

JAERI-M
7565

高温高压気体雰囲気中における
断熱層の研究(1)
(断熱層の基本的特性と実験装置の設計)

1978年3月

下村 寛昭

この報告書は、日本原子力研究所が JAERI-M レポートとして、不定期に刊行している研究報告書です。入手、複製などのお問い合わせは、日本原子力研究所技術情報部（茨城県那珂郡東海村）あて、お申しこしてください。

JAERI-M reports, issued irregularly, describe the results of research works carried out in JAERI. Inquiries about the availability of reports and their reproduction should be addressed to Division of Technical Information, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken, Japan.

高温高圧気体雰囲気中における断熱層の研究(1)
(断熱層の基本的特性と実験装置の設計)

日本原子力研究所東海研究所原子炉工学部
下村 寛昭

(1978年1月31日受理)

高温ガス冷却炉用高温高圧気体雰囲気中の断熱層の熱特性に関連する熱伝達の基礎式を示し、併せて、関連する充填層の自然体流熱伝達研究の概要を説明した。また、これらの研究結果から実験計画の概要を決定し、実験装置の主要項目ならびに細部にわたる設計および検討を行った。

JAERI-M 7565

Studies on a Thermal Insulation Layer in the High pressure, High Temperature Gas (1). Discussions of the Natural Convective Heat Transfer in the Thermal Insulation Layers and Experimental Apparatus

Hiroaki SHIMOMURA

Division of Reactor Engineering, Tokai Research Establishment, JAERI

(Received January 31, 1978)

Basic equations of heat transfer in a thermal insulation layers are presented in the high pressure, high temperature gas atmosphere. Natural convective heat transfer in the packed beds is then studied. Further described are experiments plans and principal particulars of experimental apparatus based on the above discussions.

Key words: Thermal Insulation, Natural Convective Heat Transfer, Insulation Layer, Effective Conductivity, HTGR, High Temperature Piping, Porous Media, Darcy's Law, High Pressure, Experimental Apparatus

目 次

はしがき	1
1. ガス冷却炉断熱層の伝熱に関する主要影響因子	1
1.1 断熱層における熱流動基礎式とパラメータ	1
1.2 ガス冷却炉における予想パラメータと実験範囲	3
2. 断熱層に関する主要理論	4
2.1 水平層の研究結果	4
2.2 垂直層の研究に関する現況	4
3. 試験部の設計	5
3.1 断熱層の特性	5
3.1.1 水平断熱層	6
3.1.2 垂直層	7
3.1.3 非対流時有効熱伝導 λ_0 の推定	9
3.2 放熱防止用断熱層の計算	11
3.2.1 水平層の場合	12
3.2.2 垂直層の場合	12
3.3 加熱ユニット	13
3.3.1 ヒータの計算	13
3.3.2 発熱体温度	14
3.3.3 加熱ユニット伝熱面(試料加熱板)	15
3.3.4 加熱ユニットの強度	15
3.4 冷却ユニット	16
3.4.1 冷却水流量	16
3.4.2 圧力損失および絞り	16
3.4.3 冷却ユニットの耐圧強度	17
3.4.4 自重によるたわみ, 応力	18
3.4.5 スペーサの座屈強度	19
4. 圧力容器	20
4.1 胴	20
4.2 鏡	22
4.3 フランジおよびボルト荷重	23
4.3.1 ボルトおよびナット	24
4.3.2 フランジ	26
5. 補機類	30
5.1 充填ガスおよび圧縮機	30

5.1.1	ガス充填量	30
5.1.2	充填用圧縮機流量	31
5.1.3	最大圧縮機動力	33
5.1.4	平均流量	34
5.1.5	圧縮機型式	35
5.2	真空ポンプ	35
5.3	送風機	36
5.4	冷却器	39
5.4.1	ヘリウム側の熱伝達	39
5.4.2	水側の熱伝達	40
5.4.3	熱貫流率 U および伝熱面積	40
5.4.4	応力	40
5.5	安全弁	41
5.5.1	法規	41
5.5.2	充填用圧縮機を基準とする場合	43
5.5.3	ボンベから充填される場合	43
5.5.4	安全弁口径	45
5.6	配管系	45
5.6.1	強度および肉厚	45
5.6.2	流量および圧損	48
5.7	試験容器支持装置	51
5.7.1	設計荷重および地震力	51
5.7.2	荷重によるモーメントおよびピン径	53
5.7.3	胴の応力	53
	(1) 応力計算のパラメータ	53
	(2) 応力集中係数	54
	(3) ノズル(ピン)に作用する外力	54
	(4) 円周方向モーメントによる応力	55
	(5) 長さ方向モーメントによる応力	56
	(6) 剪断応力	57
	(7) 最大応力	58
5.7.4	試験容器支持部の応力(外部ピン固定, 容器側軸受の場合)	58
	(1) 長さ方向荷重の場合	59
	(2) 円周方向荷重の場合	59
	(3) 溶接部の剪断応力	60
5.8	圧力容器の補強	60
5.8.1	補強を要する穴および補強材断面積	60
5.8.2	補強の有効範囲	61

5.8.3	安全側の補強計算	61
5.9	試験容器用フック	62
5.9.1	応力パラメータ	63
5.9.2	半径方向荷重の場合	63
5.9.3	接線方向モーメントが作用する場合	64
5.9.4	フックの設計諸元	64
5.10	プロア格納容器	66
5.10.1	胴	66
5.10.2	鏡	67
5.10.3	フランジおよびボルト	67
5.10.4	ノズル取付部の補強板	69
6.	まとめ	69
	参考文献	70
7.	附録(実験装置設計図)	71
(1)	フローシート	72
(2)	平面配置図	73
(3)	アイソメトリック配置図	74
(4)	試験容器	75
(5)	冷却器	76
(6)	プロア格納容器	77
(7)	試験容器支持台	78

contents

1. Effective parameters for heat transfer characteristics of HTGR thermal insulation layers.....	1
1.1 Basic equations for convective heat transfer in thermal insulation layers and governing parameters.....	1
1.2 Ranges of parameters in HTGR and experimental ranges.....	3
2. Remarkable theories for heat transfer in thermal insulation layers.....	4
2.1 Status of studies in horizontal layer.....	4
2.2 Present status of vertical layer studies.....	4
3. Design of test section.....	5
3.1 Characteristics of insulation layers.....	5
3.2 Calculation of protection layers.....	11
3.3 Heating unit.....	13
3.4 Cooling unit.....	16
4. Pressure vessel.....	20
4.1 Shell.....	20
4.2 End plate.....	22
4.3 Flanges, bolts and nuts.....	23
5. Auxiliary components.....	30
5.1 Pressurizing gas and compressor.....	30
5.2 Vacuum pump.....	35
5.3 Circulator.....	36
5.4 Heat exchanger.....	39
5.5 Safety valves.....	41
5.6 Piping system.....	45
5.7 Pressure vessel lifting system.....	51
5.8 Auxiliary parts of pressure vessel.....	60
5.9 Pull up mechanism.....	62
5.10 High pressure circulator container.....	66
6. Design conclusion.....	69
References.....	70
7. Appendices (rig drawings).....	71

は し が き

高温ガス冷却原子炉等の高圧気体中において、種々の断熱層が材料を高温に曝さないために使用される。これら、高圧、高温気体中における断熱層の熱的特性は大気圧空気中における挙動と全く異なり、⁷⁾⁻⁹⁾その特性を解明することは、高圧ガス冷却炉の死命を制するとさえ伝える。しかるに、高温、高圧気体中における場合に生ずるレーレイ数条件下における断熱研究は殆んど皆無の状態である。本報は、これら領域における断熱研究の第1段階として、必要な実験領域から、実験装置の満たすべき具体的諸元および必要となる高圧ガス関係装置の設計をまとめた。

1. ガス冷却炉における断熱層の主要影響因子

ガス冷却原子炉の冷却ガス雰囲気中に設置される断熱層は圧力容器あるいは配管等の強度維持と熱損失軽減に重要な役割りを有する。ヘリウム冷却型高温ガス炉においては、圧力約40気圧、最高温度700~1000℃のガス雰囲気中に断熱層が設置されるため、種々の工学的問題が生ずる。これらを列記すれば次の通りである。

- (1) グラフホフ数(Gr)あるいはレーレイ数(Ra)が圧力の2乗にほぼ比例するので、大気中に置かれた断熱層より大となり、このため、熱伝達が大(断熱効果低下)となる。
- (2) 高温度差ならびに、高温度差による断熱効果を得るために厚さを大とすると、GrあるいはRaがさらに大となり、前記(1)と同様、断熱効果の低下を招く。
- (3) 断熱層を構成する構造材(主として金属材料)の熱膨脹および断熱材の復元性の不足に伴う間隙の発生によって、自然対流および強制対流の促進による熱損失の増大および局部過熱の発生。
- (4) 断熱材の不純物放出および吸着と放出。
- (5) 圧力急変時の健全性の維持に関する問題。

上記のように、ガス炉用断熱層に関する技術的課題は多岐にわたる。ここでは上記の(1)および(2)に示した熱伝達、流体力学的特性の把握を主とし、(3)~(5)についても、実験を行うことを目的として、実験計画の概要と実験装置の詳細について、関係法規をも検討しつつ行った設計をまとめた。

1.1 断熱層における熱流動基礎式とパラメータ

断熱層内における伝熱流動の基本的な現象は気体の状態方程式、連続の式、運動方程式およびエネルギー方程式であるが、断熱層を形成する繊維質あるいは粒子状物質中の流れを、本研究ではDarcyの法則によって表わす。すなわち、断熱層中の流体の運動方程式をDarcyの法則

は し が き

高温ガス冷却原子炉等の高圧気体中において、種々の断熱層が材料を高温に曝さないために使用される。これら、高圧、高温気体中における断熱層の熱的特性は大気圧空気中における挙動と全く異なり、⁷⁾⁻⁹⁾その特性を解明することは、高圧ガス冷却炉の死命を制するとさえ伝える。しかるに、高温、高圧気体中における場合に生ずるレーレイ数条件下における断熱研究は殆んど皆無の状態である。本報は、これら領域における断熱研究の第1段階として、必要な実験領域から、実験装置の満たすべき具体的諸元および必要となる高圧ガス関係装置の設計をまとめた。

1. ガス冷却炉における断熱層の主要影響因子

ガス冷却原子炉の冷却ガス雰囲気中に設置される断熱層は圧力容器あるいは配管等の強度維持と熱損失軽減に重要な役割りを有する。ヘリウム冷却型高温ガス炉においては、圧力約40気圧、最高温度700~1000℃のガス雰囲気に断熱層が設置されるため、種々の工学的問題が生ずる。これらを列記すれば次の通りである。

- (1) グラフホフ数(Gr)あるいはレーレイ数(Ra)が圧力の2乗にほぼ比例するので、大気中に置かれた断熱層より大となり、このため、熱伝達が大(断熱効果低下)となる。
- (2) 高温度差ならびに、高温度差による断熱効果を得るために厚さを大とすると、GrあるいはRaがさらに大となり、前記(1)と同様、断熱効果の低下を招く。
- (3) 断熱層を構成する構造材(主として金属材料)の熱膨脹および断熱材の復元性の不足に伴う間隙の発生によって、自然対流および強制対流の促進による熱損失の増大および局部過熱の発生。
- (4) 断熱材の不純物放出および吸着と放出。
- (5) 圧力急変時の健全性の維持に関する問題。

上記のように、ガス炉用断熱層に関する技術的課題は多岐にわたる。ここでは上記の(1)および(2)に示した熱伝達、流体力学的特性の把握を主とし、(3)~(5)についても、実験を行うことを目的として、実験計画の概要と実験装置の詳細について、関係法規をも検討しつつ行った設計をまとめた。

1.1 断熱層における熱流動基礎式とパラメータ

断熱層内における伝熱流動の基本的な現象は気体の状態方程式、連続の式、運動方程式およびエネルギー方程式であるが、断熱層を形成する繊維質あるいは粒子状物質中の流れを、本研究ではDarcyの法則によって表わす。すなわち、断熱層中の流体の運動方程式をDarcyの法則

によって表わすと基礎方程式は次のようになる。

$$\bar{\rho} \cdot \text{div } \vec{V} = 0 \quad (1.1)$$

$$\frac{\mu \cdot \epsilon \vec{V}}{K} = -\vec{\text{grad}} p + \rho \cdot \vec{g} \quad (1.2)$$

$$\epsilon \cdot \bar{\rho} \cdot \vec{V} \cdot C_p \cdot \text{grad } T = \lambda_0 \cdot \text{div} \cdot \vec{\text{grad}} T \quad (1.3)$$

ここに、

$\bar{\rho}$: 流体の平均密度	C_p : 比熱
V : 流体の粒間 (繊維間) 平均流速	T : 温度
μ : 流体の粘性係数	λ_0 : 熱伝導率 (非対流時)
ϵ : 断熱層の気孔率	a_0 : 温度伝導率
K : 断熱層の透過率	
p : 圧力	
g : 重力加速度	

である。

以上の基礎式について、次元解析を行えば、断熱層における自然対流を考慮した熱流動特性は次の2つの無次元パラメータであることが判明する。

(1) レーレイ数 $Ra (= g (T_i - T_0) \cdot l^3 / T_0 \cdot \nu \cdot a_0) \times$ ダーシー数 $Da (= K / l^2)$

(2) 縦横比 (アスペクト比) (l/s) または内外径比 (r_o/r_i)

すなわち、間隙に付随する諸問題等を別にすれば、断熱層の局所および平均実効熱伝導率、換言すれば局所または平均ヌセルト数 Nu は $Ra \cdot Da$ および (l/s) または (r_o/r_i) を与えることによって、一義的に決定する。従って、実験装置の設計に当っては、これらパラメータが有意義な範囲を含み、かつ、原子炉の設計にも有効な値であることを目的とする。これらパラメータについてより具体的に説明すれば以下の通りである。

まず $RaDa$ については、 $RaDa = g (T_i - T_0) \cdot l \cdot K / \nu a_0 T_m$ であるから、温度差および寸法に比例し、動粘性係数 ν および温度伝ばん率 a_0 はそれぞれ、気体の圧力にほぼ反比例する。従って、 $RaDa$ の広範囲にわたって実験を行うためには次のいずれかを満足すればよい。

- (1) 加熱面温度を高めること。
- (2) 試料寸法を大きくすること。
- (3) 雰囲気ガス圧力を高くすること。

(1)については技術的な限界と経済的見地より $700 \sim 800^\circ\text{C}$ が限界であり、(2)、(3)については、いずれも圧力容器の重量に直接影響する。従って、(2)および(3)の両者を種々の技術的見地より検討決定することとした。

$RaDa$ の値を広範囲にする他の手段として、雰囲気ガスの種類を変えることが考えられる。この場合、それぞれの気体の物性値の違いによって、表 1.1 に示すように、 $RaDa$ の値を変化させうる。従って、実験に当っては He , Ar , N_2 等を使用することを計画する。この場合、高温ガス冷却炉における He 雰囲気中における個有の問題についての実験も充分可能なように、圧力 $p = 50 \text{ at}$ とし、高温ガス冷雰囲気 (約 40 at) の場合の $(50/40)^2$ の $RaDa$ が得られる。

従って、実験可能な断熱層の最大寸法は、ガス炉雰囲気気に換算すれば $(50/40)^2$ 、すなわち、約 1.5 倍に相当する。

表 1.1 各種ガス雰囲気中におけるレーレイ数の比較
(1 ata 200°C)

気 体	動粘性係数 (ν) (m^2/sec)	プラントル数 (Pr)	Pr/ν^2 (sec^2/m^4)	Ra/Ra (He)
ヘリウム	2.60×10^{-4}	0.66	9.73×10^6	1.00
水 素	2.37	0.66	1.88×10^7	1.21
空 気	0.358	0.69	5.38×10^8	55.3
窒 素	0.355	0.69	5.48×10^8	56.3
炭酸ガス	0.203	0.72	1.75×10^9	180

次に、アスペクト比については、圧力容器内に挿入す試験部の長さを 10 分割にし、これらの範囲で任意の長さを選び得る構造とした。従って、試料厚さの最大厚さ(S)約 300mm 以下に対し、長さ $l=3000 \sim 300$ にわたり実験が可能である。なお、試験部に 10 分割することにより、断熱層に関する熱的境界条件を温度一定および熱流束一定の 2 種の実験が可能である。

1.2 ガス冷却炉における予想パラメータと実験範囲

実験計画にあたって、既存または計画中の原子炉における前記のパラメータは重要な参考データとなる。現在、日本原子力研究所において計画中の高温多目的原子炉および米国 Fort. St. Vrain 炉の概略パラメータを推算して見ると表 1.2 に示す通りとなる。

表 1.2 多目的炉，Fort. St. Vrain 炉の断熱関係主要パラメータ

プラント名称	使用箇所	概略高さ H (m)	温度差 Δt (°C)	透過率 (予想値) K (m^2)	$(Ra Da)_H$	備 考
多目的高温ガス ¹²⁾ 実験炉	中間熱交換器 仕切胴内側	14.8	614	$7 \times 10^{-10} \sim 8 \times 10^{-9}$	490~5600	仕切り板なしと仮定する
	" 下降管外側	16.2	429	"	130~1500	"
	" 圧力胴内側	9.9	220	"	100~1200	"
	" センタパイプ内側	11.9	615	$2 \times 10^{-11} \sim 1 \times 10^{-10}$	420~4800	"
	改質器 仕切胴内側	11.1	790	$7 \times 10^{-10} \sim 8 \times 10^{-9}$	190~2200	"
Fort. St. Vrain ¹¹⁾	PCR バレル内側	22.9	~350	$\approx 3.7 \times 10^{-11}$	~40	"

本実験装置を使用して行う RaDa 数は圧力 50 ata の He の場合、最高加熱面温度 700°C とし、試料断熱層の透過率 $K = 2 \times 10^{-11} \sim 8 \times 10^{-9}$ と仮定すれば $RaDa \cong 9 \sim 3800$ まで実験可能である。また、介在気体として、50 ata の窒素を使用すれば $RaDa \cong 2 \times 10^5$ 程度まで実験可能となる。

2. 断熱層に関する主要理論

従来、断熱を要する諸装置は殆んど大気圧空気中に断熱層を設けたため、単に、見掛けの熱伝導率を実験的に求め、この値を「熱伝導率」なる一種の物性値として使用した。従って、この計算にあたっては単純な熱伝導計算を行うのみであり、従って、断熱に関する熱流動的現象に着目した研究は殆んど存在しない。しかしながら、断熱層内の熱伝達機構に類似したものと^{1-4), 10), 13)}して、多孔質充填層の研究が挙げられる。これらの主要なものについて、以下に簡略に述べる。

2.1 水平層の研究結果

Horton¹⁾らおよび Lapwood¹³⁾はそれぞれ独立して、水平多孔質内に発生する対流発生限界が次式で与えられることを示した。

$$(RaDa)_s \geq 4\pi^2 \quad (2.1)$$

従って、水平層において、圧力 p 、温度 T および気体の種類によって与えられる物性値と厚さ s 、温度差 ΔT および透過率 K より算出される $RaDa$ の値が (2.1) 以上ならば、もはや、従来の伝導計算は無意味なものとなる。

増岡²⁾の研究によれば、 $(RaDa)_s \geq 4\pi^2$ において、

$$(Nu)_s \propto (RaDa)_s \quad (2.2)$$

であることが判る。従って、 $(RaDa)_s \geq 4\pi^2$ では、断熱層を厚くすることによって、熱損失は低下しないことになる。(温度差および透過率一定として)

2.2 垂直層の研究に関する現況

増岡³⁾は垂直層に対して、境界層近似を行った結果から、 $150 < (RaDa)_1 < 1000$ について

$$Nu_1 = 0.89 (RaDa)_1^{1/2} \quad (2.3)$$

あるいは

$$Nu_s = 0.313 \left[(RaDa)_s / (1/s) \right]^{1/2} \quad (2.3)'$$

本実験装置を使用して行う RaDa 数は圧力 50 ata の He の場合、最高加熱面温度 700°C として、試料断熱層の透過率 $K = 2 \times 10^{-11} \sim 8 \times 10^{-9}$ と仮定すれば $RaDa \cong 9 \sim 3800$ まで実験可能である。また、介在気体として、50 ata の窒素を使用すれば $RaDa \cong 2 \times 10^5$ 程度まで実験可能となる。

2. 断熱層に関する主要理論

従来、断熱を要する諸装置は殆んど大気圧空气中に断熱層を設けたため、単に、見掛けの熱伝導率を実験的に求め、この値を「熱伝導率」なる一種の物性値として使用した。従って、この計算にあたっては単純な熱伝導計算を行うのみであり、従って、断熱に関する熱流動的現象に着目した研究は殆んど存在しない。しかしながら、断熱層内の熱伝達機構に類似したものと^{1-4), 10), 13)}して、多孔質充填層の研究が挙げられる。これらの主要なものについて、以下に簡略に述べる。

2.1 水平層の研究結果

Horton¹⁾らおよび Lapwood¹³⁾はそれぞれ独立して、水平多孔質内に発生する対流発生限界が次式で与えられることを示した。

$$(RaDa)_s \geq 4\pi^2 \quad (2.1)$$

従って、水平層において、圧力 p 、温度 T および気体の種類によって与えられる物性値と厚さ s 、温度差 ΔT および透過率 K より算出される $RaDa$ の値が (2.1) 以上ならば、もはや、従来の伝導計算は無意味なものとなる。

増岡²⁾の研究によれば、 $(RaDa)_s \geq 4\pi^2$ において、

$$(Nu)_s \propto (RaDa)_s \quad (2.2)$$

であることが判る。従って、 $(RaDa)_s \geq 4\pi^2$ では、断熱層を厚くすることによって、熱損失は低下しないことになる。(温度差および透過率一定として)

2.2 垂直層の研究に関する現況

増岡³⁾は垂直層に対して、境界層近似を行った結果から、 $150 < (RaDa)_1 < 1000$ について

$$Nu_1 = 0.89 (RaDa)_1^{1/2} \quad (2.3)$$

あるいは

$$Nu_s = 0.313 [(RaDa)_s / (1/s)]^{1/2} \quad (2.3)'$$

を得ている。また、Société Bertin 社の研究⁴⁾は、垂直加熱面および冷却面を有する閉塞空間内の数値解から

$$\begin{aligned} \text{Nu}_s &= 0.55 \left[(\text{RaDa})_s / (1/s) \right]^{1/2} & (1/s \geq 6) \\ &= 0.355 \left[(\text{RaDa})_s / (1/s) \right]^{1/2} & (1/s < 6) \end{aligned} \quad (2.4)$$

を得ている。

これらの研究結果はいずれも RaDa の値の限られた範囲についてのものであり、かつ、両者の差も比効的大きく、充分なものとは言えない。これらの注目すべき点として、いずれの式も

$$(\text{Nu})_s \propto S \quad (2.5)$$

となり、(2.3)、(2.3)'あるいは(2.4)式の成り立つ範囲では、温度差一定の場合、断熱層を通過する熱量は厚さ s に無関係である。

なお、Chan¹⁰⁾らは運動方程式に慣性項、粘性項および Darcy 項を考慮して、数値解を得ている。

3. 試験部の設計

3.1 試験断熱層の特性

雰囲気条件 (仮定)

流体 : ヘリウム

圧力(p) : 50 ata

厚さ(s) : 0.1 m

長さ(l) : 1 m

温度 t : 高温側 $t_h 750^\circ\text{C}$, 低温側 $t_c 50^\circ\text{C} \rightarrow \Delta t = 700^\circ\text{C}$

ヘリウムの物性値 :

比重 $\gamma = 3.59 \text{ kg/m}^3$

定圧比熱 $C_p = 1.24 \text{ kcal/kg}\cdot^\circ\text{C}$

熱伝導率 $\lambda = 0.236 \text{ kcal/m}\cdot\text{hr}\cdot^\circ\text{C}$

温度伝導率 $a = 5.31 \times 10^{-2} \text{ m}^2$

動粘性係数 $\nu = 9.47 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{sec}$

プラントル数 $\text{Pr} = 0.642 (= \frac{\nu}{a})$

断熱指数 $\kappa = 1.663$

圧力 50 ata

温度 400°C

として

断熱層の透過率 $K = 8 \times 10^{-11} \text{ m}^2$ (実験値より)

を得ている。また、Société Bertin 社の研究⁴⁾は、垂直加熱面および冷却面を有する閉塞空間内の数値解から

$$\begin{aligned} \text{Nu}_s &= 0.55 \left[(\text{RaDa})_s / (1/s) \right]^{1/2} & (1/s \geq 6) \\ &= 0.355 \left[(\text{RaDa})_s / (1/s) \right]^{1/2} & (1/s < 6) \end{aligned} \quad (2.4)$$

を得ている。

これらの研究結果はいずれも RaDa の値の限られた範囲についてのものであり、かつ、両者の差も比効的大きく、充分なものとは言えない。これらの注目すべき点として、いずれの式も

$$(\text{Nu})_s \propto S \quad (2.5)$$

となり、(2.3)、(2.3)'あるいは(2.4)式の成り立つ範囲では、温度差一定の場合、断熱層を通過する熱量は厚さ s に無関係である。

なお、Chan¹⁰⁾らは運動方程式に慣性項、粘性項および Darcy 項を考慮して、数値解を得ている。

3. 試験部の設計

3.1 試験断熱層の特性

雰囲気条件 (仮定)

流体 : ヘリウム

圧力(p) : 50 ata

厚さ(s) : 0.1 m

長さ(l) : 1 m

温度 t : 高温側 $t_h 750^\circ\text{C}$, 低温側 $t_c 50^\circ\text{C} \rightarrow \Delta t = 700^\circ\text{C}$

ヘリウムの物性値 :

比重量 $\gamma = 3.59 \text{ kg/m}^3$

定圧比熱 $C_p = 1.24 \text{ kcal/kg}\cdot^\circ\text{C}$

熱伝導率 $\lambda = 0.236 \text{ kcal/m}\cdot\text{hr}\cdot^\circ\text{C}$

温度伝導率 $a = 5.31 \times 10^{-2} \text{ m}^2$

動粘性係数 $\nu = 9.47 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{sec}$

プラントル数 $\text{Pr} = 0.642 (= \frac{\nu}{a})$

断熱指数 $\kappa = 1.663$

圧力 50 ata

温度 400°C

として

断熱層の透過率 $K = 8 \times 10^{-11} \text{ m}^2$ (実験値より)

断熱層のレーレイ数 Ra

$$Ra_1 = Gr_1 \cdot Pr \quad (\text{Gr グラスホフ数})$$

$$= \frac{g \beta l^3 \Delta t}{\nu \cdot a}$$

$$Ra_s = Gr_s \cdot Pr = \frac{g \beta s^3 \Delta t}{\nu \cdot a}$$

断熱層のダーシー数 Da

$$Da_1 = K/l^2 \quad \text{or} \quad Da_s = K/s^2$$

(Ra Da)₁

$$= \frac{g \beta l K \Delta t}{a \cdot \nu}$$

3.1.1 水平断熱層の検討

断熱層中の自然対流発生条件は

$$(Ra Da)_s \geq 4\pi^2 \quad (3.1)$$

↳ 39.48

である¹⁾。

表 3.1

s	Ra Da
0.1	0.59
0.2	1.17
0.3	1.75

p = 50 ata
Δt = 700°C, He のとき

故に (Ra Da)_s < 4π² であり、自然対流は前頁の条件では発生しない。

a) 流体を変えた場合

流体を N₂, Ar, CO₂にした場合は Ra Da は Pr/ν²にほぼ比例するので He の場合を 1 とすれば

$$N_2 \rightarrow 56, \quad Ar \rightarrow 284, \quad CO_2 \rightarrow 180 \quad \text{となり,} \quad (Ra Da)_s$$

は下記の通りとなる。

表 3.2

s	(Ra Da) _s			
	He	N ₂	Ar	CO ₂
0.1 m	0.59	33	168	106
0.2	1.17	65	332	210
0.3	1.75	98	497	315

p = 50 ata
Δt = 700°C

b) 圧力を変えた場合

ν 及び a は圧力にほぼ反比例するから Ra_s は p^2 に比例する。

故に、 $S = 0.2 \text{ m}$ のとき、 $(RaDa)_s = 4\pi^2$ となる圧力は下記の通りとなる。

He	→	290 ata	}	$\Delta t = 700^\circ\text{C}$ のとき $(RaDa)_s = 4\pi^2$ となる圧力 (但し $K = 8 \times 10^{-11} \text{ m}^2$ と仮定)
N ₂	→	39		
Ar	→	17		
CO ₂	→	22		

c) 伝熱量 (対流時)

増岡 (機論, 37 293)²⁾ によれば

$$(RaDa)_s > (2 \sim 3) \times 4\pi^2 \text{ では}$$

$$Nu_s \cong 0.02 (RaDa)_s \longrightarrow (\text{同論文図 5 より})$$

故に、断熱層を通る熱流束 q は

$$q = \frac{Nu_s \lambda_0}{S} \Delta t \cong 0.02 \lambda_0 \frac{g \beta K \Delta t^2}{a \cdot \nu} \quad (3.2)$$

(λ_0 : 非対流時の有効熱伝導率)

$\Delta t = 700^\circ\text{C}$, $p = 50 \text{ ata}$, $K = 8 \times 10^{-11} \text{ m}^2$ とすれば各種ガスに対する q は下表の通りとなる。

表 3.3 対流発生時の水平層の熱流束

気 体	He	N ₂	Ar	CO ₂
熱 流 束	$\lambda_0 \left(\frac{\Delta t}{s}\right)$	$(4.57 \times 10^3) \lambda_0$	$(2.3 \times 10^4) \lambda_0$	$(1.47 \times 10^4) \lambda_0$

3.1.2 垂直層の検討

☆ 増岡 (機論, 34 259)³⁾ によれば、垂直層において

$$150 < (RaDa)_1 < 1000 \text{ にて}$$

$$Nu_1 = 0.89 (RaDa)_1^{1/2} \quad (3.3)$$

$$Nu_s = 0.313 (Ra_s \cdot Da_{s,1})^{1/2} \quad (3.4)$$

$$= 0.313 [(Ra \cdot Da)_s / (1/s)]^{1/2} \quad (3.5)$$

☆ Societ  Bertin 社⁴⁾ によれば垂直層において

$$Nu_s = 0.55 [(RaDa)_s / (1/s)]^{1/2} \quad (1/s \geq 6) \quad (3.6)$$

$$= 0.355 [(RaDa)_s / (1/s)]^{1/2} \quad (1/s < 6) \quad (3.7)$$

$K = 8 \times 10^{-11} \text{m}^2$, $\Delta t = 700^\circ\text{C}$, $t_m = 400^\circ\text{C}$, $p = 50 \text{ata}$ のとき, $(RaDa)_1$ は表 3.4 の通りとなる。

表 3.4 各種気体中における長さ l と $(RaDa)_1$ の値

l	$(RaDa)_1$			
	He	N ₂	Ar	CO ₂
1 m	5.84	329	1660	1050
2	11.67	657	3320	2090
3	17.51	986	4980	3140

上記より, He, Ar, N₂ を使用することにより, $RaDa_1 \leq 3 \times 10^3$ の実験が可能となるであろう。

即ち, $p = 50 \text{ata}$, $l = 1 \text{m}$ 以上で He および Ar, N₂ による実験結果は従来の理論解析および実験のいずれにおいても未研究の結果をもたらす。

また, $(RaDa)_1 > 1000$ では恐らく, 増岡, Societe Bertin 理論は大きな誤差を生ずると予想される。また, $(RaDa)_1 < 200$ では境界層厚さが大きくなるため, 増岡, Bertin 理論ともに大きな誤差を生ずるとともに局所的な偏差が大きくなることが予想される。

$S = 0.3 \text{m}$, $l = 3 \text{m}$ ($L/S = 10$) のときの Nu_s は増岡, Societe Bertin および Chan によれば下記の値となる。

表 3.5

流 体	$(RaDa)_1$	$(RaDa)_s$	Nu_s^*		
			(増岡)	Societe Bertin	Chan
He	17.51	1.75	<u>0.13</u>	0.23	~ 0
N ₂	98.6	98.6	0.985	1.73	~ 0.7
CO ₂	314.0	314	<u>1.75</u>	3.08	~ 2.2
Ar	498.0	498	<u>2.21</u>	3.88	~ 3

但し, _____ は理論適用範囲外, Nu_s は実際には $Nu_s \geq 1$ である。従って, $Nu_s < 1$ は対流効果による熱伝達促進が無視し得る領域と言える。

a) 垂直層の伝熱量

(3.5)(3.7)より,

$$Nu_s = \text{const} \times [(RaDa)_s \cdot (S/L)]^{1/2}$$

である。即ち, $Nu_s \propto S$ であるから, 厚さ s と伝熱量は無関係である。

増岡理論によるものとすれば, 平均熱流束 q_m は

$$q_m = \frac{\lambda_o Nu_s}{s} \Delta t = 0.313 \left[(Ra \cdot Da)_s \cdot s/l \right]^{1/2} \cdot \frac{\lambda_o \Delta t}{s}$$

$$= 0.313 \left[\frac{Kg \beta \Delta t}{a \cdot \nu \cdot l} \right]^{1/2} \cdot \lambda_o \cdot \Delta t \quad (3.8)$$

但し (3.8) は、 $150 < (Ra Da)_1 < 1000$ について適用可能

(Cf 増岡, 機論, 34, 259)

各種介在気体及び試料高さ l に対する平均熱流束 q_m の値は(お)より, 表 3.6 の値となる。

(但し, $\Delta t = 700^\circ\text{C}$, $p = 50\text{ata}$, $K = 8 \times 10^{-11}$ とする。)

表 3.6 垂直層の平均熱流束

		平均熱流束 q_m							
気体		He		N ₂		CO ₂		Ar	
長さ	理論	増岡	Bertin	増岡	Bertin	増岡	Bertin	増岡	Bertin
	1 m		$525 \lambda_o$	$930 \lambda_o$	$3.98 \times 10^3 \lambda_o$	$6.99 \times 10^3 \lambda_o$	$7.07 \times 10^3 \lambda_o$	$1.24 \times 10^4 \lambda_o$	$8.93 \times 10^3 \lambda_o$
2		$372 \lambda_o$	$657 \lambda_o$	$2.81 \times 10^3 \lambda_o$	$4.94 \times 10^3 \lambda_o$	$5.00 \times 10^3 \lambda_o$	$881 \times 10^3 \lambda_o$	$6.32 \times 10^3 \lambda_o$	$1.11 \times 10^4 \lambda_o$
3		$303 \lambda_o$	$537 \lambda_o$	$2.3 \times 10^3 \lambda_o$	$4.04 \times 10^3 \lambda_o$	$4.08 \times 10^3 \lambda_o$	$7.19 \times 10^3 \lambda_o$	$5.16 \times 10^3 \lambda_o$	$9.05 \times 10^3 \lambda_o$

上記値中 _____ は理論適用範囲外, 即ち, $150 > (Ra Da)_1$, $1000 < (Ra Da)_1$

3.1.3 非対流時有効熱伝導率 λ_o の推定

試料断熱材として KAOWOOL を用いるとすれば, 透過率 $K = 8 \times 10^{-11} \text{m}^2$ に相当する気孔率 ϵ は実験結果より,

$$\epsilon \approx 0.95$$

である。

KAOWOOL 繊維の熱伝導率 λ_s は並列モデルを適用して,

$$\lambda_o = \epsilon \lambda_f + (1 - \epsilon) \lambda_s \quad (3.9)$$

とすれば

$$\text{但し } \begin{cases} \lambda_o : \text{多孔質の見掛け(有効)熱伝導率} \\ \lambda_f : \text{介在流体の熱伝導率} \\ \lambda_s : \text{多孔質固体の熱伝導率} \end{cases}$$

カタログ値より, 空気を介在流体とするときの見掛け熱伝導率 λ_o を大きめに取り

$$\lambda_{o \text{ air}} \approx 0.2 \text{ kcal/m hr }^\circ\text{C}$$

とすれば

(3.9)より

$$\lambda_g = 3.17 \text{ kcal/m hr } ^\circ\text{C}$$

となる。

He, N₂, Ar および CO₂ の 400°C (50ata)

における熱伝導率を

$$\lambda_{\text{He}} = 0.2364 \text{ kcal/m hr } ^\circ\text{C}$$

$$\lambda_{\text{N}_2} = 0.0432 \quad "$$

$$\lambda_{\text{Ar}} = 0.0108 \quad "$$

$$\lambda_{\text{CO}_2} = 0.0423 \quad "$$

とすれば

前記 $\lambda_g = 3.17$ 及び (3.9) より, それぞれの介在気体に対する見掛け熱伝導率 λ_0 (非対流時) は次の値となる。

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda_{0 \text{ He}} = 0.38 \text{ kcal/m hr } ^\circ\text{C} \\ \lambda_{0 \text{ N}_2} = 0.2 \quad " \\ \lambda_{0 \text{ Ar}} = 0.17 \quad " \\ \lambda_{0 \text{ CO}_2} = 0.2 \quad " \end{array} \right.$$

上記の値を水平および垂直の場合に適用して対流時の実効熱伝率を求めると下記の通りとなる。

表 3.7 水平層の熱流束

($\Delta t = 700^\circ\text{C}$, $t_m = 400^\circ\text{C}$, $p = 50 \text{ ata}$)
(厚さ: S)

介在気体	平均熱流束(kcal/m ² ·hr)	備 考
He	$0.38 \times \frac{700}{S}$	非対流, $S = 0.3\text{m} \rightarrow q = 8.9 \times 10^2$ kcal/m ² hr
N ₂	9.14×10^2	対 流
Ar	3.91×10^3	"
CO ₂	2.94×10^3	"

垂直層の熱流束

($\Delta t = 700^\circ\text{C}$, $p = 50 \text{ ata}$)
(厚さ: S = 0.3 m)

表 3.6 に前記の λ_0 の値を代入すれば次表の通りとなる。

表 3.8 垂直層における平均熱流束

理論	気体 長さ	平均熱流束 q_m (kcal/m ² hr)			
		He	N ₂	CO ₂	Ar
増岡	1 m	200	796	1410	1520
	2	141	562	1000	1070
	3	115	460	816	877
Société Bertin	1	353	1400	2480	2670
	2	250	989	1760	1890
	3	204	808	1440	1540

但し _____ は理論適用範囲外。

表 3.7, 8 より最大平均熱流束 $q_{mmax} = 3.91 \times 10^3 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr}$ である。

故に設計熱流束 $q_d \geq 2 \times q_{mmax}$ とすれば

$$q_d \geq 7.82 \times 10^3 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr}$$

加熱ユニットの1エレメント当り面積 $A = 0.5 \times 0.3 \text{ m}^2$ とすれば

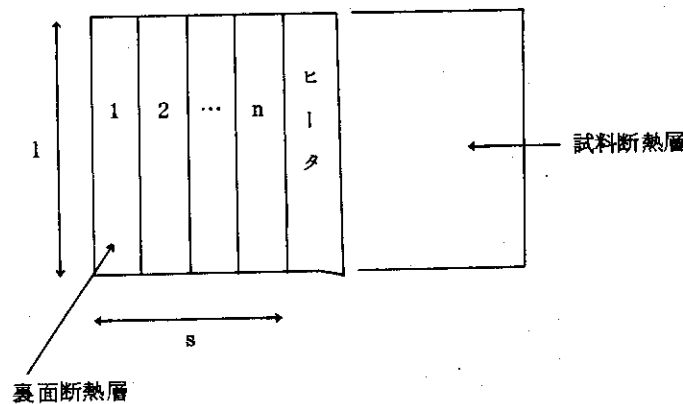
$$Q_{\text{エレメント}} \geq 1.17 \times 10^3 \text{ kcal/hr} \quad (1.36 \text{ kW})$$

故に設計発熱量は余裕を加えて、1エレメント当り

$$Q_{\text{設計}} = 2 \text{ kW/エレメント} \quad \text{とする。}$$

3.2 放熱防止用断熱層の計算

(裏面断熱層)



3.2.1 水平層の場合

裏面断熱層を n 等分する場合の $(RaDa)_{sn}$ は、対流が微弱で、厚さ方向の温度分布が直線的であるとすれば

$$(RaDa)_{sn} \cong \frac{g\beta SK \Delta t}{n^2 \nu a} \quad (3.10)$$

即ち、仕切りのない場合の $1/n^2$ となる。

厚さ $S = 0.3 \text{ m}$ のとき $(RaDa)_{s \max} = 498$ (Ar のとき、表 5 参照) であり、対流発生を防止するためには (3.1) より

$$(RaDa)_{sn} < 39.5 \quad (3.1)'$$

従って、(3.10)、(3.1)' より

$$\frac{498}{n^2} < 39.5 \quad (3.11)$$

$$\therefore n > 3.55 \quad (3.11)'$$

即ち、 $n > 4$ であればよい。(水平層の場合)

3.2.2 垂直層の場合

厚さ S を n 分割した場合の Nu_{sn} は (3.5) より

$$Nu_{sn} = 0.313 [(RaDa)_s \cdot s / l n^3]^{1/2} \quad (3.12)$$

平均(損失)熱流束 q_1 は

$$q_1 = \lambda_0 Nu_{sn} \cdot \frac{\Delta t}{S} \quad (3.13)$$

(3.13) を (3.8) と比較すれば

$$q_1 = q_m / n^{1.5} \quad (3.14)$$

すなわち、対流効果の大なる領域では断熱層を n 層に分割すれば(損失)熱流束は分割しない場合の $1/n^{1.5}$ となる。

従って、裏面断熱層は極力熱損失を低減させるため、(3.11)' の値に余裕を加えて、 $n=10$ とする。この場合の熱損失は対流伝熱の著しい Ar の場合等において、試料側の約 $1/10^{1.5}$ ($=0.0316$) に低減することが予想される。しかし乍ら、 He の場合に見られるように、もともと、分割しなくても対流の微弱なものについては分割による効果は殆んど期待できない。(但し、放射伝熱に対する遮蔽効果はある。)

3.3 加熱ユニット

3.3.1 ヒータの計算

3.1より，加熱ユニット1エレメント当りの発熱量 Q_{ele} は2kWとする。

ヒータ材料は加工性と電気的安全性を考慮して，金属発熱体中最も耐熱性に豊み，かつ，低温度係数を有するチタン含有発熱体のPyromax-Cを候補材料として検討する。

Pyromax-Cの主要特性は下記の通り。

最高使用温度	1400℃
温度係数	$-32 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$
固有抵抗	$1.59 \times 10^{-4} \text{ } \Omega\text{-cm (at } 1200^\circ\text{C)}$
メーカー推奨 熱流束(q_h)	$0.5 \text{ W/cm}^2 \text{ (} 4.3 \times 10^3 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{hr}) \text{ (at } 1400^\circ\text{C)}$
成分	8Al, 28Cr, 0.5Ti, Fe

上記熱流束 q_h および Q_{ele} (2kW)を200V電源で満足するためには極めて細く，長大なヒータとなり，加工，保守の面で非常に不利となる。故に，電源電圧の設計値には90Vとし，過出力は100Vにて設計値の $(10/9)^2 = 123\%$ とする。

電気発熱体の基本的性質から，電気抵抗 R ，固有抵抗 r ，ヒータ長さ l ，直径 d ，発熱量 Q_{ele} ，電圧 E ，ヒータ表面積 A ，およびヒータ熱流束 q_h は次の関係式となる。(丸線の場合)

$$R = \frac{4rl}{\pi d^2} \quad (3.15)$$

$$Q = E^2/R \quad (3.16)$$

$$q_h = Q/A \quad (3.17)$$

(3.15)~(3.17)より

$$l = \left(\frac{E^2 Q_{ele}}{4\pi r q_h^2} \right)^{1/3} \quad (3.18)$$

$E=90\text{V}$ ， $Q_{ele}=2\text{kW}$ ， $r=1.59 \times 10^{-4} \text{ Ohm-cm}$ ， $q_h=0.5$ とすればヒータ所要長さ l ，ヒータ直径 d ，電気抵抗 R およびヒータ重量 W は次の通りとなる。

$$\begin{cases} l = 3.19 \times 10^3 \text{ cm} = 31.9 \text{ m} \\ d = Q_{ele}/q_h \pi l = 0.399 \text{ cm} (3.99\phi) \\ R = 4.05 \text{ } \Omega \\ W = 2.85 \text{ kg} \end{cases}$$

ヒータ(発熱体)にリボン状発熱体を使用する場合は各種規格寸法に対して次の通りとなる。

表 3.9 リボン状発熱体を使用する場合の諸元
(電圧 $E=90V$, 発熱量 $Q_{ele}=2kW$)

リボン形状 (幅×厚さ)	長さ l	熱流束 q_h	重量 W
6.5mm×0.6	9.18 m	1.52 W/cm ²	0.231 kg
6.5 × 0.8	13.3	1.04	0.484
◎ 10 × 0.5	12.8	0.72	0.454
10 × 0.8	20.5	0.45	1.160

前頁の丸線および表 3.9 のリボン線の結果より, q_h および長さの妥協点として 10×0.5 リボン線が最適と考えられる。

3.3.2 発熱体温度

ヒータ温度を安全側(高目)に評価するため, ヒータ(発熱体)と加熱ユニットの伝熱面との熱伝達は放射伝熱のみとすれば

$$q_h \cong \alpha_h A_h (T_h - T_w) \quad (3.19)$$

ここに α_h : 放射熱伝達係数

A_h : ヒータ表面積(上記リボン線では $0.278m^2$)

T_h : ヒータ表面温度

T_w : 伝熱面温度

q_h : ヒータ熱流束(上記リボン線では $0.72W/cm^2$) ($= 6.2 \times 10^3 \frac{kcal}{m^2 hr}$)

加熱ユニット伝熱面はヒータを完全に包囲しているとすれば, 放射熱伝達係数 α_r は

$$\alpha_r = \frac{4.88 \epsilon_h [(T_h/100)^4 - (T_w/100)^4]}{T_h - T_w} \quad (3.20)$$

但し, ϵ_h : ヒータの放射率 (= 0.6 と仮定)

となる。故に, ヒータ温度は (3.19), (3.20) より

$$T_h = 100 \left[\frac{q_h}{4.88 \epsilon_h A_h} + \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right]^{1/4} \quad (3.21)$$

となる。

種々の伝熱面温度 T_w について, T_h を求めると表 3.10 の値となる。

(但し, ヒータの放射率 $\epsilon_h = 0.6$ とする。)

表 3.10 加熱ユニット壁温とヒータ温度

加熱ユニット 壁温 T_w	ヒータ温度 T_h	(ヒータ温度) -(温度) Δt	ヒータ熱流束 q_h	ヒータ 全表面積 A_h
600℃	803℃	203℃	0.72 W/cm ²	0.278 m ²
700	862	162	"	"
800	929	129	"	"
900	1003	103	"	"
1000	1084	84	"	"

3.3.3 加熱ユニット伝熱面

(試料加熱板)

a) 温度勾配

熱流測定のために必要な伝熱面、表裏面間に生ずる温度差を Δt とすれば

$$\Delta t = q \delta / \lambda \quad (3.22)$$

ただし、

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda : \text{伝熱面材料の熱伝導率 (sus-304 として, } \lambda = 18 \text{ kcal/m hr } ^\circ\text{C}) \\ q : \text{伝熱面の熱流束} \\ \delta : \text{" 厚さ} \end{array} \right.$$

1 加熱エレメント当り出力 $Q_{ele} = 2 \text{ kW}$ のうち、 $1/2$ が試料側に伝わるとし、伝熱面積 $A = 0.5 \text{ m} \times 0.3 \text{ m}$ とすれば

$$q = 5.73 \times 10^3 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr}$$

$$\Delta t = 5^\circ\text{C} \text{ とすれば}$$

$$\delta = 15.7 \text{ mm}$$

となる。

b) 熱膨脹

sus-304 の線膨脹係数 $\alpha_{ex} = 19 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ であるから、伝熱面温度 (最高) $t_{max} = 1000^\circ\text{C}$ とすれば、伝熱面の寸法を 500×300 とすれば、 1000°C にて $509.5 \times 305.7 \text{ mm}$ となる。
(700°C にて 506.7×304.0)

3.3.4 加熱ユニットの強度

加熱ユニットに作用する荷重は次の通りと仮定する。

- (i) 試験断熱層の反ばつ力 = 500 kg/m^2
- (ii) 加熱板およびヒータ等の自重 = 30 kg/1 ユニット

従って、加熱ユニットの大きさ (広さ) を $500 \text{ mm} \times 300 \text{ mm}$ とすれば

垂直荷重 $W_v = 105 \text{ kg}$

となる。

(a) 支持箱(板)の圧縮応力 σ_c

箱の辺の長さ = 1600 mm, 板厚 $t = 1 \text{ mm}$ とすれば

$$\sigma_c = \frac{W_v}{1600 t} = 0.1313 \text{ kg/mm}^2$$

(b) 圧縮応力による座屈

Eulerの式による最小座屈応力 σ_{bk} は

$$\sigma_{bk} = \frac{1}{4} \pi^2 E \left(\frac{\rho}{l} \right)^2 = 1.03 \times 10^{-3} \text{ kg/mm}^2 \quad (t = 0.5 \text{ として})$$

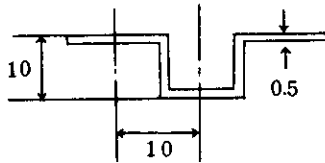
ここに ρ : 断面2次半径 ($= t/\sqrt{12} = 0.1443 \text{ mm}$, 但し, 平板の場合)

l : 材料の長さ ($= 500 \text{ mm}$ と仮定)

E : 材料のヤング率 ($= 0.5 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ 高温での仮定の値)

すなわち, $t = 0.5 \text{ mm}$ の場合, 板の側板は座屈を生ずる。

(c) 側板を波形にした場合



波の深さ 9.5 mm, ピッチ 10 mm に加工した場合,

断面積は平板の 1.95 倍となり,

垂直応力は $1/1.95$, 即ち $\sigma'_c = 6.738 \times 10^{-2} \text{ kg/mm}^2$

となる。

$$\text{また, 断面2次半径 } \rho' = \sqrt{\frac{5.25 \times 10^3 - 4.75(10-1)^3}{12 \times 0.5 [10 + 2(5.25 - 0.5)]}} = 3.908 \text{ mm}$$

となり, 座屈応力 $\sigma'_{bk} = 0.755 \text{ kg/mm}^2$ となり, 強度は充分維持できる。 ($\sigma'_{bk} \gg \sigma'_c$)

3.4 冷却ユニット

3.4.1 冷却水流量

冷却容量 $Q_c = 20 \text{ kW} (= 1.72 \times 10^4 \text{ kcal/hr})$

出入口間
水温上昇 $\Delta t_c = 3 \text{ }^\circ\text{C}$ とすれば

所要冷却水量 $W_c = Q_c / C_p \cdot \Delta t_c = 5.73 \times 10^3 \text{ kg/hr}$

余裕を加えて, 設計冷却水量 (冷却ユニットの) $W_c = 10 \text{ ton/hr}$ とする。

3.4.2 圧力損失および絞り

別図に示すように, 外圧に対する強度を保つため, 冷却水流路を 15 並列流路に分割するとすれば, 流量配分を均一化するため, 各流路に絞りを設ける。以下に絞りについて検討する。

まず, 各流路の冷却水流量は全流量 W_c の $1/15$ と仮定し, 絞りをなしの場合の圧損 ΔP_0 を求める。

流路形状を別図の通り $28.3W \times 50B \times 3000I$ とし、1流路当りの冷却水流量 $W_{ch} = 10/15$ m^3/hr とすれば

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{流 束} \quad v = 0.13 m/s \\ \text{レイノルズ数} \quad Re_c = \frac{d_e \cdot v}{\nu} = 4.68 \times 10^3 \quad \left(\begin{array}{l} d_e = 3.614 \times 10^{-2} m \\ \nu = 1.01 \times 10^{-6} m^2/s \end{array} \right) \\ \text{管摩擦係数} \quad f = 0.316 Re_c^{-1/4} \\ \quad \quad \quad = 3.82 \times 10^{-2} \end{array} \right.$$

$$\text{圧力損失} \quad \Delta P_o = f r l \frac{v^2}{2g} = 0.10 kg/m^2 \quad \left(\begin{array}{l} r = 1000 kg/m^3 \\ l = 3m \end{array} \right)$$

即ち、絞りなしのとき、流路の圧損 ΔP_o は $0.1 mmAq$ である。(但し、出入口損失は無視)
各流路に孔径 $d_{th} = 10\phi$ の絞りオリフィスを設けたとすると、オリフィスの圧損 ΔP_{th} は近似的に

$$\Delta P_{th} = r \frac{v_{th}^2}{2g} \quad (3.23)$$

但し、 v_{th} : オリフィス部の流束で $W_c = 10 m^3/hr$, $d_{th} = 10\phi$ のとき

$$v_{th} = 2.358 m/s$$

従って、 $\Delta P_{th} = 2.84 \times 10^2 kg/m^2 (= 0.0284 kg/cm^2)$

$\Delta P_o \ll \Delta P_{th}$ であるから、流量分配は充分均一化される。

各流路の出入口に 10ϕ オリフィスを設けるとすれば、冷却水流量 $W_c = 10 m^3/hr$ のとき、冷却ユニットの圧損 ΔP_{tot} は

$$\Delta P_{tot} \cong \Delta P_o + 2 \Delta P_{th} = 568 kg/m^2 (= 0.057 kg/cm^2)$$

となる。

3.4.3 冷却ユニットの耐圧強度

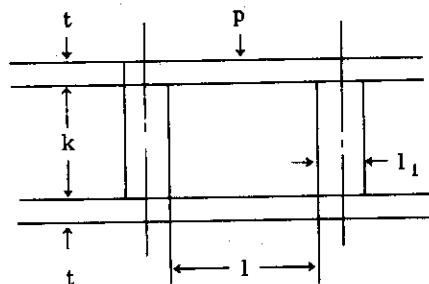


図 3.1 冷却ユニット断面

図 3.1 のように冷却ユニットのスペーサ間隔を l 、板厚 t および外圧 p とすれば板に生ずる最大曲げモーメント M_{max} は

$$M_{\max} = \frac{p l^2}{24} \quad (\text{中央部}) \quad (3.24)$$

最大たわみ δ_{\max} は

$$\delta_{\max} = \frac{p l^4}{384 EI} \quad (3.25)$$

最大曲げ応力 $\sigma_{b \max}$ は

$$\sigma_{b \max} = M_{\max} / z \quad (3.26)$$

但し

$$\left\{ \begin{array}{l} E : \text{ヤング率} \\ \quad (\text{鋼材} : E \approx 2 \times 10^2 \text{ kg/mm}^2) \\ I : \text{断面2次モーメント} \\ \quad (\text{平板} : I = b t^3 / 12) \\ z : \text{断面係数} \\ \quad (\text{平板} : z = b t^2 / 6) \end{array} \right.$$

$p = 50 \text{ kg/cm}^2$, $l = 28.3 \text{ m}$ とすれば (単位長さ当り $\rightarrow b = 1$)

各種の板厚 t に対する最大たわみ δ_{\max} および最大曲げ応力 $\sigma_{b \max}$ は表 3.11 の値となる。

$$\delta = 0.5011 / t^3$$

$$\sigma = 1.001 \times 10^2 / t^2$$

表 3.11 冷却ユニットの板厚(t)とたわみ, 曲げ応力

板厚 t	最大たわみ δ_{\max}	最大曲げ応力 $\sigma_{b \max}$
5	$4.01 \times 10^{-3} \text{ mm}$	4.01 kg/mm^2
4	7.83×10^{-3}	6.26
3	1.86×10^{-3}	11.1

上記, たわみおよび応力より, 余裕を見て, 設計板厚 t は

$$t = 5 \text{ mm}$$

とする。

3.4.4 自重によるたわみ, 応力

冷却ユニットの主要寸法を前記にもとづき

長さ $L = 3000 \text{ mm}$

幅 $B = 300 \text{ mm}$

板厚 $t = 5$

スペーサ幅 $B_s = 50$

スペーサ厚さ $t_s = 5$

板数 $n_s = 16$

とすると, 自重 $G = 214 \text{ kg}$

1 流路当りの自重 $G_c = G / 15 = 14.3 \text{ kg}$

故に1流路当りの自重による荷重 $W (=G_c/l) = \frac{14.3}{3} = 4.76 \text{ kg/m}$ である。

1流路当りの断面2次モーメント I および断面係数 z は

$$I = \frac{(1+l_1)(k+2t)^2 - 1k^3}{12} = 3.046 \times 10^5 \text{ mm}^4$$

$$z = I / [(k+2t)/2] = 1.015 \times 10^4 \text{ mm}^3$$

冷却ユニットの取扱いにおいて、最大たわみが生ずる場合は中央部を吊り上げた状態であり、その場合の力学的取扱いは冷却ユニット全長の $1/2$ を片持梁として支持した場合に相当する。故に、最大たわみ δ_{cm} 、最大モーメント M_{cm} 、最大応力 σ_{cm} は、それぞれ以下の通りとなる。

$$\delta_{cm} = \frac{W(1/2)^4}{8EI} = 4.94 \text{ mm} \quad (E = 2.0 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2)$$

$$M_{cm} = \frac{W(1/2)^2}{2} = 5.355 \times 10^3 \text{ kg-mm}$$

$$\sigma_{cm} = M_{cm}/z = 0.528 \text{ kg/mm}^2$$

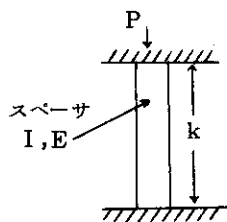
即ち、冷却ユニットの中央部を吊り上げた場合、自重によるたわみは両端で約 5 mm となり、吊り上げ部分の応力は約 0.53 kg/mm^2 となる。但し、冷却ユニット内部の冷却水は入っていないものとする。

3.4.5 スペーサの座屈強度

Eulerの座屈式より

座屈圧力 P は

$$P_E = n\pi^2 \frac{EI}{k^2} \quad (3.27)$$



スペーサが溶接され両端固定と見なせるとき $n = 4$,

$E = 2 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$, $k = 50 \text{ mm}$,

スペーサの単位幅(奥行)当りの断面2次モーメント I は厚さ $t = 5 \text{ mm}$ とすれば

$$I = \frac{1 \times t^3}{12} = 10.42 \text{ mm}^4$$

$$\therefore P_E = 3.29 \times 10^3 \text{ kg/mm}$$

外圧 $p = 50 \text{ ata}$ が作用するときのスペーサ単位長さ当りの圧力は $p = 50 \times 10^{-2} \times 33.3 = 16.7 \text{ kg/mm}$

$P \gg p$ であり、座屈は生じない。

4. 圧力容器

4.1 胴

一般高圧ガス保安規則第10条第4号に基づく、 300 kg/cm^2 以下の高圧ガス設備の胴の肉厚 t はJIS B 8243⁵⁾により、

$$t \geq \frac{p D_i}{200 \sigma_x \eta - 1.2 p} + a \quad (4.1)$$

を満足しなければならない。

ここに、 p ：最高使用圧力 (kg/cm^2)

t ：板厚 (mm)

D_i ：胴の内径 (mm)

σ ：材料の引張強さ

x ：

$$\begin{cases} \text{鋼材では } 1/4, \\ 0.7\sigma < \sigma_y \leq 0.8\sigma \rightarrow \sigma_x = \sigma_y/2.5, \\ 0.8\sigma < \sigma_y \rightarrow \sigma_x = \sigma_y/2.8 \end{cases}$$

σ_y ：降伏応力

η ：胴の継手効率で表4.1による。

a ：腐れしろ $\geq 1 \text{ mm}$

である。

各種鋼材の引張強さ σ 、降伏応力 σ_y および σ_x の値は表4.2に示す通りである。

表 4.2 鋼材の主要特性

鋼材規格	最小引張強さ σ	最小降伏応力 σ_y	σ_x
SPV46	58 kg/mm	46 kg/mm	18.4 kg/mm
SB56M	56	35	14.0
SB49	49	27	12.25

表 4.1 溶接継手の効率 (J I S B 8 2 4 3) (抜すい)

継手の種類	応力除去	余盛の削り方	継 手 効 率		
			100% Xray	20%以上 Xray	Xrayなし
突合せ両側又はこれと同等以上の冬合せ片側溶接	する	充分削る	1.00	0.95	0.80
		軽く削るか削らない	0.95	0.90	0.76
	しない	充分削る	0.95	0.90	0.76
		軽く削る, 削らない	0.91	0.86	0.72
裏当金を使用した突合せ片側溶接	する	軽くか, 削らない	0.90	0.85	0.72
	しない	"	0.85	0.80	0.68
上記以外の突合せ片側溶接	する	"	0.83	0.79	0.67
	しない	"	0.79	0.75	0.64

注) 1) 余盛を「充分削る」とは板と同一平面に刷ること。

2) 上記に示す効率は下記の材料に限る。

- a) SB材または成分および機械的性質がSB材と同等以上の炭素鋼
- b) SUS材(21~24, 37, 38種を除く)またはこれと同等以上の合金鋼
- c) SM材(1種Aを除く)またはこれと同等以上のもの

胴の長手方向継手を突合せ両側溶接, 応力除去なし, 余盛りの仕上げをせず, かつ, 放射線検査を20%以上行くとすれば, 継手効率 $\eta = 0.86$ となり, 各種材料に対する最小胴板厚は表 4.3 に示す値となる。但し, 腐れしろ $a = 2 \text{ mm}$ とする。

表 4.3 鋼材の種類と胴の最小肉厚

容器内径 D_i	鋼材規格	最小板厚 t	重 量*	備 考
1000 ϕ	SPV46	18.10 mm	1339 kg	圧力 50 ata, 両側溶接, 余盛り仕上げなし, 焼鈍なし 放射線検査 20% 以上 腐れしろ 2 mm
	SB56M	23.29	1723	
	SB49	26.43	1955	
1200 ϕ	SPV46	21.32	1893	
	SB56M	27.55	2446	
	SB49	31.32	2781	

* 胴長さ $L = 3000 \text{ mm}$ とした胴のみの重量

表 4.3 に示す最小肉厚を規格寸法より選定すると表 4.4 に示す通りとなる。

表 4.4 圧力容器の胴板厚と重量

容器内径 D_i	鋼材規格	板厚 t	重量* kg	最大許容 圧力 p_{max}	備 考
1000 ϕ	SPV46	19	1406	52.73	圧力 50ata, 両側溶接, 余盛削りなし, 焼鈍なし, 放射線検査 20% 以上 腐れしろ = 2 mm
	SB56M	25	1850	53.90	
	SB49	28	2072	53.12	
1200 ϕ	SPV46	22	1953	51.71	
	SB56M	28	2486	50.85	
	SB49	32	2841	51.14	

* 胴長さ $L = 3000$ と仮定

表 4.4 より, 使用鋼材は容器を軽量化するため, SPV46 が望ましい。(SB49 を使用した場合は, 1000 ϕ , 1200 ϕ のいずれも約 1.5 倍の重量増加を招く。)

4.2 鏡

皿形鏡板を用いるとすれば板厚 t は

$$t \geq \frac{p R W}{200 \sigma_{UTS} x \eta - 0.2 p} + \alpha \quad (4.2)$$

(圧力容器構造規格 労告 11 号昭和 34 年)

ここに

p : 最高使用圧力

R : 鏡中央部の曲率内半径であり $R \leq 1.5 D_i$ (D_i : 胴内径)

$W = \left(\frac{1}{4} (3 + \sqrt{R/r}) \right)$

r : 鏡周辺部の曲率内半径であり, $r \geq 3 t$, and $r \geq 0.06 D_i$

σ_{UTS} : 板材の引張破断応力

x : 材料の σ_{UTS} に対する許容応力の比で, 鋼材では $1/4$

η : 鏡の継手効率 (胴との継手を除く)

α : 腐れしろ ≥ 1 mm

l : 鏡の胴に平行な部分の長さで $l \geq 6$ mm

である。他方, 皿形鏡板の標準寸法は次の通りである。

$$\left. \begin{array}{l} r = 0.1 D_i \\ R = D_i \end{array} \right\} \rightarrow W = 1.541$$

$$l = \begin{cases} 2t & (10 < t \leq 30) \\ 20 & (t \leq 10) \end{cases} \quad (4.3)$$

(4.2) および (4.3) より鏡の主要寸法を求めると表 4.5 の通りとなる。
 但し、圧力 $p = 50 \text{ kg/cm}^2$ ，腐れしろ $\alpha = 2 \text{ mm}$ とする。

表 4.5 鏡の主要諸元の計算例

容器内径 D_i (mm)	鋼材規格	板厚 t (mm)	R (mm)	r (mm)	l (mm)	α (mm)	備 考
1000 ϕ	SPV46	29	1000	100	58	2	継目なし， $\eta = 1$ とする。
	SB56M	30	"	"	60	"	"
	SB49	34	"	"	68	"	"
1200 ϕ	SPV46	34	1200	120	68	2	継目なし， $\eta = 1$
	SB56M	36	"	"	72	"	"
	SB49	40	"	"	80	"	"

上記結果を規格板厚に変更すれば表 2.6 の通りとなる。

表 4.6 鏡の規格板材使用時の主要寸法

容器内径 D_i (mm)	鋼材規格	板厚 t (mm)	R (mm)	r (mm)	l (mm)	α (mm)	重 量 (1 枚当り)
1000 ϕ	SPV46	30	1000	100	60	2	248 kg
	SB56M	30	"	"	60	"	"
	SB49	36	"	"	72	"	330
1200 ϕ	SPV46	36	1200	120	72	2	427
	SB56M	36	"	"	72	"	"
	SB49	40	"	"	80	"	484

4.3 フランジ及びボルト荷重

ボルト荷重 W_{m1} は内圧による荷重 H およびガスケット締付圧力による荷重 H_p の和である。
 すなわち、JIS B 8243, 10.8 節によれば

$$W_{m1} = \frac{\pi G}{400} (Gp + 86m) \quad (4.4)$$

ここに

$$\left\{ \begin{array}{l} W_{m1} : \text{使用状態での最小ボルト荷重 (kg)} \\ G : \text{ガスケットの反力作用円の直径 (mm)} \end{array} \right.$$

- b : ガasket座の有効幅 (mm) であり, Oリングの場合 $W/8$ (W : Oリングの(断面)直径)
- m : ガasket係数であり,
 - 軟質ゴム (ショアデュロメータ 75未満) : $m=0$
 - 硬質ゴム (" 75以上) : $m=0.5$

である。

ガasketの反力作用円 (ニガasket中心円) の径Gを仮に,

$$G = D_i + 60\text{mm}$$

とし,

ガasketは直径 10φ, 硬質ゴム (又は相当品) のOリングを使用するものとすれば, ボルト荷重 W_{m1} は次の通り。

$$\begin{aligned} W_{m1} &= 4.413 \times 10^5 \text{ kg} && (D_i = 1000\phi \text{ のとき}) \\ &= 6.235 \times 10^5 \text{ kg} && (" 1200\phi ") \end{aligned}$$

となる。

4.3.1 ボルトおよびナット

JIS B 8243, 10.15 節によれば作業上取りはずし回数の多い蓋用のボルトは次によらねばならない。

- a) 許容引張応力は表 4.7 による。
- b) ボルト中心円が 450φ 以上のときは M 24 以上のボルトとする。

表 4.7 ボルトの許容応力値 (JIS B 8243より)

ボルト 呼 び	許 容 応 力 (kg/mm ²)	
	SS 36, 41 又は同等以上	SS 50 又は それと同等以上
M 24	5.1	6.5
M 30	5.7	7.3
M 36	6.3	8.1
M 42	6.6	8.5
M 45	6.8	8.7
M 48	7.0	9.0
M 52	7.2	9.2
M 56	7.6	9.7
M 64	8.0	10.3

圧力 50 ata のとき，圧力荷重及びボルトの許容応力より，各種ボルト径に対する最小必要本数は表 4.8 の通り。

表 4.8 最小ボルト本数

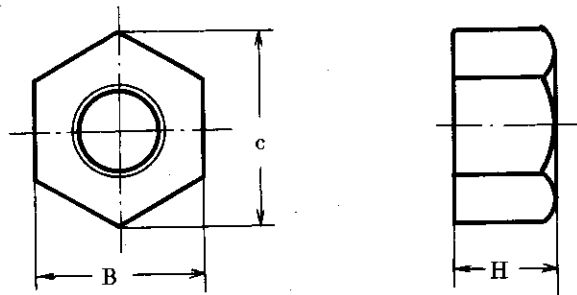
ボルト 呼び	胴内径 D_i (mm)	ボルト材質		備 考
		SS 36, 41	SS 50	
M45	1000φ	50本	40本	ボルト谷径 40.67φ
	1200φ	71	56	
M52	1000φ	35	27	" 47.67φ
	1200φ	49	38	
M56	1000φ	28	22	" 51.67φ
	1200φ	40	31	
M64	1000φ	20	16	" 59.67φ
	1200φ	28	22	

上記結果の約 127% として，設計値は次の通りとする。

ボルト材質 SS 50 又は相当品以上

ボルト本数 28本

ボルト呼び { M56 ($D_i = 1000\phi$ のとき)
 { M64 (" 1200φ ")



M56 { B = 85
 { C = 98.1
 { H = 45

M64 { B = 95
 { C = 110
 { H = 51

図 4.1 ナットの主要寸法

4.3.2 フランジ

a) ボルト中心円

ボルトピッチをナットの(最大径×1.5)とすれば、ボルト中心円の径 D_b は

$$\begin{aligned} D_b &\approx 1140\phi && (\text{胴内径 } 1000\phi) \\ &\approx 1470\phi && (\text{ " } 1200\phi) \end{aligned}$$

従って、フランジの最小径 $D_{f\cdot\min}$ は

$$\begin{aligned} D_{f\min} &< D_b - C && (\text{但し, } C:\text{ナット最大径}) \\ \therefore D_{f\min} &< 1055\phi && (1000\phi \text{ のとき}) \\ &< 1360\phi && (1200\phi \text{ " }) \end{aligned}$$

故に、以上の結果を考慮してフランジ平行部の内径 D_{fi} 、および外径 D_{fo} を次の値とする。

(図4.2参照)

$$\left. \begin{aligned} D_{fi} &= 1100\phi \\ D_{fo} &= 1340\phi \\ D_b &= 1220\phi \end{aligned} \right\} (D_i = 1000\phi \text{ のとき}) \quad \left. \begin{aligned} D_{fi} &= 1320\phi \\ D_{fo} &= 1620\phi \\ D_b &= 1470\phi \end{aligned} \right\} (D_i = 1200\phi \text{ のとき})$$

b) フランジの応力および厚さ

ハブ付き1体形フランジを使用するとすれば各部応力はJIS B 8243により、次の値となる。

ハブの軸方向応力

$$\sigma_H = \frac{fM}{L g_1^2 B} \quad (4.5)$$

フランジの半径方向応力

$$\sigma_R = \frac{(1.33te + 1)M}{Lt^2 B} \quad (4.6)$$

フランジの周方向応力

$$\sigma_T = \frac{YM}{t^2 B} - Z\sigma_R \quad (4.7)$$

- ここに
- f : ハブの応力修正係数
 - L : $(t \cdot e + 1) / T + t^3 / d$
 - e : 1体形するとき F / h_0
 - F : 係数 (B-8243参照)
 - h_0 : $\sqrt{B g_0}$
 - g_0 : ハブ先端厚さ

- g_1 : フランジ背面のハブ厚さ
- T : 係数
- d : 1体形フランジの場合は $\frac{U}{V} h_0 g_0^2$
- U : 係数
- V : 1体形フランジの係数
- Z : 係数
- M : フランジに作用するモーメント = M_0
- A : フランジ外径
- B : " 内径

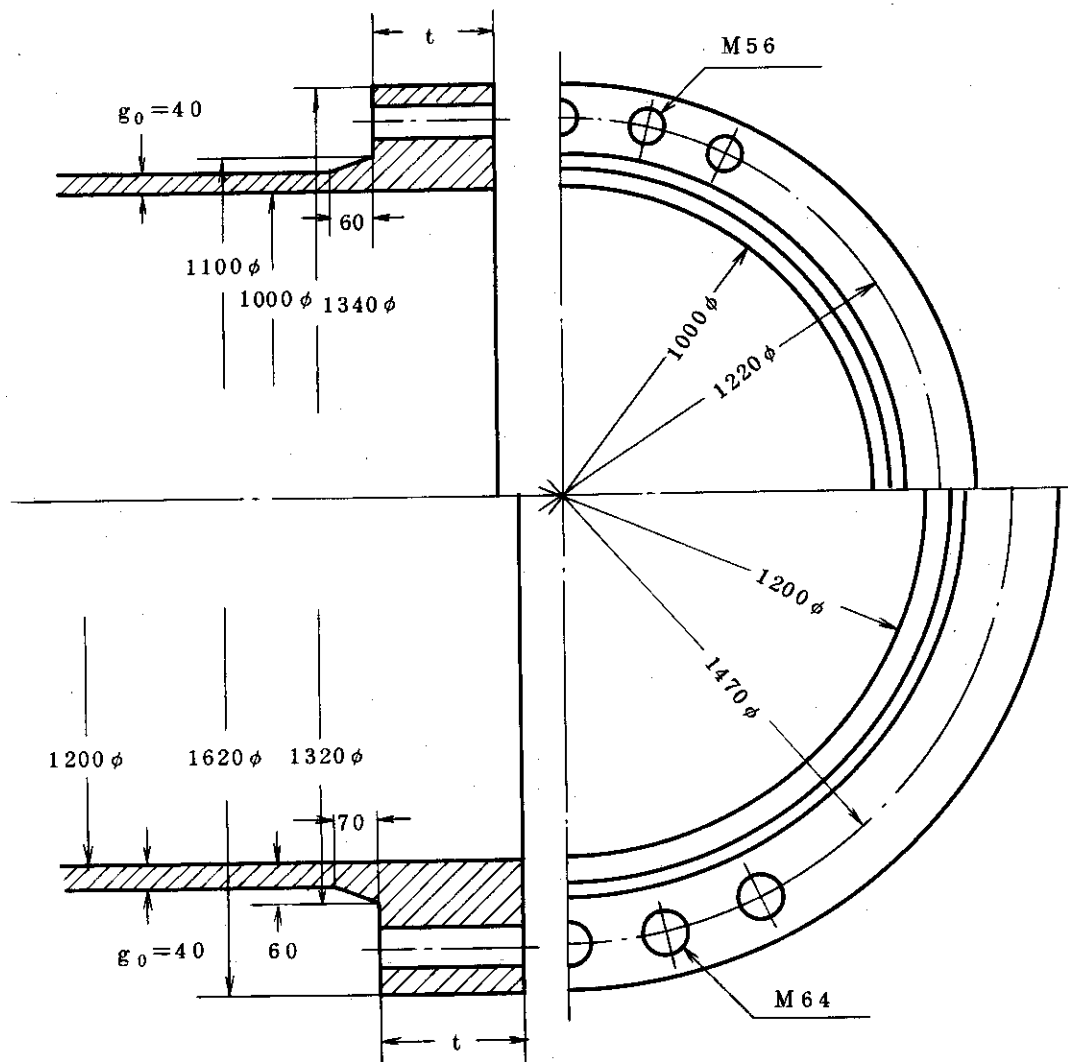


図 4.2 フランジ部主要寸法

$$t = \sqrt{\frac{YM}{\sigma_x B}} + \alpha \quad (\text{フランジ厚さ}) \quad (4.8)$$

σ_x : 材料の許容応力 (kg/mm²) (10kg/mm²とする)

α : 腐れしろ ≥ 1 mm

$$Y = \frac{1}{K-1} \left(0.66845 + 5.71690 \frac{K^2 \log_{10} K}{K^2 - 1} \right)$$

$$K = A/B$$

c) フランジに作用するモーメント M_0

使用状態におけるモーメント M_0

$$M_0 = M_D + M_G + M_T \quad (4.9)$$

ここに M_D : $H_D \times h_D$

M_G : $H_G \times h_G$

M_T : $H_T \times h_T$

であり、 h_D 、 h_G および h_T はモーメントアームでI体形の場合次による。

h_D	h_{GT}	h_T
$R + 0.5 g_1$	$\frac{C-G}{2}$	$\frac{R + g_1 + h_G}{2}$

但し、

$$R = \frac{C-B}{2} - g_1$$

C = ボルト中心円直径 (mm) (= D_b)

B = フランジ内径 (mm) (= D_i)

g_1 = フランジ背面のハブ厚さ

G = ガスケット中心直径 (mm) (B + 60とする。)

である。

フランジの寸法が図 4.2 に示す値のとき、モーメントアームは次の値となる。

胴内径 (mm)	h_D (mm)	h_G (mm)	h_T (mm)
1000 ϕ	85	80	95
1200 ϕ	105	105	120

荷重 H_D , H_G および H_T は次の通り。

$$H_D = \frac{\pi}{4} D_i^2 p = \begin{cases} 3.927 \times 10^5 \text{ kg} & (D_i = 1000 \phi) \\ 5.655 \times 10^5 \text{ kg} & (D_i = 1200 \phi) \end{cases}$$

$$H_G = (\text{ボルト荷重}) - (\text{全内圧荷重}) \rightarrow (2 \sim 4 \text{ 倍した値})$$

$$= W_{m1} - \frac{\pi}{4} G^2 p \cong \begin{cases} 150 \text{ kg} & (D_i = 1000 \phi) \\ 200 \text{ kg} & (D_i = 1200 \phi) \end{cases}$$

$$H_T = \frac{\pi}{4} p (G^2 - D_i^2) = \begin{cases} 4.854 \times 10^4 \text{ kg} & (D_i = 1000 \phi) \\ 5.796 \times 10^4 \text{ kg} & (D_i = 1200 \phi) \end{cases}$$

従って、フランジに作用するモーメント M_0 は

$$M_0 = \begin{cases} 3.800 \times 10^7 \text{ kg mm} & (D_i = 1000 \phi) \\ 6.635 \times 10^7 \text{ kg mm} & (D_i = 1200 \phi) \end{cases}$$

となる。

d) フランジ厚さ

$$K = A/B (= D_{fo}/D_{fi}) = \begin{cases} 1.34 & (D_i = 1000 \phi) \\ 1.35 & (D_i = 1200 \phi) \end{cases}$$

より、(ポアソン比 $1/m = 0.3$ として)

$$Y = \begin{cases} 6.789 & (D_i = 1000 \phi) \\ 6.627 & (D_i = 1200 \phi) \end{cases}$$

故に(4.8)式より、フランジの最小厚さ t は ($\sigma_x = 10 \text{ kg/mm}^2$, $\alpha = 1 \text{ mm}$ として)

$$t = \sqrt{\frac{YM}{\sigma_x D_i}} + \alpha = \begin{cases} 161.6 \text{ mm} & (D_i = 1000 \phi) \\ 192.4 \text{ mm} & (D_i = 1200 \phi) \end{cases}$$

設計厚さ t_d は上記の 1.2 倍として

$$t_d \cong \begin{cases} 195 \text{ mm} & (D_i = 1000 \phi) \\ 230 \text{ mm} & (D_i = 1200 \phi) \end{cases}$$

とする。

e) フランジ重量

設計フランジ厚さ t_d を前記の通り

$$t_d = \begin{cases} 195 \text{ mm} & (D_i = 1000 \phi) \\ 230 \text{ mm} & (D_i = 1200 \phi) \end{cases}$$

とし、図4.2に示す形状とすれば、フランジ1個当りの重量Wは

$$W_f = \begin{cases} 1.028 \times 10^3 \text{ kg} & (\text{ボルト孔なし}) & (D_i = 1000\phi) \\ 9.151 \times 10^2 \text{ kg} & (\text{"あり}) & (\text{"}) \end{cases}$$

$$W_f = \begin{cases} 1.803 \times 10^3 \text{ kg} & (\text{ボルト孔なし}) & (D_i = 1200\phi) \\ 1.630 \times 10^3 \text{ kg} & (\text{"あり}) & (\text{"}) \end{cases}$$

となる。

参考重量(試験容器全重量)

D _i \ 材質	S B 4 9	SPV 4 6
1000φ	5.09 ton	4.19 ton
1200φ	7.78 ton	6.78 ton

(但し、フランジは胴および鏡の材質に無関係で前記重量とした。
(ボルト孔なしのフランジ重量) × 2 + (鏡重量) × 2 + 胴重量)

5. 補 機 類

5.1 充填ガス量および圧縮機

5.1.1 ガス充填量

試験容器容積 $V_v = 4 \text{ m}^3$ とすれば、圧力 $P = 50 \text{ ata}$ に充填するためのガス量 $W \approx 200 \text{ Nm}^3$ となる。(ポンペ29.6本分)

ガスが容積 V_b 45 l, 圧力 P_b 150 ata のポンペで供給され、試験容器の初期圧力が0 ata であり、かつ、ポンペから試験容器へのガスの膨脹(充填)は等温的と見なせるものとすれば充填圧力は次の通りとなる。

a) n本のポンペを一括開放したとき

$$\text{平衡圧力 } p_{n1} = p_b \frac{n \cdot v_b}{(v_v + n v_b)} \quad (5.1)$$

(例)

n(本)	30	31	32	33	34
p_{n1} (ata)	37.85	38.79	39.71	40.61	41.50

とし、図 4.2 に示す形状とすれば、フランジ 1 個当りの重量 W_f は

$$W_f = \begin{cases} 1.028 \times 10^3 \text{ kg} & (\text{ボルト孔なし}) & (D_i = 1000\phi) \\ 9.151 \times 10^2 \text{ kg} & (\text{" あり}) & (\text{"}) \end{cases}$$

$$W_f = \begin{cases} 1.803 \times 10^3 \text{ kg} & (\text{ボルト孔なし}) & (D_i = 1200\phi) \\ 1.630 \times 10^3 \text{ kg} & (\text{" あり}) & (\text{"}) \end{cases}$$

となる。

参考重量 (試験容器全重量)

D_i \ 材質	S B 4 9	SPV 4 6
1000 ϕ	5.09 ton	4.19 ton
1200 ϕ	7.78 ton	6.78 ton

(但し、フランジは胴および鏡の材質に無関係で前記重量とした。
(ボルト孔なしのフランジ重量) \times 2 + (鏡重量) \times 2 + 胴重量)

5. 補 機 類

5.1 充填ガス量および圧縮機

5.1.1 ガス充填量

試験容器容積 $V_v = 4 \text{ m}^3$ とすれば、圧力 $P = 50 \text{ ata}$ に充填するためのガス量 $W \approx 200 \text{ Nm}^3$ となる。(ポンペ 29.6 本分)

ガスが容積 V_b 45 l, 圧力 P_b 150 ata のポンペで供給され、試験容器の初期圧力が 0 ata であり、かつ、ポンペから試験容器へのガスの膨脹 (充填) は等温的と見なせるものとすれば充填圧力は次の通りとなる。

a) n 本のポンペを一括開放したとき

$$\text{平衡圧力 } p_{n1} = p_b \frac{n \cdot v_b}{(v_v + n v_b)} \quad (5.1)$$

(例)

n (本)	30	31	32	33	34
p_{n1} (ata)	37.85	38.79	39.71	40.61	41.50

b) ポンペを1本宛順次開放した場合、n本目のポンペが平衡に達する圧力 p_{n2} (ガスを放出し終ったポンペは閉じるとして)

$$p_{n2} = \frac{p_b v_b}{v_v + v_b} \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{v_v}{v_v + v_b} \right)^{n-1} = \left(\frac{p_b v_b}{v_v + v_b} \right) \cdot \left(\frac{r^n - 1}{r - 1} \right) \quad (5.2)$$

但し、 $r = v_v / (v_v + v_b)$

(例)

n (本)	30	31	32	33	34
p_{n2} (ata)	42.77	43.96	45.14	46.30	47.46

5.1.2 充填用圧縮機流量

体積流量 Q (=一定) のとき、吸入側容積 v_s 、吐出側容積 v_d における時間 τ における吐出側圧力 p_d 、吸入側圧力 p_s は、初期圧力 (吸入、吐出側とも) p_0 のとき、次の関係式となる。

$$\frac{d p_d}{d \tau} = \frac{1}{v_d} Q p_s \quad (5.3)$$

$$-\frac{d p_s}{d \tau} = \frac{1}{v_s} Q p_s \quad (5.4)$$

I. C.

$$\tau = 0 \rightarrow p_s = p_d = p_0$$

(5.4) より

$$p_s = p_0 \exp \left(\frac{-Q \tau}{v_s} \right) \quad (5.5)$$

(5.5) \rightarrow (5.3)

$$p_d = \frac{v_s p_0}{v_d} \left[1 - \exp \left(-\frac{Q}{v_s} \tau \right) \right] + p_0 \quad (5.6)$$

となる。

(5.6) を τ について整理すれば

$$\tau = -\frac{v_s}{Q} \ln \left[1 - \frac{(p_d - p_0) v_d}{p_0 v_s} \right] \quad (5.7)$$

となる。

いま、平衡初期圧力 $p_0 = 37.8$ ata、試験容器を 4000ℓ 、ポンペ本数 30 本 ($45 \ell \times 30$ 本)、圧縮機体積流量 $Q = 1.0 \ell / \text{min}$ とすれば、試験容器に充填する場合および試験容器からポンペに充填する場合の圧力変化はそれぞれ表 5.1 および 5.2 の通りとなる。(図 5.1 参照)

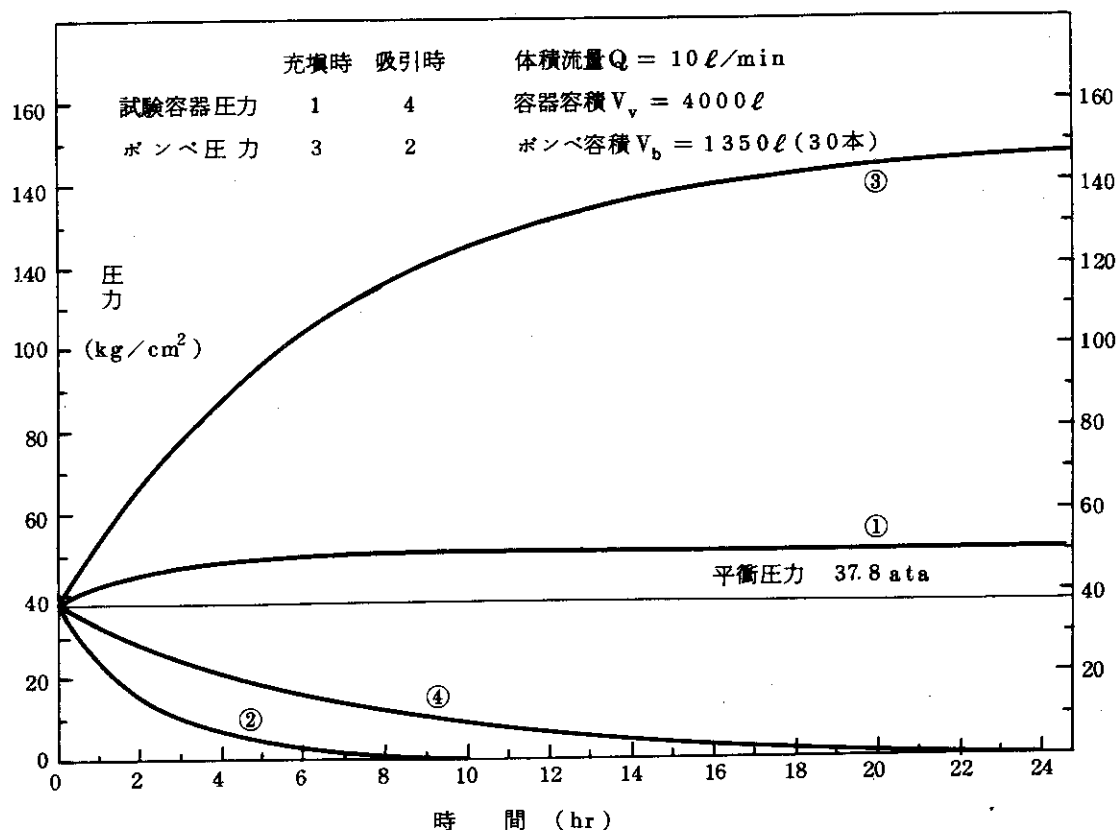


図 5.1 ガス充填用圧縮機の出入口圧力変化

表 5.1 容器に充填する場合の圧力変化 (ポンベ 30 本)

時間 (hr)	0	1	2	5	10	24	48
容器圧力 (ata)	37.8	42.4	45.3	49.2	50.4	50.6	50.6
ポンベ圧力 (ata)	37.8	24.2	15.5	4.1	0.44	(8.8×10^{-4})	(2.05×10^{-8})

表 5.2 ポンベに充填する場合の圧力変化 (ポンベ 30 本)

時間 (hr)	0	1	2	5	10	24	48	72
容器圧力 (ata)	37.8	32.5	28.0	17.9	8.4	1.03	(2.8×10^{-2})	(7.7×10^{-4})
ポンベ圧力 (ata)	37.8	53.4	66.8	96.9	124.8	146.7	149.7	149.8

5.1.3 最大圧縮機動力

単位時間当りの断熱圧縮仕事 L_{ad} は

$$L_{ad} = W \cdot E_{ad} = Q r_s E_{ad} \quad (5.8)$$

であり,

$$E_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{P_s}{r_s} \left\{ \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right\} \quad (5.9)$$

である。故に、 p_s および p_d が (3.5) および (3.6) であるとき、 L_{ad} は

$$L_{ad} = Q \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_o \exp \left(-\frac{Q}{v_s} \tau \right) \left\{ \left[e^{(Q\tau/v_s)} \cdot \left(\frac{v_s}{v_d} + 1 \right) - \frac{v_s}{v_d} \right]^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right\} \quad (5.10)$$

となる。

流体をHeとするとき ($\kappa \approx 1.67$, 20°C) v_s および v_d を 5.1.2 に等しいとし、容器よりポンペに充填する際の L_{ad} は表 5.3 の通りとなる。(図 5.2 参照)

図 5.2 から最大断熱動力 $L_{ad} \approx 74 \text{ kgm/s}$ であり、圧縮機の全断熱効率 $\eta = 0.3$ とすれば、最大軸動力 $L_s = 2.4 \text{ kW}$ となる。

表 5.3 ポンペ充填時の断熱動力

時間 (hr)	容器圧力 (kg/cm ²)	ポンペ圧力 (kg/cm ²)	断熱動力		軸動力 ($\eta=0.3$) (kW)
			(kg·m/s)	(kW)	
0	37.8	37.8	0	0	0
1	32.5	53.4	29.73	0.291	0.970
2	28.0	66.8	48.56	0.476	1.59
5	17.9	96.9	72.03	0.706	2.35
8	11.4	116.1	72.73	0.713	2.38
10	8.43	124.8	68.24	0.669	2.23
15	3.98	138.0	52.05	0.510	1.70
20	1.88	144.2	36.75	0.360	1.20
24	1.03	146.7	27.04	0.265	0.883
30	0.420	148.6	16.63	0.163	0.543
48	28×10^{-2}	149.7	3.541	0.0347	0.116
0.5	35.1	45.9	16.62	0.163	0.543
3.5	22.4	83.6	64.72	0.635	2.12
6	15.4	104.3	73.79	0.723	2.41
7	13.2	110.6	73.84	0.724	2.41
9	9.80	120.8	70.79	0.694	2.31
12.5	5.80	132.6	60.46	0.593	1.98

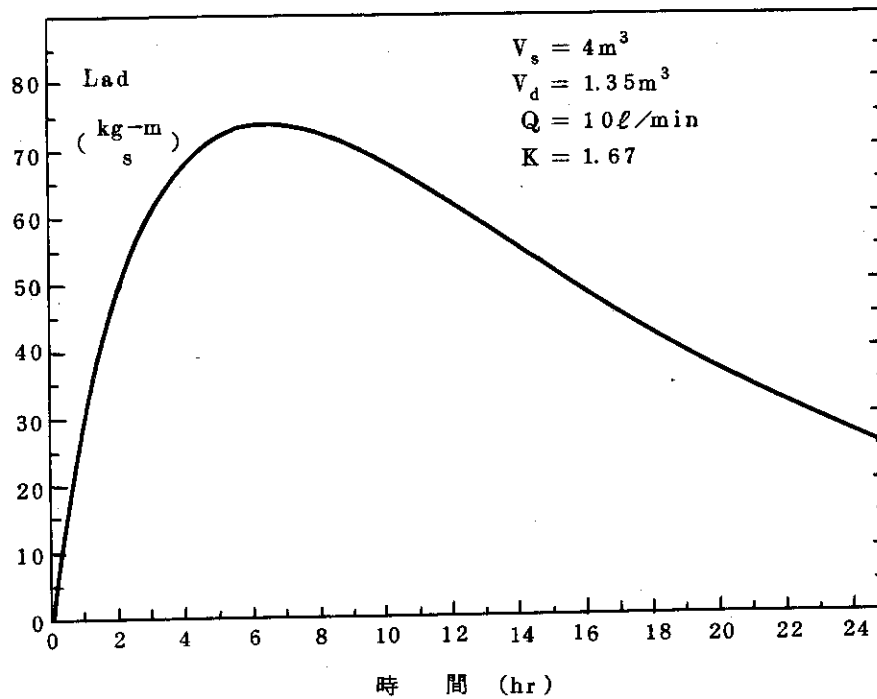


図 5.2 充填圧縮機の断熱動力変化

5.1.4 平均流量

平均流量 W は次式によって与えられる。

$$\begin{aligned}
 W &= \frac{1}{T} \int_0^T W(\tau) d\tau = \frac{Q}{T} \int_0^T r_s(\tau) d\tau = \frac{Q\xi}{T} \int_0^T p_s(\tau) d\tau \\
 &= \frac{p_0 Q\xi}{T} \int_0^T e^{-\frac{Q}{V_s}\tau} d\tau = -\frac{\xi p_0 V_s}{T} \left[e^{-\frac{Q}{V_s}\tau} \right]_0^T \quad (5.11)
 \end{aligned}$$

但し、 $\xi = r_s/p_s$ で He (20℃) にて、 $\xi \approx 0.164 \times 10^{-4} \text{ m}^{-1}$ である。

$T = 24 \text{ hr}$ とすれば (5.11) より試験容器から 30 本のポンペに充填するときの平均流量 W は

$$W = 1.005 \text{ kg/hr}$$

$T = 168 \text{ hr}$ (1 week) とすれば

$$W = 0.1476 \text{ kg/hr} = 19.8 \text{ Nm}^3/\text{day}$$

となる。

逆にポンペ (30 本) より試験容器に充填する場合の平均流量 W は表 5.4 の通り。

表 5.4 ポンベより試験容器への平均充填量

T	W (Nm ³ /day)	W (Nm ³ /day) $\eta_v=0.6$
1 day	46.87	2.8
2	23.44	1.4
3	15.62	9.4
◎ 7	6.696	4.0
10	4.687	2.8

5.1.5 圧縮機型式

以上より圧縮機の主要仕様は次の通りとする。

型 式	復複動式又はダイヤフラム式
最高吐出 圧力	150 kg/cm ²
最高吸入 圧力	40 kg/cm ²
最大軸動力	(0.74/η) kW η : 全断熱効率
排 除 容 量	10 ℓ/min
設計圧力比	≒ 9/1
設計流量	≒ 2.3 kg/H
最大圧力比	150/1

} 動力最大点

5.2 真空ポンプ

排気速度 s, 排気すべき容積 v とするとき, 圧力 p と時間 t の関係は

$$\frac{dp}{dt} = -\frac{s}{v} p \tag{5.12}$$

$$(t = 0 \rightarrow p = p_0)$$

$$\therefore p = p_0 \exp\left(-\frac{st}{v}\right) \tag{5.13}$$

$$t = \frac{v}{s} \ln(p_0/p) \tag{5.13}'$$

即ち, 排気の時定数 T_{vac} は

$$T_{vac} = \frac{V}{s} \tag{5.14}$$

である。

$V = 4000 \ell$, $T_{vac} = 5$ 分 (10 分) とするとき排気速度 S は

$$S = V/T_{\text{vac}} = 800\ell/\text{min} (400\ell/\text{min})$$

となる。

上記より設計排気速度 S_d は

$$S_d = 600\ell/\text{min} \text{ とする。}$$

$p_0 = 1 \text{ ata}$ とすれば $p = 1 \times 10^{-2} \text{ mmHg} (= 1.32 \times 10^{-5} \text{ ata})$ に到達するに要する時間は (5.13) より, 75min となる。

5.3 送風機

本実験装置に使用する送風機は大気圧空気用送風機を耐圧容器内にて使用する。

遠心送風機の一般的特性は回転数 n と次の関係を有する。

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (3.15)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad (r = \text{const の場合}) \quad (3.16)$$

$$\frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad (\quad \quad \quad)$$

5.3.1 高圧ヘリウム中における送風機の計算例1

砂田製作所製 2MB35型 2段式ターボ送風機の 1 ata 20°C 空気に対する主要性能は次の通りである。

$$\text{回転数 } n_{\text{air}} = 6750 \text{ rpm}$$

$$\text{風量 } Q_{\text{air}} = 8 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$\text{揚程 } H_{\text{air}} = 720 \text{ mm Aq}$$

但し, 空気の密度 $\gamma_{\text{air}} = 1.166 \text{ kg/m}^3$, 比熱比 $\kappa_{\text{air}} = 1.40$ とする。

上記送風機を 50 ata, 50°C の He 中で $n_{\text{He}} = 2900 \text{ rpm}$ で使用した場合の性能を概算すると以下の通りとなる。

但し, 50 ata, 50°C における He の密度 γ_{He} および比熱比 κ_{He} は

$$\gamma_{\text{He}} = 1.41 \text{ kg/m}^3$$

$$\kappa_{\text{He}} = 1.66$$

とする。

$$\text{流量 } Q_{\text{He}} = Q_{\text{air}} \frac{n_{\text{He}}}{n_{\text{air}}} = 8 \times \frac{2900}{6750} = 3.44 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$\text{揚程 } H_{\text{He}} = H_{\text{air}} \left(\frac{n_{\text{He}}}{n_{\text{air}}}\right)^2 \cdot \frac{\gamma_{\text{He}}}{\gamma_{\text{air}}} = 845 \text{ mm Aq}$$

上記より断熱仕事 E_{ad} は

$$E_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_s}{\gamma_s} \left\{ \left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right\} \quad (5.18)$$

断熱動力 L_{ad} は

$$L_{ad} = w E_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} Q p_s \left\{ \left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right\} \quad (5.19)$$

ここに w : 質量流量

Q : 体積流量

γ_s : 比重量

p_s, p_d : 吸入および吐出圧力

である。

$$Q = 3.44 \text{ m}^3/\text{min} \quad (= 5.73 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s})$$

$$\kappa = 1.66$$

$$p_s = 50 \text{ kg/cm}^2 \quad (5 \times 10^5 \text{ kg/m}^2)$$

$$p_d = 50.0845 \text{ kg/cm}^2 \quad (5.00845 \text{ kg/m}^2)$$

とすれば (3.19) より

$$L_{ad} = 48.39 \text{ kg} \cdot \text{m/s} = 0.474 \text{ kW}$$

全断熱効率 $\eta = 0.25$ とすれば軸動力 L_s は

$$L_s = L_{ad} / \eta = 1.90 \text{ kW} \quad \text{となる。}$$

以上の結果をまとめると下記の通りとなる。

大気圧空気における性能	}	回転数 $n_{\text{air}} = 6750 \text{ rpm}$
		風量 $Q_{\text{air}} = 8 \text{ m}^3/\text{min}$
		揚程 $H_{\text{air}} = 720 \text{ mm Aq}$
		断熱動力 $L_{ad} = 0.918 \text{ kW}$

50 ata He (50°C) における性能	}	回転数 $n_{\text{He}} = 2900 \text{ rpm}$ (2極直結)
		風量 $Q_{\text{He}} = 3.44 \text{ m}^3/\text{min}$
		揚程 $H_{\text{He}} = 845 \text{ mm Aq}$
		断熱動力 $L_{ad_{\text{He}}} = 0.474 \text{ kW}$

He の温度上昇

入口温度 T_s , 出口温度 T_d のとき, 断熱圧縮においては

$$T_d = T_s \left(\frac{p_d}{p_s} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \quad (5.20)$$

$T_s = 323^\circ\text{K}$ とすれば, (5.20)より, 上記Heの場合は

$$T_d = 323.22^\circ\text{C}$$

すなわち, 断熱圧縮による温度上昇は 0.22°C である。

5.3.2 高圧ヘリウム中における送風機の計算例2

大気圧空気 (15°C , 760mm Hg) を吸入気体とする特性が下記の値を有する送風機 (富士電機製VFC901A) を圧力容器内に格納して使用するものとする。

吸入気体 (空気) 比重量 r'_s	1.23kg/m^3 (断熱指数 $\kappa' = 1.40$)
流 量 Q'	$7.0\text{m}^3/\text{min}$
揚 程 H'	$1.5 \times 10^3\text{kg/m}^2$ ($= 1220\text{m}$)
軸 動 力 L'	11kW
全 効 率 η'	14.85% (電動機効率 90% とすれば 16.5%)
回 転 数 n'	2880rpm (4% slip, 2 pole, 50Hz)
温 度 上 昇 $\Delta t'$	約 70°C

上記送風機の回転数 n を $n'/2$ とし, 吸入気体を $p_s = 50\text{kg/cm}^2$ 50°C のヘリウム (比重量 $r = 7.383\text{kg/m}^3$) とすれば, (3.15) および (3.16) より, 流量 Q および揚程 H は次の通りとなる。

$$Q = Q' \frac{n}{n'} = 3.5\text{m}^3/\text{min}$$

$$H = H' \left(\frac{n}{n'}\right)^2 = 305\text{m} = 2.25 \times 10^3\text{kg/m}^2$$

50kg/cm^2 , 50°C におけるヘリウムの断熱指数 $\kappa = 1.6592$ とすれば断熱動力 W_{ad} は次の通りとなる。

$$W_{ad} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} Q p_s \left\{ \left(\frac{p_d}{p_s}\right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right\} = 1.31 \times 10^2 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}} (= 1.285\text{kW})$$

但し, $p_d = p_s + H = 50.225 \times 10^4\text{kg/m}^2$ である。

送風機の全効率が大気圧空气中で作動する場合と等しいとすれば, 所要軸動力 L は

$$L = W_{ad} / \eta' = 8.65\text{kW}$$

となる。すなわち, 損失動力 $L_1 = L - W_{ad} = 7.365\text{kW}$ ($6.334 \times 10^3\text{kcal/hr}$) である。

上記損失動力によるヘリウムの温度上昇 Δt は

$$\Delta t = \frac{L_1}{Q r C_p} = 3.3^\circ\text{C}$$

である。なお, ヘリウムの断熱圧縮による温度上昇は約 0.58°C であり, 送風機の放熱を無視した場合のヘリウムの温度上昇は合計 3.88°C となる。

以上の結果を整理すれば下記の通りとなる。

気 体	ヘリウム	
吸入圧力	50 kg/cm ² abs	} $r = 7.383 \text{ kg/m}^3$ $\kappa = 1.6592$
吸入温度	50°C	
流量	3.5 m ³ /min (2.465 Nm ³ /s, 430 g/s)	
揚程	2.25 × 10 ³ kg/m ² (305m)	
回転数	1440 rpm (50Hz, 4極)	
所要動力	8.65 kW (断熱動力 1.285 kW)	
予想全効率	14.85%	
ヘリウム温度上昇	3.9°C	

なお、送風機用電動機は圧力 50 kg/cm² のヘリウム中で使用するため、附属冷却ファンの損失が過大となるので(約 6.0倍)同一出力用 2極電動機用のファンと交換することが適当である。

5.4 冷却器

冷却器の設計条件は下記の通りとする。

型式	向流型 2重管式 (内管ヘリウム)
容量 R	20 kW
流体	He/水
流量 Q	3.5 m ³ /min (He), 10 m ³ /hr (水)
温度 t	He : 50°C → 41.0°C 水 : 20°C → 24.91°C
圧力 P	He : 50 ata, 水
対数平均温度差 Δt_{lm}	23.0°C

5.4.1 ヘリウム側の熱伝達

伝熱管を 100A sch 40 ($d_o = 114.3 \phi^{OD}$, $\delta_t = 6 t$, $d_i = 102.3 \phi^{ID}$) とすれば

$$\text{流速 } v_{He} = \frac{4Q_{He}}{\pi d_i^2} = 7.097 \text{ m/s}$$

$$\text{レイノルズ数 } Re_{He} = \frac{v_{He} \cdot d_i}{\nu_{He}} = 2.575 \times 10^5$$

$$(\nu_{He} = 2.82 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \text{ とする})$$

$$\text{ヌセルト数 } Nu_{He} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} = 4.16 \times 10^2$$

$$\text{熱伝達係数 } \alpha_{He} = \frac{Nu_{He} \lambda_{He}}{d_i} = 5.694 \times 10^2 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr } ^\circ\text{C}$$

$$(\text{Pr}_{He} = 0.664, \lambda_{He} = 0.140 \text{ kcal/m hr } ^\circ\text{C} \text{ とする。})$$

5.4.2 水側の熱伝達

外管を125A(SGP) → (139.8φ^{OD}, 4.5 t, 130.8φ^{ID}) とすれば

$$\text{流速 } v_w = \frac{4Q_w}{\pi(D_i^2 - d_o^2)} = 0.875 \text{ m/s}$$

$$\text{レイノルズ数 } Re_w = \frac{v_w(D_i - d_o)}{\nu_w} = 1.80 \times 10^3$$

$$(\nu_w = 0.803 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \text{ とする。})$$

$$\text{ヌセルト数 } Nu_w = 0.023 Re_w^{0.8} Pr_w^{0.4} = 115.6$$

$$(\text{Pr}_w = 5.55, \lambda_w = 0.526 \text{ kcal/mhr}^\circ\text{C})$$

$$\text{熱伝達係数 } a_w = \frac{Nu_w \cdot \lambda_w}{(D_i - d_o)} = 3.686 \times 10^3 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr}^\circ\text{C}$$

5.4.3 熱貫流率Uおよび伝熱面積

伝熱管外径基準の熱貫流率をVとすれば

$$1/U = 1/a_w + \frac{d_o}{d_i \alpha_{He}} + \frac{d_o \ln d_o/d_i}{2\lambda_T} + r$$

但し, λ_T : 伝熱管の伝熱導率 (=46 kcal/mhr[°]C)

r : 汚れ係数 = 2.0×10^{-4} (m² hr[°]C/kcal)

とすれば,

$$U = 3.889 \times 10^2 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr}^\circ\text{C}$$

となる。故に, 伝熱管外径基準の伝熱面積Aは

$$A = R/(U \cdot dt_{lm}) = 1.923 \text{ m}^2$$

伝熱管長さ $L_T = A/\pi d_o = 5.355 \text{ m}$

設計伝熱管長さ $L_d = 6 \text{ m}$ (112%) とする。

5.4.4 応力

内管の円周応力 σ_h は $p = 50 \text{ kg/cm}^2$ とすれば

$$\sigma_h = \frac{d_i p}{2t} = 4.45 \text{ kg/mm}^2 \quad (5.32 \text{ kg/mm}^2)$$

腐りしろ $\alpha = 1 \text{ mm}$ とすれば

$$\sigma_h' = \frac{d_i p}{2(t-\alpha)} = 5.72 \text{ kg/mm}^2 \quad (6.19 \text{ kg/mm}^2)$$

JISB8243 によれば

STPT35の許容応力 $\sigma_a = 8.8$ (継目なし)

STPT38 (溶接管) $\sigma_a = 8.1 \text{ kg/mm}^2$

STB30 $\rightarrow \sigma_a = 7.5 \text{ kg/mm}^2$ (継目なし)

$\sigma_a = 6.4 \text{ kg/mm}^2$ (溶接管)

であり、強度は充分である。

以上をまとめると冷却器の主要諸元は次の通りである。

容 量	20kW ($1.72 \times 10^4 \text{ kcal/hr}$)
ヘリウム流量	$3.5 \text{ m}^3/\text{min}$
冷却水流量	$10 \text{ m}^3/\text{hr}$
ヘリウム入口温度	50℃
冷却水入口温度	20℃
ヘリウム圧力	50 kg/cm^2
対数平均温度差	23.0℃
熱貫流率	$3.89 \times 10^2 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr}^\circ\text{C}$
	(汚れ係数 $r = 0.0002 \text{ m}^2 \text{ hr}^\circ\text{C/kcal}$ として)
伝熱面積	1.22 m^2 (2.59 m^2)
伝熱管寸法	$\left\{ \begin{array}{l} 100A \text{ sch } 40 \times 6000 \text{ mm 内管} \\ 125A \text{ SGP } \times 6000 \text{ mm 外管} \end{array} \right.$

上記伝熱管は設置場所等の都合により、分割するも可とする。

5.5 安全弁

5.5.1 法 規

通産告示(第291号, S50.7.31)第7条, 第2項, 第3号ロ, (i), (ii)によれば, 安全弁又はラブチャディスクの吹出し面積 A (cm^2)は次式による。

$$A = \frac{W}{548K p_1 \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/\kappa} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right\}} \cdot \sqrt{\frac{M}{T}}} \quad (5.21)$$

ここに, κ : 断熱指数

p_1 : 吹出し量決定圧力(圧縮ガスの場合, 許容圧力の1.1倍以下)($\text{kg/cm}^2 \text{ Abs}$)

p_2 : 背圧 ($\text{kg/cm}^2 \text{ Abs}$)

W : 吹出し量 (kg/hr)

圧縮ガスの場合, $W = 0.28V r d^2$ (5.21a) であり,

- v : 導入管内の圧縮ガスの流速 (m/s)
- ρ : 安全弁又はラプチャディスク入口側のガス密度 (kg/m³)
- d : 導入管の内径 (cm)
- T : 吹出し量決定圧力 (許容圧力の 1.1 倍以下) におけるガスの絶対温度 (°K)
- M : ガスの分子量
- K : 吹出し係数, $K = f(L/D)$ で図 5.3 の通り。

但し, 弁座口の径がスロート径の 1.15 倍以上で弁が開いたときの弁座口のガス通路面積がスロート部面積の 1.05 倍以上であり, 且つ弁の入口及び管台のガスの通路面積がスロート部面積の 1.7 倍以上の場合は

$$K = 0.777$$

とする。

- L : 安全弁のリフト
- D : " 弁座径

である。

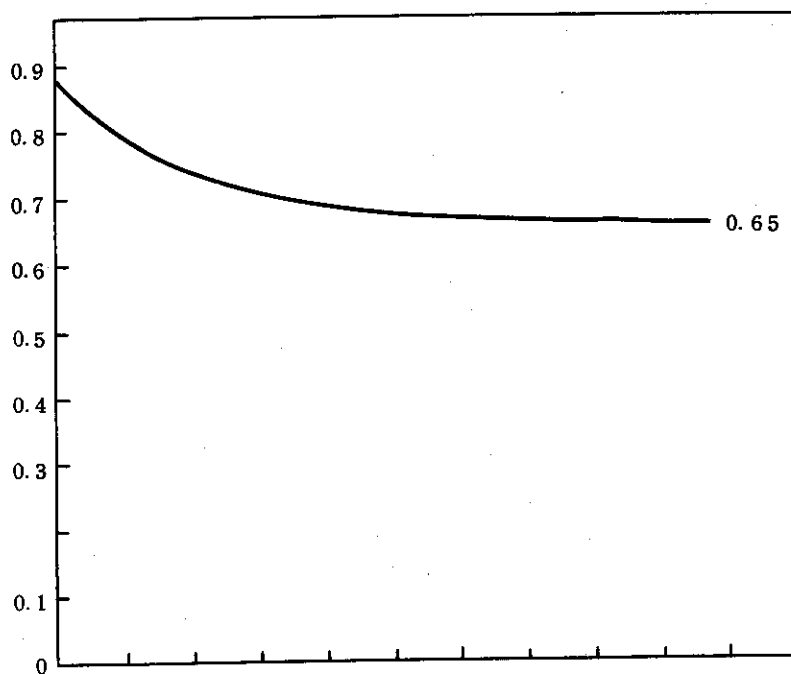


図 5.3 バネ式安全弁の吹出し係数 K

(通産告示第 291 号 (S 50. 7. 31)
第 7 条, 第 2 項, 3 号, ロ, (イ), (ii) より)

5.5.2 充填用圧縮機を基準とする場合

安全弁の設計条件を下記の値として諸元を求める。

流体 : He, Ar, N₂

温度 T : 20°C (293°K)

圧力 p₁ : 55 kg/cm² Abs

	He	Ar	N ₂	CO ₂
密度 (kg/m ³)	8.17	83.2	56.4	
断熱指数 κ	1.66	1.82	1.39	1.287
分子量 M	4	40	28	44

導入管の内径 d : 10φ (1 cmφ)

充填圧縮機の最大流量 Q = 10 l/min とし、管径 d = 10φ とすれば管内流速 V は

$$V = 1.22 \text{ m/s}$$

であり、吹出し量 W は

$$W = 0.28 V r d^2 = \begin{cases} 4.85 \text{ kg/hr (He)} \\ 49.44 \quad \quad \quad \text{(Ar)} \\ 33.5 \quad \quad \quad \quad \quad \text{(N}_2\text{)} \end{cases}$$

となる。

(5.21) において吹出し係数 (流量係数) K の最小な値 0.65 を用いて吹出し面積 A を求めると

$$\begin{aligned} A &= 1.644 \times 10^{-2} \text{ cm}^2 \quad \text{(He)} \\ &= 4.461 \times 10^{-2} \quad \quad \quad \text{"} \quad \text{(Ar)} \\ &= 6.238 \times 10^{-2} \quad \quad \quad \text{"} \quad \text{(N}_2\text{)} \end{aligned}$$

となり、極めて小さい値となる。

5.5.3 ポンペから充填される場合

次に、極端な場合として、圧力容器内の圧力 p = 50 ata のとき、150 ata のポンペからの流入ガス量 W' を求め、その値に対応する安全弁面積を試算する。

いま、ポンペ圧力 p_b (kg/cm²) における気体の比重量 r_b (kg/m²) に対し、容器の圧力 p_v (kg/cm²)、流路面積 F (cm²) を与えたときの流量 W' (kg/hr) は次式で与えられる。

$$W' = F \sqrt{2g \frac{\kappa}{\kappa-1} p_b r_b \left\{ \left(\frac{p_v}{p_b} \right)^{2/\kappa} - \left(\frac{p_v}{p_b} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right\}} \quad (5.23)$$

気体の比重量 r は圧力 p, 温度 T において近似的に

$$r = p \frac{273}{T} \cdot \frac{M}{22.4} = 12.19 \frac{p \cdot M}{T} \quad (5.23)$$

となる。(5.23)を(3.22)に代入すれば

$$W' = 556.4 F p_b \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \frac{M}{T} \left\{ \left(\frac{p_v}{p_b} \right)^{2/\kappa} - \left(\frac{p_v}{p_b} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right\}} \quad (5.24)$$

となる。(5.24)を(5.21)に比較すれば、(5.21)は(5.24)の0.9849倍、すなわち、流量係数を0.9849としたものに相当する。

(5.24)より、 $p_v = 50 \text{ kg/cm}^2$ 、 $p_b = 150 \text{ kg/cm}^2$ とすれば、充填管径 d と W' の関係は表 5.5 に示す値となる。

表 5.5 ポンベから試験容器への流入量

($p_b = 150 \text{ kg/cm}^2$ 、 $p_v = 50 \text{ kg/cm}^2$ 、充填管路の最小直径を d とする。)

管径 d (cm)	流路面積 F (cm^2)	流入流量 W' (kg/hr)			
		He	Ar	N_2	CO_2
0.3	0.07069	3.356×10^2	1.110×10^3	8.045×10^2	9.611×10^2
0.4	0.1257	5.967	1.973	1.430×10^3	1.709×10^3
0.5	0.1963	9.318	3.082	2.235	2.669
0.6	0.2827	1.342×10^3	4.438	3.218	3.844
0.8	0.5027	2.386	7.892	5.722	6.835
1.0	0.7854	3.728	1.233×10^4	8.939	1.068×10^4
2.0	3.142	1.491×10^4	4.932	3.576×10^4	4.272

注) 上記の値は充填管路の圧損、縮流等を見逃した値であり、実際の流量は上記の値より相当低下することにご注意。

表 5.5 に示したポンベから試験容器への流入ガス流量 W' を用いて式 (5.21) より安全弁の吹出し面積 A を求めると表 5.6 に示す値となる。但し、安全弁の吹出し係数 K は最も安全側をとって $K = 0.65$ とする。

表 5.6 ポンベから流入時の安全弁面積

(ポンベ圧力: 150 kg/cm^2 、容器圧力: 50 kg/cm^2 、吹出し係数 K : 0.65)

充填管径 (mm)	充填流路面積 (mm^2)	安全弁吹出し面積 A (cm^2)			
		He	Ar	N_2	CO_2
3φ	7.069	1.137	1.002	1.498	1.711
4	12.57	2.022	1.748	2.663	2.924
5	19.63	3.158	2.781	4.162	4.751
◎ 6	28.27	4.548	4.004	5.988	6.843
8	50.27	8.086	7.121	10.65	12.17
10	78.54	12.63	11.13	16.64	19.01
20	314.2	50.53	44.50	66.59	76.05

5.5.4 安全弁口径

表 5.6 より, 充填管内径又は充填管路に設ける弁の有効径を 4ϕ とすれば, 安全弁の所要吹出し面積 A は

$$A \geq 2.924 \text{ cm}^2$$

である。

通常使用される高揚程型安全弁の呼び径と吹出し面積の関係は下記の値付近である。

呼び径 50A → 4.6 cm^2 , 65A → 7.4 cm^2

40A → 2.7 cm^2

80A → 10.2 cm^2

100A → 15.8 cm^2

以上より, 試験容器用安全弁は

充填管径 $6\phi^{\text{ID}}$ → 65A 以上

$8\phi^{\text{ID}}$ → 100A 以上

$4\phi^{\text{ID}}$ → 50A

とする。

なお, ポンペ用高圧ヘッドに設ける安全弁は 3.5.2 に示す吹出し面積以上でよいので, 市販の最も小型の安全弁で充分である。

ラブチャディスクを設けるものとすれば, 前記通産告示によるラブチャディスクの最小吹出し係数 K は 0.67 であり, 表 5.6 に示す吹出し面積で充分である。すなわち, ラブチャディスクに関する吹出し面積は安全弁に関する数値と同一に扱って充分安全側となる。

5.6 配管系

5.6.1 強度および肉厚

JIS B 8243 に規定する鋼管および鋼管の常温における許容応力は次の通りである。

a) 鋼管の許容応力

JIS B 8243, 5.2 節より常温における鋼材の許容応力 σ_a は引張強さ σ_{UTS} の $1/4$ である。主要鋼管の σ_{UTS} および σ_a は次の値となる。但し, ミルシートがない場合 $\sigma_{\text{UTS}} = 36 \text{ kg/mm}^2$ とする。

表 5.7 鋼材の $\sigma_{\text{UTS}}, \sigma_a$

材	質	σ_{UTS}	σ_a
圧力配管用炭素鋼鋼管	STPG 38	38 kg/mm^2	9.5 kg/mm^2
"	" 42	42	10.5
高圧配管用	S T S 35	35	8.75
"	" 38	38	9.5
"	" 42	42	10.5
高温配管用	STPT 38	38	9.5
"	" 42	42	10.5

b) 銅管の許容応力

JISB8243 に定める継目無銅管1種および脱酸銅管1種の常温での許容応力 σ_a は

$$\sigma_a \approx 4.7 \text{ kg/mm}^2$$

である。

c) 肉 厚

最小肉厚 t_{\min} は JISB8243 より

$$t_{\min} \geq \frac{p D_o}{200 \sigma_{\text{UTS}} \times \eta + 0.8} + \alpha \quad (5.25)$$

ここに D_o : 管外径 (mm)

$\sigma_{\text{UTS}} \cdot x$: 許容応力 (kg/mm^2)

η : 継手効率 (継目なしでは $\eta = 1$)

α : 腐れしろ, 鋼材では 1 mm 以上, 耐食材料では 0

従って, 鋼管の外径および σ_{UTS} に応じて, 最小肉厚は下記の値となる。

表 5.8 $p = 50 \text{ kg/cm}^2$ の場合の鋼管の最小肉厚 ($\alpha = 1 \text{ mm}$ とする)

呼び径	外 径	σ_{UTS}			
		35	36	38	42
6A	10.5 ϕ	1.3 mm	1.3 mm	1.3 mm	1.3 mm
8A	13.8	1.4	1.4	1.4	1.4
10A	17.3	1.5	1.5	1.5	1.5
15A	21.7	1.7	1.6	1.6	1.6
20A	27.2	1.8	1.8	1.8	1.7
25A	34.0	2.0	2.0	1.9	1.8
40A	48.6	2.4	2.4	2.3	2.2
50A	60.5	2.8	2.7	2.6	2.5
65A	76.3	3.2	3.2	3.0	2.8
80A	89.1	3.6	3.5	3.4	3.2
100A	114.3				
125A	139.8				
150A	165.2				
200A	216.3				

表 5.9 $p=150 \text{ kg/cm}^2$ に対する鋼管の最小肉厚 ($\alpha=1 \text{ mm}$ とする。)

呼び径	外 径	σ_{UTS}			
		35	36	38	42
6 A	10.5	1.9 mm	1.9 mm	1.9 mm	1.8 mm
8 A	13.8	2.2	2.2	2.1	2.0
10 A	17.3	2.5	2.5	2.4	2.3
15 A	21.7	2.9	2.8	2.7	2.6
20 A	27.2	3.4	3.3	3.2	3.0
25 A	34.0	3.9	3.9	3.7	3.5

表 5.10 $p=150 \text{ kg/cm}^2$ および 50 kg/cm^2 に対する継目なし鋼管 (第 1 種) の最小肉厚 ($\sigma_s=4.7 \text{ kg/mm}^2$, $\alpha=0$ とする)

外 径 (mm ϕ)	圧 力 (kg/cm ²)	
	150	50
5	0.80	0.27
6	0.96	0.32
6.35	1.01	0.34
8	1.28	0.43
9.52	1.52	0.51
10	1.59	0.53
12	1.91	0.64
12.7	2.02	0.68
14	2.23	0.75
15	2.39	0.78

d) 配管の設計肉厚

表 5.8 より, 50 kg/cm^2 系統の鋼管は JIS 規格 (G3454-1968) より, スケジュール 20 で充分強度は保たれるが, 市場入手の点より, スケジュール 40 を用いる。

また, 圧力 150 kg/cm^2 系統ではスケジュール 40 でほぼ強度は保たれるが, 余裕を見て, スケジュール 80 を使用する。

銅管については表 5.10 の値を満足するよう次表の規格品より選定する。

表 5.11 銅管の規格寸法 (継目なし第1種)

外 径	肉 厚 (mm)
5 φ	0.5, 0.6, 0.8, 1.0
6	0.6, 0.8, 1.0, 1.2
6.35	0.6, 0.76, 0.8, 1.0, 1.2, 1.24
8	0.6, 0.8, 1.0, 1.2
9.52	0.8, 1.0, 1.2, 1.24
10	0.8, 1.0, 1.2, 1.4
12	0.8, 1.0, 1.2, 1.4, 1.6, 1.8
12.7	0.8, 1.0, 1.2, 1.24, 1.4, 1.6, 1.65, 1.8
14	0.8, 1.0, 1.2, 1.4, 1.6, 1.8, 2.0, 2.3
15	0.8, 1.0, 1.2, 1.4, 1.5, 1.6, 1.8, 2.0, 2.3

5.6.2 流量および圧損

(1) 循環系配管

5.3 節より、循環系配管における主要設計パラメータを次の通りとする。

流 体	ヘリウム	
流 量	3.5 m ³ /min	
圧 力	50 kg/cm ²	} $\gamma = 7.41 \text{ kg/m}^3$
温 度	50 °C	

また、循環流路を構成する主要経路は次の通りとする。

配 管	200A ($d_i = 199.9 \phi$) × 30m (sch 40)
直 角 ベ ン ド	8 個
拡 大 又 は 縮 小 部	4 ケ 所
◎ 弁 (ゲート弁)	2 個

a) 配 管

平均流速 $v_m = 1.86 \text{ m/s}$

レイノルズ数 $Re = \frac{v_m \cdot d_i}{\nu} = 1.318 \times 10^5$ ($\nu = 2.82 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$)

管摩擦係数 $f = 0.3164 Re^{-1/4} = 1.66 \times 10^{-2}$

圧力損失 $\Delta p_p = f r \frac{1}{d_i} \frac{v_m^2}{2g} = 3.26 \text{ kg/m}^2$ (mm Aq)

上記の圧力損失 Δp と配管径 d_i との関係を流量一定の場合について整理すると

$$\Delta p \propto d_i^{-4.75}$$

となる。

更に、比例係数を 50 ata He の場合について整理すれば

$$\Delta p = 9.21 \times 10^9 d_i^{-4.75} \quad (\text{mm Aq/m}) \quad (5.26)$$

(He 温度 50°C の場合)

$$\Delta p = 1.35 \times 10^{10} d_i^{-4.75} \quad (\text{mm Aq/m}) \quad (5.27)$$

(He 温度 20°C の場合)

となり。配管径 d_i が圧力損失に与える影響は極めて大である。図 5.4 は配管 30 m 当りの圧損 Δp と管内径 d_i の関係を示す。

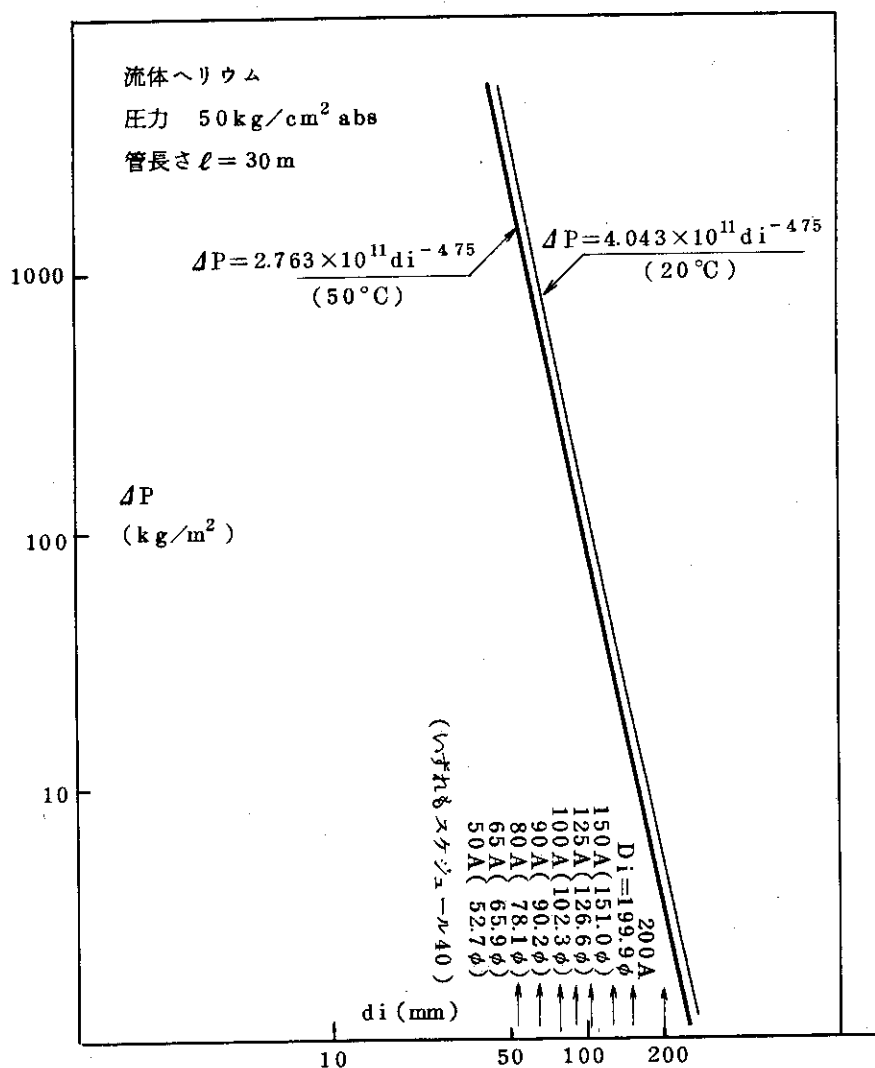


図 5.4 管径と圧損の関係

b) 直角ベンド (エルボ)

JIS ロングエルボを使用するとすればエルボ中心曲率半径 R と管外径 D_0 の関係は

$$R = (1.3 \sim 1.4) D_0 \quad (5.28)$$

である。

90°エルボの圧損係数 ζ の実験式は*)

$$\zeta = 0.131 + 0.1632 (D_1/R)^{3.5} \quad (5.29)$$

200A sch 40 では $D_0/D_1 \approx 1.08$ 故に, (5.28), (5.29) より

$$\zeta = 0.131 + 0.1632 (1.407)^{3.5} \approx 0.67$$

となる。

故にエルボ 1 個当りの圧損 $4p_e$ は

$$4p_e = \zeta r \frac{v_m^2}{2g} = 8.76 \times 10^{-1} \text{ mm Aq}$$

となる。

c) 拡大縮小部

拡大比が充分大きいとすれば, 全速度ヘッドが損失になると考えて良いから, $\zeta = 1$ となる。従って, 1 個当りの圧損 $4p_T$

$$4p_T = r \frac{v_m^2}{2g} = 1.31 \text{ mm Aq}$$

となる。

d) 弁

弁の圧損係数 ζ_v は弁型式によって, 著しい差があり

$$\zeta_v \approx 3.9^*) \quad (\text{玉型弁, フランジ接続型})$$

$$\zeta_v \approx 0.1^*) \sim 0.17^{**}) \quad (\text{ゲート弁})$$

である。

故に, 圧損 $4p_v$ は

$$4p_v = \zeta_v \frac{r v_m^2}{2g} = \begin{cases} 5.1 \text{ mm Aq} & (\text{玉形弁}) \\ 0.13 \sim 0.22 \text{ mm Aq} & (\text{ゲート弁}) \end{cases}$$

となる。但し, 弁座径は管内径に等しいと仮定する。

e) 循環系の全圧力損失

循環系の条件を最初に挙げた条件とすれば系の全圧力損失 $4p_0$ は

*) 機械工学便覧 8-19

***) Perry, Chem. Eng. Hand Book 5-36 (5th Ed)

$$\begin{aligned} \Delta p_0 &= \Delta p_p + 8 \Delta p_e + 4 \Delta p_T + 2 \Delta p_v = 26 \text{ mm} \quad (\text{玉形弁のとき}) \\ &= 16 \text{ mm} \quad (\text{ゲート弁 "}) \end{aligned}$$

となる。

即ち、ヘリウム圧力 50 ata, 温度 50°C, 流量 3.5 m³/min において,

直角エルボ 8 個

拡大または縮小部 4 ケ所

弁 2 個

配管 (200A, sch 40) 30m

のとき, 系の全圧損 Δp_0 は

玉形弁使用のとき $\Delta p_0 \approx 26 \text{ mm Aq}$

ゲート弁 " $\approx 16 \text{ mm Aq}$

と見做される。

上記の全圧損が 5.6.2 a) に述べたように管内径 D_1 の 4.75 乗に比例するとすれば, 各種配管係に対して表 5.12 に示す値となる。

表 5.12 圧損と配管径の関係

配管		全圧力損失	
呼び	内径	ゲート弁	玉形弁
200A (sch40)	199.9 ϕ	16 mm Aq	26 mm Aq
150A "	151.0	60	101
125A "	126.6	140	225
100A "	102.3	384	619
90A "	90.2	699	1126
80A "	78.1	1385	2233
65A "	65.9	3104	5003
50A "	52.7	8974	1.447 $\times 10^4$

但し, $p=50 \text{ ata}$, $t=50^\circ\text{C}$, ヘリウム, 流量 3.5 m³/min とする。

表 5.4 より, 5.3 に示した送風機 ($H=845 \text{ mm Aq}$) を用いる場合, 配管径 (弁を含む) は少なくとも, 90A (ゲート弁) 又は 100A (玉形弁) 以上でなければならない。

更に, 試験部内における各種損失を考慮すれば配管径は 150A 以上が望ましい。

5.7 試験容器支持装置

5.7.1 設計荷重および地震力

試験容器支持装置にかかる総重量に占める主要なものとしては

- フランジを含む容器
- 加熱ユニット, 冷却ユニットおよび断熱材 (冷却を含む) より成る試験部

- c) 高圧充填ガス
d) 支持ピン, 配管用ノズル等

である。これらの値は以下の通りとする。

- a) 容器重量 W_v

5.3 節において求めた容器重量として下記の値とする。

$$\begin{aligned} D_i = 1000\phi \text{ のとき} & \quad W_v = 5.1 \text{ ton} \\ D_i = 1200\phi \text{ のとき} & \quad W_v = 7.8 \text{ ton} \end{aligned}$$

- b) 試験部重量 W_{TS}

設計数値より概算すれば次の値となる。

$$\left. \begin{array}{ll} \text{冷却ユニット (水を含む)} & 0.3 \text{ ton} \\ \text{加熱ユニット} & 0.5 \text{ ton} \\ \text{断熱材} & 0.2 \text{ ton} \end{array} \right\} W_{TS} = 1.0 \text{ ton}$$

- c) 高圧ガス重量 W_G

ガスの比重量 r は最大の値となる炭酸ガスの 55 kg/cm^3 , 0°C の値とすれば, $r \cong 1.08 \times 10^2 \text{ kg/m}^3$ として, 容器の長さを 4 m とすれば

$$\begin{aligned} D_i = 1000\phi \text{ のとき,} & \quad W_G = 0.34 \text{ ton} \\ D_i = 1200\phi \text{ のとき,} & \quad W_G = 0.49 \text{ ton} \end{aligned}$$

となる。

- d) その他の重量 W_{ac}

種々の附属品の重量は不明であるが

$$W_{ac} = 0.3 \text{ ton} \text{ とする。}$$

以上を合計すれば総重量 W_T は

$$\begin{aligned} D_i = 1000\phi \text{ のとき} & \quad W_T = 6.74 \text{ ton} \\ D_i = 1200\phi \text{ のとき} & \quad W_T = 9.59 \text{ ton} \end{aligned}$$

設計荷重 W_d は上記の 150% として, 下記の値とする。

$$\left\{ \begin{array}{ll} W_d = 10.1 \text{ ton} & (D_i = 1000\phi) \\ W_d = 14.4 \text{ ton} & (D_i = 1200\phi) \end{array} \right.$$

更に, 地震による加速度 α_{eq} を水平方向, 垂直方向ともに,

$$\alpha_{eq} = 0.2 \text{ g (196 gal)}$$

とすれば, 支持部の最大設計荷重 W_{max} は

$$W_{max} = W_d (g + \alpha_{aq}) / g = \left\{ \begin{array}{ll} 12.1 \text{ ton} & (D_i = 1000\phi \text{ のとき}) \\ 17.3 \text{ ton} & (D_i = 1200\phi \text{ のとき}) \end{array} \right.$$

となる。

5.7.2 荷重によるモーメント及びピン径

5.7.1にて求めた荷重を容器胴に設ける2本のピンによって支持するとすれば、ピン1本当りの最大荷重 $W_{pin} = W_{max}/2$ 、すなわち、

$$D_i = 1000\phi \text{ のとき, } W_{pin} = 6.05 \text{ ton}$$

$$D_i = 1200\phi \text{ のとき, } W_{pin} = 8.65 \text{ ton}$$

ピンのモーメントアーム $h_{pin} = 50\text{mm}$ とすれば、ピンに作用するモーメント M_{pin} は

$$M_{pin} = h_{pin} \cdot W_{pin} = \begin{cases} 302.5 \text{ kg-m} & (D_i = 1000\phi) \\ 432.5 \text{ kg-m} & (D_i = 1200\phi) \end{cases}$$

となる。

ピンに生ずる曲げ応力 σ_b は

$$\sigma_b = M_{pin}/Z_{pin} = 32M_{pin}/\pi d_{pin}^3$$

許容応力 $\sigma_a = 8 \text{ kg/mm}^2$ とすればピン直径 d_{pin} は

$$d_{pin} = \left[\frac{32M_{pin}}{\pi \sigma_a} \right]^{1/3} = \begin{cases} 72.8\phi & (D_i = 1000\phi \text{ のとき}) \\ 82.0\phi & (D_i = 1200\phi \text{ のとき}) \end{cases}$$

となる。

設計ピン径は上記値が十分な安全性を含んだ値であるから、若干の余裕を加えて、

$$D_i = 1000\phi \text{ のとき } d_{pin} = 74\phi$$

$$D_i = 1200\phi \text{ のとき } d_{pin} = 83\phi$$

とする。

なお、前記のピン径の場合、ピンの剪断応力 σ_s は

$$\sigma_s = 1.41 \text{ kg/mm}^2 \quad (D_i = 1000\phi)$$

$$= 1.60 \text{ kg/mm}^2 \quad (D_i = 1200\phi)$$

となり、充分小さい。

5.7.3 胴の応力

ピン取付部胴に生ずる応力を ASME の方法⁶⁾によって求める。

(1) 応力計算のパラメータ

胴とピン(またはノズル)の接続部を図 5.5 に示す形状とし、計算に必要なパラメータ r および β を求めると次の通りとなる。

$$r = R_m/T = 51.0 \quad (D_i = 1000\phi, 1200\phi \text{ とともに})$$

$$\beta = 0.875 r_0/R_m = 0.2145 \quad (\quad \quad \quad)$$

但し、胴板厚 T は最も弱い(薄い)場合を想定し、胴内径 $D_i = 1000\phi$ のとき $T = 20$ 、 $D_i = 1200\phi$ $T = 24$ とし、ノズルの胴との接続部外径 r_0 は

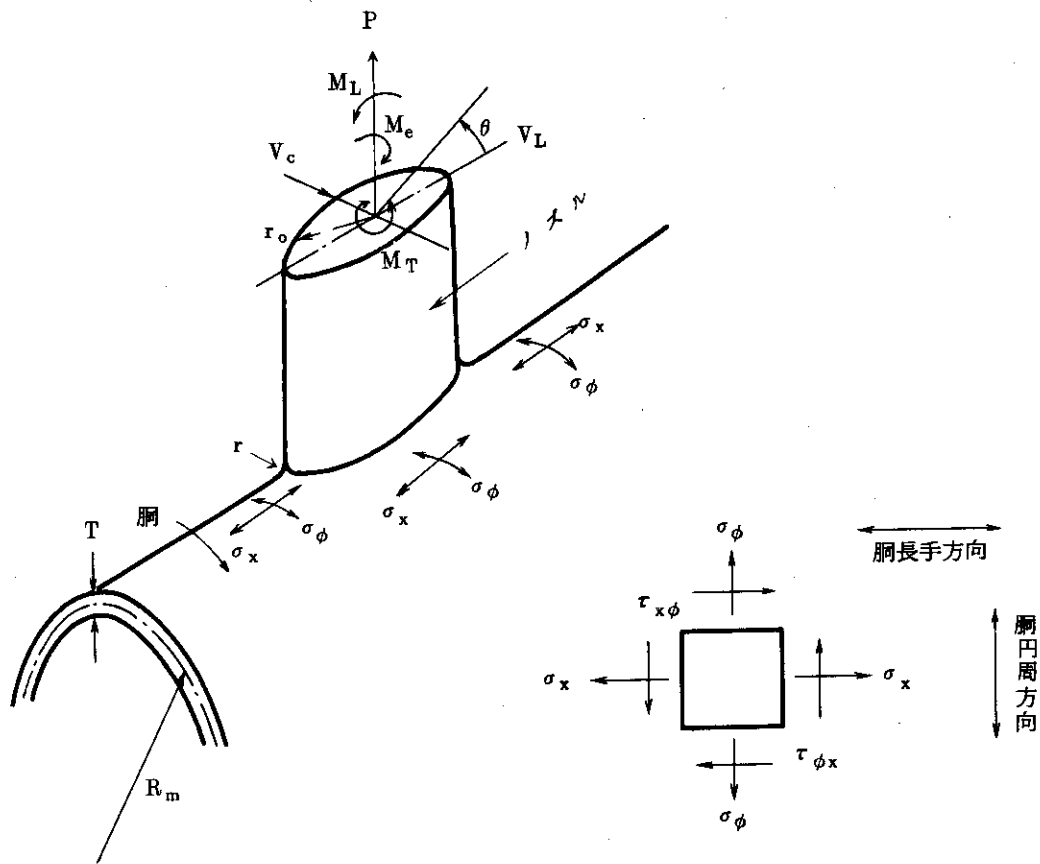


図 5.5 胴とノズル接続部の荷重，モーメントおよび応力

$D_i = 1000\phi$ のとき $r_o = 250\phi$
 $D_i = 1200\phi$ のとき $r_o = 300\phi$

と仮定する。

(2) 応力集中係数

図 5.5 において，ノズルと胴の接続部の曲率半径 r と胴板厚 T の比

$$r/T = 1$$

と仮定すれば，ノズルに外力が作用するときの胴の膜応力集中係数 K_n は資料⁶⁾ Fig B-2 より

$$K_n = 1.55$$

曲げに対する応力集中係数 K_b は同じく，

$$K_b = 1.30$$

となる。

(3) ノズル (ピン) に作用する外力

胴が垂直の場合，ピンに作用する外力は 5.7.2 に示す通りである。胴を水平にした場合，外

力の大きさは 1/2 以下となることが予想されるが、安全のため、垂直の場合と同じとすれば
 図 5.5 に示す荷重、あるいはモーメントは次の値となる。

$$M_L = M_c = M_{pin} = \begin{cases} 302.5 \text{ kg-m} & (D_i = 1000\phi \text{ のとき}) \\ 432.5 \text{ kg-m} & (D_i = 1200\phi \text{ のとき}) \end{cases}$$

$$V_L = V_c = W_{pin} = \begin{cases} 6.05 \times 10^3 \text{ kg} & (D_i = 1000\phi) \\ 8.65 \times 10^3 \text{ kg} & (D_i = 1200\phi) \end{cases}$$

$$M_T = 0$$

$$p = 0$$

$$O = 0$$

$$R_m = \begin{cases} 1020\phi & (D_i = 1000\phi) \\ 1224\phi & (D_i = 1200\phi) \end{cases}$$

$$T = \begin{cases} 20 & (D_i = 1000\phi) \\ 24 & (D_i = 1200\phi) \end{cases}$$

$$r_o = \begin{cases} 250 & (D_i = 1000\phi) \\ 300 & (D_i = 1200\phi) \end{cases}$$

(4) 円周方向モーメントによる応力

a) 円周方向応力 σ_ϕ

- β , r の値を用いて Fig. 3A より無次元膜荷重 $N_\phi / (M_c / R_m^2 \beta) \cong 2.1$
- Fig. 1A より、無次元曲げモーメント $M_\phi / (M_c / R_m) = 0.07$

○ 円周方向膜応力 $\frac{N_\phi}{T} = \left[\frac{N_\phi}{(M_c / R_m^2 \beta)} \right] \cdot \left[\frac{M_c}{R_m^2 \beta T} \right]$

$$= [2.1] \left[\frac{302.5 \times 10^3}{(1020)^2 \times 0.2145 \times 20} \right] = 0.1423 \text{ kg/mm}^2 \quad (D_i = 1000\phi)$$

$$= [2.1] \left[\frac{432.5 \times 10^3}{(1224)^2 \times 0.2145 \times 24} \right] = 0.1178 \text{ kg/mm}^2 \quad (D_i = 1200\phi)$$

○ 円周方向曲げ応力 $6M_\phi / T^2 = \left[\frac{M_\phi}{M_c / (R_m \beta)} \right] \left[\frac{6M_c}{R_m T^2 \beta} \right]$

$$\left\{ \begin{aligned} &= [0.07] \left[\frac{6 \times 302.5 \times 10^3}{1020 \times (20)^2 \times 0.2145} \right] = 1.452 \text{ kg/mm}^2 \quad (D_i = 1000\phi) \\ &= [0.07] \left[\frac{6 \times 432.5 \times 10^3}{1224 \times (24)^2 \times 0.2145} \right] = 1.201 \text{ kg/mm}^2 \quad (D_i = 1200\phi) \end{aligned} \right.$$

○ 円周方向(膜)応力 σ_ϕ

$$\sigma_\phi = K_n \frac{N_\phi}{T} \pm K_b \frac{6 M_\phi}{T^2}$$

$$\left\{ \begin{aligned} &= (1.55 \times 0.1423) \pm (1.30 \times 1.452) = \begin{cases} 2.108 \text{ kg/mm}^2 & (D_i = 1000\phi) \\ -1.667 \text{ kg/mm}^2 & \end{cases} \\ &= (1.55 \times 0.1178) \pm (1.30 \times 1.201) = \begin{cases} 1.743 \text{ kg/mm}^2 & (D_i = 1200\phi) \\ -1.377 \text{ kg/mm}^2 & \end{cases} \end{aligned} \right.$$

b) 長さ方向応力 σ_x

a) と同様に Fig. 4A より

○ $\frac{N_x}{(M_c/R_m^2 \beta)} = 4.4$

○ $\frac{N_x}{T} = \left[\frac{N_x}{(M_c/R_m^2 \beta)} \right] \left[\frac{M_c}{R_m^2 \beta T} \right] = \begin{cases} 0.2982 \text{ kg/mm}^2 & (D_i = 1000\phi) \\ 0.2961 \text{ kg/mm}^2 & (D_i = 1200\phi) \end{cases}$

○ Fig. 2A より $\frac{M_x}{(M_c/R_m \beta)} = 0.032$

○ $\frac{6 M_x}{T^2} = \left[\frac{M_x}{(M_c/R_m \beta)} \right] \left[\frac{6 M_c}{R_m T^2 \beta} \right] = \begin{cases} 0.6637 \text{ kg/mm}^2 & (D_i = 1000\phi) \\ 0.5491 \text{ kg/mm}^2 & (D_i = 1200\phi) \end{cases}$

○ 長さ方向応力 $\sigma_x = K_n \frac{N_x}{T} \pm K_b \frac{6 M_x}{T^2}$

$$\left\{ \begin{aligned} &= \begin{cases} 1.325 \text{ kg/mm}^2 & (D_i = 1000\phi) \\ -0.4006 \text{ kg/mm}^2 & \end{cases} \\ &= \begin{cases} 1.173 \text{ kg/mm}^2 & (D_i = 1200\phi) \\ -0.2549 \text{ kg/mm}^2 & \end{cases} \end{aligned} \right.$$

(5) 長さ方向モーメントによる応力

a) 円周方向応 σ_ϕ

○ Fig. 3B より, $\frac{N_\phi}{M_L/R_m^2 \beta} = 4.9$

○ $\frac{N_\phi}{T} = \left[\frac{N_\phi}{M_L/R_m^2 \beta} \right] \left[\frac{M_L}{R_m^2 T \beta} \right] = \begin{cases} 0.3321 \text{ kg/mm}^2 & (D_i = 1000\phi) \\ 0.2748 \text{ kg/mm}^2 & (D_i = 1200\phi) \end{cases}$

○ Fig. 1B より, $\frac{M_\phi}{M_L/R_m \beta} = 0.019$

○ Fig. 1 B-1 より $\frac{M_\phi}{M_L/R_m \beta} = 0.021 > 0.019$

○ $\frac{6M_\phi}{T^2} = \left[\frac{M_\phi}{M_L/R_m \beta} \right] \cdot \left[\frac{6M_L}{R_m \cdot \beta T^2} \right] = \begin{cases} 0.4355 \text{ kg/mm}^2 & (D_i = 1000\phi) \\ 0.3604 \text{ kg/mm}^2 & (D_i = 1200\phi) \end{cases}$

○ 円周方向応力 $\sigma_\phi = K_n \frac{N_\phi}{T} \pm K_b \frac{6M_\phi}{T^2}$

$$\begin{cases} = \begin{cases} 1.081 \text{ kg/mm}^2 & (D_i = 1000\phi) \\ -0.0514 \text{ kg/mm}^2 & \end{cases} \\ = \begin{cases} 0.895 \text{ kg/mm}^2 & (D_i = 1200\phi) \\ -0.0426 \text{ kg/mm}^2 & \end{cases} \end{cases}$$

b) 長さ方向応力 σ_x

○ Fig. 4 B より, $\frac{N_x}{M_L/R_m^2 \beta} = 2.3$

○ $\frac{N_x}{T} = \left[\frac{N_x}{M_L/R_m^2 \beta} \right] \left[\frac{M_L}{R_m^2 \beta T} \right] = \begin{cases} 0.156 \text{ kg/mm}^2 & (D_i = 1000\phi) \\ 0.129 \text{ kg/mm}^2 & (D_i = 1200\phi) \end{cases}$

○ Fig. 2 B より, $\frac{M_x}{M_L/R_m \beta} = 0.028$

○ Fig. 2 B-1 より $\frac{M_x}{M_L/R_m \beta} = 0.031 > 0.028$

○ $\frac{6M_x}{T^2} = \left[\frac{M_x}{M_L/R_m \beta} \right] \left[\frac{6M_L}{R_m \beta T^2} \right] = \begin{cases} 0.643 \text{ kg/mm}^2 & (D_i = 1000\phi) \\ 0.532 \text{ kg/mm}^2 & (D_i = 1200\phi) \end{cases}$

○ 長さ方向応力 $\sigma_x = K_n \frac{N_x}{T} \pm K_b \frac{6M_x}{T^2}$

$$\begin{cases} = \begin{cases} 1.08 \text{ kg/mm}^2 & (D_i = 1000\phi) \\ -0.59 \text{ kg/mm}^2 & \end{cases} \\ = \begin{cases} 0.89 \text{ kg/mm}^2 & (D_i = 1200\phi) \\ -0.49 \text{ kg/mm}^2 & \end{cases} \end{cases}$$

(6) 剪断応力

ノズルの軸に直角方向に作用する荷重 V_L または V_c によって胴に生ずる剪断応力 $\tau_{\phi x}$ または $\tau_{x\phi}$ は $V_L = V_c$ とすれば次の通りとなる。

$$\tau_{x\phi} = \tau_{\phi x} = \frac{V_L}{\pi r_o T} = \begin{cases} \frac{6.05 \times 10^3}{\pi \times 250 \times 20} = 0.385 \text{ kg/mm}^2 & (D_i = 1000\phi) \\ \frac{8.65 \times 10^3}{\pi \times 300 \times 24} = 0.382 \text{ kg/mm}^2 & (D_i = 1200\phi) \end{cases}$$

(7) 最大応力

(4)~(6)において求めた各種応力のうちの最大値は(4), a) およびb)において求めた値であり

$$\text{円周方向応力 } \sigma_{\phi_{\max}} = \begin{cases} 2.108 \text{ kg/mm}^2 & (D_i = 1000\phi) \\ 1.743 \text{ kg/mm}^2 & (D_i = 1200\phi) \end{cases}$$

$$\text{長さ方向応力 } \sigma_{x_{\max}} = \begin{cases} 1.325 \text{ kg/mm}^2 & (D_i = 1000\phi) \\ 1.173 \text{ kg/mm}^2 & (D_i = 1200\phi) \end{cases}$$

である。従って、胴に作用する最大応力は内圧による応力と円周方向応力 $\sigma_{\phi_{\max}}$ となる。

ここで注意すべきことは前記 $\sigma_{\phi_{\max}}$ は最初に述べたように、胴を水平にしたときに生ずる応力であり、実際に、ピンの支持する荷重は容器荷重の半分以下となる。

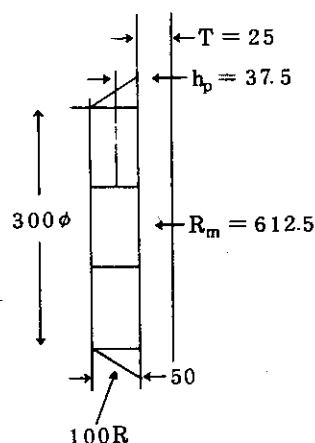
また、ピンに作用する外力によって、胴に生ずる円周方向応力は少なくとも、(5), a)によって求めた値以下とはならない。即ち、ピンに作用する外力によって、胴に生ずる円周方向の最小限の応力 $\sigma_{\phi_{\min}}$ は(5), a)より

$$\sigma_{\phi_{\min}} = \begin{cases} 1.081 \text{ kg/mm}^2 & (D_i = 1000\phi) \\ 0.895 \text{ kg/mm}^2 & (D_i = 1200\phi) \end{cases}$$

となる。以上で求めたピンに作用する外力によって生ずる各種応力は、いずれも、ピンと胴の接続部に生ずるものであり、かつ、応力の値そのものも大きくない。

従って、ピンと胴の接続部は以上の計算で仮定した寸法とし、若干の補強板を使用することにより、十分な強度を維持し得ると考えられる。

5.7.4 試験容器支持部の応力(外部ピン固定, 容器側軸受の場合)



荷重条件を下記の通りとする。

$$h_p = 37.5 \text{ mm}$$

$$W_{\text{pin}} = 17.3 \text{ ton}/2$$

$$M_L = 3.24 \times 10^5 \text{ kg-m}$$

$$r = R_m / T = \frac{612.5}{25} = 24.5$$

$$\beta = \frac{0.875 r_o}{R_m} = \frac{0.875 \times 150}{612.5} = 0.214$$

(1) 長さ方向荷重の場合

a) 円周方向応力 σ_ϕ

$$\frac{N_\phi}{T} = 2.8 \frac{M_L}{R_m^2 T \beta} = 0.452 \text{ kg/mm}^2 \quad \text{cf (3B)}$$

$$\frac{6M_\phi}{T^2} = 0.031 \frac{6M_L}{R_m \beta T^2} = 0.736 \text{ kg/mm}^2 \quad \text{cf (1B-1)}$$

すみ肉の曲率半径 $R = 50$ とすれば, $R/T = 2$

Fig. B-2 より

$$K_n = 1.34, \quad K_b = 1.18$$

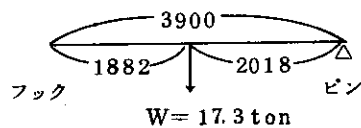
$$\sigma_\phi = K_n \frac{N_\phi}{T} \pm K_b \frac{6M_\phi}{T^2} = 1.47 \text{ kg/mm}^2$$

b) 長さ方向応力

$$\frac{N_x}{T} = 1.0 \frac{M_L}{R_m^2 \beta T} = 0.161 \text{ kg/mm}^2 \quad \text{cf (Fig. 4B)}$$

$$\frac{6M_x}{T^2} = 0.050 \frac{6M_L}{R_m \beta T^2} = 1.19 \text{ kg/mm}^2 \quad \text{(2B-1)}$$

(2) 円周方向荷重の場合



$$\text{ピンに作用する円周方向荷重 } W_{cp} = \frac{W}{2} \cdot \frac{1882}{3900} = 4.17 \text{ ton}$$

$$\text{円周方向モーメント } M_c = 1.56 \times 10^5 \text{ kg-mm}$$

a) 円周方向応力 σ_ϕ

$$\frac{N_\phi}{T} = 1.05 \frac{M_c}{R_m^2 \beta T} = 0.082 \text{ kg/mm}^2 \quad \text{cf (Fig. 3A)}$$

$$\frac{6M_\phi}{T^2} = 0.08 \frac{6M_c}{R_m T^2 \beta} = 0.914 \text{ kg/mm}^2 \quad \text{(Fig. 1A)}$$

$$\sigma_\phi = K_n \frac{N_\phi}{T} \pm K_b \frac{6M_\phi}{T^2} = 1.19 \text{ kg/mm}^2$$

b) 長さ方向応力 σ_x

$$\frac{N_x}{T} = 1.7 \frac{M_c}{R_m^2 \beta T} = 0.132 \text{ kg/mm}^2 \quad \text{cf (Fig. 4A)}$$

$$\frac{6M_x}{T^2} = 0.042 \frac{6M_c}{R_m \beta T^2} = 0.480 \text{ kg/mm}^2 \quad \text{(Fig. 2A)}$$

$K_n = 1.34$, $K_b = 1.18$ とすれば

$$\sigma_n = K_n \frac{N_x}{T} \pm K_b \frac{6M_x}{T^2} = 0.744 \text{ kg/mm}^2$$

(3) 溶接部の剪断応力 τ

ピン差込板の径 $D_p = 300\phi$, 厚さ $t = 50$ とし, 全肉厚すみ肉溶接とすれば, 剪断応力 τ は

$$\tau = W_{pin} / 2\pi D_p t = 0.184 \text{ kg/mm}^2$$

となり, 継手効率 0.5 としても, 応力は充分小さく, 安全である。

5.8 圧力容器の補強

5.8.1 補強を要する穴および補強材断面積

JIS B 8243, 9.6 節によれば, 板厚 10 mm 以上の容器に内径 55 ϕ 以上の管または取付物を穴に溶接する場合には下記により, 補強しなければならない。

$$\text{強め材の(最小)断面積 } A \geq (d + N d_1) t_r \quad (5.30)$$

ここに A : 強め材の最小断面積 (mm^2)

d : 胴に穴を設ける場合 \rightarrow 胴長手方向の穴径 (mm)

鏡板 " \rightarrow 穴の最大径

d_1 : リベット穴の径 溶接の場合は $d_1 = 0$

N : リベットの数

t_r : 継目なし胴または穴なし鏡板の計算上必要な厚さ (mm) で次による。

○ さら形鏡にあっては強め材の全部が鏡板の球形部にあるときは, その球形部と同じ半径の継目なし全半球形鏡板の計算上必要な厚さ, すなわち,

$$t = \frac{PD}{400 \sigma_x \eta - 0.4 p} + \alpha \quad (5.31)$$

t : 厚さ (mm)

p : 圧力 (kg/cm^2)

D_i : 内径 (mm)

η : 継手効率 = 1

σ_x : 2.1 参照 SPV 46 では $\sigma_x = 18.4 \text{ kg/mm}^2$

5.8.2 補強の有効範囲

JIS B 8243, 9.11~12節によれば, ノズル等の取付部の有効補強断面積は図 5.6 の斜線部である。

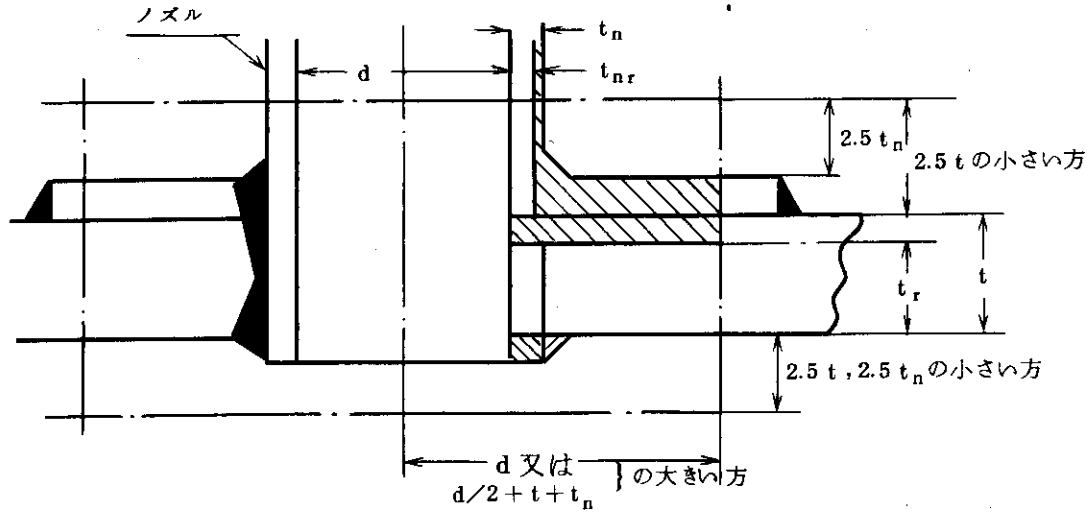


図 5.6 有効補強断面積

ここに

- t : 胴または鏡板の厚さ (mm)
- t_r : 継目なし銅または鏡板の計算上必要な厚さ (mm)
- d : 穴の内径 (mm)
- t_n : ノズル壁の厚さ (mm)
- t_{nr} : ノズル壁の計算上必要な厚さ (mm)

である。

5.8.3 安全側の補強計算

5.8.1 および 5.8.2 より, 安全側の計算として, 補強断面積として図 5.7 に示す斜線部のみとすれば, 補強断面積 A は

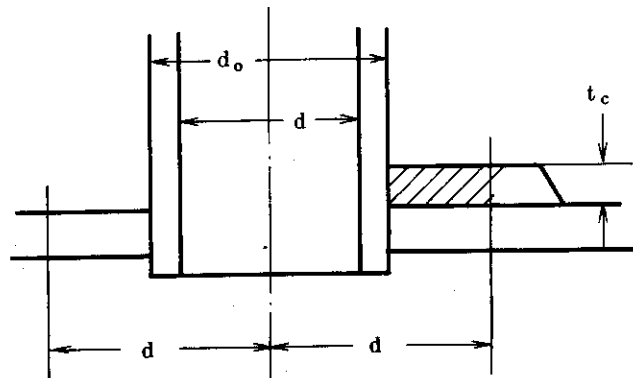


図 5.7 安全側の補強断面積

$$A = (2d - d_0) t_c \quad (5.32)$$

となる。

ここに、 d : ノズル内径 (mm)

d_0 : " 外径 (mm)

t_c : 強め材の厚さ (mm)

である。

(5.30), (5.31) および (5.32) より, t_c について整理すれば

$$t_c \geq \left[\frac{p D_i}{(400 \sigma_x - 0.4 p)} + \alpha \right] / (2 - d_0/d) \quad (5.33)$$

となる。

従って, 5.1 で計算した圧力容器に 100A スケジュール 40A のノズルを設ける場合に必要
な補強板の安全側の厚さ t_c を (5.33) で求めると表 5.13 の通りとなる。

但し, 100A スケジュール 40 管の内径 d および外径 d_0 は

$$d_0 = 114.3 \phi$$

$$d_i = 102.3 \phi$$

である。

表 5.13 100A ノズルの補強板最小厚さ(胴)

材 質	胴 内 径	
	1200φ	1000φ
SPV46	11.5 mm	10.0 mm
SB56M	14.4	12.4
SB49	17.2	13.9

なお, 補強板の外径 d_c はノズル径の 2 倍以上とする。

5.9 試験容器用フック

球面鏡板 (曲率半径 R_m)

設計荷重 $W = 17.3 \text{ ton}$ (5.7 参照)

重心位置, フランジ面下 687mm (ピン上 $H_G = 2018\text{mm}$)

引起しモーメント $\cong 1.413 \times 10^4 \text{ kg-m}$ (空の容器)

設 計 " $= 3.49 \times 10^4 \text{ kg-m}$ ($= H_G \cdot W$)

○ フックの接線荷重 $W_T = M_D / 3.84\text{m} = 9.09 \times 10^3 \text{ kg}$

○ フックの垂直荷重 $W_N = W = 1.73 \times 10^4 \text{ kg}$

5.9.1 応力パラメータ

ASMEの方法⁶⁾によって応力計算パラメータを求める。ただし、フックは球面鏡板上に設け、その平均曲率半径 $R_m = 1218\text{mm}$ 、厚さ $T = 36\text{mm}$ とする。

a) シェルパラメータ U

$$U = r_0 / \sqrt{R_m T} = 0.4766 \quad r_0 : \text{フック半径} (= 100\text{mm} \text{ と仮定})$$

$$(* 0.953) \quad \quad \quad [* 200\text{mm}]$$

b) フックは剛体とする。

5.9.2 半径方向荷重の場合

(1) 半径方向応力 σ_x a) 無次元膜応力 $N_x T / p$

$$N_x T / p = -0.144 \quad \left(\begin{array}{l} r = 200 \text{ のとき} \\ -0.068 \end{array} \right)$$

b) 無次元曲げモーメント M_x / p

$$M_x / p = 0.088 \quad (* 0.037)$$

c) 半径方向膜応力 N_x / T

$$N_x / T = -0.144 \left(\frac{p}{T^2} \right) = -1.92 \text{ kg/mm}^2 \quad (* -0.907 \text{ kg/mm}^2)$$

d) 半径方向曲げ応力 $6 M_x / T^2$

$$6 M_x / T^2 = 0.088 \left(\frac{6p}{T^2} \right) = 7.05 \text{ kg/mm}^2 \quad (* 2.96 \text{ kg/mm}^2)$$

e) 全応力 (半径方向) σ_x

$$\sigma_x = K_n (N_x / T) \pm K_b \left(\frac{6M_x}{T^2} \right)$$

とすれば

$$K_n = 1.54, \quad K_b = 1.29, \quad (r/T = 1)$$

$$|\sigma_x|_{\max} = 12.1 \text{ kg/mm}^2 \quad (* 5.22)$$

(2) 接線方向応力 σ_y ($r_0 = 200$ とする) $U = 0.9532$

$$a) \left(\frac{N_y}{T} \right)_{\max} = -0.024 \left(\frac{p}{T^2} \right) = -0.32$$

$$b) \frac{6M_y}{T^2} = 0.011 \left(\frac{6p}{T^2} \right) = 0.88$$

c) $K_n = 1.54, \quad K_b = 1.29$ とすれば

$$\sigma_y = K_n \frac{N_y}{T^2} \pm K_b \frac{6M_y}{T^2} = 1.63 \text{ kg/mm}^2 \quad (\text{最大値})$$

5.9.3 接線方向モーメントが作用する場合

フックのモーメントアーム $h_h = 100\text{mm}$ 接線荷重 $W_T = 9.09 \times 10^3 \text{kg}$ とすれば、フックに作用するモーメント $M_h = 9.09 \times 10^5 \text{kg-mm}$ (1) 半径方向応力 σ_x SR-3 より、(ただし、 $r=200$ とする。) $\rightarrow U = 0.953$

a) $N_x T \sqrt{R_m T} / M = -0.082$

b) $M_x \sqrt{R_m T} / M = 0.079$

c) $\frac{N_x}{T} = -0.082 \cdot \frac{M}{T^2 \sqrt{R_m T}} = -0.275 \text{kg/mm}^2$

d) $\frac{6M_x}{T^2} = 0.079 \cdot \frac{6M}{T^2 \sqrt{R_m T}} = 1.59 \text{kg/mm}^2$

e) $K_n = 1.54, K_b = 1.29$ とすれば

$$|\sigma_x|_{\max} = 2.48 \text{kg/mm}^2 \quad \left(\begin{array}{l} \text{モーメントアーム } h_h = 200\text{mmとすれば} \\ \sigma_x = 4.96 \text{kg/mm}^2 \end{array} \right)$$

(2) 接線方向応力 σ_y

SR-3 より

$$\left(N_y / T \right)_{\max} = -0.053 \frac{M}{T^2 \sqrt{R_m T}} = -0.0178 \text{kg/mm}^2$$

$$6M_y / T^2 = 0.024 \frac{6M}{T^2 \sqrt{R_m T}} = 0.482 \text{kg/mm}^2$$

 $K_n = 2.5, K_b = 2.0$ とすれば

$$\sigma_y = K_n \frac{N_y}{T} \pm K_b \frac{6M}{T^2} = 0.896 \text{kg/mm}^2$$

$$\left(\begin{array}{l} \text{モーメントアーム } h_h = 200\text{mmとすれば} \\ \sigma_y = 1.79 \text{kg/mm}^2 \end{array} \right)$$

以上の計算結果より、フック取付部の応力はガス圧が作用していないとすれば、充分低い値であり、安全である。

5.9.4 フックの設計諸元

(1) フックピン

a) ピンの曲げ荷重による必要寸法

フックピンの最大モーメントアーム $h_{hp} = 65\text{mm}$

とし、荷重 $W = 17.3 \text{ ton}$ 、最大許容 $\sigma_a = 8 \text{ kg/mm}^2$ とすれば、ピン径 d_{hp} は

$$d_{hp} = \left(\frac{32 W h_{hp}}{\pi \sigma_a} \right)^{1/3} = 78.1 \phi$$

安全率 2 とすれば

$$d_{hp} = 100 \phi$$

b) フックピンの剪断応力 τ_{hp}

ピンの剪断面は 4 箇所であるから、 τ_{hp} は

$$\tau_{hp} = W / \pi d^2 = 17.3 \times 10^3 / \pi 100^2 = 0.55 \text{ kg/mm}^2$$

であり、充分小さい。

(2) フックヒンジ (鏡側)

$$\left. \begin{array}{l} \text{ヒンジ幅 } b = 300 \\ \text{厚さ } t = 40 \\ \text{枚数 } 3 \text{ 枚} \end{array} \right\} \text{ とすれば}$$

$$\text{最大応力 } \sigma_{hi} = W / 3.6 t = 0.48 \text{ kg/mm}^2$$

となり、充分安全である。

(3) フック基板

基板厚さ 40mm

直径 400mm

とし、全肉厚すみ肉溶接とすれば、溶接継手の効率 η は 0.5 となる。

故に、許容荷重 W_a は、 $\sigma_a = 8 \text{ kg/mm}^2$ とすれば

$$W_a = 400 \times 40 \times \pi \cdot \eta \cdot \sigma_a = 201 \text{ ton}$$

$W_a \gg W$ であり、充分安全である。

(4) クレーン側ヒンジ

ヒンジ幅 : 200mm

厚さ : 40mm

ピン孔径 101φ

枚数 2枚

とすれば、引張応力 $\sigma_c = W / 2 \times (200 - 101) \times 40 = 2.18 \text{ kg/mm}^2$ となり、充分安全である。但し、 $W = 17.3 \text{ ton}$ とする。

$$\text{剪断応力 } \tau_c \approx W / 4.40 = 4.37 \text{ kg/mm}^2$$

となり、充分安全である。

(5) クレーン側ヒンジと掛金の溶接部

a) 剪断のみとした場合(全肉厚すみ肉溶接とする)

掛金厚さ 40mm

ヒンジと掛金の溶接部の長さ 85mm

荷重 $W = 17.3 \text{ ton}$ とすれば、溶接部の剪断応力 τ_k

$$\tau_k = 17.3 \times 10^3 / 2 \times 40 \times 85 = 2.54 \text{ kg/mm}^2$$

b) 突合せ溶接部のみとした場合

$$\sigma = 17.3 \times 10^3 / 2 \times 40 \times 40 = 5.4 \text{ kg/mm}^2$$

a), b) を考慮すれば、充分安全である。

(6) 掛金孔の剪断応力 τ_a

$$\tau_a = \frac{17.3 \times 10^3}{2 \times 40 \times 75} = 2.88 \text{ kg/mm}^2$$

充分安全である。

5.10 プロア格納容器

本容器内に取付けるプロアは富士電機製VFC901Aとする。

容器の必要最小内径 $D_i = 700 \phi$ 、有効最小長さ $L = 750$ とする。

5.10.1 胴

4.1より、 $p = 50 \text{ kg/cm}^2$ 、 $D_i = 700 \phi$ 、 $\alpha = 1 \text{ mm}$ 、 $\eta = 0.64$ とすれば、(4.1)式により胴の肉厚 t は

材 質	最 小 肉 厚 (片側溶接, X線検査なし)	最 小 肉 厚 (両側溶接 20% X線検査)
SPV46	16.3 mm	12.3 mm
SB56M	21.2	15.9
SB49	24.2	18.1
	($\eta = 0.64$)	($\eta = 0.86$)

規格厚さより上記を満足する板厚を選定すれば、次表の通りとなる。(焼鈍なし)

材 質	肉 厚 (mm)	
	片側, X線検査なし	両側, 20% X線検査
SPV46	18	14
SB56M	22	18
S B 4 9	25	19

5.10.2 鏡

4.2より, $p = 50 \text{ kg/cm}^2$, $R = 700$, $r = 70$, $\alpha = 1$, $\eta = 1$ とすれば, 式(4.2)により最小肉厚 t_{\min} は次の通りとなる。

材 質	最小肉厚 t_{\min}	設計肉厚 t
SPV46	15.7 mm	18 mm
SB56M	20.3	22
S B 4 9	23.1	25

5.10.3 フランジおよびボルト

a) 各部径

ガスケット径 $G = 820\phi$

ガスケット係数 $m = 0.5 \rightarrow$ (硬質ゴムOリングとする)

とすれば, ボルト荷重 W_m は(4.4)式より

$$W_m = \frac{\pi G}{400} (Gp + 86m) = 2.643 \times 10^5 \text{ kg}$$

ボルト材質をSS36相当として, 本数を求めると下記の通りである。

ボルト呼び	谷 径	許容応力	本 数
M 4 2	37.6	6.6	36
M 4 5	40.6	6.8	30
M 4 8	43.6	7.0	26
M 5 2	47.6	7.2	20

となる。従って, 設計ボルト呼び, 本数は余裕を含めて

M48, $\times 28$ 本とする。

ボルトピッチ B は JIS 8249 より, $B \geq 10^2$

故に, ピッチ円径 D_p' は $nB/\pi \geq 909\phi$

設計ピッチ円径 $D_p = 910\phi$ とする。また, フランジ内外径は JIS 8243 より

外 径 1010ϕ

内 径 790ϕ

とする。(図 5.8 参照)

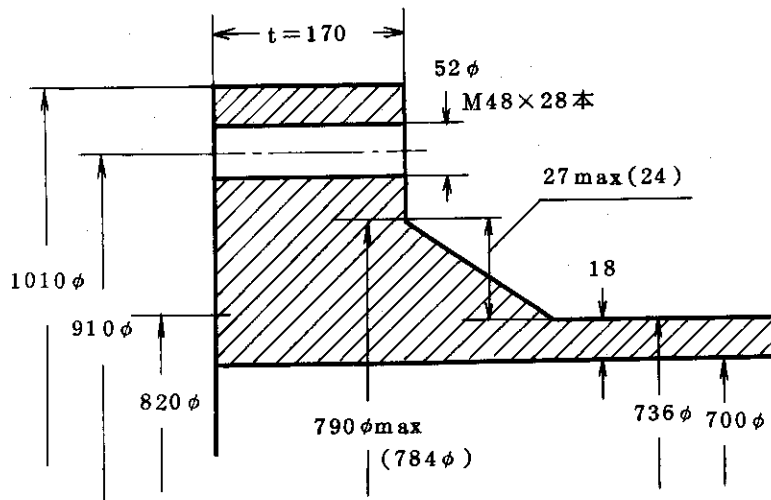


図 5.8 プロア格納容器フランジ諸元図

b) モーメントアーム

$$h_D = R + 0.5 g_1 = \frac{910 - 700}{2} - 24 + 0.5 \times 24 = 69 \text{ mm}$$

$$h_G = \frac{C - G}{2} = \frac{910 - 820}{2} = 45 \text{ mm}$$

$$h_T = R + g_1 + h_G = 126 \text{ mm}$$

c) H_D, H_G, H_T

$$H_D = \frac{\pi}{4} D_i^2 p = 1.924 \times 10^5 \text{ kg}$$

$$H_G = W_m - \frac{\pi}{4} G^2 p = 2.49 \times 10^2 \text{ kg}$$

$$H_T = \frac{\pi}{4} r (G^2 - D_i^2) = 7.163 \times 10^4 \text{ kg}$$

d) モーメント M_0

$$M_0 = h_D H_D + h_G H_G + h_T H_T = 2.231 \times 10^7 \text{ kg-mm}$$

e) フランジ厚さ

$$K = 1010 / 700 = 1.443$$

$$Y = \frac{1}{K-1} \left(0.66845 + 5.7169 \frac{K^2 \log_{10} K}{K^2 - 1} \right) = 5.465$$

許容応力 $\sigma_a = 9 \text{ kg/mm}^2$ として、 $\alpha = 1 \text{ mm}$ とすれば、厚さ t は

$$t = \sqrt{\frac{YM_0}{\sigma_a D_i}} + \alpha = 140.1$$

安全率 1.5 とすれば、設計厚さ t_d

$$t_d = t\sqrt{1.5} = 172 \text{ mm} \rightarrow t_d = 170 \text{ mm とする。}$$

5.10.4 ノズル取付部の補強板

(5.33)より、ノズル外径 $d_o = 89.1 \phi$ 、ノズル内径 $d = 78.1 \phi$ のとき、補強板の厚さ t_c は
(材料の許容応力 $\sigma_x = 12 \text{ kg/mm}^2$ とする。)

$$t_c \geq \left[\frac{pD_i}{400\sigma_x - 0.4p} + \alpha \right] / (2 - d_o/d_i) = 9.7 \text{ mm}$$

但し、 $p = 50 \text{ kg/cm}^2$

$D_i = 700 \phi$

$\alpha = 1 \text{ mm}$

とする。

なお、補強板の外径はノズル外径の2倍以上とする。

6. ま と め

多目的高温ガス冷却炉システム等の高圧気体雰囲気、高温度差において用いられる断熱層は従来の断熱設計に見られた熱伝導計算ではその特性を正しく把握できない。かかる高圧高温度差の条件下における断熱層中の熱伝達は自然対流熱伝達を無視した伝導計算では最早、説明し得ない特性を示す。すなわち、レーレイ数 R_a およびダーシー数 D_a が一定の限度以上である場合、断熱層を通る平均熱流束はその厚さに依存せず、見掛けの熱伝導率は厚さに比例することが若干の研究結果から示される。

しかしながら、断熱層中の自然対流熱伝達についての理論、ならびに実験的研究は従来その必要性が少なかったことに起因し、未だ充分とは言えない。ゆえに、本報は、高温ガス炉をはじめとする原子力用断熱層のパラメータを検討し、必要な実験条件を求めるとともに、実験装置の具体的諸元を求め、装置の安全性と取扱いをも考慮した設計計算を行った。これらの計算結果および諸条件を考慮しつつ、実験装置は附録に示す諸図面に基づいて製作することが適切であるとの結論に達した。

許容応力 $\sigma_a = 9 \text{ kg/mm}^2$ として, $\alpha = 1 \text{ mm}$ とすれば, 厚さ t は

$$t = \sqrt{\frac{YM_0}{\sigma_a D_i}} + \alpha = 140.1$$

安全率 1.5 とすれば, 設計厚さ t_d

$$t_d = t\sqrt{1.5} = 172 \text{ mm} \rightarrow t_d = 170 \text{ mm とする。}$$

5.10.4 ノズル取付部の補強板

(5.33)より, ノズル外径 $d_o = 89.1 \phi$, ノズル内径 $d = 78.1 \phi$ のとき, 補強板の厚さ t_c は (材料の許容応力 $\sigma_x = 12 \text{ kg/mm}^2$ とする。)

$$t_c \geq \left[\frac{pD_i}{400\sigma_x - 0.4p} + \alpha \right] / (2 - d_o/d_i) = 9.7 \text{ mm}$$

但し, $p = 50 \text{ kg/cm}^2$

$D_i = 700 \phi$

$\alpha = 1 \text{ mm}$

とする。

なお, 補強外の外径はノズル外径の2倍以上とする。

6. ま と め

多目的高温ガス冷却炉システム等の高圧気体雰囲気, 高温度差において用いられる断熱層は従来の断熱設計に見られた熱伝導計算ではその特性を正しく把握できない。かかる高圧高温度差の条件下における断熱層中の熱伝達は自然対流熱伝達を無視した伝導計算では最早, 説明し得ない特性を示す。すなわち, レーレイ数 R_a およびダーシー数 D_a が一定の限度以上である場合, 断熱層を通る平均熱流束はその厚さに依存せず, 見掛けの熱伝導率は厚さに比例することが若干の研究結果から示される。

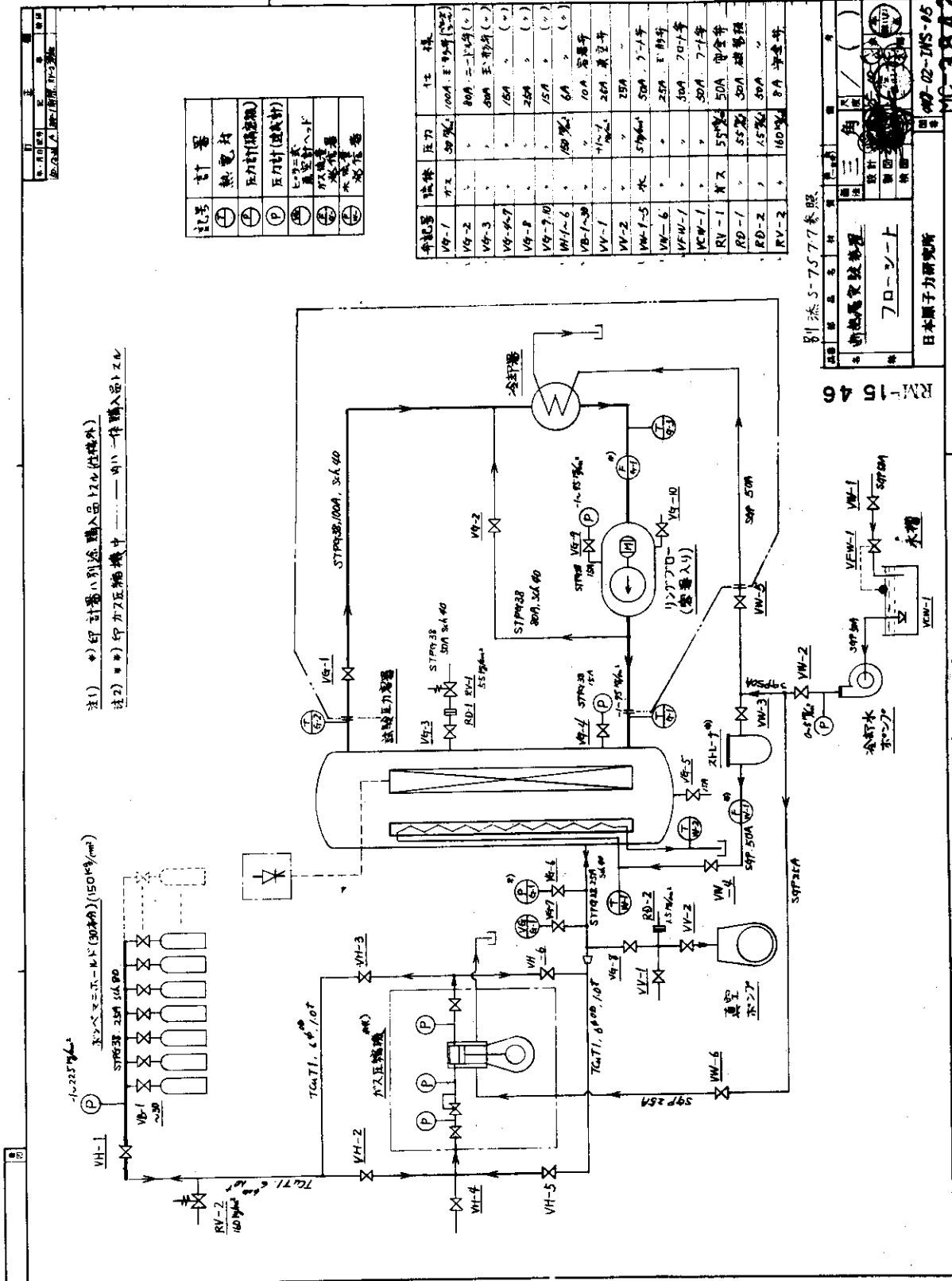
しかしながら, 断熱層中の自然対流熱伝達についての理論, ならびに実験的研究は従来その必要性が少なかったことに起因し, 未だ充分とは言えない。ゆえに, 本報は, 高温ガス炉をはじめとする原子力用断熱層のパラメータを検討し, 必要な実験条件を求めるとともに, 実験装置の具体的諸元を求め, 装置の安全性と取扱いをも考慮した設計計算を行った。これらの計算結果および諸条件を考慮しつつ, 実験装置は附録に示す諸図面に基づいて製作することが適切であるとの結論に達した。

参 考 文 献

- 1) Horton, C.W., Rogers Jr, F.T., J.Appl.Phys. 16(1945), 367-370
- 2) 増岡隆士, 機械学会論文集 37, 293
- 3) " " 34, 259
- 4) Société Bertin Cie EUR-4879f
- 5) JIS B 8243 火なし圧力容器の構造 (44.6.1改正) (日本規格協会)
- 6) G.J.Bohm, et al (ed.)
 Pressure Vessel and Piping Design
 and Analysis Vol.2 (ASME, 1969)
- 7) 下村寛昭, 岡本芳三, 機械の研究 26, 9 (1974)
- 8) " , " , " 26, 10 (1974)
- 9) " , " , " 26, 11 (1974)
- 10) B.K.C.Chan, C.M.Ivey, Trans ASME Ser.C. 92(1970), 21~27
- 11) DOCKET 50267-15
- 12) JAERI M-614
- 13) E. R. Lapwood, Proc. Camb. Phil. Soc., 44(508), (1948), 508-521

7. 附 録

- (1) フローシート
- (2) 平面配置図
- (3) アイソメトリック配置図
- (4) 試験容器
- (5) 冷却器
- (6) プロア格納容器
- (7) 試験容器支持台



別添S-7577参照

新熱電気装置

7ローシート

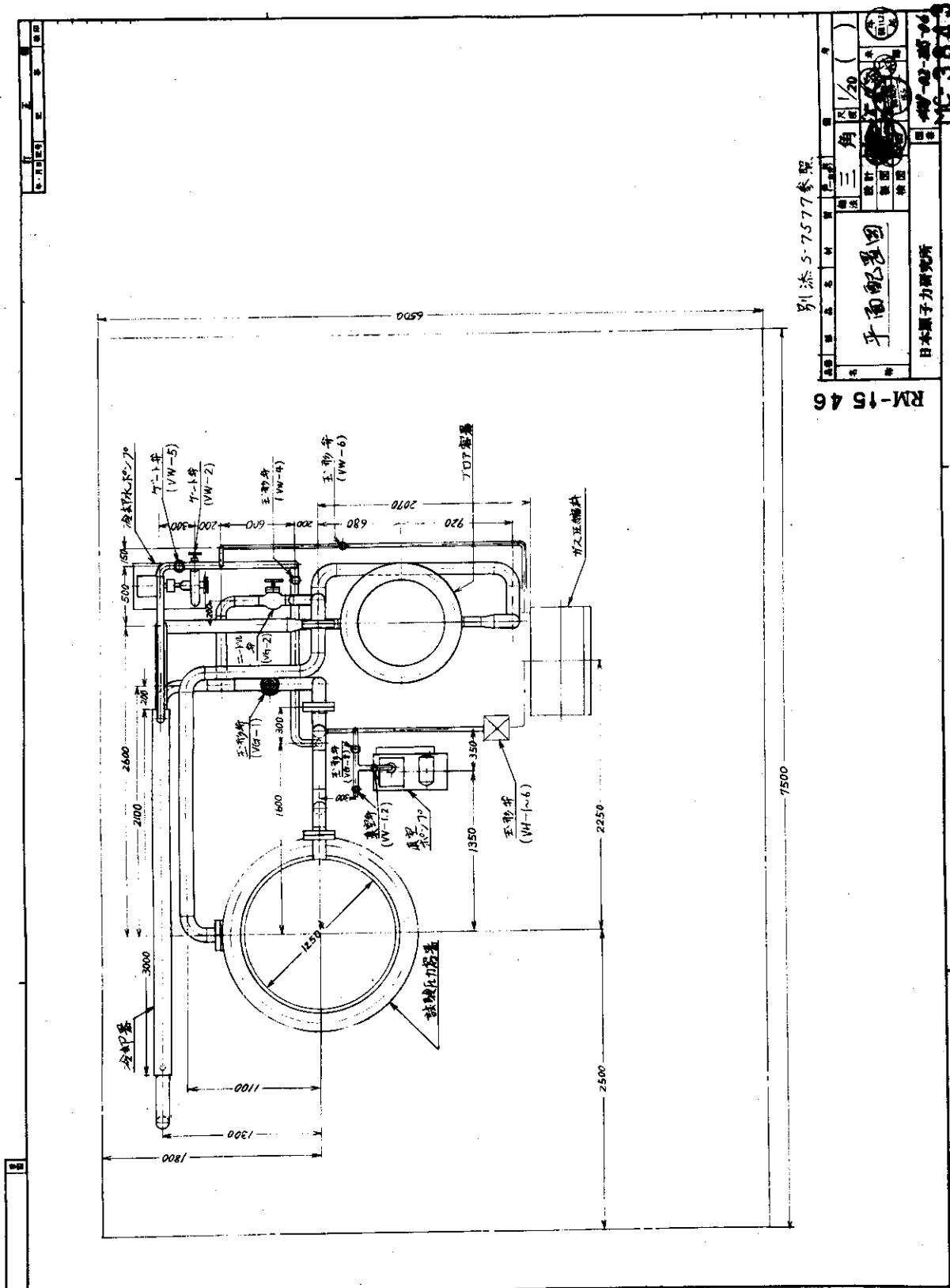
日本原子力研究所

447-02-INS-05

MC-3842

RM-15146

(1) 7 ロ ー シ ー ト



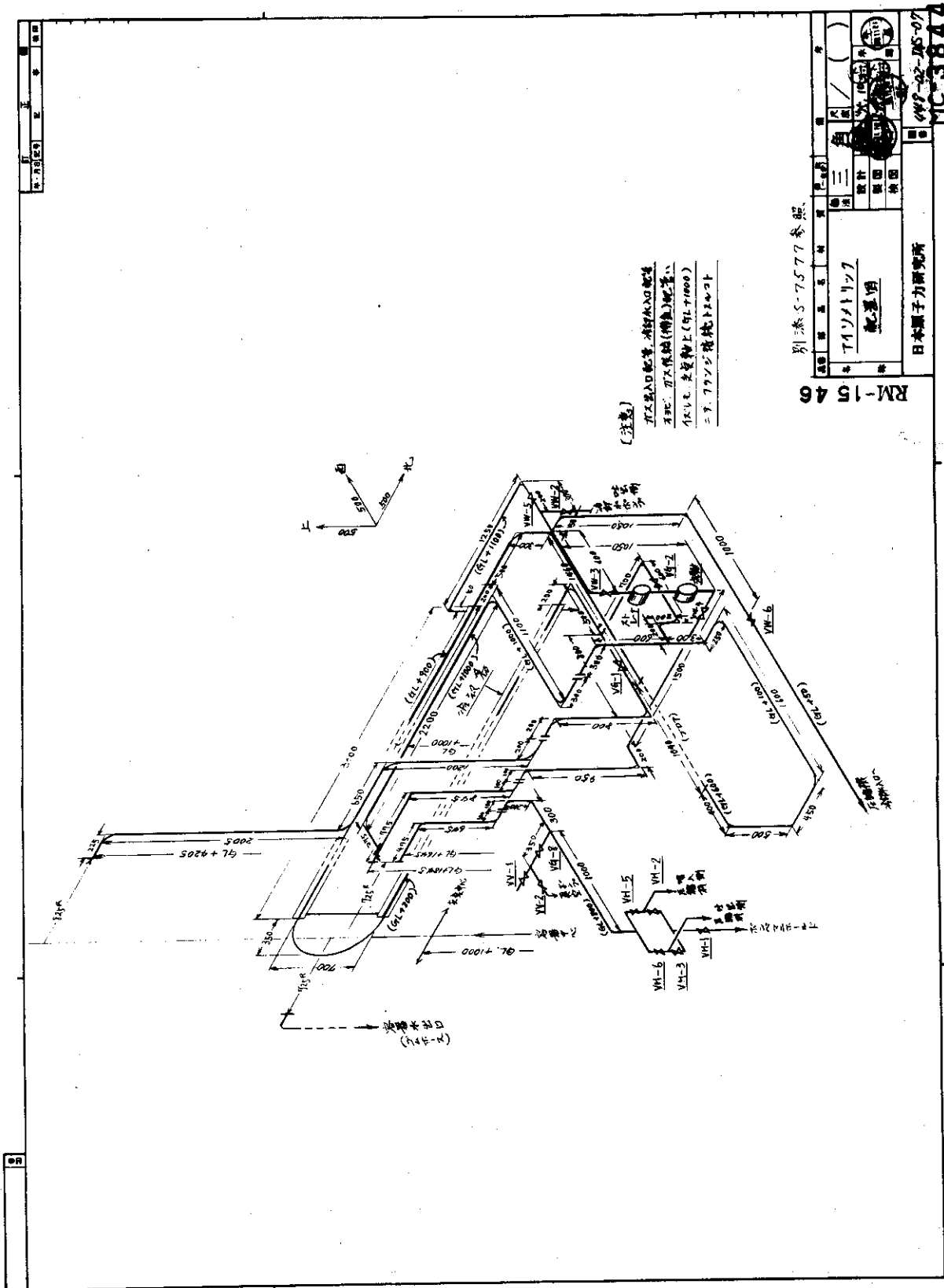
別添 5-7577 参照

RM-15 46

設計	三	角	20	()
製図				
検査				
承認				

日本原子力研究所
MC 3843

(2) 平面配置図



【注意】
 不正転写配管、機器AND配管
 在配、可及配線(構造)配管は
 150mm、主要軸上(9L+1000)
 27.777777777777777

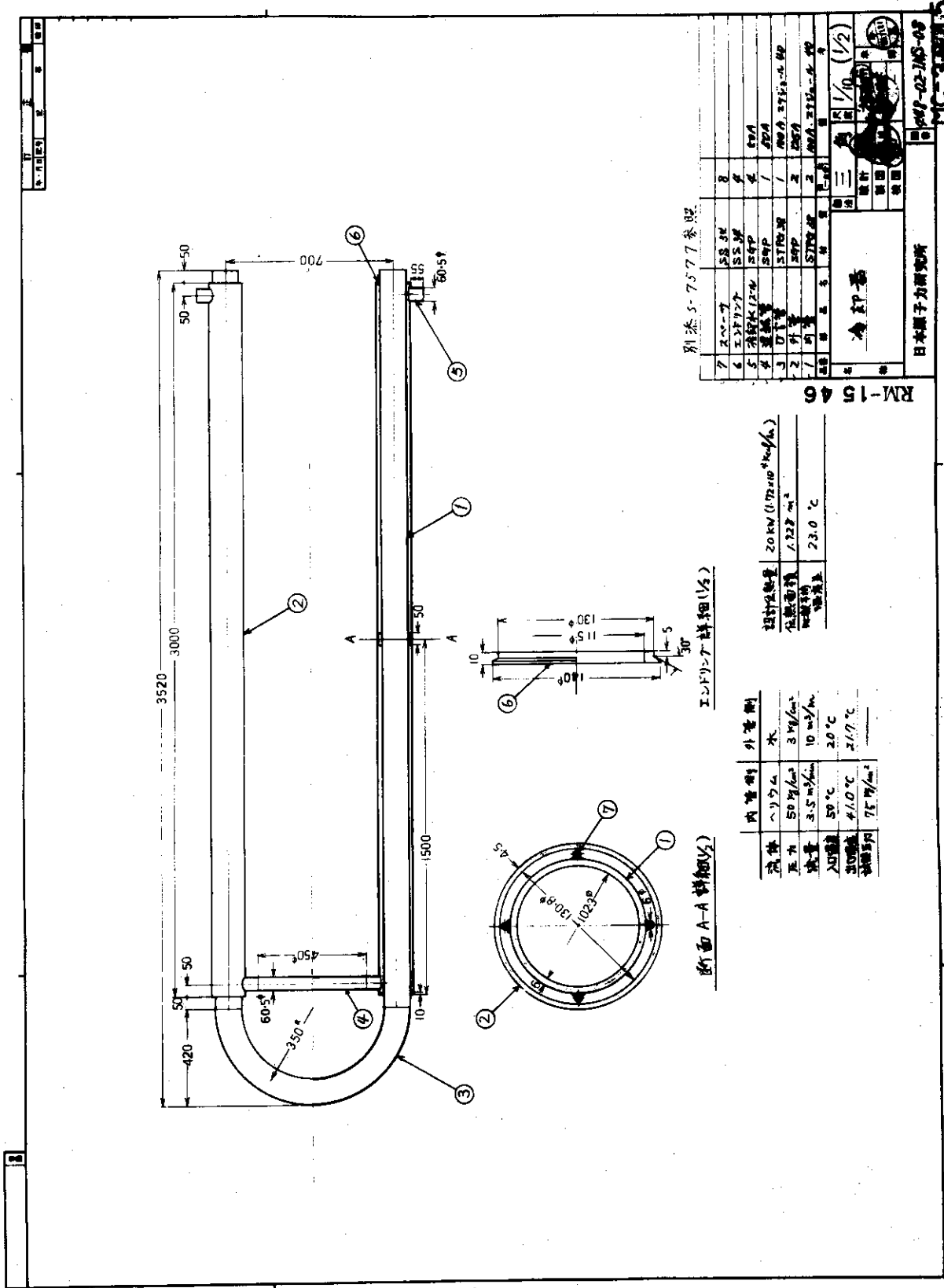
別添5-7577参照

RM-1546

三井物産株式会社
 配管部

日本原子力研究所
 MC-3847

(3) トリウム配管配置図



別添 5-7577 参照

7	200-7	SS 41	2
6	200-7	SS 41	2
5	200-7	SS 41	2
4	200-7	SS 41	2
3	200-7	SS 41	2
2	200-7	SS 41	2
1	200-7	SS 41	2

設計熱負荷	20 kW (17210 kcal/h)
伝熱面積	1.727 m ²
冷却水温	23.0 °C

内管側	外管側
流体	水
流速	3 m/s
圧力	3 kg/cm ²
流量	3.5 m ³ /h
入口温度	20 °C
出口温度	21.7 °C
伝熱係数	75 W/m ²

インレット詳細 (1/2)

断面 A-A 詳細 (1/2)

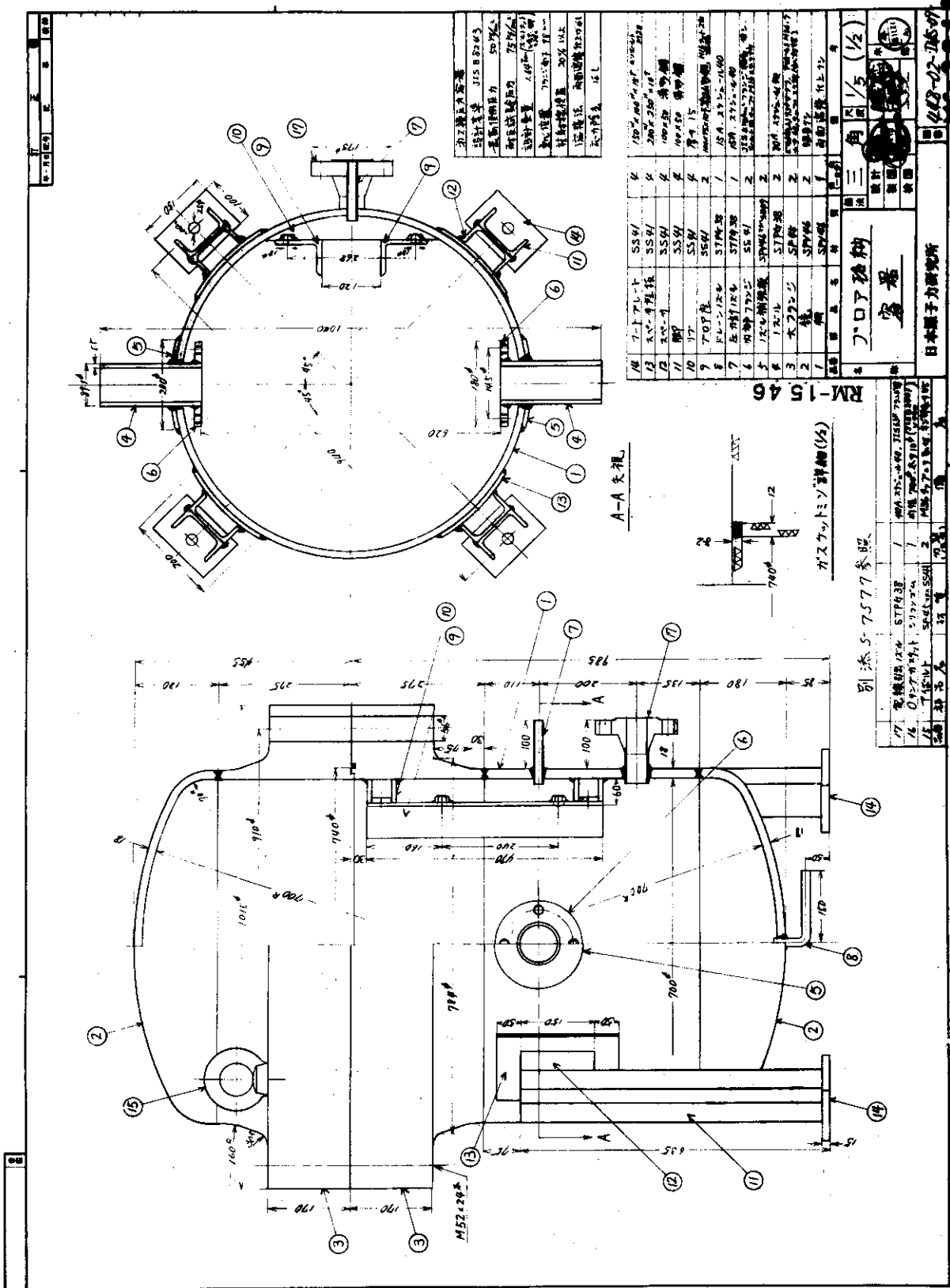
RM-1546

冷却器

日本原子力研究所

MC-3845

(5) 冷却器

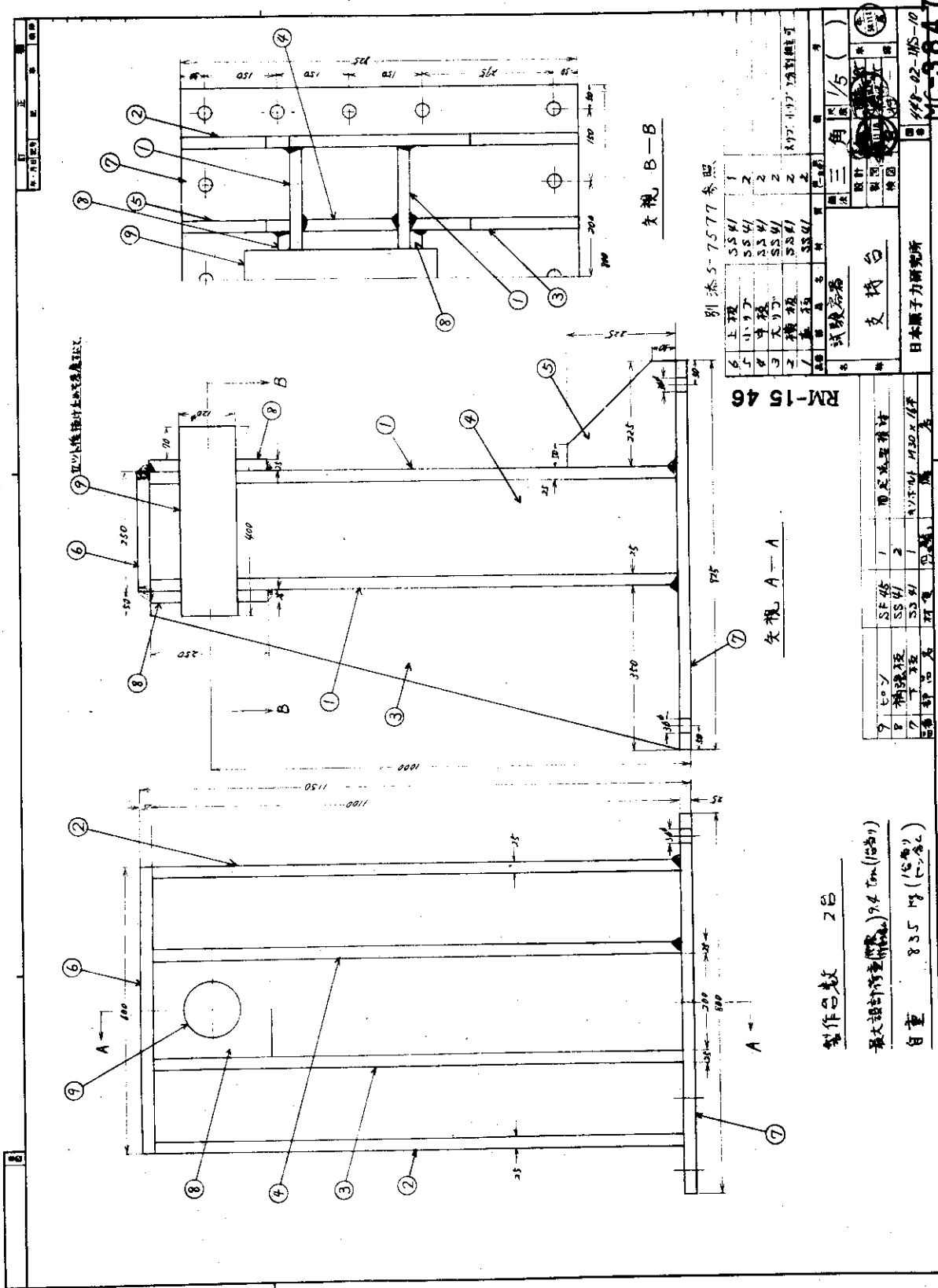


ボルト締め力	115.82243
最高許容力	50.7961
許容圧力	72.7961
設計圧力	1.691
設計速度	700-1100
材料	20%以上
圧力降下	15.1

10	ステンレス	SS41	1
11	ステンレス	SS41	2
12	ステンレス	SS41	2
13	ステンレス	SS41	2
14	ステンレス	SS41	2
15	ステンレス	SS41	2
16	ステンレス	SS41	2
17	ステンレス	SS41	2
18	ステンレス	SS41	2
19	ステンレス	SS41	2
20	ステンレス	SS41	2
21	ステンレス	SS41	2
22	ステンレス	SS41	2
23	ステンレス	SS41	2
24	ステンレス	SS41	2
25	ステンレス	SS41	2
26	ステンレス	SS41	2
27	ステンレス	SS41	2
28	ステンレス	SS41	2
29	ステンレス	SS41	2
30	ステンレス	SS41	2
31	ステンレス	SS41	2
32	ステンレス	SS41	2
33	ステンレス	SS41	2
34	ステンレス	SS41	2
35	ステンレス	SS41	2
36	ステンレス	SS41	2
37	ステンレス	SS41	2
38	ステンレス	SS41	2
39	ステンレス	SS41	2
40	ステンレス	SS41	2
41	ステンレス	SS41	2
42	ステンレス	SS41	2
43	ステンレス	SS41	2
44	ステンレス	SS41	2
45	ステンレス	SS41	2
46	ステンレス	SS41	2
47	ステンレス	SS41	2
48	ステンレス	SS41	2
49	ステンレス	SS41	2
50	ステンレス	SS41	2
51	ステンレス	SS41	2
52	ステンレス	SS41	2
53	ステンレス	SS41	2
54	ステンレス	SS41	2
55	ステンレス	SS41	2
56	ステンレス	SS41	2
57	ステンレス	SS41	2
58	ステンレス	SS41	2
59	ステンレス	SS41	2
60	ステンレス	SS41	2
61	ステンレス	SS41	2
62	ステンレス	SS41	2
63	ステンレス	SS41	2
64	ステンレス	SS41	2
65	ステンレス	SS41	2
66	ステンレス	SS41	2
67	ステンレス	SS41	2
68	ステンレス	SS41	2
69	ステンレス	SS41	2
70	ステンレス	SS41	2
71	ステンレス	SS41	2
72	ステンレス	SS41	2
73	ステンレス	SS41	2
74	ステンレス	SS41	2
75	ステンレス	SS41	2
76	ステンレス	SS41	2
77	ステンレス	SS41	2
78	ステンレス	SS41	2
79	ステンレス	SS41	2
80	ステンレス	SS41	2
81	ステンレス	SS41	2
82	ステンレス	SS41	2
83	ステンレス	SS41	2
84	ステンレス	SS41	2
85	ステンレス	SS41	2
86	ステンレス	SS41	2
87	ステンレス	SS41	2
88	ステンレス	SS41	2
89	ステンレス	SS41	2
90	ステンレス	SS41	2
91	ステンレス	SS41	2
92	ステンレス	SS41	2
93	ステンレス	SS41	2
94	ステンレス	SS41	2
95	ステンレス	SS41	2
96	ステンレス	SS41	2
97	ステンレス	SS41	2
98	ステンレス	SS41	2
99	ステンレス	SS41	2
100	ステンレス	SS41	2

別添 5-7577 参照
 RM-1546
 プロア格納容器
 日本原子力研究所

(6) プロア格納容器



製作台数 2台

最大積上荷重(標準) 7.4 Tm (150kg)

自重 835 kg (180kg)

別添 5-7577 参照

上板	SS #1	1
小ナラ	SS #1	2
中板	SS #1	2
大ナラ	SS #1	2
横板	SS #1	2
支柱	SS #1	2
脚	SS #1	2

設計	角 1/5 ()
製図	
検閲	

9	Co/ソ	SF #4	1	固定位置設計
8	脚板板	SS #1	2	
7	下板	SS #1	1	475x475x130x45
6	部品名	材質	数量	備

試験容器
支持台
日本原子力研究所
MC-3647

(7) 試験容器支持台