

JAERI-M

9 2 7 7

多目的高温ガス実験炉の隔離弁,
循環機等の概念設計

1981年1月

安野 武彦・武藤 康・江崎 正弘・
鈴木 勝男・田所 啓弘・瀬谷 東光

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.

多目的高温ガス実験炉の隔離弁、循環機等の概念設計

日本原子力研究所 動力炉開発・安全性研究管理部
安野武彦・武藤 康・江崎正弘・鈴木勝男
田所啓弘・頼谷東光

(1980年12月22日受理)

本報告書は第1次概念設計に引続いて行った緊急隔離弁、1次ヘリウム主（および補助）循環機、ならびに単管形式の配管に関する概念設計結果をまとめたものである。

緊急隔離弁については、形式として内部断熱アングル弁を選定し、構造設計、弁座からのリーク量の推定、および弁体、弁座、ディスクの軸対称モデルとしての応力解析を行った。

主循環機は、4段圧縮遠心式の水潤滑軸受形式とした。駆動機はかご型誘導電動機である。補助循環機は、ガス潤滑軸受のサブマージドタイプとした。両者について、性能曲線、羽根車強度、回転軸系特性、およびケーシング強度に関する検討も行った。さらに補機系統、駆動用電動機についても検討した。

単管については、サイジング、熱応力解析の他、保護ダクトを設け、圧力管を空冷する方式についても検討を行った。

以上の設計検討の結果、これら機器の形式、基本諸元、構造が定まり、フィージビリティが明らかにされた。

Conceptual Design of Isolation Valve, Helium
Circulator and Piping of the Experimental
Multi-Purpose High Temperature Gas-Cooled
Reactor

Takehiko YASUNO, Yasushi MUTO, Masahiro
EZAKI, Katsuo SUZUKI, Yoshihiro TADOKORO,
and Toko SEYA

Division of Power Reactor Projects, JAERI

(Received December 22, 1980)

This report describes the results of conceptual designs about emergency isolation valve, primary helium circulators (main and auxiliary) and etc., which have been conducted after the First Conceptual Design.

Inner insulated angle valve was selected as the type of emergency isolation valve. Structural design, evaluation of leak flow rate between disc and sheet and also axially symmetrical stress analysis of valve body, sheet and disc were undertaken.

Main helium circulator is 4 stage centrifugal compressor with water lubricated bearing and squirrel-cage induction motor. Auxiliary helium circulator is sub merged type compressor with gas lubricated bearing. Performance curve, rotor blade strength, rotating system characteristics and casing strength were examined. In addition auxiliary systems and driving motors were examined.

Concerning single tube type piping, sizing and thermal stress analysis were conducted. In addition, air cooling duct system, which covered pressure pipe, were examined.

As results of these design studies, types, fundamental specifications and structures of these components were decided, and also feasibility of these components were clarified.

Keywords: Isolation Valve, High Temperature Valve, Helium
Circulator, Helium Piping, VHTR, Helium technology,
HTGR

目 次

1. 概 要	1
2. 緊急隔離弁	3
2.1 概 要	3
2.2 隔離弁の機能	3
2.2.1 目的および系統上の位置	3
2.2.2 通常運転時の条件	4
2.2.3 弁作動時（プラント事故時）の条件	4
2.3 隔離弁の形式	5
2.4 隔離弁の構造	7
2.4.1 本体構造	7
2.4.2 操 作 機	8
2.4.3 内部断熱材	9
2.4.4 ISI（供用期間中検査）	9
2.5 隔離弁の特性	11
2.5.1 弁座漏洩特性	11
2.5.2 弁座漏洩による被曝	12
2.5.3 弁の圧力損失	13
2.5.4 操 作 力	14
2.6 隔離弁の応力解析	14
2.6.1 解析モデルおよび方法	14
2.6.2 解 析	15
2.7 隔離弁の耐震解析	16
2.7.1 解析モデルおよび方法	16
2.7.2 解析結果	17
3. ヘリウム循環機	48
3.1 概 要	48
3.2 基本性能	48
3.2.1 設計仕様	48
3.2.2 各運転モードの圧力損失	49
3.2.3 各運転モードの作動点とその検討	50
3.2.4 各運転モード作動点に対する循環機の対応法	50
3.3 循環機本体	50
3.3.1 構 造	50
3.3.2 羽根車の強度	52

3.3.3	回転軸系の特性	52
3.3.4	ケーシング応力解析	53
3.4	補機および制御	56
3.4.1	補機系統	56
3.4.2	インターロック	57
3.5	駆動機	57
3.5.1	主循環機用駆動機	57
3.5.2	補助循環機用駆動機	58
3.6	駆動機電源	60
3.6.1	主循環機用駆動機電源装置	60
3.6.2	補助循環機用電源装置	63
4.	高温配管（単管方式）	96
4.1	概要	96
4.2	サイジング	96
4.2.1	概要	96
4.2.2	解析条件および手順	96
4.2.3	結果および結論	97
4.3	単管応力解析	98
4.3.1	概要	98
4.3.2	解析条件	98
4.3.3	結果および結論	99
4.3.4	非クリープ域の基準による評価	100
4.4	保護ダクト方式	100
4.4.1	概要	100
4.4.2	検討内容	101
4.4.3	結果および考察	102
5.	結論	132
	謝辞	132
	参考文献	133

CONTENTS

1.	General description	1
2.	Emergency isolation valve	3
2.1	Outline	3
2.2	Function of isolation valve	3
2.2.1	Purpose and place in the system	3
2.2.2	Conditions in normal operation	4
2.2.3	Condition in the time of valve operation	4
	(in the time of plant accident)	
2.3	Type of isolation valve	5
2.4	Structure of isolation valve	7
2.4.1	Main parts	7
2.4.2	Driving machine	8
2.4.3	Inner insulation	9
2.4.4	In Service Inspection	9
2.5	Performance of isolation valve	11
2.5.1	Leak characteristic at valve seat	11
2.5.2	Radiation exposure due to valve seat leak	12
2.5.3	Pressure drop of valve	13
2.5.4	Driving power	14
2.6	Stress analysis of isolation valve	14
2.6.1	Model and method in the analysis	14
2.6.2	Analysis	15
2.7	Seismic analysis of isolation valve	16
2.7.1	Model and method in the analysis	16
2.7.2	Results of analysis	17
3.	Helium circulator	48
3.1	Outline	48
3.2	Basic performance	48
3.2.1	Outline	48
3.2.2	Pressure drop in the operation modes	49
3.2.3	Operation points in the operation modes	50
3.2.4	Operation method of circulator in each operation points ...	50
3.3	Rotor and casing of circulator	50
3.3.1	Structure	50
3.3.2	Strength of impeller	52

3.3.3	Characteristics of rotor	52
3.3.4	Stress analysis of casing	53
3.4	Auxiliary system and control	56
3.4.1	Auxiliary system	56
3.4.2	Interlock system	57
3.5	Driving machine	57
3.5.1	Main circulator driving machine	57
3.5.2	Auxiliary circulator driving machine	58
3.6	Electricity source for driving machine	60
3.6.1	Electricity source for main circulator driving machine	60
3.6.2	Electricity source for auxiliary circulator driving Machine ..	63
4.	High temperature piping (Single wall pipe)	96
4.1	Outline	96
4.2	Sizing	96
4.2.1	Outline	96
4.2.2	Condition and procedure in analysis	96
4.2.3	Results and conclusion	97
4.3	Stress analysis	98
4.3.1	Outline	98
4.3.2	Condition in analysis	98
4.3.3	Results and conclusion	99
4.3.4	Assessment by stress criteria in sub-creep region	100
4.4	Coner duct system	100
4.4.1	Outline	100
4.4.2	Object for study	101
4.4.3	Results and consideration	102
5.	Conclusion	132
	Acknowledgement	132
	Reference	133

1. 概 要

(1)
本報告書は第1次概念設計に引続いて行った、緊急隔離弁、1次冷却系ヘリウムガス循環機、配管（単管）についての設計結果をまとめたものである。これらの機器はきわめて重要なものであるが、プラント全体にわたって設計を行った第1次概念設計においては、十分詳細な検討を行うことができなかった。それ故、今回構造検討、機能検討、応力解析などを行い、これら機器のフィージビリティを明らかにしようとしたものである。

設計の実施に際しては、契約により次の会社の協力を得た。

日本原子力事業株式会社

石川島播磨重工業株式会社

東京芝浦電気株式会社

緊急隔離弁は、中間熱交換器の2次系ヘリウムガス出口配管が格納容器を貫通する位置におかれ、重大事故時に1次系と2次系以降の熱利用系を隔離し、放射能の環境放出を抑止するためのものである。これについては、先ず形式として内部断熱アングル弁を選定し、構造検討を行い、内部構造を決定した。続いて弁座とディスク間のシール性能について検討し、隔離弁作動時の条件（1000℃、40気圧）下でのリーク率を推定した。これによるとリーク率は30 NCC/secである。次に、弁体、弁座付近、ディスクの各部の定常温度分布による熱応力を軸対称モデルで求め、内圧による応力、ボルト荷重による応力とあわせ、クリープ損傷評価等の応力評価も行った。これより、弁体各部の応力は評価基準を満足するが、弁座部では高温のため許容応力が非常に小さく、弾性解析では評価基準を満足することができず、非弾性解析が必要であることが分った。最後にモーダルアナリシス法により耐震解析を行い、剛構造であることを確認した。

ヘリウム循環機としては、1次ヘリウム主循環機と1次ヘリウム補助循環機について設計を行った。

主ヘリウム循環機の型式としては、遠心式水潤滑軸受型を選定した。定格点での仕様は、流量28.66ton/hr、入口温度370.7℃、入口圧力40.62ata、昇圧1.46 Kg/cm²、回転数3250rpmである。羽根車段数は4段となった。主循環機は通常の出力運転時における他、燃料交換時（60℃、1ata、0.755ton/hr）においても使用されるが、この場合には約17%の流れをバイパスさせる必要があることが分った。循環機構造の評価、特に羽根車強度、回転系特性、ケーシングの強度について検討した。さらに補機系統および駆動用電動機について設備上の検討を行った。駆動用電動機としては可変周波数かご型誘導電動機を選定した。

補助ヘリウム循環機は、炉停止時の崩壊熱除去に使用されるほか、主ヘリウム循環機故障時の非常炉心冷却用として用いられる。補助循環機は容量および昇圧の点でガス潤滑軸受の採用が可能な範囲にあるので、型式としてサブマージドタイプとした。駆動方式は高周波誘導電動機である。補助循環機についても性能曲線を作成したほか、主循環機と同様、羽根車強度、回転系特性、ケーシングの強度についても検討を行った。

第1次概念設計において2重配管構造を主体とする検討を行ったので、今回は、単管形式の配

管について概略の検討を行った。まず、原子炉出口より IHX入口までの高温配管について、温度降下量を2重管の場合と同じく10℃以下におさえ、熱膨張応力も許容値以下に抑えるように、配管ルートと口径を定めた。この場合ライナ径は2重管と同じ(440mmφ)としている。決定されたルートおよび口径の配管について、詳細な応力解析を行い、高温構造設計指針にもとづく評価を行った。さらに断熱構造の性能劣化の際の安全性も確保するため、外側に直径1100mmφの保護ダクトを設け、圧力管の外側を冷却することとし、この方式について空気の流量と温度上昇、送風機動力等に関する検討を加えた。

2. 緊急隔離弁

2.1 概要

多目的高温ガス実験炉の中間熱交換器の2次冷却ヘリウムガス配管が格納容器を貫通する位置に設置される緊急隔離弁は、2次冷却系配管の破断などの重大事故時に1次系ヘリウムガス中に含まれる核分裂生成物が熱利用系や環境へ放出されることを防止する目的をもち、1次系と2次系を隔離する重要な弁である。このため弁に対し高度の締切性能と信頼性が要求されるが、取扱い流体が約1000℃、45気圧の高温ヘリウムガスのため、技術的にも在来技術にない苛酷な設計条件となっている。

この新しい開発要素を含んでいる弁の概念設計として、プラント側から要求される機能・性能を満足する弁構造の確立を目標に以下の検討を行った。

1) 機能の設定

緊急隔離弁の使用条件を明確にし、弁開状態および弁閉状態においてプラント側から弁に要求される諸機能を検討した。

2) 形式の選定

弁形式の選定にあたり既存の弁形式について、緊急隔離弁に要求される機能、特に高温条件に対する性能の点から比較検討を行い、最適形式として内部断熱アングル弁を選定した。

3) 構造設計

選定された内部断熱アングル弁について下記に示す検討および解析を行った。

- (i) 構造の詳細検討
- (ii) 弁の作動時間と締切性能の検討
- (iii) ISI 項目の検討
- (iv) 応力解析
- (v) 耐震解析

以上の検討の結果決定された緊急隔離弁の仕様を Table 2.1.1 に示す。

2.2 隔離弁の機能

2.2.1 目的および系統上の位置

緊急隔離弁は、Fig. 2.2.1に示すように中間熱交換器の2次冷却系配管が格納容器を貫通する所に設けられるもので、事故時に1次冷却系と2次冷却系を遮断し、事故の波及を抑制するとともに、格納構造と相俟って1次冷却系内放射能の環境放出を最小限に抑えることを目的としている。2次冷却系の出口および入口に、各々隔離弁が設置されているが、出口側の弁の方が温度が高く（内部流体温度930℃）設計条件が厳しいので、以下の設計においては出口隔離弁のみを検討対象とする。

2.2.2 通常運転時の条件

実験炉プラントが正常に運転されている時の隔離弁に関する条件は次のとおりである。

(1) 内部ヘリウムガスのプロセス値

隔離弁はプラントの通常運転時には全開の状態にあり、この時の内部流体のプロセス値は次のとおりである。

流 体	2次系ヘリウムガス
温 度	930℃
圧 力	45 Kg/cm ²
流 量	28.8 ton/hr

(2) 圧力損失

2次系ヘリウムガス循環機の吐出能力から判断して、弁内をヘリウムガスが流れることによって生じるガス圧力の損失は、実験炉のあらゆる負荷運転時において小さいことが望ましい。これについては0.1 Kg/cm²以下とする。

(3) 弁使用時間

実験炉の寿命 20年 (1.73 × 10⁵ hr) と同一とする。

(4) 弁操作回数

100回程度と仮定する。

(5) 弁設置場所と環境条件

隔離弁の設置場所は第1次概念設計⁽¹⁾ (以下1概と略記) に準じ格納容器外とした。

従って隔離弁の環境条件は常温、常圧である。

(6) 外部漏洩量

隔離弁本体から隔離弁内ヘリウムガスが外部へ放出される個所は弁軸封部である。隔離弁が格納容器外に設置されるということもあり、弁からの外部漏洩量は可能な限り小さい値とする必要がある。

2.2.3 弁作動時 (プラント事故時) の条件

(1) 弁作動の目的

弁の作動目的は、基本的には事故発生時に冷却材が外部へ放出することを妨げ、一般公衆への放射能の影響を防止もしくは軽減することである。

(2) 弁作動条件

上述の目的を達成するために各種事故事象から直接公衆被曝に至る事象を選び、それらの組合せから弁の作動すべき条件を与えるものとして次の3ケースを想定した。

この3ケース以外にプラント全体の安全機構に関する項目と弁作動との関連 (例えば所外電源喪失時の弁挙動等) はシステム全体との思想統一を図りつつ定めねばならないが本項では割愛する。

ケース㉔ 2次系配管大破断事故 (IHXの伝熱管に小漏洩が発生している場合)

ケース㉕ 2次系配管大破断事故とIHX伝熱管破断事故の複合事故

ケース㉖ IHX伝熱管破断事故 (2次配管系に小漏洩が存在している場合)

これら3ケースの弁作動シーケンスをFig. 2.2.2 に示す。

(3) 弁の作動時間と締切性能

異常時に弁を開状態から閉状態へ作動させる場合、弁の機能として重要なものは作動時間 t と弁締切後の弁座からの漏洩量 L である。本項では前項で規定した弁作動の3ケースについて、それぞれ要求される作動時間と締切性能を検討する。

(i) ケース㉔

2次系配管の破断事故発生直後は1次系圧力は定格値であるのに対し、2次系圧力はほぼ大気圧まで急落するが、IHX内の伝熱管における1次ヘリウムガスの2次系への漏洩量が小さいため、1次ヘリウムガス中の核分裂生成物（以下F.Pと称す）の2次系への移動量は少量となり、弁を早期に閉鎖する緊急度は低い。しかしIHX伝熱管破損に事故が波及する場合は考えれば予防的な観点から締切時間を短かく抑えることが好ましい。

一方、弁の入口側圧力 P は弁閉後時間と共に昇圧され、1次系圧力と弁座漏洩量から決められる圧力値にバランスする。弁座漏洩量は弁前後の圧力差 P によって定まるので、弁閉後の漏洩総量すなわち放出F.P.総量を低減させるためには、弁座漏洩率を極力低くすると共に必要ならば入口側圧力 P を低下させるためのプラント設計（緊急ダンプ系の設置等）が要求されることになる。

(ii) ケース㉕

2次系配管の破断事故とIHX伝熱管の破断事故が同時に発生した場合は、瞬時に1次ヘリウムガス内のF.Pが施設外へ放出されることになるのでより緊急に弁を閉鎖する必要がある。弁閉後の弁入口側圧力 P はケース㉔に比べ低い値でバランスするが、この場合でも弁座からの漏洩総量を把握し、評価、検討する必要がある。

(iii) ケース㉖

2次配管系には定常状態でも局所的な小漏洩が存在すると考えられるのでIHX伝熱管破損時にはなるべく早い時期に弁を締切らねばならない。外部漏洩がないと仮定しても、IHX伝熱管破損事故により1次系と2次系は両者の圧力がバランスするまで導通するので2次系全体がF.Pによって汚染されることを防ぐため弁は閉鎖することが好ましい。この時弁の前後差圧はほとんどない状態なので、弁座からの漏洩量に特に注意を払う必要はない。

各弁作動ケース㉔、㉕、㉖について弁入口側圧力値と経過時間の関係例をFig. 2.2.3に示す。

(4) 弁作動後のプロセス条件

流体温度	Max 900℃
入口圧力	Max 40 Kg/cm ²
出口圧力	大気圧
流 量	0

2.3 隔離弁の形式

緊急隔離弁は既存の技術レベルを基礎に高温および緊急隔離という固有の性能に関する技術を肉付けして設計、製作するのが望ましいと考える。従って先ず既存の弁形式についてその長短比較を行った。比較に際し最も重要な事項は、取扱流体が約1000℃、45気圧の高温ヘリウムガス

であることに起因する諸事象であり、これに相応する弁でなければならない点である。このため高温によってひき起されるであろう、

- (i) 材料強度の低下
- (ii) 金属同志の接触部における焼付き
- (iii) 熱による応力・変形
- (iv) 熱損失

を極力緩和することを最優先に弁構造を決定する必要がある。もち論、この他に保守点検の難易、弁サイズの大小、大型化への可能性等からの検討も行わねばならない。

従来の弁形式である、玉弁、アングル弁、ゲート弁、バタフライ弁について、構造の対称性、構造の単純度、締切性能、無漏洩軸封の難易、着座性、熱による変形度、弁座の非焼付き性、弁操作性能、内部断熱の工作性、圧力損失、保守・点検の難易、大型化の可能性等の項目について検討を加えた結果、最適形式としてアングル弁を選定した。さらに高温対策として、内管と外管をもつ2重構造弁（内管のみ内部断熱材施工）と1重構造で内部に断熱材を施工するものがあるが、構造の単純化、製作の容易さ等を勘案して後者とした。

以下に選定した内部断熱アングル弁の特徴を列記する。

(i) 非焼付き性

弁構造上高温ヘリウムガス内で金属部同志が接触する箇所は避けられない。ステムとガイド、ステムセンターとディスクセンター、ディスクと弁座、ネッキブッシュとディスクストッパーなどである。これらの金属部が流体温度近くまで昇温された場合に融着・焼付きの生じない構造と材料選定を考慮する必要がある。特に高温雰囲気での金属同志の摺動機構は焼付き現象が起りやすく好ましくない。

この理由から流路遮断部である弁座・ディスクの当り面が向かい合って平行を保ちつつ開から閉に上下するアングル弁は適切である。

(ii) 金属部の高温化緩和

高温ガスにより弁構造部材の温度が上昇し熱応力が増大する。高温下では材料許容応力が低下するので弁に内蔵された部材の強度は低下し安全上好ましくない。

一方温度上昇は変形量の増加をまねくが、この変形は弁閉時の締切性能に大きく影響し、弁座漏洩率を過大に増加させる可能性がある。従って、弁の金属部温度を下げるとともに弁要部にはなるべく温度勾配の生じない一様な温度分布をもつ構造とする必要がある。そのため弁本体の構造が単純な内部断熱方式を採用して弁箱内に肉厚の大きい断熱材を装備し、ディスク、弁座も可能な限り断熱材で保護した。弁座構造は弁座体内の温度差による熱変形を軽減するため自立型とした。弁要部室でディスク、弁座のサイズに比較して大きなチャンバーとしヘリウムガス流速をさげ、圧力損失を低減すると共に弁要部への熱影響を緩和する構造とした。

高温中の複雑構造をさけるため、ディスクにパイロット弁を内蔵しないものとした。

(iii) 外部無漏洩性

外部への漏洩は施工可能な限り防止しなければならない。

このためにはステムのストロークが小さく、無漏洩軸封としてベローズを採用できる構造としてアングル弁は適当である。

2.4 隔離弁の構造

本弁の構造を計画するにあたり、次の項目を計画方針として設定した。

- (i) 弁を小型で単純な構造とする。
- (ii) 可能な限り軸対称構造とする。
- (iii) 高温ヘリウムガスに直接さらされる金属部分を減らし、金属の高温下での強度低下を軽減する構造を考慮する。
- (iv) 内部断熱材の取付けが確実に簡単な構造とする。
- (v) 高温流体中のあらゆる金属同志の接触部には焼付き防止の表面処理を考慮する。
- (vi) ISIが可能な構造とする。
- (vii) 弁全体および軸系の耐震を十分考慮する。
- (viii) 弁要部およびベローズの交換が可能な構造とする。

本計画方針にもとづき、次の手順で構造の詳細を決定した。

- (i) 前節において最適形式として選定された内部断熱アングル弁を基礎に製作上の検討事項と規格計算結果を折り込み、これを素案とした。
- (ii) 素案に対し本章の以下に示す詳細検討と応力・耐震解析を行ない、構造の妥当性を検討した。
- (iii) 諸検討・解析の結果、概ね素案が構造的に相当であることが判明したが、解析によってより明確になった項目（例えば温度分布など）に関しては、この結果を折り込み構造設計案とした。

この結果決定された構造を Fig.2.4.1 に、主要材料を Table 2.4.1 に示す。

以下各部構造について記す。

2.4.1 本体構造

(a) 弁箱

弁箱は、中空円筒の胴体に直角方向のノズル座のついたT字型一体容器であり、胴の一方にフランジを装備し、ボンネットフランジとボルト結合する構造である。以下に弁箱の詳細を記述する。

- (i) 出入口座は同サイズであり、接続する1重管のサイズと合わせ外径762mm ϕ (30B)とした。
- (ii) 弁箱径は断熱材厚さ、弁座径、ディスク外径より選定した。
- (iii) 弁箱肉厚 t はASME CODE CASE 1592-3513(a)により算出した値と、同じくASME SEC IIIに従って評価した一次一般膜応力から74mmとした。
- (iv) 弁箱の設計温度は配管部と統一し550 $^{\circ}$ Cとしたが、これは温度分布解析結果から十分余裕のある値である。
- (v) ボンネットの結合をフランジとすることにより断熱材装備など製造過程で利点となるばかりでなく弁据付後の弁内の点検等が容易となる。外部漏洩を防止するためこのフランジ部にはシール溶接を施工した。

(b) 弁座

弁座は、中空円錐形の自立ノズルと締切面付近の中空円筒形よりなる弁座体である。この弁座体は弁箱内側に溶接により取付けられるので、弁箱の圧力バウンタリーには影響を及ぼさない構造となっている。以下にその他の特徴を列記する。

- (i) 弁座ノズル部の径は、ヘリウムガス流速、圧力損失よりみて許容される範囲で小さいものとした。
- (ii) 弁座体の肉厚を弁箱に近づく程大きくなる構造とし、弁座体内肉厚部での温度の均一化を図った。
- (iii) 弁座体は内外面とも断熱材でおおう構造とした。
- (iv) 弁座上面のディスクとの当り面には表面硬化材を肉盛り、締切性能と非焼付性能を向上させた。当り面の巾は後述の締切り時の操作力と表面硬化材の許容圧縮応力より決定した。

(c) ディスク

ディスクは中実円筒一体型構造であり、弁閉時にディスクが高温流体にさらされる場合（正流時）の対策としてディスク全周に断熱材を装備した。以下にその詳細を列記する。

- (i) ステムとディスクは固定結合でなく、それらのセンター同志の接触面でディスク位置は自動調心可能とし、弁座との着座性を上げた。
- (ii) ディスク引上げ時にはディスクストッパーとネッキブッシュが圧接することによりディスクは固定される。
このネッキブッシュはステムの摺動ガイドとして作用する。
- (iii) ディスクと弁座の当り面の熱変位量は締切り性能に影響を及ぼさない程度に微少であるという解析結果があるが、ディスクが微少可動なのであらゆるディスク位置で弁座との当り面を形成するためにディスク側当り面の表面硬化材肉盛りは弁座のそれよりひとまわり大きくした。

(d) 軸封機構

- (i) 軸封機構としては、ベローズとそのバックアップとしてグラウンドパッキンを採用した。
2重の軸封装置のため現状ではリークオフコネクションもしくはパージガス封入機構を設けることは可能であるが、現時点ではそのための付帯設備は考慮しない。
- (ii) 温度分布解析の結果、定常時のベローズ温度は既存技術のベローズで十分適応できる範囲にあることが判明しているので特に高温用ベローズとしての考慮は不要となった。すなわち、ベローズより下にステムガイドを設ける構造としているのでネッキブッシュとステム間は小さなクリアランスとなり、ベローズ室へ高温ヘリウムガスが流入しない構造となっている。
- (iii) ベローズとグラウンドパッキンを容易に交換できる様な取付け状態とした。

2.4.2 操作機

操作機形式はガスシリング型とした。

- (i) 弁全長が大きく弁上部に大重量の操作機を設置することは耐震上好ましくないのでコンパクト設計とした。

操作機の駆動源であるガス圧力については現状規定がないので各状態での必要操作力（後述

2.5.4 参照) から最低必要ガス圧力は 40 kg/cm^2 として、操作機ピストン径を定めた。
耐震解析の結果は良好であった。

弁を逆圧状態で締切る場合には、所定の弁座締切面圧を得るためより大きいガス圧力が必要である。

- (ii) 弁閉の操作時間が短時間のため弁座での機械的衝撃が大きいことが予想される。この対策としてダッシュポットを装備した。
- (iii) 弁の ISI として定期的な中間開度試験が実施されるので (2.4.4 項参照) 操作機は全ストローク作動用と中間開度操作用の 2 段ピストンを装備する等の機構とした。

2.4.3 内部断熱材

緊急隔離弁の内部断熱材構造および装備方法については基本的に第 1 次概念設計において配管用内部断熱材に対して検討した考え方に準じるものとした。

しかし、配管と異なり弁内部は複雑な構造のため一方向からしか断熱材を装備できない箇所もあって弁固有の問題がある。

これらを勘案し、弁の内部断熱構造を計画するにあたり次の項目を計画方針として設定した。

- (i) 断熱材は低密度系断熱材とした。
- (ii) ライナーや弁箱の金属表面と断熱材との間に隙間が出来ず、全面接触することを考慮する。
- (iii) 断熱材の分割数を最小限度にとどめ、均一性を保つとともに装備工程を単純化する。
- (iv) 断熱材と金属との熱膨張差による経年的な隙間および高温下での復元性の低下が発生してもできる限り断熱性能の低下を少なくし、金属部の高温化を防止する。
- (v) ライナーの熱膨張を吸収し、かつ断熱材中のガス圧力の均一化を図るためライナーの一端はフリーとする。
- (vi) 断熱材装備後のライナー等の溶接は断熱材の劣化の原因となるので極力避ける。
- (vii) ライナーは、一体薄肉円筒型とし強度上それぞれは軸対称構造とする。
- (viii) ライナー支持部は、ライナーの熱膨張を吸収させるため円錐形構造とする。

2.4.4 ISI (供用期間中検査)

(a) ISI 対象範囲

原則として ISI の対象となる範囲は“原子炉の安全評価および事故解析の結果などからその破壊が直接公衆の健康と安全に災いを及ぼすとみなされる 1 次冷却材圧力バウンダリーの圧力容器・弁・配管の耐圧部”である。

更に弁としては“原子炉格納容器を貫通する系の配管における最初の外側の格納容器隔離弁”は ISI の対象弁として規定されている。

また、ASME SEC. XI によれば ISI の対象弁を数種に区分しており、カテゴリ-A の弁として“弁閉の位置で弁座漏洩が重要でその最大値に制限があるもの”の規定がある。従って、高温ガス実験炉用の緊急隔離弁は 2 次冷却材の配管に設置されるが、機能上また安全上、上記規定に該当するので本弁に対し ISI を行う必要があると言えよう。

(b) ISI 項目

緊急隔離弁に実施すべき ISI の項目として下記を設定した。

- (i) 弁開度指示計チェック試験
- (ii) 弁作動チェック試験
- (iii) 弁の漏洩試験
- (iv) 弁本体の耐圧溶接部の検査

各 ISI 項目についての検査方法と頻度を次の様に計画した。

1) 弁開度指示計チェック試験

遠隔開度指示計が弁作動状態を正確に反映するか目視検査する。

頻度は燃料交換スケジュールと同一と少なくとも 2 年に 1 回は実施する。

2) 弁作動チェック試験

(i) 部分ストローク作動チェック試験

プラント運転中に 10% だけ弁閉とする中間開度試験を行なう。頻度は少なくとも 3 ヶ月に 1 回とする。

(ii) フルストローク作動チェック試験

全開から全閉とする試験をプラント休止中に行なう。この時、弁閉作動時間およびアクチュエータ駆動源喪失時の弁作動も確認する。

試験頻度はフルストローク作動試験を少なくとも 1 年に 1 回、また動力源喪失試験を 3 ヶ月に 1 回かもしくは低温停止時とする。

3) 漏洩試験

プラント休止時、ガス圧をかけ弁座部および軸封部からの漏洩量をチェックする。頻度は燃料交換スケジュールと同一とし、少なくとも 2 年に 1 回とする。

4) 耐圧ボルトの検査

公称径 2B 以上のボルトについては体積検査と肉眼・表面検査

公称径 2B より小さいボルトについては肉眼検査を 1 本ずつ 100% 検査する。

頻度は燃料交換時又は低温停止時とする。

5) 弁本体の耐圧溶接部の検査

同一仕様（構造・製造者・設置される系）の 1 つの弁において 100% の耐圧溶接部を肉眼および体積検査（放射線検査または超音波探傷検査）を行なう。

頻度は少なくとも 2 年に 1 回とする。

(c) ISI からみた弁の構造

緊急隔離弁の ISI として上の (b) 項に記述した項目を設定したが、これらの各項目を実施するにあたって弁構造が適当であるかを検討した。

前述の ISI 項目のうち、弁構造に関係するものは、4) 耐圧ボルト検査と 5) 耐圧溶接部検査である。

耐圧ボルトとしては弁箱とボンネットを結合するボルトがあるが、ISI 時は 1 本ずつ順次取りはずして検査することが可能であり、この時ボンネットを含む上部構造をとりはずし弁を開放する必要はない。

耐圧溶接部検査の対象箇所は接続配管との溶接部を考えれば十分であり、体積検査の方法として超音波探傷検査（UT）が採用できる。UTの場合には自動記録計付試験機が必要となり、また一般的に耐圧部のISI手段としてUTが承認されるか否かの問題があるが、これは今後の検討事項である。

以上の検討結果から計画中の緊急隔離弁はISI実施上特に支障のない構造であると判断された。

2.5 隔離弁の特性

実験炉用の緊急隔離弁は呼び径 30B、弁座径約 15B の大型内部断熱アングル弁で計画しているが、本弁の締切性能を代表する弁締切時間 t と弁閉後の弁座からの漏洩率は 2.2.3 項に述べた様にプラントの安全評価上重要な要素である。

t に関しては、数秒の程度まで既存技術で製作することができ特に問題とならない。

漏洩率に関しては、現在の所高温・高圧ヘリウムガス用の大型弁の製造実績がなく、従って漏洩率についての実験データがないので正確にその値を把握することは困難である。

以上の状況から、ここでは軽水炉等に供されている実用弁で実測された漏洩試験データも参考にして現時点の製造技術レベルから推定して平均的な、もしくは達成可能と考えられる概略漏洩率を推定した。

次に推定して得られた漏洩率を用いて実験炉において緊急隔離弁が作動した場合の弁座漏洩量を算出し、漏洩による公衆被曝線量を概略検討した。

さらに弁の圧力損失、操作力について計算により求めた。

2.5.1 弁座漏洩特性

弁座からの漏洩率を左右する要因としては以下を考えた。

- (i) 弁座締切面の寸法
- (ii) 流体の種類
- (iii) 弁の前後にかかる差圧
- (iv) 弁座締切面圧
- (v) 温度条件、荷重条件等

それぞれの要因について漏洩率との関係を示す。

1) 弁座締切面の寸法

漏洩率は概ね弁座呼び口径に比例する。

$$\frac{L_T}{L} \div \frac{D_T}{D}$$

L : 弁座漏洩量
D : 弁座呼び口径
添字 T : 基準状態

2) 流体の種類

- (i) N_2 ガスによる漏洩量と空気による漏洩量はほぼ同一である。
- (ii) N_2 ガス、ヘリウムガスを使用した場合の漏洩量をそれぞれ L_{N_2} 、 L_{He} とすると両者の関係は分子量の平方根の逆比程度である。

$$\frac{L_{\text{He}}}{L_{\text{N}_2}} \doteq \sim 2.6$$

3) 弁の前後にかかる差圧

一般に $\frac{L_T}{L} = \sqrt{\frac{P_T}{P}}$ といわれており、十分大きい漏洩量の範囲ではこの近似式が概ね成立する。

4) 弁座締切面圧

弁座締切面圧の増加に伴ない漏洩量は減少するが弁座締切状態ではガス圧力によって実質的な締切面圧が変化する。すなわち正流の場合にはディスク上面にガス圧が付加されるので実質的な面圧は増大し、また逆流の場合には実質的な面圧は減少するのでこれを考慮に入れる必要がある。

5) 温度条件・荷重条件等

流体や弁座部が高温になるに従って締切面に変形が生じ漏洩量が増大する場合が考えられる。また配管反力等の荷重条件によっても変形が発生しうる。従って、これら不確定な傾向を包括して全体の余裕率を考慮し、高温下での漏洩量は算出値の2倍程度を考慮することとした。

以上の弁座漏洩特性と実用弁実測データその他から推定した弁座漏洩率をFig. 2.5.1 に示す。図中に軽水炉用弁の弁座漏洩量の基準値として採用されているMSS規格値(アメリカ)をプロットAとして表示する。(これは 5.6 kg/cm^2 差圧における空気漏洩量で規定している)

ところで実験炉用緊急隔離弁の使用条件は次の通りである。

- (i) 弁前後最大差圧 : 40 kg/cm^2
- (ii) ガス : ヘリウムガス
- (iii) ガス温度 : 930°C
- (iv) 弁座呼び口径 : $380 \text{ mm}\phi$

Fig. 2.5.1 より本弁の漏洩量を求めると

常温ヘリウムガス、弁前後差圧 40 kg/cm^2 のもとでは

$$\text{漏洩率 } L = 2.35 \text{ NCC/min/口径mm} \quad \text{である。}$$

高温条件に対する余裕率をみこむと

$$\begin{aligned} \text{漏洩量 } L_{\text{He}, 1000^\circ\text{C}} &\doteq 2.35 \times 2 \times 380 = 1800 \text{ NCC/min} \\ &= 30 \text{ NCC/s} \quad \text{となる。} \end{aligned}$$

なお、本弁の公称漏洩率を高温ヘリウムガス、差圧 40 kg/cm^2 の条件で 30 NCC/s と規定することは試験方法などの制約から実際に確認することが困難である。

従って、公称漏洩率の規定条件は実用性を考慮して別途考慮する必要がある。

2.5.2 弁座漏洩による被曝

実験炉システムにおいて2次系配管破断事故時緊急隔離弁の弁閉完了以降に弁座から漏洩する1次冷却材量を推定し公衆に対するr線による外部被曝線量および呼吸による甲状腺内部被曝線量を下記の仮定のもとで概略計算した。

これは第1次概念設計において漏洩率 $L = 10^{-2} \sim 10^{-3}$ NCC/s と仮定して弁閉後の被曝線量を検討、評価しているが、ほぼ同様の手法で $L = 30$ NCC/s の場合について計算し、比較するものである。

被曝線量計算上の仮定

- (i) 弁座漏洩量は一定値 30 NCC/s とし、1次冷却材がこの割合で環境に放出されるとした。

$$30 \text{ NCC/sec} = 30 \times 10^6 \times 3600 \times \frac{4}{22.4} = 1.929 \times 10^{-2} \text{ kg/hr}$$

(実際には Fig. 2.2.3 に示す様に弁入口側の圧力 P は時間と共に変動するが、ここでは常に $P = 40 \text{ kg/cm}^2$ と仮定した)

- (ii) 線量は弁閉後 10 時間経過するまでの放出総量とした。

10 時間後までのリークしたヘリウムガスの割合 R は次のようになる。

$$R = \frac{1.929 \times 10^{-2} \times 10}{681 \text{ (一次ヘリウムガス全インベントリ)}} = 2.833 \times 10^{-4}$$

- (iii) 2次系配管破断時の F.P. インベントリ (冷却材中およびプレートアウト) は cpf 破損率 10%、純化率 1%/pass の場合の値を JAERI-M 6613 レポートから引用した。⁽²⁾
- (iv) プレートアウト F.P. のリフトオフは 2次系配管破断と同時に起こるとして LOF 値は 50%、10%、5%、1%、0% とした。
- (v) 内部被曝線量は ^{90}Sr , $\text{I} (^{131}\text{I} \sim ^{135}\text{I})$ について計算し、放出量から被曝線量への変換は JAERI-M 6613 レポートと同様の計算を行った。また時間による崩壊は考慮しなかった。計算結果を Table 2.5.1 に示す。

一例として	cpf 破損率	10 %
	LOF	1 %
	弁閉後	10 Hrs

での被曝量は、

$$\begin{aligned} ^{131}\text{I} &: 1.10 \times 10^{-2} \text{ rem} \\ ^{90}\text{Sr} &: 0.75 \times 10^{-2} \text{ rem} \text{ である。} \end{aligned}$$

本項での検討は、圧力一定、漏洩量一定と仮定して行なった概略計算であり、cpf 破損率、LOF、ダンプ系システムなど相互に影響するので算出された被曝線量を用いて一義的に弁座漏洩率を評価することはむづかしく、あくまでもひとつの参考値である。

これら各種パラメータやシステムの詳細検討が必要であり、パラメータの可変域が明確になった段階で線量の精度の高い計算および評価が必要である。

2.5.3 弁の圧力損失

弁圧損は次式により求められる。尚 () 内数値は弁 90 % 開度時の値を示す。

$$\Delta P = \frac{U^2}{2g \cdot v} \left\{ \zeta v + \left(\frac{1}{C} \cdot \frac{a}{A} \right)^2 \right\} = \frac{0.0486}{(0.0502)} \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

ただし

$$v : 950^\circ\text{C}, 47 \text{ atg} \text{ におけるヘリウムガスの比容積} = 0.5357 \text{ m}^3/\text{kg}$$

U : 弁出入口流速

$$U = \frac{G}{a} \cdot v = 29.36 \text{ m/s}$$

G : 流量 = 30 T/H

a : 弁出入口断面積

$$a = \frac{\pi}{4} d^2 = 1.5205 \times 10^5 \text{ mm}^2$$

d : 弁出入口径 = 440 mm

ζ_v : 弁抵抗係数 = 2.33 (2.52)

C : 流出係数 = 0.8

A : スロート部断面積

$$A = \frac{\pi}{4} d_s^2 = 6.605 \times 10^4 \text{ mm}^2$$

d_s : スロート径 = 290 mm

従って、弁圧損 $\Delta P = 0.0486 \text{ kg/cm}^2$ は、弁許容圧損 $\Delta P_v = 0.1 \text{ kg/cm}^2$ を十分満足する。
(0.0502)

2.5.4 操作力

弁の操作状態別に発生する静的な作動力を Table 2.5.2 の如く算出し、これから操作機の形状、操作空気圧力を決定した。

この時、耐震上から操作機の小型・軽量化にも留意し、一応操作機ピストンの口径を 450φとした。

検討の結果、ステム系の摺動を円滑にし、かつ弁閉締切時の弁座発生面圧を材料強度の許容値内におさめるためには弁の操作状態に応じ、必要操作空気圧は 10 kg/cm^2 か 40 kg/cm^2 のいずれかとなるので、この二点仕様で計画した。

表中の作動力を以下に示す。

F_g : グランドパッキンによる摩擦力

F_e : ガス圧による上向きのエンドスラスト力

F_d : ディスクにかかるガス圧による力

F_s : 弁座面に発生する反力

F_w : ステム系の自重

F_p : 操作機のピストンにかかる空気圧による操作力

2.6 隔離弁の応力解析

2.6.1 解析モデルおよび方法

隔離弁の弁体（箱）およびディスクについて、ガス圧力およびディスク締切力、定常温度分布により生ずる応力分布を求めた。

解析範囲を表示すると Table 2.6.1 のようになる。

解析モデルは軸対称とし、2次元計算とした。また弁体の解析に際しては、弁座付近について詳細に解析を行うため、弁全体モデルで一度解析を行い、次に弁座付近のモデルについて再度解析を行うこととした。

以下の図に解析モデルを示す。

- 弁体応力解析モデル Fig. 2.6.1
- 弁座附近温度分布解析モデル Fig. 2.6.2
- 〃 応力解析モデル Fig. 2.6.3
- ディスク応力解析モデル Fig. 2.6.4

流体の温度、圧力、流量ならびに機械荷重等の解析条件を Table 2.6.2 に示す。また解析に用いた材料定数を Table 2.6.3 に示す。

解析ならびに応力評価の手順を Fig. 2.6.5 に示す。

2.6.2 解 析

(a) 温度分布解析

隔離弁の弁体の定常温度分布を Fig. 2.6.2 に、弁座付近の定常温度分布を Fig. 2.6.7 に示す。図より次のことが分かる。

- (i) 弁体の板厚平均メタル温度は弁座取付部付近で最も高く（約 300℃）、メタル内外面温度差もこの部分で最大（約 11℃）となる。弁座取付部付近から離れるに従ってメタル温度は低下し、ボンネット付近では 100℃以下にさがる。
- (ii) 弁座のメタル温度は先端で 915℃前後であるが、弁体との溶接部では 400℃程度にまで急速に低下し、また板厚方向の温度差も小さい（最大約 5℃）。
- (iii) ディスクのメタル温度は先端で 920℃前後であるが、ステムとの接合部では 750℃程度まで下り、ここでも断熱材施工の効果は顕著である。

ステムの温度はボンネット付近で 100℃程度に下っている。これはボンネットの放熱効果が大きいためと思われる。従ってベローズ部の温度は 100℃以下に落ちている。

(b) 応力解析

応力解析結果を Fig. 2.6.8 ~ Fig. 2.6.16 に示す。

箇 所	荷重応力の種類	図 番
弁 体	熱による円周方向応力	Fig. 2.6.8
	内圧による円周方向応力	Fig. 2.6.9
	ボルト締め付け力による円周方向応力	Fig. 2.6.10
弁座附近	熱による円周方向応力	Fig. 2.6.11
	内圧による円周方向応力	Fig. 2.6.12
	ディスク閉め切り力と差圧による円周方向応力	Fig. 2.6.13 Fig. 2.6.14
ディスク	熱による円周方向応力	Fig. 2.6.15
	ディスク、シート当り面変位	Fig. 2.6.16

(c) 応力評価

評価点 A, B, C, D (Fig. 2.6.1 参照) において、応力評価を行った。結果を次の表に示す。

1次応力評価	Table 2.6.4
1次+2次応力評価	Table 2.6.5
クリープ損傷評価	Table 2.6.6

これらをホッパー線図形式で示すと次のようになる。

評価点 A	Fig. 2.6.17
評価点 B	Fig. 2.6.18
評価点 C	Fig. 2.6.19
評価点 D	Fig. 2.6.20

ここでクリープ損傷評価は、寿命 20 年 (1.73×10^5 hr) として行った。ただし、 Hastelloy X の St 値に関しては、 10^5 hr 以上の St 値が不明のため 10^5 hr の値で代用した。

評価結果を要約すると次のようになる。

(i) 1次応力について

発生応力の大きい A, B, C, D 4 箇所を評価したが全評価位置で 1 次応力の制限を満足している。

(ii) 1次+2次応力について

A 部は 1 次+2 次応力の制限をテスト No. 1 で、B 部は No. 2 で、又 C, D 部はテスト No. 3 で満足する。

(iii) クリープ損傷について

クリープ損傷の評価は A, C, D の 3 箇所について通常状態の 1.73×10^5 hr (D 部は 10^5 hr) に対して行なった。その結果 A, C 2 箇所の損傷クリープは 0.35 以下である。一方 D 部はクリープ損傷が 10^4 以上となる。いま、本箇所のクリープ損傷を許容値である 1.0 以下 (疲労損傷を 0 と仮定して) に押えるための発生応力を試算すると 1 kg/mm^2 以下でなければならない。しかるに、本箇所の発生応力は 1 次応力が 0.07 kg/mm^2 と小さいが許容される 2 次応力は 0.93 kg/mm^2 以下になる。弾性解析で行なう限り 2 次応力をこの様な値に押えることはヘリウムガス温度 930°C 、通常運転時間 10^5 hr の条件下では構造上の改良 (例えば断熱材の厚さを変える) だけでは不可能であると考え。従って、今後は非弾性解析を行なうか、評価方法ないしは運転条件の再検討を必要とするものと考えられる。

(iv) ディスク及び弁座当り面肉盛り部附近は熱応力が弾性解析を行なう限り、 100 kg/mm^2 以上となる。これは表面硬化材と Hastelloy X との異材継手の影響によるためである。今後は異材継手部の発生応力について非弾性解析などを行なうことにより詳細に検討するとともに、表面硬化材の物性値等を正確に把握することも必要と考える。

2.7 隔離弁の耐震解析

2.7.1 解析モデルおよび方法

本解析対象の緊急隔離弁の耐震解析は、本来配管系に組込まれたものとして行なうべきであるが

全長が長く、最上部に操作機が位置するその構造上、弁単体の振動特性を把握する必要があると考えられる。

従って今回は、地震波を弁接続部に直接入力することによって弁単体の振動特性を求めた。

モデルは多質点バネ系とした。この際比較のため弁体とステムを一体としたモデル（モデル1）と弁体とステムをバネで結合したモデル（モデル2）の2種類のモデルを考えた。これを Fig. 2.7.1 に示す。各質点の質量を Table 2.7.1 に示す。

解析方法はモーダルアナリシス法による時刻歴応答法を用いた骨組振動解析プログラムによった。

地震力は次のように定めた。

(i) 地震波

E L CENTRO 1940年N-S波

(ii) 最大地震加速度

水平方向 705.6ガル (0.72g)

鉛直方向 470.4ガル (0.48g)

2.7.2 解析結果

解析結果を次の図に示す。

固有振動モード, 固有振動数	Fig. 2.7.2
変位 (モデル1)	Fig. 2.7.3
変位 (モデル2, 弁体)	Fig. 2.7.4
変位 (モデル2, ステム)	Fig. 2.7.5

これより次の結論が得られた。

- (i) モデル1, モデル2とも1次固有振動数は20Hz以上であり, 耐震上は剛と考えられる。
- (ii) 動的応答解析の結果, 変位は最上部で最高0.82mm (モデル2)であり, その際の部材発生応力も小さい。(1kg/mm²以下)
- (iii) 弁体とステムはほぼ一体となって動き, ディスクの弁体に対する変位は小さい。(最大0.5mm以下)
- (iv) 以上より弁の耐震上の強度評価に当っては, 静的解析によって検討すればよいと考えられる。

Table 2.1.1 緊急隔離弁の仕様

名 称		緊急隔離弁		弁 型 式		内部断熱1重アングル		
設置場所		格納容器外		弁呼び径 ¹⁾		30B		
系統上の位置		IHX 2次系出口管		接続配管 ¹⁾	外 径	762 mmφ		
設計寿命		1.73 × 10 ⁵ hr			内 径	649.2 mmφ		
					ライナー	440 mmφ		
流体	種 類	ヘリウムガス		許容圧力損失		0.1 kg/cm ² ²⁾		
	流量	常用	28.8 T/hr		操 作 方 式		空気作動シリンダー	
		設計	30 T/hr		操 作 空 気 源		40 kg/cm ² g	
	圧力	常用	45 kg/cm ² g		操作時間 (開→閉)		5 ~ 10秒 ³⁾	
		設計	47 kg/cm ² g		ヘリウムガ ス漏洩量	外 部	10 ⁻⁶ NCC/sec ⁴⁾	
	温度	常用	930℃			弁 座	30 NCC/sec ⁵⁾	
設計		950℃		(950℃, 40kg/cm ² 差圧時)				

注:

- 1) 接続配管サイズは第4章の1重管構造設計によって設定された管口径を採用した。
- 2) 許容圧力損失値は少ないことが望ましいが、2次系配管、IHX、その他機器の圧力損失との配分を考慮し、システム設計上可能な数値として0.1 kg/cm²を設定した。
- 3) 操作時間は、JAERI-M6613レポートの安全解析結果を参照して本仕様を設定した。⁽²⁾
- 4) 外部漏洩量はベローズ軸封として達成可能なものを採用した。
- 5) 弁座漏洩量は2.5.1項の検討結果による。

Table 2.4.1 隔離弁の主要部材料

番号	品名	材質	備考
1	弁箱	$2\frac{1}{4}\text{Cr}-1\text{Mo}$	
2	ボンネット	$2\frac{1}{4}\text{Cr}-1\text{Mo}$	
3	ディスク	ハステロイ X	表面硬化材肉盛
4	弁座	ハステロイ X	表面硬化材肉盛
5	ディスクセンター	T C 6	
6	ステム (下部)	ハステロイ X	
7	〃 (上部)	ステンレス	
8	ステムセンター	ハステロイ X	表面硬化材肉盛
9	断熱材	低密度系断熱材	
10	ライナー	ハステロイ X	
11	ベローズ	インコネル	
12	ヨーク	炭素鋼	
13	パッキン	グラフォイル	
14	ボルト	Cr-Mo 鋼	

Table 2.5.1 被曝線量 (rem)

LOF	50 %	10 %	5 %	1 %	0 %
^{131}I	3.66×10^{-1}	0.77×10^{-1}	4.01×10^{-2}	1.10×10^{-2}	3.77×10^{-3}
^{90}Sr	3.41×10^{-1}	0.68×10^{-1}	3.41×10^{-2}	0.75×10^{-2}	1.99×10^{-6}

Table 2.5.2 隔離弁の操作力の計算

流れ方向	正流の場合 →				逆流の場合 ←	
	全開時	全閉時 (弁差圧0 kg/cm ²)	全閉時 (弁差圧40 kg/cm ²)	開閉開始時 (弁差圧40 kg/cm ²)	全閉時 (弁差圧40 kg/cm ²)	開閉開始時 (弁差圧40 kg/cm ²)
操作力						
F _g kg	↑ 5540	↑ 5540	↑ 5540	↑ 5540	↑ 5540	↑ 5540
F _e kg	↑ 5580	0	↑ 4750	↑ 4750	0	0
F _d kg	0	0	↓ 49740	↓ 49740	↑ 45340	↑ 45340
F _w kg	0	↑ 10850	↓ 40230	0	↑ 12360	0
F _p kg	↓ 780	↓ 780	↓ 780	↓ 780	↓ 780	↓ 780
F _r kg	↑ 15610	↓ 15610	0	↑ 62460	↓ 62460	↑ 15610
必要空気圧 kg/cm ²	10	10	0	40	40	10
弁座面圧 kg/mm ²	—	0.99	3.66	—	1.12	—
	$F_p + F_e > F_o + F_w$	$F_p + F_d + F_w = F_o + F_e + F_s$	$F_p + F_e > F_o + F_d + F_w$	$F_p + F_e > F_o + F_d + F_w$	$F_p + F_d > F_o + F_w$	$F_p + F_d > F_o + F_w$

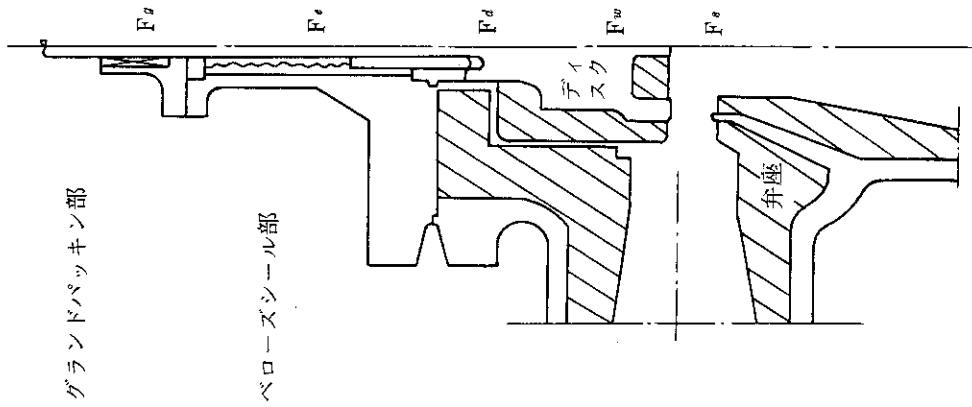


Table 2.6.1 応力解析範囲

箇所	目的	温度分布 解析	応力解析			
			熱	内圧	ディスク 締め切り力	差圧 (正) 逆
弁全体	○弁全体の応力分布を求める。	○	○	○		
弁座附近	○弁座附近の応力評価のため。 ○弁座面の変形を求める	○	○	○	○	○
ディスク	○ステムの応力を求める。 ○ディスク当り面の変形を求 める。	○	○			

Table 2.6.2 流体温度、圧力、流量、機械荷重条件

項目		弁開時	弁閉時
ヘリウムガス温度	℃	930	930
ヘリウムガス圧力	kg/cm ² g	43	入口側 41(1) 出口側 1(41)
ヘリウムガス流量	t/hr	28.8	—
差圧	kg/cm ² g	—	±40
ボルト締め付け力	kg	69729.76	69729.76
ディスク締め切り面圧	kg/mm ²	—	正流時 4.017 逆流時 0.978

Table 2.6.3 解析に用いた材料定数

材質	材料定数		ヤング率E (kg/mm ²)	熱膨張係数 β (1/°C)	ポアソン比 ν	熱伝導率 λ (kcal/mh°C)	比重 γ (kg/m ³)	備考
	温度 °C							
2 $\frac{1}{4}$ Cr— 1Mo	25		2.10×10^4	1.17×10^{-5}	0.3	24.1	7.87×10^3	「多目的高温ガス実験炉高温構造設計指針」
	100		2.07×10^4	1.25×10^{-5}	〃	〃	〃	
	350		1.89×10^4	1.48×10^{-5}	〃	〃	〃	
	600		1.39×10^4	1.56×10^{-5}	〃	〃	〃	
ハステロイX	100		2.01×10^4	1.39×10^{-5}	0.3	9.6	8.23×10^3	「多目的高温ガス実験炉高温構造設計指針」による。
	300		1.85×10^4	1.42×10^{-5}	〃	12.7	〃	
	400		1.77×10^4	1.46×10^{-5}	〃	14.3	〃	
	900		1.38×10^4	1.64×10^{-5}	〃	23.6	〃	
	1000		1.30×10^4	1.66×10^{-5}	〃	26.0	〃	
低密度系 断熱材	0					0.28	0.192×10^3	
	200					0.35	〃	
	400					0.45	〃	
	600					0.60	〃	
	800					0.86	〃	
	1000					1.16	〃	
溶接材	25		1.99×10^4	1.64×10^{-5}	0.3	12.4	8.03×10^3	
	100		1.95×10^4	1.68×10^{-5}	〃	13.4	〃	
	250		1.84×10^4	1.75×10^{-5}	〃	15.2	〃	
	350		1.76×10^4	1.78×10^{-5}	〃	15.5	〃	
	600		1.52×10^4	1.87×10^{-5}	〃	19.3	〃	
表面硬化材	800		7.22×10^4 *	0.95×10^{-5}	0.3*	12.24*		*「溶射使用」による。
	900		〃	0.99×10^{-5}	〃	〃		
	1000		〃	1.03×10^{-5}	〃	〃		

Table 2.6.4 1次応力評価

評価式	評価位置		A	B	C	D
	計算項目	および判定				
$P_m \leq S_{mt}$	P_m	kg/mm ²	1.56	10.45	2.47	0.98
	S_t	"	2.49	2.49	2.49	1.1
	S_m	"	1.30	1.30	1.30	0.97
	S_{mt}	"	1.30	1.30	1.30	1.1
	判定		可	可	可	可
$P_L + P_b \leq \text{MIN}(K_t S_t, 1.5 S_m)$	$P_L + P_b$	kg/mm ²	1.74	18.96	2.47	0.98
	$\text{MIN}(K_t S_t, 1.5 S_m)$	"	19.5	19.5	19.5	1.14
	判定		可	可	可	可
メタル平均温度		℃	267	220	314	910

Table 2.6.6 クリープ損傷評価

項目		評価位置		
		A	B	C
$t_K (= t)$	hr	1.73×10^5	1.73×10^5	10^5
S_K	kg/mm ²	8.22	14.6	18.37
S_K / K'		9.13	16.22	20.4
T_{dK}	hr	$> 5 \times 10^5$	$> 5 \times 10^5$	< 10
$(t / T_d)_K$		< 0.35	< 0.35	$> 10^4$
判定		可	可	不可

Table 2.6.5 1次+2次応力評価

評価式	計算項目 および判定		評価位置			
			A	B	C	D
$P_L + P_b / K_t + Q_r \leq S_q$	$P_L + P_b / K_t$	kg/mm ²	1.74	9.0	1.51	0.98
	Q_r	"	8.73	4.90	19.97	17.39
	$P_L + P_b / K_t + Q_r$	"	10.47	21.93	21.01	18.37
	$S_t (t = 10^4 \text{ hr})$	"	2.49	2.49	2.49	3.4
	$S_q (= \text{MIN}(S_y, 1.25S_t))$	"	1.87	1.87	1.87	4.25
	判定		可	不可	不可	不可
T-1322 (テストNo.1) $X + Y \leq S_a / S_y$	S_a / S_y		1.0	1.0	1.0	0.31
	$X (= \frac{P_L + P_b / K_t}{S_y})$		0.093	0.48	0.08	0.072
	$Y (= Q_r / S_y)$		0.467	0.26	1.04	1.279
	$X + Y$		0.56	0.74	1.12	1.351
	判定		可	可	不可	不可
T-1323 (テストNo.2) $X + Y \leq 1$ $T_r \leq T_c$	T_c (クリープ温度)	℃			428	不明
	T_r	℃			20	20
	$X + Y$				1.12	1.351
	判定				不可	不可
T-1324 (テストNo.3) $\epsilon_c \leq 1\%$ $T_r \leq T_c$	$X (= \frac{P_L + P_b / K_t}{S_y^L})$				0.08	0.04
	$Y (= Q_r / S_y^L)$				0.92	0.71
	X, Y より定まる領域				S_1	S_2
	ϵ_c	%			0.01	0.2
	判定				可	可

Table 2.7.1 耐震解析モデルの各質点の質量

①モデル1

節点番号	重量(kg)	座 標	
		x (cm)	y (cm)
1	1 1 6 0	0.0	3 5.5
2	1 5 6 0	0.0	1 0 6.1
3	3 7 0 6	0.0	1 7 6.7
4	3 4 7	0.0	2 5 4.3
5	1 2 3	0.0	2 7 3.3
6	2 1 8	0.0	3 2 2.8
7	8 4 3	0.0	3 8 1.8
8	5 3 5	0.0	4 2 8.3
9	6 0 8	0.0	4 7 5.3

②モデル2

節点番号	重量(kg)	座 標	
		x (cm)	y (cm)
1	1 1 6 0	0.0	3 5.5
2	1 2 2 2	0.0	1 0 6.1
3	3 6 6 8	0.0	1 7 6.7
4	4 2 6	0.0	2 7 3.3
5	1 5 8	0.0	3 2 2.8
6	8 2 3	0.0	3 8 1.8
7	3 7 4	0.0	4 2 8.3
8	4 9 4	0.0	4 7 5.3
9			
10	3 3 8	0.6	1 0 6.1
11	6 2	0.6	1 7 6.7
12	2 0	0.6	3 8 1.8
13	6 0	0.6	3 2 2.8
14	2 0	0.6	3 8 1.8
15	1 6 1	0.6	4 2 8.3
16	1 1 4	0.6	4 7 5.3

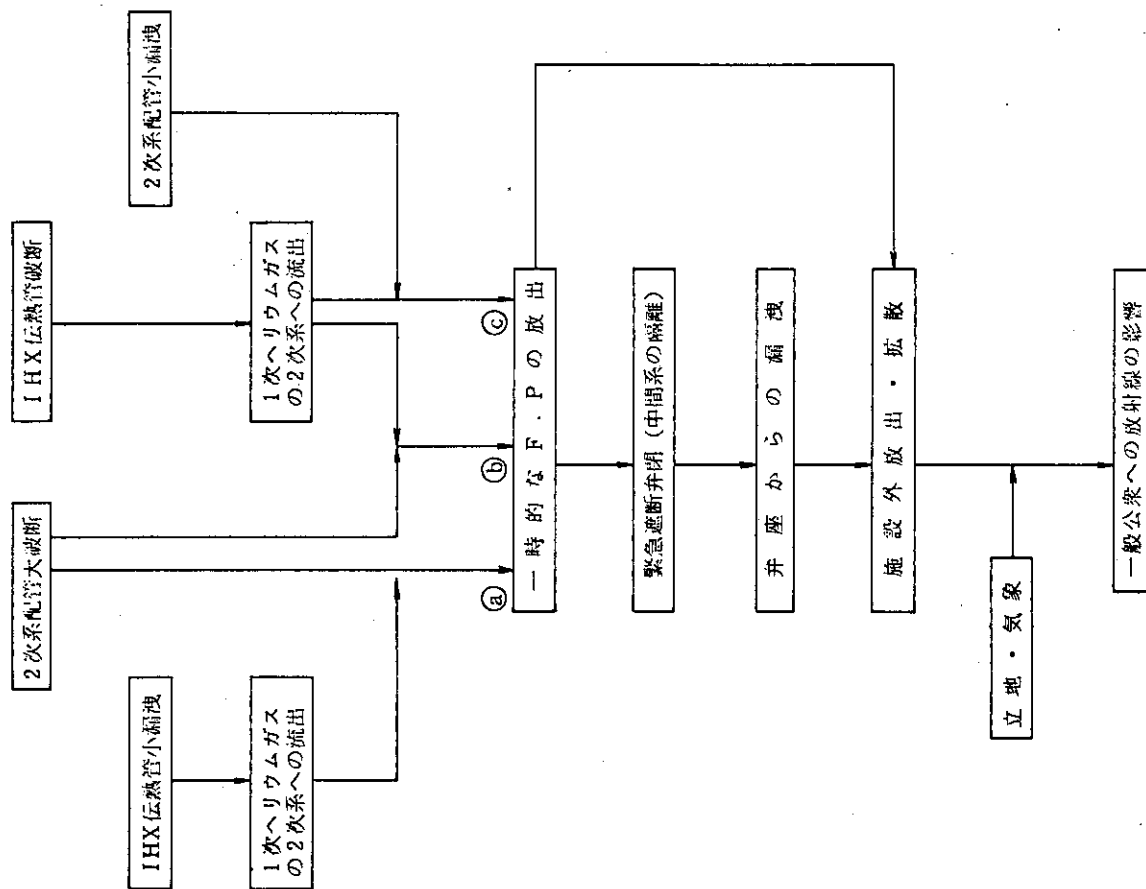


Fig. 2.2.2 弁作動シーケンス

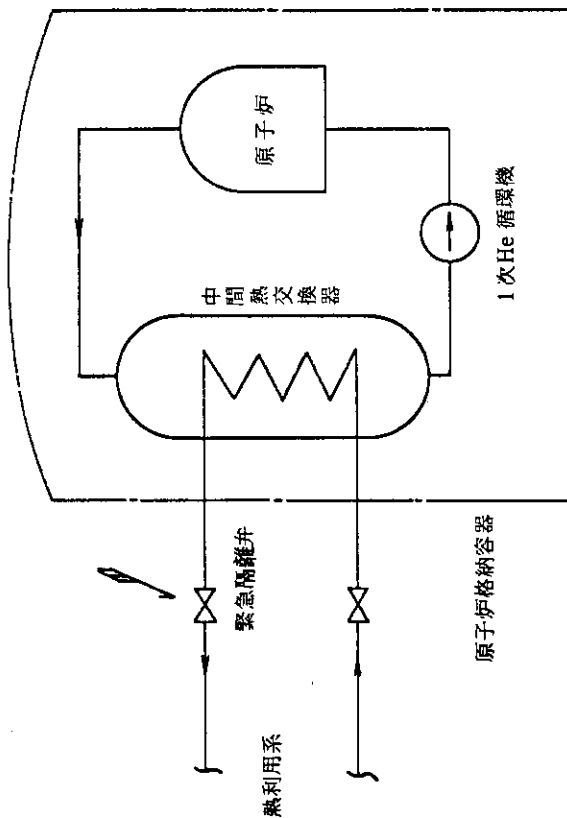
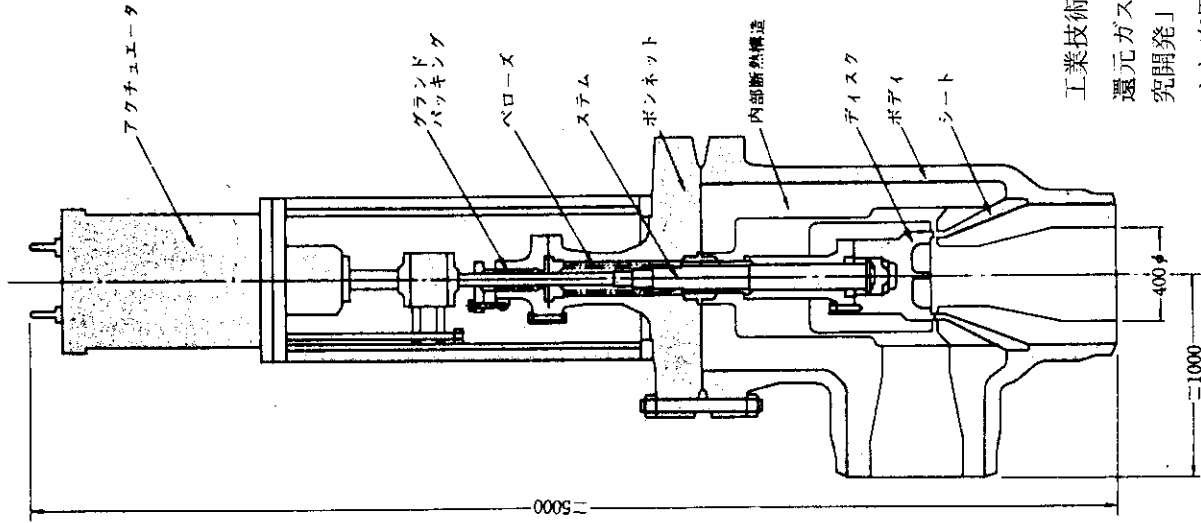


Fig. 2.2.1 緊急隔離弁の設置場所



工業技術院の大型プロジェクト「高温還元ガス利用による直接製鉄技術の研究開発」の成果を利用した。(工技院より実用新案申請中)

Fig. 2.4.1 緊急隔離弁構造図

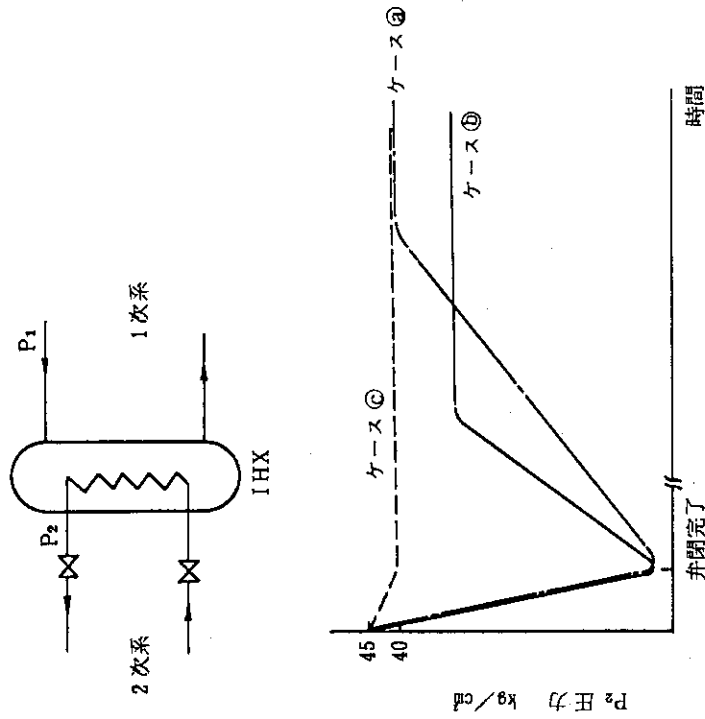


Fig. 2.2.3 弁入口圧力 P_2 の時間変化の概念図

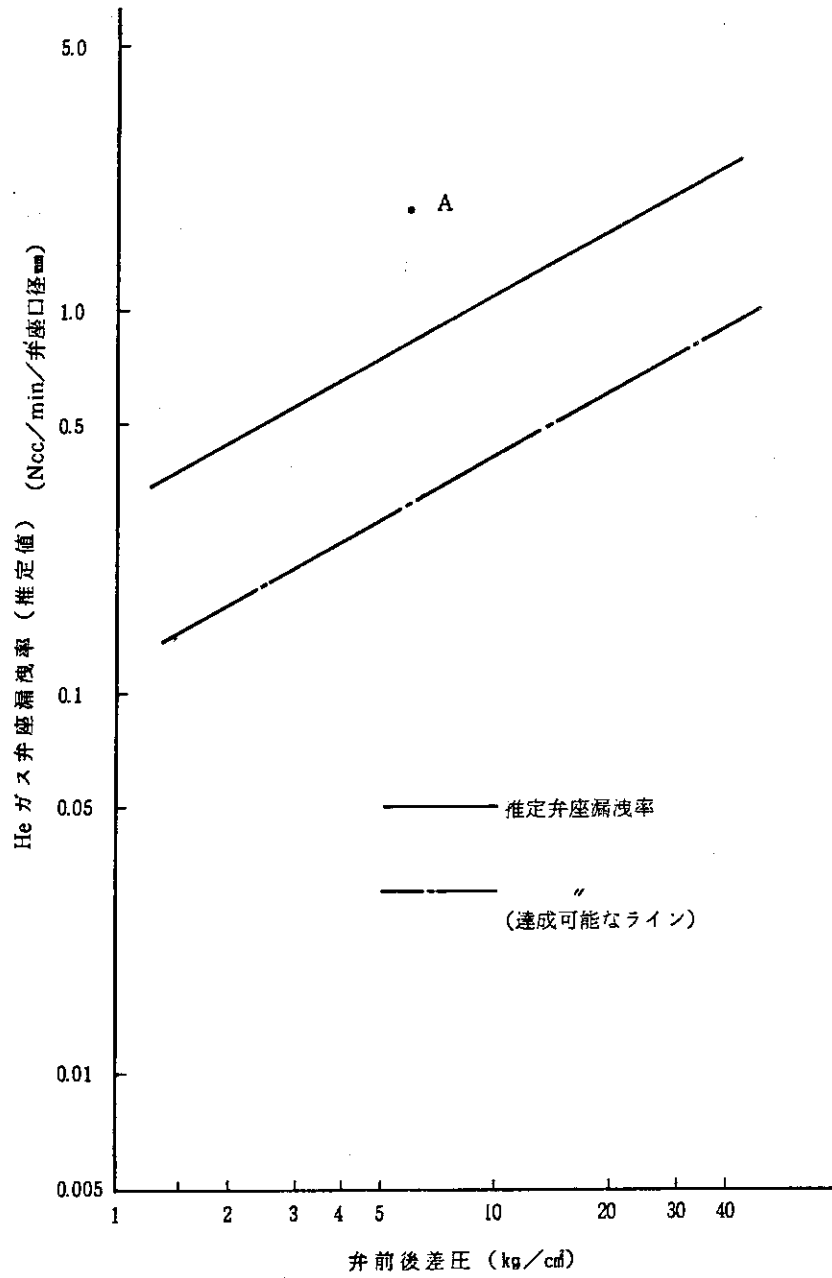


Fig. 2.5.1 推定弁座漏洩率 (常温ヘリウムガス)

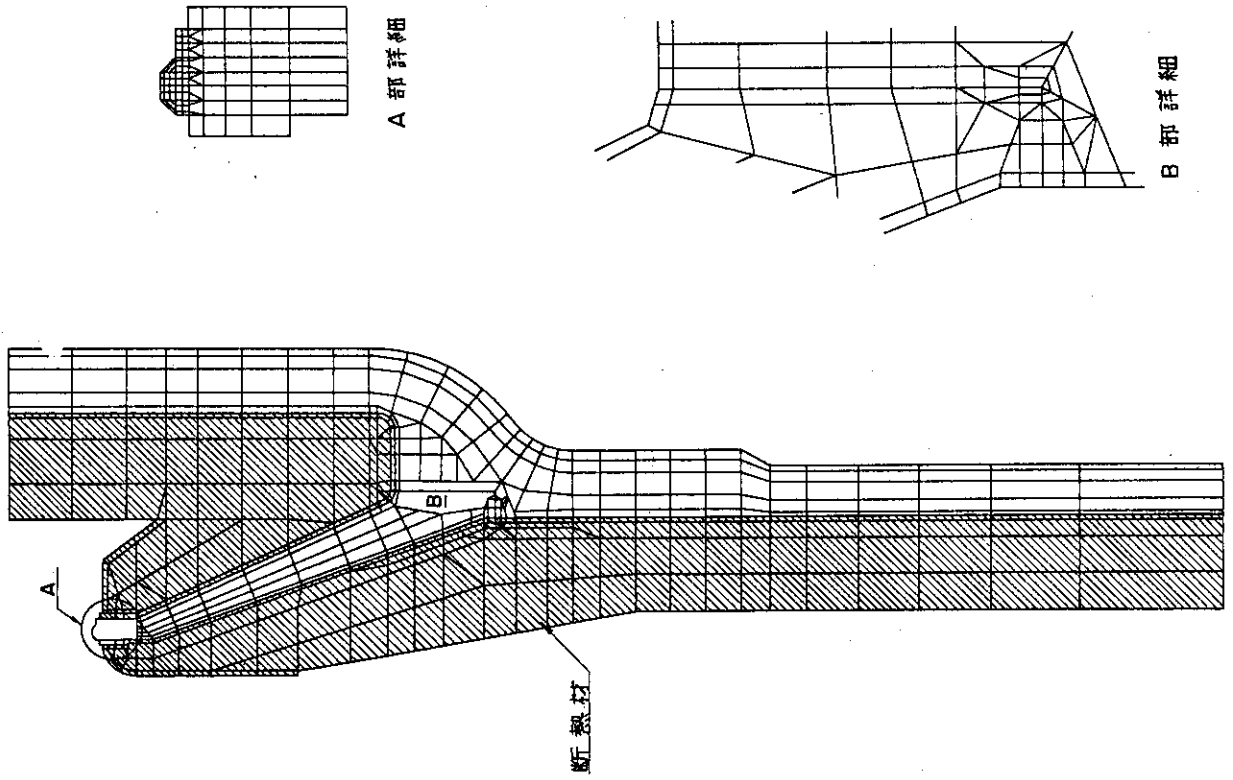


Fig. 2.6.2 弁座付近温度分布解析用モデル

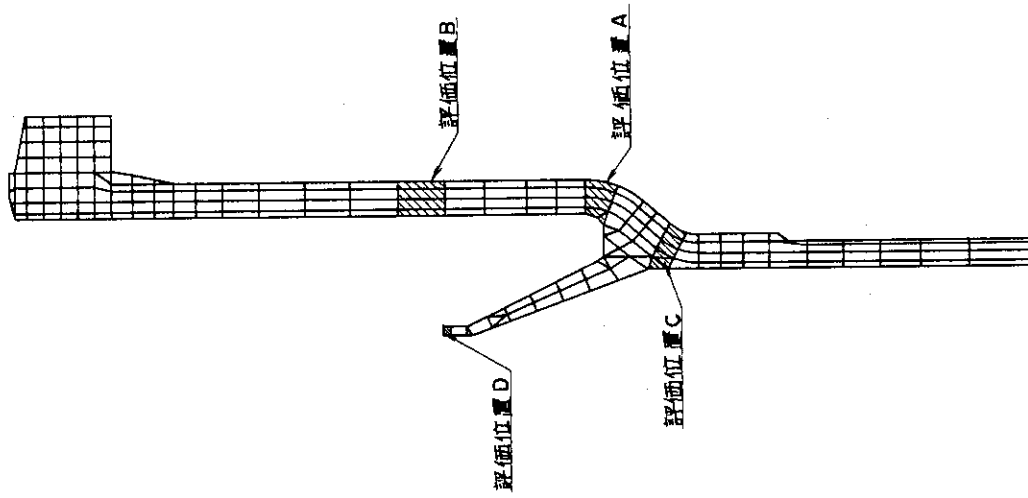


Fig. 2.6.1 弁体応力解析用モデル

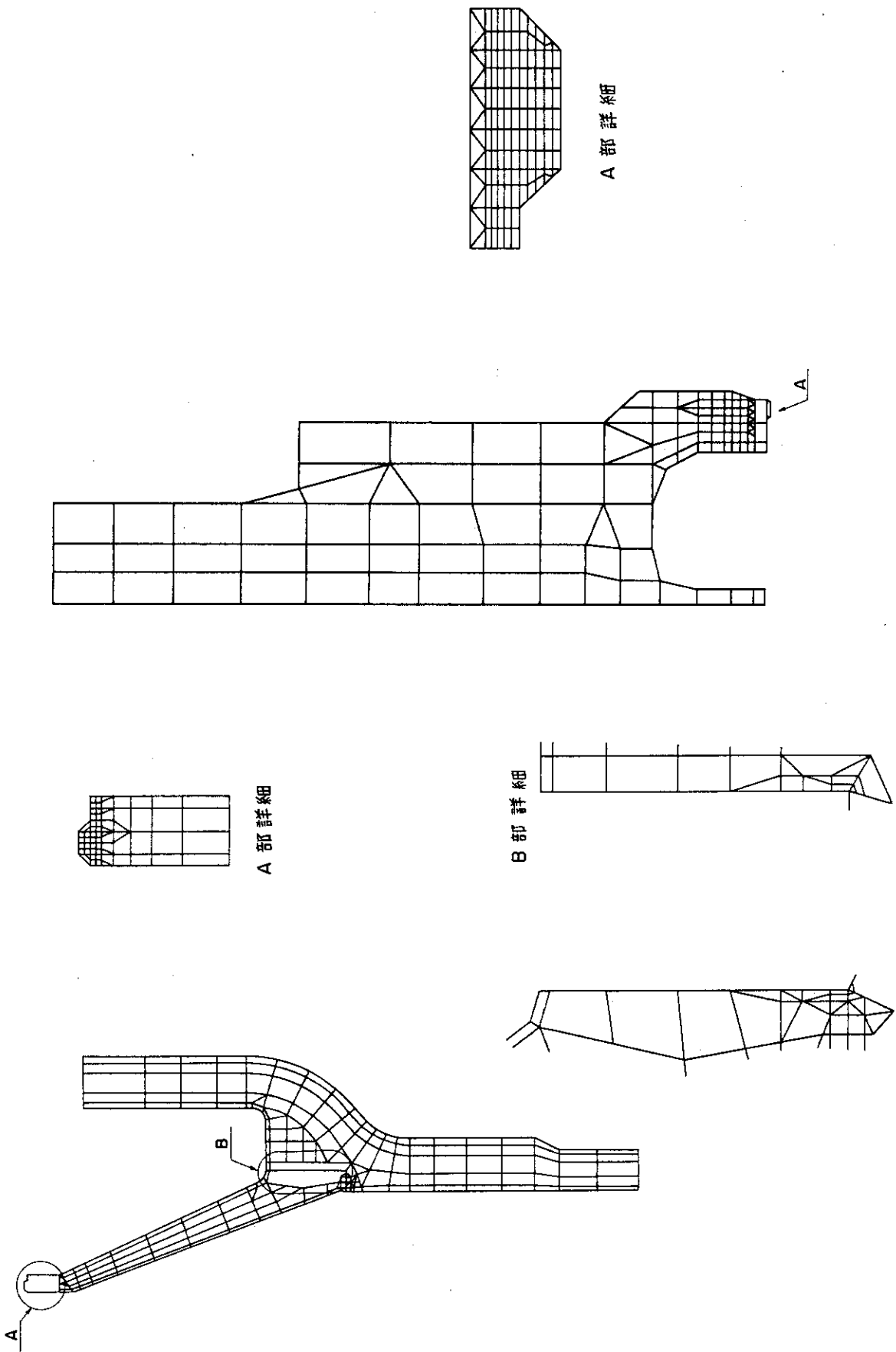


Fig. 2.6.4 ディスク応力解析用モデル

Fig. 2.6.3 弁座付近応力解析用モデル

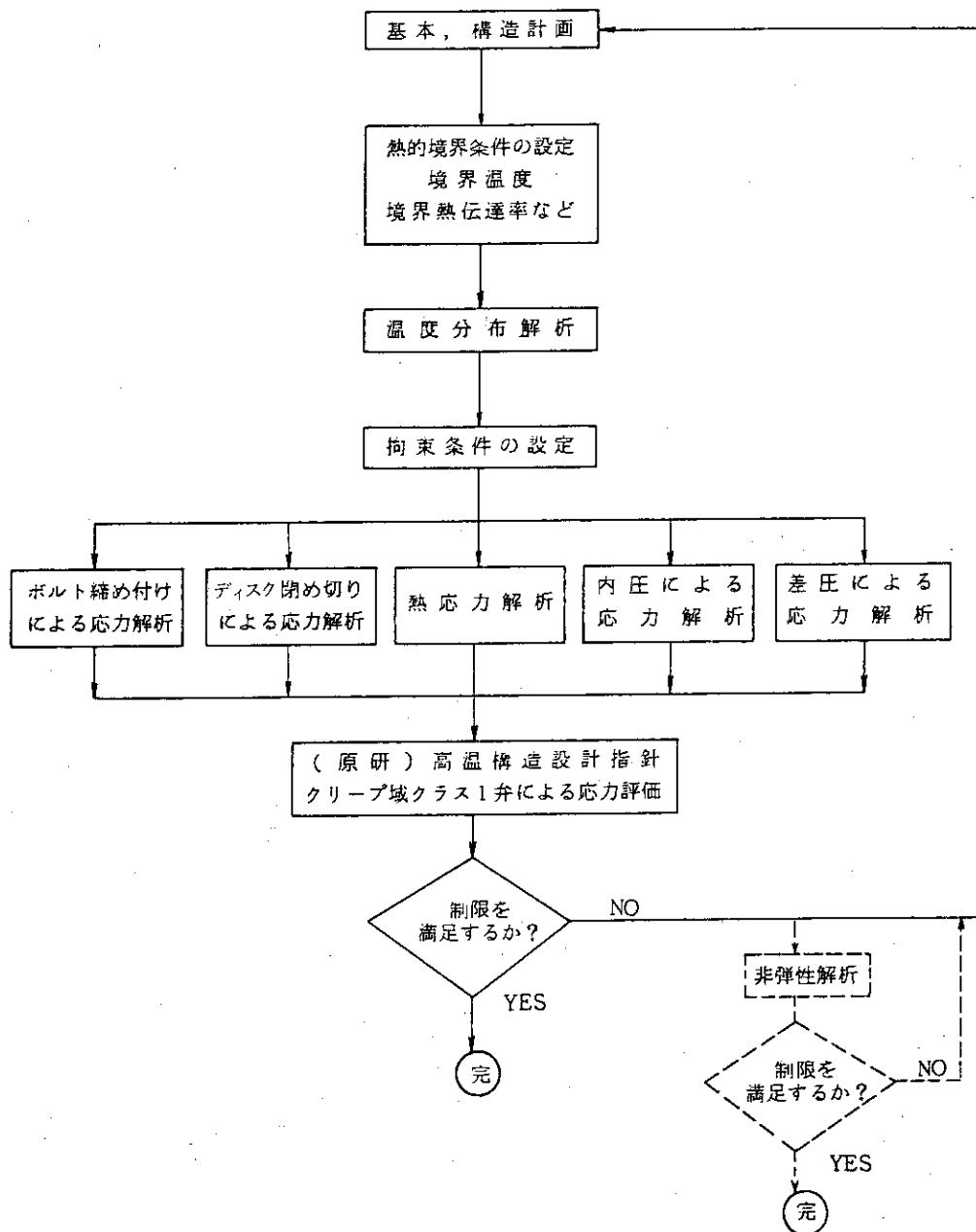


Fig. 2.6.5 隔離弁の応力解析および評価手順

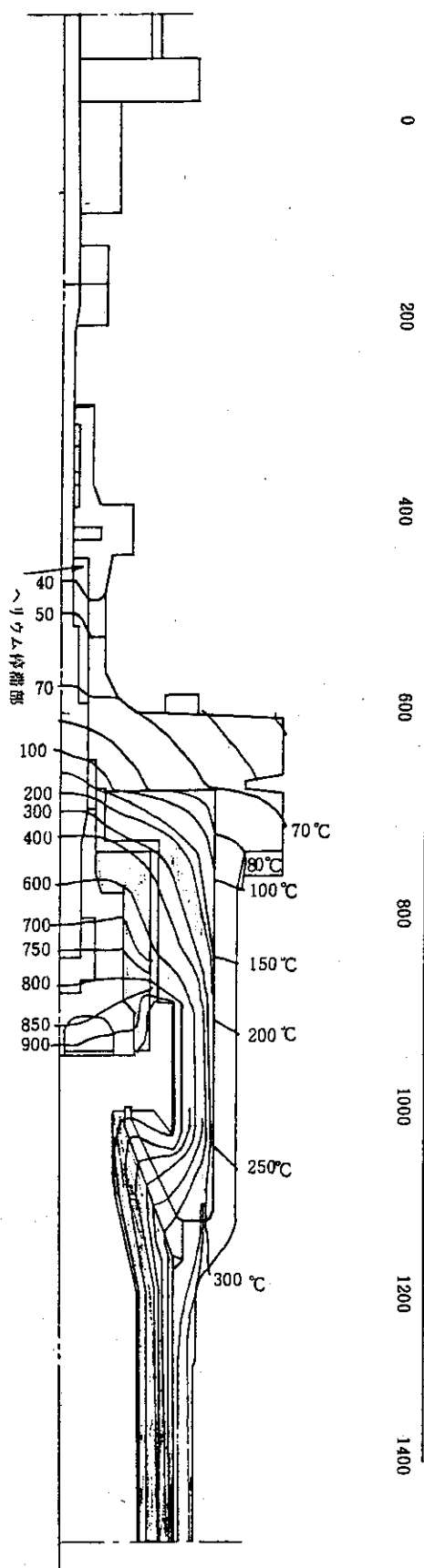


Fig. 2.6.6 隔離弁の弁体温度分布

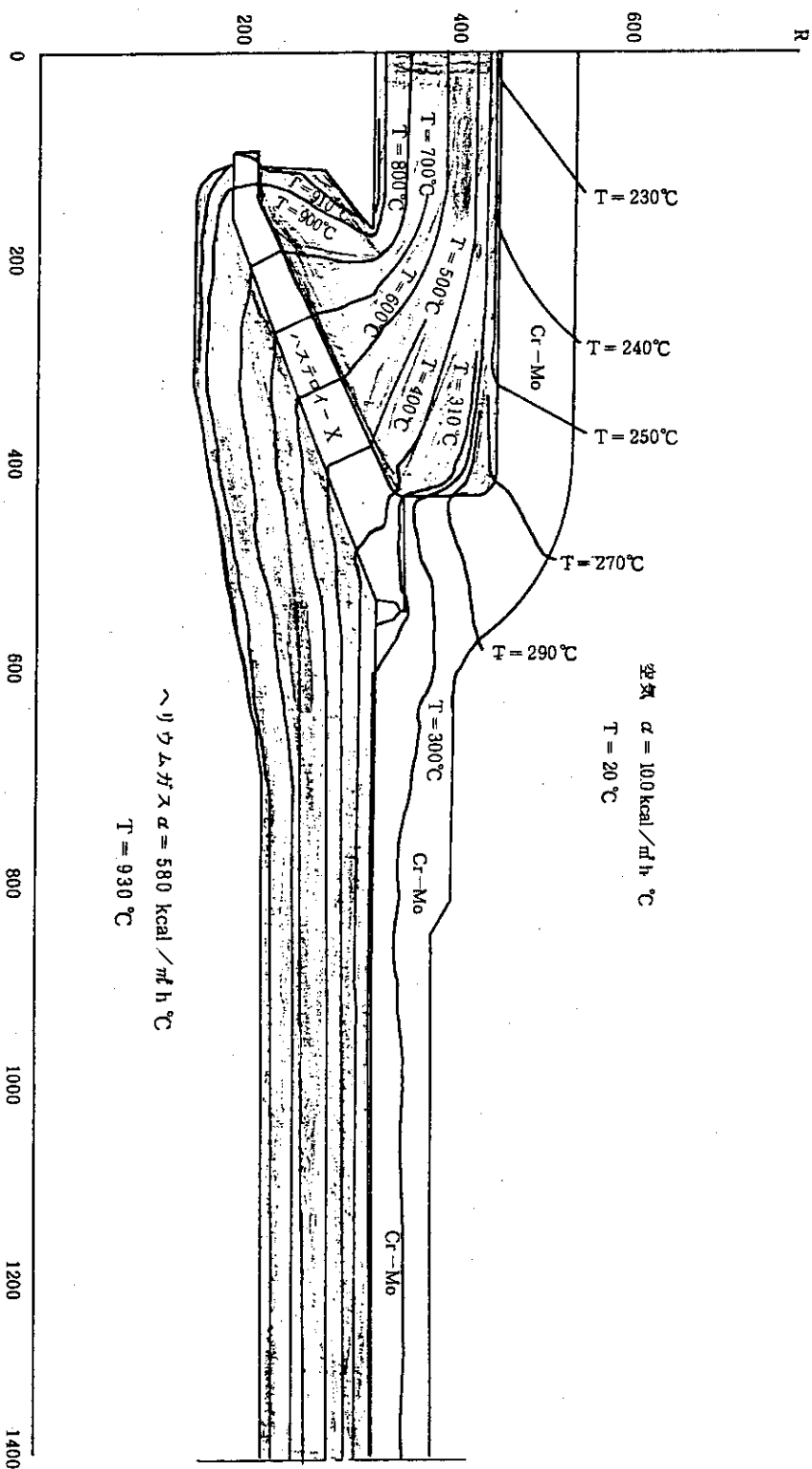


Fig. 2.6.7 弁座付近の温度分布

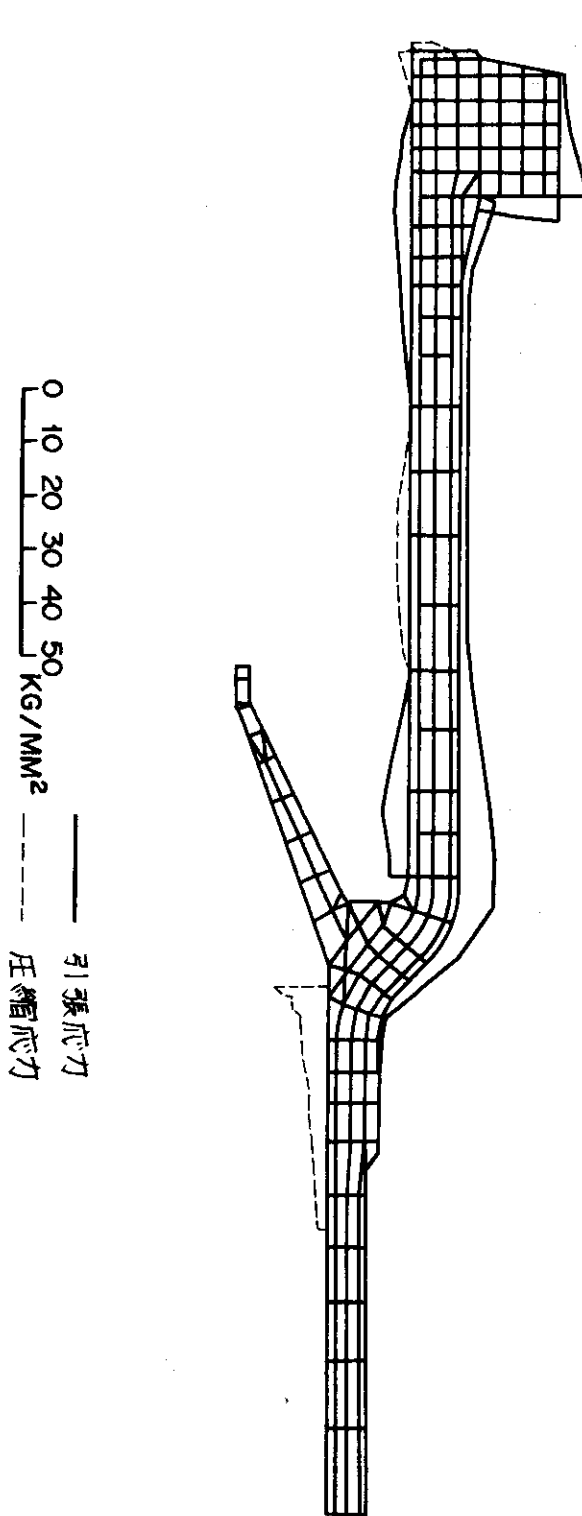


Fig. 2.6.8 弁体円周方向熱応力

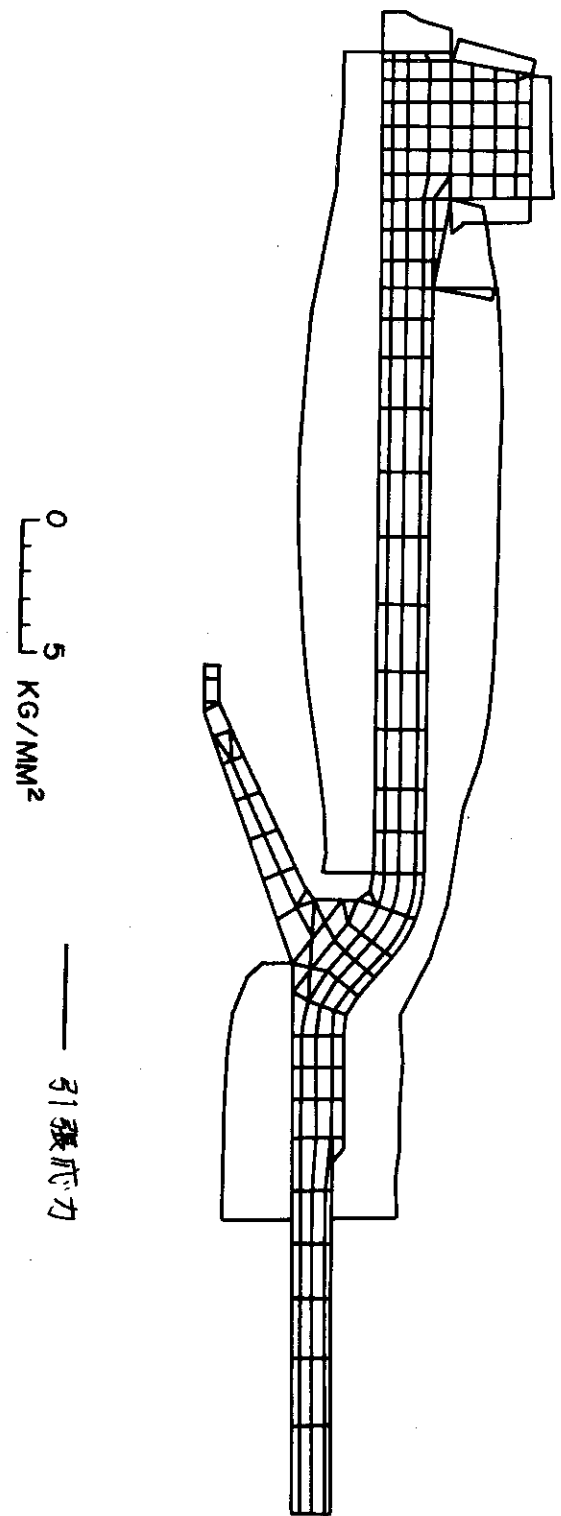


Fig. 2.6.9 内圧による弁体円周方向応力
(内圧 $P = 43 \text{ kg/cm}^2$)

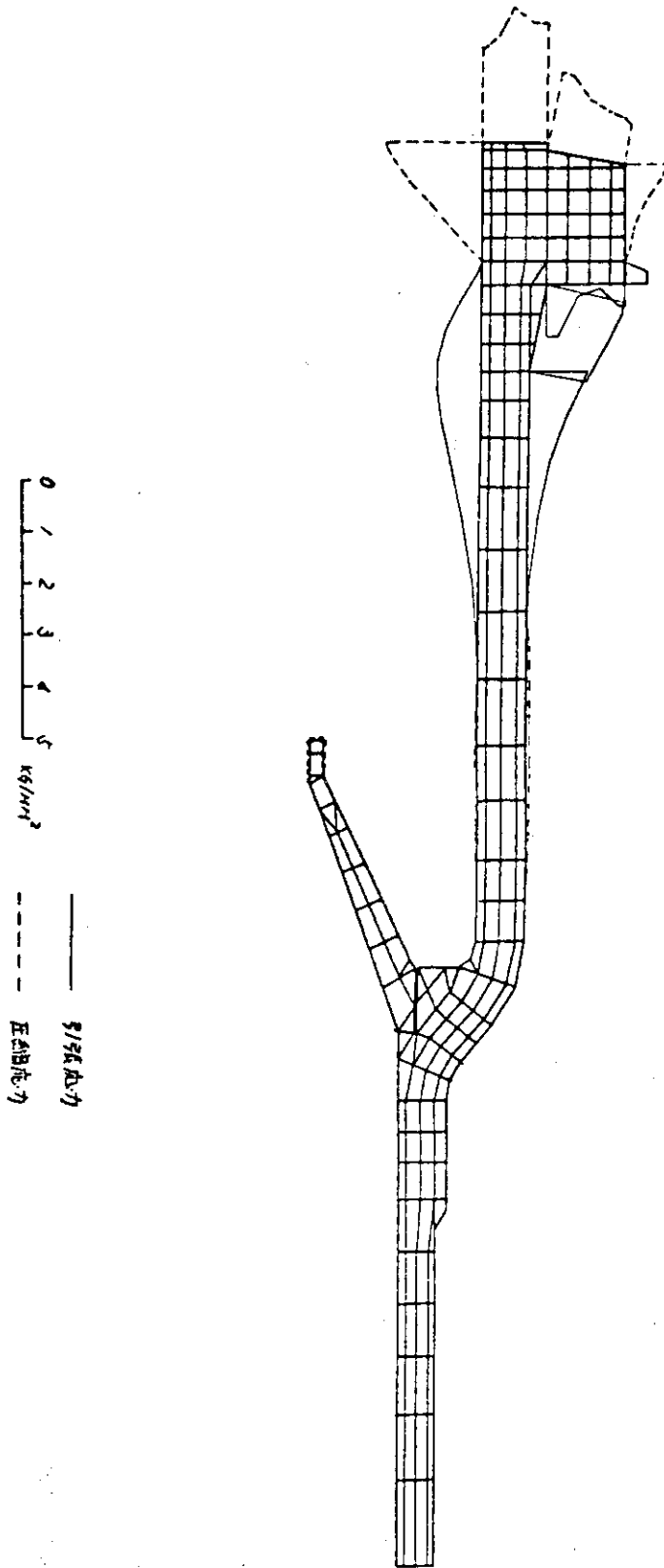


Fig. 2.6.10 ボルト荷重による弁体の円周方向応力

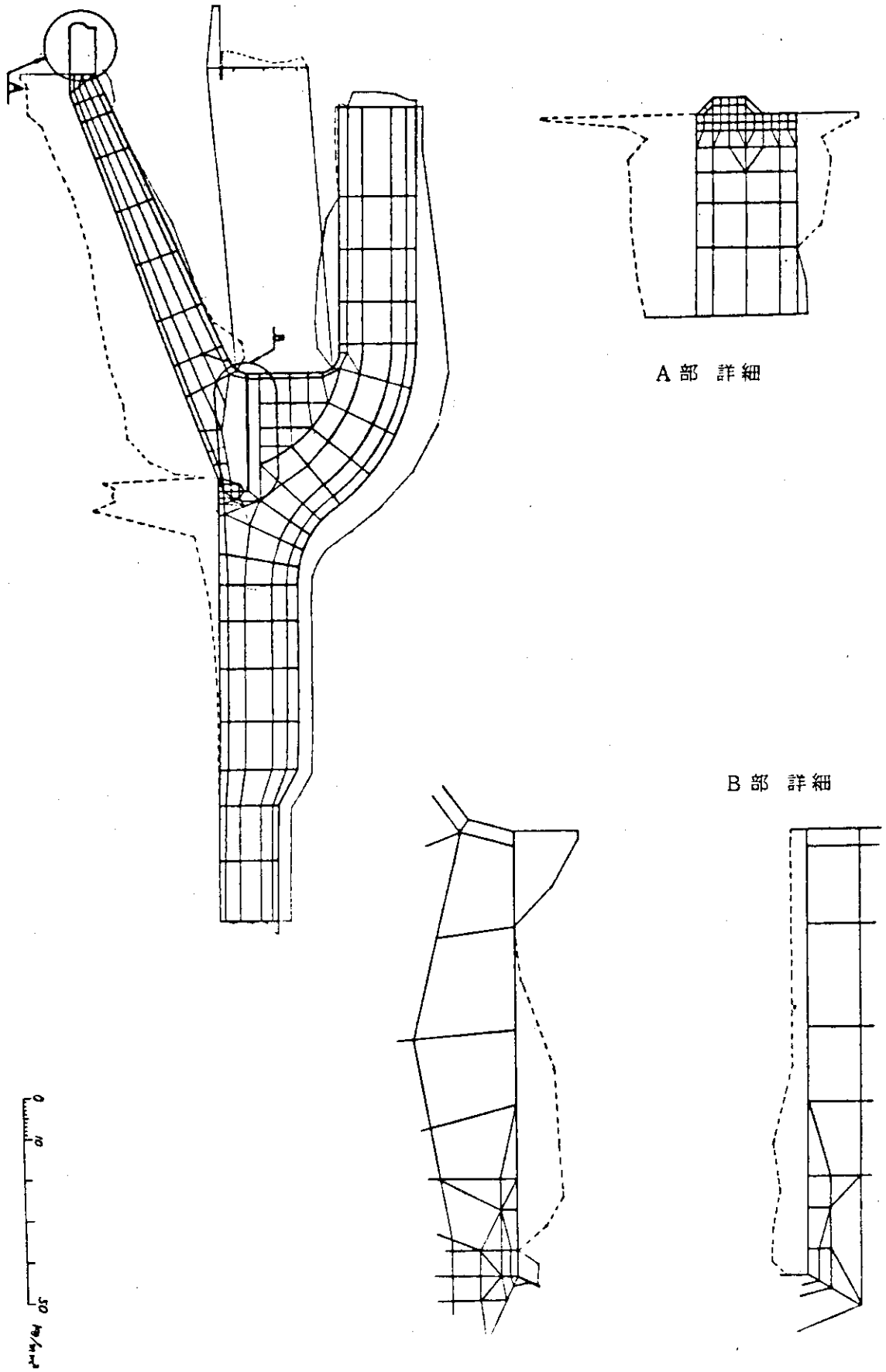


Fig. 2.6.11 弁座附近の円周方向熱応力

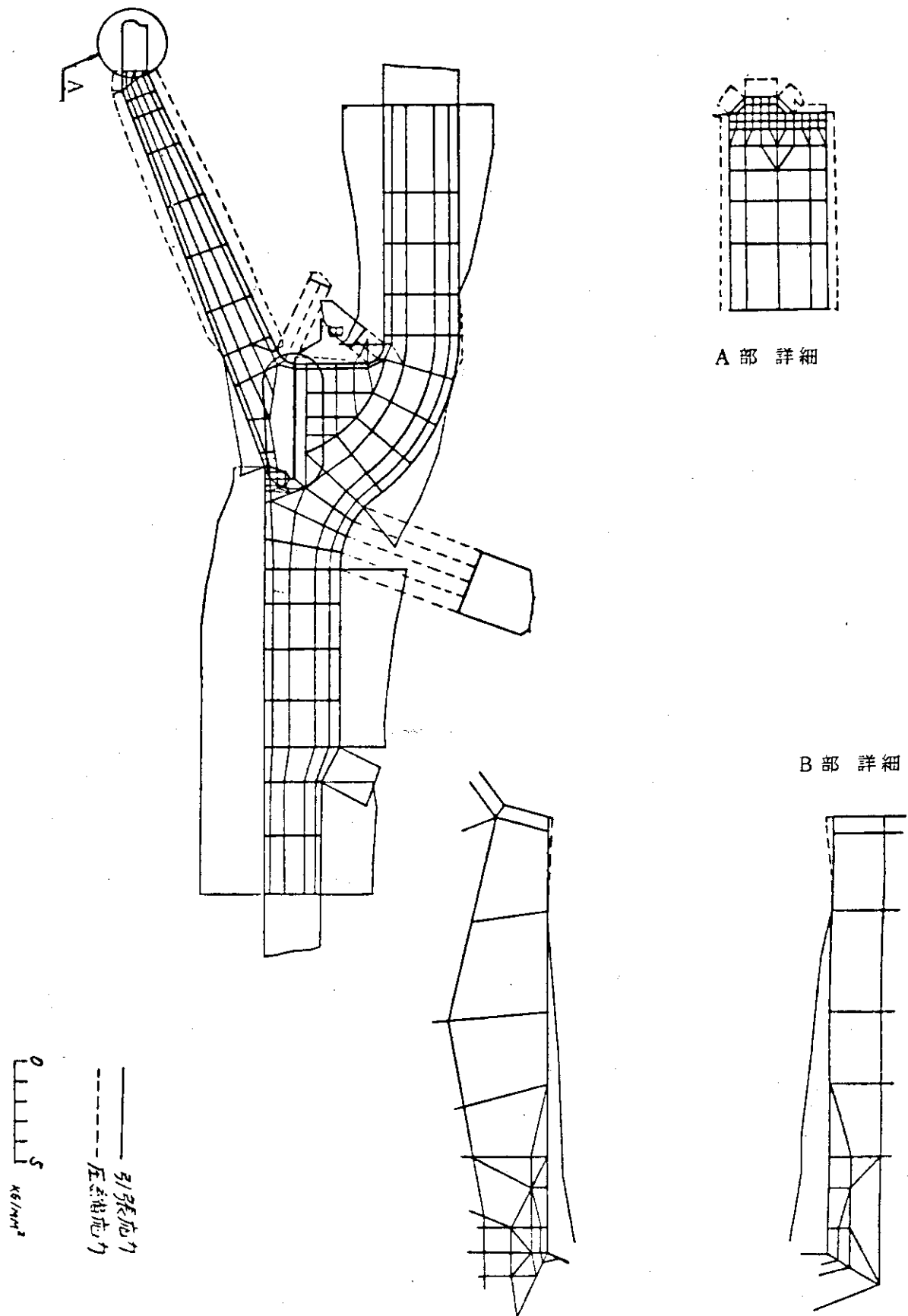


Fig. 2.6.12 弁座附近の内圧 (43 kg/cm²g) による円周方向応力

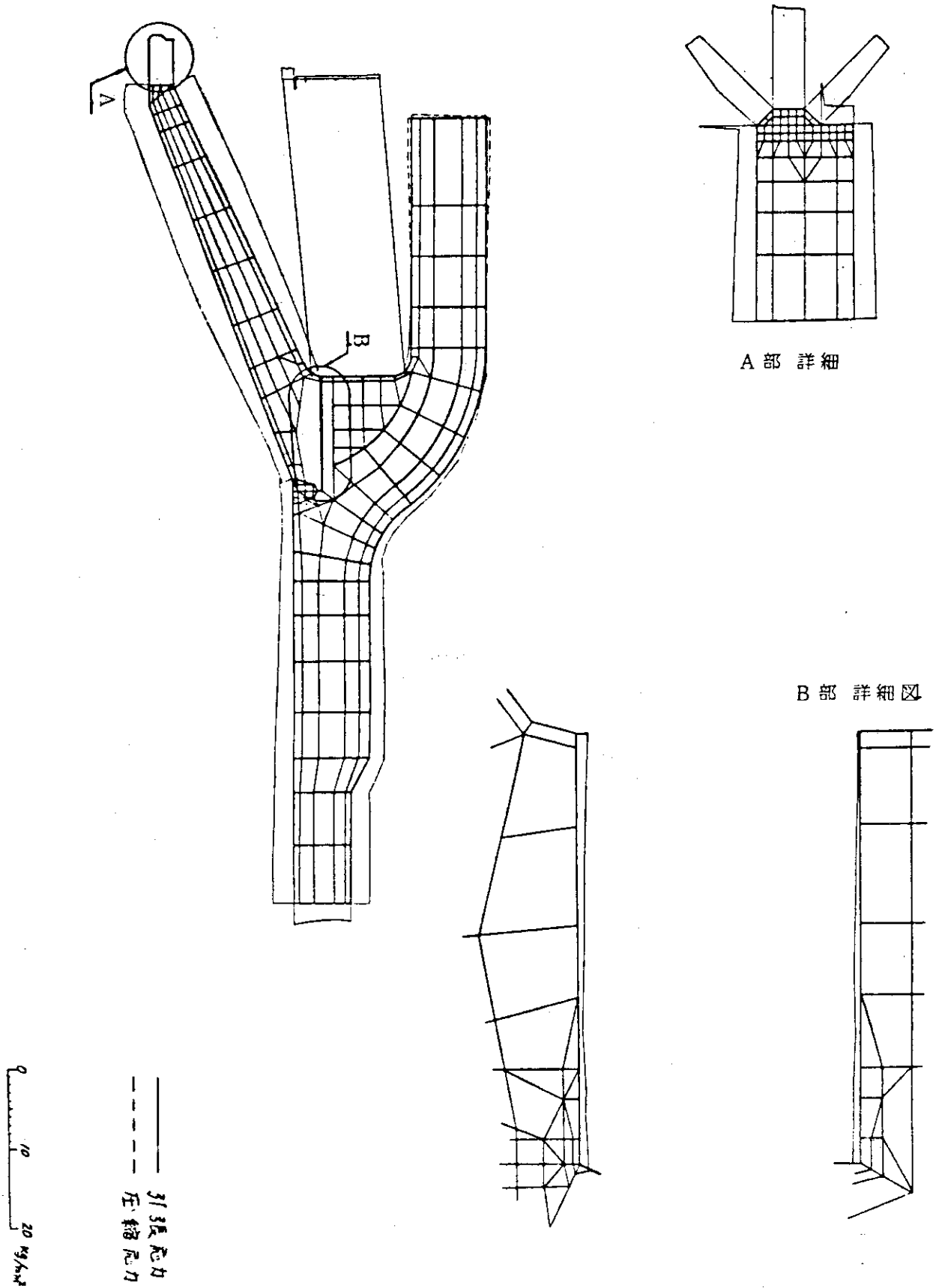


Fig. 2.6.13 弁座附近正流時 ($\Delta P = 40 \text{ kg/cm}^2$) の円周方向応力

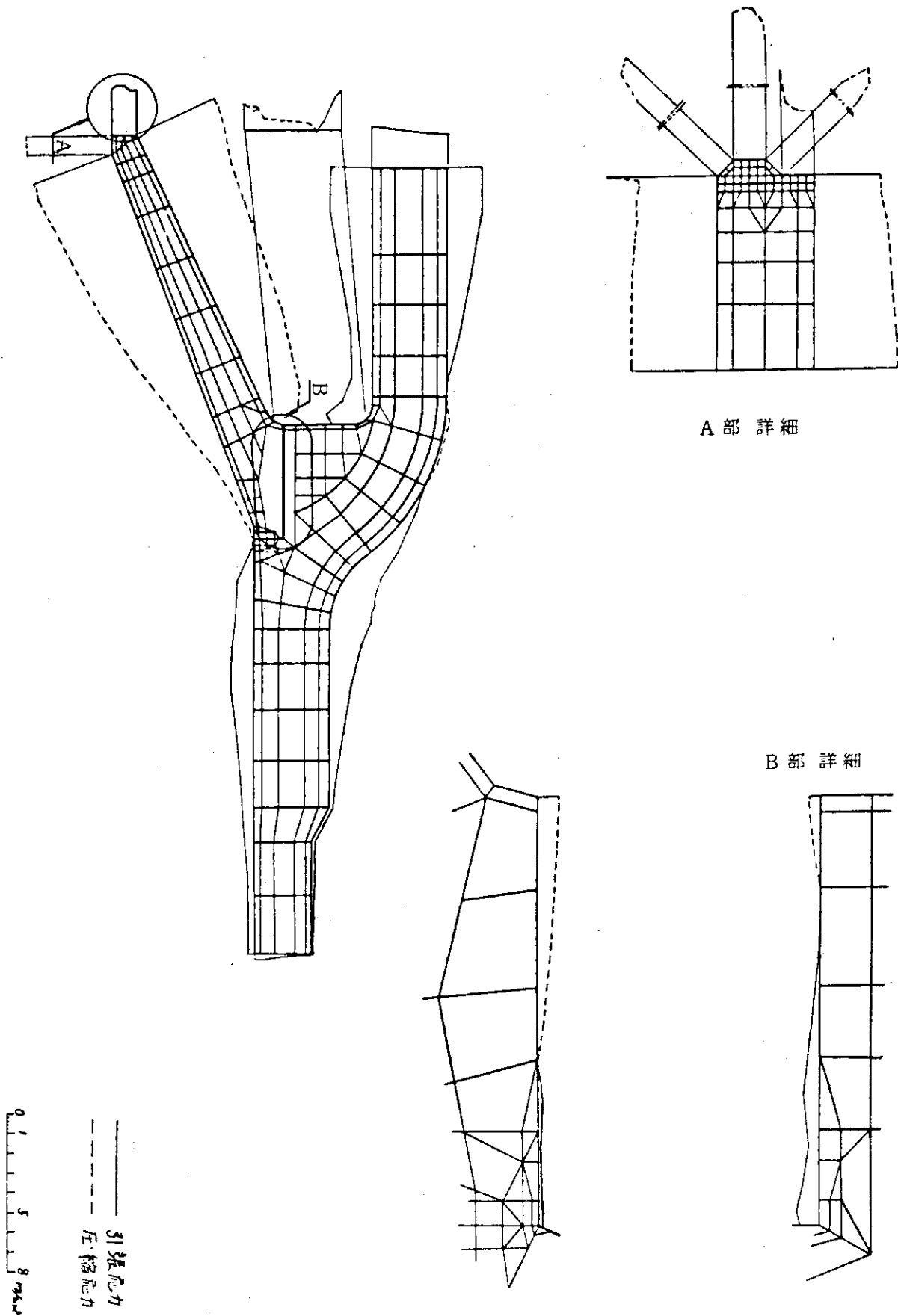


Fig. 2.6.14 弁座附近逆流時 ($\Delta P = 40 \text{ kg/cm}^2$) の円周方向応力

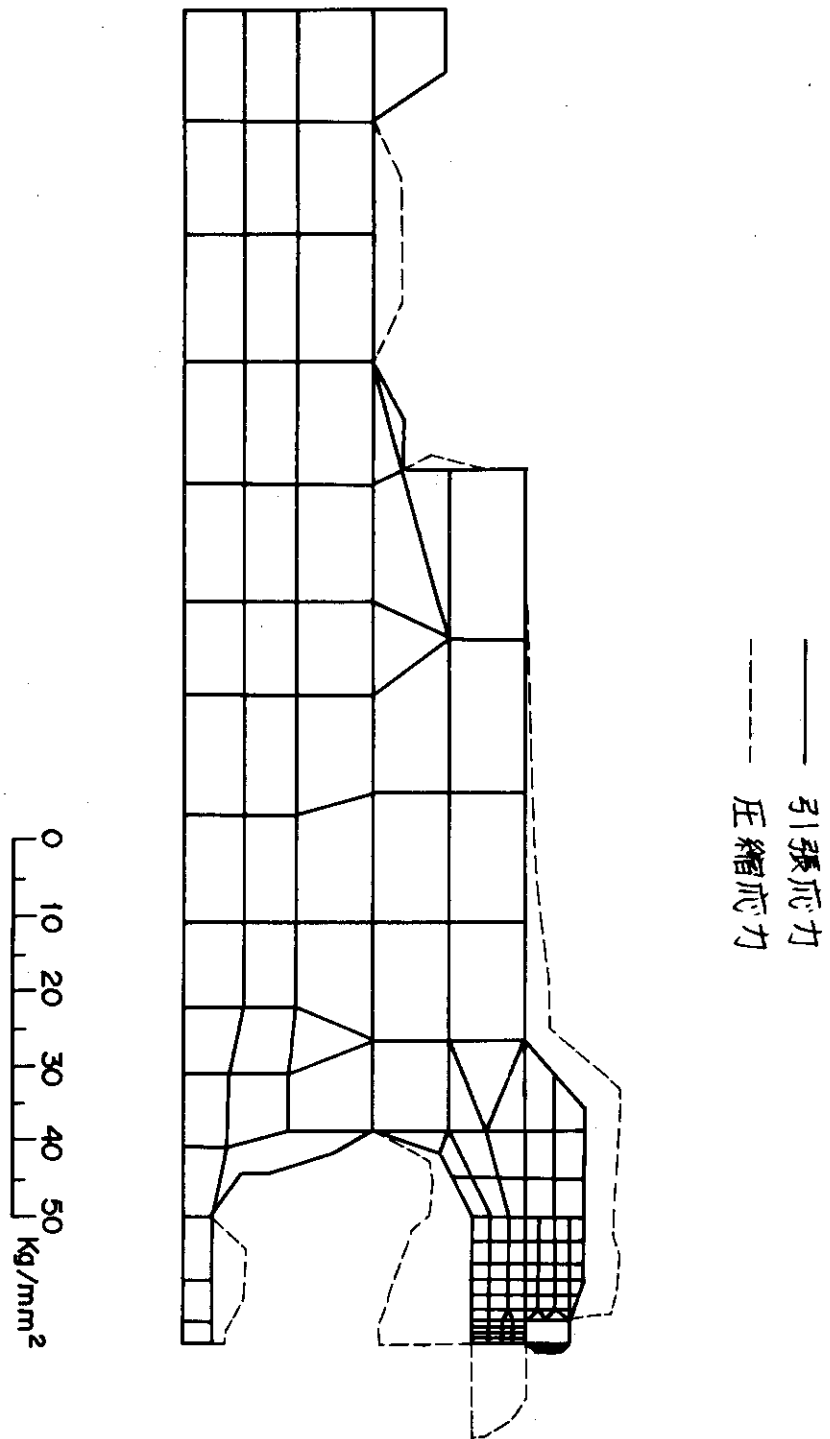


Fig. 2.6.15 ディスクの円周方向熱応力

0 5 10
MM (変位量のみ)

—— 変形前形状
- - - 変形後形状

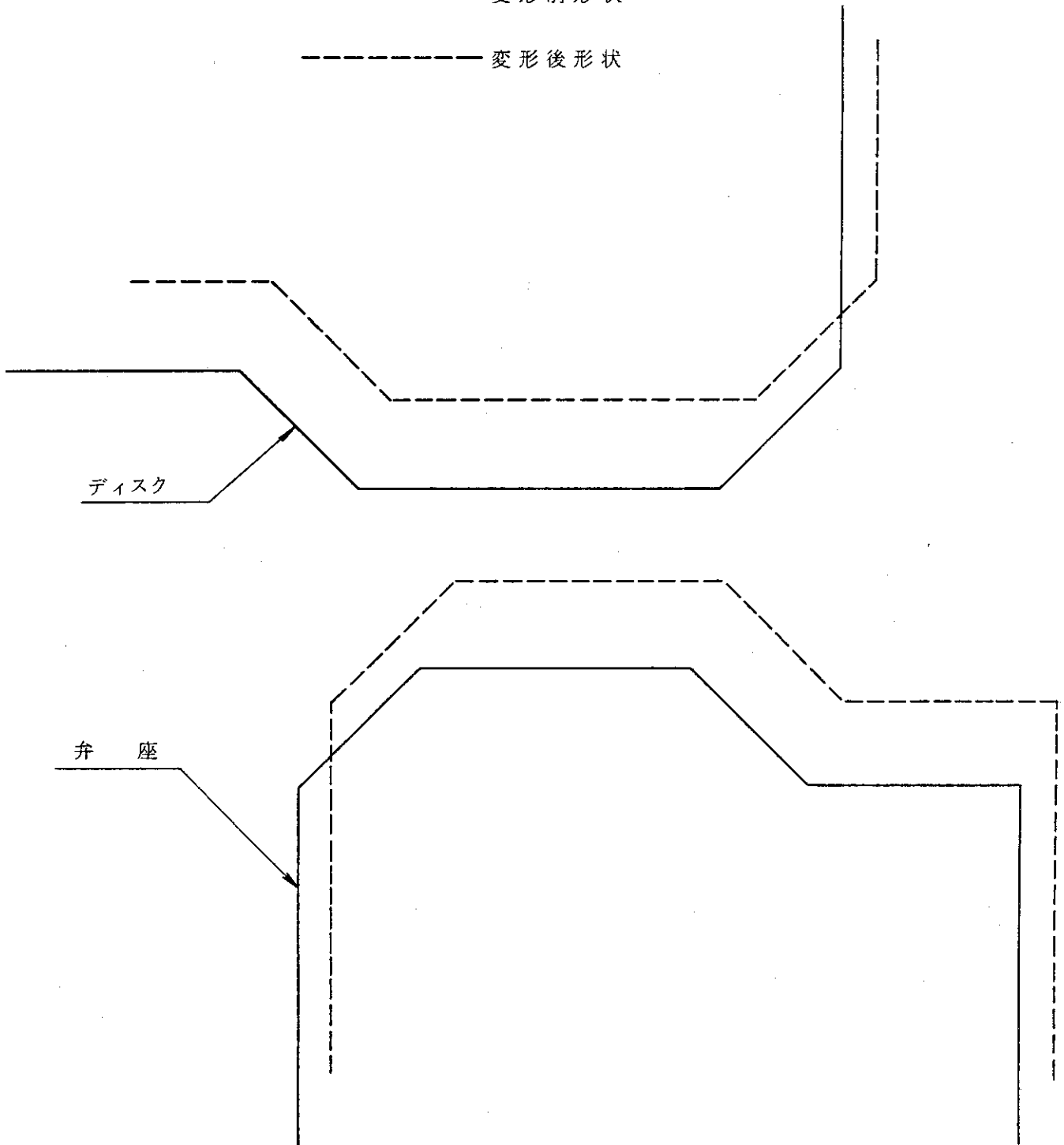


Fig. 2.6.16 ディスク・弁座当り面の熱膨張による変位 (弁開時)

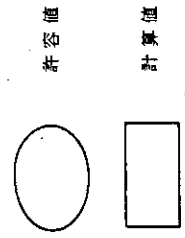
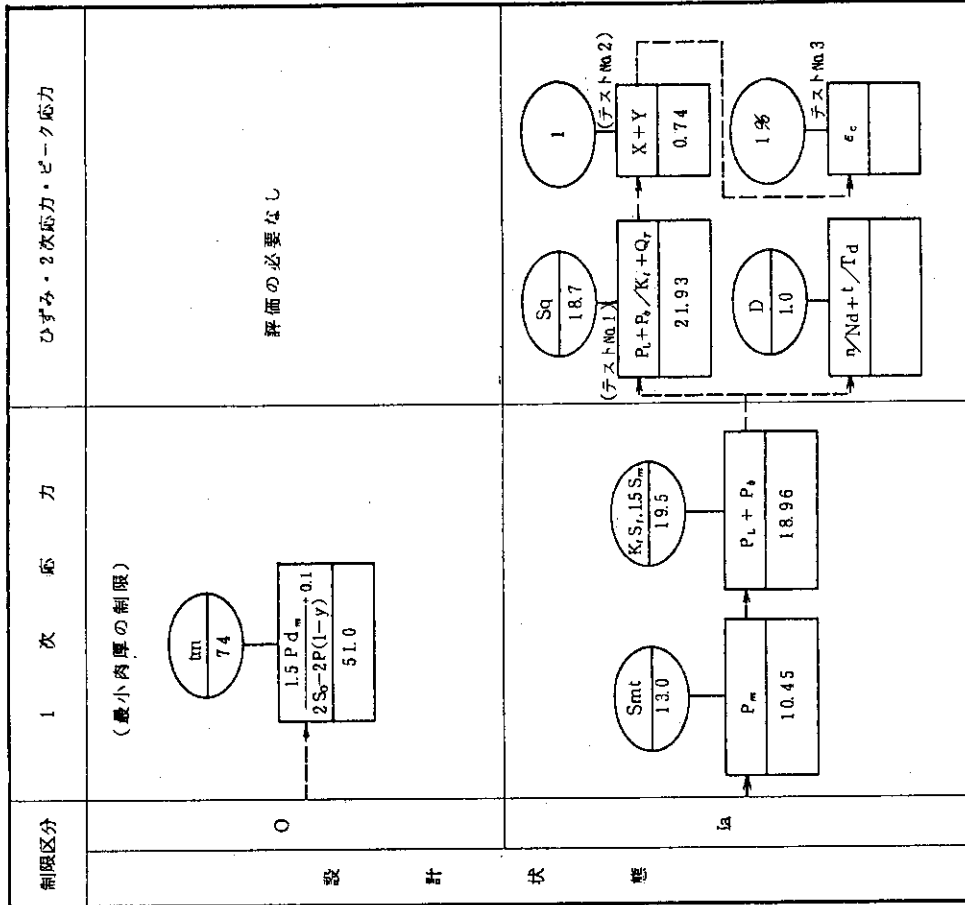


Fig. 2.6.18 隔離弁のホッパー線図 (評価位置B)

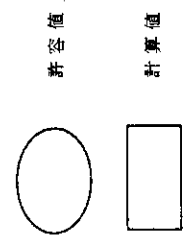
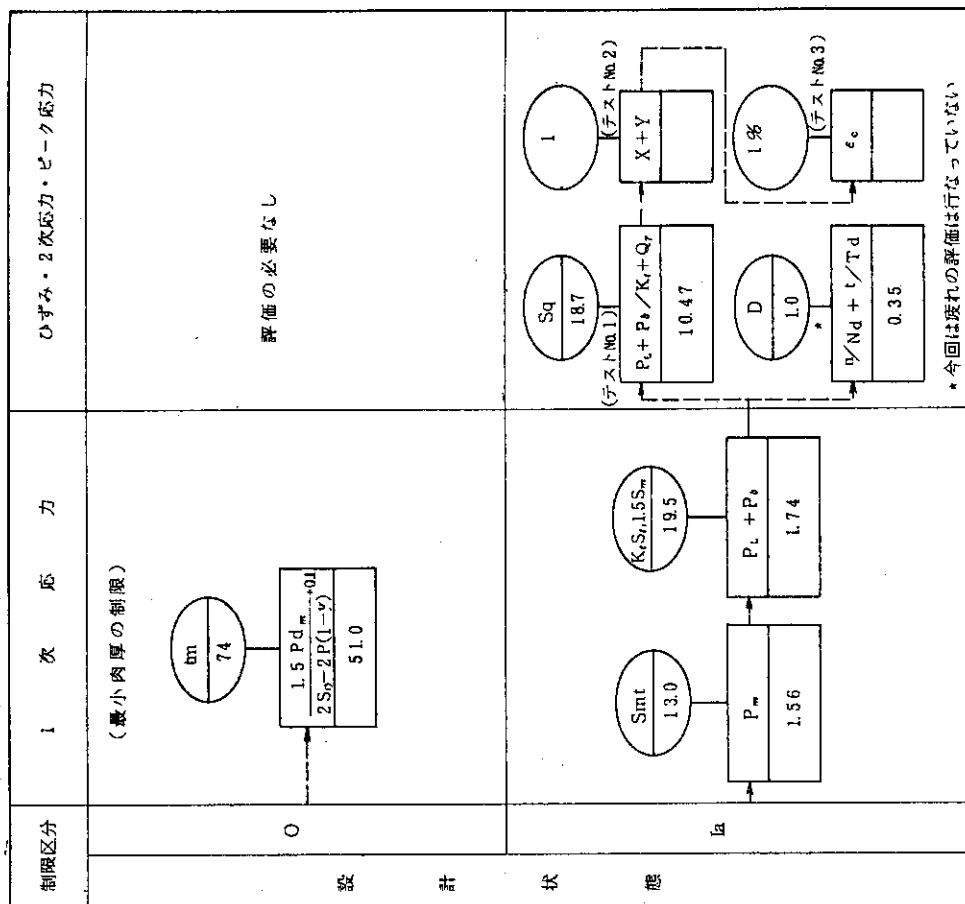


Fig. 2.6.17 隔離弁のホッパー線図 (評価位置A)

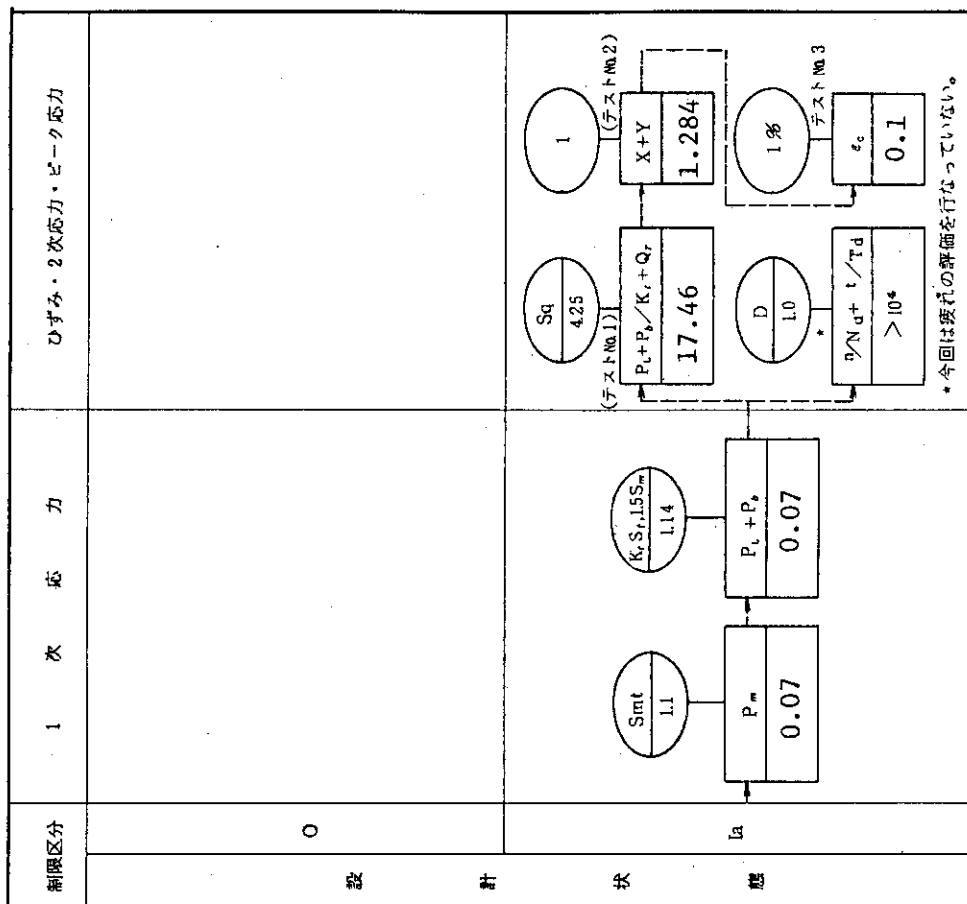


Fig. 2.6.20 隔離弁のホッパー線図 (評価位置D)

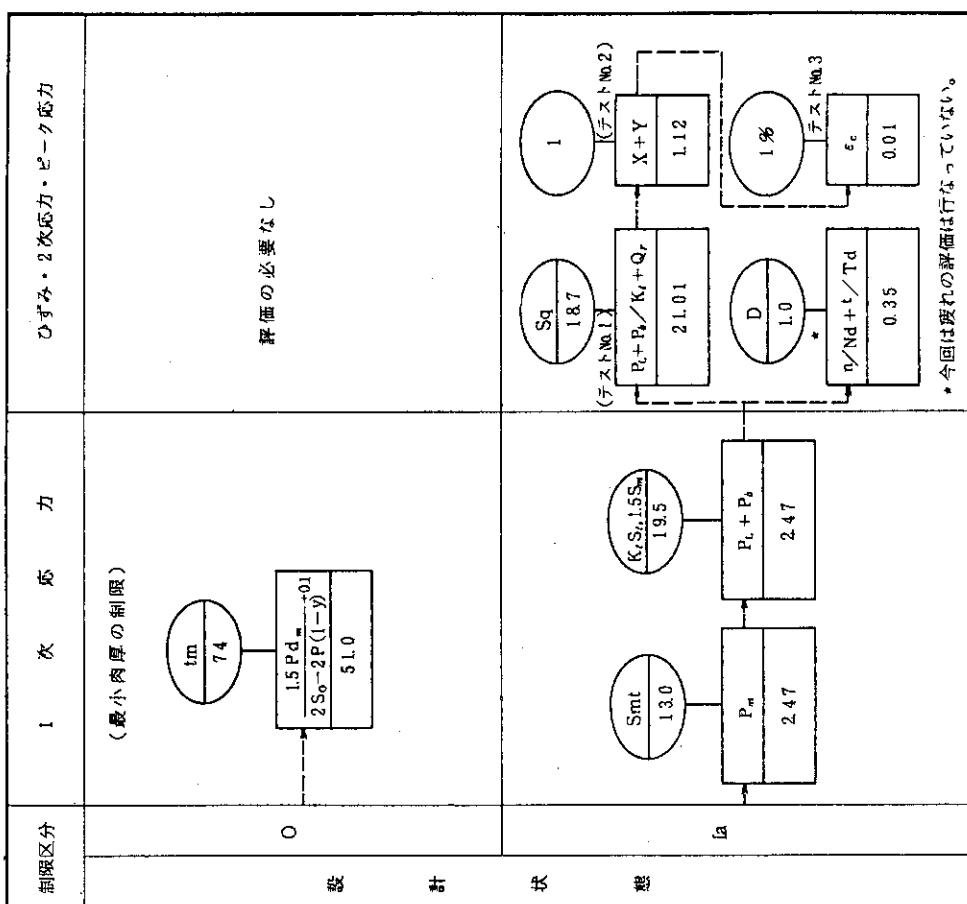


Fig. 2.6.19 隔離弁のホッパー線図 (評価位置C)

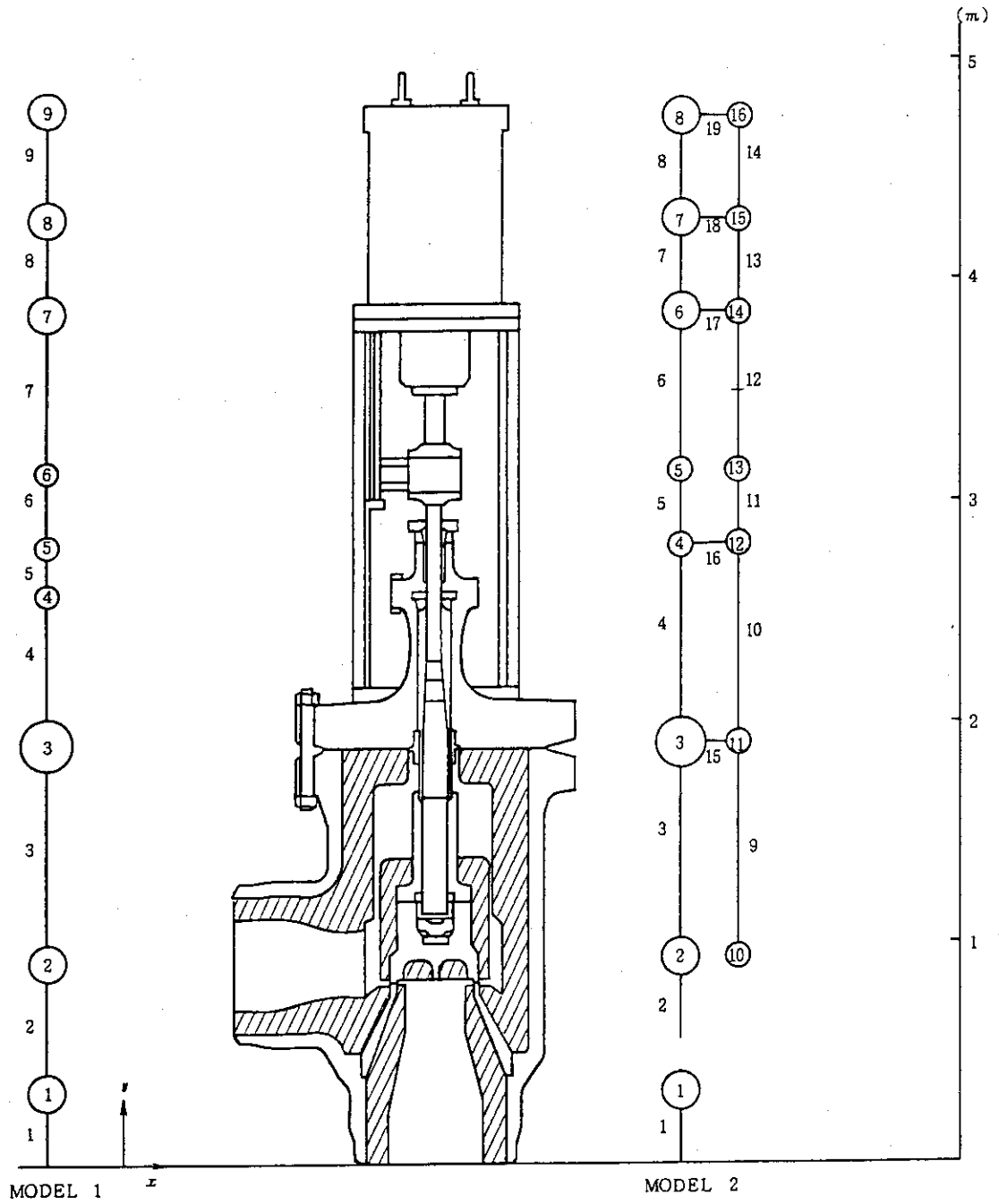


Fig. 2.71 隔離弁の耐震解析用モデル

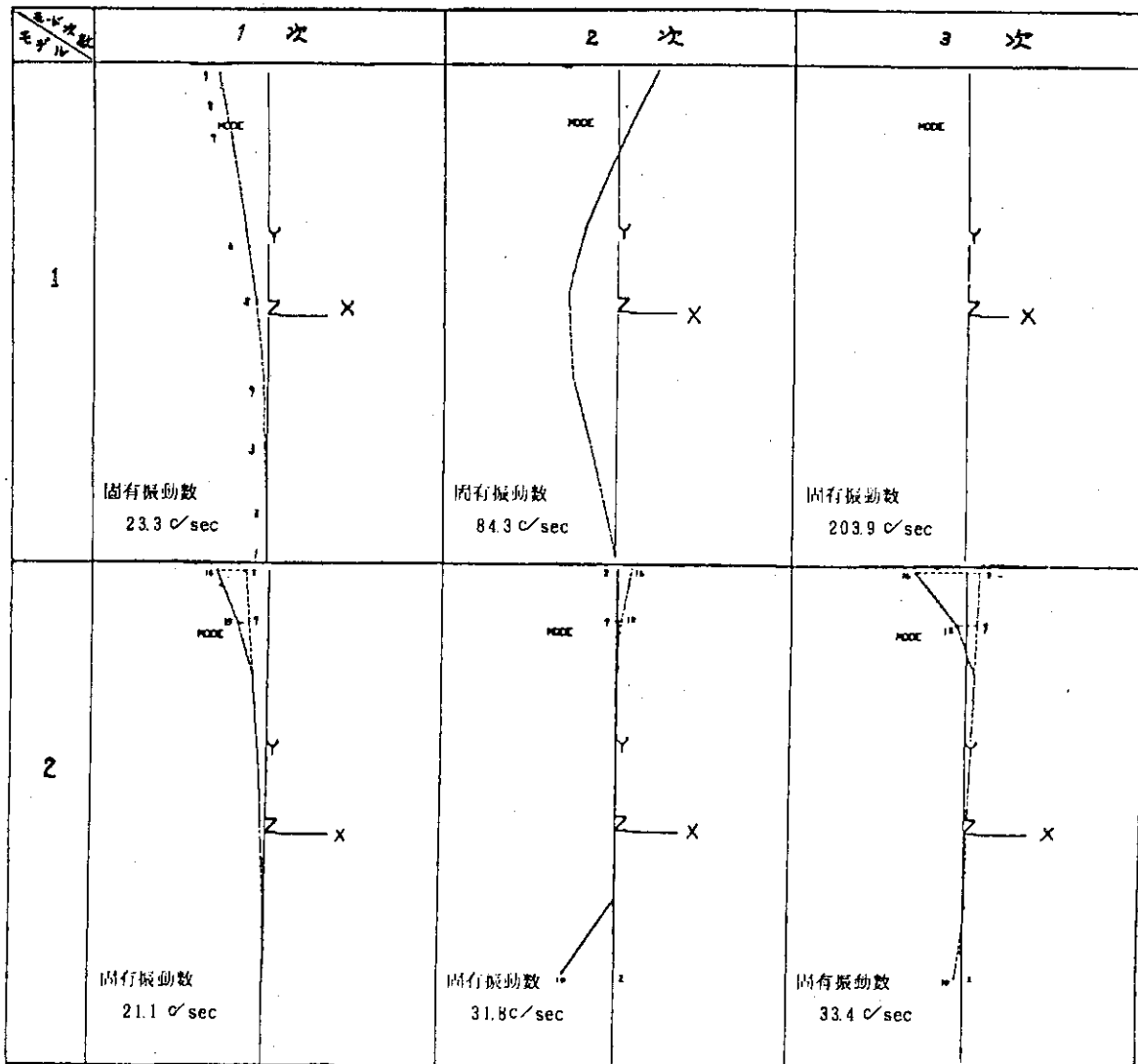


Fig. 2.7.2 固有振動モード

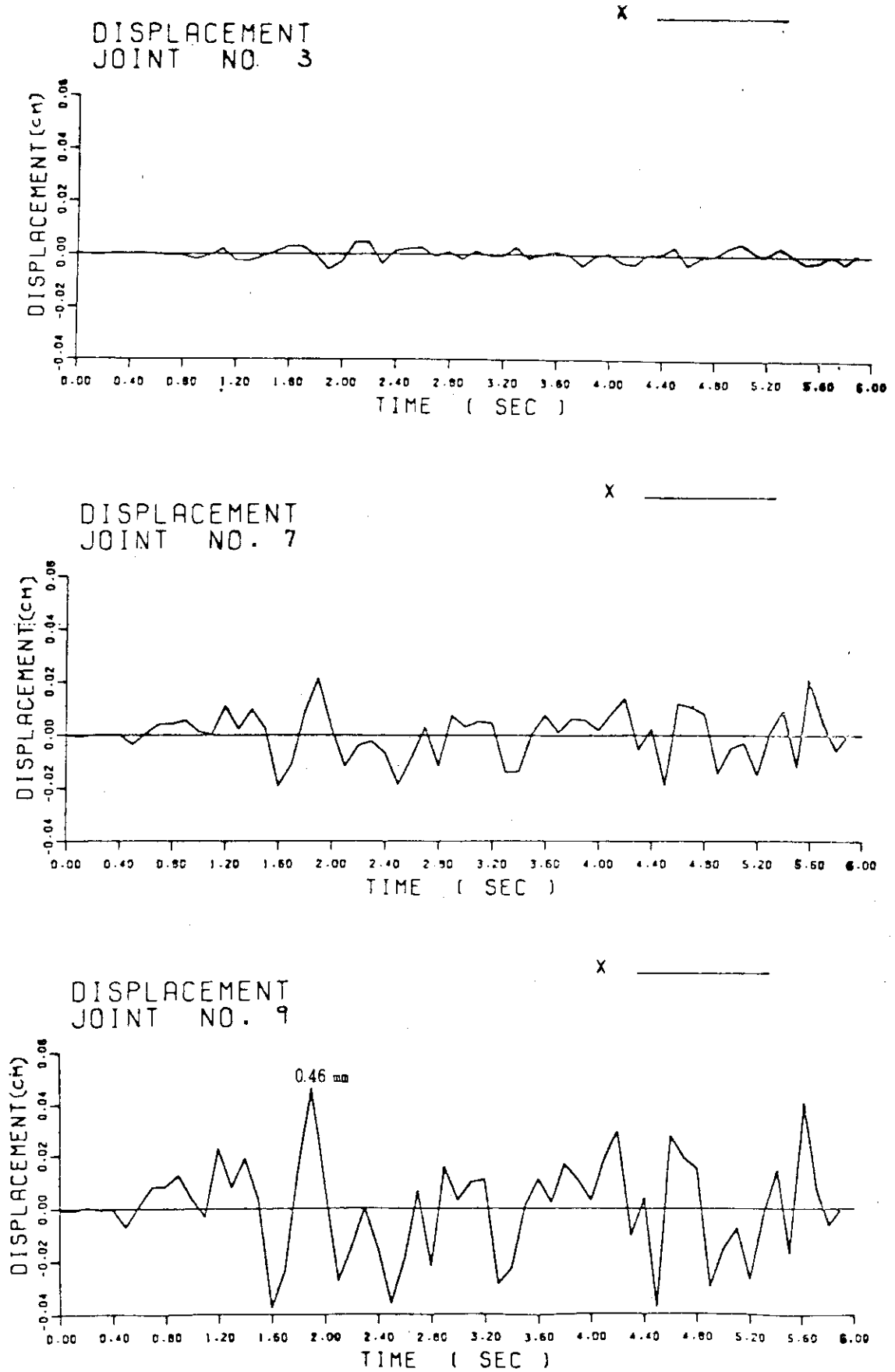


Fig. 2.7.3 質点の変位 (MODEL 1)

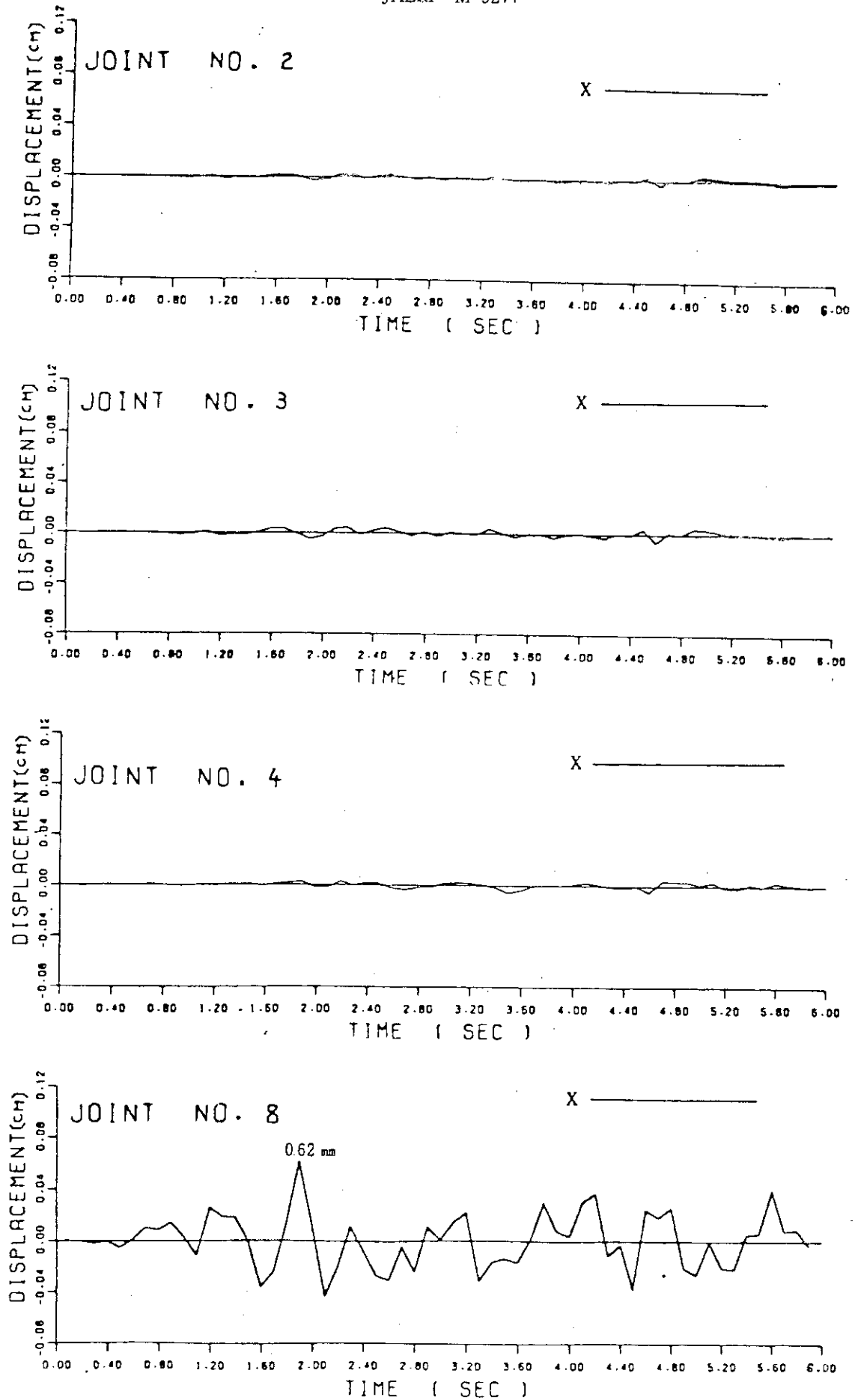


Fig. 2.7.4 質点の変位 (MODEL 2) (弁体)

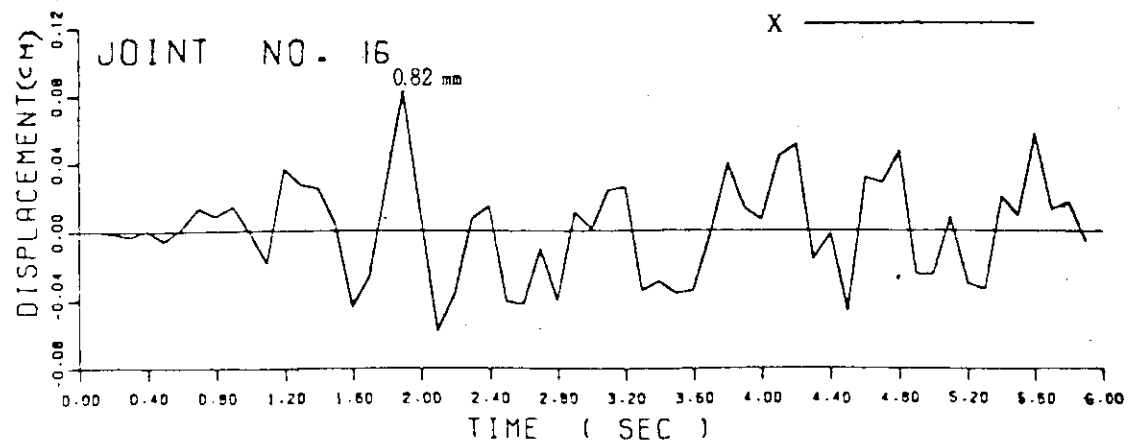
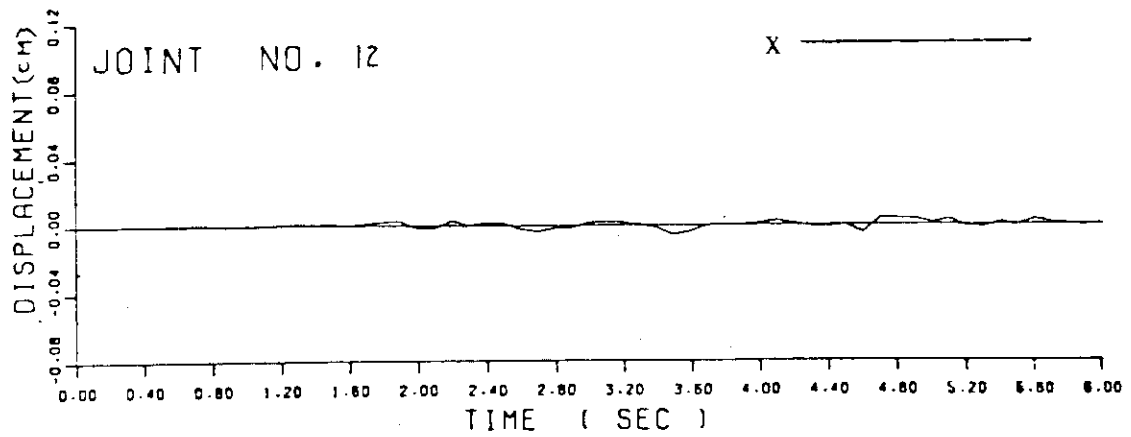
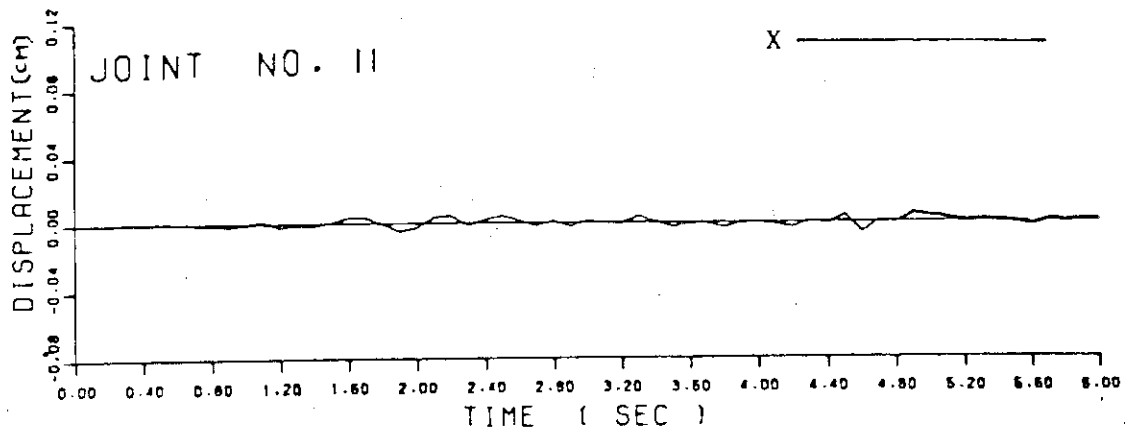
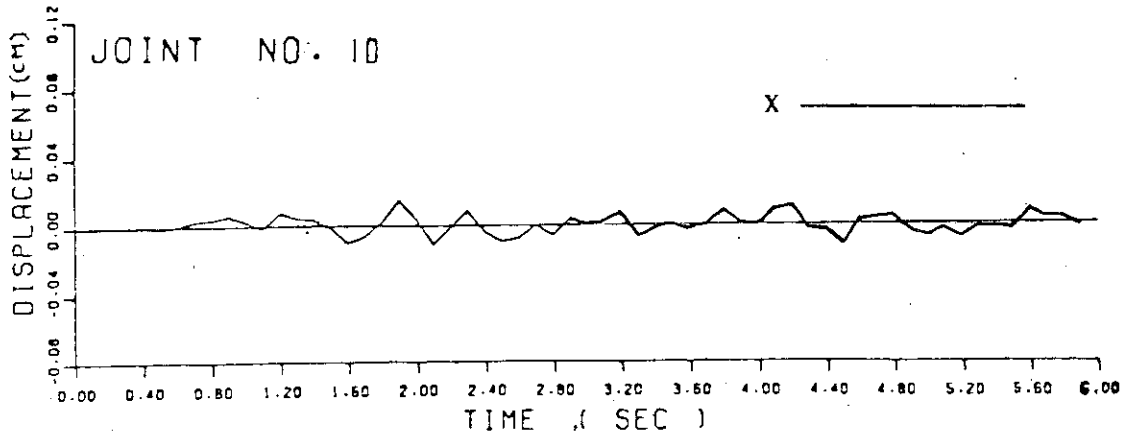


Fig. 2.7.5 質点の変位 (MODEL 2) (ステム)

3. ヘリウム循環機

3.1 概要

実験炉の1次系ヘリウム循環機は、1次冷却材であるヘリウムガスを原子炉と中間熱交換器または補助冷却器との間で循環させ、炉心冷却を行う機能を有するものであり、主循環機と補助循環機より成る。

主循環機は通常運転時の炉心冷却および燃料交換時の崩壊熱除去を行う。

定格点の仕様より、比速度の点で遠心型とし、昇圧の大きさと循環機格納施設がコンパートメント方式であることから、両端支持多段型外部駆動式となる。駆動機は可変速電動機である。軸受形式としては、軸シール部で混入するバッファガスとの分離の難易性や高温雰囲気および放射線による劣化の問題、また軸封部の損傷による潤滑材の機内漏れこみ事故の際のシステムにおよぼす影響や処理の難易性の点から水潤滑軸受とする。

補助循環機は炉停止時の崩壊熱除去および非常時の1次系緊急冷却を行う。定格点の仕様より比速度の点で遠心型とする。容量および昇圧の点でロータが小型で単段オーバーハングとなり、ガス潤滑軸受の採用が可能な領域であるため、サブマージドタイプも採用する。駆動機は高周波電動機である。

主循環機ならびに補助循環機の主要目をTable 3.1.1に示す。

3.2 基本性能

3.2.1 設計仕様

(a) 主循環機

主循環機の設計点におけるヘリウムガスの温度、圧力、流量は次のとおりである。

入口温度	370.7	℃
入口圧力	40.62	ata
出口圧力	42.08	ata
質量流量	28.66	Ton/hr (100%)

主循環機は、30%～110%の出力運転状態における運転の他に、燃料交換状態、高温待機状態および最低出力運転状態での運転を要求される。この時の条件をTable 3.2.1に示す。

(b) 補助循環機

補助循環機の設計点におけるヘリウムガスの温度、圧力、流量は次のとおりである。

入口温度	380	℃
入口圧力	40	ata
出口圧力	40.1	ata
質量流量	2.83	Ton/hr

各運転状態における条件をTable 3.2.2に示す。

3.2.2 各運転モードの圧力損失

3.2.1項で設定した各運転モードにおける仕様条件より、各々の圧力損失を次式により算出する。

$$\Delta = \Sigma K r \frac{V^2}{2g} = \Sigma K \cdot \frac{1}{2gr} \left(\frac{G}{A}\right)^2$$

K : 損失係数

A : 配管断面積

r : 冷却材密度

ここで

$$\Sigma \frac{K}{A^2} \approx \text{Const とすれば}$$

$$\frac{\Delta P}{\Delta P_0} = \frac{\Sigma r_0 G^2}{\Sigma r G_0^2} \approx \frac{r_0 G^2}{r G_0^2}$$

$$\therefore \Delta P \approx \Delta P_0 \frac{\bar{r}_0 G^2}{r G_0^2}$$

ΔP_0 , \bar{r}_0 , G_0 は、設計仕様点の値で下記による。 $(\bar{r}_0$ は循環機入口温度と、炉容器出口温度の平均値とする)

(a) 主循環機

$$P_0 = 40.62 \text{ ata} \quad \Delta P_0 = 1.36 \text{ atg}$$

$$\bar{t}_0 = \frac{370.7 + 1,000}{2} = 686 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\therefore r = \frac{P_0}{R\bar{t}_0} = \frac{40.62 \times 10^4}{212 \times 686} = 2.0 \text{ kg/m}^3$$

$$G_0 = 28.66 \text{ T/hr}$$

(b) 補助循環機

$$P_0 = 40 \text{ ata}, \quad \Delta P_0 = 0.1 \text{ atg}$$

$$\bar{t}_0 = \frac{380 + 1,000}{2} = 690 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\therefore \bar{r}_0 = \frac{40 \times 10^4}{212 \times 690} = 1.96 \text{ kg/m}^3$$

$$G_0 = 2.83 \text{ t/hr}$$

この結果得られた圧力損失の値を Table 3.2.3 に示す。

3.2.3 各運転モードの作動点とその検討

Table 3.2.1, Table 3.2.2 および Table 3.2.3 によって決る各運転モードにおける作動点を無次元特性曲線上に表すと Fig. 3.2.1 および Fig. 3.2.2 のようになる。

(a) 主循環機

燃料交換状態における圧力損失は、Table 3.2.3 より $\Delta P = 0.117 \text{ kg/cm}^2$ であるが、循環機の最高昇圧点は 110% 速度 ($n = 3575 \text{ rpm}$) で Fig. 3.2.1 の A' であり、この時の昇圧は $\Delta P \approx 0.092 \text{ kg/cm}^2$ である。また、この時の質量流量は $G \approx 0.905 \text{ T/hr}$ であり、これはほぼサージ限界点であるので、燃料交換状態の仕様流量 $G = 0.755 \text{ T/hr}$ (点 A'') に対しては、約 17% をバイパスする必要がある。

また、燃料交換状態で主冷却回路を運転する場合の圧力損失は $\Delta P = 0.0159 \text{ kg/cm}^2$ であり、作動点は A''' である。

(b) 補助循環機

低温停止状態における仕様流量とその圧力損失に対応する点は B であるが、 $1/\sqrt{T/T_0} = 1.32$ であり、回転数は一定であるから実作動点は B' となる。この時の流量は $G = 2.97 \text{ T/hr}$ である。

3.2.4 各運転モード作動点に対する循環機の対応法

送風機の流量制御法としては、一般に、

- (i) 速度制御
- (ii) 吸入弁絞り
- (iii) 吐出弁絞り
- (iv) サクションベーン調節

が考えられるが、高温ガス炉用ヘリウム循環機の場合、

- (i) 循環機の機能上、必要ヘッドが流量とともに増加する。
- (ii) 要求される作動域が非常に広範囲である。
- (iii) 高温、高圧でドライな He ガスを取扱うため、機械的な絞り機構は軸封機構や騒音の関係上好ましくない。

等の理由により、電動機駆動の場合は制御装置が複雑となるが、速度制御が最も適当な対応法である。

また、燃料交換状態において主循環機で補助冷却系を運転する場合は、作動点が高ヘッド、少流量となるため、バイパス制御によるサージ防止装置が必要である。

3.3 循環機本体

3.3.1 構造

(a) 主循環機

Fig. 3.3.1 に、主循環機の断面構造図を示す。

外部ケーシングは、圧力容器としての強度およびガスの漏洩に対して有利なパレル構造（垂直

分割型)とする。内部ケーシングは水平2ツ割れとし、ディフューザやリターンチャンネル等の流路構成部品を内蔵している。内部ケーシングと外部ケーシングの間には、間隙を設けて高温運転時での径方向および軸方向の熱膨張差が吸収出来るように考慮されている。羽根車は比較的低速にて大きなヘッド上昇が得られる低比速度のものを採用する。軸は軸受の負荷を軽減することおよび機内から軸受部への熱伝導量を少なくするため、中空軸とする。

スラスト軸は静圧、動圧混合型(ハイブリッド軸受)である。停止時および低速時にはポケットの静圧によって軸受荷重を支える。速度が高くなると、ポケットとランドの境界であるシュラウドステップ部に動圧効果が生じ、負荷容量が増大する。ジャーナル軸受もスラスト軸受と同様ハイブリッド型の軸受である。

軸シール部においては、軸受排水室と水ガス混合室の間にフローティングブッシュタイプの水シールを設け機内と水ガス混合室間にラビリンスシールを設ける。ラビリンスシールの中央部より、機内および水ガス混合室より若干圧力の高いバッファガスを流すことにより冷却材の機外漏洩および潤滑材の機内漏洩が防止される。停止時にはシャットダウンシールにより冷却材の機外漏洩が防止される。内部ケーシングと側板の間には断熱板を設け機内のガスの輻射熱が軸受部に伝わるのを遮断している。

駆動機との結合は、軸の熱膨張およびケーシング熱膨張差による芯ズレを吸収可能とするため、ギャカップリングを採用する。組立は、内部ケーシングにケーシング内蔵品およびロータを組み込み、さらに軸シール軸受側板等を取りつけた一体構造部として軸方向よりケーシングに挿入する。分解の場合はその逆の手順による。軸シール部や軸受部は内部ケーシングを分解する事なしに分解出来るような構造となっている。

(b) 補助循環機

Fig. 3.3.2 および Table 3.3.1 に補助循環機の断面構造図とその部品名称を示す。

本循環機はサブマジド型であり分解組立を容易にするため、ケーシングは軸方向に3分割するものとする。単段で回転数が高いので、羽根車は高比速度のものを採用し軸端に固定される。軸は軸受の負荷を軽減する事およびガス流路部から電動機室への熱伝導量を少なくするため中空軸とする。

軸にはさらに電動機の回転子が焼ばめされている。

Fig. 3.3.3 に軸受部の組立図を示す。軸受はジャーナル軸受、スラスト軸受とも動圧型のガス軸受である。Fig. 3.3.4 にスラスト軸受を示す。本図に示すように、プットインタイプのスパイラル溝型動圧スラスト軸受で外径130φ、内径52φ、スパイラル溝数18である。起動時のローター自重は外部より下部スラスト軸受に加圧ガスを送り、静圧軸受として機能させることにより支える。又軸受は中間リングを介して軸に直交する2軸の回りに自由度を持つジンバルマウントとなっており、ロータの運動に対しフレキシビリティを持たせている。運転時は、羽根車の前後差圧により発生するスラスト力によりローター重量がキャンセルされスラスト軸受の負荷が軽減される。Fig. 3.3.5 にジャーナル軸受を示す。羽根車側100φ、反羽根車側60φでいずれも4ケのテイルティングパッドによる動圧軸受である。ガス流路部と電動機室の間には断熱板を設け、輻射熱を遮断している。電動機固定子の外周には冷却管を配し、軸の一端に取り付けたファンによって機内ガスを循環させて強制冷却を行い、ガス流路部からの伝達熱や、電動機、軸受の損失

熱を除去する。

3.3.2 羽根車の強度

有限要素法による羽根車応力解析によって求めた応力分布図を Fig. 3.3.6 および Fig. 3.3.7 に示す。いずれも定格運転時の120%回転数における接線方向応力の分布である。

主循環機、羽根車材質は、SNCM 23 であり、400℃における高温強度は降伏点で約22 kg/mm² である。一方、図より最大応力は21.9 kg/mm² であるから定格回転においては

$$\sigma = 21.9 \times \left(\frac{1}{1.2}\right)^2 = 152.2 \text{ kg/mm}^2 < \sigma_Y$$

であり十分安全である。

補助循環機羽根車材質は SCS 24 であり400℃において高温強度は降伏点（0.2%耐力）で約60 kg/mm² である。

一方図より最大応力は4.9 kg/mm² であるから十分安全である。

3.3.3 回転軸系の特性

(a) 動特性

(1) 主循環機

Fig. 3.3.8 は、軸受の剛性とロータの固有振動数の関係を表す危険速度線図である。運転点と危険速度の位置関係は軸受剛性の大きさによって決定する。水軸受の場合、軸受剛性は軸受クリアランス、給水圧力、オリフィスの絞り等によって調整出来、軸受負荷容量とのかね合いで決められる。

軸受剛性Kが10⁴ kg/cm および10⁵ kg/cmの場合の危険速度における振動モードについて解析を行った。これによるとK=10⁵ kg/cmの場合、1次、2次ともに曲りのモードが現われており、この場合、危険速度を越しての運転は問題がある。一方K=10⁴ kg/cmの場合、1次、2次とも曲りのモードが現われておらず、危険速度の通過は可能であるが、本ローターの場合には軸受負荷が大きく軸受負荷容量を増す必要がある事と運転範囲が10~110%と広範囲のため、軸受剛性を大きくして運転範囲が常に1次の危険速度以下とするのが望ましい。この条件を満たすように選ばれた軸受特性を同図に破線で示す。軸受剛性は、回転数の増加に伴い、動圧効果によって増加する。この場合は1次危険速度は最高回転数の120%以上なので十分安全であり、又、軸受負荷容量も十分である。

(2) 補助循環機

Fig. 3.3.9 に危険速度線図を示す。ガス軸受の特性上軸受剛性が小さくなるため、運転点が2次の危険速度を越えることは避けられない。

軸受剛性Kが10³ kg/cm および10⁴ kg/cm の場合の危険速度における振動モードの解析によると、いずれも曲りのモードが現れていない。従ってこの領域ではローターは剛体として挙動するので、危険速度の通過は可能である。この場合の軸受特性をFig. 3.3.9 に破線で示す。完全動圧型軸受のため、軸受剛性は回転数に比例して増加する。

Fig. 3.3.10 および Fig. 3.3.11 に軸の両端にそれぞれ、 0° 位相差および 180° 位相差の位置に不釣合量を付加した場合のアンバランス応答を示す。不釣合量は JIS -B-0905 「回転機械の釣合い良さ」の3級によって許容される残留不釣合量に相当する 5.36 gcm とする。

0° 位相差の場合には、パラレルモードである2次の危険速度で、また 180° 位相差の場合には、コニカルモードである1次の危険速度で、それぞれ応答することがわかる。危険速度通過時の振巾の大きさは、片振巾で 0° 位相差の場合 Max 7μ 、 180° 位相差で Max 9μ であり、一方、軸受隙間は片側 24μ であるから十分安全である。

(b) コーストダウン特性

定格回転数からトリップし、ローターが静止するまでのコーストダウン特性を求める。

トリップ後の循環機のローターの運動方程式は

$$I \cdot \frac{d\omega}{dt} + T_f + T_g = 0 \quad (1)$$

ここに

I : 循環機および駆動機の慣性モーメント

ω : 角加速度

T_f : 軸受等のまさつトルク

T_g : 羽根車のガスによる制動トルク

T_f は粘性摩擦理論により近似的に

$$T_f \approx C_f \omega \quad (2)$$

C_f : 定数

一方、羽根車の仕事は近似的に回転数の3乗に比例するから

$$T_g \approx C_g \omega^2 \quad (3)$$

C_g : 定数

②、③を①へ代入すると

$$I \cdot \frac{d\omega}{dt} + C_g \omega^2 + C_f \omega = 0$$

$$\therefore dt = - \frac{1}{C_g \omega^2 + C_f \omega} \cdot d\omega$$

$$\therefore t = - \int_{\omega_0}^{\omega} \frac{1 + d\omega}{C_g \omega^2 + C_f \omega} = - \frac{1}{C_f} \left[\ln \frac{C_g \omega}{C_f + C_g \omega} \right]_{\omega_0}^{\omega} \quad (4)$$

④式により t と ω の関係が決る。 $\omega \rightarrow 0$ のとき $t \rightarrow \infty$ であるから、 $\omega = (0.02 \sim 0.03) \omega_0$ なる時の t をローター停止時間とする。

計算結果を Fig. 3.3.12 および Fig. 3.3.13 に示す。

3.3.4 ケーシングの応力解析

(a) 主循環機

ケーシングの内外圧力差による応力および定常状態の温度分布により生ずる熱応力を軸対称体用解析プログラムにより求め、応力評価を行った。

(1) 解析モデル

主循環機の構造および循環機内のガス温度等から考え、ほぼ左右対称と考えられるので、循環機の半分をとり出し、Fig. 3.3.14のようにモデル化した。ヘリウムの出入口管台および鏡部は無視し、胴部、側板よりなる軸対称構造として取扱っている。また実際の構造は胴部と側板が分離しているが、一体とし、全体の挙動をみることにした。図には定常状態の各部ガス温度を示した。圧力は使用圧力 40.62 ata に対し、設計圧力 50 atg とした。

(2) 解析結果

定常状態における温度分布をFig. 3.3.15に示す。これによる応力分布を次の図に示す。

円周方向応力分布 Fig. 3.3.16

軸方向応力分布 Fig. 3.3.17

半径方向応力分布 Fig. 3.3.18

(3) 応力評価

ASME Sec. III に従って応力評価を行った結果を以下に示す。評価の対象とした要素は前述の Fig. 3.3.17 に示した。

(i) 1次一般膜応力評価

主循環機胴部をシリンダに置き換え、内圧に対し近似式より1次一般膜応力を算出し、評価を行った。

最大応力は評価要素②で生じ、

$$P_m = 4.48 \text{ kg/mm}^2 < S_m = 9.6 \text{ kg/mm}^2$$

であり、規定を満足している。

(ii) 1次局部膜応力+1次曲げ応力評価

形状不連続部④～⑥に内圧により生ずる局部膜応力および1次曲げ応力の評価を行った。要素④で最大応力が生じ、最も厳しい条件となったが、

$$P_\ell + P_b = 2.1 \text{ kg/mm}^2 < 1.5 S_m = 14.4 \text{ kg/mm}^2$$

で、許容値を十分下回っている。

なお、この曲げ応力は本来は2次応力Qに分類されるべきものである。

(iii) 1次局部応力+1次曲げ応力+2次応力評価

内圧（使用圧力）により生ずる1次局部膜応力および曲げ応力（2次）に、熱荷重により生ずる局部膜応力、曲げ応力（ともに2次）を加えた応力の評価を行った。要素④～⑥の内外面のうち、要素⑥の内部において応力は最大かつ許容値に比し最も厳しい条件となり、

$$P_\ell + P_b + Q = 43.9 \text{ kg/mm}^2 < 3 S_m = 49.2 \text{ kg/mm}^2$$

であった。制限は満足するものの、高い応力となったのは、円周方向の熱応力が大きいためであり、他の評価点では、十分余裕をもって制限値を下回っている。

以上の結論として次のことがいえる。

(i) 側板内面の形状不連続部の熱応力が比較的高い。

(ii) 主循環機ケーシングに関しては応力評価上問題となる個所はない。

(b) 補助循環機

軸対称構造の熱応力解析プログラムを用いて、補助循環機の非定常温度分布解析および応力解析（熱、内圧、外圧、ボルト荷重）を行い、応力評価を行った。

(1) 解析モデル

Fig. 3.3.19 に解析モデルの概要を示す。

ヘリウム の 出入口管台は無視し、胴部、鏡部、フランジよりなる軸対称構造物として取扱う。

なお、実際の構造は一体型構造でなく、シールによる効果を考えなければならないが、本計算においては構造物全体の挙動を見るため、一体構造としている。

非定常温度分布解析としては起動時の温度変化を考える。補助循環機を常温で起動し、ヘリウムガス温度は5秒後に定格の400℃に達するものとする。この時、断熱壁で隔てられた電動機室内のガスは、断熱壁やシャフトよりの伝熱により時間遅れをもって温度上昇する。この際関係する熱量には次のものがある。

Q_1 : シャフトよりの熱伝導による放熱量

Q_2 : 熱遮蔽板非断熱部よりの熱伝達量

Q_3 : 電動機損失による発熱量

Q_4 : 機械損失による発熱量

Q_5 : 冷却ファン損失による発熱量

Q_6 : ケーシング表面よりの放熱量

Q_7 : 冷却器による除熱量

これらはいずれも電動機室温度 θ の関数 (Q_3 , Q_4 は一定) であり、室内の熱容量を A とおくと、

$$\frac{d\theta}{d\tau} = \frac{1}{A} \sum_{i=1}^7 Q_i = F(\theta)$$

と表せる。これを Runge-Kutta 法により解いて、時間 τ と温度 θ との関係を求めると、Fig. 3.3.20 を得る。

圧力荷重は次のとおりとする。

設計圧力 50 ata

運転圧力 40 ata

ボルト荷重は次のとおりとする。

流体圧力 90 ton + ガスケット圧力 30 ton = 120 ton (等分布荷重とする)

(2) 解析結果

各荷重状態におけるケーシング内外面における円周方向応力、軸方向応力を次の図に示す。

内 圧	円周方向応力 (等価線形応力) 分布	Fig. 3.3.21
	軸方向応力 (等価線形応力) 分布	Fig. 3.3.22
ボルト荷重	円周方向応力 (等価線形応力) 分布	Fig. 3.3.23
	軸方向応力 (等価線形応力) 分布	Fig. 3.3.24
熱 (定常) 荷重	円周方向応力 (等価線形応力 + ピーク応力) 分布	Fig. 3.3.25
	軸方向応力 (等価線形応力 + ピーク応力) 分布	Fig. 3.3.26

(3) 応力評価

ASME Sec. III に従って応力評価を行った。評価の対象とした要素は前述の Fig. 3.3.22 に示した。

(i) 一般 1 次膜応力評価

要素㉔～㉑のうち、一般 1 次膜応力 P_m は要素㉔で最大値 7.62 kg/mm^2 となる。この値は制限値 $S_m = 11.5 \text{ kg/mm}^2$ よりも十分小さい。

(ii) 1 次局部膜応力 + 1 次曲げ応力評価

内圧（設計圧力）およびボルト荷重により、形状不連続部（㉔～㉑要素）に生ずる膜応力 P_L および 1 次曲げ応力 P_b も評価する。

$P_L + P_b$ の値は要素㉔で最大値 8.2 kg/mm^2 をとる。この値は制限値 $1.5 S_m = 17.3 \text{ kg/mm}^2$ よりも十分小さい。なお、この曲げ応力は本来は 2 次応力 Q に分類されるべきものである。

(iii) 1 次局部膜応力 + 1 次曲げ応力 + 2 次応力評価

上記の 1 次応力に、機械的荷重により生ずる曲げ応力と熱衝撃荷重により生ずる局部膜応力、曲げ応力等の 2 次応力を加えた応力を評価する。熱衝撃荷重としては、30 秒後、180 秒後、定常の 3 ケースについて評価を行った。

この結果、

30 秒後では、要素㉔の外面で最大値 31.5 kg/mm^2

180 秒後では、要素㉑の内面で最大値 30.3 kg/mm^2

定常状態では、要素㉔の外面で最大値 19.0 kg/mm^2

となった。

これらの値は、いずれも許容値 $3 S_m = 34.5 \text{ kg/mm}^2$ を下回っている。

以上をまとめると次のようになる。

(i) 本解析で用いたモデル化によれば、機械的荷重（内圧、ボルト荷重）に対しては、胴部からフランジ部へ移行する個所である要素㉔、㉕における応力が高く、熱衝撃荷重に対しては、ガス室側のフランジの基部の要素㉑、㉒、㉓で応力が比較的高い。

(ii) 補助循環機ケーシングに関しては、応力評価基準上問題となる個所は無い。

3.4 補機および制御

3.4.1 補機系統

(a) 補機系統

Fig. 3.4.1 に、補機系統図を示す。また補機類の仕様を Table 3.4.1 に示す。

(1) 潤滑水系統

本系統は軸受に潤滑水を供給する高圧循環ループと軸端から大気側へ流出する潤滑水を高圧循環ループへ戻すメークアップループから成る。高圧水タンク B から高圧ポンプ G で昇圧された潤滑水は軸受の潤滑を行った後、高圧水タンクへ戻る。この潤滑水のうち一部は排水圧制御弁によって必要差圧に制御された水シールを介して水-ガス混合室へもれ込みシールガスとの

混合体となりドレンセパレータ J およびミストセパレータ K によりドレンとなってシールガスと分離され高圧水タンクへ戻る。一方軸端より流出した水は低圧水タンク A へ戻り低圧ポンプ E によって高圧水タンクへメークアップされる。高圧水タンクの圧力はシールガスシステムのループ圧力へリンクされ自動制御によって、ループ圧力の変動に追従する。停電等によりポンプが停止すると、非常電源投入により補助ポンプのバックアップまでの時間非常給水タンク D より給水が行われ軸受が保護される。

(2) シールガス系統

シールヘリウムガスはヘリウム圧縮機 M によってシールガスループ内の圧力損失分だけ昇圧され、流量制御弁によって必要流量に制御されラビリンスシール部へ吹き込まれる。このうち半分は水-ガス混合室へ流れ、軸受排水室から水シールを介して漏れる潤滑水との混合体となり、ドレンセパレータ J、ミストセパレータ K によりドレンを落とし、乾燥器 L に入る。Fig. 3.4.2 に乾燥器の系統図を示す。複筒の乾燥塔はモレキュラシーブによる水分吸着を行う。再生側は、減圧状態で空気により加熱再生後、 N_2 により冷却を行い、真空ポンプにより He 置換後精製側に切替が行われる。

ラビリンスシール部でのシールガスの残りの半分は機内へ流れ、この分はヘリウム純化系より吸入レシーバー O へメークアップされる。

(b) 補助循環機

Fig. 3.4.3 に補機系統図を示す。又、補機類の仕様を Table 3.4.2 に示す。起動および停止時には、冷却ガス循環機の循環ガスの一部をスラスト軸受下面へ送り、静圧によってローター重量を支える。又、ローター停止時、ガス側温度が電動機室温度の許容値を越えている場合、冷却ガス循環機により外部より電動機室の強制冷却を行うことによりその温度上昇を防ぐ。

3.4.2 インターロック

起動時のインターロックを Fig. 3.4.4 に、故障時のインターロックを Fig. 3.4.5 に示す。

3.5. 駆動機

3.5.1 主循環機用駆動機

(a) 基本方針

主循環機用駆動機としては下記の事項を考慮してその構造及び機種を決定しなければならない。

- (i) 可変速度範囲は 1 : 11 と比較的広い。
- (ii) 容量は実験炉で 900 kw、将来の実用炉では 10000 kw 程度になることが予想される。
- (iii) 最高回転速度は 3575 rpm で、大容量にもかかわらず高速回転である。
- (iv) 炉は長期にわたり連続運転を行う必要があるため、構造が堅ろうで、長期間無保守で運転出来るものでなくてはならない。

可変速電動機として、従来最も多用されその性能にも定評のあるものは直流電動機であるが、この様な大容量高速機は整流子の構造上製作が困難である。

又、整流子の存在は保守上にも難点がある。

依ってここでは交流電動機，特に接触導電部分がなく，構造が最も堅ろうで保守性の良いかご形誘導電動機の採用が最適である。

しかし，かご形誘導電動機は，従来定速運転機として使用されていたものであるので，可変速機として使用するためには適切な可変周波数，可変電圧電源装置が必要である。

(b) 設計仕様

形 式	開放防滴，かご形誘導電動機 サイレンサー付
出 力	900 kw ~ 82 kw
電 圧	600 V ~ 57.8 V
極 数	2P
回 転 数	3.575 ~ 325 rpm
周 波 数	60.2 ~ 5.8 Hz
電 流	1010 A (at 60.2 Hz) 1060 A (at 5.8 Hz)
絶 縁	B種
温 度 上 昇	80 °C オイルリング付強制給油方式
給油量，油圧	10 l/min , 1 kg/cm ²
振 動 値	0.015 mm以下 (600 V / 60.2 Hz 正弦波で駆動した時)
エンドプレー	片側 3 mm, 両側で 6 mm
スラスト荷量	負荷側よりは特に無いものとして設定
ラジアル荷量	負荷側よりは特に無いものとして設定
電動機 GD ²	45 kg . m ²
過負荷耐量	150 % , 1分間
フリクションロス	$(\frac{n}{3.575})^3 \times 11 \text{ kw}$ n, 電動機回転数 (rpm)
冷 却 風 量	130 m ³ /min
重 量	4,000 kg
接続ケーブル	6 × 200 mm ²
外形寸法 (概略)	主電動機外形図 Fig. 3.5.1 参照

3.5.2 補助循環機用駆動機

(a) 概 要

本機は循環機側に於ける基礎検討により，循環機と同軸構造のサブマージド形であり又必要とされる全負荷回転数を得るため，高周波インバータを電源とする4極高周波電動機である。

本機は高温，高圧，かつ放射能を有するヘリウムガス中で運転されるため，使用される絶縁材料については特に充分な考慮を払う必要がある。又，口出し (電気ペネトレーション) 部分は，

1次冷却系圧力容器バウンダリとして緊急時の高温条件及び圧力変化、運転休止の繰返しによる温度サイクル等に耐えるため、十分な信頼性を確保しなければならない。

循環機の基本的負荷条件はトルク及び慣性能率の点から特に問題はなく、従って本機はいわゆる普通かご形電動機として設計されている。

(b) 設計仕様

形 式	三相かご形電動機，ガス冷却，同軸，立形
出 力	5 kw
電 圧	180 V
極 数	4 P
周 波 数	240 Hz *
回 転 数	6,680 rpm **
冷 却 方 式	全閉ヘリウムガス冷却
周 囲 温 度	40 ℃
機内ガス温度	150 ℃ (緊急状態 400 ℃)
ク ー ラ	水-ヘリウム 入口ガス温度 150 ℃ 出口ガス温度 145 ℃
機 内 圧 力	40 ata (緊急状態 1 ata)

* 電源インバータ最高出力周波数による。実際運転時周波数はこれより多少低くなる。

** 循環機設計回転数による。

(c) 電気設計主要内容

電気設計の主要内容を Table 3.5.1 に示す。

(d) 電動機本体の構造

Fig. 3.5.2 に電動機本体の構造が示されている。

固定子側は打抜加工された珪素鋼板を積層した固定子鉄心、鉄心を両側から支持する鉄心押え、鉄心に設けられた溝に納められた固定子コイル等から構成されている。

回転子側は固定子鉄心と同様に珪素鋼板を積層した回転子鉄心、鉄心を両側から支持する鉄心押え、鉄心に設けられた溝に納められた回転子バー、バーを両端部で電氣的に短絡するリング等から構成されている。バーとリングとは強固な銀ロー付により接合されている。固定子と回転子の間には 0.8 mm の空隙が設けられている。

以上の構成により誘導電動機の機能を生ずるべき主磁束回路及び、1次（固定子側）、2次（回転子側）の電流回路が形成されている。

固定子鉄心を支える支持枠、及び回転子鉄心を支える軸にはそれぞれ冷却ガスの通路として軸方向の通風溝が設けられている。

(e) 電動機口出し部の構造

Fig. 3.5.3 に電動機口出し部の構造が示されている。口出し部の導体は、特殊銅合金棒を使用しており、3本の導体が相互に適当な絶縁距離を保ちつつ絶縁体を貫通している。絶縁体は円筒形の特殊無機質材で外周は鋼鉄の保護パイプで囲われている。

導体と絶縁体と保護パイプ、及び保護パイプと循環機中間フランジの相互間の境界面には無機

質の特殊接着剤を用い、高温焼付処理を行なって、高温高圧の使用条件に対する十分なガスシール性を確保する。

電動機固定子巻線からのリード線は口出し部導体に強固に銀ロー付けされる。

電動機駆動電源からのケーブルは、直接に導体に接続されず、中間フランジに取付けられた端子台の端子に接続され、端子台と導体間は短いケーブルで接続される。

端子台と導体とを保護するために端子カバーが取付けられている。

(f) 絶 縁

一般に低圧の比較的小容量の電動機では、コイルは丸線を使用したいわゆる乱巻コイルである。コイルの納められた溝の断面を Fig. 3.5.4 に示す。本機に於いても同図の如き構成の絶縁を行なうのであるが、高温高圧かつ放射能を有するヘリウムガス中で使用されるため、絶縁材料の選定は限定されたものとなり現時点では、耐熱性及び工作性にすぐれたポリイミド系の材料が適当と考えられる。

即ち、スロット絶縁物としてスロット寸法に合わせたポリイミドフィルムをスロットに挿入後、成形されたコイルの下コイル側をスロット口元より落とし込み、次に上下コイル間の絶縁物として U 字形に成形したポリイミドフィルムを挿入後上コイル側を納める。

その上をポリイミド-ガラス積層板のスロット楔を挿入して、コイルが動かないように押える。最後にポリイミド系ワニスにより含浸処理し、加熱乾燥して仕上げる。なお、素線にはポリイミド系エナメル被覆電線を使用する。

3.6 駆動機電源

3.6.1 主循環機用駆動機電源装置

(a) 基本方針

3.5 で述べた如く、主循環用電動機には、かご形誘導電動機が最適である。

かご形誘導電動機を可変速機として使用するため、適切な可変周波数、可変電圧電源装置を用意せねばならない。

主循環機駆動用可変周波数、可変電圧電源装置が具備せねばならない性能は、下記の如くである。

- (i) 必要な可変速度範囲が 11 : 1 であるので、11 : 1 以上の可変周波数、電圧範囲を連続的にかつスムーズに得ることが出来なければならない。
- (ii) かご誘導電動機と組合せて、運転した場合、トルクリップルを出来るだけ小さくせねばならない。

トルクリップルは、電動機及び機械系を振動させ損傷の原因となる。

特に機械系の固有振動周波数と共振した場合は振動が拡大され電動機及び機械系に重大な損傷を与えるおそれがある。

主循環機の場合可変速範囲が広いので、この様な場合が充分想定される。

- (iii) 長期にわたり、連続してトラブルなく運転するため、保守性に優れ高信頼性を有するものでなくてはならない。

(V) 変換効率の良好なものが省エネルギー上、好ましい。

既設の原子炉の循環機に使用された、トルクコンバータを使用したM-G方式は回転機であるので、保守性に問題があり、変換効率も低いので、静止形インバータ方式をその保守性、信頼性を考慮して採用すべきである。

しかし、現用の高速静止形インバータはほとんどが出力電流が方形波であるためトルクリップルを生ずるおそれがある。

依って、正弦波高速高周波インバータを開発し採用しなければならないと考えられる。

(b) 構成

主循環用駆動電源装置は下記より構成される。

- (i) 1次しゃ断器盤
- (ii) 電源変圧器
- (iii) 変換装置
- (iv) 制御装置

これらの詳細仕様は次項の詳細仕様に述べるが、共通仕様としては

- (i) 支給電源 AC 6 KV - 50 Hz - 3 φ - 250 MVA
(実際に設置される場所の配電々圧により決定するものとする。)
- (ii) 電源電圧変動 ± 10 %
- (iii) 電源周波数変動 ± 1 Hz
- (iv) 設置条件 標高 1000 m 以下
周囲温度 0 ~ 40 °C
湿度 60 % 以下
地震対策を考慮

(c) 詳細仕様

- (i) 1次しゃ断器盤
6 KV - 600 A - 250 MVA
屋内自立閉鎖配電盤
準拠規格 JEM 1153
形 G 形
しゃ断器との連結 全て自動連結
短時間電流 25 KV 1秒
絶縁階段 6 A
収納用品
しゃ断器 真空しゃ断器 1台
6 KV - 600 A - 250 MVA
サージアブソーバ付
計器用変圧器 1台
計器用変流器 2台
過電流リレー 1台

電 流 計	1 個
電 力 計	1 個
電 力 量 計	1 個

(ii) 1200 KVA 3 φ 変圧器

油入自冷形

1200 KVA - 3 φ - 50 Hz

1 次 66 KVF / 6.3 KVF / 6.0 KVR / 5.7 KV

2 次 800 V

結 線 Δ - Δ

混触防止板付

% I_Z 7.5 %

(iii) 駆動電源装置及び制御装置

電 源 方 式 正弦波高速高周波インバータ

出 力 容 量 1,100 KVA

出 力 電 圧 AC 600 V - 3 φ

出 力 周 波 数 75 Hz ~ 5 Hz

制 御 方 式 速度制御

制 御 精 度 ±1 % (定格速度に於て)

過 負 荷 耐 量 150 % 1 分間

電 源 電 圧 (主回路) AC 800 V - 50 Hz - 3 φ

(制御回路) AC 200 V - 50 Hz - 3 φ

電 源 電 圧 変 動 ±10 %

保 護 方 式 過電圧保護

過電流保護

過負荷保護

冷 却 方 式 強制風冷

設 置 条 件 防じん室に設置するものとする。

放射能の被ばくはないものとする。

接 続 図 Fig. 3.6.1 及び Fig. 3.6.2 参照

(d) 運転方法

(i) 加 速 一定レート (0 - TOP 速度 30 秒以上) で加速 (これ以上の急速加速は行わない。)

(ii) 定 速 運 転 3575 ~ 325 rpm の全ての速度で連続運転可能

(iii) 減 速 ・ 停 止 電動機機械のフリクションにより減速・停止

インバータ速度基準はフリクションによる停止時間より長いレートで0速度に下げる。

(即ち、回生制動もしくは逆転停止は行わない。)

(iv) 非常時の停止 停電もしくは下記の保護機能が動作した場合、インバータの

サイリスタゲートブロックを行ない、電動機、機械のフリクションで停止する。

- (V) 再起動 電動機が完全に停止し、インバータ基準が0になっていることを確認して再起動する。

(電動機が回転中には再起動しない。)

(e) 保護機能

下記の保護機能を備えるものとする。

(i) 電動機過負荷保護

サーマルリレー及び電動機内蔵のサーチコイルで過負荷検出して、サイリスタゲートブロックし、1次側しゃ断器開放

(ii) 過電流保護

出力側CTで検出、インバータサイリスタゲートブロック、1次側しゃ断器を開放する。

(iii) サイリスタアーム短絡

同じくインバータサイリスタゲートブロック、1次側しゃ断器を開放する。

(iv) 地絡保護

ZCTにて地絡を検出しインバータサイリスタゲートブロック、1次側しゃ断器を開放する。

(v) 変圧器過負荷

OC-RYで検出1次側しゃ断器をトリップする。

(vi) 停電

1次側しゃ断器をトリップする。

このためしゃ断器操作電源は非常用バッテリーより供給するものとする。

バッテリー必要容量 DC 100 V - 40 A

(vii) 過電圧保護

電動機過電圧を検出し、インバータゲートブロック及び1次側しゃ断を行う。

3.6.2 補助循環機用電源装置

(a) 基本方針

補助循環機用駆動機としては下記の事項を考慮してその電源方式を決めなければならない。

- (i) 出力が5 kw と小さい。
- (ii) 回転数が6680 rpm と高速で極数が4 P であるので240 Hz の高周波出力が必要。
- (iii) 電動機がサブマージド形であり、軸受等の構造を考慮して振動は出来るだけ少なくする。
- (iv) 原則として定速運転で、インバータは緩やかに加減速するために必要。
- (v) 補助循環機用駆動機は非常用であるので、出来るだけ停止することを避けなければならない。

以上の条件を満たす最適な電源方式は高速電圧形インバータである。

電圧形インバータは瞬時停電対策が可能で、長時間の停電にもバッテリーにより運転を続けることが出来る。

(b) 仕様

電源方式	電圧形高速インバータ
出力容量	7.5 kw
出力電圧	AC 180 V - 3 ϕ
出力周波数	240 Hz
過負荷耐量	150 % 1分間
電源電圧 (主回路)	AC 200 V - 50 Hz - 3 ϕ
(制御回路)	AC 200 V - 50 Hz - 3 ϕ
電源電圧変動	$\pm 10 %$
保護方式	過負荷保護 過電流保護 過電圧保護
停電対策	停電を検出することにより、ただちにコンバータをバッテリーに切替え運転を続けるものとする。
運転方法	
加速	一定レート (0 - TOP 速度 10 sec以上) で加速
減速, 停止	電動機, 機械のフリクションにより減速・停止
冷却方式	風冷
設置条件	標高 1000 m以下 温度 0 ~ 40 $^{\circ}$ C 湿度 60 %以下 防じん室に設置するものとする。 放射能の被ばくはないものとする。 地震対策を考慮した構造とする。
接続図	Fig. 3.6.3 参照

Table 3.1.1 ヘリウム循環機主要目

項目	主循環機	補助循環機
形式	遠心式横置両持ち垂直分割型	遠心式サブマージド型
数量	1 台	1 台
入口温度 (設計点)	370.7 °C	380 °C
入口圧力 (設計点)	40.62 ata	40 ata
出口圧力 (設計点)	42.08 ata	40.1 ata
質量流量 (設計点)	28.66 Ton/hr	2.83 Ton/hr
段数	4 段	1 段
回転数	3250 rpm (Max 3575 rpm)	6680 rpm
軸動力	670 kw	4 kw
軸受形状	水潤滑軸受	ガス軸受
軸封形式	水シール+ラビリンス (シールガス使用)	-
駆動機	900 kw かご型誘導電動機	5 kw かご型誘導電動機
電源	正弦波高速高周波インバータ	電圧型高速インバータ

Table 3.2.1 主循環機の運転仕様

運転モード		A 燃料交換状態	B 低温停止状態	C 高温待機状態	D 最低出力 運転状態	E 30% 出力 (~定格出力) 運転状態
循環機	状態	運転 (80~100%)	停止	運転	運転	運転
	入口温度 (°C)	60	-	280	390	384
	入口圧力 (ata)	1.0	-	31	38	39
	流量 (t/hr)	0.755	-	2.5	13.0	31.5
中間熱交換器		停止	停止	運転	運転	運転
補助熱交換器		運転	運転	待機	待機	待機
炉容器出口温度 (°C)		185 (max 200°C)	142	349	411	560

Table 3.2.2 補助循環機の運転仕様

運転モード		A 燃料交換状態	B 低温停止状態	C 高温待機状態	D 最低出力 運転状態	E 30%出力 (~定格出力) 運転状態
循環機	状態	停止	運転	待機	待機	待機
	入口温度 (°C)	-	100		395	
	入口圧力 (ata)	-	21		41	
	流量 (t/hr)	-	2.5		2.83	
中間熱交換器		停止	停止	運転	運転	運転
補助熱交換器		運転	運転	待機	待機	待機
炉容器出口温度 (°C)		185	142		1000	

Table 3.2.3 各運転状態における圧力損失

運転モード	A 燃料交換状態	B 低温停止状態	C 高温待機状態	D 最低出力 運転状態	E 30%出力 (~定格出力) 運転状態
主循環機	0.117 (補助冷却系)	-	0.0083	0.210	1.33
補助循環機	-	0.0609	(-	-	0.0985)

Table 3.3.1 補助循環機主要部品名称

No.	名 称	材 質
1	上部ケーシング	SB 46 M
2	中間ケーシング	"
3	下部ケーシング	"
4	吐出スクロール	SCPH 2
5	ガイドリング	SCPH 2
6	軸	SUS 431
7	羽 根 車	SCS 24
8	ジャーナル軸受	グラファイト含浸鋼
9	スラスト軸受	"
10	ラビリンスリング	LNBC
11	熱遮断板	SUS 304
12	断 熱 材	カオウール
13	冷 却 管	SUS 304
14	冷却ファン	SUS 630
15	電動機回転子	珪素鋼板
16	電動機固定子	"
17	動力ケーブル	-
18	絶 縁 材	GCX 1
19	端 子	-

Table 3.41 主ヘリウム循環機の補機類の主要仕様 (1/3)

機器名称	仕 様	備 考
A. 低圧水タンク	容 量 : 300 ℓ 寸 法 : 1000 × 600 × 500 設計圧力 : 2 kg/cm ² g 設計温度 : 65 ℃ 材 質 : SUS 台 数 : 1	
B. 高圧水タンク	容 量 : 2400 ℓ 寸 法 : 1300 φ × 2000 設計圧力 : 50 kg/cm ² g 設計温度 : 65 ℃ 材 質 : S 25C + SUS 台 数 : 1	
C. ガス抜タンク	容 量 : 30 ℓ 寸 法 : 250 φ × 600 設計圧力 : 70 kg/cm ² g 設計温度 : 65 ℃ 材 質 : SUS 台 数 : 1	
D. 非常給水タンク	容 量 : 600 ℓ 寸 法 : 800 φ × 1200 設計圧力 : 70 kg/cm ² g 設計温度 : 65 ℃ 材 質 : SUS 台 数 : 1	
E. メイクアップポンプ	形 式 : 遠心ポンプ 流 量 : 100 ℓ/min 水 頭 : 500 m 駆 動 機 : 電 動 機 (40 kw, 2 P × 200 V) 台 数 : 2 (1台予備機)	
F. ブーストポンプ	形 式 : 遠心ポンプ 流 量 : 900 ℓ/min 水 頭 : 30 m 駆 動 機 : 電 動 機 (20 kw, 4 P × 200 V) 台 数 : 2 (1台予備機)	燃料交換状態用

Table 3.4.1 続き (2/3)

機器名称	仕様	備考
G. メインポンプ	形式：遠心ポンプ 流量：900 ℓ/min 水頭：200 m 駆動機：電動機 (90 kw, 2P × 200 V) 台数：2 (1台予備機)	
H. 潤滑水冷却器	形式：シェルアンドチューブ型 流量：900 ℓ/min 設計圧力：シェル (冷却水側) 5 kg/cm ² g チューブ (潤滑水側) 70 kg/cm ² g 設計温度：シェル 40 ℃ チューブ 65 ℃ 交換熱量：5.4 × 10 ⁵ kcal/h 伝熱面積：45 m ² 材質：シェル側 SS チューブ側 SUS 台数：2 (1台予備機)	<p>50 ℃ 潤滑水 40 ℃ 35 ℃ 冷却水 30 ℃ $\Delta t_{av} = 12.3 \text{ ℃}$</p>
I. 潤滑水フィルタ	形式：複筒切替逆洗式 流量：900 ℓ/min 濾過精度：25 μ 設計圧力：50 kg/cm ² g 設計温度：65 ℃ 材質：SUS 台数：1	
J. ドレンセパレータ	容量：60 ℓ 寸法：400 φ × 500 設計圧力：50 kg/cm ² g 設計温度：65 ℃ 材質：SUS 台数：2	
K. ミストセパレータ	形式：サイクロン, デミスタ混合式 流量：400 ℓ/min 設計圧力：50 kg/cm ² g 設計温度：65 ℃ 材質：SUS 台数：2	

Table 3.4.1 続き (3/3)

機器名称	仕様	備考
L. 乾燥装置	形式 自動切替加熱再生式 処理量 200 ℓ/min 設計圧力 50 kg/cm ² g 設計温度 350 ℃ 材質 SUS 台数 1	
M. He 圧縮機	形式 容積型無給油式 流量 400 ℓ/min 吸入圧力 0～40 kg/cm ² g 吐出圧力 5～45 kg/cm ² g 吸入温度 40 ℃ 吐出温度 40 ℃ (A. C 後) 駆動機 電動機 (25 kw, 4P × 200 V) 台数 2 (1台予備機)	
N. 吐出レシーバー	容量 100 ℓ 寸法 400 φ × 800 設計圧力 50 kg/cm ² g 設計温度 65 ℃ 材質 SUS 台数 1	
O. 吸入レシーバー	容量 50 ℓ 寸法 300 φ × 700 設計圧力 50 kg/cm ² g 設計温度 65 ℃ 材質 SUS 台数 1	

Table 3.4.2 補助ヘリウム循環機の主要仕様

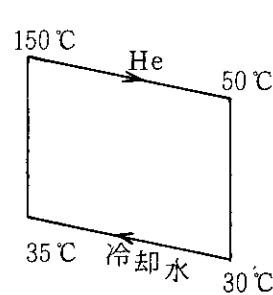
機器名称	仕様	備考
冷却ガス循環機	形式：容積型無給油式 流量：300 ℓ/min 吸入圧力：0～40 kg/cm ² g 吐出圧力：5～45 kg/cm ² g 吸入温度：50℃ 吐出温度：40℃ (A. C後) 駆動機：電動機 (15 kw, 4P × 200 V) 台数：2 (1台予備機)	
冷却ガス冷却器	形式：蛇管式 流量：300 ℓ/min 設計圧力：チューブ (He 側) 50 kg/cm ² g シェル (冷却水側) 5 kg/cm ² g 設計温度：チューブ 400℃ シェル 40℃ 交換熱量：6300 kcal/h 伝熱面積：0.5 m ² 材質：チューブ SUS シェル SS 台数：2 (1台予備機)	 <p style="text-align: center;">$\Delta t_{av} = 51.5^\circ\text{C}$</p>

Table. 3.5.1 電気設計表

定 格	出力	5.0 kw	固 定 子 巻 線	接 続 体	人 × 1	
	電 圧	180 V		導 体	08 mm ϕ	
	電 流	22.2 A		每溝導体数	耐熱エナメル線 72	
	相 数	3		巻線ピッチ	# 1 ~ # 8	
	周 波 数	240 Hz * *		回 転 子 溝	外 径	148.4 mm
	極 数	4			内 径	100 mm
回 転 数	6680 rpm ** **	積 厚	80 mm			
固 定 子 鉄 心	外 径	220 mm	鉄 心 材 質	溝 寸 法	6.1 mm ϕ	
	内 径	150 mm		材 質	珪素鋼板	
	積 厚	80 mm		回 転 子 巻 線	導 体	6 mm ϕ 特殊銅合金
	溝 数	36	短 絡 環		ヨコ タテ 6 × 10 mm 特殊銅合金	
	溝 巾	8 mm	空 隙		0.8 mm	
	溝 深	15 mm				
材 質	珪素鋼板					

* インバータ最高周波数による。

** 循環機設計回転数による。

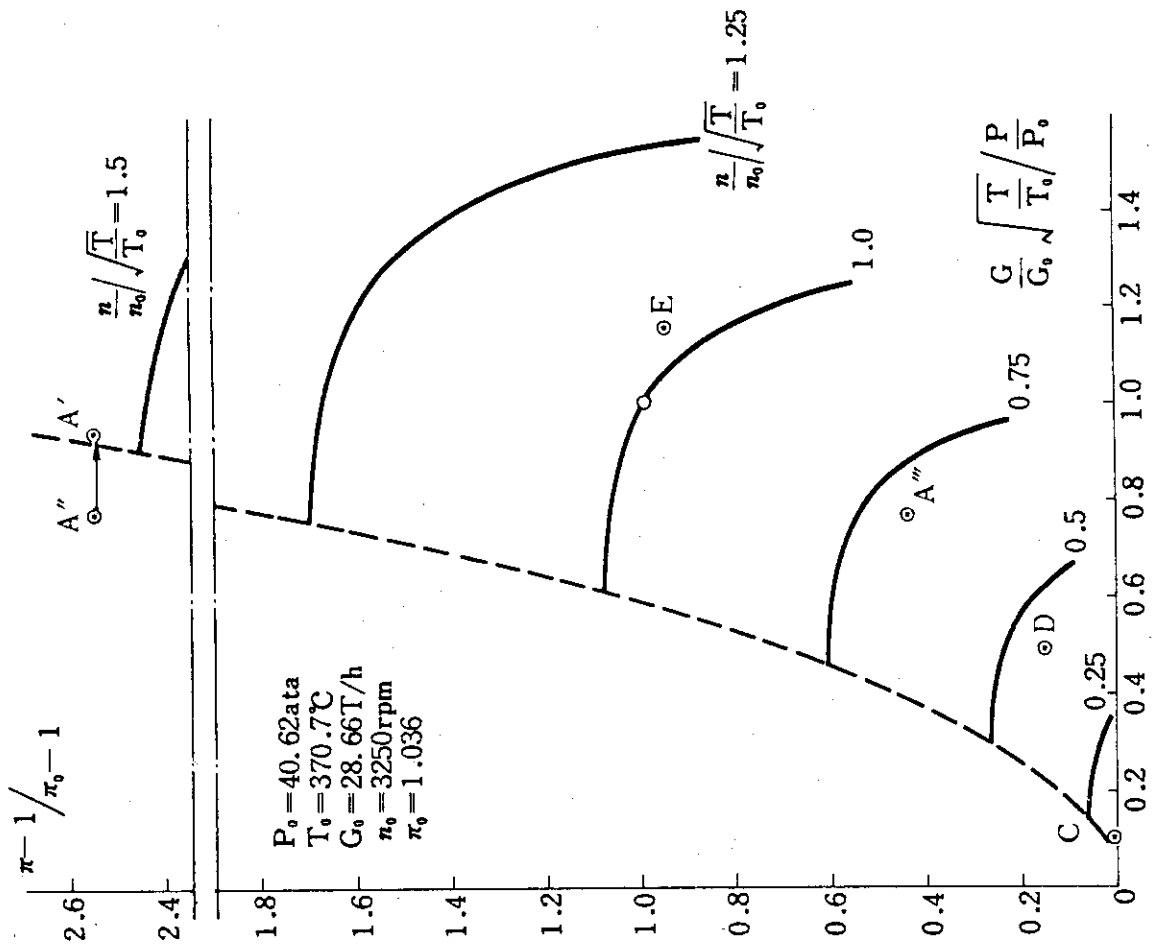


Fig. 3.2.1 主循環機予想性能曲線

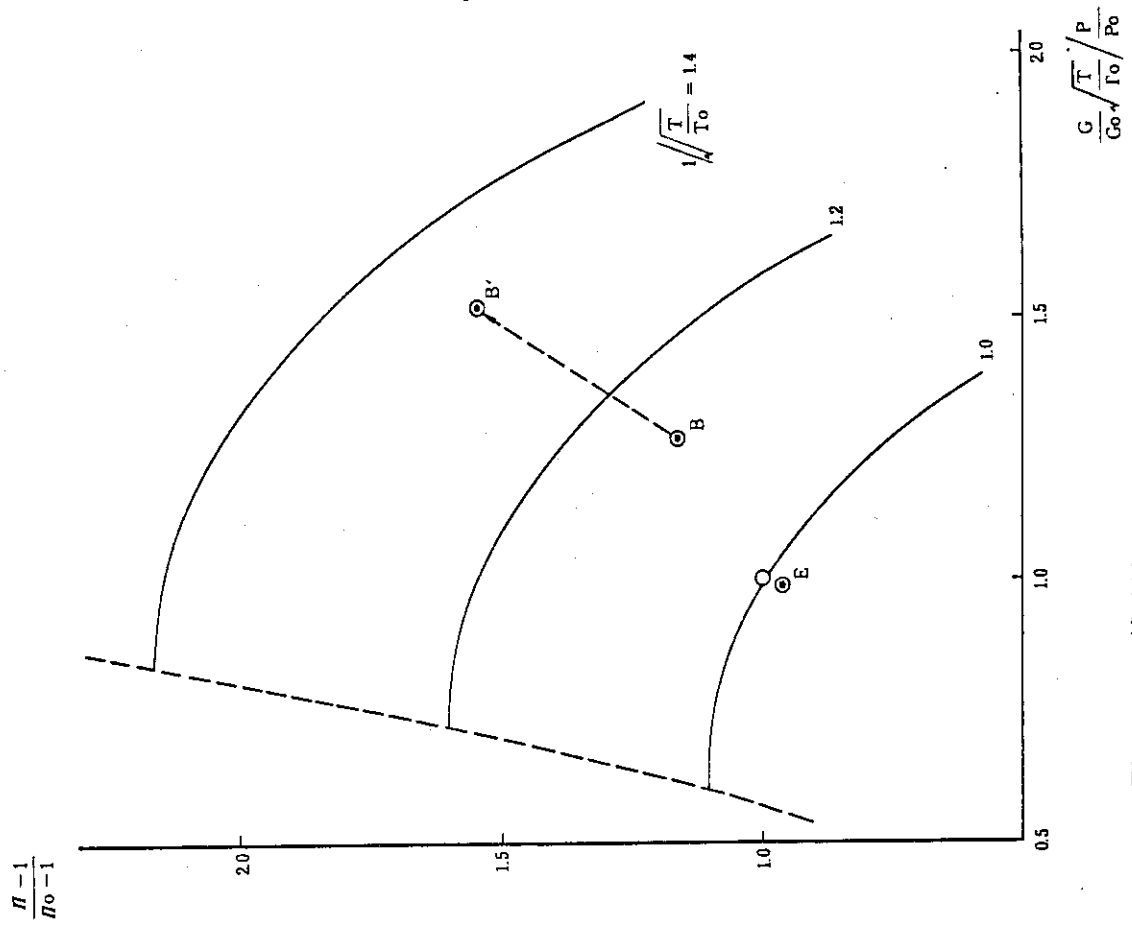
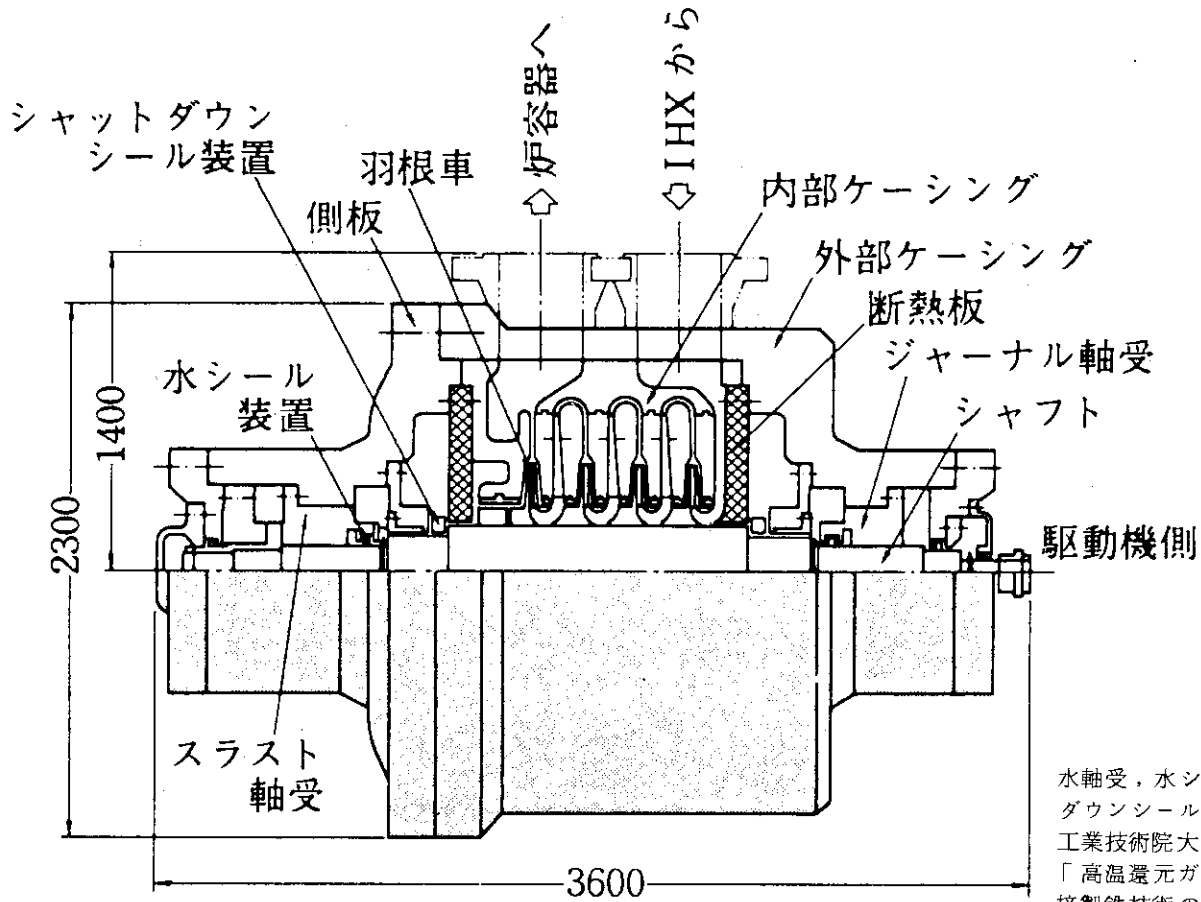


Fig. 3.2.2 補助循環機予想性能曲線



水軸受、水シール、シャットダウンシール装置について、工業技術院大型プロジェクト「高温還元ガス利用による直接製鉄技術の研究開発」の基礎研究成果を応用した。

Fig. 3.3.1 主ヘリウム循環機構造

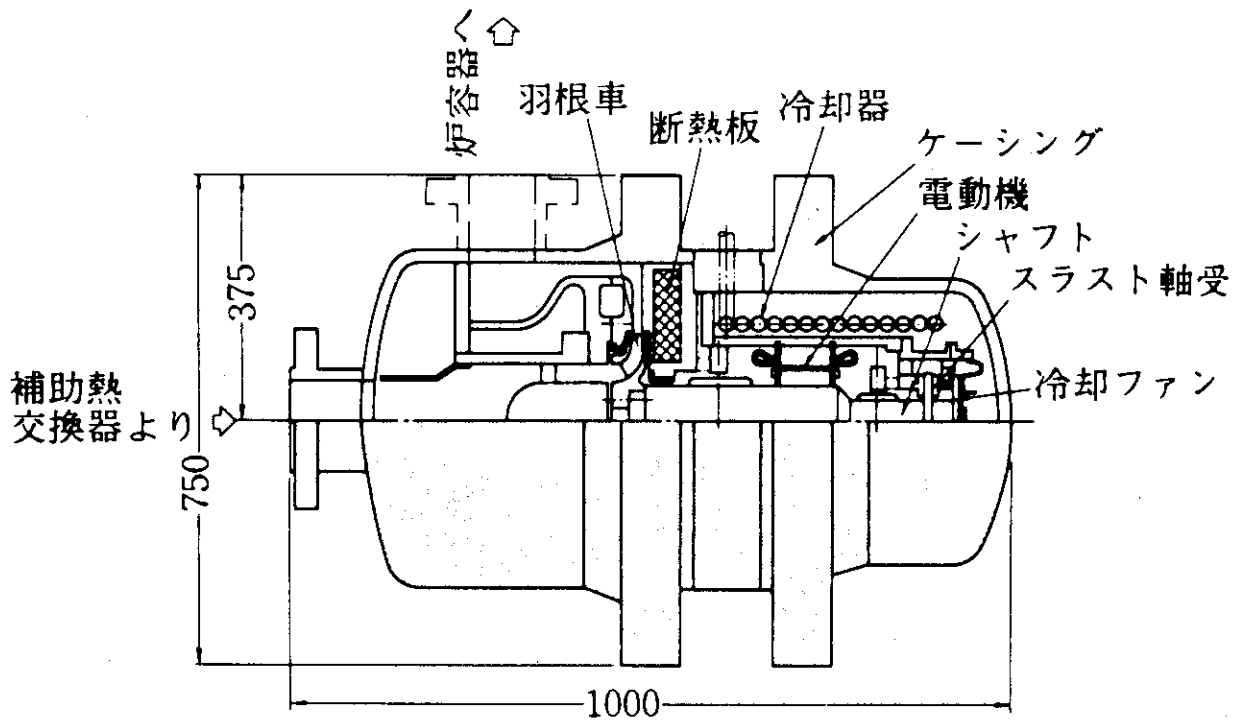


Fig. 3.3.2 補助ヘリウム循環機構造

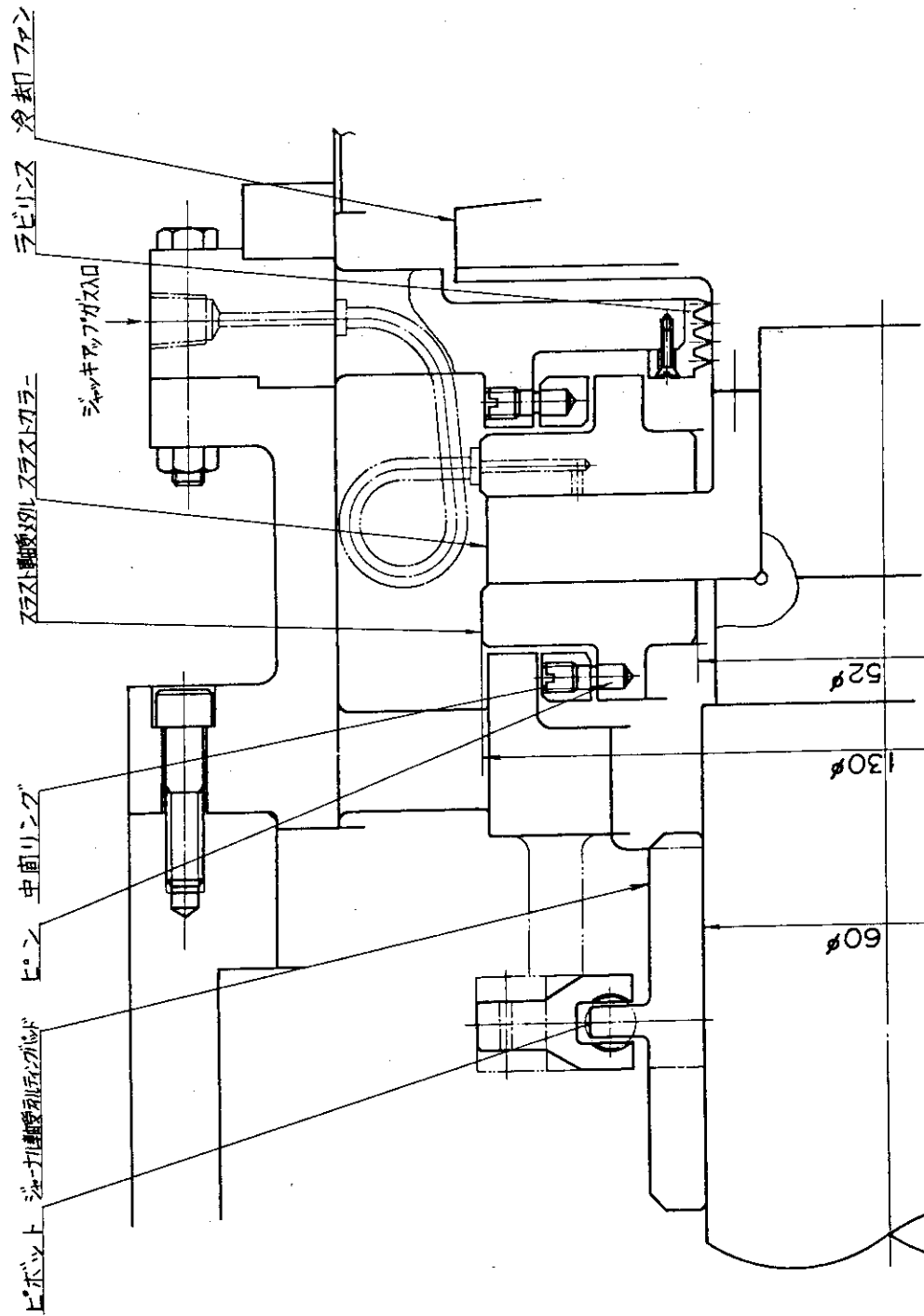


Fig. 3.3.3 補助循環機軸受組立図

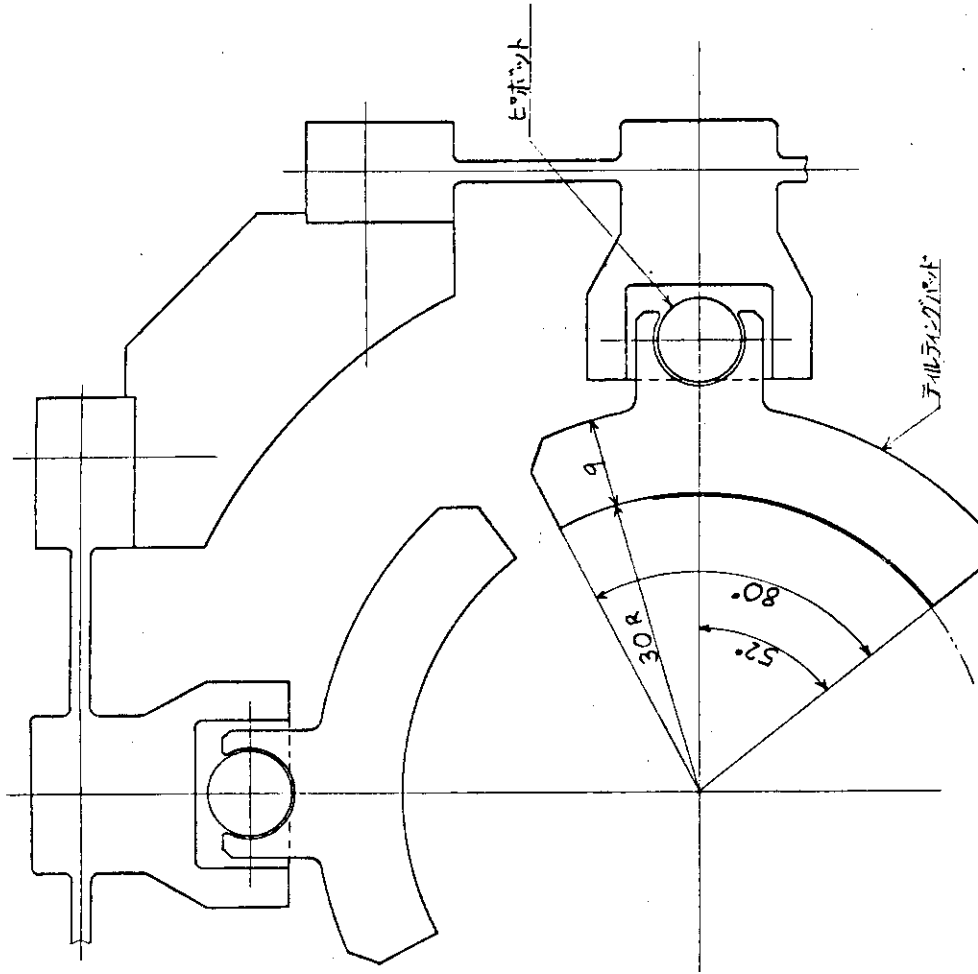


Fig. 3.3.5 補助循環機ジャーナル軸受

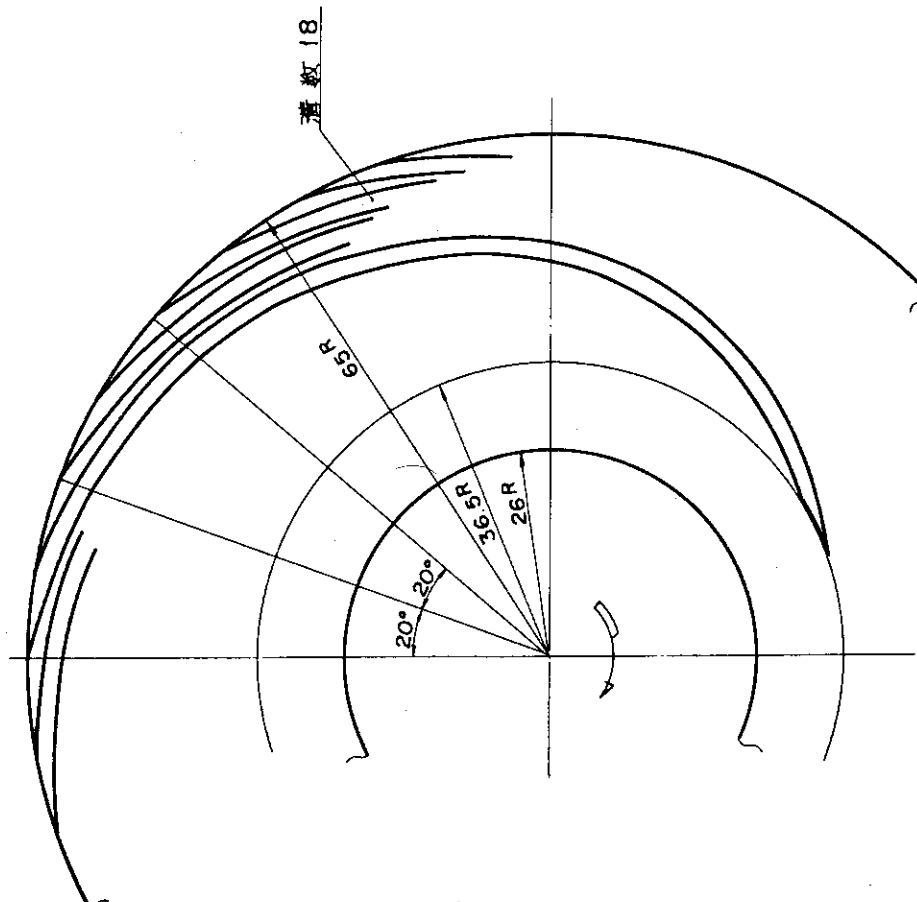


Fig. 3.3.4 補助循環機スラスト軸受構造図

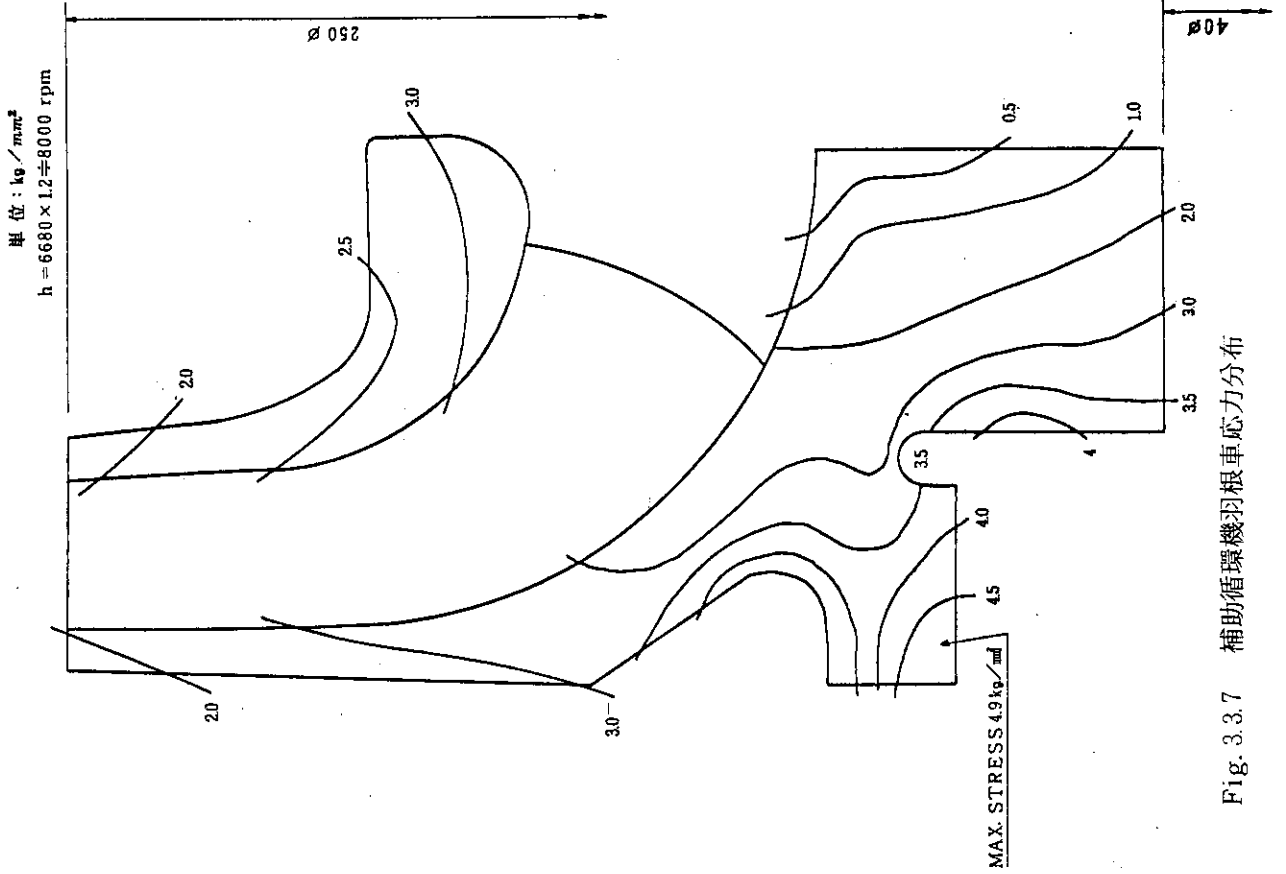


Fig. 3.3.7 補助循環機羽根車応力分布

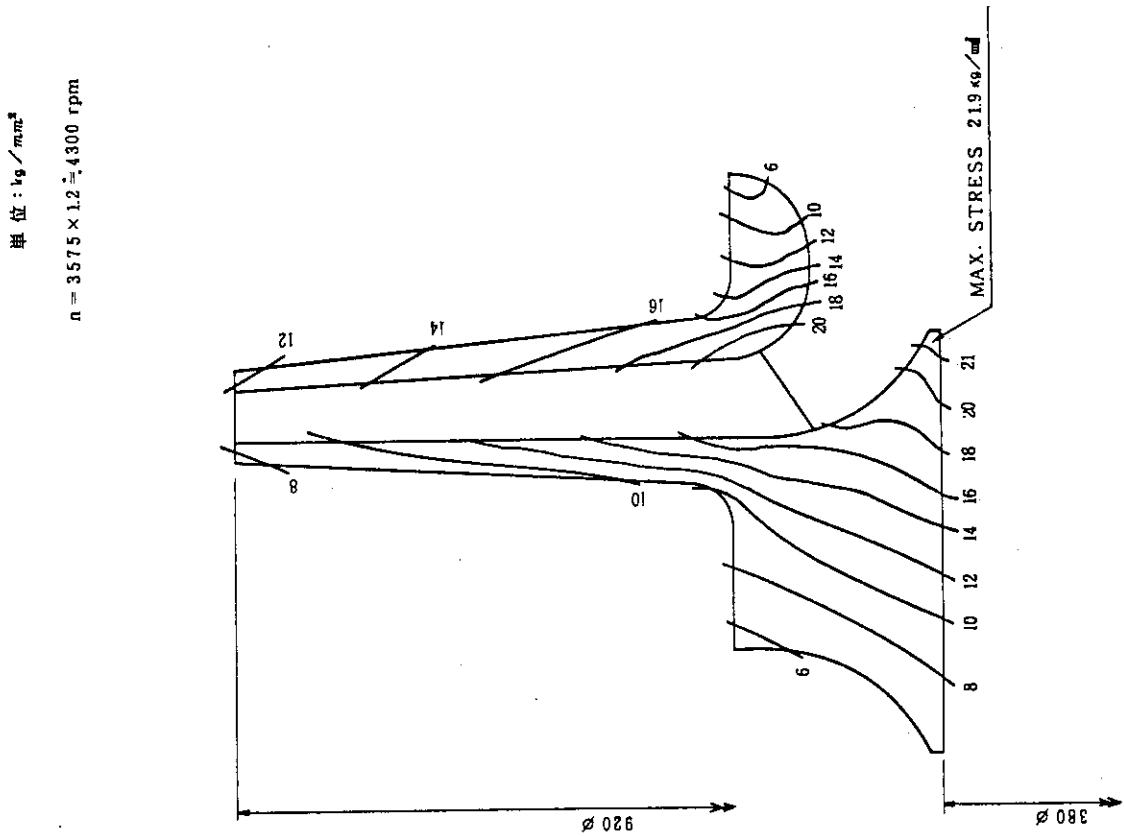
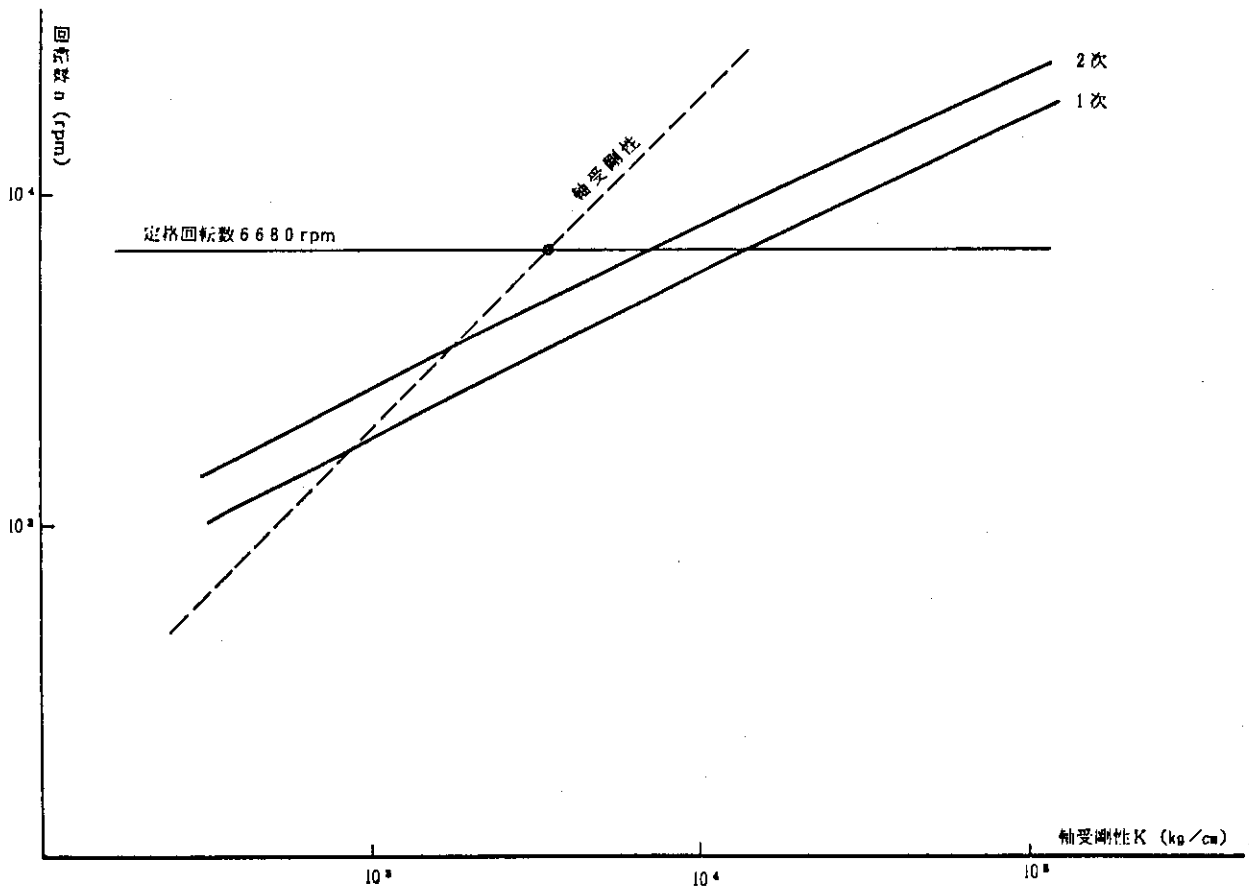
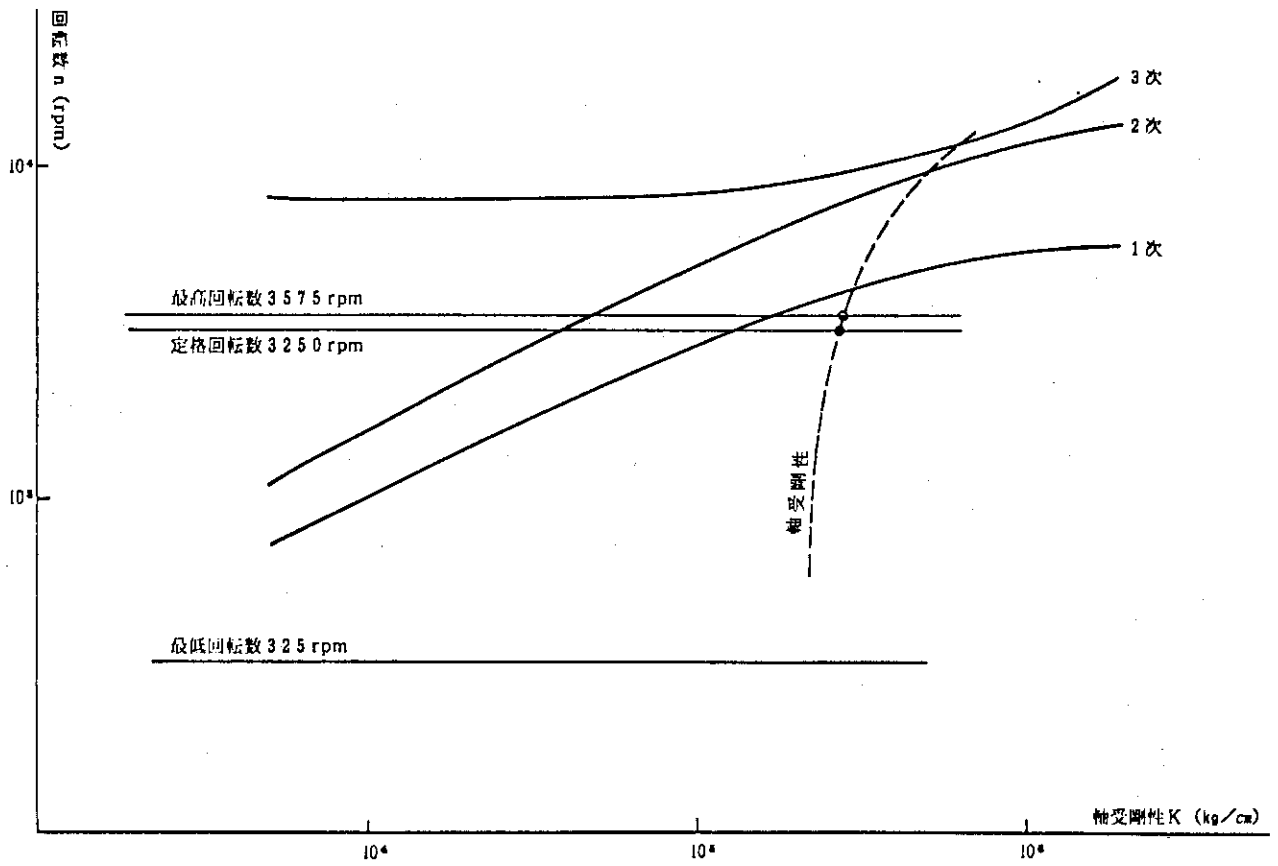


Fig. 3.3.6 主循環機羽根車応力分布



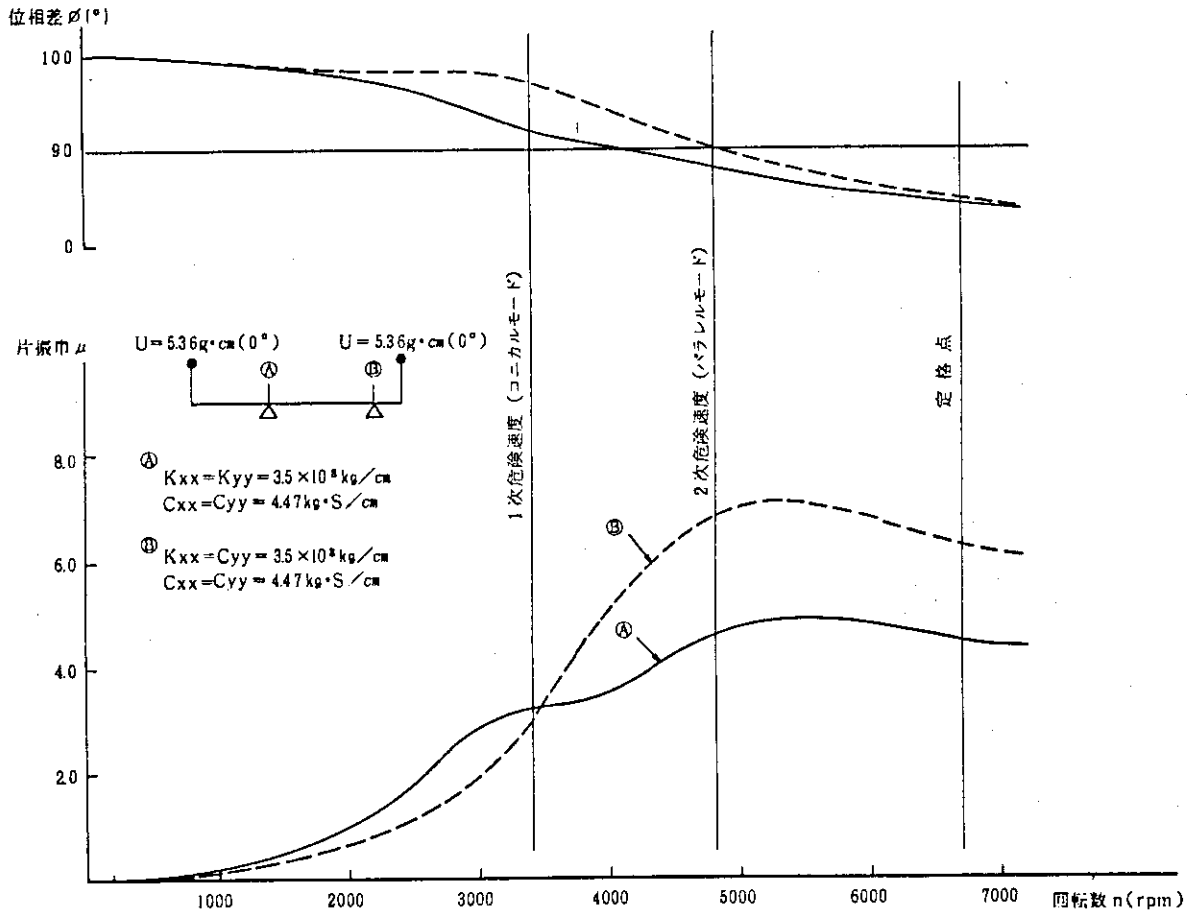


Fig. 3.3.10 補助循環機アンバランス応答 (パラレルモード)

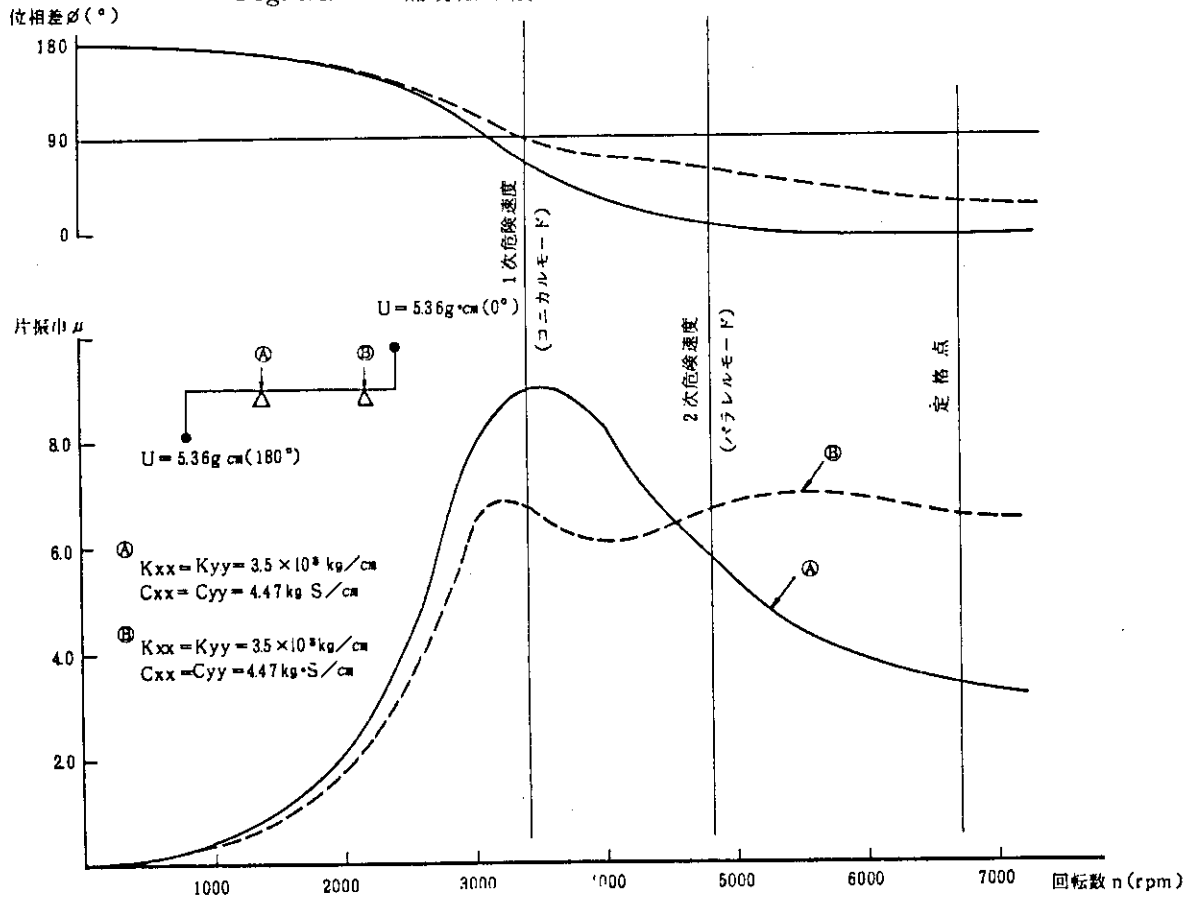


Fig. 3.3.11 補助循環機アンバランス応答 (コニカルモード)

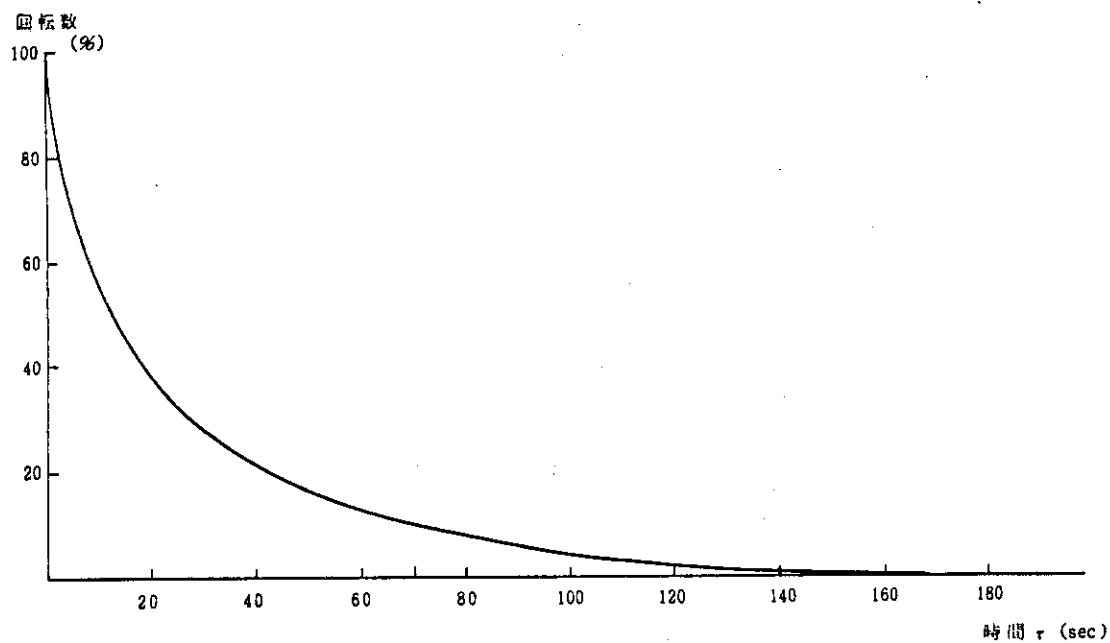


Fig. 3.3.12 主循環機コストダウン特性

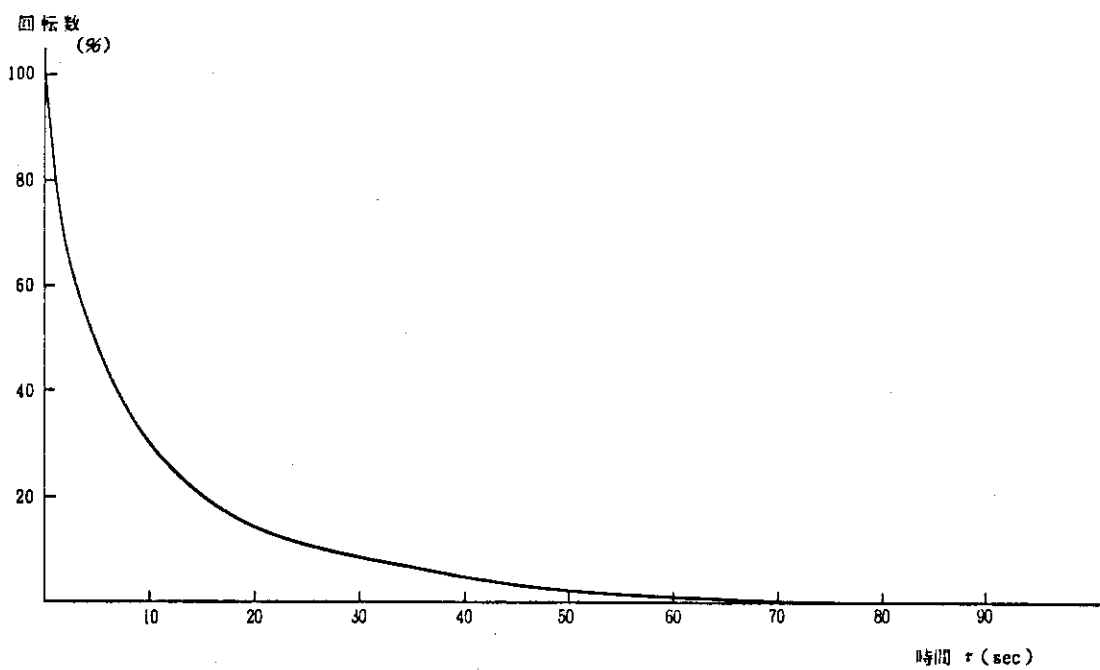


Fig. 3.3.13 補助循環機コストダウン特性

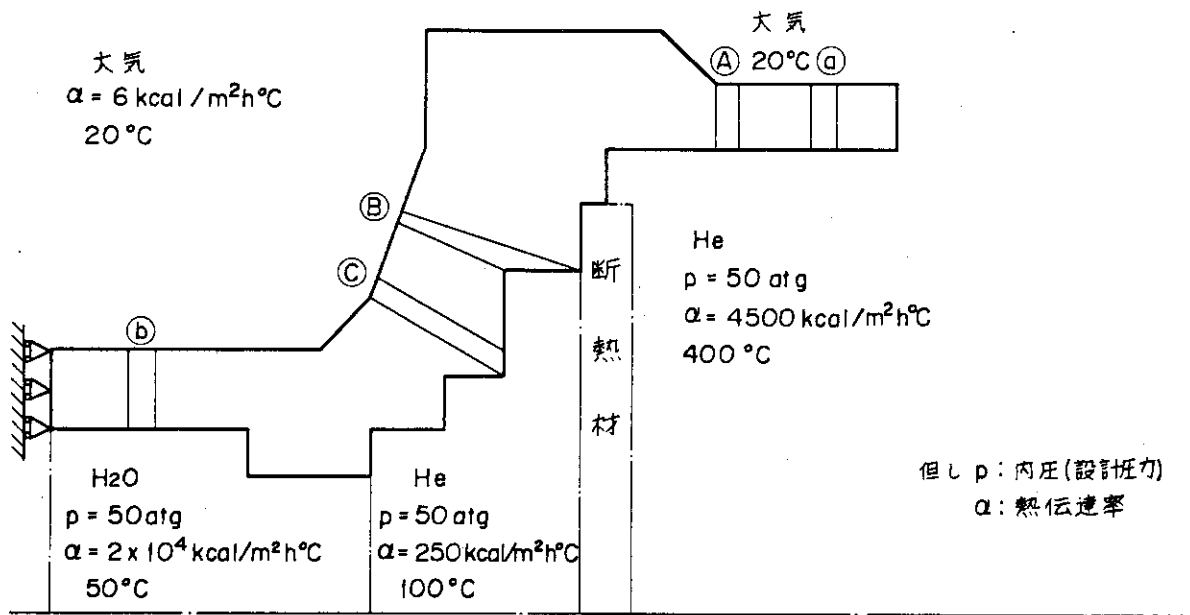


Fig. 3.3.14 主循環機ケーシング応力解析モデル

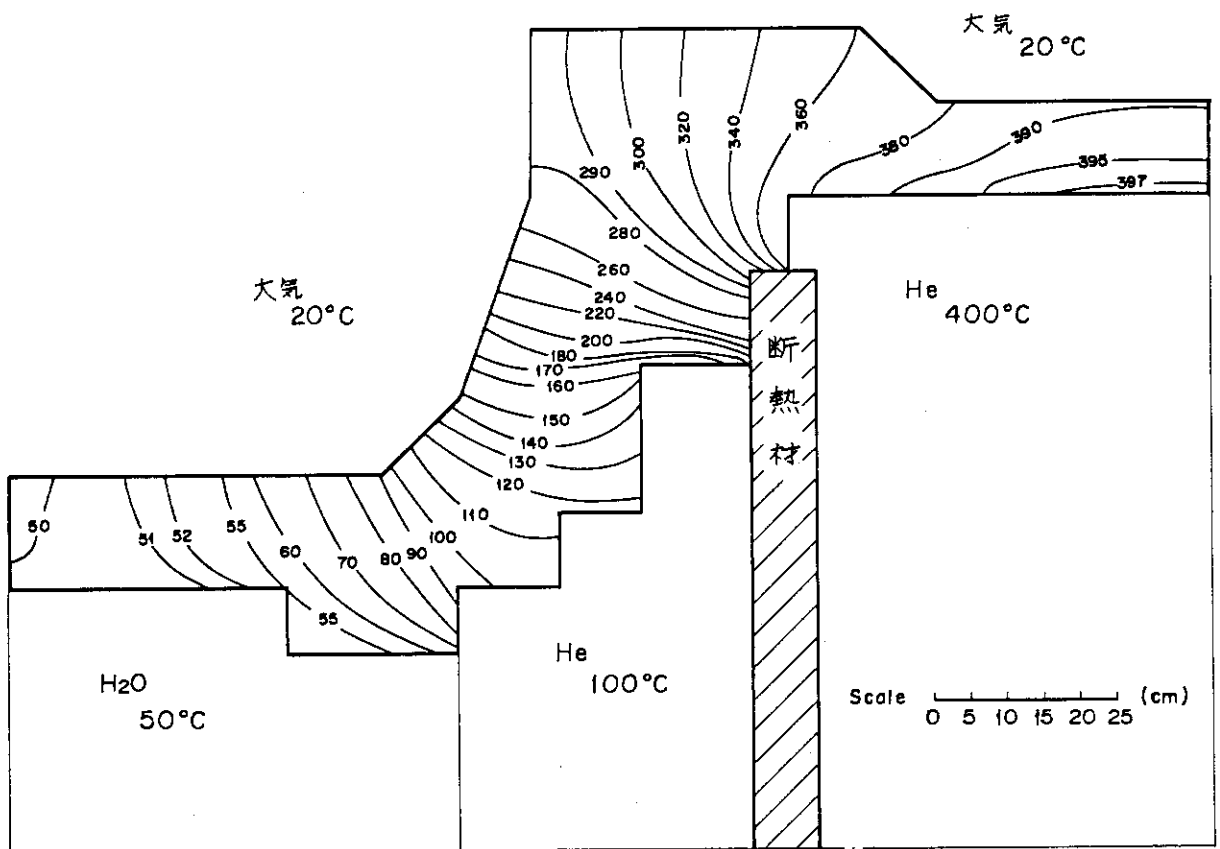


Fig. 3.3.15 主循環機ケーシングの温度分布(定常状態)

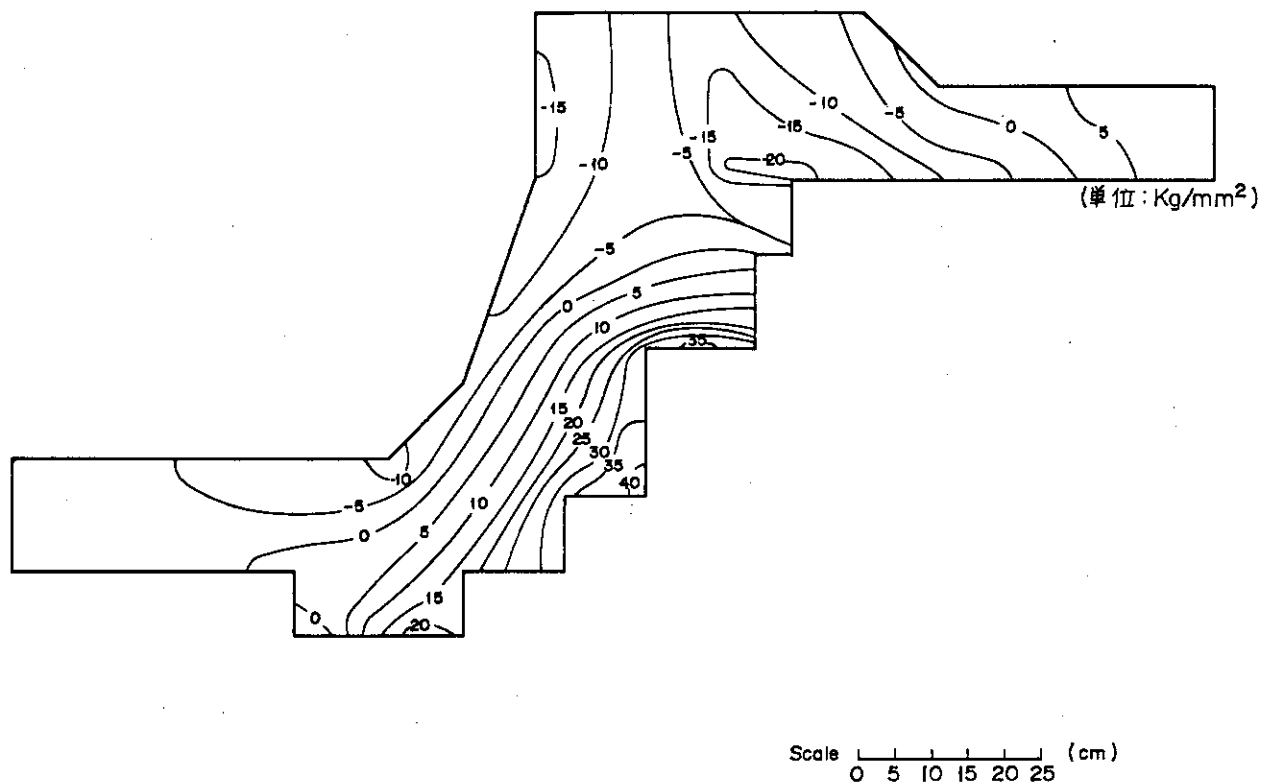


Fig. 3.3.16 主循環機ケーシングの円周方向熱応力分布 (定常状態)

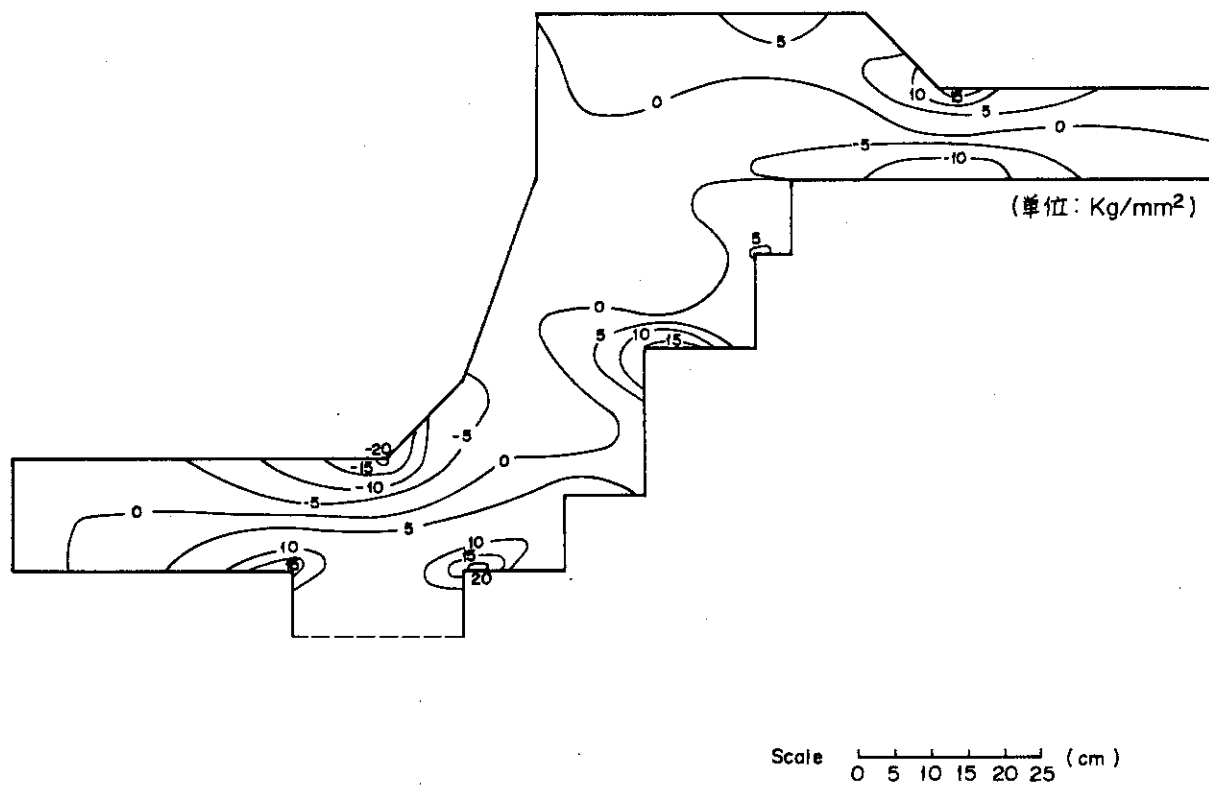


Fig. 3.3.17 主循環機ケーシングの軸方向熱応力分布 (定常状態)

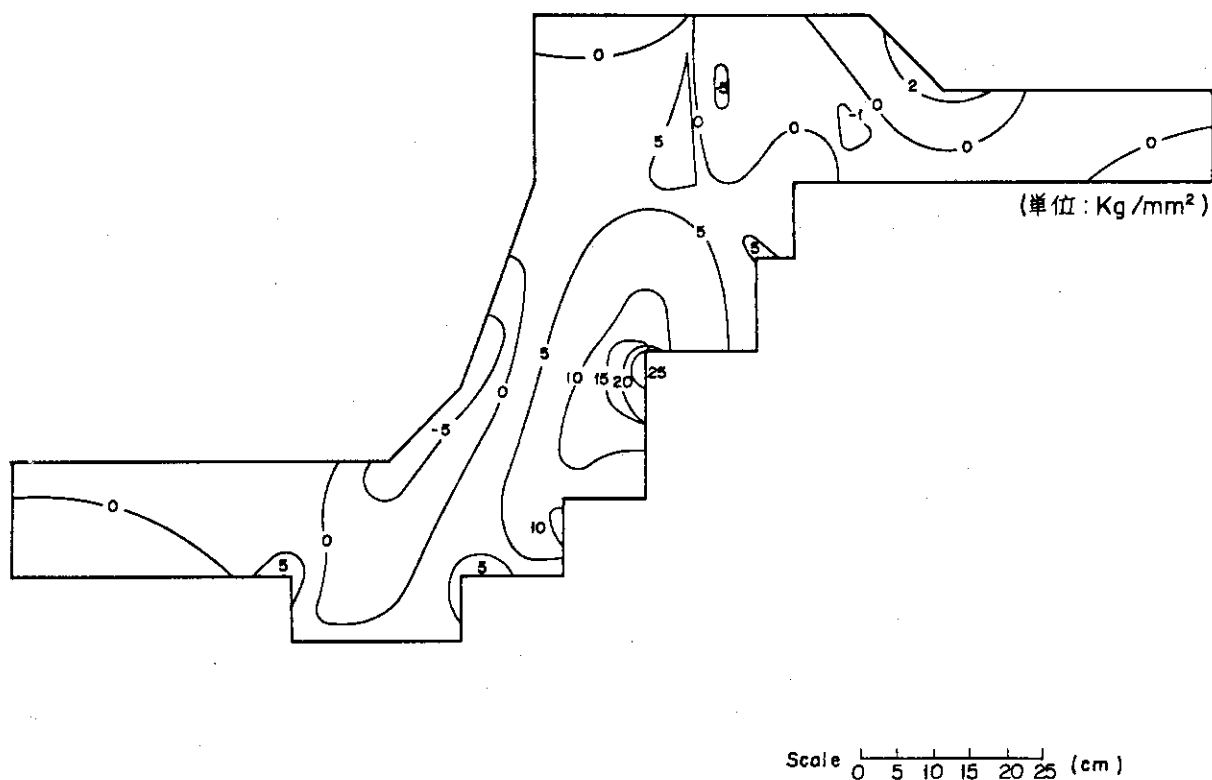


Fig. 3.3.18 主循環機ケーシングの半径方向熱応力分布(定常状態)

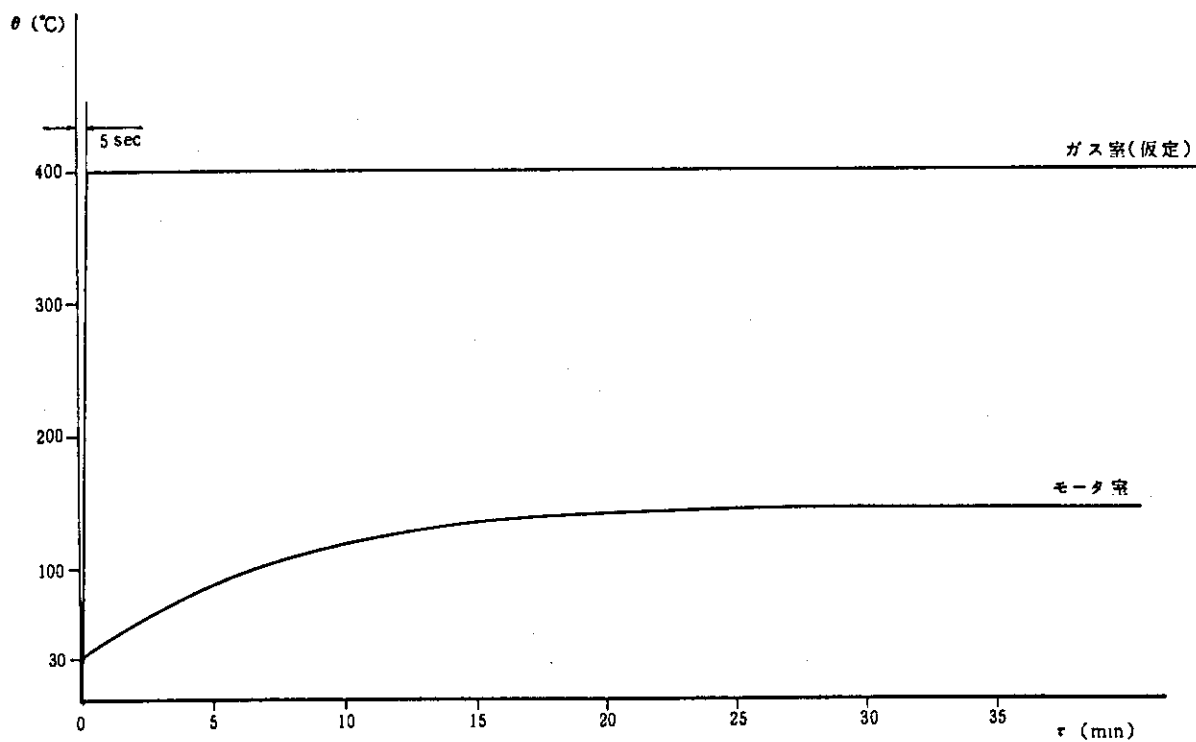


Fig. 3.3.20 起動時の補助循環機内のHeガスの温度変化

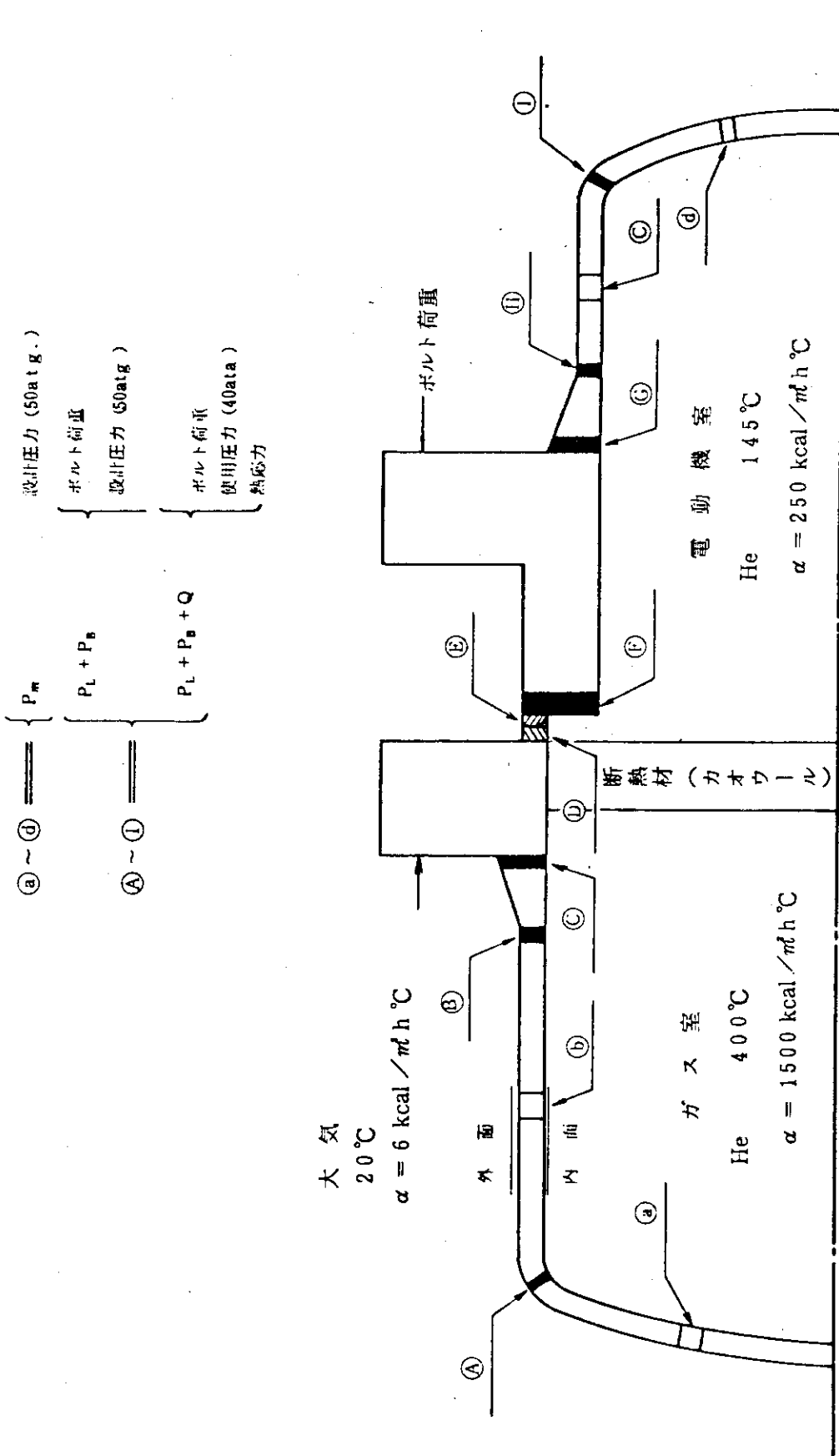


Fig. 3.3.19 補助循環機ケーシング応力解析モデル

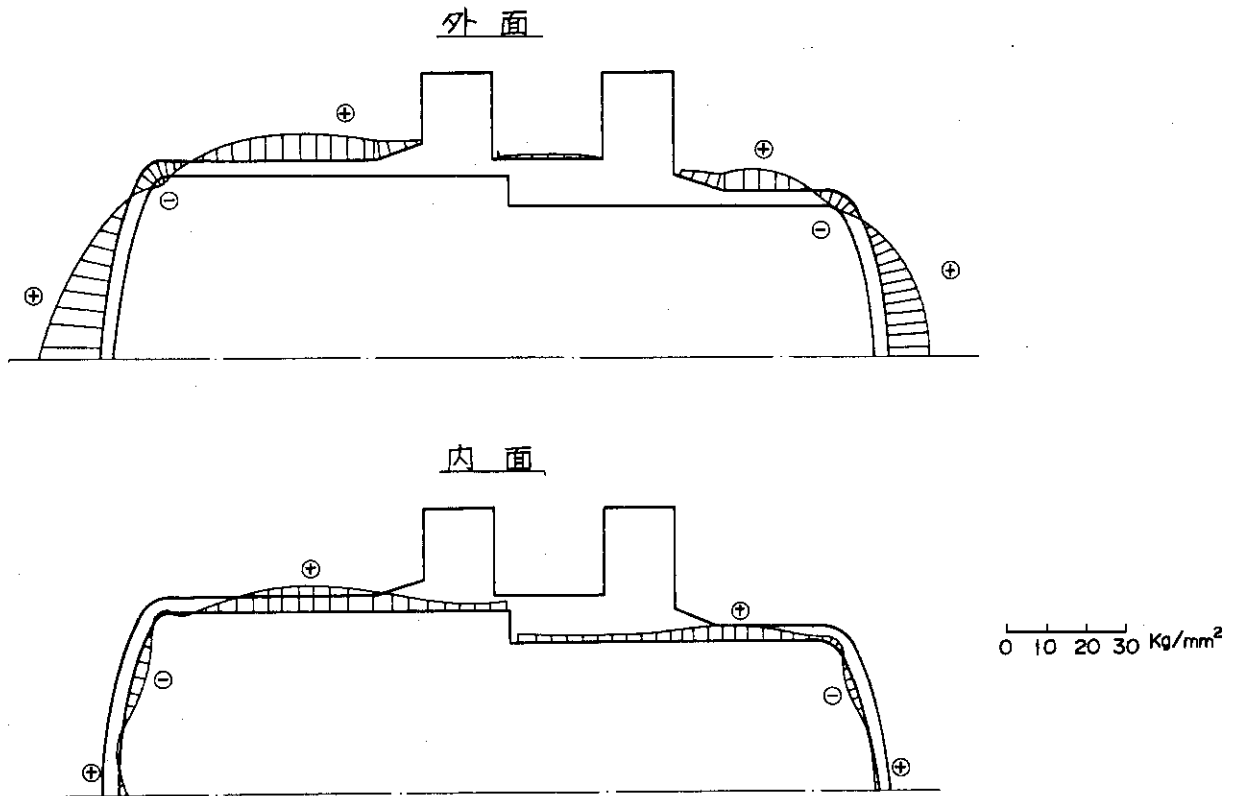


Fig. 3.3.21 補助循環機ケーシングの内圧による円周方向応力分布

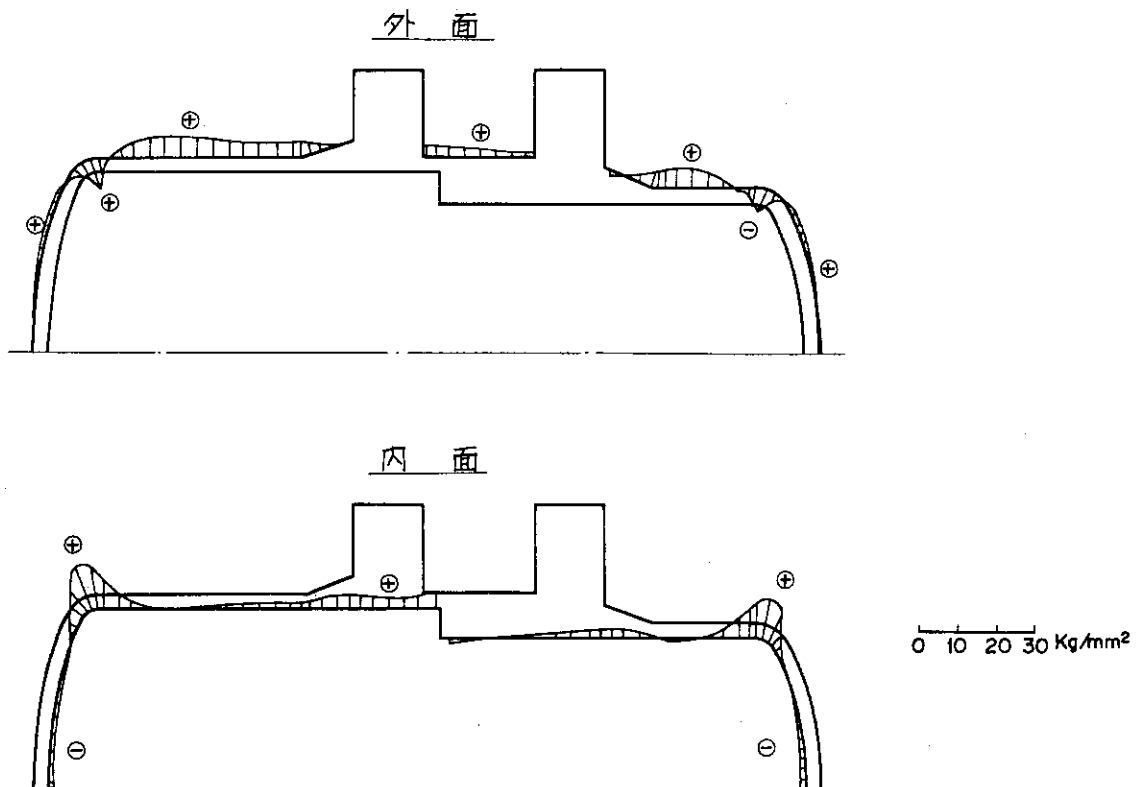


Fig. 3.3.22 補助循環機ケーシングの内圧による軸方向応力分布

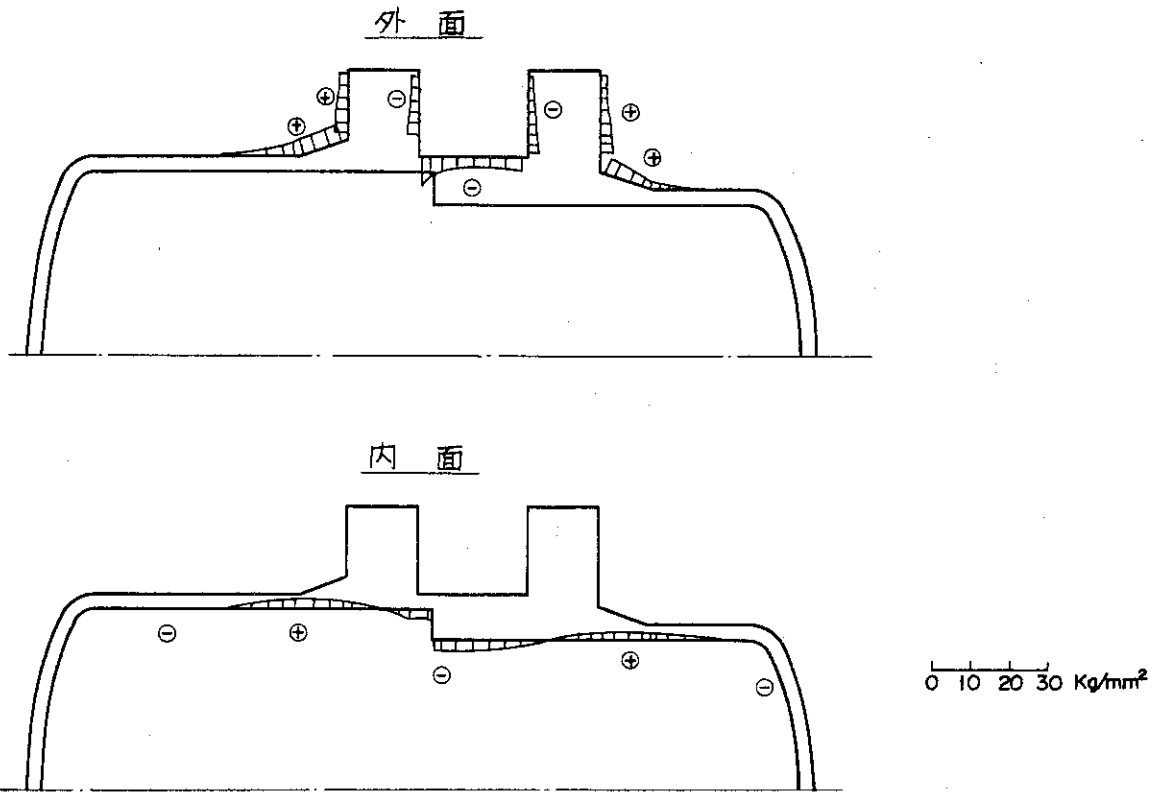


Fig. 3.3.23 補助循環機ケーシングのボルト荷重による円周方向応力分布

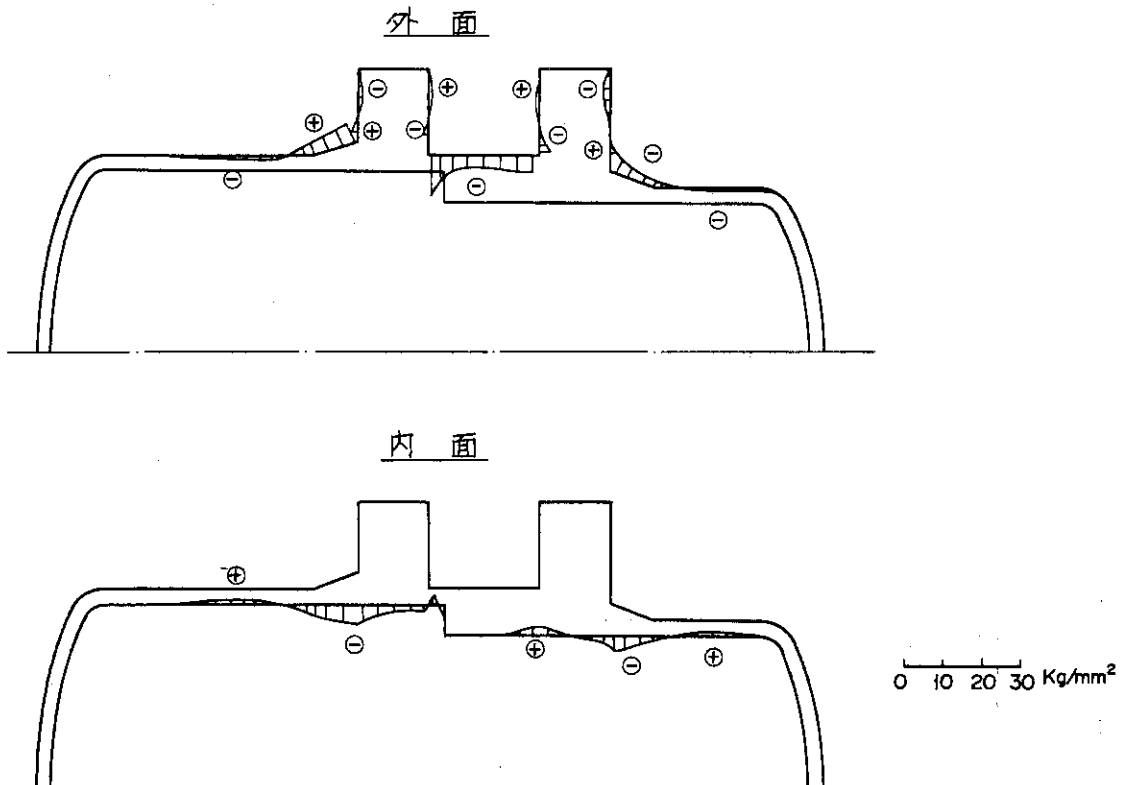


Fig. 3.3.24 補助循環機ケーシングのボルト荷重による軸方向応力分布

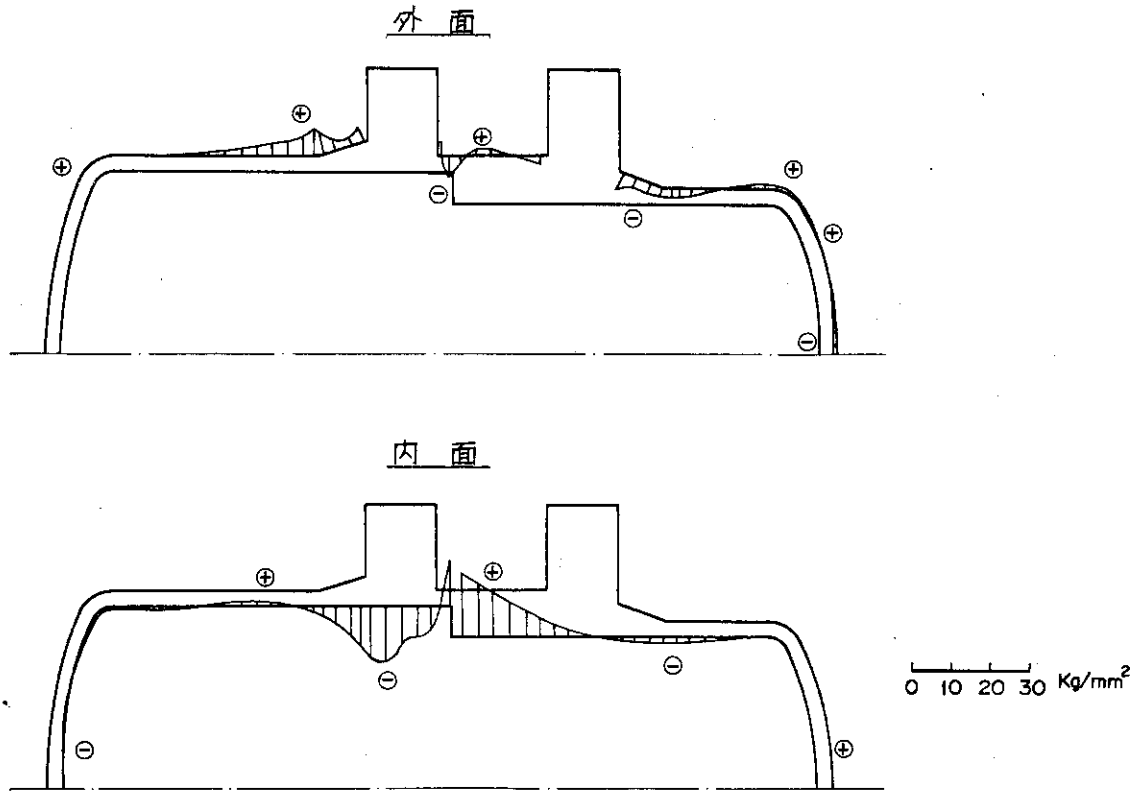


Fig. 3.3.25 補助循環機ケーシングの円周方向熱応力分布
(定常状態, 2次応力+ピーク応力)

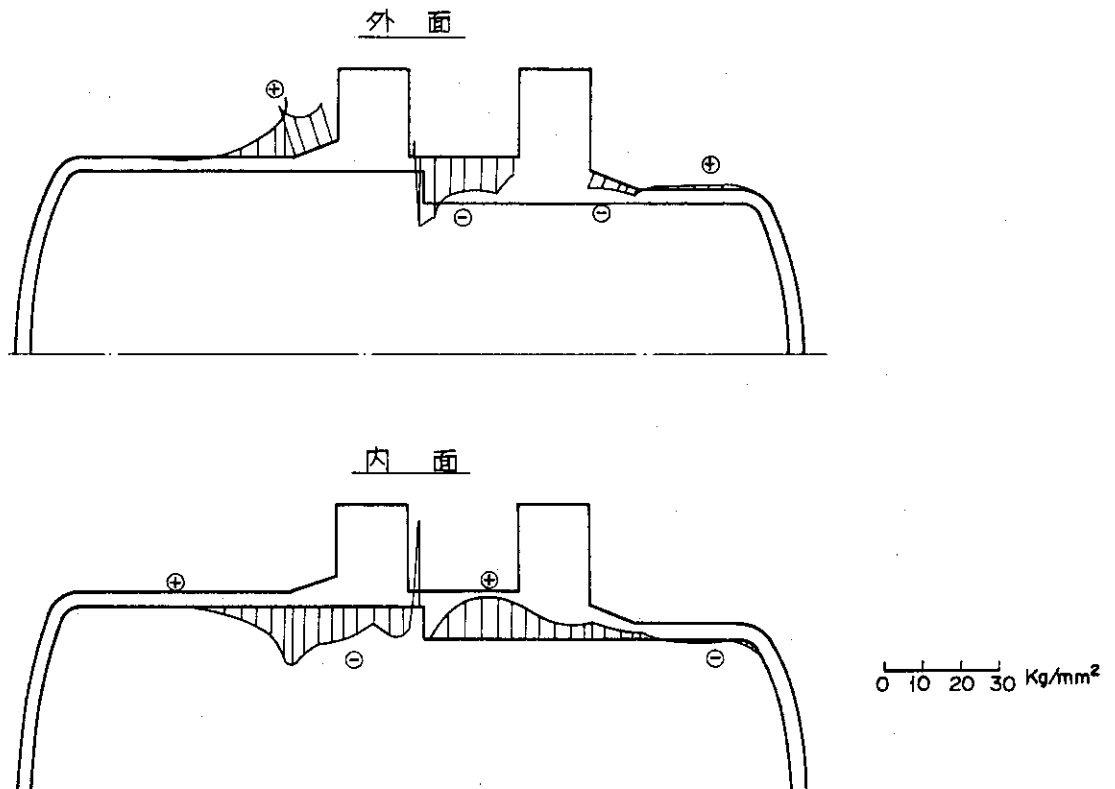


Fig. 3.3.26 補助循環機ケーシングの軸方向熱応力分布
(定常状態, 2次応力+ピーク応力)

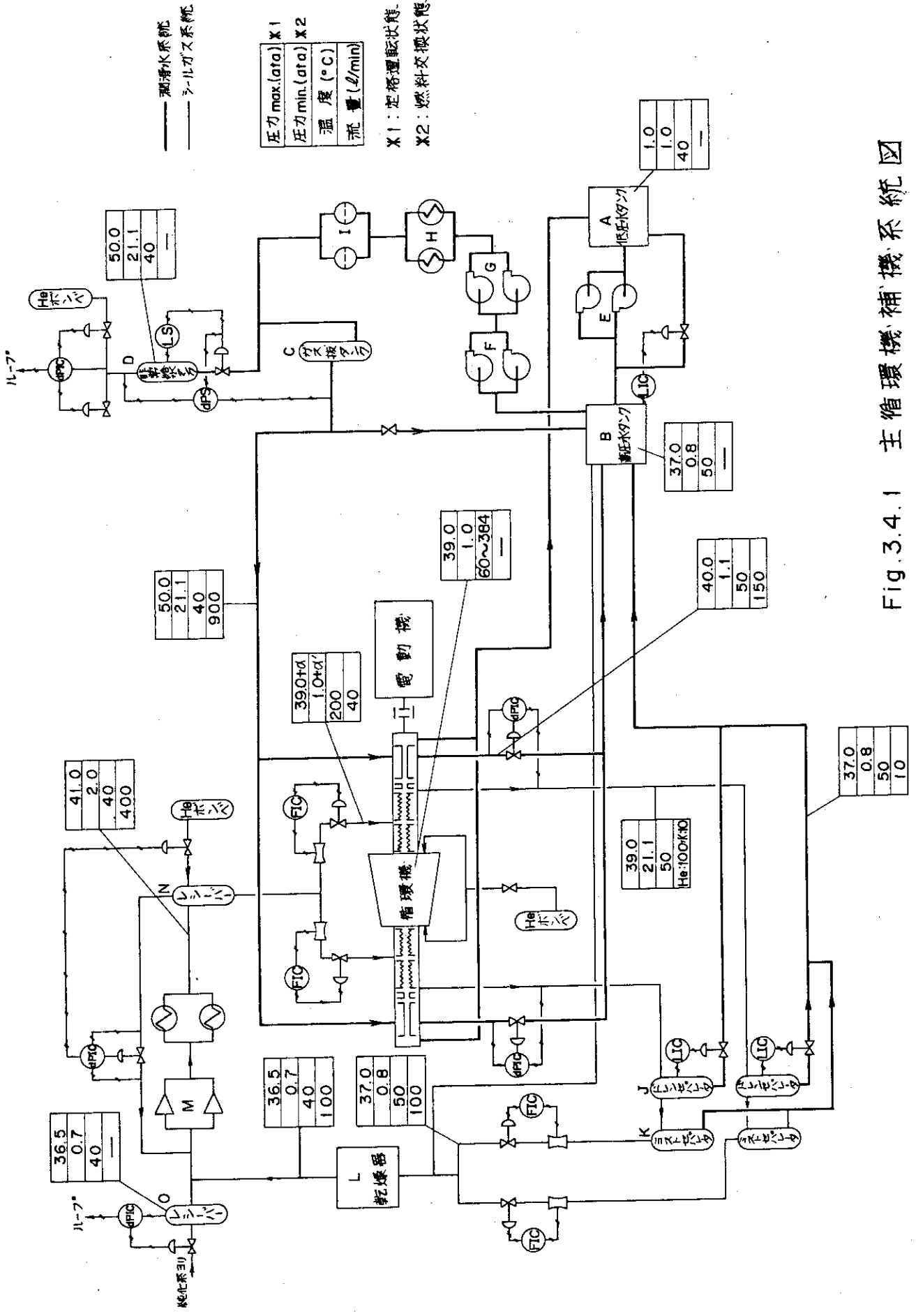


Fig.3.4.1 主循環機補機系統図

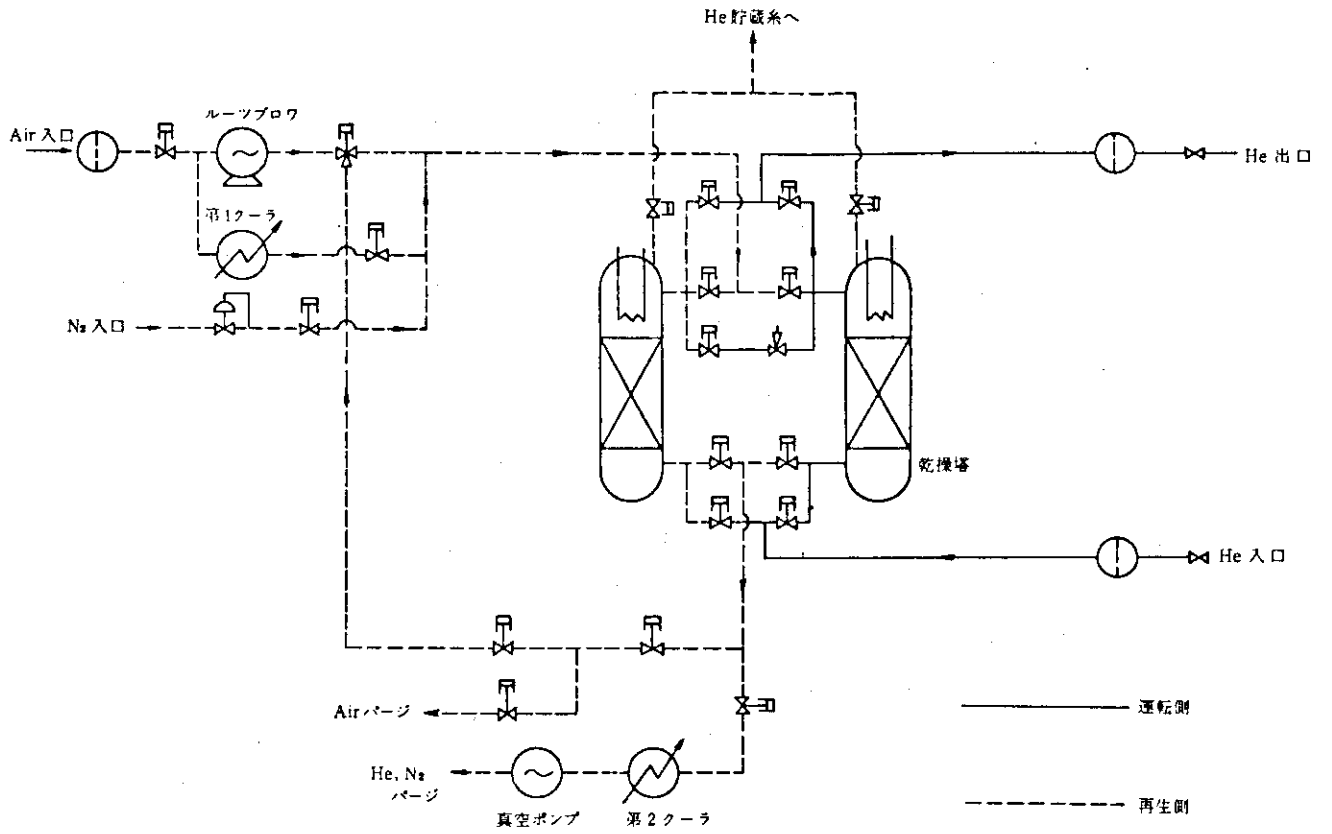


Fig. 3.4.2 主循環機乾燥器系統図

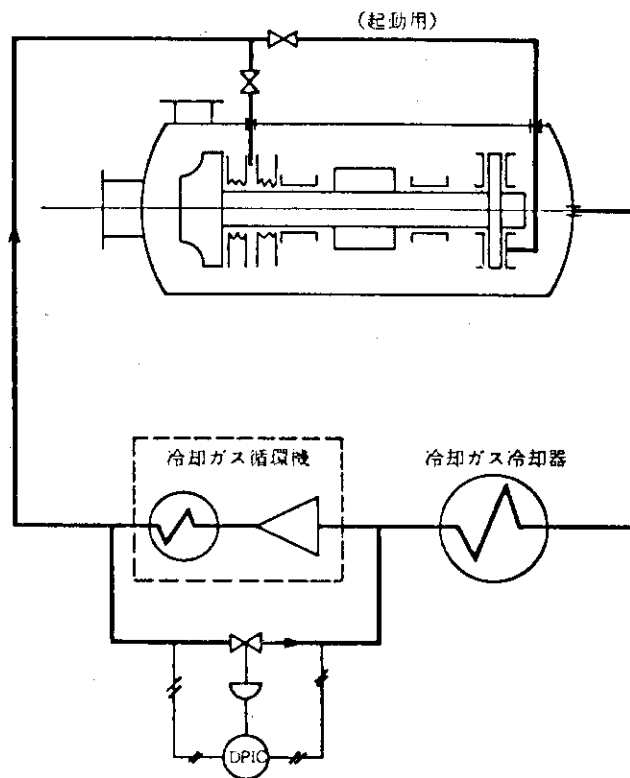
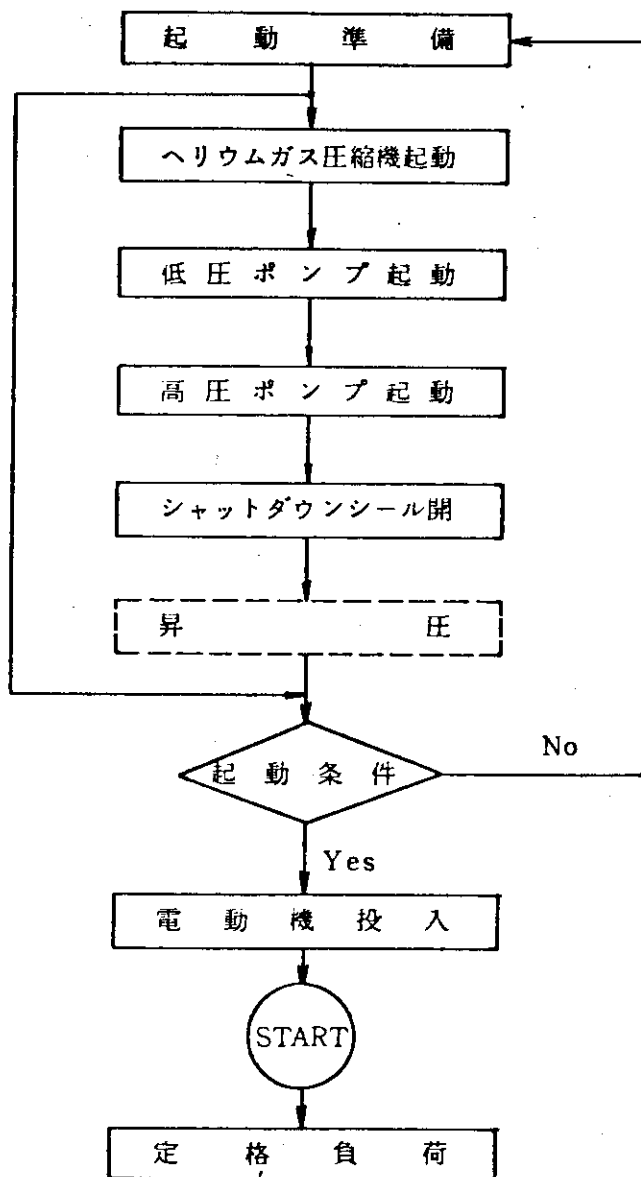


Fig. 3.4.3 補助循環機補機系統図

(1) 主循環機



(2) 補助循環機

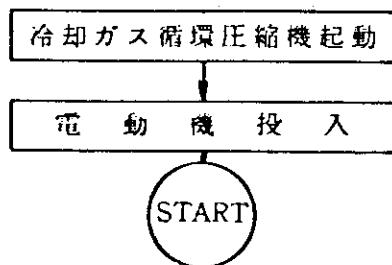
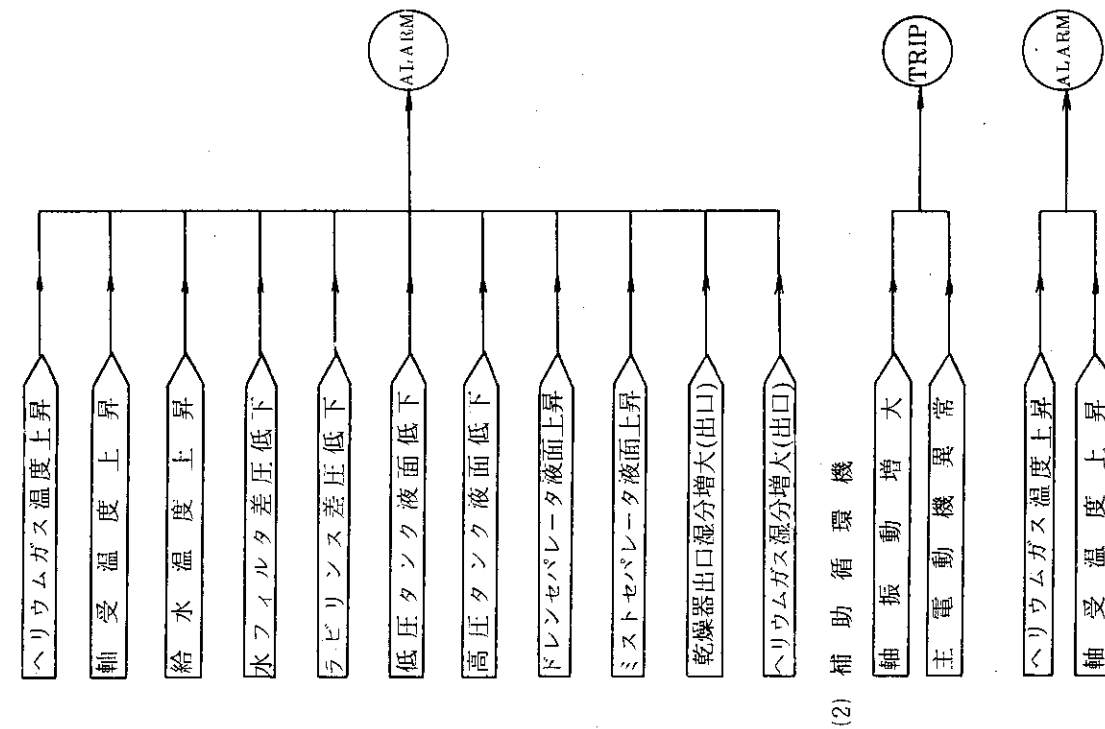


Fig.3.44 起動インターロック



(1) 主循環機

(2) 補助循環機

Fig. 3.4.5 故障時のインターロック

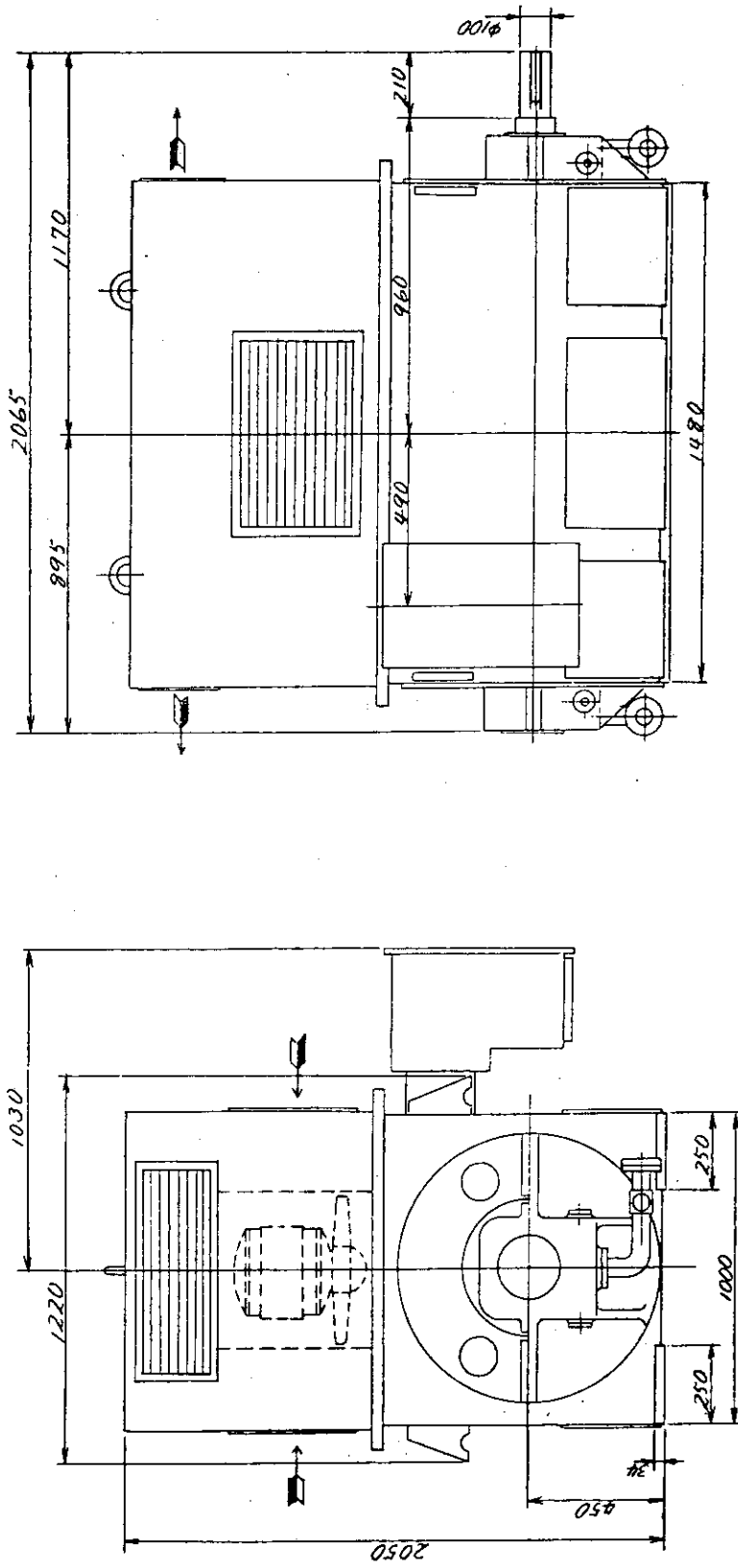


Fig. 3.5.1 主循環機用電動機外形図

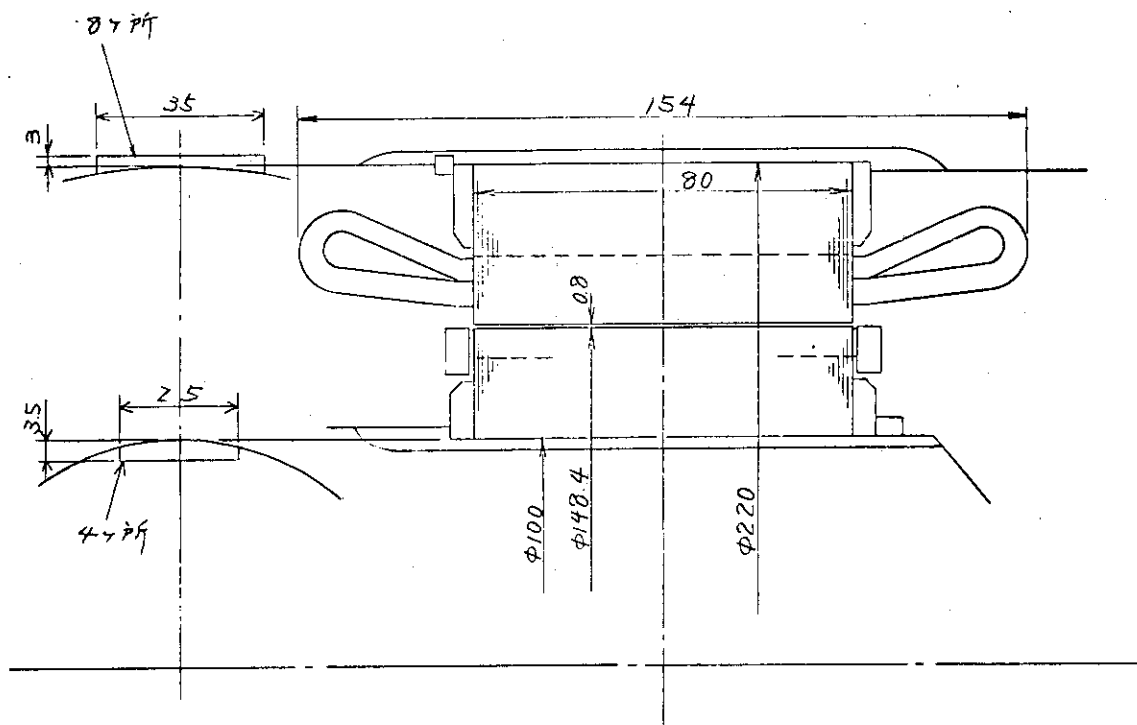


Fig. 3.5.2 5kwサブマージドモータ断面図

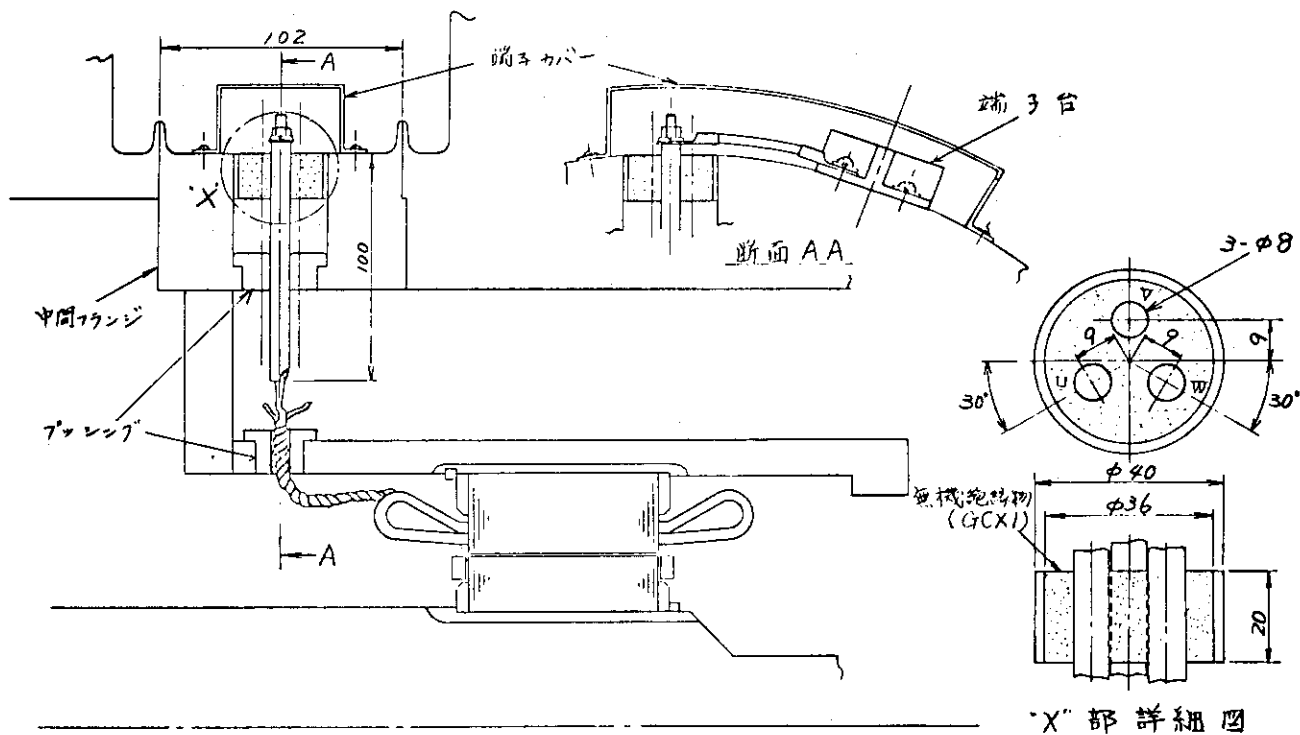


Fig. 3.5.3 電動機口出し部構造

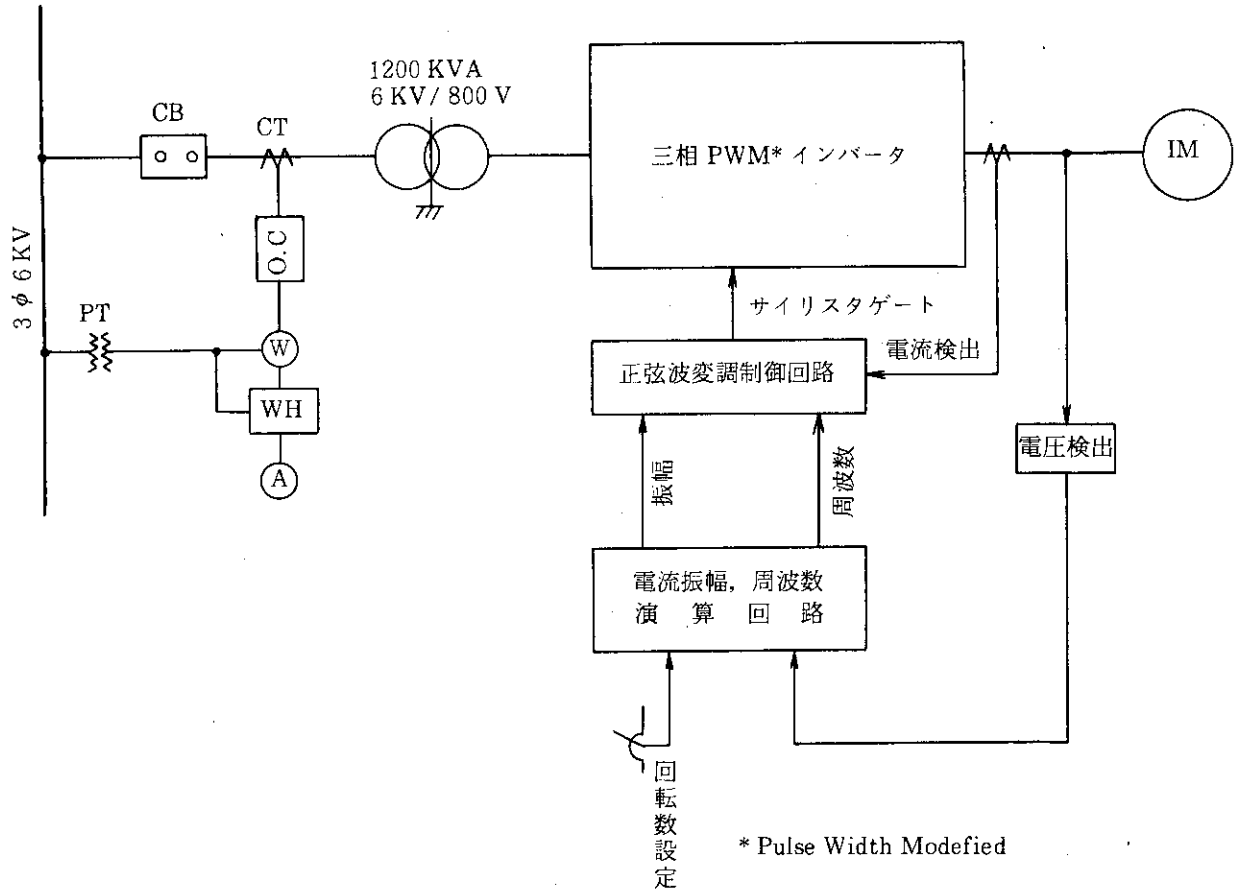


Fig. 3.6.2 PWMインバータ主回路接続図(回転センサレス)

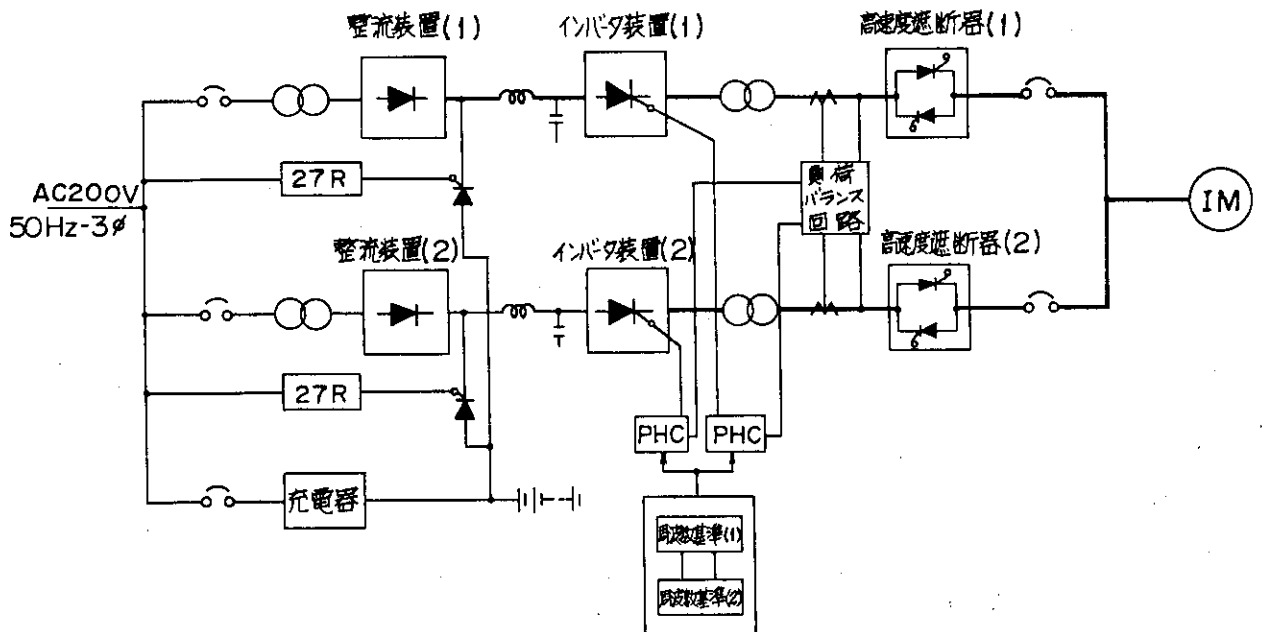


Fig. 3.6.3 補助循環機用インバータ接続図

4. 高温配管（単管方式）

4.1 概要

単管方式による1次冷却系の高温配管について、サイジング、応力解析を行い、その特性を検討した。この際、内部断熱構造については第1次概念設計の構造と同一とした。

安全性向上のため、耐圧管外部にダクトを設け、環状部に冷却用空気を流す方が良いと考え、この保護ダクト方式について検討した。

1次冷却系高温配管の仕様を Table 4.1.1 に、構造仕様を Table 4.1.2 に、構造を Fig.4.1.1 に示す。

4.2 サイジング

4.2.1 概要

原子炉压力容器（RPV）から中間熱交換器までの高温ヘリウムガスの温度降下量を二重管の場合と同程度に抑え、かつ配管に発生する応力を許容値以下に抑えることが可能な、配管ルートと管サイズの組合せを決定した。

4.2.2 解析条件および手順

次の条件を満す管ルートと管サイズの組合せを採用することにした。

- (i) 原子炉出口より IHX 入口までの高温ヘリウムガスの温度降下量を 10°C 以下に抑える。
- (ii) 配管の熱膨張応力を Case 1592 に基づく許容範囲内に抑える。

計算にあたっては次の条件をおいた。

- (i) 内部断熱材：低密度系断熱材を用いるものとし、その有効熱伝導率については、 400°C で $0.45 \text{ kcal/mh}^{\circ}\text{C}$ 、 600°C で $0.6 \text{ kcal/mh}^{\circ}\text{C}$ 、 800°C で $0.85 \text{ kcal/mh}^{\circ}\text{C}$ 、 1000°C で $1.15 \text{ kcal/mh}^{\circ}\text{C}$ の値をとるものと仮定する。
- (ii) ライナ：高温ヘリウムガス流速を第1次概念設計と等しくするため、第1次概念設計と同一寸法（ $440.0 \phi \text{ O.D}$ 、 6.4 t ）とした。
- (iii) 外管周囲：保護ダクトを設けて空冷可能な構造とし、その時の放散熱伝導率は、強制空冷の場合は $\alpha = 50 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^{\circ}\text{C}$ 、自然空冷の場合は $\alpha = 10 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^{\circ}\text{C}$ とし、2つの場合について計算した。
- (iv) 管サイズおよびルート：単管の場合、ルートを固定して考えれば、次のような関係がある。

圧力管外径 D_o	大	小
温度降下量 ΔT	小	大
熱膨張応力 σ	大	小

従って温度降下量が 10°C を越えない最大値をとり、かつ熱膨張応力が後述の Table 4.2.2 に示す制限の範囲内であるような最適ルートと管サイズが存在する。

以上を Fig.4.2.1 に示す 9 通りのルートで検討した。

- (V) 応力評価：圧力管の内外壁面温度差圧によって発生する非定常熱応力は、単管の場合には、I a, II, III の各設計状態に対して二重管の場合ほど大きな変動がないものと考えられるので、応力評価の対象としては、通常状態 I a のみとした。解析の手順は Fig.4.2.2 に示すとおりである。

4.2.3 結果および結論

解析結果は次のとおりである。

- (i) 圧力管（外管）管壁温度及び単位長さ当りの高温ヘリウム温度降下量を各管サイズに対してプロットしたグラフを Fig.4.2.3 および Fig.4.2.4 に示す。ここで主ループ（RPV→IHX）及び副ループ（分岐部→AHX）について、高温ヘリウム流量の大小による管壁温度の相違を考慮し、両者の場合について求めた。
- (ii) ヘリウム温度降下量および最大熱膨張応力
各ルートおよび管サイズにおける温度降下量および、エルボ部における最大熱膨張応力を Table 4.2.1 に示す。
- (iii) (ii) で得られた結果より熱膨張応力の最大値について、CASE-1592 に基づく応力評価を行い、その結果をまとめると、Table 4.2.2 のようになる。

$$\text{注) } P_b = \frac{B_2 D_0}{2 l} M_i \text{ と } \frac{E \alpha l \Delta T l}{2(1-\nu)} + C_3 E a b l \alpha a T_a - \alpha b T_b l \text{ の値には第1次}$$

概念設計時の値を用いた。

結論をまとめると次のようになる。

1) 配管ルートおよび管サイズの候補決定

Table 4.2.1 の結果より次のことが明らかとなる。

- (i) $D_0 = 660.2 \phi$ は、 $\alpha = 50$ [$\text{kcal}/\text{m}^2 \text{ hr } ^{\circ}\text{C}$] の場合、すべての配管ルートに対して、 $\Delta T > 10^{\circ}\text{C}$ となり、また Fig.4.2.1 に示すルートのパターンから、 $\Delta T \leq 10^{\circ}\text{C}$ となるようなルートはとれない。
- (ii) $D_0 = 711.2 \phi$ は、 $\alpha = 50$ [$\text{kcal}/\text{m}^2 \text{ hr } ^{\circ}\text{C}$] とした時に、 $\Delta T \leq 10^{\circ}\text{C}$ となるように IHX に至るルートの全長を短縮し、ルート 8 の場合のみが選ばれる。
- (iii) $D_0 = 762.0 \phi$ と 812.8ϕ の場合は、ルート 1, 2 で $\alpha = 50$ [$\text{kcal}/\text{m}^2 \text{ hr } ^{\circ}\text{C}$] とした時に $\Delta T \leq 10^{\circ}\text{C}$ の条件を満たすが、熱膨張応力の余裕度から、さらにテーパー部の配管レベルは下げられるので経済性を考慮し、ルート 3 が選ばれる。

以上より配管ルートは $D_0 = 762.0 \phi$, 812.8ϕ についてはルート 3 を選び、 $D_0 = 711.2 \phi$ についてはルート 8 を選んで応力評価を行う。

2) 応力評価による検討

- (i) $D_0 = 711.2 \phi$, 762.0ϕ , 812.8ϕ について、 $\Delta T \leq 10^{\circ}\text{C}$ となるようなルートで、それぞれ

れ応力評価を行った結果、すべてテストNo.3にて応力制限値を満足した。

- (ii) $D_0 = 711.2 \phi$ の場合、配管全体のフレキシビリティの減少に伴い熱膨張応力の値が大きくなり、応力評価は他の2つの場合と比べ、厳しくなり、かつ管壁温度がクリープ温度近傍の値となる。
- (iii) $D_0 = 762.0 \phi$ と $D_0 = 812.8 \phi$ の場合については、同一のルートであるにも拘らず、管外径の増大（減少）によるフレキシビリティの減少（増大）が、管壁温度の減少（増大）による熱膨張応力の減少（増大）によって相殺されるので、両者ともほぼ同一レベルの応力評価となっている。また管壁温度もそれぞれ 330°C および 280°C となり、クリープ温度以下となっている。

以上により、各管外径の場合について、それぞれが同一の機能を有することを前提とすれば、経済性を考慮し、管サイズの候補として $D_0 = 711.2 \phi$ と 762.0ϕ が挙げられる。しかし、(ii)で述べた理由により、 711.2ϕ は 762.0ϕ に較べて応力的に厳しく（特に熱膨張応力）、また管壁温度がクリープ温度近傍になることから、ここでは断熱材の熱伝導率を前述の如く仮定したため、余裕をみて管外径は $762.0 \text{ mm} \phi$ を、そして配管ルートはルート3を、それぞれ採用する。

4.3 単管応力解析

4.3.1 概要

サイジングの結果選定した配管仕様（ $762.0 \text{ mm} \phi$ 、ルート3）に対し、詳細応力解析を行った。応力的に最も厳しいポイントを直管、エルボ、ティーの各部材に対して夫々1点ずつ選び応力評価を行った。応力評価はクリープ域の基準と非クリープ域の基準の両方に対して行った。

4.3.2 解析条件

解析範囲は次のとおりである。

- (i) 1次応力およびひずみ、変形、2次応力等の弾性解析
- (ii) 通常状態、変動状態ならびに緊急状態に対する非定常温度分布解析
- (iii) 耐震解析（固有値解析+静的解析）

配管仕様は Table 4.3.1 および Fig.4.3.1 に示すとおりである。

荷重条件は次のとおりである。

- (i) 運転サイクル、運転時間、圧力および温度

Table 4.3.2 に示す。これより各プラント状態に対し、最も厳しい荷重状態を選定して解析を行った。すなわち、1次応力の解析に対しては圧力荷重が支配的なので、圧力荷重の最も厳しい荷重状態を、ひずみ、2次応力、ピーク応力の解析に対しては熱荷重が支配的なので、熱荷重の最も厳しい状態をそれぞれ選定した。これらを Table 4.3.3 に示す。

- (ii) 自重

直管、エルボ、ティーの各部材で肉厚は等しく、重量は 753 kg/m として計算した。

- (iii) 地震荷重

水平地震加速度	0.72 g
鉛直地震加速度	0.48 g

4.3.3 結果および結論

以下の図表に解析結果を示す。なお、解析結果は次の評価点に対して示してある。

直管	101	
エルボ	121	
ティー	111	
(i) 内圧を受ける直管および一般1次膜応力 P_m の計算		Table 4.3.4
(ii) 一次応力評価		Table 4.3.5 Table 4.3.6 Table 4.3.7
(iii) 1次+2次応力評価		Table 4.3.8 Table 4.3.9 Table 4.3.10
(iv) クリープ疲れ解析		Table 4.3.11 Table 4.3.12 Table 4.3.13
(v) 非定常温度分布解析		Fig. 4.3.2 (通常状態) Fig. 4.3.3 (緊急状態)
(vi) 耐震固有値解析		Table 4.3.14

耐震に関しては、固有値解析の結果、最低次の固有振動数が 20 Hz 以上であり、剛領域であることが確認されたので、静的解析とした。

以上の解析、評価結果にもとずき、第1次概念設計における2重管の場合と比較しつつ、結論を述べると次のようになる。

- 1) 各部材とも JAERI-M 6396⁽³⁾ に基づくすべての応力制限を満足した。
- 2) 1次応力については直管、エルボ、ティーの各部材とも第1次概念設計(以下1概と称す)と同程度の値となった。
- 3) 1次+2次応力については、エルボ、ティー部はⅠa, Ⅱ, Ⅲの各設計状態とも Case 1592 のテストNo.3で全て満足した。

1概ではⅠa状態でテストNo.1を満足しているのに対し、本設計ではテストNo.3となったがその理由は下記による。

- (i) 肉厚を直管部と同じにした。(1概ではエルボ、ティー部は厚肉設計としている)
 - (ii) 熱膨張応力を4)項に述べる理由で大きく取った。
- 4) 1次 He 温度降下量を2重管と等価となるように配管長さを2重管の場合に較べ、約10m短縮したため熱膨張応力は1概より大きくなったが(直管部で $9 \text{ kg/mm}^2 \rightarrow 13 \text{ kg/mm}^2$)、1次 He の過渡的温度変化による非定常熱応力は断熱材の熱的緩衝効果により2重管に較べ約1/10となった。($12.5 \text{ kg/mm}^2 \rightarrow 1.2 \text{ kg/mm}^2$)

5) クリープ疲れ解析の結果については、配管長さを短縮して配管熱膨張応力が増えたにもかかわらず、配管のメタル温度がⅢ、Ⅳの状態でも 330 °C 以下と比較的低いため一概の場合とほぼ同程度の値となっている。

また今後の検討課題として次の点が指摘された。

- (i) 単管構造の場合、断熱材剥離によって生ずる事象を定量的に設定し、それを荷重状態の1つとして、どのプラント状態に属するかを分類し、応力評価の中に取り込む必要があると考えられる。この点は特に2重管の場合との相異点として今後検討を要する問題である。
- (ii) 疲れ解析およびクリープ損傷解析において、緊急状態Ⅲ。に設計地震が加わる場合は、この地震に対する確率的な要素が明らかでないことと、通常、変動、緊急各状態での損傷和をとる時の組合せが明確でないことなどから今回は検討範囲外とした。

また本報告書では、運転状態Ⅰa～Ⅲにおける損傷和をとって検討した。

4.3.4 非クリープ域の基準による評価

前節(4.3.3)では、クリープ域のクラス1配管として応力の評価、検討を行ったが、本高温配管は通常の運転温度では非クリープ域に入るので、非クリープ域における評価も行い、次の結果および結論が得られた。

応力評価の計算結果は次のとおりである。

- (i) 設計条件における評価

クリープ域の評価と同様。

- (ii) 運転状態における評価

次表に示す。

Table 4.3.15 (直管)

Table 4.3.16 (エルボ)

Table 4.3.17 (ティー)

- (iii) 疲れ解析評価

Table 4.3.18に結果を示す。

これより次の結論が得られる。

- (i) 直管、エルボ、ティーの各部材とも、JAERI-M 6396⁽³⁾に基づく、すべての応力制限を満足した。
- (ii) 各部材ともそれぞれの応力カテゴリーに対し、相対的にクリープ域よりも余裕度のある評価となっているが、ティーの2次応力とピーク応力の場合は応力指数の値が大きい為($C_1=1.5$, $K_1=4.0$)、見かけ上の応力値が大きくなり、クリープ域よりも厳しい評価が得られている。

4.4 保護ダクト方式

4.4.1 概要

単管方式を採用する場合、二重管の場合と同程度の安全性を確保するために、圧力管周囲に保

護ダクトを設け、その環状部に常温常圧の空気を流し、圧力管を空冷する方式が有望と考えられるので、この方式について検討を行った。

この場合、低温流体として水を用いる水冷式も考えられるが、下記に述べる理由により空冷式を採用した。

(i) 設備及び系統を簡単化できる。

空冷式の場合はオープンサイクルとすることができ設備的に簡単となるが、水冷式の場合は、付帯設備が増加しそれだけ安全機能は低下する。

(ii) 管壁全体を均一に冷却できる。

水冷式とした場合にコイル方式とジャケット方式が考えられるが、前者の場合は不均一冷却となる。また後者の場合には均一冷却は可能であるが、冷却能力が過大となり、必要以上のヘリウム温度降下をもたらす恐れがある。

(iii) 保護ダクトを取りはずし可能な構造とすることにより配管耐圧部の ISI が行い易い。

(iv) 保護ダクト放出端で温度検出を行うことにより、その系統の管壁温度の経年的変化を監視出来る。

(v) 保護ダクト先端を格納建屋純化系と結びつけることにより、ヘリウムリークを感知することも可能となり、放射能管理上有利となる。

(vi) 保護ダクトの設置は圧力管を外部飛来物から保護する役割も果すことになる。

4.4.2 検討内容

検討を行った項目を列挙すると次のとおりである。

(1) 通常時（断熱層健全時）

- (i) 空冷した場合、管壁よりの放散熱量および管壁温度を求めた。
- (ii) 冷却空気量とダクト出口空気温度との関係を求めた。
- (iii) 上記より適当と思われるダクト径と空気流量を決定した。

(2) 異常時（断熱層不良時）

- (i) 前項で定めたダクト径に対して、異常時における管壁温度と空気流量（流速）との関係を求めた。
- (ii) 上記より異常時管壁温度が設計温度以下となる空気流量を求めた。

(3) 送風機用補機動力の概算

計算モデルならびに計算方法、条件は次のとおりである。

(i) 計算モデル

Fig. 4.4.1 に計算モデルを示す。

(ii) 計算に当ってはダクト内空気流の流速をパラメータとして、強制空冷時における放散熱量、管壁温度、およびダクト出口空気温度等を各ダクト径について求めた。

また、自然空冷時に対しては、空気流速をダクト内の煙突効果から概算し、各ダクト径について出口空気温度を求め、前者の結果と比較した。

(iii) 冷却区間は原子炉容器出口から中間熱交換器へ至るループのみとする。

（配管のルートは単管応力解析の場合と同一）

- (iv) 圧力管外面と空気間の熱伝達係数 h_3 の算出には、管内乱流熱伝達表示式としてコルバーンの式

$$N_u = 0.023 (R_e)^{0.8} (P_r)^{1/3}$$

を用い等価直径は $D_e = 2(r_4 - r_3)$ とした。

- (v) ダクト径はパラメータとして $D_4 = 2r_4 = 1.0, 1.1, 1.2$ m を用いた。
 (vi) 断熱材の熱伝導率は、ライナーと圧力管のそれぞれの管壁温度における値の平均値をとった。
 (vii) 異常時とは断熱材不良による、断熱材自身の熱伝導率の増加によって圧力管温度が上昇することをいう。この場合、概略値として 5, 10 (kcal/mh°C) を用いた。また、断熱材不良によって生ずる高温ヘリウムバイパス流による影響も考慮した。この時、圧力管内壁面との熱伝達係数を $\alpha = 40$ (kcal/m²h°C) としたが、これは第一次概念設計時の値を用いた。

4.4.3 結果および考察

(a) 検討結果

- (i) 通常時についてダクト内空気平均流速をパラメータにとり、管壁よりの放散熱量、管壁温度および熱伝達係数を求めた結果を Fig.4.4.2 に示す。この場合、ダクト径は 1000mm ϕ と 1200 mm ϕ の 2 通りで計算した。
 (ii) ダクト長さを 10m とした場合の通常時における、ダクト内空気温度上昇と空気流速との関係を各ダクト径に対してプロットした結果を、Fig.4.4.3 に示す。(ダクト長 10m は本システムを 5 分割するものとして求めた。
 (iii) 自然空冷時に、ダクト内の煙突効果によって生ずる自然通気力を求め、これを駆動力として流動するダクト内空気の平均流速を概算する。そしてこの場合のダクト内空気温度上昇を、各管外径に対して同じく Fig.4.4.3 にプロットした結果を示す。

注) この場合、自然通気力 P_c はダクト内外の空気の密度差によるものとし、空気を理想気体と仮定すれば、

$$P_c = \int_0^H (r_o - r_i) dH = \frac{P}{R} \left(\frac{1}{T_o} - \frac{1}{T_i} \right) H$$

ここで H : ダクト高さ, r_o : 外気比重, r_i : ダクト内空気比重

P : 大気圧, R : 空気の気体定数, T_o : 外気温度

T_i : ダクト内空気温度 (=空気の入口, 出口温度の平均値)

いま、ダクトの高さ 5m, 全長 10m とし、空気流速 u をパラメータにとり、ダクト出口の流体エネルギーが P_c と等しくなる u を求め、その u に対応するダクト内空気温度上昇を計算した。

- (iv) 異常時について、空気流速をパラメータにとり、管壁温度を断熱材熱伝導率および高温ヘリウム熱伝達率に対してプロットした結果を Fig.4.4.4 に示す。
 (v) 補機動力の計算

計算は、1つのダクトルートで直管部分長さ 5.5m, 1.5R ベンド (R: 曲げ半径) を 3

ヶ所と仮定して行い、流速をパラメータにとってSをプロットした結果をFig.4.4.5に示す。

注) 計算式は

圧力比 = $P_d/P_s < 1.03$ の場合

$$S = \frac{Q_1}{6120 \eta} \{ (P_{s2} - P_{s1}) + (P_{d1} - P_{d2}) \}$$

ここで S : 所要動力 [kw]

Q_1 : 吸込流量 [m^3/min] (ダクト径は 1100 mm ϕ)

η : 送風機効率 $\approx 75\%$

P_s : 静圧 [mm Aq], P_d : 動圧 [mm Aq]

1 : 入口, 2 : 出口

(b) 結論および考察

1) 通常時について

(i) 管壁よりの放散熱量及び管壁温度

Fig. 4. 4. 2 によれば管壁温度は空気流速により敏感に影響を受けるが管壁よりの放散熱量は $\max 10^4$ kcal/mhとダクト径、及び空気流速にはほとんど影響を受けない為冷却材として空気を使用することは機能上両者の長所 (min 放散熱量, max 管壁温度降下) を備えている上で好ましいと考える。

尚、空気冷却することによる熱損失はルート長さを 40 m にして He のもつ総熱量 2.15×10^7 kcal/h の約 1.8% である。

(ii) 冷却空気速度とダクト出口空気温度

通常時は自然冷却で行なうものとする Fig. 4. 4. 3 の如く、熱伝達率 $10 \text{ kcal} / m^2 h^\circ C$ でダクト内空気温度の上昇はダクト径により $30^\circ C \sim 70^\circ C$ 即ちダクト出口空気温度は $50^\circ C \sim 90^\circ C$ となる。

一方、ダクト内の自然通気力から求められたダクト内空気流速に対しては、 $35 \sim 70^\circ C$ 即ちダクト出口空気温度にして $55 \sim 90^\circ C$ となる。

以上よりダクト出口空気温度については、これを格納建家の換気系と連結する場合、フィルタの耐熱温度などから上限が抑えられると思われるが、建家空気と混合することにより、フィルタ入口温度は下げ得る等の条件を考慮し、ここではダクト径を 1100 mm ϕ とする。

2) 異常時 (断熱材不良) について

断熱材不良を定量的に把握することは困難な為、断熱材不良の結果を断熱材の有効熱伝導率が上昇する場合と、断熱材が剥離し、その欠陥部にヘリウムが流れた場合で表わした。Fig. 4. 4. 4 に示す結果よりこの程度の断熱材不良ならば、ダクト内空気平均流速を 20m/s 程度 (熱伝達係数にして約 $h = 50 \text{ kcal} / m^2 h^\circ C$) にして強制空冷すれば、管壁温度は設計温度以下に保持できる。

3) 補機動力

Fig. 4. 4. 5 の結果より、1つのダクトルートあたりの補機動力容量は 10 kw で十分である。よって一次系全体を 5つのダクトルートに分割するものとすれば、全体で容量は約 50 kw あればよいことになる。

Table 4.1.1 1次冷却系高温配管仕様

配管範囲	配管形式	設計温度	設計圧力	流量	寸法	材質
原子炉容器～ 中間熱交換器	単管	550℃	45atg	28230kg/hr (運転時)	7620φ×40t	2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo
原子炉容器～ 補助冷却器	単管	550℃	45atg	850kg/hr (運転時)	7620φ×40t	2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo


Table 4.1.2 単管構造仕様

名称	寸法	材質	設計条件	概略構造寸法図
① 外管	762.0φ ×40t	2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mo	圧力 45atg(内圧) 温度 550℃	
② ライナー	440φ ×6.4t	ハステロイX	差圧 10at(外圧) 温度 975℃	
③ 内部断熱材	121mm厚	カオウール 但し最内層 25mmのみ高 密度系	有効熱伝導率 (カオウール) 1.16 [Kcal/m hr℃] (at 1000℃)	
④	外管周囲部は、ダクトを設け、強制空冷可能な構造とする。(ダクト径 1100mmφ)			

Table 4.2.1 熱膨張応力の管ルートおよび管サイズ依存性

1次He 温度降下量 : ΔT (°C) (R.P.V → IHX)
 最大熱膨張応力 : σ^* (kg/mm²) (R.P.V → IHX)
 断熱材熱伝導率 : $\lambda = 1.16$ (kcal/mhr °C) (at 1000 °C)
 外気熱伝達係数 : α (kcal/m²hr °C)

ルート	α ΔT σ	$\alpha = 10$				$\alpha = 50$			
		660.2 ϕ	711.2 ϕ	762.0 ϕ	812.8 ϕ	660.2 ϕ	711.2 ϕ	762.0 ϕ	812.8 ϕ
0	ΔT	12.60	11.0	9.62	8.71	16.95	13.75	11.46	9.85
	σ			15.1					
1	ΔT	10.95	9.56	8.36	7.57	14.73	11.95	9.96	8.56
	σ		17.9	16.7				16.5	
2	ΔT	10.40	9.08	7.94	7.19	13.99	11.35	9.46	8.13
	σ		19.1	17.8				17.2	
3	ΔT	9.85	8.60	7.52	6.81	13.25	10.75	8.96	7.70
	σ			19.2	19.6		16.4	17.4	
4	ΔT	12.60	11.0	9.62	8.71	16.95	13.75	11.46	9.85
	σ								
5	ΔT	9.85	8.60	7.52	6.81	13.25	10.75	8.96	7.70
	σ		25.1	23.5			18.0	19.6	
6	ΔT	9.85	8.60	7.52	6.81	13.25	10.75	8.96	7.70
	σ		21.1	19.9			17.3	18.4	
7	ΔT	10.4	9.08	7.94	7.19	13.99	11.35	9.46	8.13
	σ		20.9	19.8			16.8	18.0	
8	ΔT	9.03	7.88	6.89	6.24	12.14	9.85	8.21	7.06
	σ		25.2						

 : $\Delta T \geq 10^\circ\text{C}$ となる場合

* : 肉厚はすべて40mmtとして計算した


 : 応力評価に選んだ組合せ

Table 4.2.2 応力評価

評価式	計算項目	単位	管外径 D_o			
			711.2 ϕ	762.0 ϕ	812.8 ϕ	
		ルート	設計状態			
		8	3			
		I_a				
$P_L + P_b / K_t + Q_r \leq S_q$	$P_L = \frac{B_1 D_o}{2 I} P$	kg/mm ²	3.56	3.81	4.06	
	$P_b = \frac{B_2 D_o}{2 I} M_i$	"	0.11 *	0.11 *	0.11 *	
	S_t	"	15.4	24.9	24.9	
	$P_L + P_b / K_t$	"	3.58	3.91	4.16	
	$\frac{C_2 D_o}{2 I} M_{i0}$	"	25.2	19.2	19.6	
	Q_r	"	26.41	20.47	20.93	
	$P_L + P_b / K_t + Q_r$	"	29.98	24.38	25.09	
	S_y' (材料の使用温度における)	"	19.9	19.9	19.9	
	S_t' ($t = 10^4$ hr)	"	18.5	24.9	24.9	
	$S_q = M_{TN} (S_y', 1.25 S_t')$	"	19.9	19.9	19.9	
	判定		不可	不可	不可	
	(テストNo.1)	S_a / S_y		1.0	1.0	1.0
$X \times Y \leq S_a / S_y$	$X (= (P_L + P_b / K_t) / S_y)$		0.180	0.196	0.209	
	$Y (= Q_r / S_y)$		1.327	1.029	1.052	
	$X + Y$		1.507	1.225	1.261	
	判定		不可	不可	不可	
(テストNo.2)	T_c (クリープ温度)	°C	428	428	428	
$X + Y \leq 1$ $T_r \leq T_c$	T_r	°C	410	330	280	
	$X + Y$		1.507	1.225	1.261	
	判定		不可	不可	不可	
(テストNo.3)	S_y^L	kg/mm ²	2.11	2.11	2.11	
$\epsilon_c \leq 1\%$ $T_r \leq T_c$	$X^L (= (P_L + P_b / K_t) / S_y^L)$		0.169	0.185	0.197	
	$Y^L (= Q_r / S_y^L)$		1.252	0.970	0.992	
	Z	$= Y + 1 - 2\sqrt{(1-X)Y} (S_1)$		/	0.192	0.207
		$= XY (P, S_2)$		0.212	/	/
	$S_c (= Z \cdot S_y^L)$	kg/mm ²	4.46	4.05	4.37	
	ϵ_c (1.25 S_c 相当ひずみ)	%	0.030	0.027	0.028	
	判定		可	可	可	

* 第一次概念設計時の値を用いた。

Table 4.3.1 応力解析用配管仕様

管 材 質		2 $\frac{1}{4}$ Cr - 1 Mo 鋼	
管 サ イ ズ	呼 径	30 B	
	管 外 径	762 mm	
	肉 厚	40 mm	直管, エルボー, ティーについて同一
	重 量	753 kg/m	
断熱材熱伝導率 λ		1.16 Kal/mhr°C	at 1000 °C
外気熱伝達率 α		10 Kal/m ² hr°C	自然空冷

Table 4.3.3 解析対象に選んだ荷重状態

応力区分 プラン ト状態	1 次 応 力	ひずみ, 2 次応力, ピーク応力
I b	耐 圧 試 験	
O	設計圧力および温度	
I a	荷重状態④⑤(中間出力での出力変更)	荷重状態⑤(中間出力での出力変更)
II	荷重状態①(原子炉トリップ等)	荷重状態①(原子炉トリップ等)
III	荷重状態①(単一制御棒の引抜き)	荷重状態①(単一制御棒の引抜き)
IV	荷重状態①(単一制御棒の部分的 逸脱)	

Table 4.3.4 内圧を受ける直管および一般1次膜応力 P_m の計算

(1) 内圧 (設計圧力) をうける直管	
(制限式)	$P \leq \frac{2 S_0 t_m}{D_0 - 2 y t_m}$
(条件)	設計圧力 = 45 kg/cm ² 設計温度 = 550 °C
	$S_0 = 4.90 \text{ kg/cm}^2$, $D_0 = 762.0 \text{ } \phi$, $y = 0.4$ $t_m = 36 \text{ mm}$ (寸法公差 10% を考慮した)
(計算)	$P = 0.45 \text{ kg/cm}^2$
	$\frac{2 S_0 t_m}{D_0 - 2 y t_m} = \frac{2 \times 4.9 \times 36}{762.0 - 2 \times 0.4 \times 36} = 0.481 \text{ kg/cm}^2 > P$ OK
(2) 一般一次膜応力	
肉厚	$t = 40 \text{ mm}$ (直管)
内半径	$r_i = \frac{762.0 - 40 \times 2}{2} = 341.0 \text{ mm}$
この時	内圧 $P = 0.45 \text{ kg/cm}^2$ から
	円周方向応力 $\sigma_t = \frac{P r_i}{t} = \frac{0.45 \times 341}{40} = 3.84 \text{ kg/cm}^2$
	半径方向応力 $\sigma_r = -P = -0.45 \text{ kg/cm}^2$
	軸方向応力 $\sigma_z = \frac{P r_i}{2 t} = \frac{\sigma_t}{2} = 1.92 \text{ kg/cm}^2$
	$\therefore P_m = \sigma_t - \sigma_r = 4.29 \text{ kg/cm}^2 < S_0 (= 4.9 \text{ kg/cm}^2)$ OK

Table 4.3.5 1次応力評価(部 評価ポイント (材 直管) 101)

評価式 (適用設計状態)	設計状態		O	I _b	I _a	II ₀ (地震なし)	III			IV			
	計算項目 および判定	状態					III ₀ (地震なし)	I _a +設震	II ₀ +設震	III ₀ (地震なし)	IV ₀ +設震	III ₀ +設震	
P _L + P _b ≤ 1.5 S ₀ (O)	P _L + P _b	kg/mm ²	2.16										
	S ₀	"	4.90										
	判定	"	7.35										
P _L + P _b ≤ M _{IN} (1.5S _m , K _t S _t) (I _b , I _a , II)	P _L + P _b	kg/mm ²		2.70	1.92	1.92							
	S _t	"		24.9	24.9	24.9							
	M _{IN} (1.5S _m , K _t S _t)	"		20.3	18.9	18.9							
	判定			可	可	可							
P _L + P _b ≤ M _{IN} (2.25S _m , K _t S _t) (III)	P _L + P _b	kg/mm ²					2.14	1.98	1.98				
	S _t	"					24.9	24.9	24.9				
	M _{IN} (2.25S _m , K _t S _t)	"					28.4	28.4	28.4				
	判定						可	可	可				
Σ _i (t _i /t _{ib}) ≤ 1.0 (III)	t _i	hr			1.73×10 ⁵	2 × 10 ³							
	t _{ib}	hr			5 × 10 ⁵	5 × 10 ⁵							
	t _i / t _{ib}				① 0.346	② 0.004	③ 2.4 × 10 ⁻⁴	④ 4.4 × 10 ⁻⁶	⑤ 6 × 10 ⁻⁸				
	Σ _i (t _i /t _{ib})	判定						0.350					
									0.350				
										0.350			
P _L + P _b ≤ M _{IN} (3 S _m , 1.2K _t S _t) (IV)	P _L + P _b										2.08	2.15	2.21
	S _t										24.9	24.9	24.9
	M _{IN} (3 S _m , 1.2K _t S _t)										34.3	34.3	34.3
	判定										可	可	可

Table 4.3.6 一次応力評価(部材 エルボポイント 121)

評価式 (適用設計状態)	設計状態		O	I _b	I _a	II ₀ (地震なし)	III			IV		
	計算項目 および判定	kg/mm ²					III ₀ (地震なし)	I _a +設震	II ₀ +設震	IV ₀ (地震なし)	N ₀ +設震	III ₀ +設震
P _L +P _b ≤ 1.5 S ₀ (O)	P _L +P _b	kg/mm ²	4.31									
	S ₀	"	4.90									
	判定	"	7.35									
P _L +P _b ≤ M _{IN} (1.5S _m , K _t S _t) (I _b , I _a , II)	P _L +P _b	kg/mm ²		5.38	3.83	3.83						
	S _t	"		24.9	24.9	24.9						
	M _{IN} (1.5S _m , K _t S _t)	"		20.25	18.9	18.9						
	判定	"		可	可	可						
P _L +P _b ≤ M _{IN} (2.25S _m , K _t S _t) (III)	P _L +P _b	kg/mm ²					4.27	4.21	4.21	4.21		
	S _t	"					24.9	24.9	24.9	24.9		
	M _{IN} (2.25S _m , K _t S _t)	"					28.35	28.30	28.30	28.30		
	判定	"					可	可	可	可		
Σ(t _i /t _{ib}) ≤ 1.0 (III)	t _i	hr			1.73×10 ⁵	2×10 ³	1.2×10 ²	2.2	0.03			
	t _{ib}	hr			5×10 ⁵	5×10 ⁵	5×10 ⁵	5×10 ⁵	5×10 ⁵			
	t _i /t _{ib}	"			① 0.346	② 0.004	③ 2.4×10 ⁻⁴	④ 4.4×10 ⁻⁶	⑤ 6×10 ⁻⁸			
		"					0.350					
	Σ(t _i /t _{ib})	"						0.350				
	判定	"					可	可	可	可		
P _L +P _b ≤ M _{IN} (3S _m , 1.2K _t S _t) (IV)	P _L +P _b									4.15	4.54	4.66
	S _t									24.9	24.9	24.9
	M _{IN} (3S _m , 1.2K _t S _t)									34.3	34.3	34.3
	判定									可	可	可

Table 4.3.7 1次応力評価(評価ポイント 111) 材料 ティー

評価式 (適用設計状態)	設計状態		O	I _b	I _a	II ₀ (地震なし)	III			IV			
	計算項目 および判定	単位					III ₀ (地震なし)	I _a +設震	II ₀ +設震	III ₀ +設震	IV ₀ +設震	III ₀ +設震	
P _L + P _b ≤ 1.5 S ₀ (O)	P _L + P _b	kg/mm ²	4.37										
	S ₀	"	4.90										
	1.5 S ₀	"	7.35										
P _L + P _b ≤ MIN(1.5S _m , K _t S _t) (I _b , I _a , II)	判定		可										
	P _L + P _b	kg/mm ²		5.45	3.90	3.90							
	S _t	"		24.9	24.9	24.9							
	MIN(1.5S _m , K _t S _t)	"		20.25	18.9	18.9							
P _L + P _b ≤ MIN(2.25S _m , K _t S _t) (III)	判定		可	可	可	可							
	P _L + P _b	kg/mm ²				4.34	4.11	4.11	4.11				
	S _t	"				24.9	24.9	24.9	24.9				
	MIN(2.25S _m , K _t S _t)	"				28.35	28.29	28.29	28.29				
Σ t _i (t _i /t _{ib}) ≤ 1.0 (III)	判定		可	可	可	可	可	可	可	可	可	可	可
	t _i	hr			1.73×10 ⁵	2 × 10 ³	1.2×10 ²	2.2	0.03				
	t _{ib}	hr			5 × 10 ⁵	5 × 10 ⁵	5 × 10 ⁵	5 × 10 ⁵	5 × 10 ⁵				
	t _i /t _{ib}				① 0.346	② 0.004	③ 2.4×10 ⁻⁴	④ 4.4×10 ⁻⁶	⑤ 6×10 ⁻⁸				
	①+②+③						0.350						
	Σ (t _i /t _{ib})							0.350					
P _L + P _b ≤ MIN(3S _m , 1.2K _t S _t) (IV)	判定		可	可	可	可	可	可	可	可	可	可	可
	P _L + P _b										4.22	4.44	4.56
	S _t										24.9	24.9	24.9
	MIN(3S _m , 1.2K _t S _t)										34.3	34.3	34.3

Table 4.3.8 1次+2次応力評価(部材直管) (評価ポイント 101)

評価式 (適用設計状態)	設計状態		I _a	II ₀ (地震なし)	III		
	計算項目 および判定				III ₀ (地震なし)	I _a + 設震	II ₀ + 設震
$P_L + P_b / K_t + Q_r \leq S_q$ (I _a , II, III)	$P_L + P_b / K_t$	kg/mm ²	1.92	1.92	2.14	1.97	1.97
	Q_r	"	15.92	15.92	16.24	15.87	15.87
	$P_L + P_b / K_t + Q_r$	"	17.84	17.84	18.38	17.84	17.84
	S_y	"	19.9	19.9	19.9	19.9	19.9
	S_t (t=10 ⁴ hr)	"	24.9	24.9	24.9	24.9	24.9
	$S_q \{=M_{IN}(S_y, 1.25 S_t)\}$	"	19.9	19.9	19.9	19.9	19.9
	判定		可	可	可	可	可
T-1322 (テストNo.1) $X + Y \leq S_a / S_y$ (I _a , II, III)	S_a / S_y	kg/mm ²					
	$X (= \frac{P_L + P_b / K_t}{S_y})$						
	$Y (= Q_r / S_y)$						
	$X + Y$						
	判定						
T-1323 (テストNo.2) $X + Y \leq 1$ $T_r \leq T_c$ (I _a , II, III)	T_c (クリープ温度)	°C					
	T_r	°C					
	$X + Y$						
	判定						
T-1324 (テストNo.3) $\epsilon_c \leq 1\%$ $T_r \leq T_c$ (I _a , II, III)	$S_y L$	kg/mm ²					
	$X (= \frac{P_L + P_b / K_t}{S_y L})$						
	$Y (= Q_r / S_y L)$						
	X, Yより定まる領域						
	ϵ_c	%					
	判定						

Table 4.3.9 1次+2次応力評価 (部材エルボ 評価ポイント 121)

評価式 (適用設計状態)	設計状態		I _a	II ₀ (地震なし)	III		
	計算項目 および判定				III ₀ (地震なし)	I _a + 設震	II ₀ + 設震
$P_L + P_b / K_t + Q_r \leq S_q$ (I _a , II, III)	$P_L + P_b / K_t$	kg/mm ²	3.83	3.83	4.28	4.16	4.16
	Q_r	"	23.03	23.03	23.23	23.10	23.10
	$P_L + P_b / K_t + Q_r$	"	26.85	26.85	27.51	27.26	27.26
	S_y	"	19.9	19.9	19.9	19.9	19.9
	S_t (t=10 ⁴ hr)	"	24.9	24.9	24.9	24.9	24.9
	$S_q \{=M_{IN}(S_y, 1.25 S_t)\}$	"	19.9	19.9	19.9	19.9	19.9
	判定						
T-1322 (テストNo.1) $X + Y \leq S_a / S_y$ (I _a , II, III)	S_a / S_y	kg/mm ²	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
	$X (= \frac{P_L + P_b / K_t}{S_y})$		0.192	1.192	0.215	0.209	0.209
	$Y (= Q_r / S_y)$		1.157	1.157	1.167	1.161	1.161
	$X + Y$		1.349	1.349	1.382	1.370	1.370
	判定		不可	不可	不可	不可	不可
T-1323 (テストNo.2) $X + Y \leq 1$ $T_r \leq T_c$ (I _a , II, III)	T_c (クリープ温度)	°C	428	428	428	428	428
	T_r	°C	328	328	329	328	328
	$X + Y$		1.349	1.349	1.382	1.370	1.370
	判定		不可	不可	不可	不可	不可
T-1324 (テストNo.3) $\epsilon_c \leq 1\%$ $T_r \leq T_c$ (I _a , II, III)	S_y^L	kg/mm ²	21.1	21.1	21.1	21.1	21.1
	$X (= \frac{P_L + P_b / K_t}{S_y^L})$		0.181	0.181	0.203	0.197	0.197
	$Y (= Q_r / S_y^L)$		1.091	1.091	1.101	1.095	1.095
	X, Yより定まる領域		S ₁	S ₁	S ₁	S ₁	S ₁
	ϵ_c	%	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03
	判定		可	可	可	可	可

Table 4.3.10 1次+2次応力評価(部材タイプ) (評価ポイント 111)

評価式 (適用設計状態)	設計状態		I _a	II ₀ (地震なし)	III		
	計算項目 および判定				III ₀ (地震なし)	I _a + 設震	II ₀ + 設震
$P_L + P_b + Q_r \leq S_q$ (I _a , II, III)	$P_L + P_b / K_t$	kg/mm ²	3.89	3.89	4.33	4.07	4.07
	Q_r	"	21.85	21.85	21.99	21.84	21.84
	$P_L + P_b / K_t + Q_r$	"	25.74	25.74	26.32	25.91	25.91
	S_y	"	19.9	19.9	19.9	19.9	19.9
	S_t (t=10 ⁴ hr)	"	24.9	24.9	24.9	24.9	24.9
	$S_q \{=M_{IN}(S_y, 1.25 S_t)\}$	"	19.9	19.9	19.9	19.9	19.9
	判定						
T-1322 (テストNo.1) $X + Y \leq S_a / S_y$ (I _a , II, III)	S_a / S_y	kg/mm ²	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
	$X (= \frac{P_L + P_b / K_t}{S_y})$		0.195	0.195	0.218	0.205	0.205
	$Y (= Q_r / S_y)$		1.098	1.098	1.105	1.097	1.097
	$X + Y$		1.293	1.293	1.323	1.307	1.307
	判定		不可	不可	不可	不可	不可
T-1323 (テストNo.2) $X + Y \leq 1$ $T_r \leq T_c$ (I _a , II, III)	T_c (クリープ温度)	°C	428	428	428	428	428
	T_r	°C	328	328	329	328	328
	$X + Y$		1.293	1.293	1.323	1.307	1.307
	判定		不可	不可	不可	不可	不可
T-1324 (テストNo.3) $\epsilon_c \leq 1\%$ $T_r \leq T_c$ (I _a , II, III)	S_y^L	kg/mm ²	21.1	21.1	21.1	21.1	21.1
	$X (= \frac{P_L + P_b / K_t}{S_y^L})$		0.184	0.184	0.205	0.193	0.193
	$Y (= Q_r / S_y^L)$		1.036	1.036	1.042	1.035	1.035
	X, Yより定まる領域		S ₁	S ₁	S ₁	S ₁	S ₁
	ϵ_c	%	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03
	判定		可	可	可	可	可

Table 4.3.11 疲れ損傷およびクリープ損傷 (部材直管) 評価ポイント 101

設計状態 項目		I _a	II ₀ (地震なし)	III		
				III ₀ (地震なし)	I _a +設震	II ₀ +設震
n _j (=n)	回	1.08 × 10 ³	1.2 × 10 ²	6	2 × 10 ⁴	2.3 × 10 ²
ε _c		1.01 × 10 ⁻⁴	1.01 × 10 ⁻⁴	1.12 × 10 ⁻⁴	0.05 × 10 ⁻⁴	0.05 × 10 ⁻⁴
ε _P		8.34 × 10 ⁻⁴	8.34 × 10 ⁻⁴	8.50 × 10 ⁻⁴	/	/
ε _F		0.05 × 10 ⁻⁴	0.05 × 10 ⁻⁴	0.05 × 10 ⁻⁴	/	/
K _ε		1	1	1	1	1
K _T		1.0	1.0	1.0	/	/
ε _T		9.4 × 10 ⁻⁴	9.4 × 10 ⁻⁴	9.67 × 10 ⁻⁴	0.05 × 10 ⁻⁴	0.05 × 10 ⁻⁴
Nd _j	回	10 ⁶	10 ⁵	10 ⁶	10 ⁶	10 ⁶
($\frac{n}{Nd}$) _j		① 0.001	② 0.001	③ 0.001	③' 0.020	③'' 0.001
$\sum_j (\frac{n}{Nd})_j$	①+②+③			0.003		
	①+②+③'				0.022	
	①+②+③''					0.003
t _K (=t)	hr	1.73 × 10 ⁵	2 × 10 ³	1.2 × 10 ²	2.2	0.03
S _K	kg/mm ²	17.86	17.86	18.40	17.87	17.87
S _K /K'		19.84	19.84	20.44	19.85	19.85
Td _K	hr	10 ⁶	10 ⁶	10 ⁶	10 ⁶	10 ⁶
(t/Td) _K		④ 0.173	⑤ 0.002	⑥ 0.001	⑥' 0.001	⑥'' 0.001
$\sum_K (\frac{t}{Td})_K$	④+⑤+⑥			0.176		
	④+⑤+⑥'				0.176	
	④+⑤+⑥''					0.176
$\sum_j (\frac{n}{Nd})_j + \sum_K (\frac{t}{Td})_K \leq D$				0.179	0.198	0.179
判定				可	可	可

Table 4.3.12 疲れ損傷およびクリープ損傷 (部材エルボ 評価ポイント 121)

設計状態 項目		I _a	II ₀ (地震なし)	III		
				III ₀ (地震なし)	I _a +設震	II ₀ +設震
n _j (=n)	回	1.08 × 10 ³	1.2 × 10 ²	6	2 × 10 ⁴	2.3 × 10 ²
ε _c		2.01 × 10 ⁻⁴	2.01 × 10 ⁻⁴	2.20 × 10 ⁻⁴	0.36 × 10 ⁻⁴	0.36 × 10 ⁻⁴
ε _P		12.06 × 10 ⁻⁴	12.06 × 10 ⁻⁴	12.16 × 10 ⁻⁴	/	/
ε _F		0.05 × 10 ⁻⁴	0.05 × 10 ⁻⁴	0.05 × 10 ⁻⁴	/	/
K _ε		1	1	1	1	1
K _T		1.0	1.0	1.0	/	/
ε _T		14.12 × 10 ⁻⁴	14.12 × 10 ⁻⁴	14.41 × 10 ⁻⁴	0.36 × 10 ⁻⁴	0.36 × 10 ⁻⁴
Nd _j	回	10 ⁶	10 ⁶	10 ⁶	10 ⁶	10 ⁶
($\frac{n}{Nd}$) _j		① 0.015	② 0.002	③ 0.01	③' 0.02	③'' 0.001
$\sum_j (\frac{n}{Nd})_j$	①+②+③			0.018		
	①+②+③'				0.037	
	①+②+③''					0.018
t _K (=t)	hr	1.73 × 10 ⁵	2 × 10 ³	1.2 × 10 ²	2.2	0.03
S _K	kg/mm ²	24.88	24.88	24.88	24.88	24.88
S _K /K'		27.64	27.64	27.64	27.64	27.64
Td _K	hr	10 ⁶	10 ⁶	10 ⁶	10 ⁶	10 ⁶
(t/Td) _K		④ 0.173	⑤ 0.002	⑥ 0.001	⑥' 0.001	⑥'' 0.001
$\sum_K (\frac{t}{Td})_K$	④+⑤+⑥			0.176		
	④+⑤+⑥'				0.176	
	④+⑤+⑥''					0.176
$\sum_j (\frac{n}{Nd})_j + \sum_K (\frac{t}{Td})_K \leq D$				0.194	0.203	0.194
判定				可	可	可

Table 4.3.13 疲れ損傷およびクリープ損傷 (部材タイプ 評価ポイント 111)

設計状態 項目		I _a	II ₀ (地震なし)	III		
				III ₀ (地震なし)	I _a +設震	II ₀ +設震
n _j (=n)	回	1.08 × 10 ³	1.2 × 10 ²	6	2 × 10 ⁴	2.3 × 10 ²
ε _c		2.04 × 10 ⁻⁴	2.04 × 10 ⁻⁴	2.27 × 10 ⁻⁴	0.25 × 10 ⁻⁴	0.25 × 10 ⁻⁴
ε _P		11.44 × 10 ⁻⁴	11.44 × 10 ⁻⁴	11.44 × 10 ⁻⁴		
ε _F		0.05 × 10 ⁻⁴	0.05 × 10 ⁻⁴	0.05 × 10 ⁻⁴		
K _ε		1	1	1	1	1
K _T		1.0	1.0	1.0		
ε _T		13.53 × 10 ⁻⁴	13.53 × 10 ⁻⁴	13.76 × 10 ⁻⁴	0.25 × 10 ⁻⁴	0.05 × 10 ⁻⁴
Nd _j	回	9 × 10 ⁴	9 × 10 ⁴	9 × 10 ⁴	10 ⁶	10 ⁶
($\frac{n}{Nd}$) _j		① 0.012	② 0.001	③ 0.001	③' 0.020	③'' 0.001
Σ($\frac{n}{Nd}$) _j	①+②+③			0.014		
	①+②+③'				0.033	
	①+②+③''					0.014
t _K (=t)	hr	1.73 × 10 ⁵	2 × 10 ³	1.2 × 10 ²	2.2	0.03
S _K	kg/mm ²	24.74	24.74	24.88	24.88	24.88
S _K /K'		27.49	27.49	27.64	27.64	27.64
Td _K	hr	10 ⁶	10 ⁶	10 ⁶	10 ⁶	10 ⁶
(t/Td) _K		④ 0.173	⑤ 0.002	⑥ 0.001	⑥' 0.001	⑥'' 0.001
Σ($\frac{t}{Td}$) _K	④+⑤+⑥			0.176		
	④+⑤+⑥'				0.176	
	④+⑤+⑥''					0.176
Σ($\frac{n}{Nd}$) _j + Σ($\frac{t}{Td}$) _K ≤ D				0.190	0.209	0.190
判定				可	可	可

Table 4.3.14 配管固有振動数計算結果

振動モード	固有振動数 (Hz)
1 次	31.79
2 次	49.27
3 次	51.20
4 次	55.32
5 次	56.66
6 次	62.52

Table 4.3.15 非クリープ域における応力評価表 (部材直管 101)

* P = 0.45 kg/mm²

評価式 (適用設計状態)	設計状態		O	I _b	I _a	II ₀ (地震なし)	III			IV			応力 カテゴリー	
	計算項目 および判定	kg/mm ²					III ₀ (地震なし)	I _a + 設置	II ₀ + 設置	III ₀ + 設置	IV ₀ (地震なし)	IV ₀ + 設置		III ₀ + 設置
P _L + P _b ≤ 1.35 S _y (I _a)	P _L + P _b	kg/mm ²	2.16	2.70			2.14	1.98	1.98					
	S _y	"		19.9										
	1.35 S _y	"		26.87										
	判定			可										
P _s > P* P _L + P _b ≤ 1.5 S _m (O)	S _m	kg/mm ²	10.8											
	1.5 S _m	"	16.2											
	P _s	"	1.1											
	判定		可											
P _L + P _b + Q ≤ 3 S _m (I _a , II)	P _L + P _b + Q	kg/mm ²			17.86	17.86								
	3 S _m	"			37.8	37.8								
	判定				可	可								
	P _L + P _b + Q + F	kg/mm ²			17.96									
P _L + P _b + Q + F ≤ S _a (I _b , I _a , II)	S _a	"			49.7									
	判定				可									
	1.5 P _s	kg/mm ²				1.65	1.65	1.65	1.65					
	2.25 S _m	"				28.35	28.35	28.35	28.35					
P* < 1.5 P _s P _L + P _b ≤ 2.25 S _m (III)	判定						可	可	可					
	P _m	kg/mm ²								4.13	4.13	4.13	4.13	
	P _L + P _b	"								2.08	2.15	2.21	2.21	
	S _u	"								42.2	42.2	42.2	42.2	
P _m ≤ 0.7 S _m P _L + P _b ≤ 1.05 S _u (IV)	0.7 S _u	"								31.7	31.7	31.7	31.7	
	1.05 S _u	"								44.3	44.3	44.3	44.3	
	判定									可	可	可	可	

Table 4.3.16 非クリープ域における応力評価 (部材ポイント エルボ 121)

* P = 0.45 kg/mm²

評価式 (適用設計状態)	設計状態		O	I _b	I _a	II ₀ (地震なし)	III			IV			応力 カテゴリ
	計算項目 および判定	単位					III ₀ (地震なし)	I _a + 設置	II ₀ + 設置	N ₀ (地震なし)	N ₀ + 設置	III ₀ + 設置	
P _L + P _b ≤ 1.35 S _y (I _a)	P _L + P _b	kg/mm ²	4.31	5.38			4.27	4.21	4.21				一次 応力
	S _y	"		19.9									
	判定			26.87									
P _s > P* P _L + P _b ≤ 1.5 S _m (O)	S _m	kg/mm ²	10.8										一次 応力
	1.5 S _m	"	16.2										
	P _s	"	1.1										
P _L + P _b + Q ≤ 3 S _m (I _a , II)	判定		可										二次 応力
	P _L + P _b + Q	kg/mm ²			26.87	26.87							
	3 S _m	"			37.8	37.8							
P _L + P _b + Q + F ≤ S _a (I _b , I _a , II)	判定		可										ピーク 応力
	P _L + P _b + Q + F	kg/mm ²			26.97								
	S _a	"			49.7								
P* < 1.5 P _s P _L + P _b ≤ 2.25 S _m (III)	判定												一次 応力
	1.5 P _s	kg/mm ²					1.65	1.65	1.65				
	2.25 S _m	"					28.35	28.35	28.35				
P _m ≤ 0.7 S _u P _L + P _b ≤ 1.05 S _u (IV)	判定												一次 応力
	P _m	kg/mm ²								4.13	4.13	4.13	
	P _L + P _b	"								4.15	4.54	4.66	
	S _u	"								42.2	42.2	42.2	
	0.7 S _u	"								31.7	31.7	31.7	
	1.05 S _u	"								44.3	44.3	44.3	
判定										可	可	可	

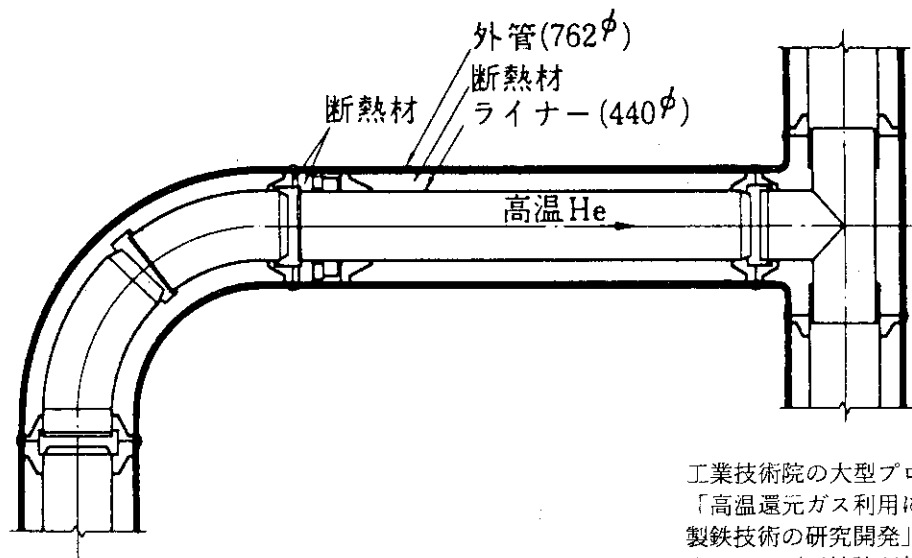
Table 4. 3.17 非クリーブ域における応力評価 (部材ポイント 111) ティー

* P = 0.45 kg/mm²

評価式 (適用設計状態)	設計状態		O	I _b	I _a	II ₀ (地震なし)	III			IV			応力 カテゴリー	
	計算項目 および判定	kg/mm ²					III ₀ (地震なし)	I _a + 設置	II ₀ + 設置	IV ₀ (地震なし)	IV ₀ + 設置	III ₀ + 設置		
P _L + P _b ≤ 1.35 S _y [I _b]	P _L + P _b	kg/mm ²	4.37	5.45			4.34	4.11	4.11				一次 応力	
	S _y	"		19.9										
	1.35 S _y	"		26.81										
P _s > P* P _L + P _b ≤ 1.5 S _m [O]	判定			可									二次 応力	
	S _m	kg/mm ²	10.8											
	1.5 S _m	"	16.2											
P _L + P _b + Q ≤ 3 S _m [I _a , II]	判定												二次 応力	
	P _L + P _b + Q	kg/mm ²			27.27	27.27								
	3 S _m	"			37.8	37.8								
P _L + P _b + Q + F ≤ S _a [I _b , I _a , II]	判定												ピーク 応力	
	P _L + P _b + Q + F	kg/mm ²			44.51									
	S _a	"			49.7									
P* < 1.5 P _s P _L + P _b ≤ 2.25 S _m [III]	判定												一次 応力	
	1.5 P _s	kg/mm ²					1.65	1.65	1.65					
	2.25 S _m	"					28.35	28.35	28.35					
P _m ≤ 0.7 S _m P _L + P _b ≤ 1.05 S _u [IV]	判定												一次 応力	
	P _m	kg/mm ²								4.13	4.13	4.13		
	P _L + P _b	"								4.22	4.44	4.56		
	S _u	"								42.2	42.2	42.2		
	0.7 S _u	"								31.7	31.7	31.7		
	1.05 S _u	"								44.3	44.3	44.3		
判定												可	可	可

Table 4.3.18 非クリープ域における疲れ解析

部 材 (評価ポ イント)	設 計 状 態		I_a	II_0 (地震なし)	III			
	項 目				III_0 (地震なし)	I_a +設震	II_0 +設震	
直 管 (101)	n_i	回	1.08×10^3	1.2×10^2	6	2×10^4	2.3×10^2	
	Salt	kg/mm ²	8.93	8.93	9.19	9.03	9.03	
	Nd_i	回	10^6	10^6	10^6	10^6	10^6	
	$(n/Nd)_i$		① 0.001	② 0.001	③ 0.001	③' 0.020	③'' 0.001	
	$\sum_i \left(\frac{n}{Nd}\right)_i < 1$	①+②+③				0.003		
		①+②+③'					0.002	
		①+②+③''						0.003
判 定				可	可	可		
エルボ (121)	n_i	回	1.08×10^3	1.2×10^2	6	2×10^4	2.3×10^2	
	Salt	kg/mm ²	13.49	13.49	13.80	13.71	13.71	
	Nd_i	回	10^6	10^6	10^6	10^6	10^6	
	$(n/Nd)_i$		④ 0.001	⑤ 0.001	⑥ 0.001	⑥' 0.020	⑥'' 0.001	
	$\sum_i \left(\frac{n}{Nd}\right)_i \leq 1$	④+⑤+⑥				0.003		
		④+⑤+⑥'					0.022	
		④+⑤+⑥''						0.003
判 定				可	可	可		
ティ (111)	n_i	回	1.08×10^3	1.2×10^2	6	2×10^4	2.3×10^2	
	Salt	kg/mm ²	22.26	22.26	23.65	22.42	22.42	
	Nd_i	回	3×10^5	3×10^5	2.5×10^5	3×10^5	3×10^5	
	$(n/Nd)_i$		⑦ 0.004	⑧ 0.001	⑨ 0.001	⑨' 0.067	⑨'' 0.001	
	$\sum_i \left(\frac{n}{Nd}\right)_i \leq 1$	⑦+⑧+⑨				0.006		
		⑦+⑧+⑨'					0.072	
		⑦+⑧+⑨''						0.006
判 定				可	可	可		



工業技術院の大型プロジェクト
「高温還元ガス利用による直接
製鉄技術の研究開発」の成果を
応用した。(工技院が特許取得済)

Fig. 4. 1. 1 高温配管構造図

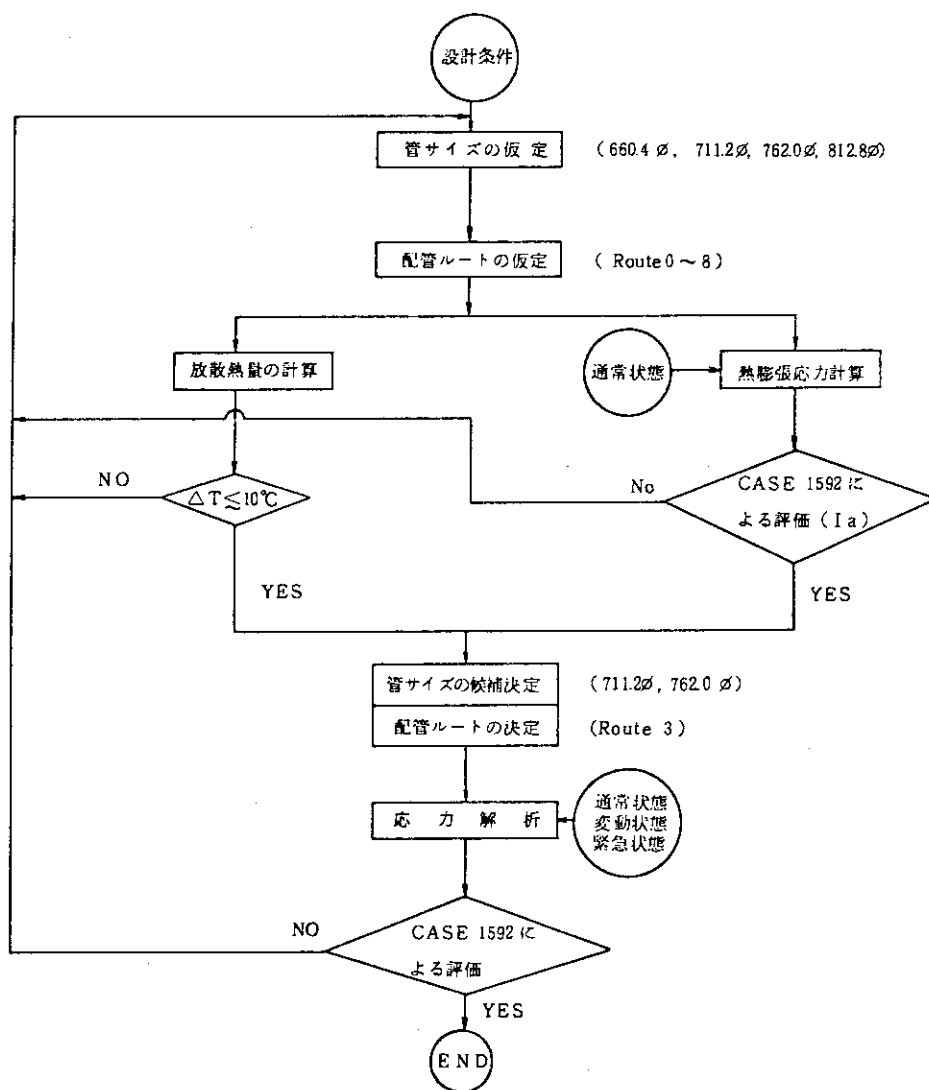


Fig. 4. 2. 2 サイジングの手順

Route	CASE	Line
0	4+7	---
1	3+7	---x---
2	2+7	---x---
3	1+7	---
4	4+5	---x---
5	1+5	---x---
6	1+6	---x---
7	2+6	---
8	0+7	---x---

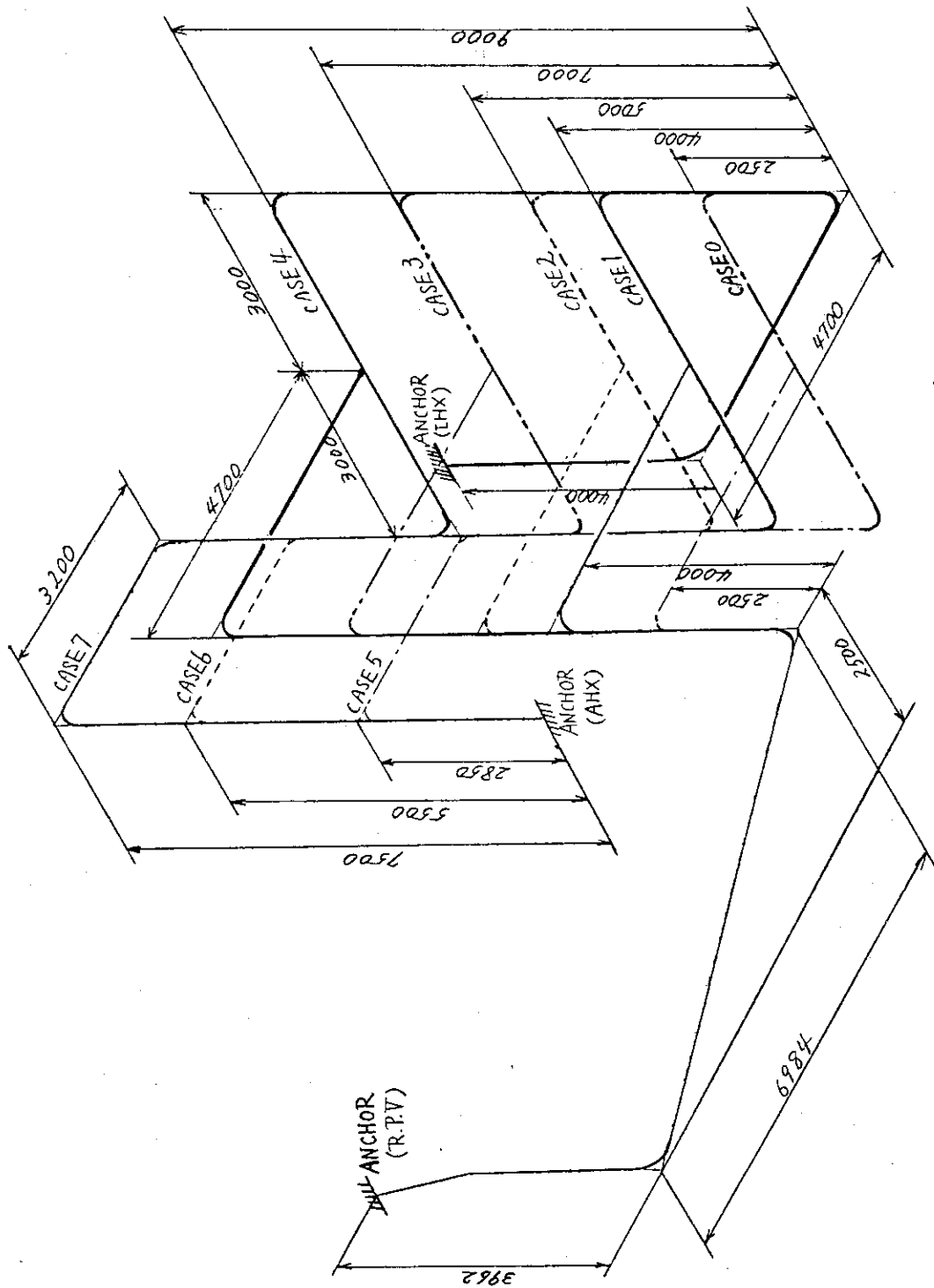
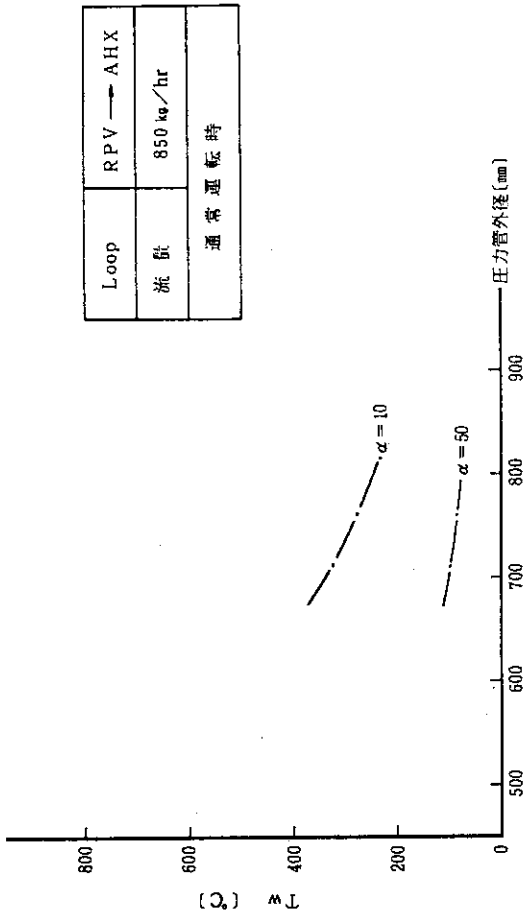


Fig. 4.2.1 1次冷却系高温配管ルート (ルート0～ルート8)



α : 放熱伝達率 (kcal/m²hr°C),

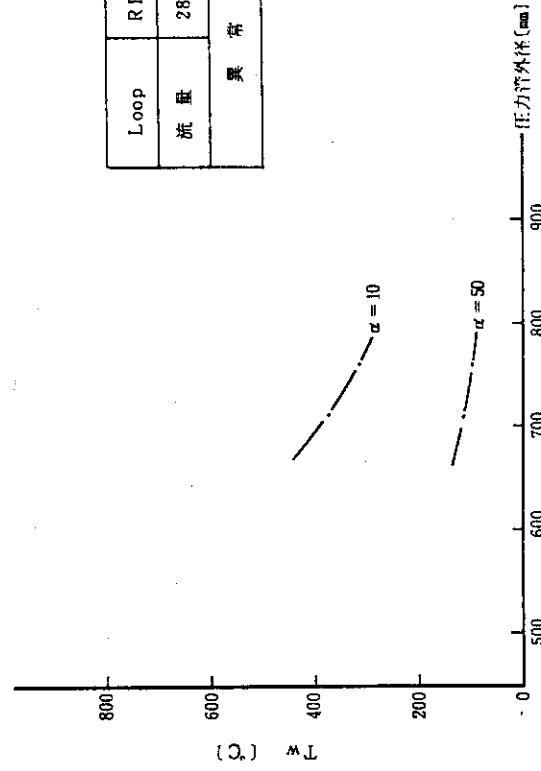
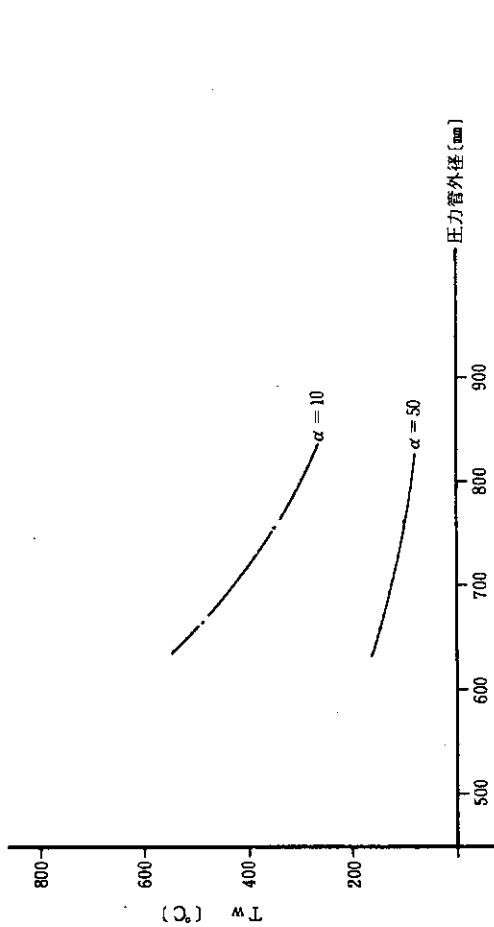


Fig. 4.2.4 補助ループ圧力管管壁温度 (通常運転時, 異常時)



α : 放熱伝達率 (kcal/m²hr°C)

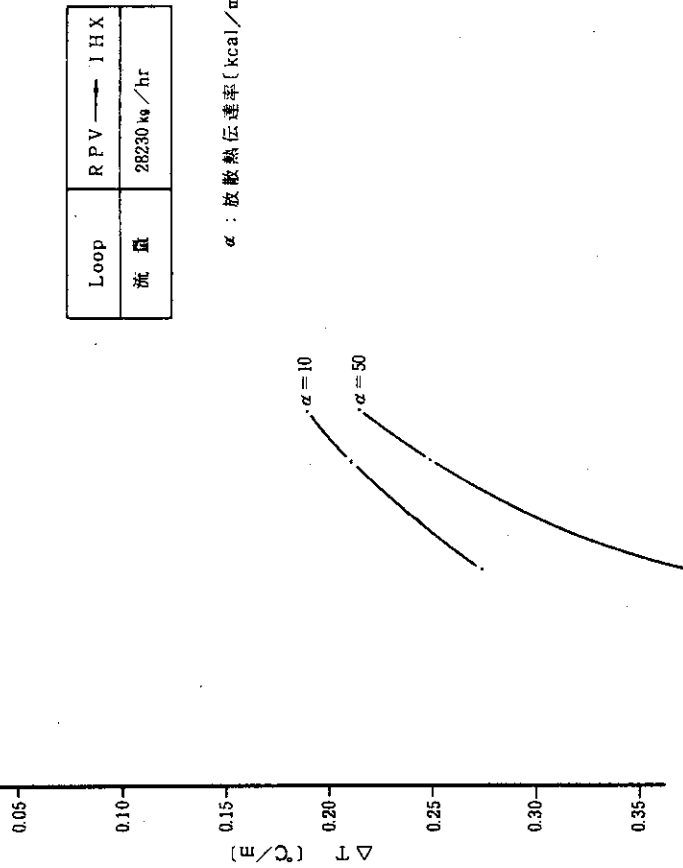


Fig. 4.2.3 主ループ圧力管管壁温度 Tw および He 温度降下量 ΔT (通常運転時)

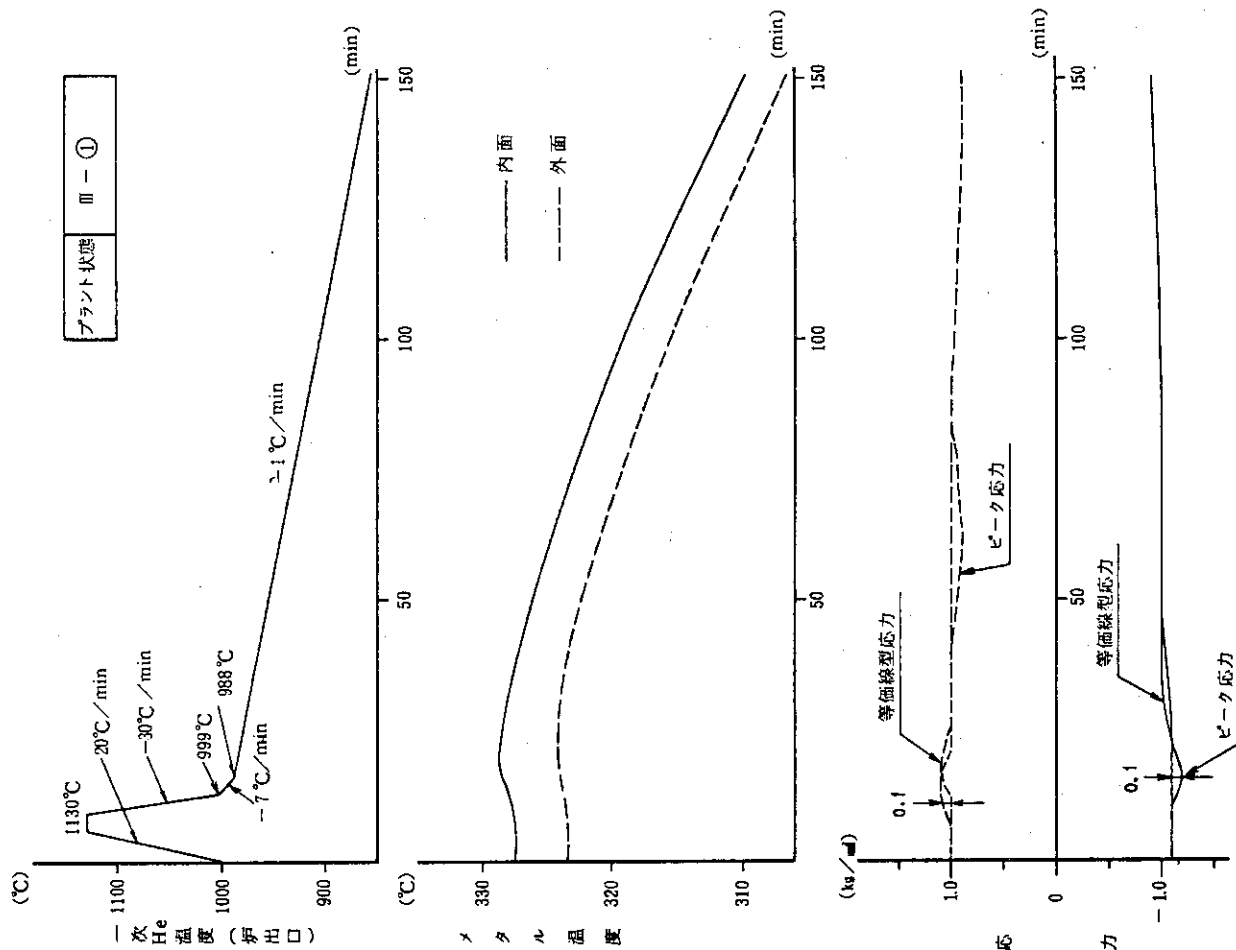


Fig. 4.3.3 温度分布解析結果 (緊急状態)

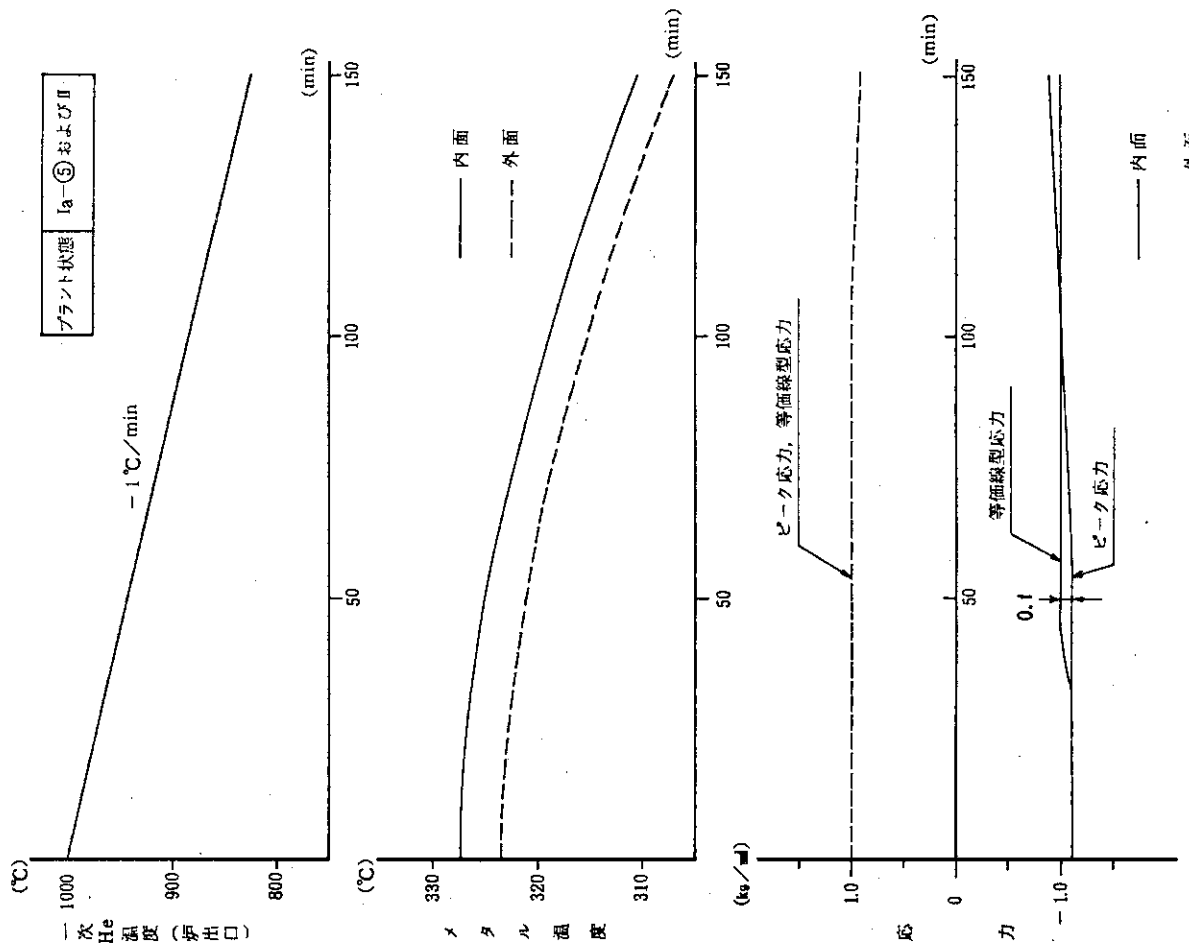
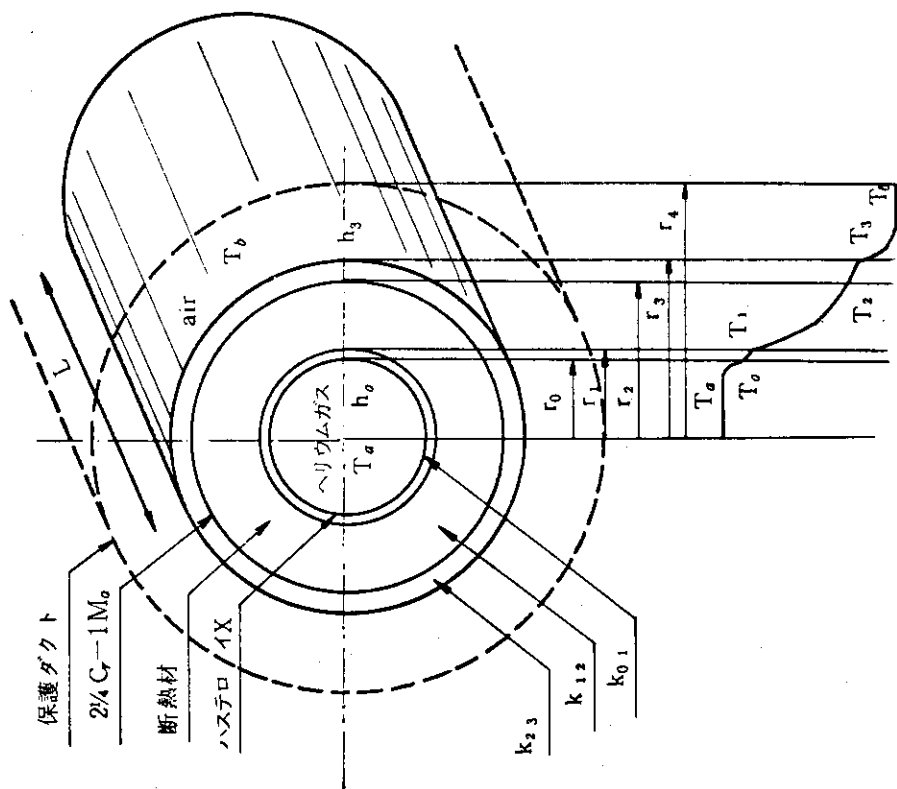


Fig. 4.3.2 温度分布解析結果 (通常状態)



記号	名 称	数 値
T_a	ヘリウムガス温度	1000 °C
T_b	空気温度	20 °C
k_{01}	熱伝導率 (ハステロイX)	254 kcal/mh °C
k_{12}	" (断熱材)	0.75 kcal/mh °C
k_{23}	" (2/4Cr-1Mo鋼)	24 kcal/mh °C
$2r_0$	ライナー内径	0.4272m
$2r_1$	ライナー外径	0.440m
$2r_2$	圧力管内径	0.682m
$2r_3$	圧力管外径	0.762m
$2r_4$	ダクト径	パラメータ
h_0	1次ヘリウムライナー間熱伝達係数	579.1 kcal/mf h °C
h_3	圧力管-空気間熱伝達係数	パラメータ

Fig. 4.4.1 空冷用保護ダクト計算モデル

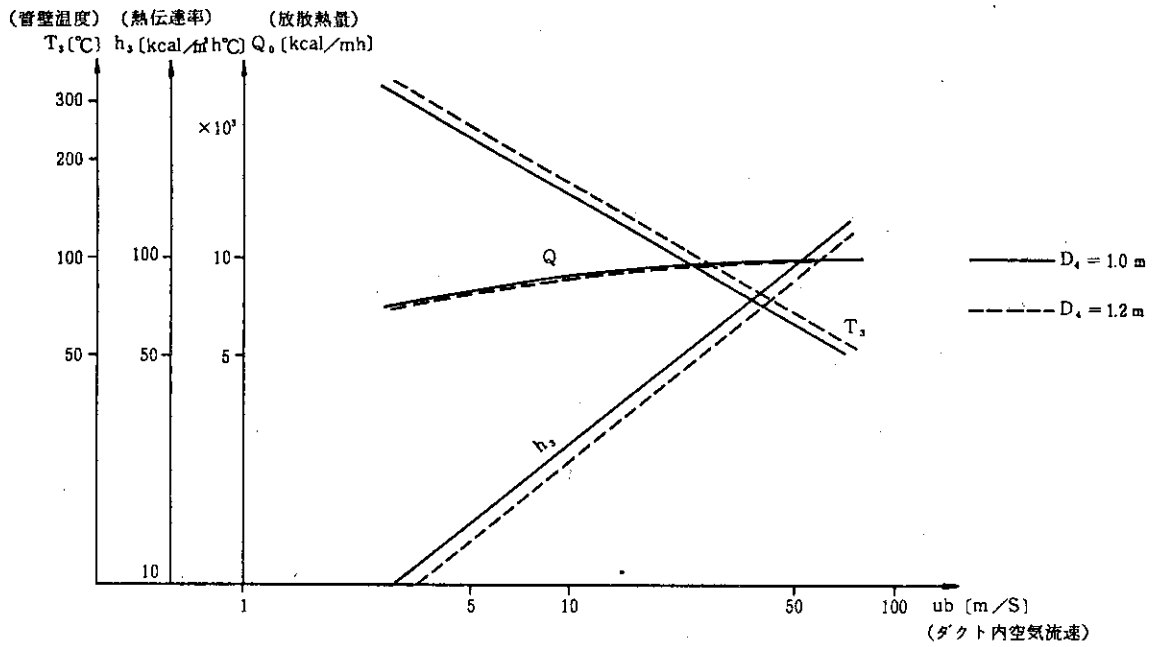


Fig. 4.4.2 空気流速と放散熱量，管壁温度等の関係

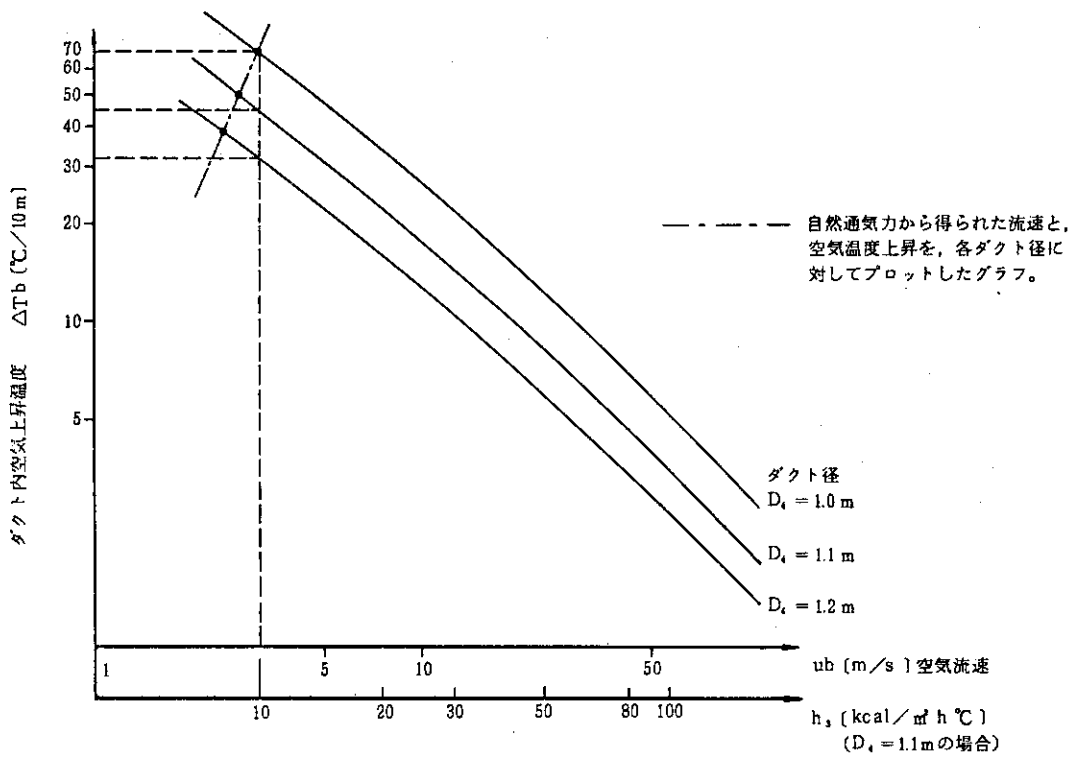


Fig. 4.4.3 ダクト内空気流速とダクト内空気上昇温度との関係

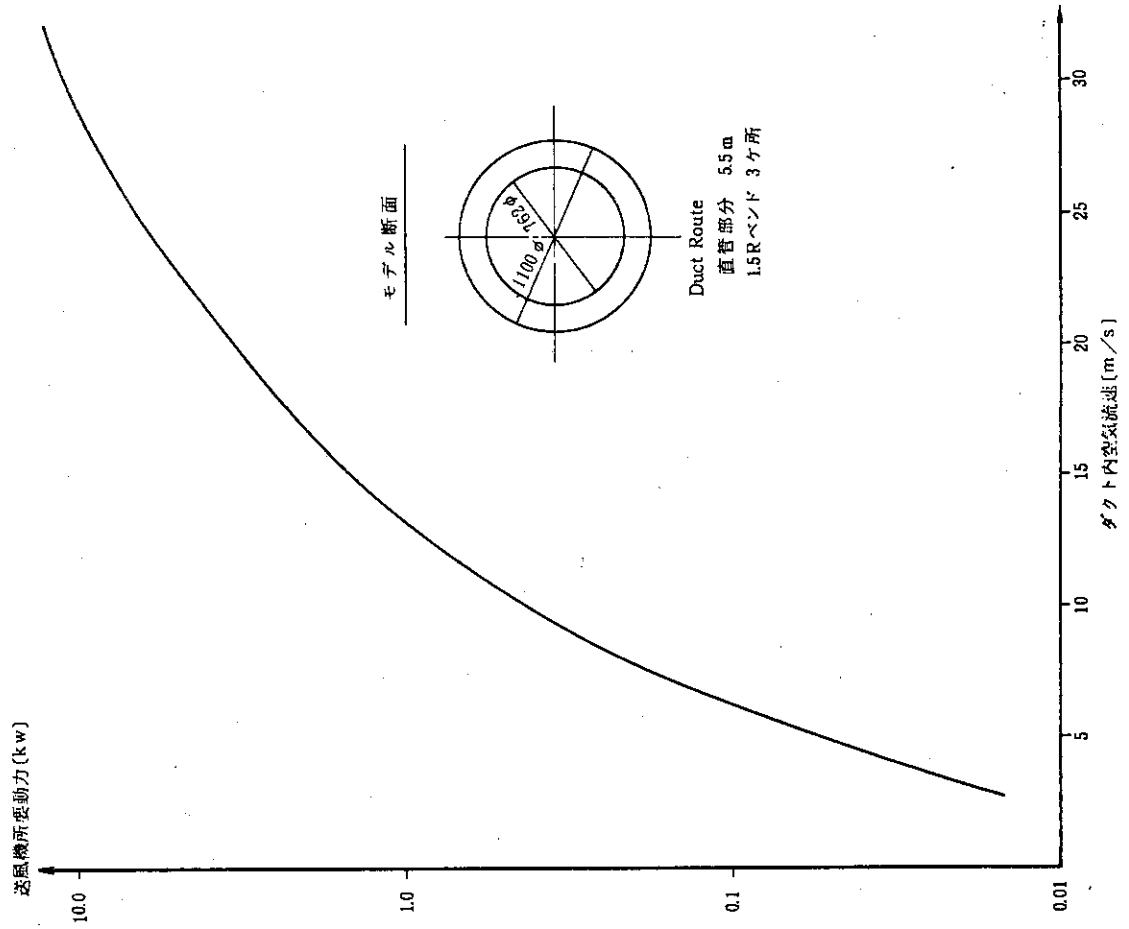


Fig. 4. 4. 5 送風機所要動力

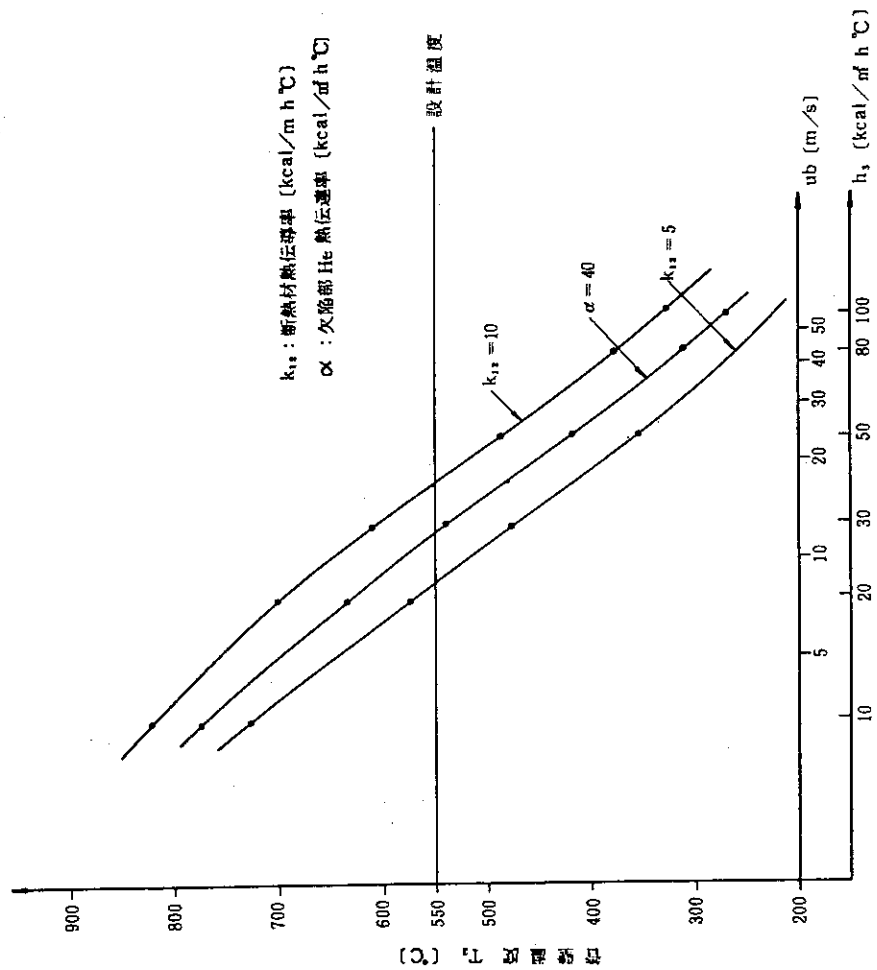


Fig. 4. 4. 4 異常時における管壁温度とダクト内空気平均流速

5. 結 論

緊急隔離弁、1次ヘリウム循環機および単管形式の配管の概念設計の結果、次の結論を得た。

緊急隔離弁の形式としては内部断熱アングル弁が最適である。軸封部はベローズシール、操作はガスシリンダ方式が良い。弁座部の漏洩率を推定すると30 Ncc/secとなる。ディスクおよび弁座部の2次元軸対称弾性応力解析の結果、ディスク及び弁座の当り面の肉盛り部附近を除き応力制限を満足しているが、肉盛り部附近ではクリープ損傷が過大になることが判明した。従って今後、非弾性解析の実施や表面硬化材の物性値の正確な把握により、より正確なクリープ損傷を求めることが必要である。弁の動的振動解析の結果、1次固有振動数は20 Hz以上であり、耐震上は剛構造と考えられ静的応力解析が可能であることが分った。

1次ヘリウム主循環機の形式は遠心式・水潤滑軸受・電動機分離型が適当と考えられる。これは潤滑水とヘリウムガスや構造材との分離が容易であることが主たる理由である。補助ヘリウム循環機については、その設計条件がガス潤滑軸受を可能とするものなので、ガス潤滑軸受密閉型とする。主循環機羽根車の応力解析の結果、羽根付け根部における最大応力は許容値内に納まっていることが分った。軸受剛性と危険速度について検討し、主循環機の軸受剛性を約 10^5 kg/cmに設定した。補助循環機の場合は、1次、2次の危険速度を越えて運転することになるが、危険速度の通過は可能であることが分った。ケーシングの応力解析結果は、主循環機についても補助循環機についても満足なものであった。さらに主循環機の補機系統である潤滑水系統およびシールガス系統の系統設計を行った。

駆動機について検討を行い、主循環機用としてはかご形誘導電動機を、補助循環機用としては3相かご形サブマージド電動機を選定した。出力はそれぞれ900 kwおよび5 kwである。電源装置としては、主循環機用として正弦波高速高周波インバータを、補助循環機用として電圧形高速インバータを選定した。この正弦波高速高周波インバータならびに補助循環機の口出し部構造については今後の開発を必要とする。

単管方式の配管設計においては、先ずサイジングにより762 φの耐圧管を選定した。これに基づき詳細応力解析を行い、許容値を満足することを確認した。さらにバックアップとして保護ダクトを設け耐圧管を空冷する方式について、所要空気流量、送風機動力などを求めた。

謝 辞

本報告書を作成するにあたり御指導いただいた青地哲男多目的炉設計研究室長（現在高温工学部長）に深く感謝の意を表します。

5. 結 論

緊急隔離弁、1次ヘリウム循環機および単管形式の配管の概念設計の結果、次の結論を得た。

緊急隔離弁の形式としては内部断熱アングル弁が最適である。軸封部はベローズシール、操作はガスシリンダ方式が良い。弁座部の漏洩率を推定すると30 Ncc/secとなる。ディスクおよび弁座部の2次元軸対称弾性応力解析の結果、ディスク及び弁座の当り面の肉盛り部附近を除き応力制限を満足しているが、肉盛り部附近ではクリープ損傷が過大になることが判明した。従って今後、非弾性解析の実施や表面硬化材の物性値の正確な把握により、より正確なクリープ損傷を求めることが必要である。弁の動的振動解析の結果、1次固有振動数は20 Hz以上であり、耐震上は剛構造と考えられ静的応力解析が可能であることが分った。

1次ヘリウム主循環機の形式は遠心式・水潤滑軸受・電動機分離型が適当と考えられる。これは潤滑水とヘリウムガスや構造材との分離が容易であることが主たる理由である。補助ヘリウム循環機については、その設計条件がガス潤滑軸受を可能とするものなので、ガス潤滑軸受密閉型とする。主循環機羽根車の応力解析の結果、羽根付け根部における最大応力は許容値内に納まっていることが分った。軸受剛性と危険速度について検討し、主循環機の軸受剛性を約 10^5 kg/cmに設定した。補助循環機の場合は、1次、2次の危険速度を越えて運転することになるが、危険速度の通過は可能であることが分った。ケーシングの応力解析結果は、主循環機についても補助循環機についても満足なものであった。さらに主循環機の補機系統である潤滑水系統およびシールガス系統の系統設計を行った。

駆動機について検討を行い、主循環機用としてはかご形誘導電動機を、補助循環機用としては3相かご形サブマージド電動機を選定した。出力はそれぞれ900 kw および5 kwである。電源装置としては、主循環機用として正弦波高速高周波インバータを、補助循環機用として電圧形高速インバータを選定した。この正弦波高速高周波インバータならびに補助循環機の口出し部構造については今後の開発を必要とする。

単管方式の配管設計においては、先ずサイジングにより762 φの耐圧管を選定した。これに基づき詳細応力解析を行い、許容値を満足することを確認した。さらにバックアップとして保護ダクトを設け耐圧管を空冷する方式について、所要空気流量、送風機動力などを求めた。

謝 辞

本報告書を作成するにあたり御指導いただいた青地哲男多目的炉設計研究室長（現在高温工学部長）に深く感謝の意を表します。

参 考 文 献

- (1) 青地哲男他, 「多目的高温ガス実験炉第1次概念設計」 JAERI-M 6845, 1977年1月
- (2) 鈴木勝男他, 「多目的高温ガス実験炉の安全特性の検討—実験炉第1次概念設計の放射能安全特性について—」, JAERI-M 6613, 1976年7月
- (3) 野村末雄他, 「多目的高温ガス実験炉第1次高温構造設計指針」, JAERI-M 6396, 1976年2月