \\ &= 227 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{mid.y.G5} &= q_{rim.y.G5} \cdot W_{middisk} \cdot OD_{disk} + q_{gap.y.G5} \cdot W_{gap} \cdot OD_{gap} \\ &= 243 \text{ N} \end{aligned}$$

各々のラジアル補剛材に加わる曲げ荷重は、ラジアル補剛材の配置回転角を考慮して以下となる。

$$\begin{aligned} P_{mid.G5.k} &= F_{mid.x.G5} \cdot \frac{Wx_k}{OD_{disk}} \cdot |\cos(\theta_k)| + F_{mid.y.G5} \cdot \frac{Wy_k}{OD_{disk}} \cdot |\sin(\theta_k)| \quad (k = 1,6) \\ &= \begin{pmatrix} 74 \\ 85 \\ 93 \\ 63 \\ 52 \\ 49 \end{pmatrix} \text{ N} \end{aligned}$$

(2) ラジアル補剛材から中間ディスク面に加わるモーメント (M_{mid})

4.7.4 項と同様に，中間ディスクからラジアル補剛材に加わる軸方向荷重によりラジアル補剛材に発生する曲げモーメントは，アウターリム側の荷重 $w1_{rad.mid.G5}$ からコアチューブ側の荷重 $w2_{rad.mid.G5}$ までの台形分布荷重から求める。

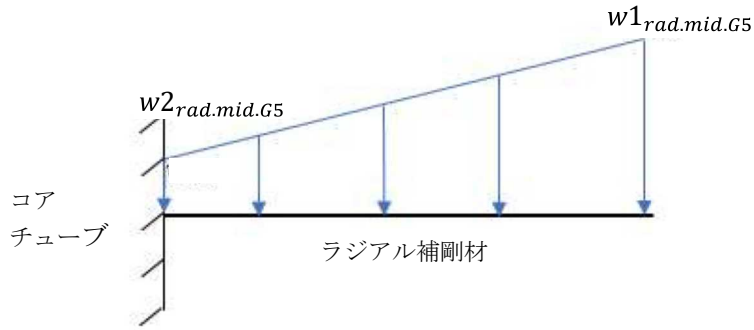


図 4-7 中間ディスクのラジアル補剛材に加わる荷重状態

各ラジアル補剛材に中間ディスクから加わるアウターリム側の荷重 $w1_{rad.mid.G5.k}$ コアチューブ側の荷重 $w2_{rad.mid.G5.k}$ は，

$$w1_{rad.mid.G5.k} = (q_{middisk.z.G5} - DP) \cdot L_{ark.max_k} \quad (k = 1, 6)$$

$$w2_{rad.mid.G5.k} = (q_{middisk.z.G5} - DP) \cdot L_{ark.min_k} \quad (k = 1, 6)$$

ここで，

$q_{middisk.z.G5}$: 中間ディスクに軸方向より加わる許容応力状態 V_{AS} での最大等価圧力 (表 4-11 参照，ストレナ差圧荷重を含む)

DP : ストレナ差圧荷重 = kPa

$L_{ark.max_k}$: 各ラジアル補剛材のアウターリム部の等価受圧長さ

$L_{ark.min_k}$: 各ラジアル補剛材のコアチューブ部の等価受圧長さ

$$w1_{rad.mid.G5.k} = \begin{pmatrix} 0.115 \\ 0.128 \\ 0.121 \\ 0.090 \\ 0.074 \\ 0.069 \end{pmatrix} \quad \text{N/mm}$$

$$w2_{rad.mid.G5.k} = \begin{pmatrix} 0.069 \\ 0.064 \\ 0.046 \\ 0.029 \\ 0.022 \\ 0.021 \end{pmatrix} \quad \text{N/mm}$$

ラジアル補剛材から中間ディスク面に加わるモーメント $M_{mid.G5}$ は,

$$M_{mid.G5.k} = \frac{1}{2} \cdot w_{2rad.mid.G5.k} \cdot L_{stf.k}^2 + \frac{1}{3} \cdot (w_{1rad.mid.G5.k} - w_{2rad.mid.G5.k}) \cdot L_{stf.k}^2$$

$$= \begin{pmatrix} 1.528 \times 10^3 \\ 4.019 \times 10^3 \\ 1.264 \times 10^4 \\ 1.466 \times 10^4 \\ 1.455 \times 10^4 \\ 1.432 \times 10^4 \end{pmatrix} \quad \text{N} \cdot \text{mm}$$

ここで,

$L_{stf.k}$: 各ラジアル補剛材のアウターリム側の荷重 $w_{1rad.mid.G5.k}$ とコアチューブ側の荷重 $w_{2rad.mid.G5.k}$ の作用点間距離

$$L_{stf.k} = \begin{pmatrix} 175.4 \\ 274.2 \\ 512.4 \\ 650.7 \\ 715.5 \\ 734.2 \end{pmatrix} \quad \text{mm}$$

以上より、許容応力状態 $V_A S$ において、ラジアル補剛材からエンドディスク面及び中間ディスク面に加わる最大荷重と最大モーメントは表 4-14 に示すとおりとなる。

表 4-14 ラジアル補剛材に加わる最大荷重と最大モーメント

	荷重		モーメント	
	荷重値 (N)	種類	モーメント (N・mm)	種類
エンド ディスク	149	面内	6.287×10^4	曲げ
中間 ディスク	93	面内	1.466×10^4	曲げ

4.8 応力の計算

4.8.1 多孔プレートの評価方法

多孔プレートの応力計算は、中身がつまった等価な平板として計算する。板の厚さとしては実肉厚を使用し、孔の欠損部を補った材料物性値として引用文献(2)及び(3)で示される等価縦弾性係数及び等価ポアソン比を使用する。

多孔プレートのリガメント効率 h/P は、

$$\frac{h}{P} = 0.39$$

ここで、

h : 孔の間の最小間隙 = mm

P : 孔のピッチ = mm

また、板厚と孔ピッチの比 t/P は

$$\frac{t}{P} = 0.32$$

ここで、

t : 多孔プレートの板厚 = mm

従って、引用文献(2) Fig. A-8131-1 の値を引用文献(3) Fig. 8 と Fig. 9 にて補正して、

ν_{eff} : 等価ポアソン比 = 0.25

E_{eff} : 等価縦弾性係数 = MPa (@166°C)

また、多孔プレートの応力倍率 K_{PP} (等価平板に乗じる応力拡大係数) は、多孔プレートの孔径とピッチから決定され、

$$K_{PP} = \frac{P}{h} = 2.58$$

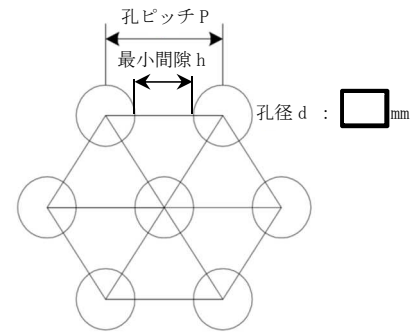


図 4-8 多孔プレートの孔寸法

4.8.2 エンドコアの多孔プレートに発生する応力

(1) 外面より加わる荷重で発生する応力

多孔プレートを補剛材により支持された両端支持はりとして、引用文献(4)のChapter 1, Section 3 に示す方法にて計算する。

引用文献(4)の(15)式(下式)を解くことによりパラメータ u を求め、(16)式及び(17)式から発生応力を算出する。

$$\left\{ \frac{E_{eff} \cdot u^2}{(1 - \nu_{eff}^2) \cdot q} \cdot \left(\frac{t}{Ls}\right)^4 \right\}^2 = -\frac{27}{16 \cdot u^7 \cdot \tanh(u)} - \frac{27}{16 \cdot u^6 \cdot \sinh(u)^2} + \frac{27}{4 \cdot u^8} + \frac{9}{8 \cdot u^6} \quad \dots \quad (15)$$

$$\sigma_m = \frac{E_{eff} \cdot u^2}{3 \cdot (1 - \nu_{eff}^2)} \cdot \left(\frac{t}{Ls}\right)^2 \cdot K_{pp} \quad : \text{一次局部膜応力 (MPa)} \quad \dots \quad (16)$$

$$\sigma_b = \frac{q}{2} \cdot \left(\frac{Ls}{t}\right)^2 \cdot \Psi \cdot K_{pp} \quad : \text{曲げ応力 (MPa)} \quad \dots \quad (17)$$

$$\Psi = \frac{3 \cdot (u - \tanh(u))}{u^2 \cdot \tanh(u)}$$

ここで、 q は外荷重、 t は多孔プレートの板厚及び Ls は補剛材長さ

(15)式の左辺に、エンドコアに加わる軸方向荷重、板厚及び補剛材寸法を入れて、 $(u_{endcore.G5})^4$ に乗じる係数 $U_{endcore.G5}$ を計算すると、

$$U_{endcore.G5} = \left\{ \frac{E_{eff}}{(1 - \nu_{eff}^2) \cdot q_{endcore.z.G5}} \cdot \left(\frac{t}{Ls_{endcore}}\right)^4 \right\}^2 = 0.007$$

ここで、

$q_{endcore.z.G5}$: エンドコアに軸方向外面より加わる許容応力状態 $V_A S$ での最大等価圧力 (表 4-11 参照)

t : 多孔プレートの板厚 = mm

$Ls_{endcore}$: エンドコア補剛材の長さ = mm

(15)式をパラメータ $u_{endcore.G5}$ について解くと、

$$u_{endcore.G5} = 0.926$$

(17)式のパラメータ $\Psi_{endcore.G5}$ は、

$$\Psi_{endcore.G5} = 0.9471$$

エンドコアに軸方向外面から加わる荷重により発生する一次局部膜応力は、

$$\sigma_{m_{endcore.G5}} = \frac{E_{eff} \cdot u_{endcore.G5}^2}{3 \cdot (1 - \nu_{eff}^2)} \cdot \left(\frac{t}{LS_{endcore}} \right)^2 \cdot K_{pp} = 6 \text{ MPa}$$

エンドコアに軸方向外面から加わる荷重により発生する曲げ応力は、

$$\sigma_{b_{endcore.G5}} = \frac{q_{endcore.z.G5}}{2} \cdot \left(\frac{LS_{endcore}}{t} \right)^2 \cdot \Psi_{endcore.G5} \cdot K_{pp} = 117 \text{ MPa}$$

一次局部膜応力と曲げ応力の合計 $\sigma_{front.endcore.G5}$ は、

$$\sigma_{front.endcore.G5} = \sigma_{m_{endcore.G5}} + \sigma_{b_{endcore.G5}} = 123 \text{ MPa}$$

(2) 内面からの荷重で発生する応力

多孔プレートが等間隔でリベットにより支持された連続平板として、引用文献(4)の Chapter 7, Section 54 に示す方法にて計算する。

エンドコア部のリベット位置よりリベット間隔寸法を図 4-9 に示す。

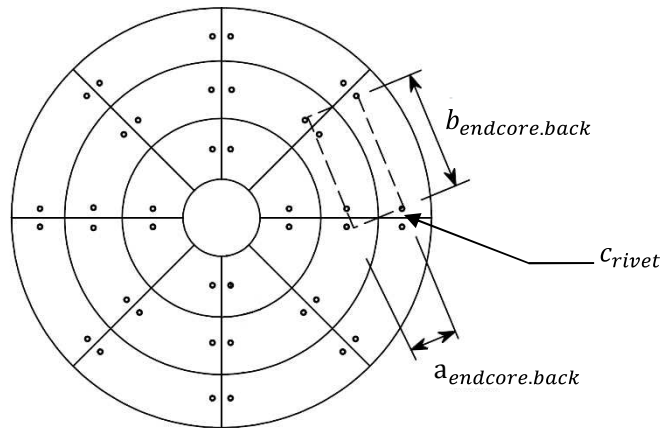


図 4-9 コアエンド部リベット間隔寸法

- $a_{endcore.back}$: 計算に使用する矩形平板の短辺寸法 = mm
 - $b_{endcore.back}$: 計算に使用する矩形平板の長辺寸法 = mm
 - $Crivet$: リベット頭部半径 = mm
- $$\frac{b_{endcore.back}}{a_{endcore.back}} = 1.71$$

従って、引用文献(4)の Table 58 よりパラメータ $\alpha_{endcore}$, $\beta_{endcore}$ は、

$$\alpha_{endcore} = 0.8368, \quad \beta_{endcore} = 0.0479$$

連続平板に発生する荷重 $M_{x_{back.endcore.G5}}$, $M_{y_{back.endcore.G5}}$ は,

$$\begin{aligned}
 M_{x_{back.endcore.G5}} &= \frac{-(q_{endcore.z.G5} - DP) \cdot a_{endcore.back} \cdot b_{endcore.back}}{4\pi} \\
 &\quad \cdot \left[(1 + \nu_{eff}) \cdot \ln\left(\frac{a_{endcore.back}}{c_{rivet}}\right) - (\alpha_{endcore} + \beta_{endcore} \cdot \nu_{eff}) \right] \\
 &= -5.288 \quad \text{N} \cdot \text{mm/mm} \\
 M_{y_{back.endcore.G5}} &= \frac{-(q_{endcore.z.G5} - DP) \cdot a_{endcore.back} \cdot b_{endcore.back}}{4\pi} \\
 &\quad \cdot \left[(1 + \nu_{eff}) \cdot \ln\left(\frac{a_{endcore.back}}{c_{rivet}}\right) - (\beta_{endcore} + \alpha_{endcore} \cdot \nu_{eff}) \right] \\
 &= -6.325 \quad \text{N} \cdot \text{mm/mm}
 \end{aligned}$$

ここで,

$q_{endcore.z.G5}$: エンドコアに軸方向外面より加わる許容応力状態 V_AS での最大等価圧力 (表 4-11 参照)

連続平板に発生する最大荷重 $M_{back.endcore.G5}$ は,

$$M_{back.endcore.G5} = \max(|M_{x_{back.endcore.G5}}|, |M_{y_{back.endcore.G5}}|) = 6.325 \quad \text{N} \cdot \text{mm/mm}$$

多孔プレート面の応力は,

$$\begin{aligned}
 \sigma_{back.endcore.G5} &= \frac{6 \cdot M_{back.endcore.G5}}{t^2} \cdot K_{pp} \\
 &= 170 \quad \text{MPa}
 \end{aligned}$$

- (3) エンドコアの多孔プレートに発生する最大応力
 エンドコアの多孔プレートに発生する最大応力は, 4.8.2 (1)項 a 及び(2)項 a より,

$$\begin{aligned}
 \sigma_{endcore.G5} &= \max(\sigma_{front.endcore.G5}, \sigma_{back.endcore.G5}) \\
 &= 170 \quad \text{MPa}
 \end{aligned}$$

4.8.3 エンドディスクの多孔プレートに発生する応力

(1) 外面より加わる荷重で発生する応力

4.8.2 項と同様に、多孔プレートを補剛材により支持された両端支持はりとして、引用文献(4)の Chapter 1, Section 3 に示す方法にて計算する。

引用文献(4)の(15)式を解くことによりパラメータ $u_{enddisk.G5}$ を求め、引用文献(4)の(16)式及び(17)式から発生応力を算出する。

(15)式の左辺に、エンドディスクに加わる軸方向荷重、板厚及び補剛材寸法を入れて、 $(u_{enddisk.G5})^4$ に乗じる係数 $U_{enddisk.G5}$ を計算すると、

$$U_{enddisk.G5} = \left\{ \frac{E_{eff}}{(1 - \nu_{eff}^2) \cdot q_{enddisk.z.G5}} \cdot \left(\frac{t}{L_{S_{enddisk}}} \right)^4 \right\}^2$$

$$= 0.101$$

ここで、

$q_{enddisk.z.G5}$: エンドディスクに軸方向外面より加わる許容応力状態 $V_A S$ での最大等価圧力 (表 4-11 参照)

t : 多孔プレートの板厚 = mm

$L_{S_{enddisk}}$: エンドディスク補剛材の長さ = mm

(15)式をパラメータ $u_{enddisk.G5}$ について解くと、

$$u_{enddisk.G5} = 0.264$$

(17)式のパラメータ $\Psi_{enddisk.G5}$ は、

$$\Psi_{enddisk.G5} = 0.9954$$

エンドディスクに軸方向外面から加わる荷重により発生する一次局部膜応力は、

$$\sigma_{m_{enddisk.G5}} = \frac{E_{eff} \cdot u_{enddisk.G5}^2}{3 \cdot (1 - \nu_{eff}^2)} \cdot \left(\frac{t}{L_{S_{enddisk}}} \right)^2 \cdot K_{pp} = 1 \text{ MPa}$$

エンドディスクに軸方向外面から加わる荷重により発生する曲げ応力は、

$$\sigma_{b_{enddisk.G5}} = \frac{q_{enddisk.z.G5}}{2} \cdot \left(\frac{L_{S_{enddisk}}}{t} \right)^2 \cdot \Psi_{enddisk.G5} \cdot K_{pp} = 58 \text{ MPa}$$

一次局部膜応力と曲げ応力の合計 $\sigma_{front.enddisk.G5}$ は、

$$\sigma_{front.enddisk.G5} = \sigma_{m_{enddisk.G5}} + \sigma_{b_{enddisk.G5}} = 59 \text{ MPa}$$

(2) 内面からの荷重で発生する応力

多孔プレートが等間隔でリベットにより支持された連続平板として、引用文献(4)の Chapter 7, Section 54 に示す方法にて計算する。

エンドディスク部リベット位置の間隔寸法より、

$a_{enddisk.back}$: 計算に使用する矩形平板の短辺寸法 = mm

$b_{enddisk.back}$: 計算に使用する矩形平板の長辺寸法 = mm

c_{rivet} : リベット頭部半径 = mm

$$\frac{b_{enddisk.back}}{a_{enddisk.back}} = 1.39$$

従って、引用文献(4)の Table 58 よりパラメータ $\alpha_{enddisk}$, $\beta_{enddisk}$ は、

$$\alpha_{enddisk} = 0.8346, \quad \beta_{enddisk} = 0.3954$$

連続平板に発生する荷重 $Mx_{back.enddisk.G5}$, $My_{back.enddisk.G5}$ は、

$$\begin{aligned} Mx_{back.enddisk.G5} &= \frac{-(q_{enddisk.z.G5} - DP) \cdot a_{enddisk.back} \cdot b_{enddisk.back}}{4\pi} \\ &\quad \cdot \left[(1 + \nu_{eff}) \cdot \ln \left(\frac{a_{enddisk.back}}{c_{rivet}} \right) - (\alpha_{enddisk} + \beta_{enddisk} \cdot \nu_{eff}) \right] \\ &= -5.162 \quad \text{N} \cdot \text{mm/mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} My_{back.enddisk.G5} &= \frac{-(q_{enddisk.z.G5} - DP) \cdot a_{enddisk.back} \cdot b_{enddisk.back}}{4\pi} \\ &\quad \cdot \left[(1 + \nu_{eff}) \cdot \ln \left(\frac{a_{enddisk.back}}{c_{rivet}} \right) - (\beta_{enddisk} + \alpha_{enddisk} \cdot \nu_{eff}) \right] \\ &= -5.641 \quad \text{N} \cdot \text{mm/mm} \end{aligned}$$

ここで、

$q_{enddisk.z.G5}$: エンドディスクに軸方向外面より加わる許容応力状態 V_{AS} での最大等価圧力 (表 4-11 参照)

連続平板に発生する最大荷重 $M_{back.enddisk.G5}$ は、

$$M_{back.enddisk.G5} = \max(|Mx_{back.enddisk.G5}|, |My_{back.enddisk.G5}|) = 5.641 \quad \text{N} \cdot \text{mm/mm}$$

多孔プレート面の応力は、

$$\begin{aligned} \sigma_{back.enddisk.G5} &= \frac{6 \cdot M_{back.enddisk.G5}}{t^2} \cdot K_{pp} \\ &= 152 \quad \text{MPa} \end{aligned}$$

(3) ラジアル補剛材から加わる荷重で発生する応力

各ラジアル補剛材からエンドディスクに加わるせん断力 $P_{end.G5.k}$ 及び曲げモーメント $M_{end.G5.k}$ により、多孔プレートに発生する応力を計算する。エンドディスクの多孔プレートに発生する応力 $\sigma_{pl.enddisk.G5.k}$ は、

$$\begin{aligned}\sigma_{pl.enddisk.G5.k} &= \left(\frac{P_{end.G5.k}}{A_{stf.end.k}} + \frac{M_{end.G5.k}}{S2_{stf.end.k}} \right) \cdot K_{pp} \quad (k = 1, 6) \\ &= \begin{pmatrix} 4 \\ 8 \\ 23 \\ 27 \\ 27 \\ 26 \end{pmatrix} \text{ MPa}\end{aligned}$$

ここで、

$P_{end.G5.k}$: 各ラジアル補剛材からエンドディスクに加わるせん断力
(4.7.4 (1)項参照)

$M_{end.G5.k}$: 各ラジアル補剛材からエンドディスクに加わるモーメント
(4.7.4 (2)項参照)

$A_{stf.end.k}$: エンドディスクラジアル補剛材の有効断面積*

$$A_{stf.end.k} = \begin{pmatrix} 400.7 \\ 400.7 \\ 400.5 \\ 399.9 \\ 399.5 \\ 399.4 \end{pmatrix} \text{ mm}^2$$

$S2_{stf.end.k}$: エンドディスクラジアル補剛材の有効断面係数*

$$S2_{stf.end.k} = \begin{pmatrix} 6446 \\ 6440 \\ 6406 \\ 6330 \\ 6274 \\ 6253 \end{pmatrix} \text{ mm}^3$$

ラジアル補剛材からエンドディスクに加わるせん断力 $P_{end.G5.k}$ 及び曲げモーメント $M_{end.G5.k}$ により、多孔プレートに発生する最大応力は、

$$\sigma_{pl.enddisk.G5} = \max(\sigma_{pl.enddisk.G5.k}) = 27 \text{ MPa}$$

注記* : 引用文献(5) Section B2 に従い、ラジアル補剛材と薄肉平板の相互効果による曲げ荷重に対する鋼材の有効幅を補正して、有効断面積及び有効断面係数を算出した。

(4) エンドディスクの多孔プレートに発生する最大応力

エンドディスク多孔プレートに発生する最大応力は、4.8.3 (1)項、(2)項及び(3)項より、エンドディスクの外面より加わる荷重で発生する応力と内面からの荷重で発生する応力の大きい応力にラジアル補剛材より加わる荷重で発生する応力を加えて計算する。

エンドディスク多孔プレートにラジアル補剛材から受ける荷重で発生する応力との合成応力の最大値 $\sigma_{enddisk.com.G5}$ は、

$$\begin{aligned}\sigma_{enddisk.com.G5} &= \sigma_{pl.enddisk.G5} \\ &+ \max\left(\sigma_{front.enddisk.G5} \cdot \frac{(q_{enddisk.G5} - DP)}{q_{enddisk.G5}}, \sigma_{back.enddisk.G5}\right) \\ &= 179 \text{ MPa}\end{aligned}$$

エンドディスクの多孔プレートに発生する最大応力 $\sigma_{enddisk.G5}$ は、

$$\begin{aligned}\sigma_{enddisk.G5} &= \max\left(\sigma_{front.enddisk.G5}, \sigma_{back.enddisk.G5}, \sigma_{enddisk.com.G5}\right) \\ &= 179 \text{ MPa}\end{aligned}$$

4.8.4 中間ディスクの多孔プレートに発生する応力

(1) 外面より加わる荷重で発生する応力

中間ディスクの多孔プレートに発生する応力 $\sigma_{front.middisk.G5}$ はエンドディスクの多孔プレートに発生する応力 $\sigma_{front.enddisk.G5}$ より、プレートに外面より加わる等価圧力の比で計算する。

$$\begin{aligned}\sigma_{front.middisk.G5} &= \frac{q_{middisk.z.G5}}{q_{enddisk.z.G5}} \cdot \sigma_{front.enddisk.G5} \\ &= 53 \text{ MPa}\end{aligned}$$

(2) 内面からの荷重で発生する応力

多孔プレートが等間隔でリベットにより支持された連続平板として、引用文献(4)の Chapter 7, Section 54 に示す方法にて計算する。

中間ディスク部リベット位置の間隔寸法より、

$$\begin{aligned}a_{middisk.back} &: \text{計算に使用する矩形平板の短辺寸法} = \boxed{} \text{ mm} \\ b_{middisk.back} &: \text{計算に使用する矩形平板の長辺寸法} = \boxed{} \text{ mm} \\ c_{rivet} &: \text{リベット頭部半径} = \boxed{} \text{ mm} \\ \frac{b_{middisk.back}}{a_{middisk.back}} &= 1.08\end{aligned}$$

従って、引用文献(4)の Table 58 よりパラメータ $\alpha_{middisk}$, $\beta_{middisk}$ は、

$$\alpha_{middisk} = 0.8198, \quad \beta_{middisk} = 0.7206$$

連続平板に発生する荷重 $Mx_{back.middisk.G5}$, $My_{back.middisk.G5}$ は、

$$\begin{aligned}Mx_{back.middisk.G5} &= \frac{-(q_{middisk.z.G5} - DP) \cdot a_{middisk.back} \cdot b_{middisk.back}}{4\pi} \\ &\quad \cdot \left[(1 + \nu_{eff}) \cdot \ln\left(\frac{a_{middisk.back}}{c_{rivet}}\right) - (\alpha_{middisk} + \beta_{middisk} \cdot \nu_{eff}) \right] \\ &= -1.983 \text{ N} \cdot \text{mm/mm} \\ My_{back.middisk.G5} &= \frac{-(q_{middisk.z.G5} - DP) \cdot a_{middisk.back} \cdot b_{middisk.back}}{4\pi} \\ &\quad \cdot \left[(1 + \nu_{eff}) \cdot \ln\left(\frac{a_{middisk.back}}{c_{rivet}}\right) - (\beta_{middisk} + \alpha_{middisk} \cdot \nu_{eff}) \right] \\ &= -2.021 \text{ N} \cdot \text{mm/mm}\end{aligned}$$

ここで、

$q_{middisk.z.G5}$: 中間ディスクに軸方向外面より加わる許容応力状態 V_AS での最大等価圧力 (表 4-11 参照)

連続平板に発生する最大荷重 $M_{back.middisk.G5}$ は、

$$M_{back.middisk.G5} = \max(|M_{x_{back.middisk.G5}}|, |M_{y_{back.middisk.G5}}|) = 2.021 \text{ N} \cdot \text{mm}/\text{mm}$$

多孔プレート面の応力は、

$$\begin{aligned} \sigma_{back.middisk.G5} &= \frac{6 \cdot M_{back.middisk.G5}}{t^2} \cdot K_{pp} \\ &= 55 \text{ MPa} \end{aligned}$$

(3) ラジアル補剛材から加わる荷重で発生する応力

各ラジアル補剛材から中間ディスクに加わるせん断力 $P_{mid.G5.k}$ 及び曲げモーメント $M_{mid.G5.k}$ により、多孔プレートに発生する応力を計算する。中間ディスクの多孔プレートに発生する応力 $\sigma_{pl.middisk.G5.k}$ は、

$$\begin{aligned} \sigma_{pl.middisk.G5.k} &= \left(\frac{P_{mid.G5.k}}{A_{stf.mid.k}} + \frac{M_{mid.G5.k}}{S2_{stf.mid.k}} \right) \cdot K_{pp} \quad (k = 1, 6) \\ &= \begin{pmatrix} 3 \\ 6 \\ 15 \\ 18 \\ 17 \\ 17 \end{pmatrix} \text{ MPa} \end{aligned}$$

ここで、

$P_{mid.G5.k}$: 各ラジアル補剛材から中間ディスクに加わるせん断力
(4.7.5 (1)項参照)

$M_{mid.G5.k}$: 各ラジアル補剛材から中間ディスクに加わるモーメント
(4.7.5 (2)項参照)

$A_{stf.mid.k}$: 中間ディスクラジアル補剛材の有効断面積*

$$A_{stf.mid.k} = \begin{pmatrix} 199.1 \\ 199.1 \\ 198.8 \\ 198.3 \\ 197.9 \\ 197.7 \end{pmatrix} \text{ mm}^2$$

$S2_{stf.mid.k}$: 中間ディスクラジアル補剛材の有効断面係数*

$$S2_{stf.mid.k} = \begin{pmatrix} 2388 \\ 2384 \\ 2366 \\ 2324 \\ 2294 \\ 2282 \end{pmatrix} \text{ mm}^3$$

注記* : 引用文献(5) Section B2 に従い、ラジアル補剛材と薄肉平板の相互効果による曲げ荷重に対する鋼材の有効幅を補正して、有効断面積及び有効断面係数を算出した。

ラジアル補剛材から中間ディスクに加わるせん断力 $P_{mid.G5.k}$ 及び曲げモーメント $M_{mid.G5.k}$ により、多孔プレートに発生する最大応力は、

$$\sigma_{pl.middisk.G5} = \max(\sigma_{pl.middisk.G5.k}) = 18 \text{ MPa}$$

(4) 中間ディスクの多孔プレートに発生する最大応力

中間ディスク多孔プレートに発生する最大応力は、4.8.4 (1)項、(2)項及び(3)項より、中間ディスクの外面より加わる荷重で発生する応力と内面からの荷重で発生する応力の大きい応力にラジアル補剛材より加わる荷重で発生する応力を加えて計算する。

中間ディスク多孔プレートにラジアル補剛材から受ける荷重で発生する応力との合成応力の最大値 $\sigma_{middisk.com.G5}$ は、

$$\begin{aligned} \sigma_{middisk.com.G5} &= \sigma_{pl.middisk.G5} \\ &\quad + \max(\sigma_{front.middisk.G5}, \sigma_{back.middisk.G5}) \\ &= 73 \text{ MPa} \end{aligned}$$

中間ディスクの多孔プレートに発生する最大応力 $\sigma_{middisk.G5}$ は、

$$\begin{aligned} \sigma_{middisk.G5} &= \max(\sigma_{front.middisk.G5}, \sigma_{back.middisk.G5}, \sigma_{middisk.com.G5}) \\ &= 73 \text{ MPa} \end{aligned}$$

4.8.5 アウターリムの多孔プレートに発生する応力

(1) 応力計算方法

アウターリムの多孔プレートに発生する応力計算には、アウターリム取付部含み三次元シェル要素でモデル化し、解析コード「ANSYS」を使用した有限要素解析手法を適用する。

アウターリムの多孔プレートの三次元シェルモデル（以下「アウターリム応力解析モデル」という。）を図4-10及び図4-11に、解析モデルの概要を以下に示す。また、機器の諸元を本書計算書の【残留熱除去系ストレーナの耐震性についての計算結果】の機器要目に示す。

- a. アウターリム応力解析モデルでは、アウターリムの多孔プレートと取付部をシェル要素でモデル化して解析を行う。
- b. アウターリム応力解析モデルは、鉛直面に対称境界を与え、鉛直軸を境界として片側半分をモデル化する。
- c. 多孔プレートの等価縦弾性係数、等価ポアソン比及び応力倍率は4.8.1項に記載した数値を使用する。
- d. 各部の質量は、各シェル要素に密度として与える

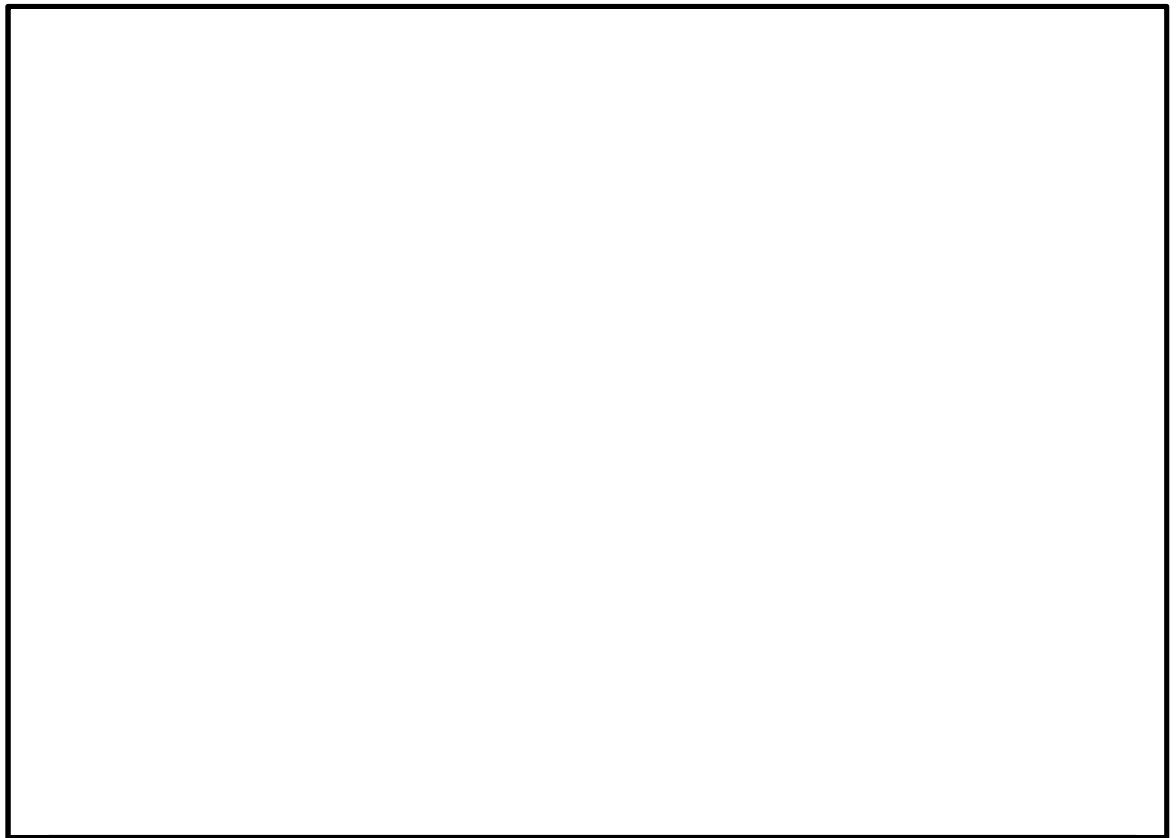


図4-10 アウターリムの多孔プレートの有限要素



図 4-11 アウターリム応力解析モデル

(2) アウターリムの多孔プレートの発生応力

アウターリムの多孔プレートに発生する応力を表 4-15 にまとめる。

表 4-15 アウターリムの多孔プレートに発生する応力

許容応力状態	一次応力 (MPa)	
	一般膜応力	一般膜応力+曲げ応力
V _A S	32	36

4.8.6 インナーギャップの多孔プレートに発生する応力

(1) 応力計算方法

インナーギャップの多孔プレートに発生する応力計算には、4.8.5 項と同様に、インナーギャップ取付部含み三次元シェル要素でモデル化し、解析コード「ANSYS」を使用した有限要素解析手法を適用する。

インナーギャップの多孔プレートの三次元シェルモデル（以下「インナーギャップ応力解析モデル」という。）を図 4-12 及び図 4-13 に、解析モデルの概要を以下に示す。

- a. インナーギャップ応力解析モデルでは、インナーギャップの多孔プレートと取付部をシェル要素でモデル化して解析を行う。
- b. インナーギャップ応力解析モデルは、鉛直面に対称境界を与え、鉛直軸を境界として片側半分をモデル化する。
- c. インナーギャップの多孔プレートは両サイドのディスクプレートにリベットにて固定されており 30° ピッチでリベット間隔を定め固定端としてモデル化する。
- d. 多孔プレートの等価縦弾性係数、等価ポアソン比及び応力倍率は 4.8.1 項に記載した数値を使用する。
- e. 各部の質量は、各シェル要素に密度として与える。

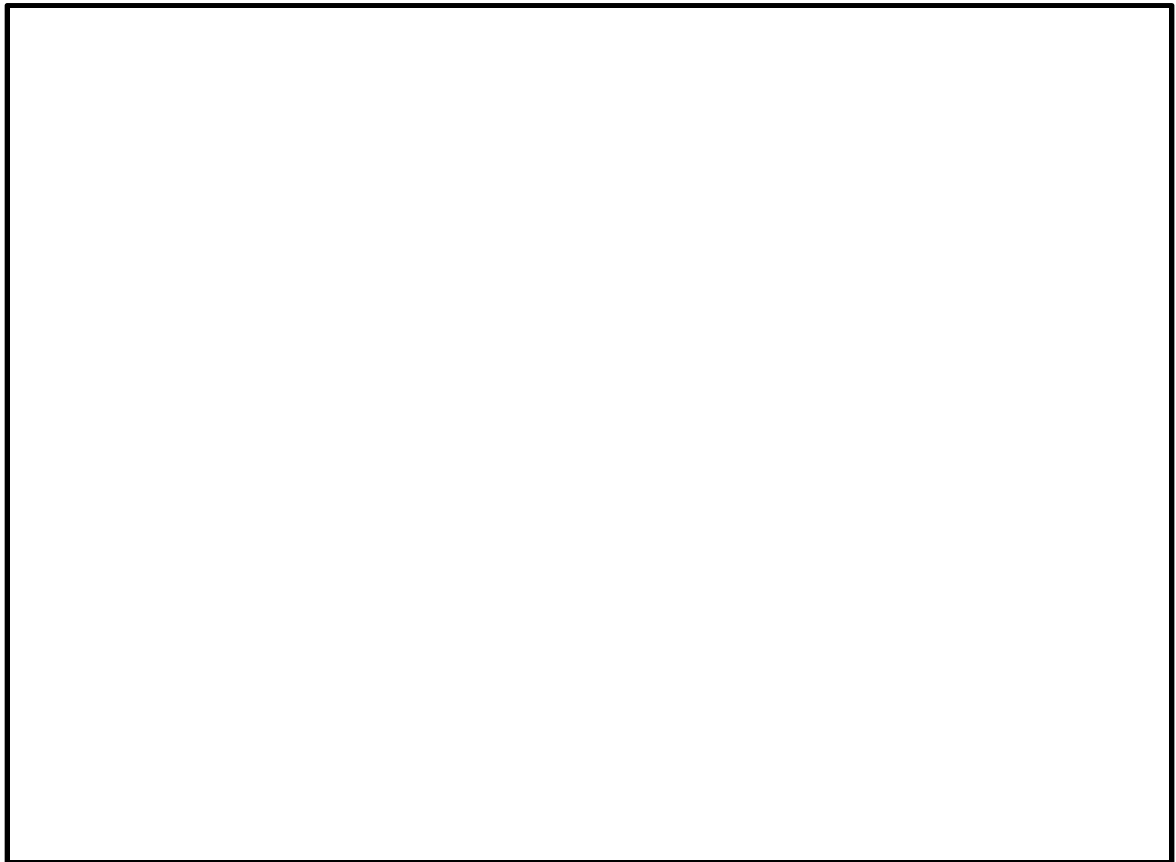


図 4-12 インナーギャップの多孔プレートの有限要素

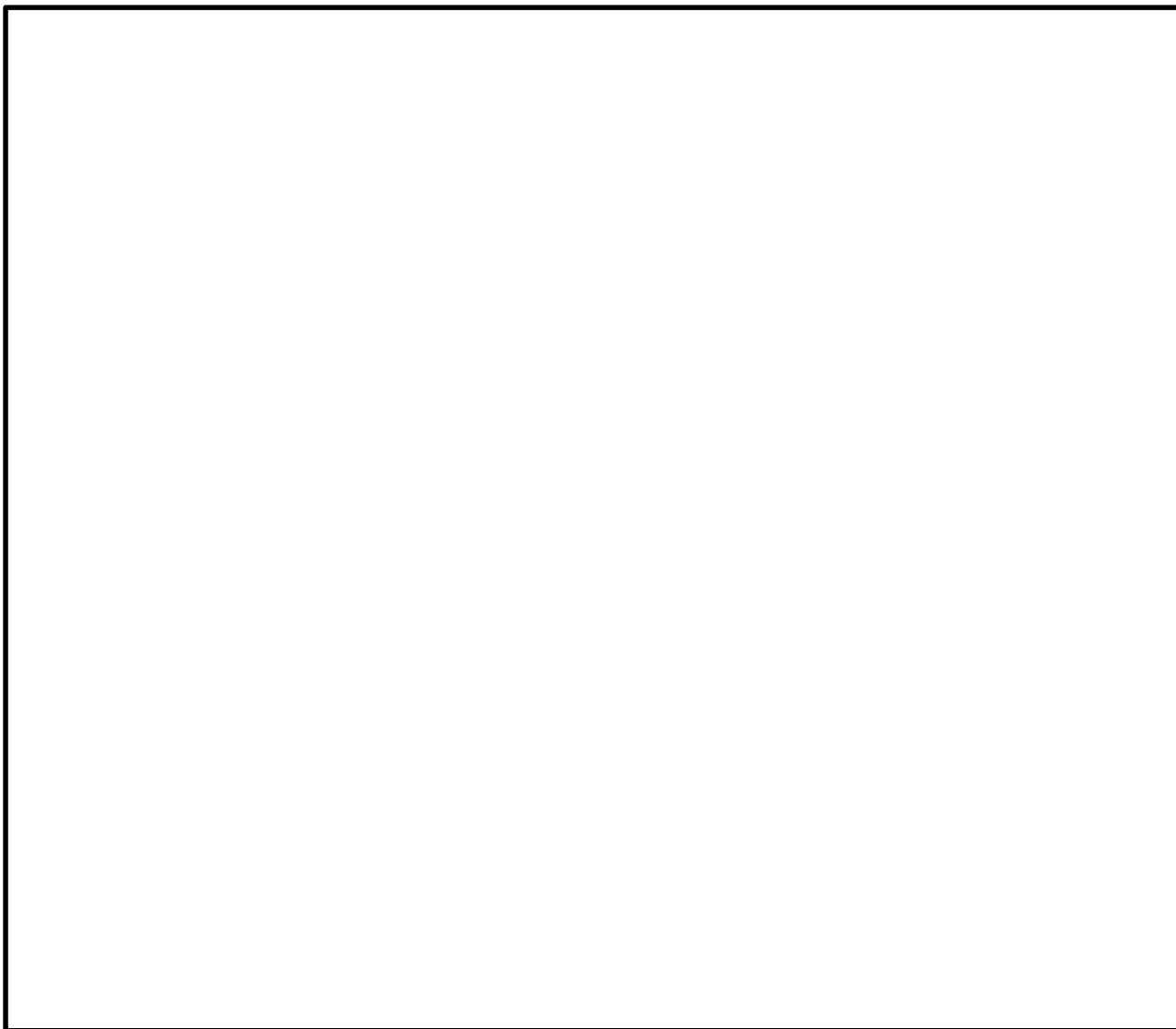


図 4-13 インナーギャップの応力解析モデル

(2) インナーギャップの多孔プレートの発生応力

インナーギャップの多孔プレートに発生する応力を表 4-16 にまとめる。

表 4-16 インナーギャップの多孔プレートに発生する応力

許容応力状態	一次応力 (MPa)	
	一般膜応力	一般膜応力+曲げ応力
V _A S	9	10

4.8.7 コアチューブの評価部位に発生する応力

コアチューブに発生する応力は、以下の式で計算する。

$$\begin{aligned}\sigma_{ct.G5.l} &= \frac{F_{z.tube.G5.l}}{A_{ct.l}} + \frac{B2}{S_{ct.l}} \cdot \sqrt{M_{x.tube.G5.l}^2 + M_{y.tube.G5.l}^2 + M_{z.tube.G5.l}^2} \quad (l = 1, 3) \\ &= \begin{pmatrix} 2 \\ 25 \\ 18 \end{pmatrix} \text{ MPa}\end{aligned}$$

ここで、

$\begin{pmatrix} A \\ B \\ C \end{pmatrix}$ はそれぞれ、A：最終面、B：第一列位置及び C：フランジ面を表す。

$F_{z.tube.G5.l}$: コアチューブに作用する各評価点の許容応力状態 $V_A S$ での軸方向荷重

$M_{x.tube.G5.l}$

$M_{y.tube.G5.l}$: コアチューブに作用する各評価点の許容応力状態 $V_A S$ でのモーメント

$M_{z.tube.G5.l}$

$A_{ct.l}$: コアチューブの各評価点の断面積

$$A_{ct.l} = \begin{pmatrix} 13279 \\ 14731 \\ 17735 \end{pmatrix} \text{ mm}^2$$

$S_{ct.l}$: コアチューブの各評価点の断面係数

$$S_{ct.l} = \begin{pmatrix} 9.55 \times 10^5 \\ 1.27 \times 10^6 \\ 1.92 \times 10^6 \end{pmatrix} \text{ mm}^3$$

$B2$: 応力係数 = 4.5

4.8.8 フランジに発生する応力

(1) 応力計算方法

以下に示す計算方法により応力評価を行う。

ストレーナを取付けるフランジは、一般的なフランジとは異なりガスケットを使用しない。そこで、フランジを以下のようにモデル化し、応力評価を行う。

フランジを外周（ボルト穴中心円直径）が固定された平板と考え、表 4-17 に示すモーメントが中心部に作用すると考える。この場合の発生応力は、引用文献(6)より、図 4-14 に示す計算モデルで下記の計算式より求める。

$$\sigma_r = \frac{\beta_{flan} \cdot M_{f,max}}{IR_{bolt} \cdot (t_{flan})^2}$$

ここで、

σ_r : 曲げ応力 (MPa)

$M_{f,max}$: 考慮すべき最大モーメント (N・mm)

IR_{bolt} : ボルト穴中心円半径 = mm

IR_{flan} : フランジ内半径 = mm

t_{flan} : フランジ板厚 = mm

β_{flan} : $IR_{flan}/IR_{bolt} =$ から決まる計算上の係数 =

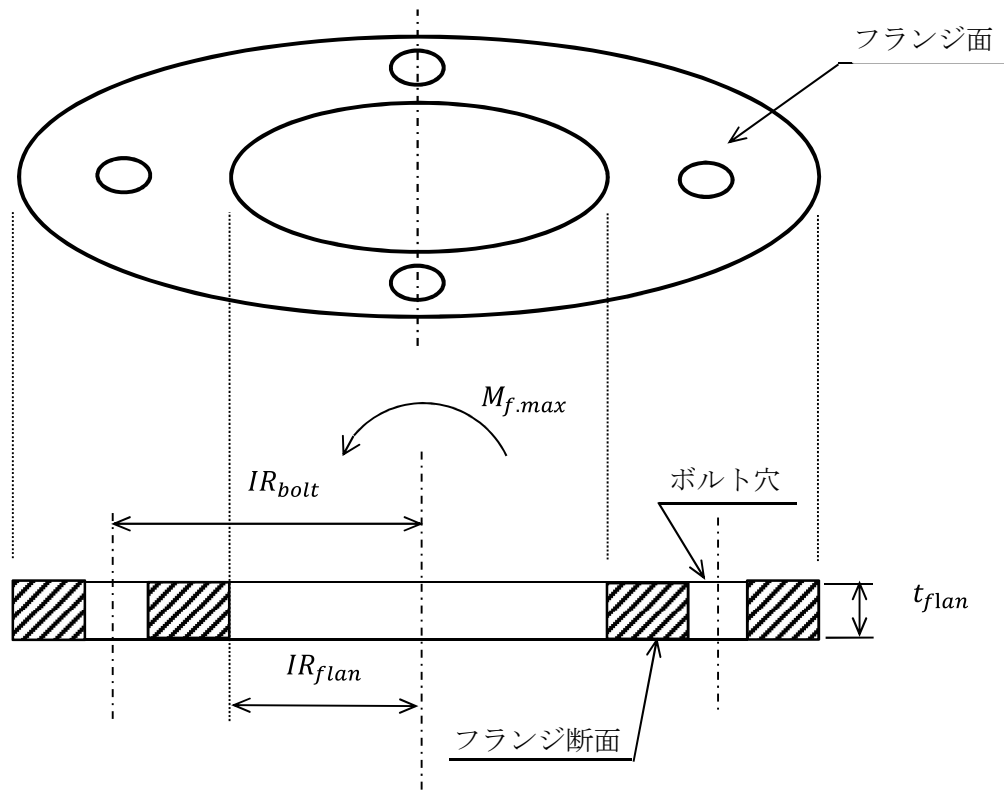


図 4-14 フランジ断面の計算モデル

(2) モーメントの設定

フランジの設計荷重は，ストレーナに作用する荷重から 4.3 項に示す「応答解析」により算出したフランジ部のモーメントを用いる。ここでのモーメントは，図 4-15 に示すように，ストレーナ重心に作用する荷重とその作用点からフランジまでのモーメントアームから計算したフランジに対して面外方向の曲げモーメント（2 方向ある面外方向曲げモーメントの二乗和平方根の合成値）を考慮する。なお，フランジ面内に発生するモーメント（ねじり）で発生するせん断応力は微小であるため，ここでは考慮から外す。

フランジの設計荷重を表 4-17 に示す。

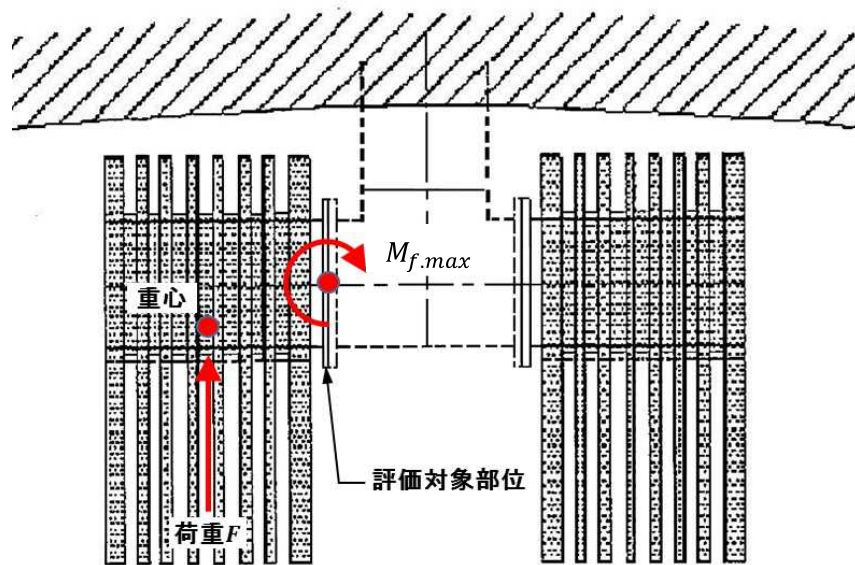


図 4-15 フランジに作用するモーメント

表 4-17 フランジの設計荷重

(単位：N・mm)

荷重		モーメント $M_{f,max}$
1	死荷重	
2	異物荷重	
3	差圧荷重	
4	ストレーナ S_d *地震荷重	
5	ストレーナ S_s 地震荷重	
6	異物 S_d *地震荷重	
7	異物 S_s 地震荷重	

4.8.9 ストレーナ取付部ボルトに発生する応力

(1) 応力計算方法

ストレーナ取付部ボルト（以下「ボルト」という。）には、表 4-17 に示すモーメントに加え、ストレーナの軸方向に発生する荷重によりボルトに軸方向荷重が発生する。

フランジに作用する中立軸まわりのモーメントにより、ボルトに生じる軸力は、以下のように算出する。

図 4-16 に示すフランジの中心を通る中立軸（X 軸又は Y 軸）まわりのモーメントを考える。このとき、中立軸まわりのモーメントは、各ボルトに発生する軸力とボルトの中立軸からの距離の積から得られるモーメントとつりあっていると考えることができる。ここで、軸方向荷重によって中立軸が移動するが、軸方向荷重のボルトへの影響が小さいため、軸方向荷重による中立軸の移動は無視する。

したがって、X 軸まわりのモーメントと各ボルトの軸力の関係は下記となる。

$$M_x = \sum_{k=1}^n Ft_k \cdot \ell_k$$

ここで、

M_x : X 軸まわりのモーメント (N・mm)

Ft_k : 各ボルトに発生する軸力 (N)

ℓ_k : 任意のボルト k における X 軸からの距離 (mm)

n : ボルトの本数 = 本

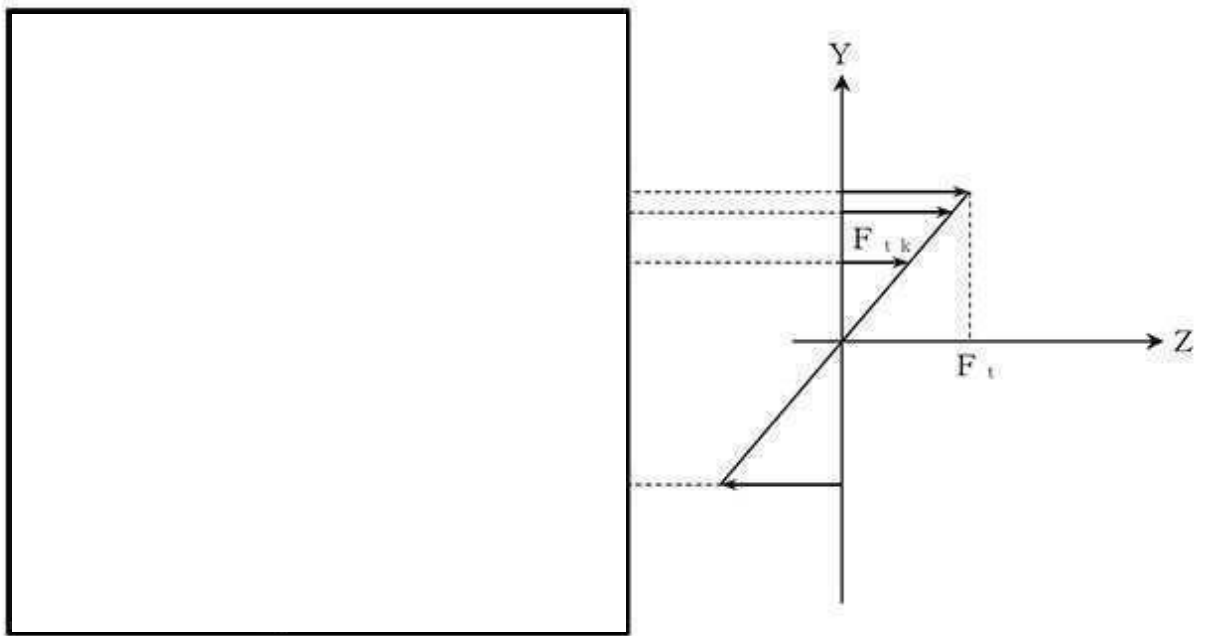


図 4-16 各ボルトに発生する軸力とモーメントアームの関係

また、ボルト軸力のX軸まわりのモーメント寄与分は中立軸上ではゼロであり、図 4-17 に示すように、曲げモーメントを伝えるボルトの軸力は回転中心からの距離に比例して変化するとして算定する。この場合、ボルトに発生する最大の軸力を Ft とすると、各ボルトに発生する軸力 Ft_k は以下となる。

$$Ft_k = Ft \cdot \frac{\ell_k}{Ds/2}$$

ここで、

Ft : 最大の軸力が発生する軸方向荷重 (N)

Ft_k : 各ボルトに発生する軸力 (N)

Ds : ボルト孔中心円直径 = mm

以上より、 n が偶数の場合、X軸まわりのモーメントは下記となる。

$$M_x = \frac{2 \cdot Ft}{Ds} \cdot \sum_{k=1}^n \ell_k^2 = \frac{Ft \cdot Ds \cdot n}{4}$$

ただし、

$$\ell_k = \frac{Ds}{2} \cdot \sin \left\{ \frac{2\pi}{n} \cdot (k-1) \right\}$$

よって、表 4-14 に示す面外方向の曲げモーメント (2 方向ある面外方向曲げモーメントの二乗和平方根の合成値) から、ボルトの軸力は以下のように算出できる。

$$Ft = \frac{4}{Ds \cdot n} \cdot M_{f.max}$$

(2) ボルトに発生する応力

ストレーナ取付け部ボルトの設計荷重は、4.8.8 (2)項に示すフランジに作用する最大モーメントに加え、ストレーナの軸方向に発生する反力であるボルトの軸方向荷重を考慮した引張力を合算した軸方向荷重を引張方向の荷重として応力評価を行う。フランジとボルトは摩擦接合であるため、ボルトに対するせん断力は作用しないものとする。ボルトに加わる設計荷重を表 4-18 に示す。

ボルトに発生する引張応力 σ_{bolt} は下記となる。

$$\sigma_{bolt} = \frac{F_z}{A_{bolt} \cdot n} + \frac{Ft}{A_{bolt}}$$

ここで、

σ_{bolt} : ボルトの発生応力 (MPa)

A_{bolt} : ボルトの有効断面積 (mm^2)

$$A_{bolt} = \frac{\pi}{4} d_b^2$$

d_b : ボルトのねじ部谷径 = mm

F_z : 表 4-18 に示す軸方向荷重 (N)

表 4-18 ボルトの設計荷重

(単位 : N)

荷重		軸方向荷重
1	死荷重	
2	異物荷重	
3	差圧荷重	
4	ストレナ S _d *地震荷重	
5	ストレナ S _s 地震荷重	
6	異物 S _d *地震荷重	
7	異物 S _s 地震荷重	

4.9 計算条件

応力計算に用いる計算条件は、本計算書の【残留熱除去系ストレナの耐震性についての計算結果】に示す。

4.10 応力の評価

「4.6 計算方法」で求めた応力が表 4-3、表 4-4 及び表 4-5 を用いて算出した許容応力以下であること。なお、二次応力は発生しないため、一次+二次応力評価は実施していない。

4.11 設計・建設規格における材料の規定によらない場合の評価

4.11.1 コアチューブ材料の評価結果

コアチューブに使用している [] は、クラス2管の使用可能な材料として設計・建設規格に記載されていないことから、クラス2管の使用可能な材料として設計・建設規格に記載されている材料 [] と機械的強度及び化学的成分を比較し、同等であることを示す。

(1) 機械的強度

	引張強さ	降伏点 又は耐力	比較結果
使用材料			引張強さ及び降伏点は同等と考えられる。
比較材料			

(2) 化学成分

	化学的成分 (%)								
	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	Cu
使用材料									
比較材料									
比較結果	化学的成分比較では、違いがなく同等と考える。								

(3) 評価結果

(1)(2)の評価により、機械的強度、化学的成分いずれにおいても比較材料と同等であることを確認したため、本機器において [] をクラス2材料として使用することに問題ないとする。

4.11.2 多孔プレート・フランジ材料の評価結果

多孔プレート・フランジに使用している [] は、クラス2管の使用可能な材料として設計・建設規格に記載されていないことから、クラス2管の使用可能な材料として設計・建設規格に記載されている材料 [] と機械的強度及び化学的成分を比較し、同等であることを示す。

(1) 機械的強度

	引張強さ	降伏点 又は耐力	比較結果
使用材料			引張強さ及び降伏点は同等と考えられる。
比較材料			

(2) 化学成分

	化学的成分 (%)									
	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	Cu	N
使用材料										
比較材料										
比較結果	C, Si 及びCr の含有率に若干の違いがあるが、以下により同等と考える。 C, Si 及びCr の含有量は JIS の要求範囲内であるが、機械的強度に影響を与える可能性がある。しかしながら、(1)の評価結果から機械的強度は同等である。									

(3) 評価結果

(1)(2)の評価により、機械的強度、化学的成分いずれにおいても比較材料と同等であることを確認したため、本機器において [] をクラス2材料として使用することに問題ないとする。

4.11.3 ストレーナ取付部ボルト材料の評価結果

ストレーナ取付部ボルトに使用している [] は、ボルトの使用可能な材料として設計・建設規格に記載されていないことから、ボルトの使用可能な材料として設計・建設規格に記載されている材料 [] と機械的強度及び化学的成分を比較し、同等であることを示す。

(1) 機械的強度

	引張強さ	降伏点 又は耐力	比較結果
使用材料			引張強さ及び降伏点は同等以上と考える。
比較材料			

(2) 化学成分

	化学的成分 (%)									
	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	Cu	N
使用材料										
比較材料										
比較結果	化学的成分比較では、違いがなく同等と考える。									

(3) 評価結果

(1)(2)の評価により、比較材料と比べ機械的強度は同等以上、化学的成分は同等であることを確認したため、本機器において [] をボルト材料として使用することに問題ないと考えます。

5. 評価結果

残留熱除去系ストレーナの重大事故等対象施設としての耐震評価結果を以下に示す。発生値は許容限界を満足しており、設計用地震力に対して十分な構造強度を有していることを確認した。構造強度評価の結果を次頁以降の表に示す。

なお、各評価点における算出応力は表 4-3 に示す荷重の組合せのうち、発生値が高い方の評価を記載している。

6. 引用文献

- (1) John A. Roberson and Clayton T. Crowe, “Engineering Fluid Mechanics” 2nd Edition, Rudolf Steiner Press, 1969, Library of Congress Catalog No 79-87855.
- (2) ASME B&PV CODE, Section III, Division 1, Appendix, Article A-8000, “Stresses in Perforated Flat Plates” 1989 Edition, NO Addenda.
- (3) W. J. O’Donnell, “Effective Elastic Constants for the Bending of Thin Perforated Plates with Triangular and Square Penetration Patterns”, Journal of Engineering for Industry, 1973.
- (4) Steohen P. Timoshenko and S. Woinowsky-Krieger, “Theory of Plates and Shells” 2nd Edition, McGraw-Hill, 1959.
- (5) “AISI Specification for the Design of Cold-Formed Steel Structural Members”, 1996 Edition
- (6) Warren C. Young and Richard G. Budynas, “Roark’s Formulas for Stress and Strain” 7th Edition, McGraw-Hill

【残留熱除去系ストレーナの耐震性についての計算結果】

1. 重大事故等対処設備

1.1 設計条件

機器名称	設備分類	据付場所及び床面高さ (m)	固有周期 (s)		弾性設計用地震動 S _d 又は静的震度		基準地震動 S _s		最高使用温度 (°C)	周囲環境温度 (°C)
			水平方向	鉛直方向	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度		
残留熱除去系 ストレーナ	常設/防止 (DB拡張)	原子炉建屋 T. M. S. L. (T. M. S. L. -1.700*)	0.029	0.05 以下	C _H =0.58	C _V =0.50	C _H =1.02	C _V =1.02	166	—

注記* : 基準床レベルを示す。

1.2 機器要目

(単位 : mm)

OD_{disk}	OD_{gap}	OD_{tube}	E_{ecc}

(単位 : mm)

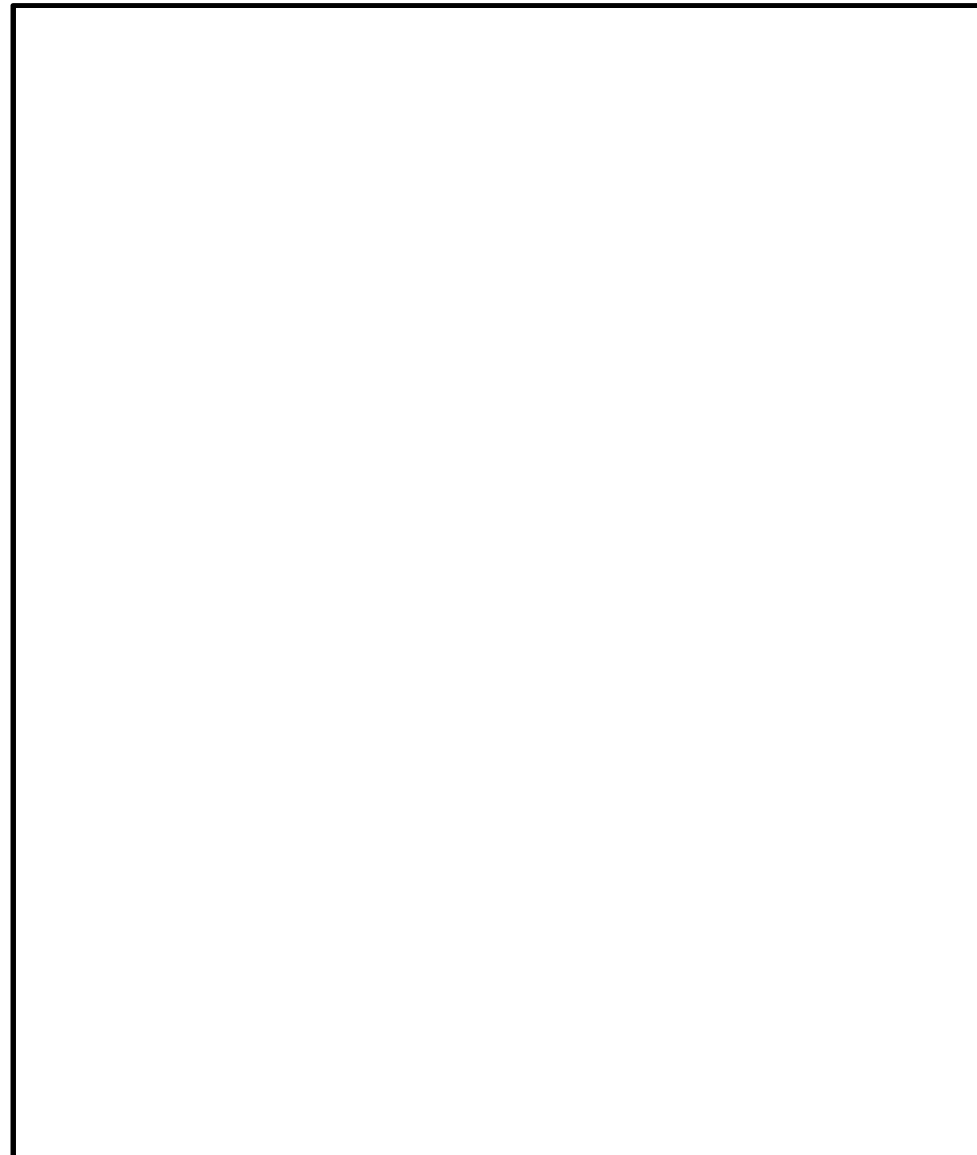
L_{tube}	L_{strnr}	L_{stub}	$W_{enddisk}$	W_{gap}	$W_{middisk}$

(単位 : mm)

P	h	d

(解析モデルの諸元 (応答解析用))

項目	単位	入力値
残留熱除去系ストレーナの材質	—	
残留熱除去系ストレーナの質量	kg/個	
残留熱除去系ストレーナの 内包水の質量	kg/個	
ストレーナ 1 個あたりの異物の質量	kg/個	
縦弾性係数	MPa	
ポアソン比	—	0.30
要素数	個	
節点数	個	



(解析モデルの諸元 (応力解析用))

項目	単位	入力値
残留熱除去系ストレーナの材質	—	
残留熱除去系ストレーナの質量	kg/個	
多孔プレートの等価縦弾性係数	MPa	
多孔プレートの等価ポアソン比	—	0.25
多孔プレートの応力増倍率	—	2.58
アウターリムモデル要素数	個	
アウターリムモデル節点数	個	
インナーギャップモデル要素数	個	
インナーギャップモデル節点数	個	

(単位 : MPa)

部材	材料	S	S _y	S _u	S _y (R T)
コアチューブ					—
多孔プレート					—
フランジ					—
ストレーナ取付部ボルト					—

1.3 計算数値

1.3.1 ストレーナの設計荷重

自重 (N)	異物荷重 (N)	差圧荷重 (kPa)

1.3.2 フランジの設計荷重

(単位：N・mm)

荷重		モーメント
1	死荷重	
2	異物荷重	
3	差圧荷重	
4	ストレーナ S d *地震荷重	
5	ストレーナ S s 地震荷重	
6	異物 S d *地震荷重	
7	異物 S s 地震荷重	

1.3.3 ストレーナ取付部ボルトの設計荷重

(単位：N)

荷重		軸方向荷重
1	死荷重	
2	異物荷重	
3	差圧荷重	
4	ストレーナ S d *地震荷重	
5	ストレーナ S s 地震荷重	
6	異物 S d *地震荷重	
7	異物 S s 地震荷重	

1.4 結論

1.4.1 固有周期 (単位 : s)

モード	方向	固有周期
1次モード	水平	0.029

1.4.2 応力 (単位 : MPa)

評価対象設備	評価部位		材料	応力分類	V A S		
					算出応力	許容応力	荷重組合せ
残留熱除去系 ストレーナ	P1	エンドコア		一次膜応力+ 一次曲げ応力	170		SA-2
	P2	エンドディスク		一次膜応力+ 一次曲げ応力	179		SA-2
	P3	中間ディスク		一次膜応力+ 一次曲げ応力	73		SA-2
	P4	アウターリム		一次膜応力	32		SA-2
				一次膜応力+ 一次曲げ応力	36		
	P5	インナーギャップ		一次膜応力	9		SA-2
				一次膜応力+ 一次曲げ応力	10		
	P6	コアチューブ 最終列位置		一次膜応力+ 一次曲げ応力	2		SA-2
	P7	コアチューブ 第一列位置		一次膜応力+ 一次曲げ応力	25		SA-2
	P8	コアチューブ フランジ接触面		一次膜応力+ 一次曲げ応力	18		SA-2
P9	フランジ	曲げ応力	34	SA-2			
P10	ストレーナ取付部ボルト	引張応力	12	SA-2			

すべて許容応力以下である。

添付資料

1. ラジアル補剛材の配置諸元

1.1 ラジアル補剛材の配置角度

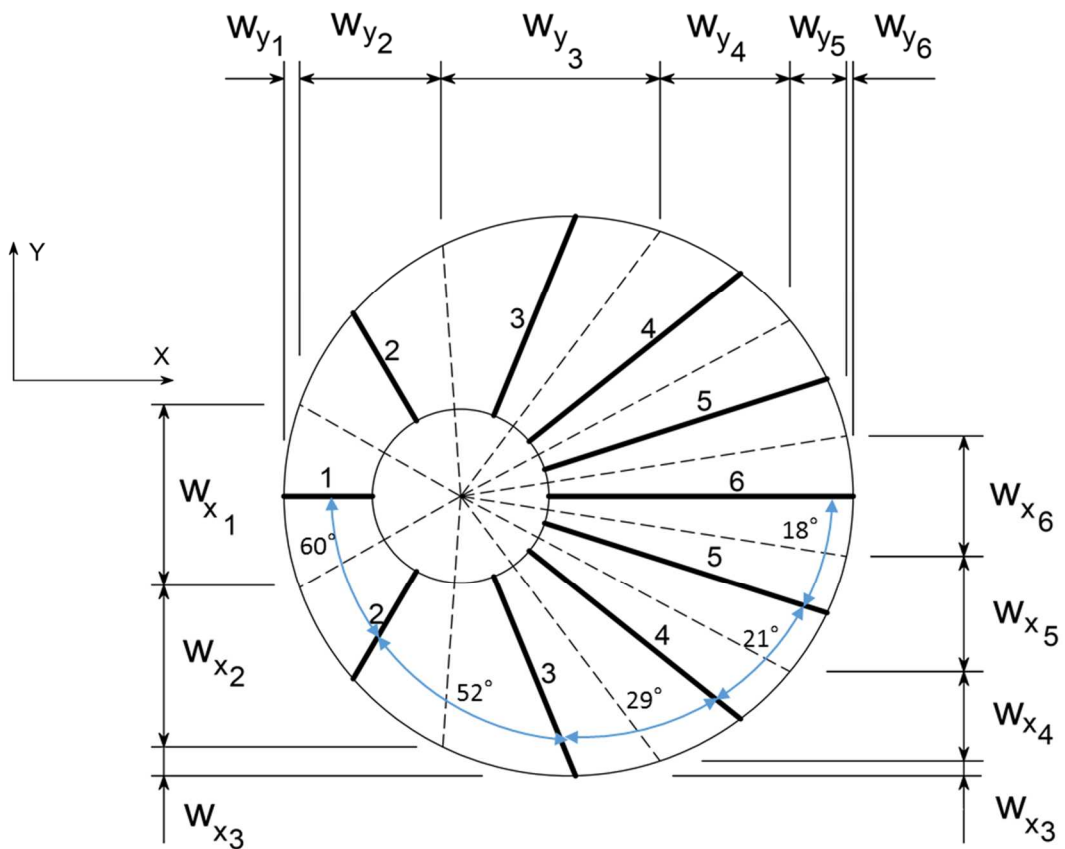
ラジアル補剛材の配置は添付図1に示すようにx軸より以下の角度で配置されている。

$$\theta_k = \begin{pmatrix} 0 \\ 60 \\ 112 \\ 141 \\ 162 \\ 180 \end{pmatrix} \quad (k = 1, 6) \quad \text{度}$$

1.2 ラジアル補剛材の等価受圧長さ

ラジアル補剛材のx方向（水平）とy方向（鉛直）の等価受圧長さは添付図1に示すように以下となる。

$$W_{x_k} = \begin{pmatrix} 480.3 \\ 416.5 \\ 121.0 \\ 233.1 \\ 304.2 \\ 316.4 \end{pmatrix} \text{ mm}, \quad W_{y_k} = \begin{pmatrix} 41.2 \\ 370.1 \\ 560.6 \\ 337.0 \\ 147.0 \\ 17.3 \end{pmatrix} \text{ mm}$$



添付図1 ラジアル補剛材の配置諸元

2. アウターリム部の等価受圧長さとかアチューブ部の等価受圧長さ

2.1 アウターリム部の等価受圧長さ

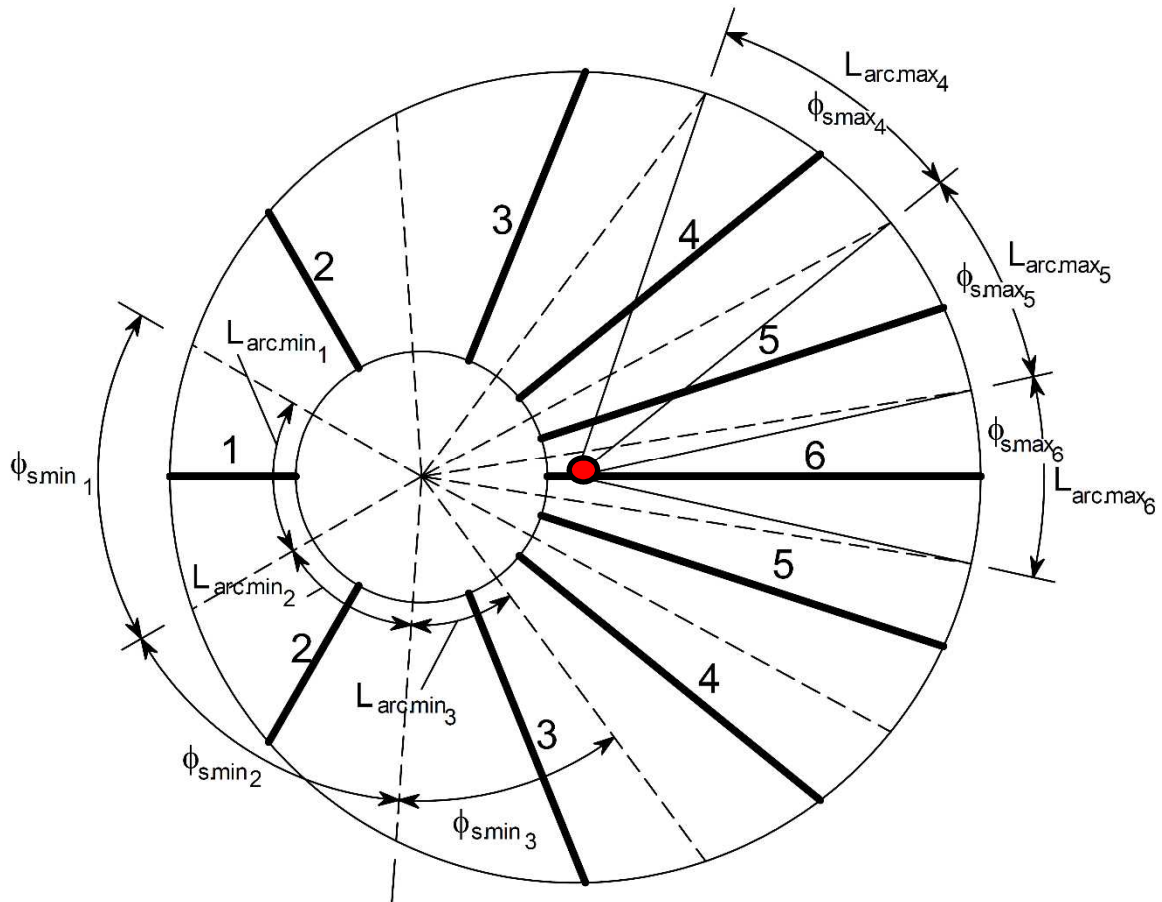
アウターリム部の等価受圧長さ $L_{arc.max_k}$ は、添付図2より以下となる。

$$L_{arc.max_k} = \begin{pmatrix} 491.45 \\ 550.23 \\ 519.87 \\ 384.39 \\ 317.88 \\ 297.73 \end{pmatrix} \text{ mm} \quad \text{ここで、配置角度 } \phi_{s.max_k} = \begin{pmatrix} 40.82 \\ 45.70 \\ 43.18 \\ 31.93 \\ 26.41 \\ 24.73 \end{pmatrix} \quad (k = 1, 6) \text{ 度}$$

2.2 コアチューブ部の等価受圧長さ

コアチューブ部の等価受圧長さ $L_{arc.min_k}$ は、添付図2より以下となる。

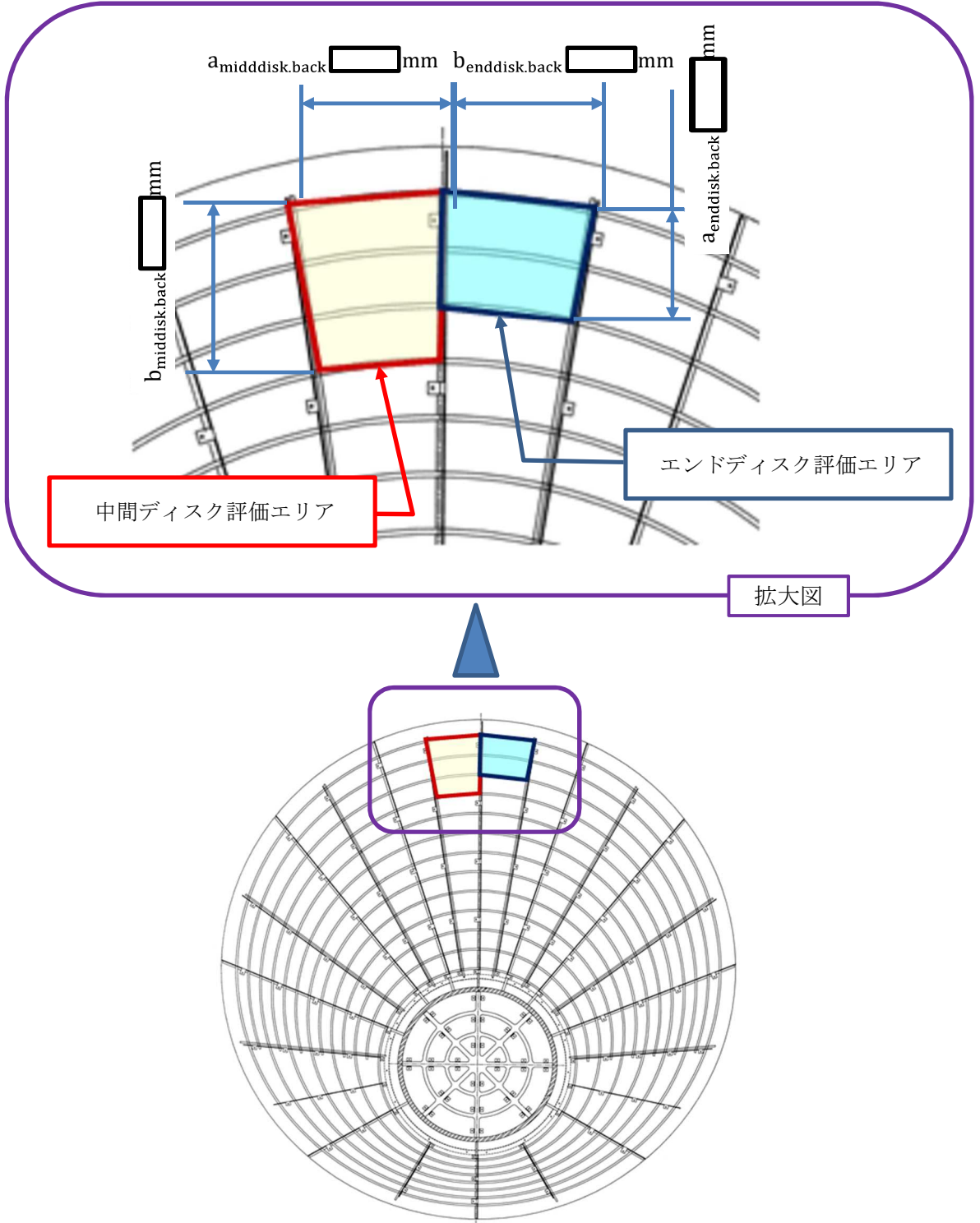
$$L_{arc.min_k} = \begin{pmatrix} 295.08 \\ 275.41 \\ 199.18 \\ 122.95 \\ 95.90 \\ 88.52 \end{pmatrix} \text{ mm} \quad \text{ここで、配置角度 } \phi_{s.min_k} = \begin{pmatrix} 60.00 \\ 56.00 \\ 40.50 \\ 25.00 \\ 19.50 \\ 18.00 \end{pmatrix} \quad (k = 1, 6) \text{ 度}$$



添付図2 アウターリム部の等価受圧長さとかアチューブ部の等価受圧長さ

3. 内面からの荷重の評価エリア

エンドディスク及び中間ディスクについて、内面からの荷重に対する評価エリアとその寸法を添付図3に示す。



添付図3 エンドディスク及び中間ディスクの内面からの荷重評価エリア

VI-2-5-3-1-4 残留熱除去系ストレーナ部ティーの
耐震性についての計算書

目 次

1.	概要	1
2.	一般事項	1
2.1	構造計画	1
2.2	評価方針	3
2.3	適用規格・基準等	4
2.4	記号の説明	5
2.5	計算精度と数値の丸め方	6
3.	評価部位	7
4.	地震応答解析及び構造強度評価	8
4.1	地震応答解析及び構造強度評価方法	8
4.2	荷重の組合せ及び許容応力	8
4.2.1	荷重の組合せ及び許容応力状態	8
4.2.2	許容応力	8
4.2.3	使用材料の許容応力評価条件	8
4.2.4	設計荷重	14
4.3	解析モデル及び諸元	15
4.4	固有周期	16
4.5	設計用地震力	17
4.6	計算方法	18
4.6.1	応力の計算方法	18
4.6.2	応力解析に用いるモーメント	18
4.7	計算条件	19
4.8	応力の評価	19
5.	評価結果	20
5.1	設計基準対象施設としての評価結果	20
5.2	重大事故等対処設備としての評価結果	20

1. 概要

本計算書は、技術基準規則の解釈第 17 条 4 において記載される「非常用炉心冷却設備又は格納容器熱除去設備に係るろ過装置の性能評価等について（内規）」（平成 20・02・12 原院第 5 号（平成 20 年 2 月 27 日原子力安全・保安院制定））及び VI-2-1-9「機能維持の基本方針」にて設定している構造強度の設計方針に基づき、残留熱除去系ストレーナ部ティーが設計用地震力に対して十分な構造強度を有していることを説明するものである。その耐震評価は残留熱除去系ストレーナ部ティーの応力評価により行う。

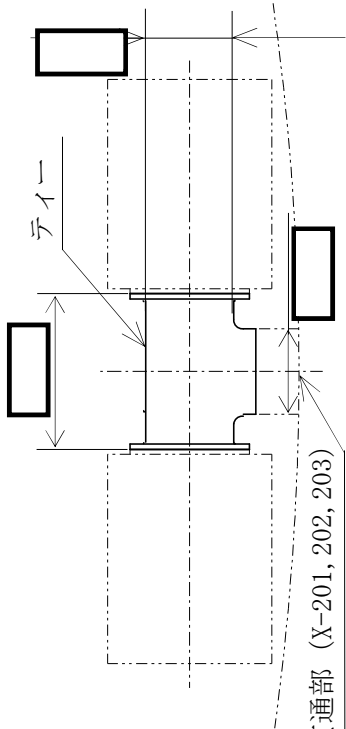
残留熱除去系ストレーナ部ティーは、設計基準対象施設においては S クラス施設に、重大事故等対処設備においては常設重大事故防止設備（設計基準拡張）、常設重大事故緩和設備（設計基準拡張）及び常設重大事故緩和設備に分類される。以下、設計基準対象施設及び重大事故等対処設備としての構造強度評価を示す。

2. 一般事項

2.1 構造計画

残留熱除去系ストレーナ部ティーの構造計画を表 2-1 に示す。

表 2-1 構造計画

計画の概要		概略構造図
基礎・支持構造	主体構造	
<p>ストレーナ部テーパーは、サブレッションポール内に水没された状態で設置されており、原子炉格納容器貫通部に取り付けられている。</p>	<p>テーパー形の管継手</p>	 <p>原子炉格納容器貫通部 (X-201, 202, 203)</p> <p>残留熱除去系ストレーナ部テーパー (A系, B系及びC系ストレーナ)</p> <p>(単位: mm)</p>

2.2 評価方針

残留熱除去系ストレナ部ティーの応力評価は、「非常用炉心冷却設備又は格納容器熱除去設備に係るろ過装置の性能評価等について（内規）」（平成 20・02・12 原院第 5 号（平成 20 年 2 月 27 日原子力安全・保安院制定））及び VI-2-1-9「機能維持の基本方針」に基づき設定した荷重及び荷重の組合せ並びに許容限界に基づき、「2.1 構造計画」にて示す残留熱除去系ストレナ部ティーの部位を踏まえ「3. 評価部位」にて設定する箇所において、「4.3 解析モデル及び諸元」及び「4.4 固有周期」で算出した固有周期に基づく設計用地震力による応力等が許容限界内に収まることを、「4. 地震応答解析及び構造強度評価」にて示す方法にて確認することで実施する。確認結果を「5. 評価結果」に示す。

残留熱除去系ストレナ部ティーの耐震評価フローを図 2-1 に示す。

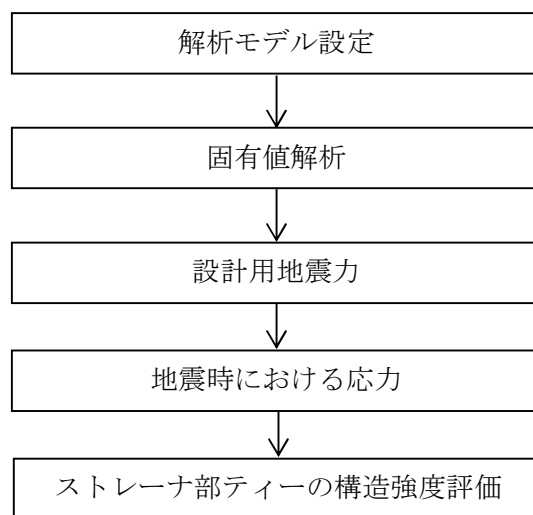


図 2-1 残留熱除去系ストレナ部ティーの耐震評価フロー

2.3 適用規格・基準等

本評価において適用する規格・基準等を以下に示す。

- ・原子力発電所耐震設計技術指針 重要度分類・許容応力編 J E A G 4 6 0 1 ・補-1984
（（社）日本電気協会）
- ・原子力発電所耐震設計技術指針 J E A G 4 6 0 1 -1987 （（社）日本電気協会）
- ・原子力発電所耐震設計技術指針 J E A G 4 6 0 1 -1991 追補版（（社）日本電気協会）
- ・発電用原子力設備規格 設計・建設規格（（社）日本機械学会，2005/2007）（以下「設計・建設規格」という。）
- ・非常用炉心冷却設備又は格納容器熱除去設備に係るろ過装置の性能評価等について（内規）
（平成 20・02・12 原院第 5 号（平成 20 年 2 月 27 日原子力安全・保安院制定））

2.4 記号の説明

記号	記号の説明	単位
$S_{p r m}$	発生応力	MPa
P_m	内面に受ける最高の圧力	MPa
D_o	管の外径	mm
t	管の厚さ	mm
B_1	設計・建設規格 表 PPB-3812. 1-1 で規定する応力係数 (= <input type="text"/>)	—
$B_{2 b}$	設計・建設規格 式 PPB-4. 29 により計算した分岐管の応力係数 $= 0.4 \cdot \left(\frac{R_m}{T_r} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (= \text{})$	—
R_m	主管の平均半径	mm
T_r	主管の厚さ	mm
$B_{2 r}$	設計・建設規格 式 PPB-4. 30 により計算した主管の応力係数 $= 0.5 \cdot \left(\frac{R_m}{T_r} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (= \text{})$	—
$M_{a b}$	分岐管の機械的荷重（自重その他の長期荷重に限る）により生じるモーメント	N・mm
$M_{a r}$	主管の機械的荷重（自重その他の長期荷重に限る）により生じるモーメント	N・mm
$M_{b b}$	分岐管の機械的荷重（逃がし弁又は安全弁の吹出し反力その他の短期荷重に限る）により生じるモーメント	N・mm
$M_{b r}$	主管の機械的荷重（逃がし弁又は安全弁の吹出し反力その他の短期荷重に限る）により生じるモーメント	N・mm
Z_b	分岐管の断面係数	mm ³
Z_r	主管の断面係数	mm ³
S_d^*	弾性設計用地震動 S_d により定まる地震力又は静的地震力	—
S_s	基準地震動 S_s により定まる地震力	—

注：ここで定義されない記号については，各計算の項目において説明する。

2.5 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2-2に示すとおりとする。

表2-2 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
固有周期	s	小数点以下第4位	四捨五入	小数点以下第3位
震度	—	小数点以下第3位	切上げ	小数点以下第2位
圧力	MPa	小数点以下第3位	四捨五入	小数点以下第2位* ¹
温度	°C	小数点以下第1位	四捨五入	整数位
質量	kg	小数点以下第1位	四捨五入	整数位
長さ	mm	—	—	整数位* ²
面積	mm ²	有効数字5桁目	四捨五入	有効数字4桁* ³
モーメント	N・mm	有効数字5桁目	四捨五入	有効数字4桁* ³
力	N	有効数字5桁目	四捨五入	有効数字4桁* ³
縦弾性係数	MPa	小数点以下第1位	四捨五入	整数位
計算応力	MPa	小数点以下第1位	切上げ	整数位
許容応力* ⁴	MPa	小数点以下第1位	切捨て	整数位

注記*1：必要に応じて小数点以下第3位とする。

*2：設計上定める値が小数点以下第1位の場合は、小数点以下第1位表示とする。

*3：絶対値が1000以上のときは、べき数表示とする。

*4：設計・建設規格 付録材料図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1位を切り捨て、整数位までの値とする。

3. 評価部位

残留熱除去系ストレーナ部ティーの耐震評価は、「4.1 地震応答解析及び構造強度評価方法」に示す条件に基づき、ティーについて実施する。なお、残留熱除去系ストレーナ部ティーのフランジの評価は、ストレーナ側フランジより板厚を大きく設計しており（ティー側フランジ厚さ mm，ストレーナ側フランジ厚さ mm），ティー側フランジにかかる荷重はストレーナ側フランジと同じであり，VI-2-5-3-1-3「残留熱除去系ストレーナの耐震性についての計算書」に示すストレーナ側フランジの評価に包含されるため，ここでは記載を省略する。

残留熱除去系ストレーナ部ティーの形状及び主要寸法を図3-1及び表3-1に示す。

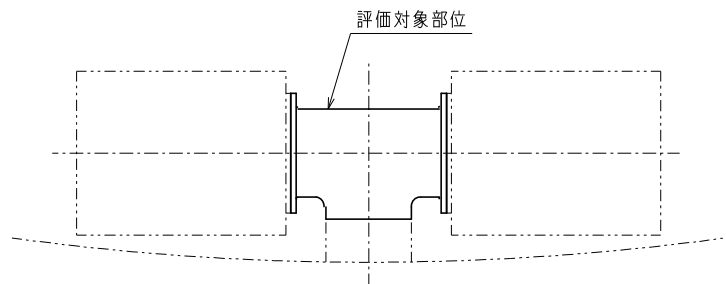


図3-1 残留熱除去系ストレーナ部ティーの形状（A系，B系及びC系ストレーナ）

表3-1 残留熱除去系ストレーナ部ティーの主要寸法

(単位：mm)

貫通部番号	外径	板厚	フランジ間距離
X-201～203	<input type="text"/>	<input type="text"/>	<input type="text"/>

4. 地震応答解析及び構造強度評価

4.1 地震応答解析及び構造強度評価方法

- (1) ストレーナ部ティーは、ストレーナ部を含む一体モデルでの応答解析から得られたモーメントとストレーナ部から作用する荷重を用いて構造強度評価を行う。
- (2) 耐震計算に用いる寸法は、公称値を使用する。

4.2 荷重の組合せ及び許容応力

4.2.1 荷重の組合せ及び許容応力状態

残留熱除去系ストレーナ部ティーの荷重の組合せ及び許容応力状態のうち、設計基準対象施設の評価に用いるものを表 4-1 に、重大事故等対処設備の評価に用いるものを表 4-2 に示す。また、荷重の組合せの整理表を表 4-3 に示す。

4.2.2 許容応力

残留熱除去系ストレーナ部ティーの許容応力は「非常用炉心冷却設備又は格納容器熱除去設備に係るろ過装置の性能評価等について（内規）」（平成 20・02・12 原院第 5 号（平成 20 年 2 月 27 日原子力安全・保安院制定））及び VI-2-1-9「機能維持の基本方針」に基づき表 4-4 に示す。なお、評価対象は、基本板厚計算書で膜応力を考慮した最小板厚の評価を実施していることから、一次一般膜応力の評価結果の記載については省略する。

4.2.3 使用材料の許容応力評価条件

残留熱除去系ストレーナ部ティーの許容応力評価条件のうち設計基準対象施設の評価に用いるものを表 4-5 に、重大事故等対処設備の評価に用いるものを表 4-6 に示す。

なお、各評価部位の使用材料については以下のとおり。

ティー



表4-1 荷重の組合せ及び許容応力状態（設計基準対象施設）

施設区分	機器名称	耐震重要度分類	機器等の区分	荷重の組合せ	許容応力状態
原子炉冷却系統施設	残留熱除去設備	S	クラス2	$D + P_D + M_D + S_d^*$	ⅢA S
				$D + P_L + M_L + S_d^*$	ⅢA S
				$D + P_D + M_D + S_s$	ⅣA S

表4-2 荷重の組合せ及び許容応力状態（重大事故等対処設備）

施設区分	機器名称	設備分類*1	機器等の区分	荷重の組合せ	許容応力状態
原子炉冷却系統施設	残留熱除去設備	常設／防止 (DB拡張)	重大事故等 クラス2	$D + P_D + M_D + S_s^{*2}$	ⅣA S
				$D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$	VAS (VASと してⅣA Sの許容 限界を用いる。)
原子炉冷却系統施設	非常用炉心冷却設備 その他 原子炉注水設備	常設／防止 (DB拡張)	重大事故等 クラス2	$D + P_D + M_D + S_s^{*2}$	ⅣA S
				$D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$	VAS (VASと してⅣA Sの許容 限界を用いる。)
原子炉格納施設	圧力低減設備 その他安全設備 格納容器スプレイ冷却系	常設／防止 (DB拡張) 常設／緩和 (DB拡張)	重大事故等 クラス2	$D + P_D + M_D + S_s^{*2}$	ⅣA S
				$D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_s$	VAS (VASと してⅣA Sの許容 限界を用いる。)

(続き)

原子炉 格納施設	圧力低減設備 その他安全設備 サブプレッション チェンバプール 水冷却系	残留熱除去系 ストレーナ部 テーパー	常設／防止 (DB拡張) 常設／緩和 (DB拡張)	重大事故等 クラス2	D + P _D + M _D + S _S *2	IVAS VAS (VASと してIVASの許容 限界を用いる。)
					D + P _{SAD} + M _{SAD} + S _S	
原子炉 格納施設	圧力低減設備 その他安全設備 代替循環冷却系	残留熱除去系 ストレーナ部 テーパー	常設／緩和	重大事故等 クラス2	D + P _D + M _D + S _S *2	IVAS VAS (VASと してIVASの許容 限界を用いる。)
					D + P _{SAD} + M _{SAD} + S _S	

注記*1：「常設／防止 (DB拡張)」は常設重大事故防止設備 (設計基準拡張) , 「常設／緩和 (DB拡張)」は常設重大事故緩和設備 (設計基準拡張) , 「常設／緩和」は常設重大事故緩和設備を示す。

*2：「D + P_{SAD} + M_{SAD} + S_S」の評価に包絡されるため、評価結果の記載を省略する。

表 4-3 荷重の組合せ整理表

組合せ No.	運転状態	死荷重	異物荷重	差圧	SRV荷重		LOCA荷重			地震荷重		許容応力状態
					運転時	中小破断時	プールスウェル	蒸気凝縮(CO)	チャージング(CH)	Sd*荷重	Ss荷重	
DBA ^{*1}	DBA-1	○										IIIAS
	DBA-2	○									○	IVAS
	DBA-3	○				○					○	IIIAS
	DBA-4	○				○					○	IVAS
	DBA-5	○			○						○	IIIAS
SA ^{*2}	SA-1	○	○	○							○	VAS ^{*4}
	SA-2	○	○	○							○	VAS ^{*4}

注記*1：設計基準対象施設

*2：重大事故等対処設備

*3：運転状態V(L)の評価は、温度条件を重大事故等時における最高使用温度 166℃とした運転状態V(L)の評価で代表される。

*4：許容応力状態VASとしてIVASの許容応力を用いる。

表4-4 許容応力 (クラス2, 3管及び重大事故等クラス2管 (クラス2, 3管))

許容応力 状態	許容限界*1			一次+二次応力 +ピーク応力*2
	一次一般膜応力	一次応力 (曲げ応力を含む)	一次+二次応力*2	
III A S	S_y と $0.6 \cdot S_u$ の小さい方 ただし, オーステナイト系ステンレス 鋼及び高ニッケル合金については上 記値と $1.2 \cdot S$ との大きい方	S_y ただし, オーステナイト系ステンレス 鋼及び高ニッケル合金については上 記値と $1.2 \cdot S$ との大きい方	弾性設計用地震動 S_d 又は基準地震動 S_s のみ による疲労解析を行い, 疲労累積係数が 1.0 以 下であること。	
IV A S			ただし, 地震動のみによる一次+二次応力の変 動値が $2 \cdot S_y$ 以下であれば, 疲労解析は不要。	
V A S (V A SとしてIV A Sの許容限界を 用いる。)	$0.6 \cdot S_u$	左欄の 1.5 倍の値	基準地震動 S_s のみによる疲労解析を行い, 疲 労累積係数が 1.0 以下であること。 ただし, 地震動のみによる一次+二次応力の変 動値が $2 \cdot S_y$ 以下であれば, 疲労解析は不要。	

注記*1: 当該の応力が生じない場合, 規格基準で省略可能とされている場合及び他の応力で代表可能である場合は評価を省略する。

*2: 二次応力が発生する場合のみ考慮する。

表4-5 使用材料の許容応力評価条件 (設計基準対象施設)

評価部材	材料	温度条件 (°C)	S (MPa)	S _y (MPa)	S _u (MPa)	S _y (R T) (MPa)
テーパー		最高使用温度	104			—

表4-6 使用材料の許容応力評価条件 (重大事故等対処設備)

評価部材	材料	温度条件 (°C)	S (MPa)	S _y (MPa)	S _u (MPa)	S _y (R T) (MPa)
テーパー		最高使用温度	166			—

4.2.4 設計荷重

ストレナ部に作用する荷重（死荷重，水力的動荷重，地震荷重等）はフランジを介してティーに伝達され，最終的に貫通部に伝達される。このため，ティーの設計荷重としては，ティー自身に作用する荷重に加え，ストレナ部に作用する荷重を考慮する。

(1) 死荷重

ティーの評価点の死荷重を表 4-7 に示す。

表 4-7 死荷重

(単位：N)

部位	残留熱除去系
ティー	<input type="text"/>

(2) 内圧

原子炉格納容器の最高使用圧力 MPa を内圧として考慮する。

4.3 解析モデル及び諸元

残留熱除去系ストレーナ部ティーの応答解析用モデルを図4-1に、解析モデルの概要を以下に示す。解析モデルはVI-2-5-3-1-3「残留熱除去系ストレーナの耐震性についての計算書」に示す応答解析用モデルと同じモデルである。また、機器の諸元を本計算書の【残留熱除去系ストレーナ部ティーの耐震性についての計算結果】の機器要目に示す。

- (1) 応答解析用モデルではストレーナ部から原子炉格納容器貫通部までをはり要素を用いた有限要素モデルとしてモデル化して解析を行い、固有値及び荷重を算出する。
- (2) ストレーナ部ティーと原子炉格納容器貫通部は溶接構造で取り付けられており、付根部は完全拘束とする。
- (3) 各部の質量は、ティー及び原子炉格納容器貫通部については各節点に分布荷重として与え、ストレーナについては図4-1の△部に集中質量を与える。
- (4) 本設備はサプレッションプールに水没している機器であるため、応答解析では内包水の影響を加味し、質量に含める。また、異物の質量も応答解析において考慮する。
- (5) 解析コードは「I S A P」及び「M S C N A S T R A N」を使用し、固有値及び荷重を求める。なお、評価に用いる解析コードの検証及び妥当性確認等の概要については、別紙「計算機プログラム（解析コード）の概要」に示す。

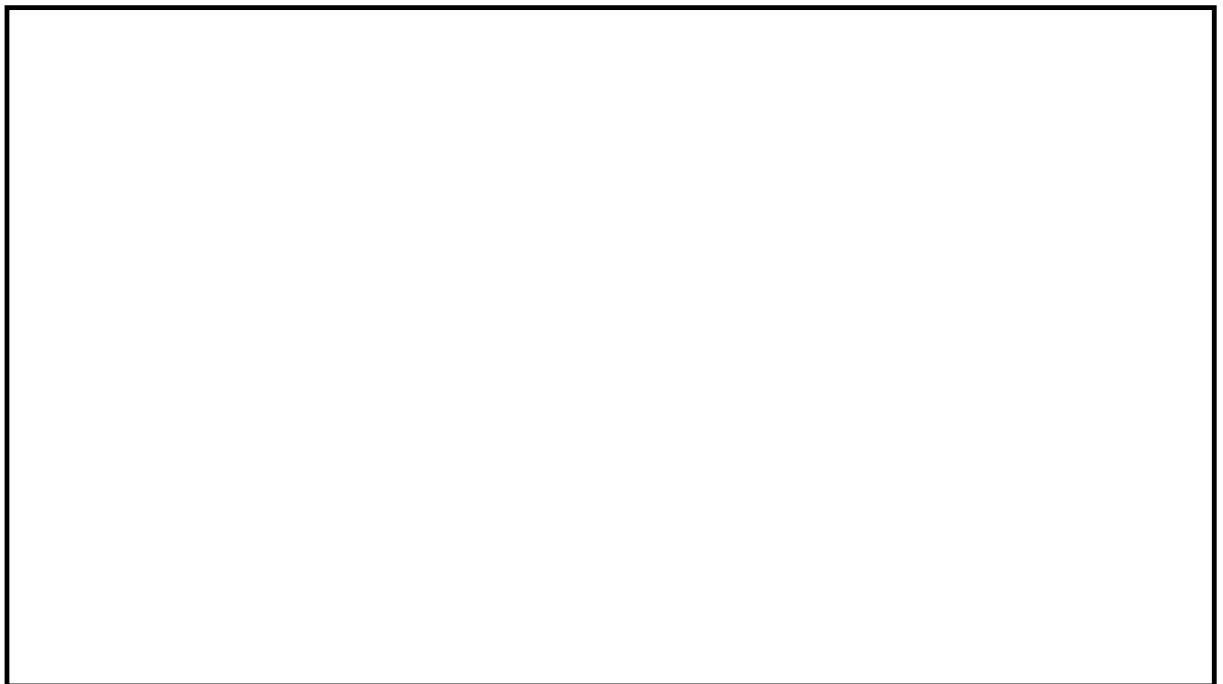


図4-1 応答解析用モデル

4.4 固有周期

固有値解析の結果を表 4-8 に示す。設計基準対象施設及び重大事故等対処設備の固有周期は共に、0.05 秒以下であり、剛であることを確認した。

表 4-8 固有値解析結果

モード	卓越方向	固有周期 (s)	水平方向刺激係数		鉛直方向 刺激係数
			X方向	Y方向	
1次	水平	0.029	—	—	—

4.5 設計用地震力

評価に用いる設計用地震力を表 4-9 及び表 4-10 に示す。

「弾性設計用地震動 S_d 又は静的震度」及び「基準地震動 S_s 」による地震力は、VI-2-1-7 「設計用床応答曲線の作成方針」に基づき設定する。

表 4-9 設計用地震力（設計基準対象施設）

据付場所 及び 床面高さ (m)	固有周期 (s)		弾性設計用地震動 S_d 又は静的震度		基準地震動 S_s	
	水平 方向	鉛直 方向	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度
原子炉建屋 T. M. S. L. <input type="text"/> (T. M. S. L. -1.700*)	0.029	0.05 以下	$C_H=0.58$	$C_V=0.50$	$C_H=1.02$	$C_V=1.02$

注記*：基準床レベルを示す。

表 4-10 設計用地震力（重大事故等対処設備）

据付場所 及び 床面高さ (m)	固有周期 (s)		弾性設計用地震動 S_d 又は静的震度		基準地震動 S_s	
	水平 方向	鉛直 方向	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度
原子炉建屋 T. M. S. L. <input type="text"/> (T. M. S. L. -1.700*)	0.029	0.05 以下	—	—	$C_H=1.02$	$C_V=1.02$

注記*：基準床レベルを示す。

4.6 計算方法

4.6.1 応力の計算方法

ティーに発生する応力は、設計・建設規格 PPC-3520 に従い算出する。

$$S_{prfm} = \frac{B_1 \cdot P_m \cdot D_o}{2 \cdot t} + \frac{B_{2b}(M_{ab} + M_{bb})}{Z_b} + \frac{B_{2r}(M_{ar} + M_{br})}{Z_r}$$

4.6.2 応力解析に用いるモーメント

応力解析に用いるモーメントは、主管と分岐管に作用するモーメントを用いる。主管のモーメントは4.2.4項に示したようにストレナ部からの伝達される荷重を考慮し、分岐管のモーメントはストレナ部からの伝達荷重に加え、ティー自身に作用する荷重から算出したモーメントを考慮する。

算出したモーメントを表4-11(1)及び4-11(2)に示す。ここでのモーメントとは、設計・建設規格 解説 PPC-3520 の考えに基づいて設定した3方向のモーメントを二乗和平方根で合成したものである。

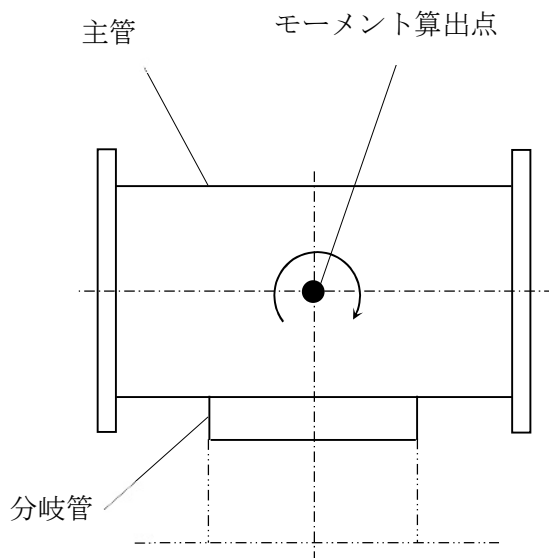


図4-2 ティーのモーメント算出点

表 4-11(1) ティーの設計荷重 (設計基準対象施設)

(単位 : N・mm)

荷重		モーメント	
		主管	分岐管
1	死荷重		
2	死荷重+異物荷重		
3	差圧		
4	S R V 荷重		
5	S d *地震荷重		
6	S s 地震荷重		
7	異物 S d *地震荷重		

表 4-11(2) ティーの設計荷重 (重大事故等対処設備)

(単位 : N・mm)

荷重		モーメント	
		主管	分岐管
1	死荷重+異物荷重		
2	差圧		
3	異物 S s 地震荷重		

4.7 計算条件

応力計算に用いる計算条件は、本計算書の【残留熱除去系ストレーナ部ティーの耐震性についての計算結果】に示す。

4.8 応力の評価

「4.6 計算方法」で求めた応力が表 4-4、表 4-5 及び表 4-6 を用いて算出した許容応力以下であること。

5. 評価結果

5.1 設計基準対象施設としての評価結果

残留熱除去系ストレーナ部ティーの設計基準対象施設としての耐震評価結果を以下に示す。発生値は許容限界を満足しており、設計用地震力に対して十分な構造強度を有していることを確認した。

(1) 構造強度評価結果

構造強度評価の結果を次頁以降の表に示す。

なお、各評価点における算出応力は表 4-3 に示す荷重の組合せのうち、各許容応力状態 IIIAS 及び IVAS で、発生値が高い方の評価を記載している。

5.2 重大事故等対処設備としての評価結果

残留熱除去系ストレーナ部ティーの重大事故等時の状態を考慮した場合の耐震評価結果を以下に示す。発生値は許容限界を満足しており、設計用地震力に対して十分な構造強度を有していることを確認した。

(1) 構造強度評価結果

構造強度評価の結果を次頁以降の表に示す。

なお、各評価点における算出応力は表 4-3 に示す荷重の組合せのうち、許容応力状態 VAS で、発生値が高い方の評価を記載している。

【残留熱除去系ストレナー部タイマーの耐震性についての計算結果】

1. 設計基準対象施設

1.1 設計条件

機器名称	耐震重要度分類	据付場所及び床面高さ (m)	固有周期 (s)		弾性設計用地震動 S d 又は静的震度		基準地震動 S s		最高使用温度 (℃)	周囲環境温度 (℃)
			水平方向	鉛直方向	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度		
残留熱除去系 ストレナー部タイマー	S	原子炉建屋 T. M. S. L. (T. M. S. L. - 1.700*)	0.029	0.05以下	C _H = 0.58	C _V = 0.50	C _H = 1.02	C _V = 1.02	104	—

注記*：基準床レベルを示す。

1.2 機器要目

(単位：mm)

貫通部番号	部位	外径D _o	板厚t	フランジ間距離L
X-201~203	主管			
	枝管			

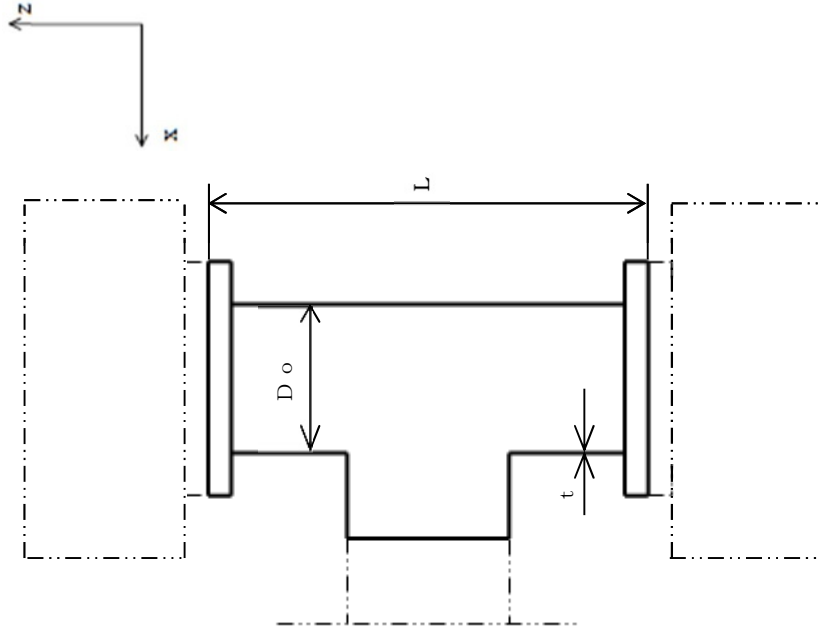
B ₁ (—)	B _{2b} (—)	B _{2r} (—)	Z _b (mm ³)	Z _r (mm ³)

(単位：MPa)

部材	材料	S	S _y	S _u	S _y (R T)
ティー					—

(解析モデルの諸元)

項目	単位	入力値
残留熱除去系ストレーナ部ティーの材質	—	
残留熱除去系ストレーナ部ティーの質量	kg	
残留熱除去系ストレーナ部ティーの内包水の質量	kg	
ストレーナ1個あたりの異物の質量	kg/個	
縦弾性係数	MPa	
ポアソン比	—	
要素数	個	
節点数	個	



1.3 計算数値

1.3.1 水力的動荷重

逃がし安全弁作動時荷重

(単位：N)

荷重		X方向	Y方向	Z方向
1	S R V荷重			

1.3.2 ティーの設計荷重

自重 (N)	設計圧力 P_m (MPa)

(単位：N・mm)

荷重	モーメント	
	主管	分岐管
1 死荷重		
2 死荷重 + 異物荷重		
3 差圧		
4 S R V荷重		
5 S d *地震荷重		
6 S s地震荷重		
7 異物 S d *地震荷重		

1.4 結論

1.4.1 固有周期

(単位：s)

モード	方向	固有周期
1次モード	水平	0.029

1.4.2 応力

(単位：MPa)

評価対象設備	材料	応力分類	III A S			IV A S		
			計算 応力	許容 応力	荷重 組合せ	計算 応力	許容 応力	荷重 組合せ
残留熱除去系 ストレーナ部ブレイ		一次応力	64	143	DBA-3	85	365	DBA-4

すべて許容応力以下である。

2. 重大事故等対処設備

2.1 設計条件

機器名称	設備分類	据付場所及び床面高さ (m)	固有周期 (s)		弾性設計用地震動 S d 又は静的震度		基準地震動 S s		最高使用温度 (°C)	周囲環境温度 (°C)
			水平方向	鉛直方向	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度	水平方向 設計震度	鉛直方向 設計震度		
残留熱除去系 ストレーナ部タイー	常設／防止 (DB 拡張)	原子炉建屋 T.M.S.L. (T.M.S.L.-1.700*)	0.029	0.05 以下	—	—	C _H = 1.02	C _V = 1.02	166	—

注記* : 基準床レベルを示す。

2.2 機器要目

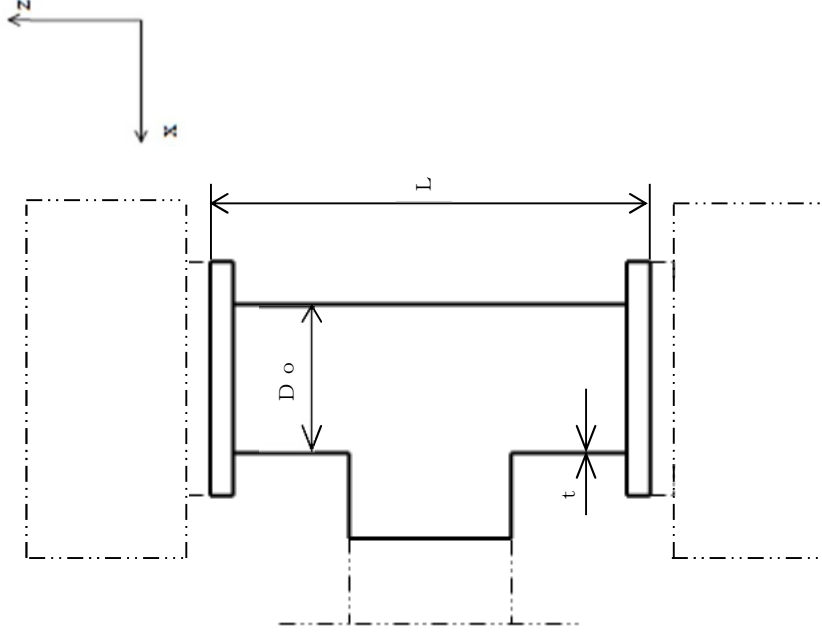
(単位：mm)

貫通部番号	部位	外径 D_o	板厚 t	フランジ間距離 L
X-201~203	主管			
	枝管			

B_1 (—)	B_{2b} (—)	B_{2r} (—)	Z_b (mm^3)	Z_r (mm^3)

(単位：MPa)

部材	材料	S	S_y	S_u	S_y (RT)
テーパー					—



(解析モデルの諸元)

項目	単位	入力値
残留熱除去系ストレーナ部テーパーの材質	—	
残留熱除去系ストレーナ部テーパーの質量	kg	
残留熱除去系ストレーナ部テーパーの内包水の質量	kg	
ストレーナ1個あたりの異物の質量	kg/個	
縦弾性係数	MPa	
ポアソン比	—	
要素数	個	
節点数	個	

2.3 計算数値

2.3.1 ティーの設計荷重

自重 (N)	設計圧力 P_m (MPa)

(単位：N・mm)

荷重	モーメント	
	主管	分岐管
1 死荷重＋異物荷重		
2 差圧		
3 異物 S s 地震荷重		

2.4 結論

2.4.1 固有周期

(単位：s)

モード	方向	固有周期
1次モード	水平	0.029

2.4.2 応力

(単位：MPa)

評価対象設備	材料	応力分類	V _A S	
			計算 応力	許容 応力 荷重 組合せ
残留熱除去系 ストレーナ部タイー	<input type="text"/>	一次応力	84	345 SA-2

すべて許容応力以下である。