

JAERI-Tech

JP0450353

2004-028



ターゲット容器の構造強度及び寿命評価に関する技術資料

2004年 3月

石倉 修一・二川 正敏・粉川 広行・明午 伸一郎・前川 藤夫
原田 正英・佐藤 博・羽賀 勝洋・池田 裕二郎

日本原子力研究所
Japan Atomic Energy Research Institute

本レポートは、日本原子力研究所が不定期に公刊している研究報告書です。
入手の問合せは、日本原子力研究所研究情報部研究情報課（〒319-1195 茨城県那珂
郡東海村）あて、お申し越しください。なお、このほかに財団法人原子力弘済会資料センター
(〒319-1195 茨城県那珂郡東海村日本原子力研究所内) で複写による実費頒布をおこなっ
ております。

This report is issued irregularly.

Inquiries about availability of the reports should be addressed to Research
Information Division, Department of Intellectual Resources, Japan Atomic Energy
Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken 319-1195, Japan.

© Japan Atomic Energy Research Institute, 2004

編集兼発行 日本原子力研究所

ターゲット容器の構造強度及び寿命評価に関する技術資料

日本原子力研究所東海研究所大強度陽子加速器施設開発センター

石倉 修一・二川 正敏・粉川 広行・明午 伸一郎

前川 藤夫・原田 正英・佐藤 博・羽賀 勝洋・池田 裕二郎

(2004年1月30日受理)

本報告では、**J-PARC** の物質・生命科学実験施設に設置される核破碎中性子源水銀ターゲット容器について、これまでに実施してきた構造設計の考え方及び手順についてまとめた。

基本的には、1) ターゲット容器の構造設計では、① 核分裂炉のような反応度事故が原理的に生じる可能性はないこと、② 永久構造物ではないことなどから、法規上は障防法を適用し、さらに、2) 安全かつ合理的な設計を行うために、原子力構造設計基準並みの **JIS B 8270** [圧力容器（基盤規格）] 規格体系 の第1種容器に準拠するものとし、「解析による設計法」を適用した設計応力により設計を決めることとした。

また、付録には、ターゲット容器構造における最大荷重モードである圧力波の低減を目的として、陽子ビームプロファイルを変化させた場合に想定される種々の影響について検討した結果を述べた。

東海研究所：〒319-1195 茨城県那珂郡東海村白方白根 2-4

Technical Report on the Structural Integrity and the Lifetime Evaluation
for the Mercury Target Vessel

Syuichi ISHIKURA, Masatoshi FUTAKAWA, Hiroyuki KOGAWA, Shinichiro MEIGO
Fujio MAEKAWA, Masahide HARADA, Hiroshi SATO, Katsuhiro HAGA and Yujiro IKEDA

Center for Proton Accelerator Facility
Tokai Research Establishment
Japan Atomic Energy Research Institute
Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken

(Received January 30, 2004)

This report describes the structural design concept applied to the mercury target vessel used for the spallation neutron source installed in the material and life science experiment facility of J-PARC (Japan Proton Accelerator Complex), and the results evaluated on the basis of the concept.

The features of the design concept are as follows:

- 1) The target vessel design is followed to "Law concerning Prevention from Radiation Hazards due to Radio-Isotopes". That is because ① there is not the possibility in the target of the RIA (Reactivity Initiated Accident) generally considered in the nuclear power reactors, and ② the target vessel is not a permanent structure.
- 2) Therefore, the Class 1 Vessel of the JIS B-8270 [design code for pressure vessel] that is equivalent to a standard for nuclear power structural design is applicable as a design code for the target to sufficiently keep the safety of target system. The stresses for the design were evaluated using the linear elastic analysis based on the infinitesimal strain theory in order to confirm the safe and rational design.

In addition, the effects of proton beam profile on the target design are described in the appendix. The maximum load imposed on the target is caused by the pressure waves, which is very dependent on the proton beam profile.

Keywords: Structural Design, Mercury Target Vessel, Spallation Neutron Source, J-PARC, Class 1 Vessel, Pressure Wave, Stress, JIS B-8270.

目 次

1. はじめに.....	1
2. JSNS 水銀ターゲット容器構造の特徴.....	2
3. ターゲット容器の構造設計	3
3. 1 運転状態.....	3
3. 2 荷重条件.....	4
3. 3 構造設計の流れ.....	5
4. 破損形態と応力分類	7
5. ターゲット容器構造の応力評価	9
5. 1 想定破損形態.....	9
5. 2 破損形態に対応した応力評価.....	9
6. セーフティハルの応力評価	12
6. 1 セーフティハルの構造概念.....	12
6. 2 想定破損形態.....	12
6. 3 破損形態に対応した応力評価.....	13
7. ターゲット構造主要部の照射量評価	14
8. ターゲット容器環境を考慮した材料強度	15
8. 1 水銀環境中疲労強度.....	15
8. 2 照射劣化.....	15
8. 3 ピッティング損傷.....	16
8. 3. 1 ピッティング損傷を考慮した寿命評価	16
8. 3. 2 OFF-LINE から ON-BEAM 条件への拡張.....	18
9. 使用済みターゲット容器の照射後試験 (PIE).....	19
9. 1 PIE の位置づけ.....	19
9. 2 試験内容.....	20
9. 3 検討課題	21
10. まとめ.....	22
謝辞	22
参考文献	23

付録

A	液体金属ターゲットにおける熱弾性解析.....	45
A-1	ターゲットにおける熱弾性解析の設定.....	45
A-2	解析モデルの比較検証 (JSNS と SNS モデルの比較検討).....	53
B	JIS 圧力容器構造規格における疲労曲線.....	62
C	陽子ビームプロファイルによる影響評価.....	64
C-1	ビームプロファイル制御技術.....	65
C-2	ビームプロファイルによる中性子強度及び発熱密度変化.....	72
C-3	核発熱計算値におけるマージンの考え方.....	86
C-4	熱応力解析評価への影響.....	92
C-5	ブレード板が受ける動的応力.....	103
C-6	熱流動解析評価への影響.....	108

Contents

1 .	Introduction.....	1
2 .	Feature of JSNS Mercury Target Vessel Structure	2
3 .	Structural Design of Target Vessel	3
3 . 1	Normal Condition.....	3
3 . 2	Load Condition.....	4
3 . 3	Structural Design Flow	5
4 .	Failure Mode and Stress Category	7
5 .	Stress Evaluation of Target Vessel	9
5 . 1	Anticipated Failure Mode	9
5 . 2	Stress Evaluation Corresponding to Failure Mode	9
6 .	Stress Evaluation of Safety Hull.....	12
6 . 1	Design Concept of Safety Hull	12
6 . 2	Anticipated Failure Mode	12
6 . 3	Stress Evaluation Corresponding to Failure Mode	13
7 .	Irradiation Dose of Main Part in Target Vessel	14
8 .	Material Characteristic Where Environment of Target Vessel is Considered	15
8 . 1	Fatigue Test in Mercury	15
8 . 2	Irradiation Damage.....	15
8 . 3	Pitting Damage	16
8 . 3 . 1	Life Time Evaluation where Pitting Damage is Considered	16
8 . 3 . 2	Estimation of ON-BEAM Condition from OFF-LINE Examination	18
9 .	Post Irradiated Experiment (PIE) Plan of Used Target	19
9 . 1	PIE is Placed	19
9 . 2	Contents of Examination	20
9 . 3	Examination Subject	21
1 0 .	Concluding Remarks	22
	Acknowledgment	22
	References	23

Appendix

A	Thermal Elastic Problem in Liquid Metal Target	45
A-1	Setting of Thermal Elasticity Analysis in Target	45
A-2	Comparative Study of Analytical Model (JSNS and SNS Model).....	53
B	Fatigue Curve in JIS Pressure Vessel Structural Standard	62
C	Influence Evaluation by Proton Beam Profile	64
C-1	Control Technology of Beam Profile.....	65
C-2	Neutron Intensity and Heat Density Change by Beam Profile	72
C-3	Idea of Margin in Spallation Heat Calculation Value.....	86
C-4	Influence on Thermal Stress Analysis Evaluation	92
C-5	Dynamic Stress Generated on Braid Plate.....	103
C-6	Influence on Thermal Flow Analysis Evaluation	108

Tables

Table 1 Damage mode and stress category considered in present design	24
Table 2 Stress evaluation at window center under severe condition	24
Table 3 Stress category and design margin	25
Table 4 Comparison between the maximum stress and allowable stress of target vessel and safety-hull.....	25
Table 5 Highest calculated DPA in main target parts (Gauss beam condition)	26
Table 6 Highest calculated DPA in main target parts (Broadened beam condition).....	27
Table 7 Margin in design fatigue curve at 10^9 times (load frequency assumed in target design life) to stress value	27

Figures

Fig.1 Conceptual drawing of a MW-scale spallation target	28
Fig.2 Concept of generation and propagation mechanism of pressure wave due to proton beam incidence	28
Fig.3 Design flow	29
Fig.4 Stress evaluation based on stress classification	30
Fig.5 Temperature dependency of allowable design stress Sm of SUS316L	31
Fig.6 Design fatigue curve of Austenitic Stainless Steel which has been described to pressure vessel standard by JIS.....	32
Fig.7 Beam profile : Gaussian and flat distribution	33
Fig.8 Fatigue strength data of tension to tension (R=0.1) tested in mercury[11]	34
Fig.9 Yield strength as a function of neutron dose for type 304, 316, and titanium-modified (PCA) austenitic stainless steels irradiated in a variety of experiments. In each case, the test temperature equals the irradiation temperature and is in the range of 25-250°C[12].....	34
Fig.10 Typical engineering stress-strain curves for SA J316 irradiated under various temperatures (25°C, 200°C, 330°C, 400°C) obtained by Robertson[12]....	35-36
Fig.11 Yield strength and strain to necking (STN) as a function of neutron dose[12]	37
Fig.12 Fatigue strength data of irradiated 20% work hardening Type316ss material under fully reversed uniaxial stressing obtained by Mansur[13]	38
Fig.13 Enhancement of fatigue strength by work hardening	38
Fig.14 Comparison of fatigue strength curve provided by 20% cold work material (non irradiated and irradiated by HFIR) and JIS standard (pressure vessel structural): stress-life approach data.....	39
Fig.15 Change in MDE (Mean Depth of Erosion) estimated from mass loss and damage fraction area (Ae/A0) by number of impact cycles	40
Fig.16 Recurrence curve obtained by minimum square method based on experiment data	41
Fig.17 Change in incubation period (Number of impact cycles received at incubation period,:NF=1) into input power (Power:V x I impressed to electromagnetic coil) in MIMTM	42
Fig.18 Proposal of cavitation damage(pitting) evaluation technique	43
Fig.19 Technique of cavitation intensity monitoring.....	44

1. はじめに

中性子散乱実験施設の核破碎中性子源となるターゲットには、1MW(3GeV/333μA)の陽子ビームがパルス幅1μsで25Hzのサイクルで入射する計画である。このパルス状陽子ビームがターゲットに入射するときの核破碎反応でターゲット内では約500kW(ピーク発熱密度で数百W/cc)の熱が発生する。従来の固体ターゲット（最大規模は Rutherford Appleton Laboratory の ISIS で 180kW である）では熱除去の効率が悪く、ターゲット材に発生する熱応力と照射損傷により、ターゲット構造を成立させることが困難である。そこで、ターゲット材と冷却材との機能を兼ね備えた液体重金属を用いた高出力中性子源ターゲットの開発が世界的に進められている^[1]。

これまでに、常温で液体である水銀は上述した機能を十分満足すると考えられターゲット材として検討されてきた。その中で、様々な構造工学的課題が指摘されてきた。すなわち、水銀を封じ込める固体金属容器材料との共存性（侵食、腐食、液体金属脆化）、陽子線及び中性子線による容器材料の劣化、パルス状陽子ビーム入射時に水銀中に発生する圧力波による動的荷重負荷、それに伴う高サイクル疲労及び衝撃壊食（ピッティング損傷）など、高出力ターゲット実現に向けた課題が存在し、それぞれがターゲット寿命の支配因子となる。これらの課題に関する実用データの構築は、実機ターゲット容器から採取された試験片による PIE (Post Irradiation Experiment) を待たねばならない。従って、現状では調査可能なデータにより推定された許容値に基づいて設計の妥当性を推し量ることになる。

本報告では、まず JSNS (Japan Spallation Neutron Source) 水銀ターゲットに関して、これまでに実施してきた構造設計の考え方及び手順についてまとめる。次に、その中で指摘される寿命決定因子について、現行の考え方に基づいて、設計余裕の観点から考察する。さらに、付録には、液体水銀ターゲットの圧力波評価に関する熱衝撃解析モデル、疲労曲線、圧力波低減を狙った陽子ビームプロファイルの拡大効果について述べた。

2. JSNS 水銀ターゲット容器構造の特徴

Fig. 1 に水銀ターゲットの概念図を示す。JSNS では水銀ターゲットの熱流動の観点から、陽子ビームに対して水銀の流れが直交するターゲット構造（クロスフロー方式 – Cross-Flow Type : CFT）を採用している。本構造では、容器内部での再循環流の発生を抑制しつつ、発熱密度に応じた内部流量配分が実現するようにブレード型の流量分配板を配置している。従って、発熱密度のピークが位置するウィンドウ部近傍に適正な流量の水銀を配分することにより、水銀ターゲット内で発生する高密度の熱を低流速で効果的に除去することができる^[2]。

ターゲット容器の材料にはオーステナイトステンレス鋼 316ss を用いる。形状はターゲット先端部(幅 260mm × 高さ 85mm)と両サイドに水銀流路部を設けた幅 500mm × 高さ 100mm × 長さ 1600mm の片持ち偏平容器構造である。さらに、ターゲット容器が破損しても水銀が外部に漏洩しないように He ガス層と重水冷却層から成る二重構造の格納容器(セーフティハル)を付加した 3 重容器構造となっている。なお、定格運転における内圧は 5bar 以下を想定している。

3. ターゲット容器の構造設計

ターゲット容器の寿命を評価する部位として、まず最も厳しい環境に曝される窓部を中心と考える。また、容器構造におけるセーフティハルは、漏洩時の水銀回収が可能であるとする。具体的には6章にて述べる。ターゲット容器構造では、1) 核分裂炉のような反応度事故が原理的に生じる可能性はないこと、2) 永久構造物ではないことなどから、法規上は障防法が適用されるから構造設計に関する強制規定は無いが、安全性が高くかつ合理的な設計を行うために、「解析による設計法」を採用し、**JIS B 8270** [圧力容器(基盤規格)] 規格体系に準拠するものとした。したがって、ターゲット容器構造の設計技術基準には、**JIS B 8270** [圧力容器(基盤規格)] 規格体系^[3]を適用する。すなわち、**JIS B 8270** 規格を基に、圧力容器の等級分類上、原子力構造設計基準並みの第一種容器(設計圧力 100MPa 未満)に対応する設計規格に従って、各種解析により得た応力評価値から設計を定める。

具体的には、ターゲット容器の機能および構造健全性保持の観点から、線形弾性解析を基本とする。すなわち、通常の運転条件では、1次応力が材料の降伏点を超えることが無いようにする。

3. 1 運転状態

設計上の分類として、ターゲットの運転状態を以下のように区分する。

- ・ 定常運転状態 (25Hz のパルス入力)

パルス状陽子ビーム(パルス幅 1μs)が 25Hz で水銀ターゲットに入射している運転状態で、準定常な熱応力とパルス状陽子ビームが入射する度に水銀中に圧力波が発生してターゲット容器に負荷を与える。

- ・ 起動時及びビームトリップ時

加速器起動時はパルス状陽子ビームがターゲットに入射してウィンドウが昇温するまでの間(約 10 秒間)は、ウィンドウ部の熱応力が低い状態で水銀中に圧力波を受ける。従って、この過渡時は熱応力は低く圧力波による応力が支配的になる。一方、ビームトリップは、定常運転中に真空ラインの絶縁不良等の原因でパルス状陽子ビームがトリップする状態であり、発熱が無くなる。このために、ターゲット先端のウィンドウ部が水銀温度まで低下する約 10 秒間は圧力波が無くなり、熱応力が主となる。

3. 2 荷重条件

核破碎中性子源の運転中に、ターゲットに作用する荷重は以下の種類が考えられる。

- ① 水銀から受ける内圧：静圧と流体圧（動圧）
- ② 自重と地震力
- ③ 陽子ビームのパルス入射による容器構造材発熱と水銀発熱に起因するターゲット容器の熱応力
- ④ 陽子ビームのパルス入射による熱衝撃に起因するターゲット容器ウィンドウ壁内に発生する熱衝撃による応力波
- ⑤ 水銀中に発生する圧力波により容器に作用する動的圧力

以下に、上記①～⑤の各荷重条件に対する設計強度評価に関する考え方を示す。

① 水銀から受ける内圧：静圧と流体圧（動圧）

ターゲット容器は陽子ビーム入射によりウィンドウ部が発熱する。容器外壁はヘリウムに接触し、内壁は水銀に接触して冷却される。そのため外壁／内壁間では温度差が生じて、熱応力が作用する。したがって、熱応力を低減するように薄肉構造となっている。水銀の静的内圧（圧力波と区別して静圧と定義する。）の影響を緩和するために、運転中は外側のヘリウム層も加圧し、ターゲット容器に差圧が生じないようにする。その結果、セーフティハルに内圧が作用することになるが、セーフティハルはリブ構造により内圧に対する十分な剛性を有する。水銀の流動圧は、平均流速が 1m/s であることから約 10kPa である。

② 自重と地震力

耐震クラスは、ターゲット容器が放射性廃棄物内蔵施設と同等であるとの考え方から、耐震クラス B（建築基準法^[4]で定める一般建築構造物の耐震クラス C の 1.5 倍の静的設計地震力に耐える耐力を有すること、さらに建屋との共振の恐れがある機器・配管に対しては動的解析による動的地震力の評価が必要となる。）として設計に反映させる。ターゲット容器は先端の発熱部以外は肉厚構造にできるため、地震荷重に対して十分な剛性を確保することは容易である。

③ 陽子ビームのパルス入射による容器及び水銀発熱に起因するターゲット容器の熱応力

ターゲット容器と水銀中発熱の除熱機能に関しては、数値流体解析コードである STAR-CD により乱流熱流動解析を実施し、水銀が沸騰しないように適切な流量を確保できる構造を採用する。解析値の妥当性は、ターゲットを模擬した水流動試験結果により検証している。また、熱応力の観点から最も重要となるウィンドウ部の乱流熱伝達係数は、水銀ループ試験装置で実施した熱伝達試験の結果を数値解析上で乱流パラメータとして導入

して評価している。

④⑤ 陽子ビームのパルス入射による発熱に起因するターゲット容器ウィンドウに発生する動的熱衝撃による応力波、及び水銀中に発生する圧力波により容器に作用する動的圧力
パルス状陽子ビーム入射時のターゲット容器及び水銀中の動的熱衝撃は、ターゲット容器の構造成立性を支配する荷重条件となる。パルス状陽子ビームの時間構造とターゲット入射時熱衝撃に関する概念を Fig.2 に示す。パルス巾 $1\mu\text{s}$ の陽子ビームが水銀ターゲットに入射した時、水銀中の核破碎反応領域では瞬時の発熱で温度上昇を生じる。それに伴い発熱部における水銀は熱膨脹しようとするが、周囲の水銀が熱膨脹を妨げるために、発熱部に圧縮場が形成される。その後、次第に周囲の水銀を押し広げるようにして、圧縮場の開放が進む。この開放の過程が圧力波となって周囲に伝播する。一方、ターゲット容器壁は水銀に比較して発熱密度が小さいが、同様に瞬時の熱発生による応力波を生じ、それが容器壁を伝播する。ターゲット容器の構造成立性を検討する上では、特にこれら 2 つの波(圧力波及び応力波)が重畠した動的応力特性を考慮することが必要である。

3. 3 構造設計の流れ

設計の流れを Fig. 3 に示す。核破碎中性子源の運転中にターゲット容器に作用する荷重として、3.2 に示したパルス状陽子ビーム入射時の水銀中の核破碎発熱に起因する水銀の瞬間熱膨脹による圧力波とウィンドウ内の発熱による熱応力、想定地震力、自重、内圧、水銀の流体力、を考慮する。

圧力波解析では、まず入力条件となる水銀中の発熱をモンテカルロ法による核破碎解析コード(**NMTC/JAM**^[5])で求める。それを適切にフィーティングした発熱分布を陽的有限要素法衝撃解析コード (**LS-DYNA Vr. 960**^[6]) の入力値として用いて、容器と水銀を連成させた圧力波伝播解析を実施し、容器に発生する動的応力を算定する。

熱流動解析では、汎用熱流動解析コード (**STAR-CD**^[7]) によりターゲット容器中の水銀の熱流れ解析を実施し、定常運転時及び非定常運転時に対する容器内各部位の温度分布を定めて、各部位に発生する熱応力を算定する。なお、ターゲット容器内面の水銀の熱伝達係数は水銀ループを用いた熱流動試験と **STAR-CD** の乱流熱流動解析の結果から安全側に 10000W/m^2 とした。

他の荷重(内圧、自重、地震)に対しては、陰的有限要素法構造解析コード(**ABAQUS**^[8])により容器各部位に発生する応力を算定する。

算出した応力を基に JIS 圧力容器構造規格に準じて応力評価を行い、ターゲット容器設計における安全余裕を評価し、必要であれば設計の見直しを行う。応力評価に使用する許

容応力は、陽子＆中性子照射、水銀環境、腐食・侵食に関する材料強度データが整備されていない現状（詳細は後述する）においては、構造規格で定められた値を採用する。しかしながら、今後のR & Dに基づく各種データの整備状況を逐次反映し、解析の見直し、安全余裕の再評価を行う。

なお、解析手法及びモデルの詳細については、付録Aを参照されたい。

. 4 . 破損形態と応力分類

一般的な構造系の健全性を維持するために、防止すべき破損形態を以下に示す。

- 1) 延性破壊
- 2) 過大な塑性変形
- 3) 疲労破壊
- 4) 弹塑性座屈
- 5) クリープ破損
- 6) 過大なクリープ変形
- 7) クリープ疲労
- 8) クリープ座屈
- 9) 脆性破損
- 10) 延性不安定破壊
- 11) 応力腐食割れ
- 12) 腐食疲労

上記に示した破壊形態の内、5) から 8) は材料のクリープ特性に支配される時間依存型の破損形態であり、ターゲット容器環境温度及び設計寿命の観点から、現時点では考慮しない。また、9) 及び 10) はき裂進展の問題であり、特に照射脆化あるいは液体金属脆化による材料劣化を如何に合理的に設計し寿命評価に反映させるかについては、今後の材料データの構築による。

JIS 圧力容器構造規格 (B 8281 圧力容器の応力解析及び疲労解析) では、Fig.4 に示すように、構造物内部に発生する応力を 1 次応力(P_m 、 P_L 、 P_b)、2 次応力(Q)、ピーク応力(F) の 3 種類に分類して、想定破損形態ごとに合理的な許容応力を与えている。安全余裕は、分類された応力のカテゴリーごとに安全係数(破損限界/許容限界)を設定することにより、破損発生確率と結果の重大さの積としてとらえられるリスクから評価される。以下に各応力分類について示す。

- 1) 一次応力：外力及びそれに伴う外モーメントに対して、力学的平衡の法則を満足するためには必要な荷重制御型の応力であって、構造系の変形によって緩和されることなく、これが過大になると直接延性破断に至る可能性があるものをいう。さらに、1 次応力は、その板厚分布形状によって、構造部材の膜成分である 1 次一般膜応力：

P_m 、曲げ成分である1次曲げ応力： P_b 、構造不連続部等の局部的な膜応力成分である局部膜応力： P_L に分類される。1次応力に対する許容応力は、構造部材の全断面(容器ならその板厚)が降伏した状態をもって破損するとの考え方を基にしており、1次一般膜応力(P_m)は降伏応力に安全率(約2/3)を考慮した設計許容応力 S_m 以下とし、1次曲げ応力(P_b)と局部膜応力(P_L)は、断面形状効果を考慮して設計許容応力の1.5倍の $1.5S_m$ 以下に制限している。

- 2) 二次応力：隣接部分の拘束または自己拘束によって生じる変形制御型の応力であつて、これに伴う変形またはひずみが自己制御性を有するために、直接延性破断やクリープ破断に結びつくことはないが、これが繰り返されることによって、進行性変形が生じる可能性のあるものをいう。すなわち、2次応力には、熱応力のような熱膨張変形が拘束されることによって生じる内部応力や、円筒容器の鏡板の内圧による変形と連続性を保つために生じる円筒部の変形で生じる応力等が該当する。したがつて、2次応力に対する許容応力は、それが降伏応力を超えても直接破壊に至らないことを基に、構造部材の一部分に塑性変形が生じても、その応力の繰り返しにより部材断面の塑性変形が累積しない限界(シェイクダウン)以下にする考え方により、1次応力 (P_L+P_b) と2次応力(Q)の合計応力が $3Sm$ 以下と制限している。
- 3) ピーク応力：応力集中または局部熱応力により、1次応力または2次応力に付加される応力成分であつて、局部に限定されるため構造系の変形に結びつくものではないが、これが繰り返されることによって、疲労によるき裂の発生に結びつく可能性があるものをいう。

疲労破壊に対する許容応力は、その応力変動幅が破壊を支配的することから、1次応力、2次応力とピーク応力を合計した応力変動の最大応力振幅(S_a)とその繰り返し数(N)を基に、設計疲労曲線(JIS 構造規格基準では、応力で2、繰り返し数で20の安全率を考慮している。)から求まる許容応力振幅(S_a)とその破損繰り返し数(N_f)との関係から疲労強度に対する損傷率(f)を評価する。実際には、線形累積損傷則に基づき、種々の応力サイクルに対して、応力振幅 $S_{a1}, S_{a2}, \dots, S_{ai}, \dots$ とその回数 $N_1, N_2, \dots, N_i, \dots$ を算出し、それぞれのサイクルに対する疲労損傷率(f_i)の合計($\sum f_i$)が1以下になるように制限する。

5. ターゲット容器構造の応力評価

5. 1 想定破損形態

現行の設計において、考慮している破損形態及び応力分類を Table 1 に示す。窓部材料は照射による脆化は現時点では考慮しない。換言すれば、後述する現時点で有意と考えられる照射材料データを参照し、延性が保持される範囲で使用するものとする。また、クリープを考慮すべき温度領域ないこと、塑性領域の応力負荷は無いようにすること、永久部材ではないことなどから、破損形態としては延性破壊と疲労破壊を取り上げ、当該応力制限に対応した応力評価を行うこととした。

延性破壊：延性破壊で考慮すべき応力分類は、膜応力 P_m 、曲げ応力 P_b 、不連続部の膜応力 P_L 、不連続部の曲げ応力 P_{lb} 、熱応力 Q であるが、ターゲット特有の水銀熱衝撃圧力波により容器に生じる応力分類については、水銀熱膨張に起因する容器変形により生じる応力であることから、一般的の 1 次応力とは明らかに異なる性質を持つ。すなわち、熱応力等の 2 次応力的性質を持つものであるため、応力分類上は 1 次応力、2 次応力とも異なる動的応力 D とし、参考する許容応力基準は 2 次応力成分の Q と同等の扱いをすることとした。

JIS 圧力容器規格に明示されている、SUS316L の基本許容応力 S_m の温度依存性を Fig.5 に示す。これより、ターゲット定常運転時に想定される容器壁面温度付近 150°C では、 S_m は 115MPa となる。したがって、仮に SUS316L を容器構造部材とすれば、SUS316L の曲げ応力に対する許容応力 $1.5S_m$ は 172MPa となる。熱応力と圧力波応力との合成応力強さ範囲の許容応力 $3S_m$ は 345MPa である。

疲労破壊：水銀ターゲットが受けるパルス数は、寿命を半年とすると 4×10^8 回となるため、疲労強度の評価が必要となる。Fig.6 に JIS 圧力容器規格に記載されているオーステナイト系ステンレス鋼の設計疲労曲線（応力で 2、繰り返し数で 20 の安全率を考慮）を示す。 10^6 回以上では、疲労曲線は A,B,C 曲線に分岐する。各曲線の適用基準は、考慮すべき応力分類上の制限から決定される（詳細は付録 B 参照）。許容繰り返し回数が 10^9 回以上となる疲労限度（これ以下の応力であれば、繰り返し回数が事実上際限なく許容できる領域）での許容応力振幅は、溶接影響部より離れた位置に置いて、A 曲線で 165MPa、B 曲線で 115MPa である。

5. 2 破損形態に対応した応力評価

発生応力は入射ビームのプロファイルに依存する。したがって、ガウス分布のビームプ

ロファイル(最大発熱密度 $Q_{max}=668W/cc$)を基準に、総発熱量を同一として最大発熱密度を変化させた場合の各種ビームプロファイルに対する動的熱衝撃解析結果と定常熱応力解析結果から、最も厳しい窓部中心の応力評価例を Table2 に示す(入力した発熱条件はビーム出力 1MW の正味の値である)。

最大発熱密度はガウス分布の $668W/cc$ を最高値として、 $389W/cc$ 、 $289W/cc$ 、 $220W/cc$ と低減させている。 $220W/cc$ を有するビームプロファイルは、ビームラインに関する現設計で対応可能な最低値を示すものである。なお、総発熱量を同一としてピーク値を下げることは、ビームを広げることを意味する。その結果、発熱分布が広がるため、ターゲット容器外周部やターゲットの外側に設置される減速材、反射体等の熱除去に影響を与えることが懸念された。この観点から検討した結果、発熱分布の広がりはそれ程影響が無いことを確認している(詳細については、付録Cを参照)。

Table2 には、それぞれのビームプロファイルに対して、ウィンドウタイプが半円筒タイプと平板タイプの 2 種類について解析を行った結果(ウィンドウ内外面における、①圧力波による最大応力強さ、②同最大応力変動幅、③圧力波による応力と熱応力の合計応力、④設計疲労曲線の A、B 曲線を適用する判定に使用する応力強さ)も示している。なお、水銀の状態方程式はキャビテーションによる負圧破壊^[9]を考慮している。負圧破壊の影響は、半円筒タイプウィンドウよりも平板タイプウィンドウの応力値が大きく、半円筒タイプウィンドウでは最大発熱密度が $300W/cc$ 程度まで構造成立の見通しがあるのに対して、平板タイプウィンドウでは、 $220W/cc$ でも 1 次応力制限と疲労強度制限を満足しない。

ターゲット容器構造における特異な課題は、圧力波が水銀中を伝播する過程で生じるキャビテーションによる壞食損傷である。壞食損傷を考慮した設計寿命の考え方については、次章で述べるが、寿命を推定する手法の不確定度が大きいことから、余裕を十分有する設計が望ましいと考える。従って、キャビテーションの発生の原因となる圧力波を低減する観点から、現時点では水銀の初期圧すなわち最大発熱密度は極力下げた設計条件を選択する。

したがって、最も低い最大発熱密度($220W/cc$)を持つビームプロファイルに対する半円筒タイプのウィンドウにおける応力値と、それに対応する JIS 圧力容器規格で規定されている SUS316L の許容応力を比較し、設計余裕(設計応力/許容応力)についてまとめた結果を Table3 に示す。設計余裕は、それぞれの破損形態に対して 2 以上の値を示す。実際には、以下の示すような安全余裕がすでに JIS 許容応力値に加味されている。

- ① オーステナイト系材料の設計応力強さ Sm
以下の最低値とする。

- ・ 室温での規格引張り強さの 1/3 の値。
- ・ 各温度での設計引張り強さの 1/3 の値。
- ・ 室温での規格降伏点の 2/3 の値。
- ・ 各温度での設計降伏点の 0.9 倍の値。

② 設計疲労曲線

小型試験片に対して行った完全両振歪制御型疲労試験で得られた歪振幅と繰返し回数との関係を示すデータを基に最適曲線を求め、最適曲線に対して歪で 1/2、繰返し回数で 1/20 にした曲線を設計疲労曲線とする。

総合的な安全余裕は、材料のばらつき、荷重の不確かさ、応力算出の精度、破損基準の不確かさ等を考慮して評価する必要がある。しかしながら、現時点では、種々の不確かさを見積もれる程のデータの蓄積がないため、そこまで踏み込んだ評価は行わない。今後の課題である。

6 セーフティハルの応力評価

6. 1 セーフティハルの構造概念

Fig.1 に示すように、不測の事象でターゲット容器が破損して水銀が漏れた場合の対策として、ターゲット容器を囲むような格納容器すなわちセーフティハルを設けており、漏れた水銀は容易に回収できる構造としている。セーフティハルは陽子ビームが通過するため、それ自身を冷却する必要があり、重水により冷却する。熱流動の観点からは、セーフティハルを 1 重容器としてターゲット容器との間に直接重水を流すことがターゲット容器も冷却できて熱応力を低減できるが、漏れた水銀が重水系に侵入した場合、両者を分離する等の処理が困難になるため、セーフティハル自体を 2 重容器構造(内側容器をヘリウム容器、外側容器を重水容器と称し、隙間は 5mm、それぞれの板厚は 2.5mm としている)とし、2 重容器の間に重水を流して冷却し、ターゲット容器との間には 3mm のヘリウム層を設けて、漏れた水銀が容易に回収できるようにしている。そのため、漏れた水銀が重水に接する可能性が生じるのは、ターゲット容器とセーフティハルが同時に破損した場合である。セーフティハルに使用する構造材料はターゲット容器と同じ SUS316LN である。

6. 2 想定破損形態

セーフティハルの破損形態は基本的にターゲット容器と同様である。セーフティハルで考慮する必要のない点は、圧力波による過大な応力が生じないことと、圧力波に伴うキャピテーション・エロージョンが生じたとしても、ターゲット容器より少ないとある。逆に、ターゲット容器で考慮すべき損傷要因以外の考慮すべき点は、セーフティハルの重水容器に運転圧力 5bar の内圧が作用することと、重水環境における応力腐食割れ(SCC)及びそれに照射効果が重畠して促進される照射応力腐食割れ(IASCC)^[10]である。

セーフティハルの中間層の重水内圧は 5bar となる。これは、内側のヘリウム層がターゲット容器の内外差圧をゼロとするために最大 5bar の内圧を保持するためである。重水容器とヘリウム容器は出来るだけ一体構造として剛性を確保できるようにする。

IASCC はメカニズムが複雑であり、定量的評価手法は確立されていない。これまでに得られた各種条件での実験データを考慮すれば、セーフティハルの環境により IASCC が生じる可能性は無視できない。しかしながら、セーフティハルはターゲット容器と共に 3 ～ 6 ヶ月ごとに交換するため、IASCC が問題となるような長期使用は考えない。

6. 3 破損形態に対応した応力評価

セーフティハルの内圧に対する応力解析で得たヘリウム容器と重水容器に生じる最大応力と許容応力の比較を Table4 に示す。内圧負荷条件として、ターゲット容器、ヘリウム層及び重水層のそれぞれに 5bar の差圧を考慮した。各容器は内圧による最大応力が設計許容応力を満足しており、設計余裕は 1.2~1.6 の範囲であることが分かる。

7. ターゲット構造主要部の照射量評価

DPA 計算に用いた 2 種類のビームプロファイルの垂直と水平分布を Fig. 7 に示す。ガウス分布は平成 14 年 7 月に設定し最大発熱密度が 668W/cc であり、平坦分布は平成 15 年 6 月に設定し最大発熱密度が 220W/cc とガウス分布の約 1/3 のピーク値である。水銀中の発熱総量は双方ともに約 500kW と等価である。ターゲット容器窓部の構造強度の観点からは、圧力波による応力を出来るだけ低減するために、ビーム輸送ラインの設計から実現可能な最も拡幅したプロファイルである平坦分布を選定した。

7. 1 ガウス分布によるターゲット各部の DPA 計算値

ターゲット構造主要部の照射損傷に関する解析結果を Table 5 に示す。

計算条件は 1MW で 5000 時間（約 7 ヶ月）、ビームプロファイルはガウス分布（最大発熱密度 668W/cc）である。（H14/7/15 の時点での計算結果）

材料はターゲット容器、セーフティハル、冷却水容器とともに SUS316 である。

最も厳しいターゲット容器の窓部中央における照射損傷量が 10.1 DPA で、次に厳しいセーフティハルの窓部中央で 6.6 DPA、冷却水容器の窓部中央で 4.8 DPA である。

7. 2 平坦分布によるターゲット各部の DPA 計算値

ターゲット構造主要部の照射損傷に関する最新の解析結果を Table 6 に示す。

計算条件はガウス分布と同様、1MW で 5000 時間（約 7 ヶ月）、ビームプロファイルは平坦分布（最大発熱密度 220W/cc）である。（H15/12/25 の時点での計算結果）

材料はターゲット容器、セーフティハル、冷却水容器とともに SUS316L である。

最も厳しいターゲット容器の窓部中央における照射損傷量が 3.9 DPA で、次に厳しいセーフティハルの窓部中央で 2.2 DPA、冷却水容器の窓部中央で 2.2 DPA である。Table 5 のガウス分布の計算結果と比べると、ビーム中心近傍のターゲット窓部と陽子ビーム窓部は最大発熱密度が約 1/3 になった分に比例して約 1/3 程度以下に減少し、周辺部の反射体容器、モデレータ容器はそれ程低減せず同等の DPA 値となっている。最大値のターゲット容器ビーム窓部でも 5 DPA 以下である。

8. ターゲット容器環境を考慮した材料強度

8. 1 水銀環境中疲労強度

水銀中における SUS316L 材の疲労データは、ORNL により取得されている^[11]。ここでは環境依存性を検討するために、室温であるが周波数を 0.1Hz から 700Hz まで変化させて疲労データを取得している。引張り－引張り（最大応力 σ_{\max} と最小応力 σ_{\min} との比 $R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max} = 0.1$ ）のデータを Fig.8 に示す。繰り返し周波数 10Hz の疲労曲線には、水銀による影響はわずかであるが、0.1Hz では、低サイクル領域で水銀中では破断寿命がほぼ 1 衡低下する傾向を示した。 10^6 回以上で現れる疲労限度には、10Hz では水銀の影響はほとんど見られない。水銀ターゲットは、25Hz のパルス入射であること及び窓部の時刻歴応答の主要周波数成分は 1kHz と推定できるため、負荷速度（ひずみ速度）の観点から、水銀環境による疲労強度の低下は、無いと考えられる。しかしながら、マイクロピットやき裂が接液界面に存在し、応力集中部が存在した場合の水銀環境の疲労強度への影響については不明である。

8. 2 照射劣化

多種材料の照射データが核分裂炉照射場に関しては系統的に蓄積されている。一方、核破碎環境下では近年 LANSCE、PSI での照射データが取得公開され始めたところである。ここでは、まず現状の核分裂炉による照射データに関して、特に窓部候補材料であるオーステナイトステンレス鋼について、現設計上課題となる延性低下及び疲労強度の観点から概観する。詳細については、別途準備が進められている、最新の核破碎条件照射データも包含した APT 等の材料データハンドブックに期待したい。

Fig.9 にオーステナイトステンレス鋼（304,304L,316,316LN,PCA）について、照射温度及び試験温度が 25-250°C の範囲で所得された降伏応力の照射量 DPA（中性子照射）依存性^[12]を示す。照射量の増加に従い、3 DPA 程度までは増加するが、それ以上ではほぼ一定値（600-800MPa）に収束する傾向を示す。Fig10 は Robertson らが行った溶体化処理 316ss 材の典型的な応力-ひずみ曲線の試験温度依存性（60-400°C）^[12]について示している。さらに、これらの結果を降伏応力と均一伸び（STN : Strain to Necking）について整理した結果が Fig.11 である。降伏応力は 6 DPA 以上で 600MPa から 900MPa 程度に上昇する。一方、均一伸びは著しく低下するが、330°C の結果を除けば約 7 DPA 以上でも 5% 程度の伸びを示す。しかしながら、いずれも核分裂炉（ORR）による照射の結果であり、核破碎条件と比べるとヘリウムと水素の生成量が大きく異なり（核破碎条件では、He と H がそれぞれ 200、1000appm/DPA 程度生成すると予測され、約 2 衡程度核分裂炉条件より多い。）、今後の核破碎環境下におけるデータの構築が待たれる。

現時点においては、中性子照射あるいは陽子照射の照射下疲労データはない。また、中性子照射後疲労強度データについては、Mansur らがまとめた 20%加工硬化処理 Type316ss 材の単軸引張圧縮疲労強度データ^[13]が参考となる。中性子照射は HFIR で 430°C、6-15 DPA まで実施した後、照射温度下で疲労試験を実施した。Fig.12 に示すように、 10^5 ～ 10^6 回付近で疲労限度が出現し、疲労限度の値は照射により約 20%程度低下する傾向が見られる。単軸引張り疲労強度と曲げ疲労強度では、一般に曲げ強度が高い値を示すことが知られている^[14]。ターゲット窓部のサイクリックな応力成分は曲げが主となることから、単軸引張疲労強度で評価することは保守的な設計となる。加工硬化による疲労強度の上昇について Fig.13 が参考となる^[11]。20%加工硬化処理材の疲労限度は、溶体化処理材(SA 材)に比べて約 1.5 倍程度上昇する。

JIS 圧力容器構造規格に定められている疲労曲線との比較を Fig.14 に示す。ここで、Fig.12 に示したひずみ値からの換算には、E=200GPa を使用した。本図には SA 材の非照射の結果も併せて示す。引張り疲労強度について、 10^6 回における破損応力を疲労限度とし、設計曲線の 10^9 回（ターゲット設計寿命中に想定される負荷回数）における応力値に対する余裕を Table.7 に示す。完全両振り ($R = -1$) の単軸引張り疲労強度は平均応力 $\sigma_m = 0$ に相当する A-curve との比較が妥当とすると、SA 材の照射材は A-Curve の 10^9 回における応力値に対して、約 1 割程度の余裕が認められるが、20%CW 照射材では、約 8 割程度を余裕として見込めることが分かる。

8. 3 ピッティング損傷

8. 3. 1 ピッティング損傷を考慮した寿命評価

ステンレス鋼製ターゲット容器に充填された水銀に $1\mu\text{s}$ の陽子ビームパルスが入射されると、核破碎に伴う瞬時発熱により局所的に膨張し、圧力波が発生する。圧力波の伝播過程で容器壁/水銀界面で負圧が生じ、キャビテーションの発生・崩壊に伴う局所衝撃負荷によるピットの形成が容器構造体内壁で実験的に確認された。このピッティング損傷はターゲット容器の寿命決定因子の一つと考えられる。この現象は、初めにホプキンソン棒衝撃負荷装置 (Split Hopkinson Pressure Bar : SHPB) による衝撃実験で観測された。さらに、WNR による陽子ビーム入射実験で損傷の再現を確認し、高出力ターゲットの実現における最重要課題の一つとなっている。原研では、電磁式衝撃負荷装置 (MIMTM: Magnetic IMPact Testing Machine) を開発し、高サイクル負荷時の材料データの取得を開始した。ここでは、MIMTM により系統的にとられたデータを基に、現在検討中のピッティング損傷評価手法の概要を述べる。

電磁力により繰り返し(20Hz)衝撃圧を固体デスク試験片を介して、水銀中に負荷させることで、

液体水銀中に負圧を生じさせてキャビティの発生を可能とした。水銀中の負圧の発生条件は、**WNR**において **SNS** の 1MW 相当の強度を有する陽子ビームを入射したときに観察されたピットの Morphology が再現出来るように負荷速度、保持時間、振幅を調整し、この条件を基準として、**MIMTM** の負荷条件を変えた。

Fig.15 に質量減少から評価された平均壊食深さ(**MDE**: Mean Depth of Erosion)と損傷面積率(A_e/A_0)の衝撃回数に対する変化を示す。材料は 316SS であり、**WNR/1MW** 相当で負荷した結果である。侵食挙動は約 10^6 回を境に、損傷が主に微小領域の塑性変形に支配される潜伏期と顕著な質量減少を伴う、いわゆる定常期に大別できる。定常期の衝撃回数 N に対する **MDE** は、

$$\log MDE = A \log N + B \quad (1)$$

で表せ、水銀の場合、 $A=1.27$ 、 B は材料、キャビテーション強度に依存し、潜伏期の長さを決定する定数である^[15]。潜伏期間は、キャビテーションに曝される材料表面特性とキャビテーション強度に依存する。そこで、潜伏期に対する各パラメータの影響を系統的に整理するために、ピットの形成による損傷面積の増加傾向について乱数関数を用いた数値シミュレーション^[16]から損傷面積率 F と衝撃回数 N との関係を次式のように定めた。

$$F = 1 - \exp(C \cdot N) \quad (2)$$

ここで、 C は材料及びキャビテーション強度に関する定数である。実験データに最小自乗法により得た回帰曲線を Fig.16 に示す。材料は 316ss、Kolsterised 316ss、Plasma Nitriding 316ss であり、キャビテーション強度は **MIMTM**(**WNR/1MW** 相当)と縦型 **SHPB** (ORNL で実施)の二種類についてプロットしてある。式(2)は潜伏期の損傷面積率の挙動を良く表しうることが分かる。したがって、潜伏期における任意の衝撃回数に対する損傷面積率が実験的に得られれば、式(2)から潜伏期間 ($F < 1$) を見積もることができる。このようにして、**MIMTM** における入力強度(電磁コイルに印加される Power : $V \times I$)による潜伏期(潜伏期に受ける入射数 : $N_{F=1}$)の変化を評価した結果を Fig.17 に示す。縦軸は **WNR/1MW** 相当の損傷を示した Power で規格化した。316ss について、各 Power に対する **MIMTM** の 10^5 回及び **WNR** の 10^2 回 shot 後に観測された損傷面積率から $N_{F=1}$ を見積もった。これより、**WNR/0.4MW** の結果を除き、次式で示す直線上にプロットできることが分かる。

$$\log N_{F=1} = D - E \log P \quad (3)$$

ここで、 D, E は材料に依存する定数、 P は Power に関連した値である。さらに、一般の疲労曲線のように、損傷を形成する Power の下限値が存在することが示唆される。

以上の知見から、Fig.18 に示すようなピッティング損傷評価手法が提案できる。すなわち、(3)式より任意の入射ビーム Power に対して潜伏期間内の入射回数が定まる。潜伏期終了後の定常期における平均侵食深さは、(1)式から見積もれる。平均侵食深さは損傷を受けた材料の残強度に影響する。残強度は、設計値に対して損傷をどの程度許容できるかについての指標となる。従って、平均侵食深さと残強度との相関を示すデータの構築が行われれば、ピッティング損傷に対する設計寿命（ビーム受け入れ回数）を予測できる。

8. 3. 2 OFF-LINE から ON-BEAM 条件への拡張

ON-BEAM と OFF-LINE 実験との相関を明確にするためには、損傷の定量評価に加え、キャビテーション強度すなわち局所衝撃力を双方で評価することが有効である。Fig.19 は、MIMTM で試験片に損傷を確認した条件 (60G) 及び確認できなかった条件 (30G) で、レーザードップラー振動速度計により試験片底部で測定した音響振動を示す。損傷を確認した条件で測定した信号には、キャビティ崩壊に伴う局所衝撃により発生したと考えられる、高調波信号が重畠されている。また、祖山らは、水流ポンプのケーシングで AE センサーにより計測した音響振動の高周波成分の振幅（キャビテーション強度）と侵食速度に良い相関が有ることを見出している^[17]。従って、マイクロバブル崩壊に伴う局所衝撃から誘発される信号に着目すれば、損傷の程度を予測できることが期待される。レーザードップラー技術は、遠隔・非接触で高周波成分の振動波形を計測できることから、実機における侵食挙動のモニタリング技術あるいは異常診断技術としての応用が可能である。

ON-BEAM と OFF-LINE 実験結果の相関は、多角的にデータを構築することが重要である。すなわち、ON-BEAM 実験では、放射化により残留水銀の完全除去などが困難であるため、質量減少に関する正確な計測は困難である。従って、損傷形態から設計寿命に反映できる精度良い、あるいは意義のあるデータを導出することが必要である。前述したように、潜伏期における面積損傷率は、衝撃負荷の大きさ（キャビテーション強度と等価）及び材料の表面特性により変化し、ほぼ損傷率が 1 になると質量減少が顕著となる定常期に移行する。従って、潜伏期の長さは面積損傷率より評価でき、定常期の損傷程度は規格化統一線図より予測できる。各材料に対して、潜伏期における面積損傷率の増加挙動とキャビテーション強度あるいは任意のビーム入射条件 (Power と入射回数) における損傷面積率が評価されれば、Off-Line 実験で構築したデータベースに基づいた損傷と残強度の関係から Fig.18 に従って、容器寿命を推定することができると考えられる。

9. 使用済みターゲット容器の照射後試験（PIE）

9. 1 PIE の位置づけ

水銀ターゲット容器材料は、8章で述べたように中性子及び陽子の照射量（運転時間）と共に照射による損傷が顕著となり、設計時に想定した特性が低下する。すなわち、設計上の寿命を来す。特に、現時点では陽子と中性子の同時照射による機械的強度に関する十分なデータの構築がなされていないが、同時照射は損傷を加速する懸念がある。さらに、照射劣化に加え、高出力化に向けた圧力波の増加に伴ったピッティング損傷、及び水銀浸漬による材質変化から受ける材料劣化が推測されるが、その程度を定量的に評価するには、実環境中に曝された材料データの解析を待たなければならない。また、長寿命化に向けた合理的な評価は、使用済みターゲット容器を貯蔵するための施設を極力減容する観点からも不可欠である。

現設計の考え方では、構造材料が延性を保持していることが基本となっている。すなわち、使用温度範囲は異なるが、高速炉及び核融合構造機器を想定した中性子照射による 316ss 材料の中性子照射特性から判断すれば、弾き出し損傷量 5 DPA までは設計で想定した延性を十分保持しうると考えられる。従って、既述したように実機ターゲットが遭遇する極限環境に対する材料データは存在しないが、5 DPA の照射量に達するまでの運転時間を設計寿命としている。しかしながら、高出力化、安定性向上、保管空間減容を鑑みれば、実材料データに基づいた、より合理的なターゲット構造健全及び寿命評価を行うことが肝要である。したがって、PIE は、1) 実環境に曝されたターゲット容器構造材の機械的劣化を評価し、ターゲット寿命評価の合理化に資する。これにより、施設の安定な運転を維持すると共に、使用済みターゲットの本数を減らし、廃棄物収容スペースの減容化を図る、2) 高エネルギー陽子、核破碎中性子による構造材の照射損傷研究のための実験データの蓄積を図る、ことを目的として実施される。現状で想定される PIE スケジュールの概略を下表に示す。また、想定される試験内容については次節に述べる。

現状で想定される PIE スケジュール

H19	H24	H25	H27	H28
1号機運転 5年間				
	冷却 1年間			
		粗加工		
		搬出		
		冷却 2年間		
			試験片製作	
				PIE
				ビーム入射後 10年で PIE 結果が出る。

9. 2 試験内容

PIE は、放射化した試料を遠隔で取り扱うため、試験を簡便に行える必要がある。また、薄肉であるターゲット容器から試験片を作成するために寸法に制限があり、微小試験片を用いた評価技術の確立が重要である。ターゲット容器の寿命評価を合理化するために行う PIE の項目を以下に示す。

・延性評価試験

水銀ターゲット容器の設計基準に準じた構造健全性を妥当なものにするためには、材料の延性が保持されていることが必要である。JIS 規格では、延性低下（脆化）に関する評価手法としてシャルピー衝撃試験が定められている。しかしながら、定められたシャルピー衝撃試験を実施するために必要な標準的な試験片を、薄肉であるビーム窓から切り出すことは困難である。そのための、スマールパンチ試験等の微小試験片を用いた脆化評価手法の開発が求められる。

・引張り試験、曲げ試験

ターゲット容器には、運転圧力、圧力波、温度勾配等によって、膜応力、曲げ応力、熱応力、及びそれらの組合せ応力が発生する。これらの応力（試験は、膜応力と曲げ応力）に対する損傷を受けた材料データを取得するとともに、破断後の破面観察を行い、脆化程度及び予寿命の評価に資する。

・押し込み試験

上述した試験は、寸法効果を極力抑えるために、試験片の大きさが限定され、採取可能な試験片の数が限定される。また、試験片の加工を精度良く遠隔で行う必要がある。

押し込み試験は、簡便に試験を行うことが可能で、取得したデータから材料特性を評価することが可能である。そこで、押し込み試験を行い、照射材料の劣化度を評価する技術としての応用が期待できる。

- ・金相観察、SEM 観察、TEM 観察、He、H₂ガス分析

ミクロ組織等を観察して、機械的特性の変化に及ぼす影響を考察する。また、陽子及び中性子による照射損傷のミクロ組織への影響を調べる。

9. 3 検討課題

PIE を実施するにあたり今後、検討を要する課題を以下に示す。

1) 実施体制の確立

PIE の実施には、材料研究者、試料取り扱い機器整備、施設対応、ホット試験実施施設、等の多岐にわたる専門分野の協力が不可欠である。そのための協力体制の確立が重要となる。

2) PIE 準備段階における課題

- ・PIE 実施のシナリオ作成及び PIE 後の廃棄物処理

試験片はターゲット容器から切り出すか、若しくは、水銀ターゲット周辺の空間に設置したサーベイランス試験片を用いるため、多量の試験片は作成できない。従って、限られた試験片から寿命評価を行うために必要なデータを効率よく取得する必要があり、そのための計画を熟考する必要がある。また、試験後の試験片は放射化物として廃棄処理する必要がある。

- ・試験手法の確立

ターゲット容器は薄肉構造であるため、十分な大きさの試験片を作成することが困難である。そこで、微小試験片を用いた試験手法の確立が必要である。

- ・加工機 及び PIE 試験機の選定

運転環境に曝されたターゲット容器を、遠隔で切り出して試験片を採取するための設備、及び遠隔で行うことが可能な試験機の選定と整備が必要である。

- ・各施設受け入れに関する課題の抽出・運搬シナリオ

MLF 内には PIE を実施する空間（ホットセル）が無いため、東海研内の施設を有効に使用する予定である。そのため、各施設間の運搬に関する課題を明確にし解決する必要がある。

10. まとめ

本報告では、JSNS 水銀ターゲットについて、これまでに実施してきた構造設計の考え方及び手順についてまとめた。基本的には、1) ターゲット容器構造の設計では、①核分裂炉のような反応度事故が原理的に生じる可能性はないこと、②永久構造物ではないことなどから、法規上は障防法が適用される。さらに、2) 安全性が高くかつ合理的な設計を行うために、原子力構造設計基準並みの **JIS B 8270** [圧力容器（基盤規格）] 規格体系 の第1種容器に準拠するものとし、「解析による設計法」を適用し、微小変形理論に基づく線形弾性解析から評価した設計応力により設計を決めることとした。

上記の設計方針に従って、ターゲット容器の構造強度評価を行った結果をまとめると以下のようである。

- 1) 想定設計寿命（運転時間 5000 時間）に受ける総照射量が 5 DPA 以下であれば、照射劣化による延性低下は許容できる範囲内にある。
- 2) ターゲット容器に負荷される最大想定荷重である圧力波（1 MW 出力時）による繰り返し応力は、ビームプロファイルの調整により圧力波のピーク値が低減できしたことから、十分設計疲労基準値を満足することが確認できた。
- 3) しかしながら、上記の結論は、陽子・中性子同時照射効果、ピッティング損傷、水銀浸漬効果などの実環境で想定される材料劣化因子が考慮されていない。これらの因子の設計への反映、定量的評価は今後の R&D 及び PIE 試験を待たなければならない。

ターゲット容器構造の健全性および寿命評価の観点から不可欠と考えられる第3項に記した因子に対する知見が欠落しており、特に寿命評価に関しては、これらは決定的因子となる可能性がある。本報では、これまでに実施してきたターゲット容器構造の考え方及び手順について、なるべく最新の情報を含む形でまとめた。

また、付録には、ターゲット容器構造における最大荷重モードである圧力波の低減を目的として、陽子ビームプロファイルを変化させた場合に想定される種々の影響について検討した結果を記した。

謝 辞

原研 渡辺 畿 特別研究員には、ターゲットの設計を進めるに当たり終始有益な助言と激励をいただいた。また、本報告書をまとめるに当たっては、核変換利用開発グループの倉田 有司 主任研究員に多大なご協力をいただきました。ここに厚く御礼申し上げます。

参考文献

- [1] N. Watanabe : “Neutronics of pulsed spallation neutron sources” , Rep. Prog. Phys. 66, pp339-381(2003).
- [2] M. Kaminaga, A. TERADA, K. HAGA, H. KINOSHITA and R. Hino : “Thermal-Hydraulic Design of Cross-Flow Type Mercury Target for JAERI/KEK, Joint Project” , Proceedings of 14th Meeting of the International Collaboration on Advanced Neutron Source (ICANS-XV), Vol. 2, JAERI-Conf 2001-002, pp1188-1197 (2000).
- [3] 日本規格協会：“JIS B 8270 圧力容器構造規格”、(2001)
- [4] 梅村魁ほか：“新版 新しい耐震設計”、工業調査会、(1982)
- [5] H. Takada, et al. : “An Upgraded version of the Nucleon Meson Transport Code:NMTC/JAERI97” , JAERI-Data/Code98-005(1998).
- [6] 日本総研（株）：“LS-DYNA, User’s Manual, Vr.-960” .
- [7] シーディー・アダプコ・ジャパン（株）：“STAR-CD, User’s Manual, Vr.-3.150” .
- [8] Hibbit, Karlsson & Sorensen, Inc. : ”ABAQUS/Standard User’s Manual, Vr.-4.6”.
- [9] Lyman J. Briggs : “The Limiting Negative Pressure of Mercury in Pyrex Glass” , J. App. physics. 24-4, 488-490(1953).
- [10] 塚田隆：“照射誘起応力腐食割れ（IASCC）と研究の動向” 材料と環境、52, pp66-72(2003).
- [11] J.P. Strizak, et al. : “Fatigue Properties of type 316LN Stainless Steel in Air and Mercury” , SNS-101060200-TD0001-R00(2002).
- [12] J.E. Pawell-Robertson et al. : “Temperature Dependence of the Deformation Behavior of 316 stainless steel After Low Temperature Neutron Irradiation” , ASTM STP 1325, ASTM Philadelphia(1997).
- [13] L.K.Mansur, M.L. Grossbeck : “Mechanical property changes induced in structural alloy by neutron irradiations with different helium to displacement ratios” , J. Nucl. Mat. pp155-157, 130-147(1988).
- [14] 日本材料学会編、疲労設計便覧、養賢堂 (1995).
- [15] M. Futakawa, et al. : “Pitting damage formation up to over 10 million cycles –Off-line stest by MIMTM” , J. Nucl. Sci. Tech., Vol.40, No.11, pp895-904(2003).
- [16] 祖山、二川：“キャビテーション気泡の崩壊衝撃力によるカバレージの経時変化の数値シミュレーション”、日本機械学会東北支部秋期講演会、(2003).
- [17] 祖山、他：“高速度遠心ポンプに生じる激しい壞食の壞食率の推定法”、日本機械学会論文集（B編）、62巻 595号 pp841-846(1996).

Table 1 Damage mode and stress category considered in present design.

破損形態	荷重分類	応力分類	応力制限	SUS316Lの許容値 (150°C) MPa
延性破壊	荷重制限型荷重 (機械荷重)	膜応力:Pm	Pm ≤ Sm	115
		曲げ応力:Pb	P _L +P _b ≤ 1.5Sm	172
		不連続部の膜応力:P _L		
	変位制限型荷重	不連続部の曲げ応力:Q	Re[P _L +P _b +Q+D] ≤ 3Sm	345
		熱応力:Q		
疲労破壊	動的熱衝撃	熱膨張に起因する圧力波による 応力:D		
	繰り返し荷重	全ての合計応力の応力変動幅: Salt= Re[Pm+Pb+PL+Q+D+F]	Salt ≤ 2Sf	Nf=10 ⁹ において 165 (A曲線) 115 (B曲線)

Table 2 Stress evaluation at window center under severe condition.

Max. heat density	Window - type	Hg- brake	Pressure wave				Fatigue Limit		Pressure wave +Thermal stress	
			Max. mises stress		Max. range(Full)		P _L +P _b +Qmean		Max. range(Full)	
			内表面	外表面	内表面	外表面	内表面	外表面	内表面	外表面
220 W/cc 8.8 J/cc/pulse	半円筒 タイプ	-1.5 bar	84	83	151	151	121	115	151	151
	平板 タイプ	-1.5 bar	196	201	278	288	182	209	278	288
289 W/cc 11.6 J/cc/pulse	半円筒 タイプ	-1.5 bar	105	107	195	196	158	155	195	196
	平板 タイプ	-1.5 bar	247	255	343	357	236	263	343	357
389 W/cc 15.6 J/cc/pulse	半円筒 タイプ	-1.5 bar	121	141	241	236	192	188	241	246
	平板 タイプ	-1.5 bar	282	309	381	419	280	314	381	419
668 W/cc 26.7 J/cc/pulse	半円筒 タイプ	-1.5 bar	167	202	318	304	265	275	318	348
	平板 タイプ	-1.5 bar	358	409	462	546	410	388	462	546

*熱応力はウィンドウ部発熱のみ考慮。→流動解析を考慮した温度分布で詳細解析実施中。

Table 3 Stress category and design margin.

破壊様式	応力カテゴリー	発生応力値 (MPa)	許容応力 (MPa)	設計余裕
延性破壊	一次応力[P_L+P_b]	84	$1.5Sm=172$	$172/84 =2.0$
過大な塑性変形	一次応力[P_L+P_b] +二次応力[Q]	151	$3Sm=345$	$345/151 =2.2$
疲労破壊	一次応力[P_L+P_b] +二次応力[Q] +ピーク応力[F]	151	$2Sa=330$	$330/151 =2.1$

Table 4 Comparison between the maximum stress and allowable stress
of target vessel and Safety-hull.

評価対象	応力カテゴリー	発生応力値 (MPa)	許容応力 (MPa)	設計余裕
ターゲット容器	一次応力 [P_L+P_b]	137	$1.5Sm=172$	$172/137 =1.2$
ヘリウム容器		105		$172/105 =1.6$
重水容器		130		$172/130 =1.3$

Table 5 Highest calculated DPA in main target parts (Gauss beam condition).

Component	Position of maximum value	Material	Maximum DPA (DPA/5000MWh)
Target			
Target vessel	Center of Front Window	SS316	10.1
Safety hull	Center of Front Window	SS316	6.6
Coolant vessel	Center of Front Window	SS316	4.8
Reflector			
Reflector vessel	Nearest target and center of vessel	A6061	3.5
Moderator			
Coupled moderator vessel	Nearest target and center of vessel	A6061	3.0
Proton beam window			
Upstream window	Center of window	Inconel 718	3.70
Downstream window	Center of window	Inconel 718	4.00
Water-cooled shield			
Vessel	Around proton beam entrance hole	SS304	0.50
Middle section			
Vessel	Around proton beam entrance hole	SS304	0.10

Table 6 Highest calculated DPA in main target parts (Broadened beam condition).

Component	Position of maximum value	Material	Maximum DPA (DPA/5000MWh)
Target			
Target vessel	Center of Front Window	SS316L	3.9
Safety hull	Center of Front Window	SS316L	2.2
Coolant vessel	Center of Front Window	SS316L	2.2
Reflector			
Reflector vessel	Nearest target and center of vessel	A6061-T6	2.8
Moderator			
Coupled moderator vessel	Nearest target and center of vessel	A6061-T6	2.8
Proton beam window			
Upstream window	Center of window	A5083	0.40
Downstream window	Center of window	A5083	0.44
Water-cooled shield			
Vessel	Around proton beam entrance hole	SS304L	0.16
Middle section			
Vessel	Around proton beam entrance hole	SS304L	0.04

Table 7 Margin in design fatigue curve at 10^9 times (load frequency assumed in target design life) to stress value.

Experimental data		Margin to design curve		
R=-1	Fatigue limit, MPa	A(1/165)	B(1/116)	C(1/96)
20%cwUnirr	360	2.2	3.1	3.8
20%cwIrr	300	1.8	2.6	3.1
ST. Unirr	220	1.3	1.9	2.3
ST. Irr *	175	1.1	1.5	1.8

* ST.Irr=ST.Uirr x 0.8

中性子源用MW水銀ターゲット構造3次元概念図

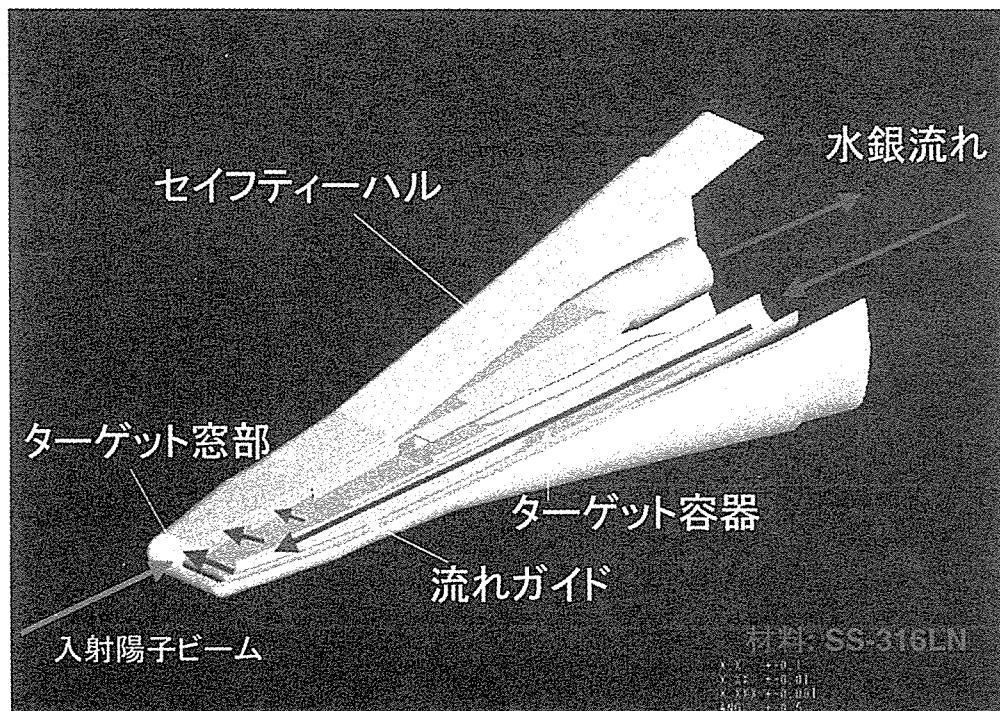


Fig. 1 Conceptual drawing of a MW-scale spallation target

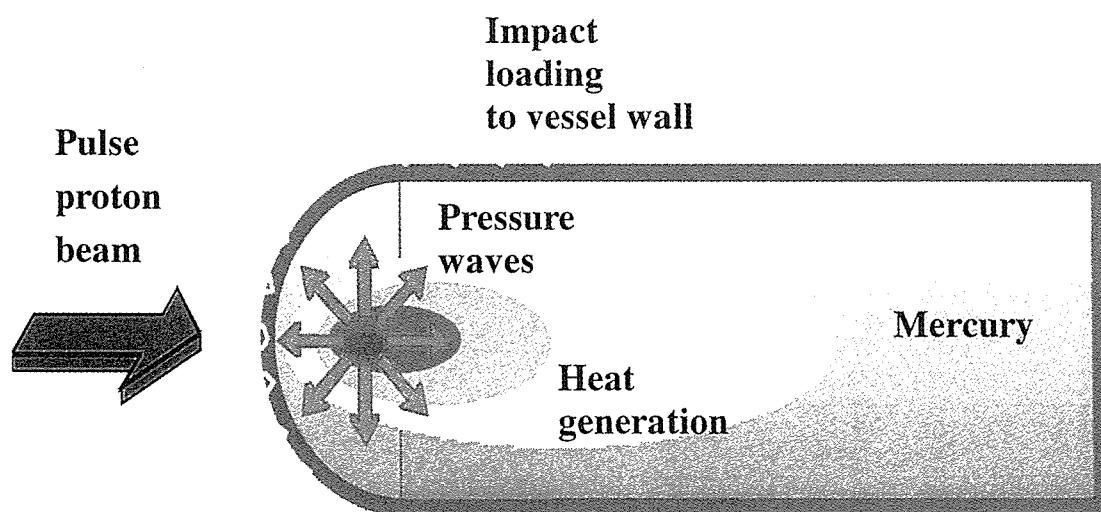


Fig.2 Concept of generation and propagation mechanism of pressure wave due to proton beam incidence.

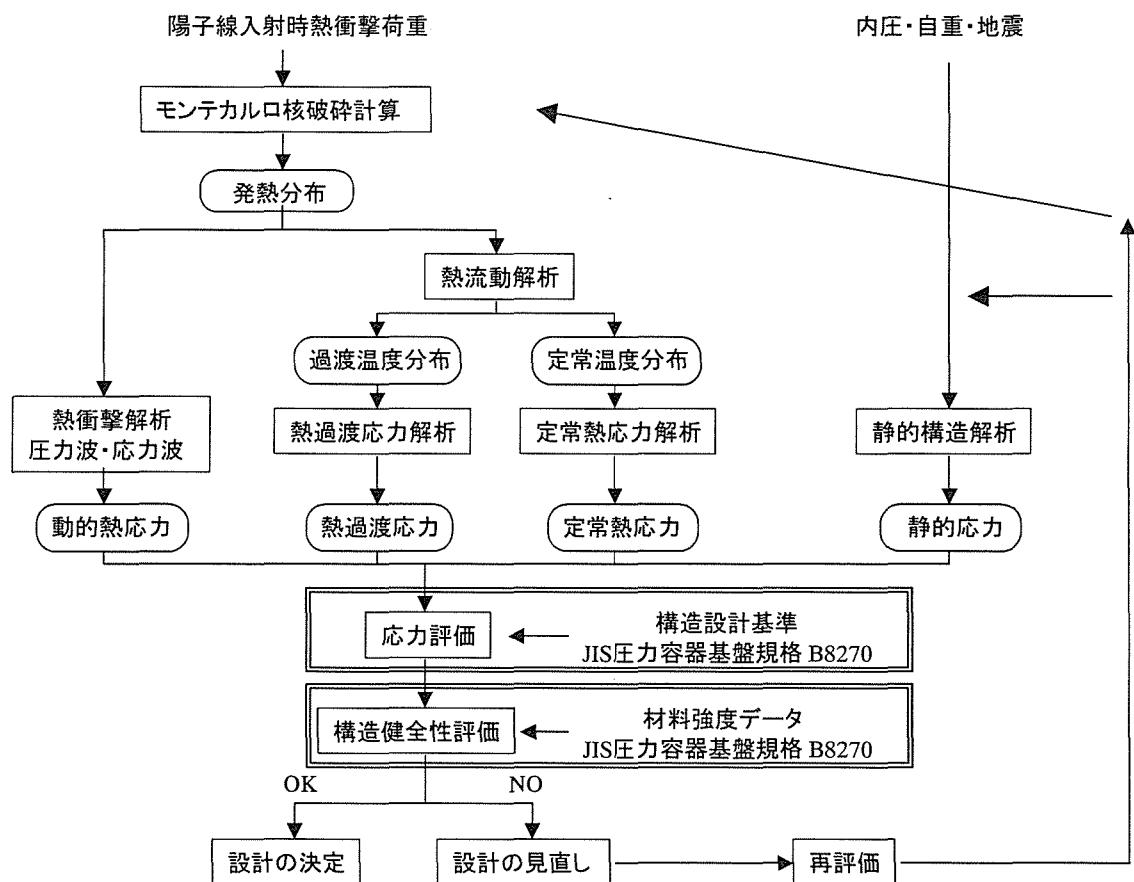


Fig.3 Design flow.

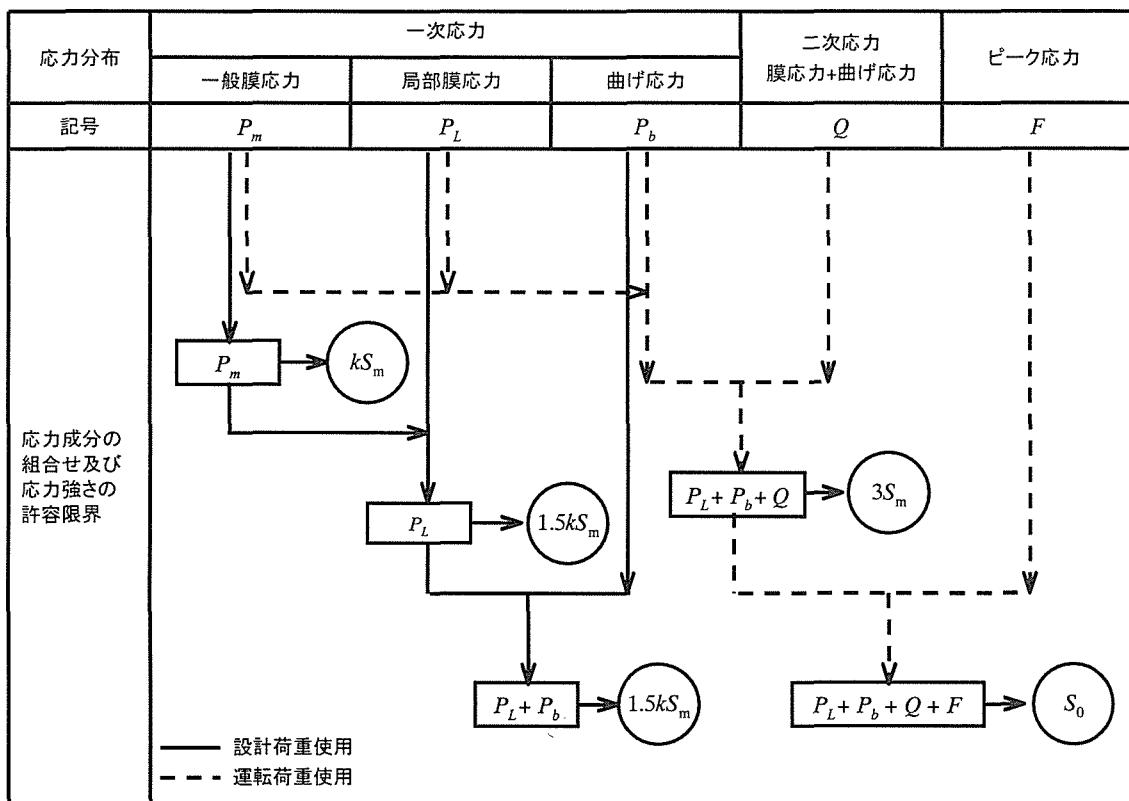


Fig.4 Stress evaluation based on stress classification.

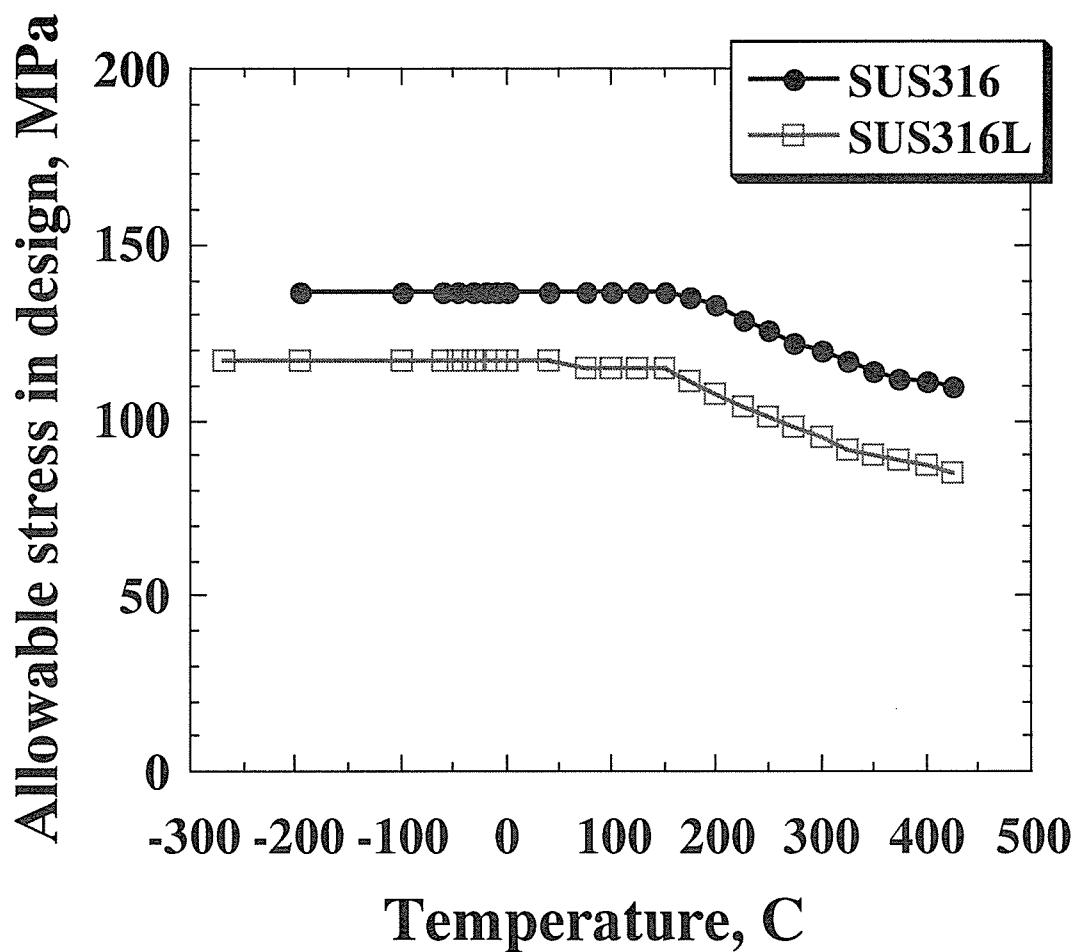


Fig5 Temperature dependency of allowable design stress S_m of SUS316L

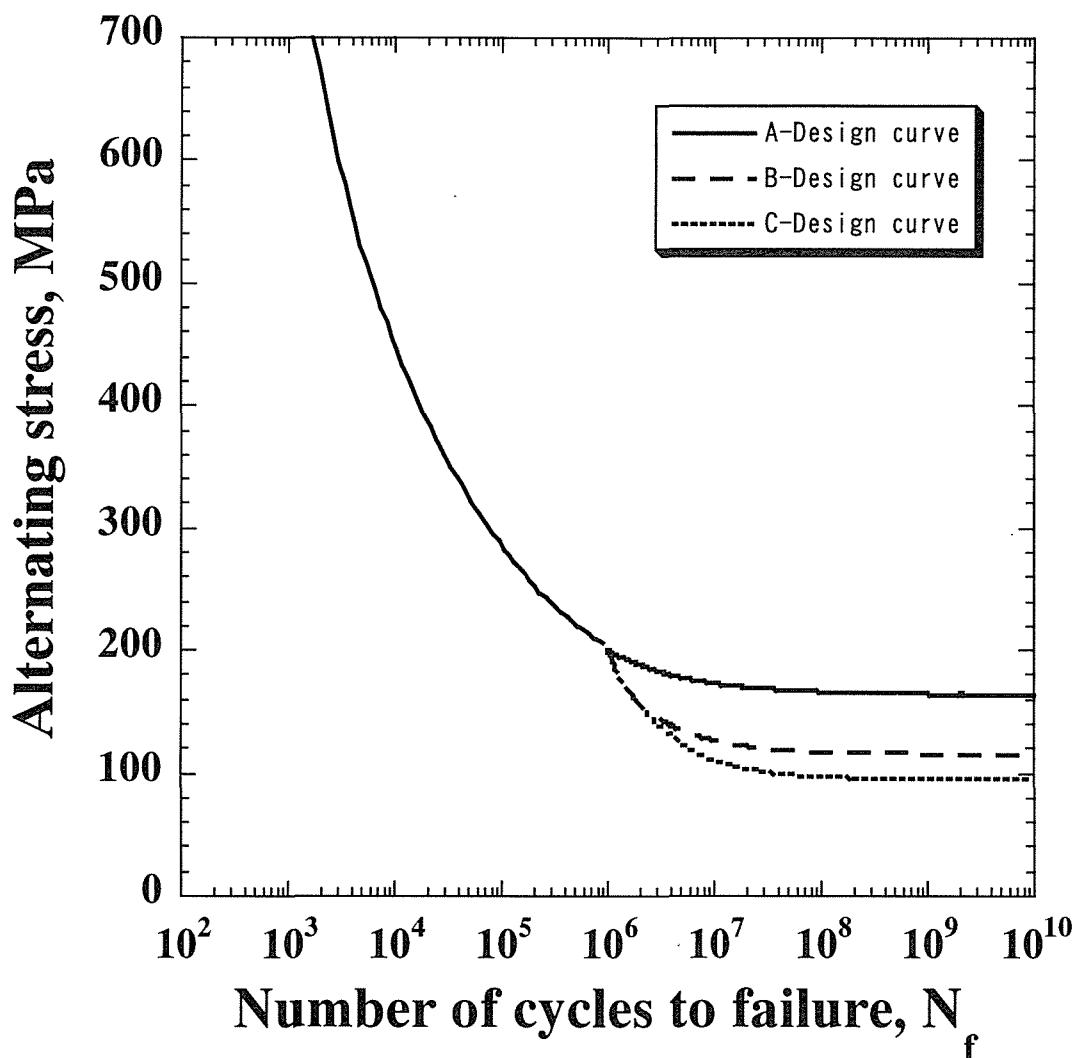


Fig.6 Design fatigue curve of Austenitic Stainless Steel which has been described to pressure vessel standard by JIS.

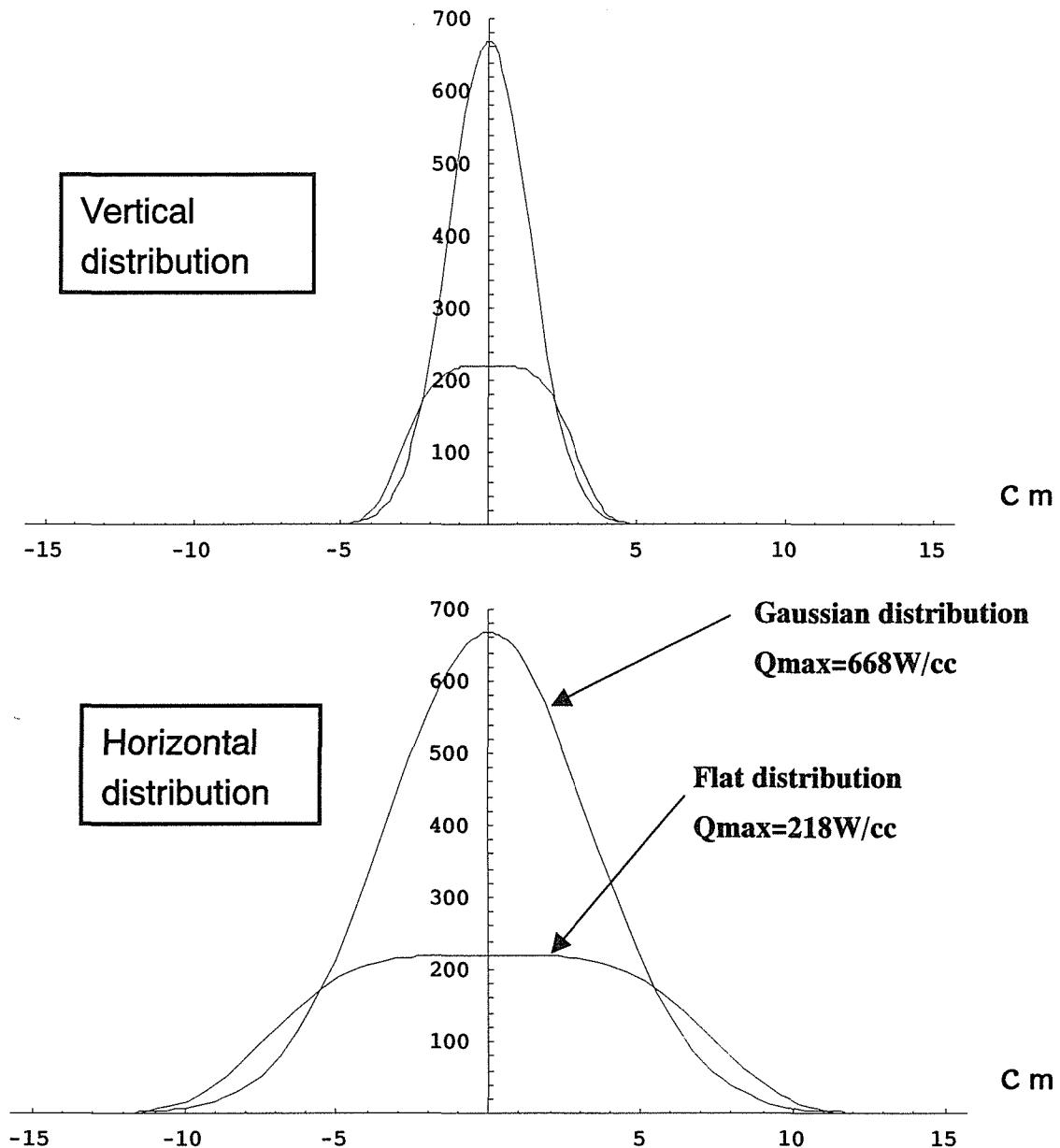


Fig. 7 Beam profile : gaussian and flat distribution.

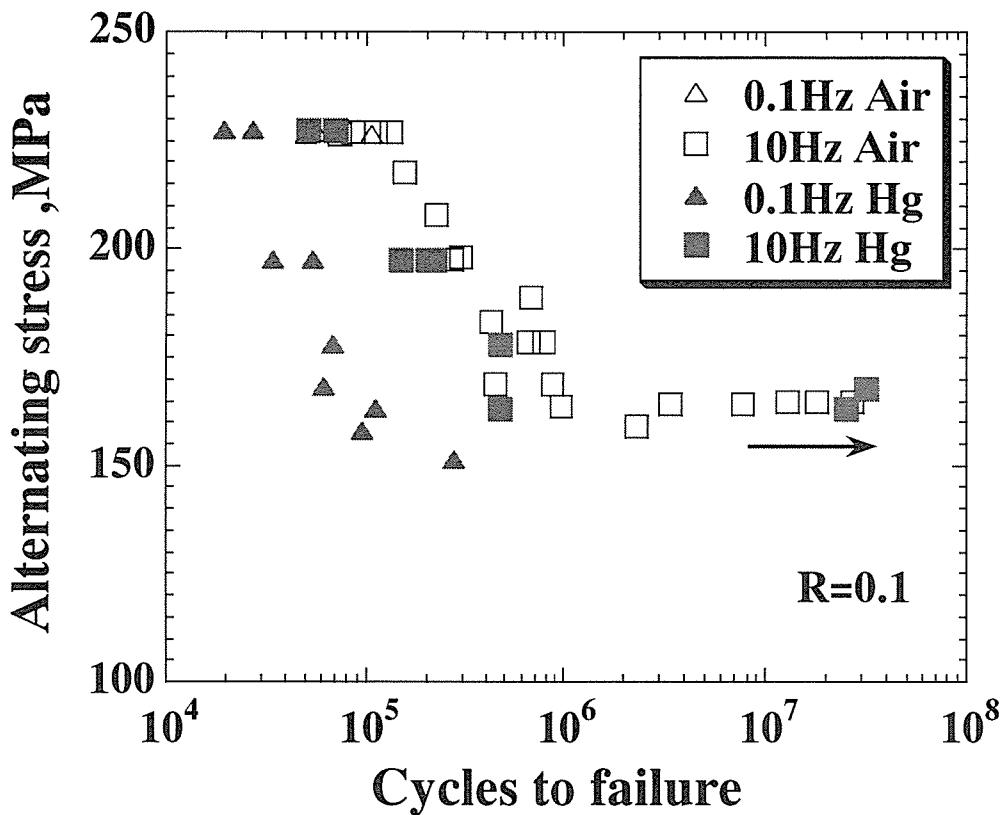


Fig.8 Fatigue strength data of tension to tension ($R=0.1$) tested in mercury[11].

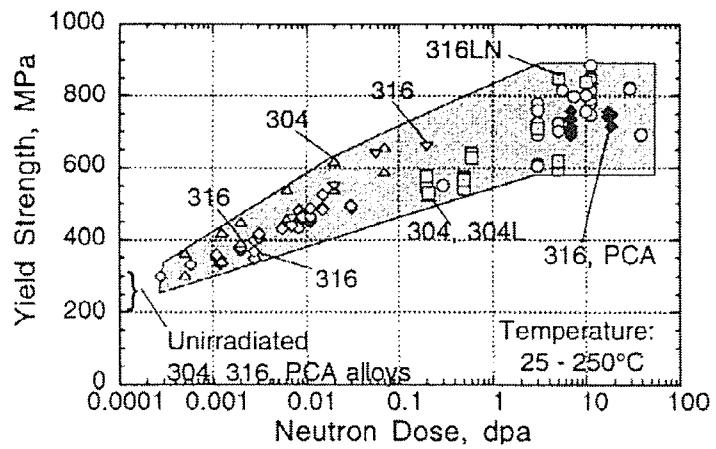


Fig.9 Yield strength as a function of neutron dose for type 304, 316, and titanium-modified (PCA) austenitic stainless steels irradiated in a variety of experiments. In each case, the test temperature equals the irradiation temperature and is in the range of 25-250°C[12].

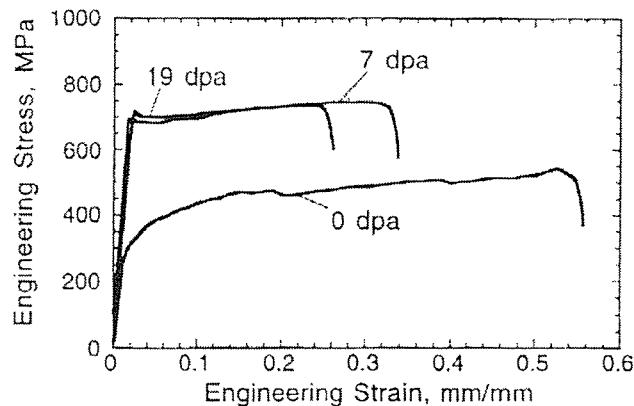


FIG. 1--Typical engineering stress-strain curves for SA J316 irradiated at 60°C and tested at 25°C.

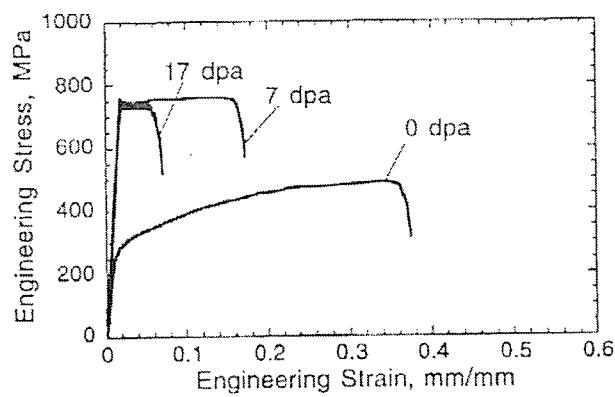


FIG. 2--Typical engineering stress-strain curves for SA J316 irradiated and tested at 200°C.

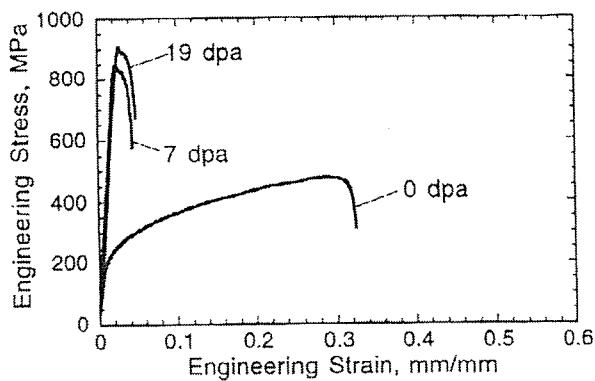


FIG. 3--Typical engineering stress-strain curves for SA J316 irradiated and tested at 330°C.

Fig.10 Typical engineering stress-strain curves for SA J316 irradiated under various temperatures (25°C, 200°C, 330°C, 400°C) obtained by Robertson[12].

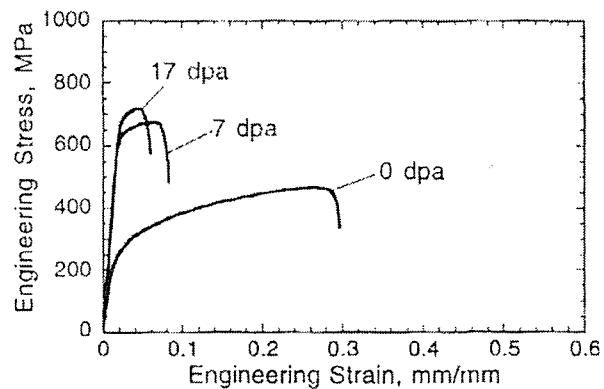


FIG. 4--Typical engineering stress-strain curves for SA J316 irradiated and tested at 400°C.

Fig.10 Typical engineering stress-strain curves for SA J316 irradiated under various temperatures (25°C, 200°C, 330°C, 400°C) obtained by Robertson[12]. (Continued)

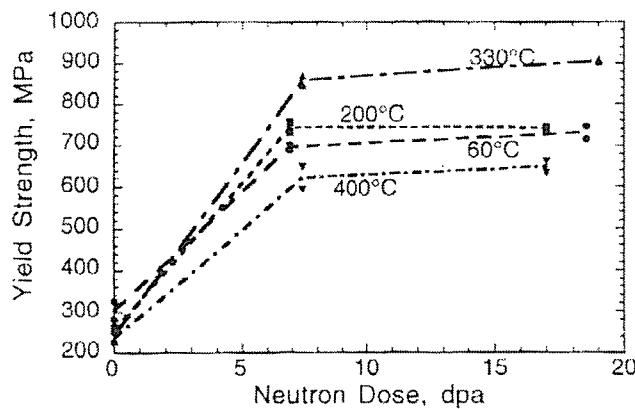


FIG. 5--Yield strength as a function of neutron dose. The irradiation and test temperature are shown in the figure. The lines on the figure are to be used only as guides and are not meant to imply actual dose dependence.

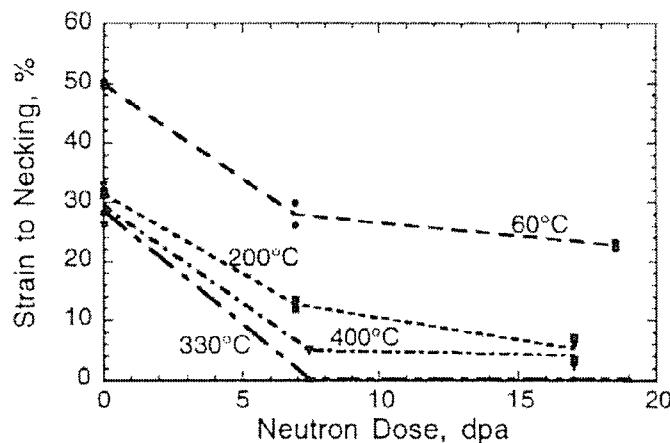


FIG. 7--Strain to necking as a function of neutron dose. The irradiation and test temperature are shown in the figure. The lines on the figure are to be used only as guides and are not meant to imply actual dose dependence.

Fig.11 Yield strength and strain to necking (STN) as a function of neutron dose[12].

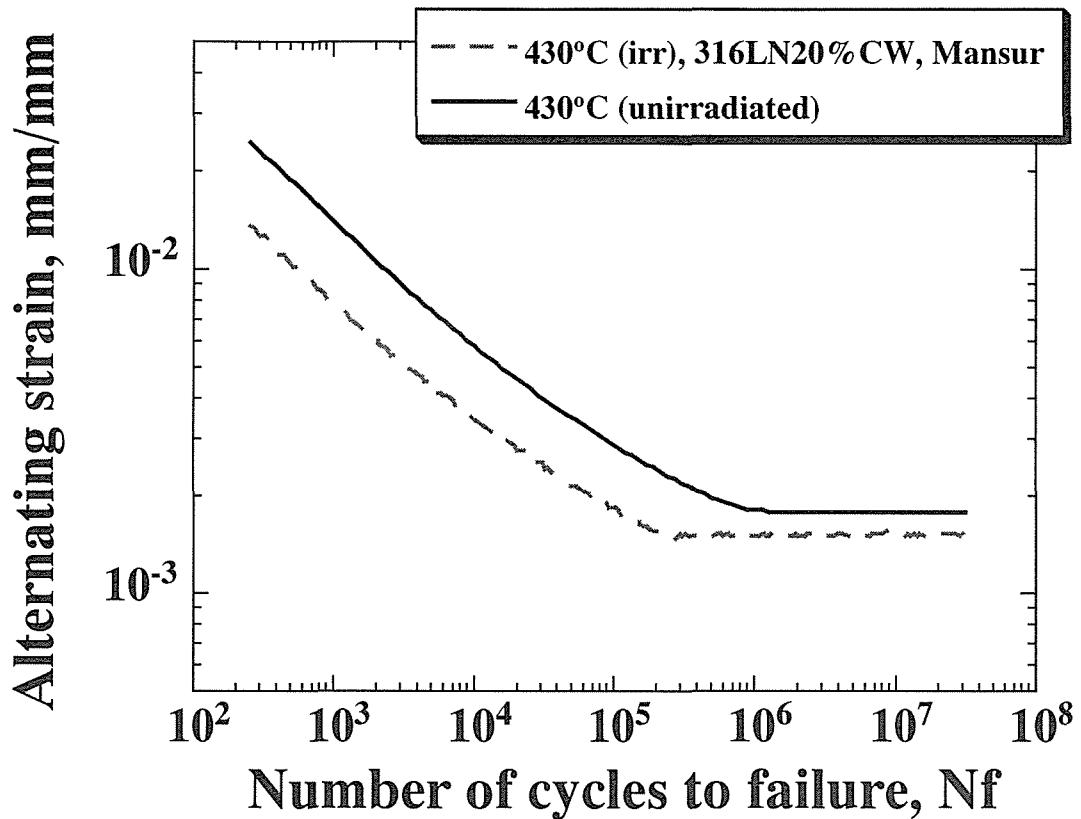


Fig.12 Fatigue strength data of irradiated 20% work hardening Type316ss material under fully reversed uniaxial stressing obtained by Mansur[13].

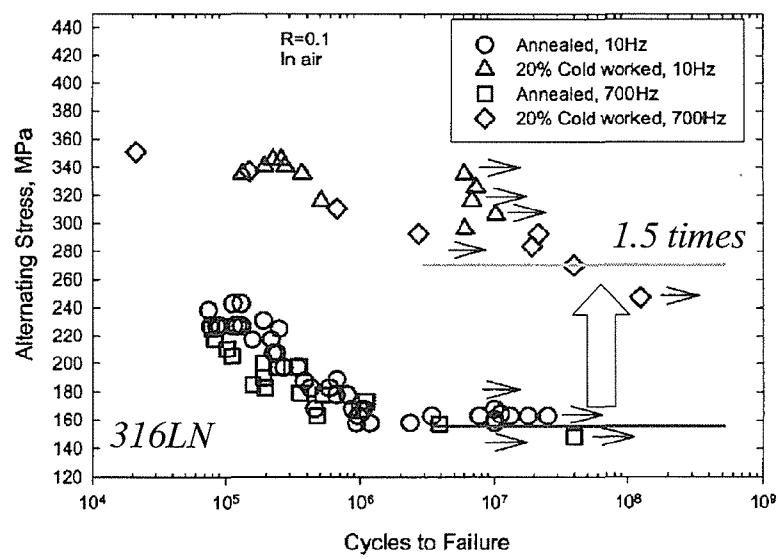


Fig.13 Enhancement of fatigue strength by work hardening.

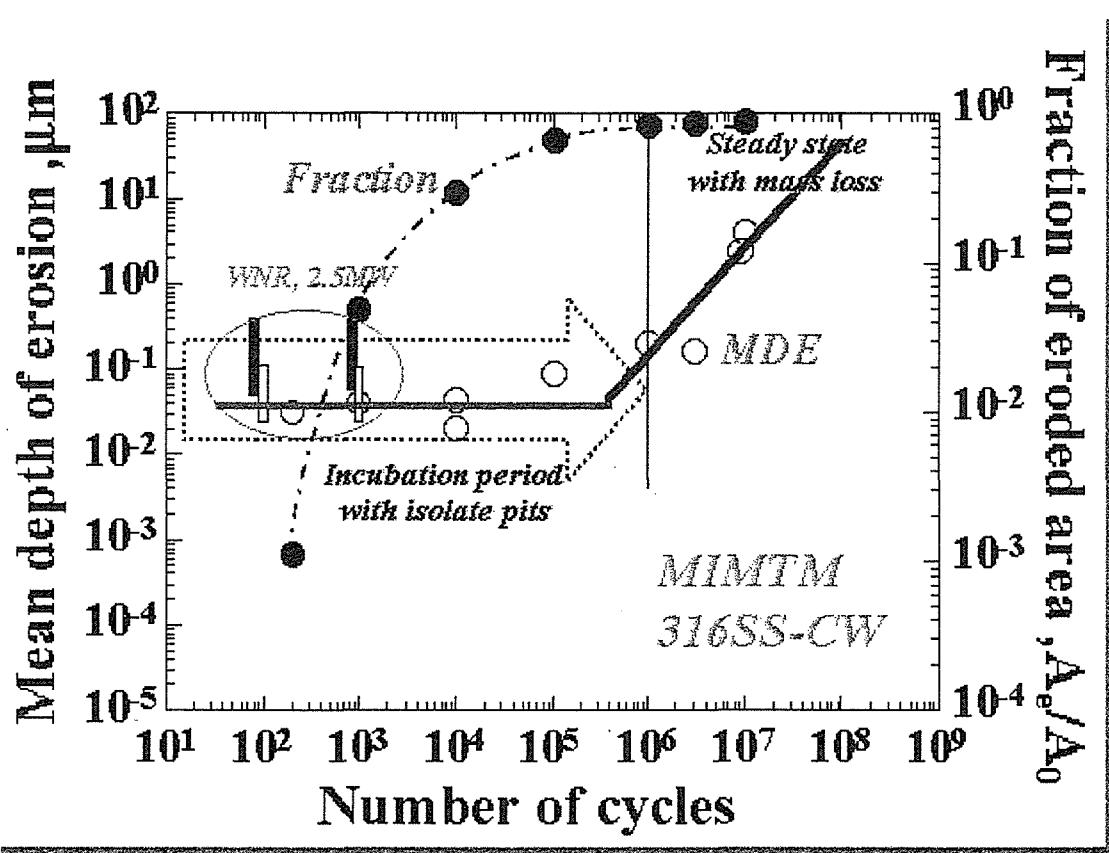


Fig.15 Change in MDE (Mean Depth of Erosion) estimated from mass loss and damage fraction area (A_e/A_0) by number of impact cycles.

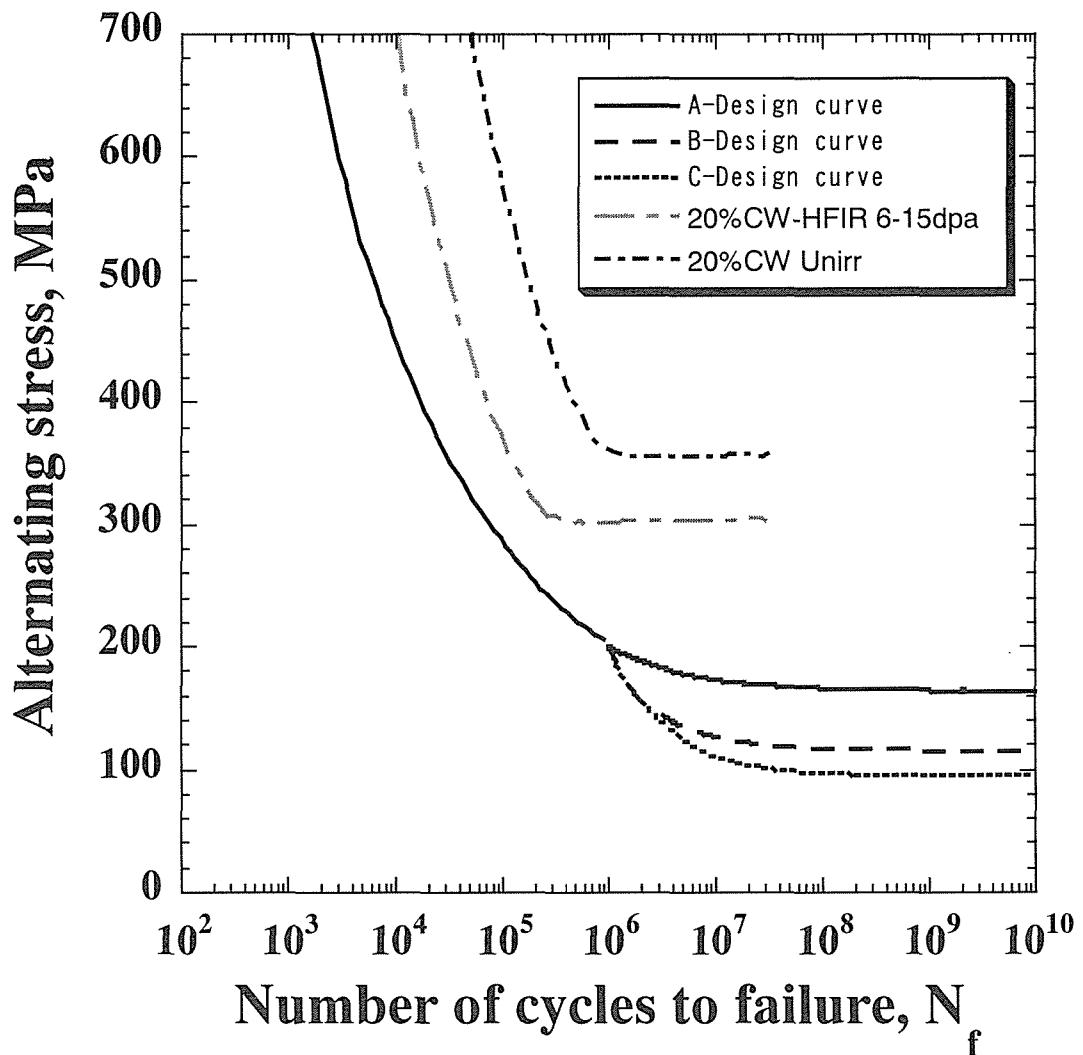


Fig.14 Comparison of fatigue strength curve provided by 20% cold work material (non irradiated and irradiated by HFIR) and JIS standard (pressure vessel structural): stress-life approach data.

Coverage(Fraction) of pitting damage

Number of cycles to 100% coverage of pitting damage is deduced by

$C=1-\exp(AN)$: empirically and numerically given in shotpeening
 $A: f(\text{material, power, etc.}), N: \text{Number of impacts}$

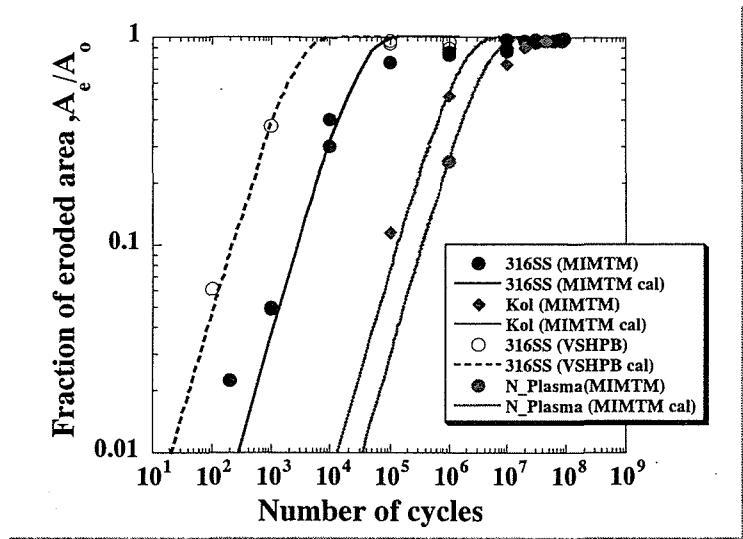


Fig.16 Recurrence curve obtained by minimum square method based on experiment data.

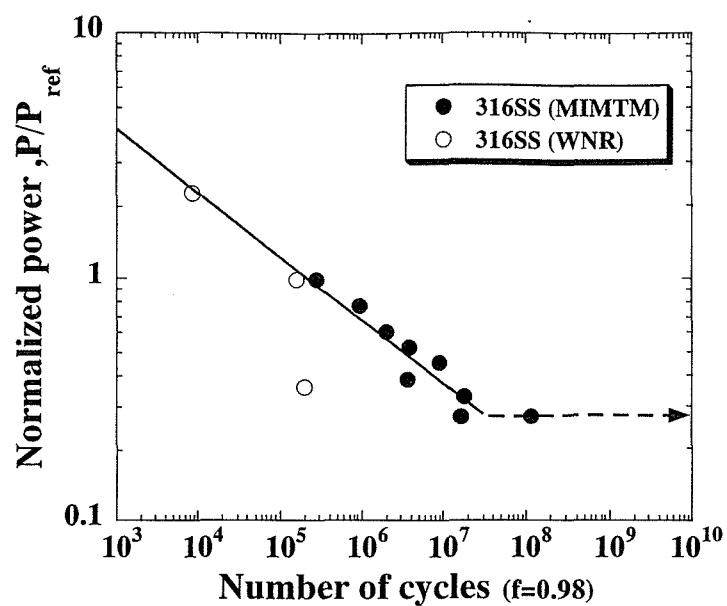
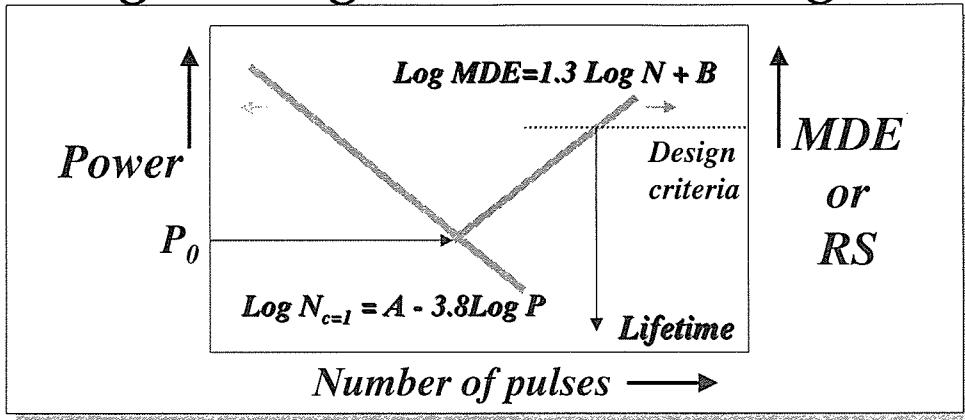


Fig.17 Change in incubation period (Number of impact cycles received at incubation period; NF=1) into input power (Power: $V \times I$ impressed to electromagnetic coil) in MIMTM.

Pitting-damage evaluation diagram



Incubation period is dependent on the materials and imposed power.

$$\text{Log } N_{c=1} = A - 3.8 \text{ Log } P$$

Nc=1: Number of pulses to end of incubation period

A : Material constant, Repeated frequency, etc.

After the fraction becomes nearly 100%, mass loss may start.

Mass loss MDE will be able to describe as follow

$$\text{Log MDE} = 1.3 \text{ Log } N + B$$

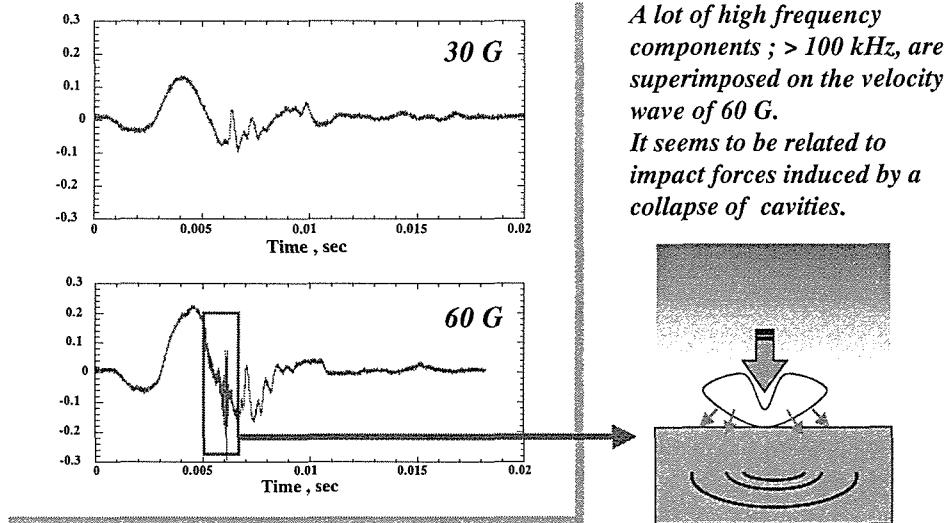
N: Number of pulses, B: f(material, power, etc.)

What is relationship between MDE and RS ?

The residual strength with pitting damage has to be evaluated from the viewpoint of the fatigue and environment effects (mercury and irradiation, etc.)

Fig.18 Proposal of cavitation damage(pitting) evaluation technique

Cavitation intensity monitoring



Experimental results on dynamic response are useful to develop analytical model to simulate dynamic response of the mercury target.

Fig.19 Technique of cavitation intensity monitoring.

付 錄-A 液体金属ターゲットにおける熱弾性解析

A-1 ターゲットにおける熱弾性解析の設定

1. はじめに

パルス状陽子ビームが液体金属ターゲット（Fig.A-1.1）に入射し、瞬時に発熱することにより生じる力学的挙動、即ち、内部発熱を伴う動的熱弾性問題をシミュレートするための運動方程式を以下に示す^[A-1.1-A-1.3]。一般に、体積力 \mathbf{F} と内部発熱 Q を伴う初期温度 T_0 の線形弾性体の熱伝導を考慮した運動方程式は、変位場 \mathbf{u} に関する動弾性方程式(A-1.1)と温度場 T に関する熱伝導方程式(A-1.2)の2つの方程式で表される。

$$\mu \nabla^2 \mathbf{u} + (\lambda + \mu) \nabla(\nabla \cdot \mathbf{u}) + \mathbf{F} = \alpha(3\lambda + 2\mu) \nabla(T - T_0) + \rho \frac{\partial \mathbf{u}^2}{\partial t^2} \quad (\text{A-1.1})$$

$$\lambda \nabla^2 T - \rho c_v \frac{\partial T}{\partial t} - \alpha(3\lambda + 2\mu) \nabla \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} = Q \quad (\text{A-1.2})$$

ここで、 ∇ はベクトル微分演算子で直交座標系において $\nabla = i\partial/\partial x + j\partial/\partial y + k\partial/\partial z$ であり、 ∇^2 はラプラスの演算子 $\nabla^2 = \partial^2/\partial x^2 + \partial^2/\partial y^2 + \partial^2/\partial z^2$ である。 λ と μ は Lame の係数であり、 μ はせん断弾性係数に相当する。また、 α は線膨張係数、 ρ は密度、 c_v は定容積比熱である。

これら運動方程式は変位場と温度場を介してお互いに連成している。また、これらの式は弾性固体に対する運動方程式であるが、液体である水銀に対する運動方程式は、式(A-1.1)、(A-1.2)のせん断係数 $\mu = 0$ とすることにより、圧縮性非粘性流体としてモデル化できる。ただし、陽解法による汎用 FEM コードである LS-DYNA では、発熱 Q を直接入力できないため、発熱に見合った温度上昇として入力する。この入力方法の場合には、温度が一定に保たれるために時間が経過しても温度拡散が生じない。ターゲット容器で対象とする現象は、発熱時間が $1\mu\text{s}$ と瞬時であり、構造評価の対象となる主要な応答が 1ms 以内であること、かつ、構造部材(SUS316L)及び水銀に対する音速がそれぞれ約 5000m/s と約 1500m/s であるのに対して、熱拡散速度はそれぞれ 1.14mm/s と 40mm/s であり、音速に比して非常に小さい。したがって、熱伝導の効果は無視できるとした。

2. 热弾性解析に用いられる発熱解析コード及びモデル

陽子ビーム入射によるターゲットでの発熱は、原研が開発したモンテカルロ法による核破碎発熱解析コード NMTC/JAM による解析結果を基に設定した。現状設計によるターゲット入射直前の陽子ビーム条件を以下に示す。

- ・ビーム出力(パルス周波数) : 1MW(25Hz)
- ・ビームエネルギー(強度) : 3GeV(0.333mA)
- ・ビームパルス幅 : $1\mu\text{s}$
- ・ビーム断面形状 : 主要横幅 $20\text{cm} \times$ 主要縦幅 10cm の2次元ガウス分布

NMTC/JAM はモンテカルロシミュレーション法によるために、その計算結果は分割要素間でバラツキがある。これを構造解析コードへの入力条件とするためには統計的平均化処理をする必要があるが、簡便的に近似曲線で平滑化を行う。Fig. A-1.2 に解析値と平滑化より得た近似曲線を示す。近似式は陽子ビーム方向に直行する面内 x, y は 2 次元ガウス分布で、ビーム方向 z は指数関数の組み合わせで表し、深さ方向に多少の広がりを考慮した。近似式を下式に示す。

$$\begin{aligned} Q(x, y, z) &= Q(x, y) \cdot Q(z) \\ &= c_0 e^{-\left(\left(\frac{x}{a+d \times z/b}\right)^2 + \left(\frac{y}{b+d \times z/a}\right)^2\right)} \cdot c_1 \left(1 - c_2 e^{-c_3(z+c_4)}\right) \cdot e^{-c_5(z+c_6)} \end{aligned} \quad (\text{A-3})$$

ここで、 z は軸方向座標でターゲット先端からの距離、 x, y はビーム断面の水平方向と鉛直方向の座標である。各係数の値は $a = 4.7101, b = 1.9405, c_0 = 1.0, c_1 = 1449.3, c_2 = 1.4101, c_3 = 0.23581, c_4 = 6.9087, c_5 = 0.068969, c_6 = 6.66026, d = 0.118$ とした。ビームのハローによる裾野の分布を補正するため、主要部と裾野部の 2 つのガウス分布の和で全体をカバーできるようにしている。Fig. A-1.2 からビーム方向の発熱分布はウィンドウ内面から数 cm の深さでピークとなり、その後指数関数的に減少し、発熱主要部領域は 20~30cm の範囲である。水銀中(幅 20cm × 高さ 10cm × 深さ 80m の領域)の発熱量は 502.6kW でありビーム出力(実効 0.9MW として)の 55.8% である。Fig. A-1.3 に水銀中に核破碎発熱が生じて圧力源を形成する過程を示す。

3. 熱弾性解析で用いられる構造解析コード及びモデル

ターゲット容器の構造設計を行う上で必要となる解析手法は、静的構造解析と動的構造解析の 2 種類であるが、そのうち動的構造解析は耐震・流力振動等の振動問題と波動問題の 2 種類に分類できる。静的構造解析と振動問題に対しては、一般的な陰解法による有限要素法構造解析コードである ABQUS を用いるが、波動問題（水銀中の圧力波伝播挙動のシミュレーション）に対しては、陽解法による有限要素法衝撃解析コードである LS-DYNA を用いる。

水銀中の圧力波の挙動とターゲット容器に発生する応力を数値解析するために、Fig.A-1.1 のターゲット構造を有限要素でモデル化する。使用した解析コードは LS-DYNA(Vr.950)^[A-1.4] である。平板ウィンドウ型解析モデルの構造寸法を Fig. A-1.4 に示す。モデル化に当たっては、構造と発熱分布の対称性を考慮し 1/4 モデルとした。ターゲット容器の流量分配板間の寸法は 170mm であり、発熱部の裾野領域が多少かかる程度である。ターゲット容器の板厚は熱的環境条件に応じて部分的に変えており、ターゲット先端部はウィンドウ部が 2.5mm で、その他が 5mm、水平平板部は 7.5mm、流量分配板と容器のその他の部分は 10mm である。

使用する有限要素は水銀を3次元8節点ソリッド要素(積分点1の1次要素), ターゲット容器を3次元4節点シェル要素(長さ方向積分点1, 板厚方向積分点9)でモデル化した。水銀と容器の接触のモデル化はペナルティ法を用いた。そのため, 水銀と容器は押し合う方向には力を伝達するが, 引き合う方向には力を伝達しないという不連続体として力が伝達されることになる。流体に引張力, すなわち, ある値(限界圧力)以下の負の応力が加わる場合にはキャビテーションを起こす可能性があるが, 本モデルではキャビテーションの発生は考慮しない。要素分割に関しては, ターゲット先端部は発熱分布を充分滑らかに再現できることと, 容器ウィンドウでの高次振動モードを考慮出来る程度の大きさとするため, 先端部の要素長さは数mmとしている。また、後方部は計算効率の観点から粗めに分割している。1/4モデル全体の要素数はターゲット容器のシェル要素が5.16万要素, 水銀のソリッド要素が66.3万要素である。

4. 水銀の物性値^[A-1.5-A-1.7]

① 機械的物性値

水銀は, 流れ場のない圧縮性非粘性流体であることから, 前述したように弾性体ソリッド要素を用いて模擬弾性体としてモデル化した^[A-1.8]。すなわち, 弾性体の物性値としてせん断剛性がほぼゼロとなり, かつ水銀の体積弾性率Kが保たれるように等価縦弾性係数E*と等価ポアソン比νを設定した。ここで, 波動伝播が断熱過程であるとみなされるから, 水銀の体積弾性率は断熱体積弾性率K_sとした。物性値をTable A-1.1に示す。

これらの物性値を基に, SUS316L中の弾性波の音速を評価すると5519m/sとなる。このことから発熱時間1μsの間に応力波がターゲット容器を伝わる距離は5.5mmとなる。同様に, 水銀中の音速は1385m/sとなることから, パルス状陽子ビーム入射時の発熱時間1μsで水銀中を圧力波が伝わる距離はわずかに1.4mmである。要素の大きさが数mmであるから, 数μsの分解能を有することになる。したがって, 水銀の流れ(1m/s)は十分無視できる。

② 熱的物性値

核破碎による瞬時発熱△Qが与えられたとき, 水銀の温度上昇△Tと, 温度上昇に伴う体積熱膨脹が閉じ込められたときの(体積変化を伴わない)圧力上昇△Pを求める式は一般的ではないため, 热力学の状態関係式から導くと下式となる。

- ・温度上昇△T

$$\Delta T = \frac{\Delta Q}{\rho c_v} \quad (\text{A-1.4})$$

- ・圧力上昇△P

$$\Delta P = \frac{\beta_p K_T}{\rho c_v} \Delta Q \quad (\text{A-1.5})$$

ここで, ρは密度, β_pは定圧での体積膨張係数, c_vは定容積比熱, K_Tは等温での体積弾性

係数である。また、定容積比熱 c_v は液体の場合には一般的でなく、特に水銀に対してはデータが見られない。一例として熱力学的考察から求めたものが報告されているのみである[A-1.9]。したがって、本研究では、 c_v は熱力学から定圧比熱 c_P と関連付けて導かれる下式で求めた[A-1.10]。

$$c_P - c_v = -\frac{T\beta_P^2 v}{\alpha_T} = -T\beta_P^2 v K_T \quad (\text{A-1.6})$$

ここで、T は絶対温度、 v は比容積で密度 ρ の逆数、 α_T は等温圧縮率である。 c_v と c_P との比 γ は 150°C の水銀で約 1.15 である。

水銀内発熱密度のピーク値は Fig.A-1.2 より 668W/cc であるから、1 パルスあたりの発熱量は 26.7J/cc であり、これに伴う水銀の温度上昇は式(A-1.4)から 17°C となる。この温度上昇による水銀の熱膨張が拘束された時の圧力上昇は式(A-1.5)から 68MPa となる(Fig. A-1.3)。

[参考文献]

- A-1.1 Davis, J.L. : "Wave Propagation in Solids and Fluids", Springer-Verlag, New York(1988)
- A-1.2 Achenbach, J.D. : "Wave Propagation in Elastic Solids", NORTH-HOLLAND, Amsterdam(1975).
- A-1.3 Witold, Nowacki. : "Dynamic Problems of Thermoelasticity", PWN-Polish Scientific Publishers, Warzawa(1975).
- A-1.4 株式会社 日本総合研究所 : LS-DYNA(Vr.950).
- A-1.5 日本機会学会 : "伝熱工学資料 改訂第 4 版", p.323(1996).
- A-1.6 通産省資源エネルギー庁公益事業部原子力発電安全管理課編 : 解説原子力設備の技術基準, 電力新報社, (1986).
- A-1.7 Dai, Y. : Proc. ICANS-X III, Switzerland, PSI-Proc.95-02, p.604-622(1995).
- A-1.8 石倉修一, 他 : "中性子散乱施設用液体金属ターゲットの構造評価(第 3 報)", JAERI-Tech2000-008(2000).
- A-1.9 G.W. Toop : "A Regorous Equation of State for Solid, Liquid, and Gasses", Metal. And Mat. Trans. B, Vol.26B, June, p.577-580(1995).
- A-1.10 谷下市松 : "工業熱力学 基礎編", 裳華房(1978).

Table A-1.1 Comparison of the maximum strain.

Property (Unit)	SUS316L	Mercury
Density, ρ (kg/m ³)	7890	13285
Bulk modulus, K_s (GPa)	---	25.5
Young's modulus, E (GPa)	188	15.3 (E*)
Poisson's ratio, ν	0.303	0.4999 ($\nu*$)
Thermal expansion, $\alpha(1/K)$	18.1E-6	61E-6
Specific heat, c_p (kJ/kg/K)	0.511	0.137

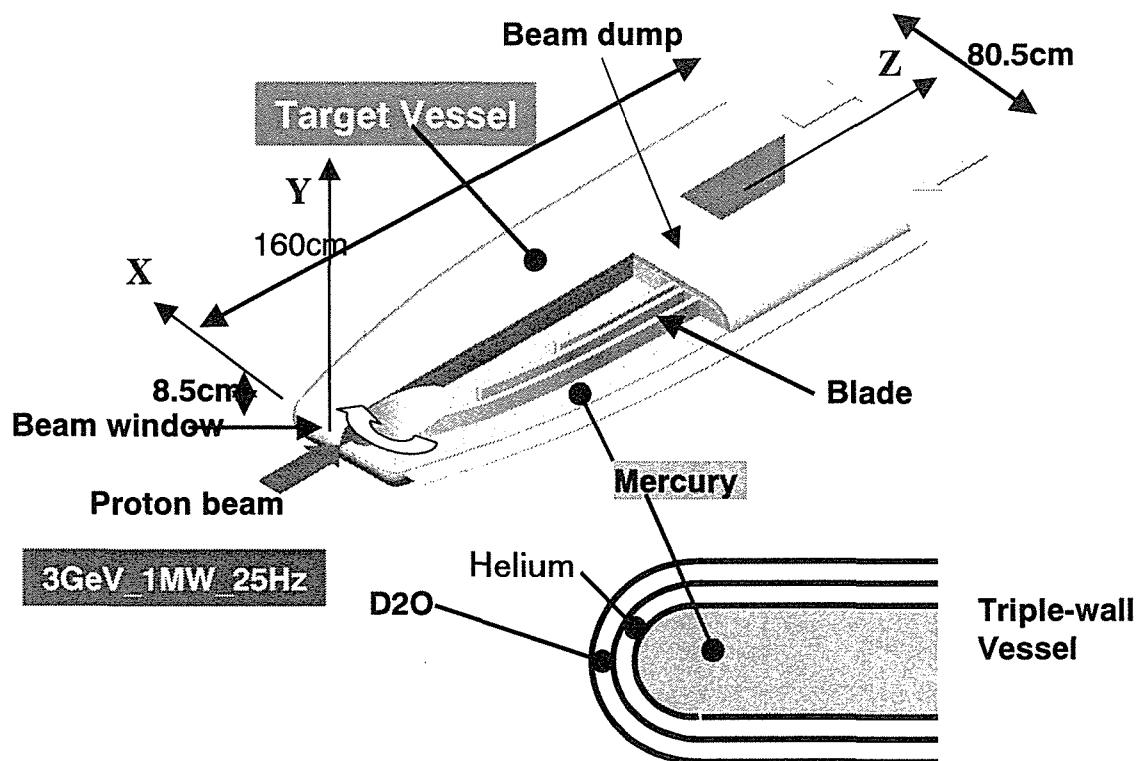


Fig.A-1.1 Schematic drawing of the structure of mercury target

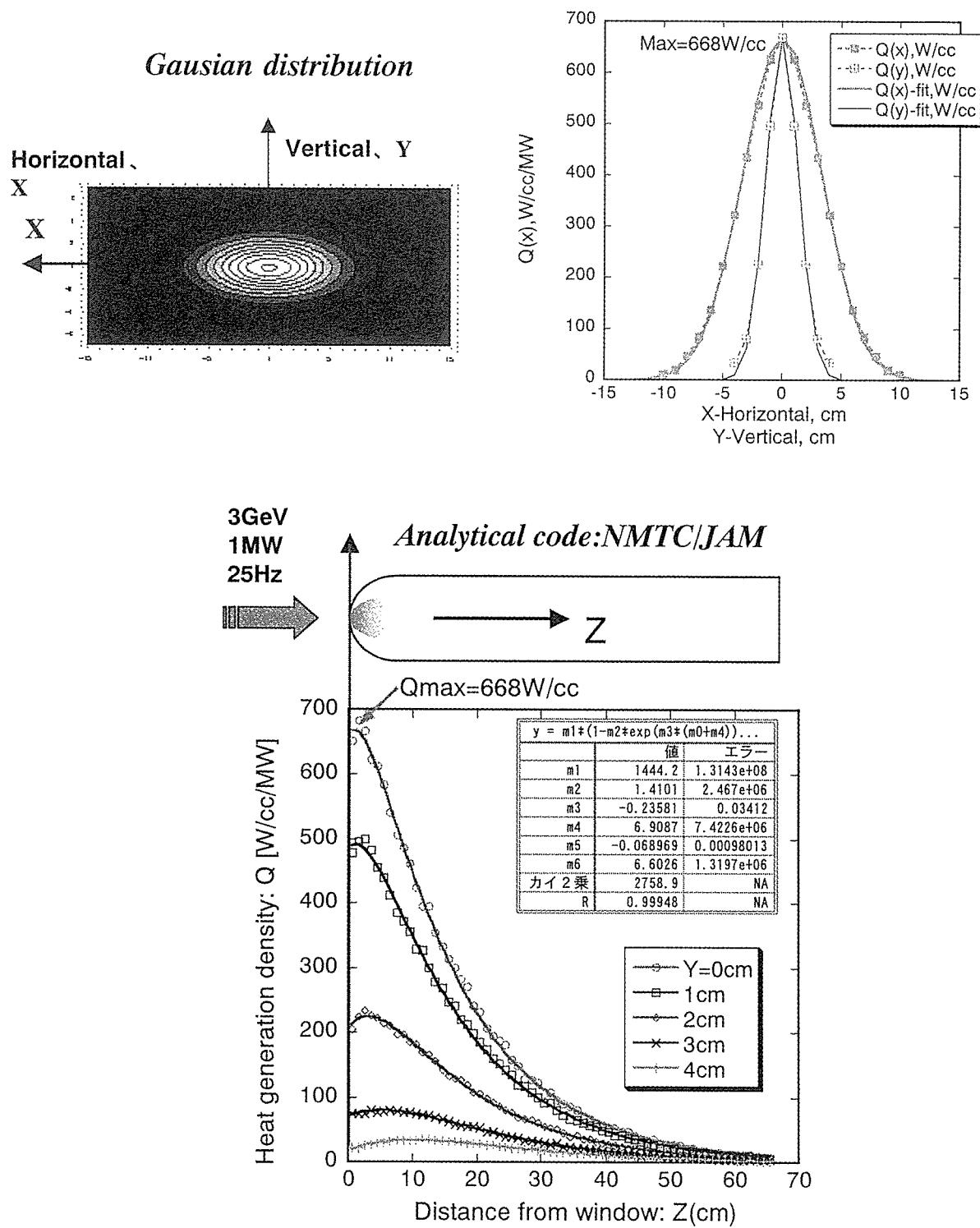
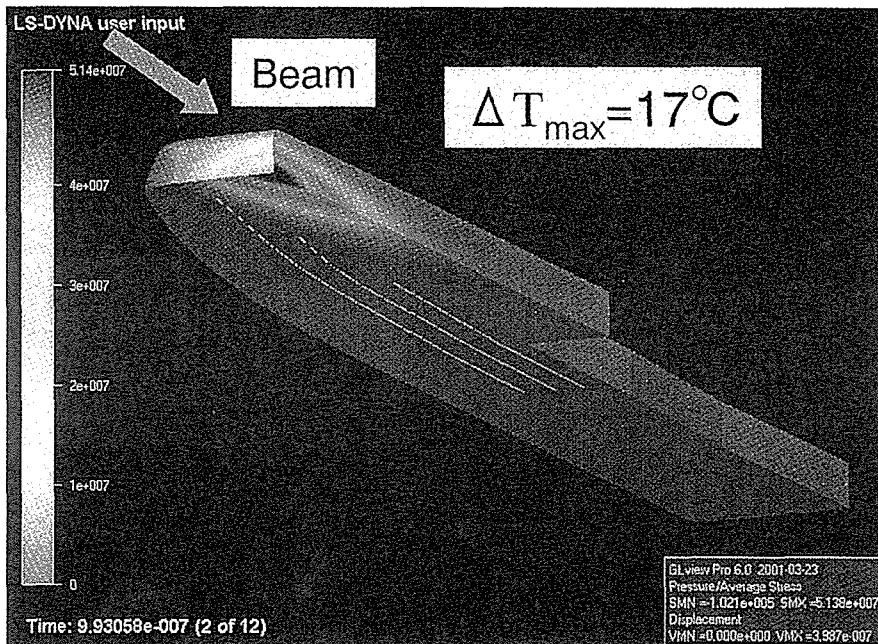


Fig.A-1.2 Distribution of heat deposition in the mercury target.



Generation of pressure wave in mercury and load on target container. (**1MW/25Hz**)

Injection of pulsed proton beam(**1μs**) :
36.4 kJ/pulse.



Heat generation by nuclear spallation :
 $Q \sim 20 \text{ kJ/pulse.}$



Max. heat density : **$q_{\max} \sim 26.7 \text{ J/cc/pulse.}$**



Max. temperature rise : **$\Delta T = q / \rho C_v \sim 17 \text{ }^{\circ}\text{C/pulse}$**



Max. compressed press. : **$P = \alpha \Delta T K_s \sim 68 \text{ MPa}$**



Sound velocity in mercury : **$V \sim 1400 \text{ m/s}$**



Load on target container.



Structural integrity of the target container?

Fig. A-1.3 Temperature rise distribution by heat generation and formation of compression field.

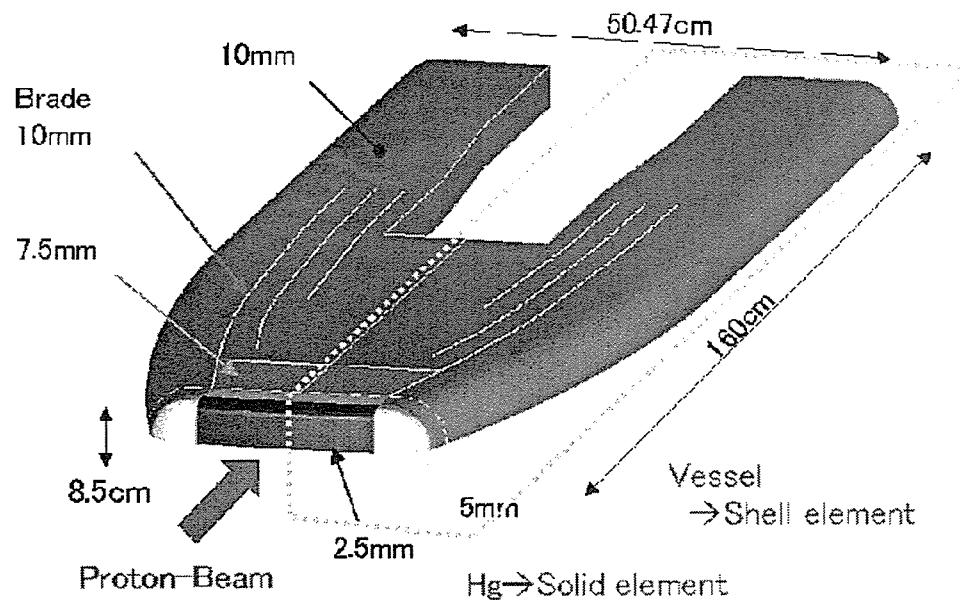


Fig. A-1.4 Computed model of target.

A-2 解析モデルの比較検証（JSNS と SNS モデルの比較検討）

1. はじめに

これまで、原研及び ORNL 共に陽子ビーム入射時の水銀ターゲット衝撃解析を実施してきた。解析応力値を設計基準値と比較検討する過程で、SNS ターゲット構造体における発生応力及び水銀中初期圧力を参照したところ、原研で実施した結果と大きく異なることが指摘された。無論、構造形状及び入射ビーム条件による差異は出力結果に影響するが、その本質的なモデル化の考え方、入力データなどについては、相互に確認しておく必要があると考えられる。そこで、圧力波に関する解析モデルの妥当性について、SNS の解析担当者 R.Bernie 氏と原研石倉、二川との間で、電子メール上で討議を行った。その結果、本質的なモデル化に対する考え方は、同様であり、出力結果の解釈により、定量的な評価値の差異が生じたものと結論された。

2. 円筒モデルによる比較検討

基本的な解析対象モデルとして、WNR 円筒モデルを選択し、SNS と JSNS 両者で解析を実施した。解析モデル条件及びパラメータの比較を Table A-2.1 に示す。解析コードは SNS が ABAQUS-EX、JSNS が LS-DYNA を用いている。ABAQUS-EX は、LS-DYNA から派生したコードであるため、基本的な動的陽解法コードの概念は同一と考えてよい。両者とも液体水銀は固体弾性体として取り扱っており、構成式中に与えた定数に多少の違いはあるが、本質的には同様なモデル化を行っている。但し、SNS は水銀に粘性を考慮している。また、両モデルとも水銀の負圧による破断を cut-off 負圧を入力することで考慮した。

3. Cut-off の効果

両者の動解析の入力条件として与えた発熱密度分布は、2001 年の WNR 実験条件を参考にしており、ほぼ同一と考えてよい。まず、Cut-off の影響について両者で解析した時刻歴応答波形を Fig A-2-1,2 に、及び最大発生ひずみ値を Table A-2.2 に示す。両者共にフランジ中央部及びエッジ部の半径方向成分を示す。Fig.A-2.1 は cut-off を考慮しない場合であり、両者共に高調波成分が顕著に表れている。最大応力値は JSNS 解析結果が SNS と比べ、フランジ中央部で約 2 倍程度の高い値を示す。同様の入力条件で Cut-off を考慮した結果を Fig.A-2.2 に示す。JSNS 及び SNS の解析結果は共に Cut-off の効果が顕著であり、Cut-off 無しの条件で存在した高調波成分は消え、比較的長周期（約 3 ms）の振動波形が現れる。

JSNS の最大発生応力は入射後約 0.8ms で現れ、 $1500\mu\epsilon$ 程度となる。一方、SNS の時刻歴応答は、JSNS とよく一致しているが、振幅が約 2/3 程度と小さい値となっている。以上を

まとめると、

- 1) Cut-off は振動応力値の周期に影響し、Cut-off 無しの場合では高周波成分が出現する。
- 2) Cut-off は振幅値にほとんど影響しない。しかしながら、振幅値の cut-off 依存性は窓形状（剛性）に影響されると考えられる。
- 3) 上記の Cut-off 効果は、JSNS と SNS の結果に同様に現れている。
- 4) Cut-off 有りの JSNS の結果は、SNS の応力振幅に比べ約 1.4 倍程度高い値を示したが、周期はほぼ一致した。

4. 最大応力値の差異に関する検討

JSNS と SNS 解析結果において、ひずみ値の時刻歴応答の周期はほぼ一致したが、最大ひずみ値の SNS/JSNS 比が Cut-off 無しの場合に約 0.5 倍、Cut-off 有りの場合で約 0.7 倍となつた。この要因について、以下の点から検討した。

- 1) 計測位置
- 2) 計測点近傍のメッシュサイズ
- 3) 組み合わせ応力の影響

以下に、項目ごとに検討内容を記す。

1) 計測位置

JSNS 解析では、フランジのほぼ中心で出力された応力値を示している。すなわち、真の中心点から 0.4mm 半径方向に離れた点の応力値であるのに対して、SNS は 1.6mm である。この計測点のズレは、JSNS が高い値を示したことの一因となりえる。

2) メッシュサイズ

1) に関連するが、JSNS のフランジ中央近傍におけるメッシュサイズは 0.8m であるが、SNS は 3.16mm と 4 倍大きい。従って、JSNS モデルは SNS モデルに比べて変形モードを精度良く表現できる。これは、特に Cut-off 無しの高調波成分の振幅に影響したと考えられる。

3) 組み合わせ応力とひずみの関係

三軸応力成分を考慮したひずみ値 ϵ_1 は、

$$\epsilon_1 = (\sigma_1 - \nu(\sigma_2 + \sigma_3)) / E$$

と表せる。ここで、 ϵ_1 は 1 軸方向のひずみ、 σ_1 は 1 軸方向応力、 E はヤング率、 ν はポアソン比である。板厚方向の応力 σ_3 が無視できるほど小さいとし、二次元軸対象における 1 軸方向と 2 軸方向応力が等しいこと ($\sigma_2 = \sigma_3$) を考慮すれば、 $\epsilon_1 = \sigma_1(1 - \nu) / E$ となる。JSNS はポアソン比 ν (=0.3) を考慮せず、 $\epsilon_1 = \sigma_1 / E$ で評価していたことから、 $\sigma_1 \nu / E$ の分だけ過大評価していたことになる。Fig.A-2.3 に SNS モデルでポアソン効果を考慮した場合としない場合について比較した結果例を示す。前面窓におけるひずみの時刻歴応答を示すが、ポアソ

ン効果考慮しない場合に約 1.4 倍程度最大ひずみが増加する傾向を示し、SNS と JSNS との差異をほぼ説明できる。

以上の観点から、SNS の値に比べ JSNS が高めの値を示したことが理解できた。

5. ターゲット構造体モデルにおける検討

JSNS と SNS の解析モデル上の差異は、ほとんど無いことが先の検討により分かった。そこで、ターゲット構造体モデルの解析結果について検討する。JSNS 及び SNS モデルにおける主要パラメータの比較及び主な解析結果を Table A-2.3, 4 に示す。解析結果から明らかなように、水銀中の初期圧力が、SNS は 18MPa に対して、JSNS では 75MPa(10% の裕度込)となっている。この差異は、陽子入射条件の最大出力密度に大きく依存し、最大出力密度の SNS/JSNS 比が約 0.24 であり、初期圧力の約 0.24 に一致する。従って、水銀発生圧力はほぼ最大出力密度に支配されることは容易に理解できる。しかしながら、構造依存性を示す発生応力では、特に窓部では、JSNS が 133MPa であるのに対して、SNS では 38MPa となり、SNS/JSNS 比は約 0.29 である。また、窓部の疲労挙動に影響する振動応力の振れ幅は、SNS の 65MPa、JSNS の 227MPa となり、SNS/JSNS 比はほぼ 0.3 程度であり、窓部発生応力比より低めである。従って、初期圧力による差異は、ウィンドウ形状と構造との連成効果により左右される傾向を示している。

したがって、定量的には、液体と構造体との動的連成系による複雑な挙動を考慮しなければ評価することは困難である。また、ビームプロファイルの影響も無視できなくなる。特に、フラットなプロファイルを示すときには、初期圧力の空間分布が広域に渡り、その結果、窓部に伝播する圧力波の重畠効果が顕著となる。ビームプロファイルを変化させて、最大発熱密度すなわち初期圧力を変えて、窓部の発生応力を低減する試みを行った結果を Fig. A-2.4 に示す。初期圧力による窓部発生応力の変化には、一定の相関が得られていない。これは、ビームプロファイルにより初期圧力の空間分布が異なり、単に初期圧力値の関数として、発生応力を整理できないことを示している。

6. まとめ

JSNS と SNS との差異は、解析コードあるいは、入力パラメータによるわずかな差異というよりも、出力データの解釈に主因があったと考えられる。したがって、水銀の状態方程式及び固体/液体界面における境界条件などのコードによる差異はほとんどないと結論できた。また、モデル化の基本的な概念も同一であった。

Table A-2.1 解析モデル条件

Input data for simulation	SNS (1MW)	JSNS (1MW)	SNS/JSNS
Code	ABAQUS-Ex	LS-DYNA	
Hg density: ρ (kg/m ³)	13500	13285	
Hg bulk modulus: K (GPa)	28.6	25.5 (K_s)	K _s =1.15K _T
Hg specific heat: C _v (kJ/kg/K)	0.14	0.119	C _p /C _v =1.15
Hg Expansion; α , β (m/m/K)	183e-6 (β)	61e-6 (α)	$\beta \doteq 3\alpha$
Equation of pressure rise, dP	$dP = Q \frac{\beta K}{\rho C_V}$	$dP = Q \frac{3\alpha K_T}{\rho C_V}$	---
Hg-Braking Pressure	-1.5Bar*	-1.5Bar	---
Hg-Bulk-Viscosity	Yes*	No	---
Hg-Vessel interface	Tied*	Contact(Penalty)	

Table A-2.2 最大発生ひずみの比較

Maximum strain		SNS	JSNS	SNS/JSNS
W/O Cut-off	Front	800	1500	0.53
	Rear	1000	1800	0.55
Cut-off	Front	1100	1500	0.73
	Rear	1250	2000	0.625

Table A-2.3 JSNS と SNS ターゲット構造体解析モデルの比較

Input data for simulation	SNS (1MW)	JSNS (1MW)	SNS/JSNS
Proton energy (GeV)	1	3	0.33
Pulse frequency (Hz)	60	25	2.4
Width of pulse (μ s)	0.7	1	0.7
Energy/Pulse (kJ)	17	40	0.425
Max. power density (MJ/m ³)	6.55	27 (Gauss)	0.24
Z at peak (mm)	10	20	0.5
Hg density: ρ (kg/m ³)	13500	13285	
Hg bulk modulus: K (GPa)	28.6	25.5 (Ks)	Ks=1.15K _T
Hg specific heat: Cv(kJ/kg/K)	0.14	0.119	Cp/Cv=1.15
Hg Expansion; α , β (m/m/K)	183e-6 (β)	61e-6 (α)	$\beta \doteq 3\alpha$
Equation of pressure rise, dP	$dP = Q \frac{\beta K}{\rho C_V}$	$dP = Q \frac{3\alpha K_T}{\rho C_V}$	---
Hg-Braking Pressure	-1.5Bar*	No	---
Hg-Bulk-Viscosity	Yes*	No	---
Hg-Vessel interface	Tied*	Contact(Penalty)	

* Estimated from WNR-Test analyses.

Table A-2.4 ターゲット構造体窓部の応力解析値の比較

	SNS	JSNS	SNS/JSNS
Max. stress MPa	38 (Tresca)	133 (Mises)	0.29
Amp. stress MPa	65 (Tresca)	227 (Mises)	0.29
Initial press. in Hg, MPa	18	75	0.24

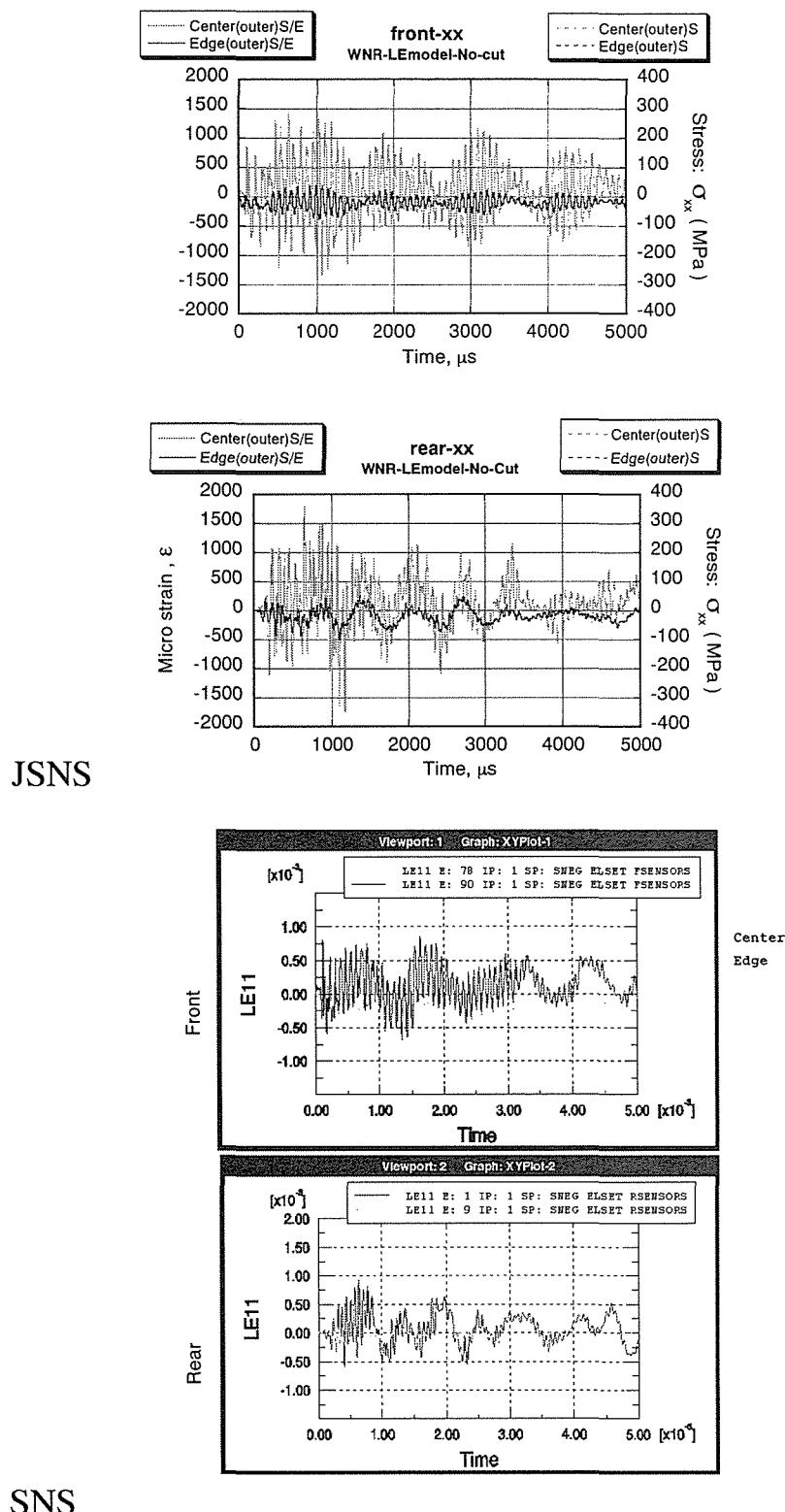


Fig.A-2.1 Cut-off 無しの条件で解析したひずみ値の時刻歴応答の比較

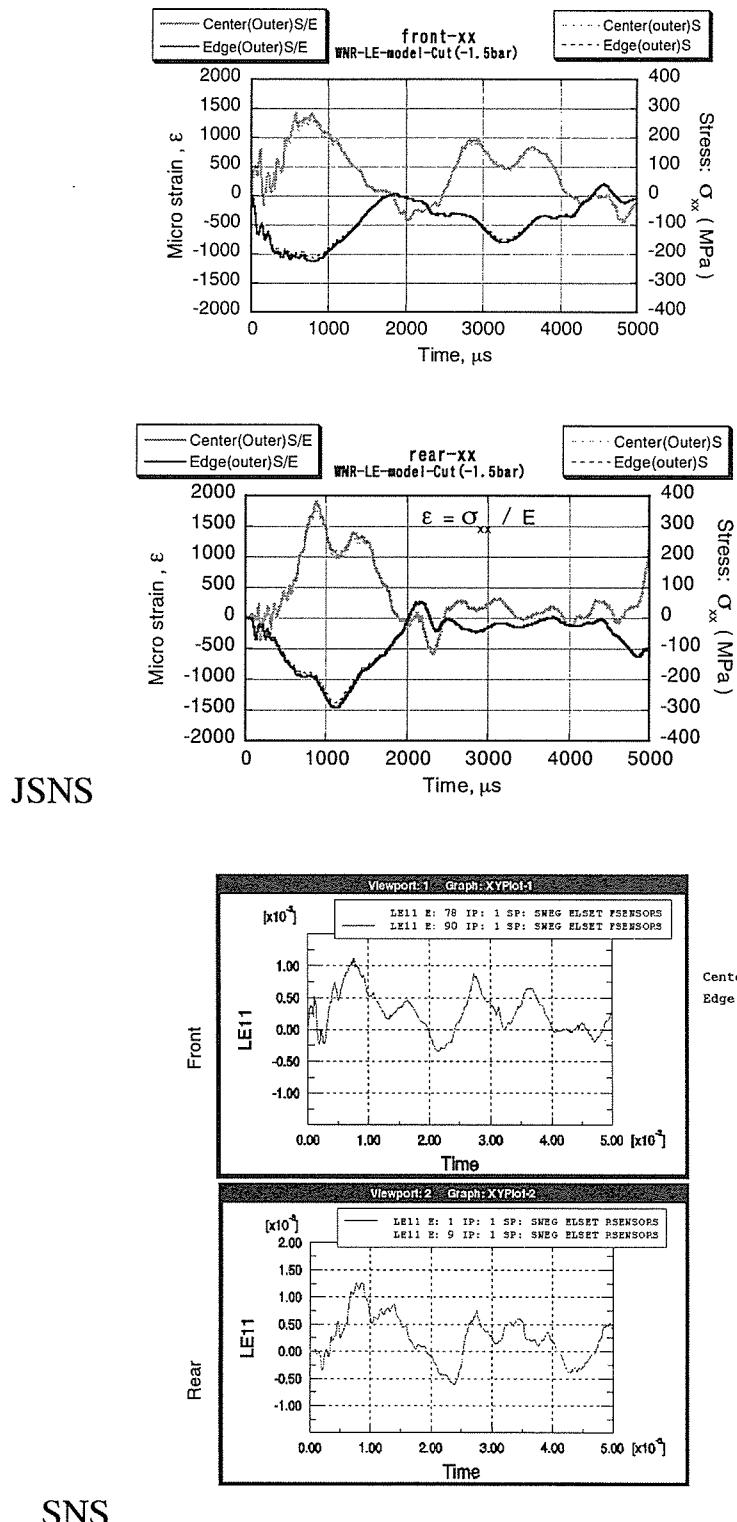


Fig.A-2.2 Cut-off 有りの条件で解析したひずみ値の時刻歴応答の比較

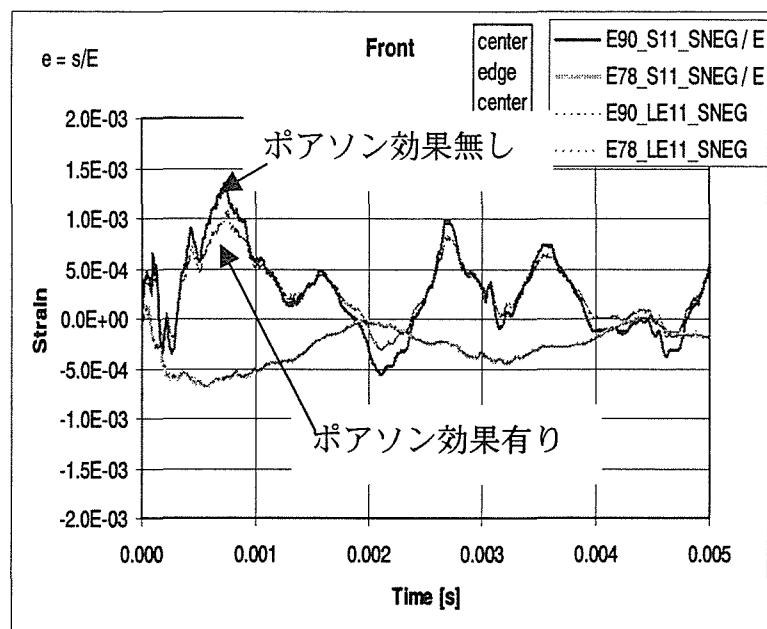


Fig.A-2.3 ポアソン効果によるひずみ値の差異

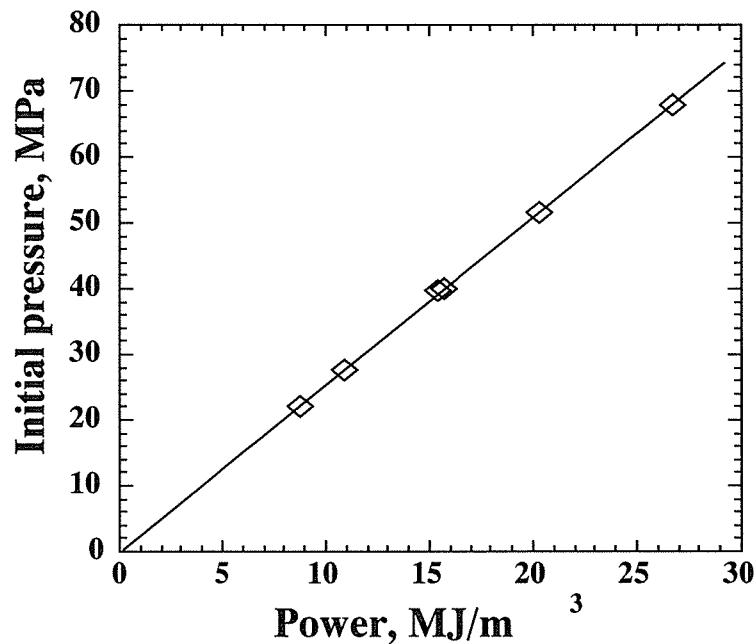


Fig.A-2.4 (1) 最大発熱密度と初期圧力の関係

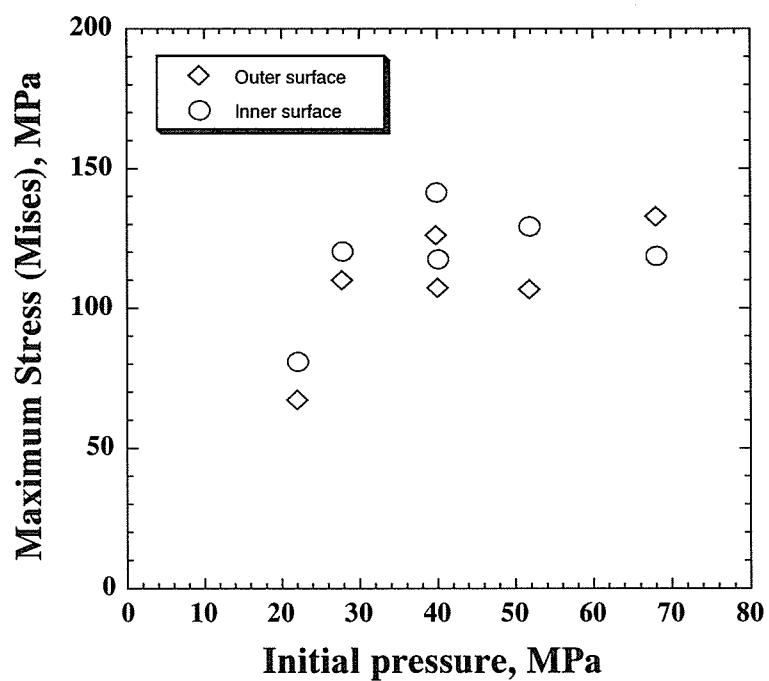


Fig.A-2.4 (2) 初期圧力と窓部最大応力 (Mises) の関係

付 錄-B JIS圧力容器構造規格における疲労曲線

JIS-B-8281「圧力容器の応力解析及び疲労解析」の疲労解析によれば、繰り返し回数が 10^6 ～ 10^{11} の高サイクル領域（応力強さの振幅Saが200MPa以下）に置いては、評価部位（溶接部近傍は除く）の応力状態に応じて3種類の設計疲労曲線（A、B、C）を使い分ける規定になっている。

Stage 1 曲線Aの適用条件： $P_L + P_b + Q = 190 \text{ MPa}$

Stage 2 曲線Bの適用条件： $P_L + P_b + Q > 190 \text{ MPa}$ 但し、平均応力の補正をしたSaを用いる。

Stage 3 曲線Cの適用条件： $P_L + P_b + Q > 190 \text{ MPa}$ 平均応力の最大効果が含まれている。
ここで、Qは子午線方向と板厚方向温度勾配による熱応力の曲げ成分はQから除く。

Saが一定値に落ち着く繰り返し回数 10^9 以上の領域における、設計疲労曲線A、B、C、と平均応力の補正として修正Goodmanの式を用いて平均応力補正したSaの関係をFig. B.1に示す。

修正Goodmanの式は

$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_u} = 1.0, \quad S_m : \text{mean stress}, \quad S_u : \text{ultimate stress}. \quad (\text{B.1})$$

ここで、Sfは平均応力Sm=0での許容繰り返し応力強さ振幅（疲労曲線からの読み取り値）であり、Saはその平均応力補正值である。

平均応力がゼロの完全両振幅に対して、平均応力が引張り側では同じ繰り返し回数でもSaが低下し、逆に平均応力が圧縮側では同じ繰り返し回数でもSaが上昇する。曲線Aを基に修正Goodmanの式で補正すると（Fig. B.1bの実線）、曲線Bは平均応力として150MPaの引張り応力が作用した条件での疲労曲線に相当することになる。また、曲線Cは平均応力の最大効果が含まれていることから、200MPaの引張り応力が作用した条件での疲労曲線に相当している。200MPaは降伏応力相当であり、弾完全塑性体を基にした強度評価上の限界強度である。

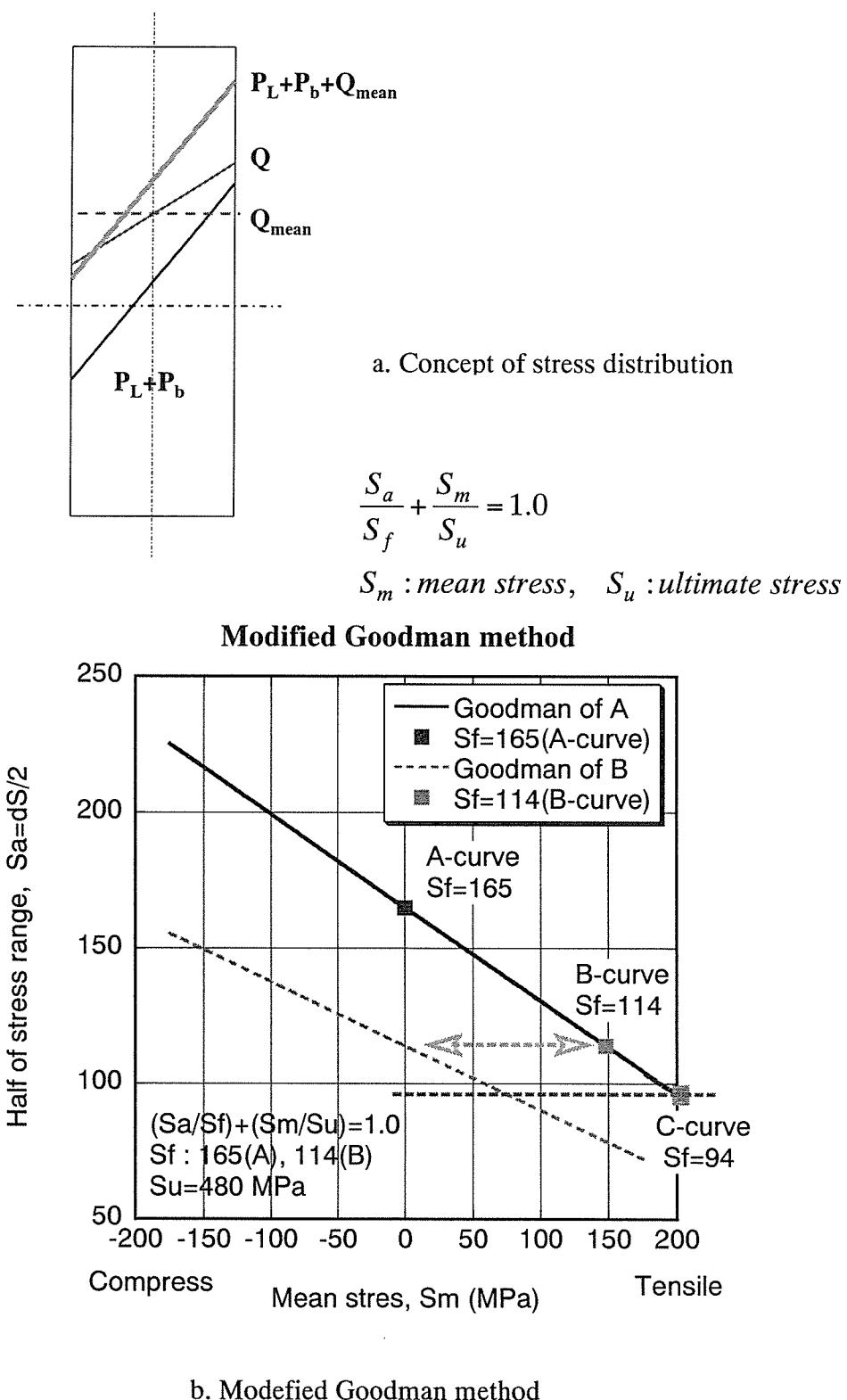


Fig. B.1 Stress distribution in plate thickness and mean stress effect modified by Goodman method for fatigue strength evaluation.

付 錄-C 陽子ビームプロファイルによる影響評価

本論で述べたように、ターゲット容器に負荷する最大荷重は陽子入射熱衝撃による圧力波である。疲労強度あるいはピッティング損傷の低減の観点から圧力波の低減が求められた。圧力波の低減には発熱密度は極力下げたほうがよい。そこで、総出力及び中性子強度をほとんど変えることなく、発熱密度を下げることが可能な入射陽子ビームプロファイルの最適化を行った。そのために、1) ビームを拡大するためのビーム制御技術、2) 核発熱密度及び中性子強度、3) 核発熱計算値のマージンの考え方、4) 発熱密度分布の拡大に伴う熱応力、5) 水銀流動制御用ブレードに負荷する圧力波による動的応力、6) 熱流動への影響、について検討した。その結果、Fig.C.1 に示す最大発熱密度 220W/cc (8.8J/cc) を有する拡大ビームがターゲット構造健全性及び中性子強度の観点から十分実現性がある最適形状であることが分かった。詳細は各論に示す。

Beam Profile is changed from Gaussian to Expanded Uniform Distribution

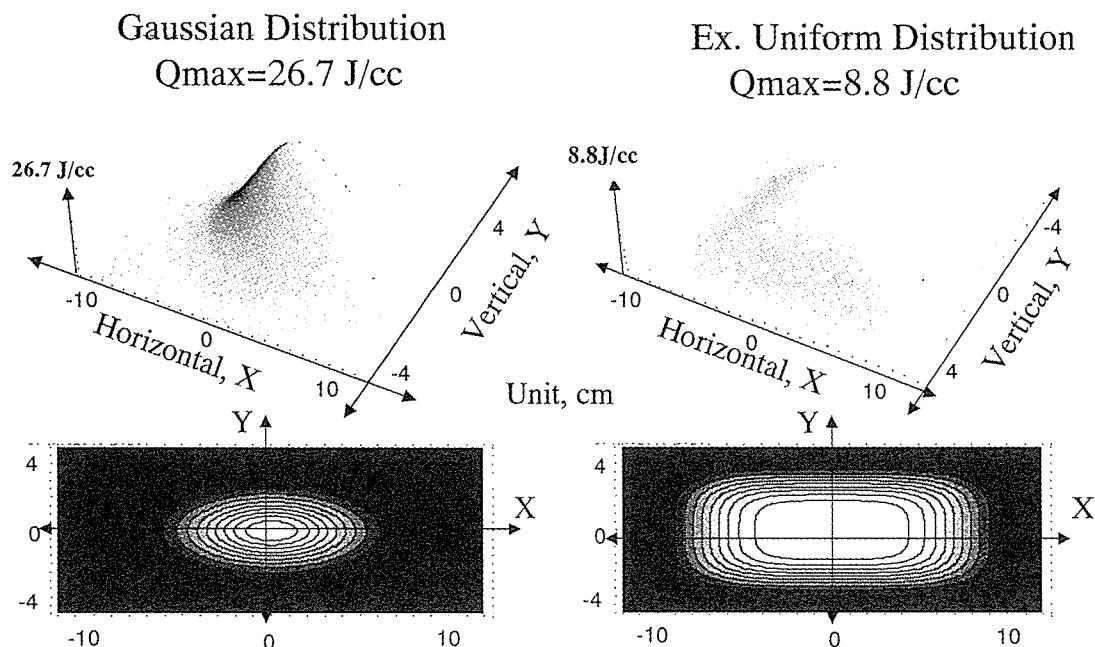


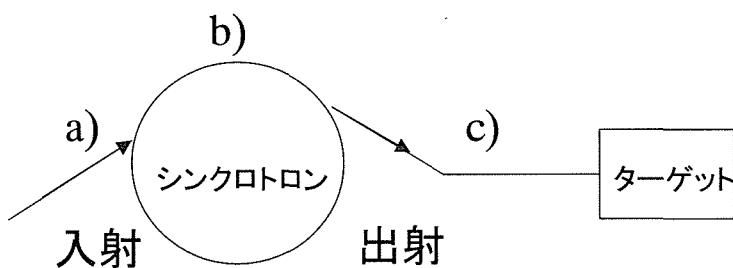
Fig. C.1 Beam profiles

C-1 ビームプロファイル制御技術

1. はじめに

疲労及びピッティング等を防いでターゲットの健全性を保つためには、陽子ビームの電流密度を低く抑えることが重要である。ここでは、ビームプロファイルの制御技術について検討を行う。

一般にシンクロトロン加速器施設では、ターゲット上のビームプロファイルは下図に示すように、a)シンクロトロンにどのようにビームを入射させるか、b)どのようにビームを加速するか、c)シンクロトロンから出射したビームをターゲット上にどのように照射するかということで決定される。ここでは、c)に関して検討を行う。



JSNS と SNS における陽子ビームの比較を表 C-1.1 に示す。ここでは、SNS および J-PARC ともに SNS のターゲット上でのビームプロファイル(水平 20 cm, 垂直 7 cm)の場合における比較を示す。なお、簡単のために陽子ビームの位相空間において一様な分布を持つものとした。

JSNS の場合には、同じビーム面積を有する場合でも、パルスあたりの電流密度は SNS に比べ約 30% 小さくなる。しかしながら、陽子のエネルギーが高いため陽子 1 個あたりの発熱が大きく、このため水銀ターゲット内で生じる最大の発熱密度は SNS に比べ約 20% 程度大きくなる。

平成 14 年度前期までの JSNS の設計では、陽子ビームが 13x5cm の面積を持つものとして計画されていた。この場合には、最大発熱密度が SNS の約 2 倍程度となりターゲット構造健全性の観点から問題になると思われる。そこで、ビームの電流密度を 1/2 倍程度にする方法を検討するに至った。

2. ピーク電流密度の減少方法

ビーム電流を 1/2 倍程度にするために、どのような方法が行えるか検討する。陽子ビームのピーク電流を抑えるためには下記の方法が考えられる。

- 1) 陽子ビームの幅を広げる
- 2) 陽子ビームの位相空間における周辺の強度を高める

2)の方法は八極電磁石を用いることにより可能であるが、ビーム軌道が電磁石中央から外れる場合には、ビームの中心ではない周辺部にピーキングを生じる^[1]。また、Rapid Cycling Synchrotron (RCS)においてキッカ一等の出射機器の不安定により、パルス毎に数 mm 程度の中心位置の揺らぎが生じる^[2]。そこで、これらのビームのピーキングを周辺部に生じるためには望ましくない。よって、1)の陽子ビームの幅を広げることで対応することとした。

図 C-1.1 に中性子ターゲットでのビーム径を広げた場合のビームの直径(ビームエンベロープ)を、図 C-1.2 にそのビームプロファイルを示す。この図ではミュオン生成ターゲット上流から中性子ターゲットまでのビームの大きさを示している。この結果、電磁石およびミュオンターゲット近傍に設置するコリメータの配置を変更することなく、ビーム面積を 2 倍とすることができます。ビームは $81\pi \text{ mm mrad}$ のコア部に対して水平幅 18.4cm, 垂直幅 7cm の大きさを持つ。ビーム面積を 2 倍とすることでピーク電流密度は 1/2 倍となった。

このようにビーム電流密度を 1/2 倍にする場合においても、使用する電磁石の最大磁場勾配は変更する必要はないことがわかった。即ち電磁石に供給する電流を調整するだけでビームの電流密度を 1/2 倍にすることが可能である。

3. 陽子ビームの条件

実空間での陽子ビームの分布は、位相空間の分布が決定されればユニークに決定される。陽子ビームは RCS に入射する際に $324\pi \text{ mm mrad}$ のアパチャー内に入射されるために、これ以上のエミッタンスを持つビームは基本的に存在しない。また、空間電荷交換の影響がない場合には、ビームは加速されたために断熱減衰(adiabatic dumping)によりビームは $81\pi \text{ mm mrad}$ のエミッタンスを持つ。ここで、 $81\pi \text{ mm mrad}$ 以下のビームをコア部、 $81\pi \text{ mm mrad}$ 以上で $324\pi \text{ mm mrad}$ 以下のビームをハロー部と定義する。

実空間におけるビームのプロファイルを導出するためには、ビームの位相空間分布が既知である必要がある。しかしながら、現在のところこれを予測するのは不可能なために、以下のような仮定を行い、実空間のビーム分布を定めた。

1) コア部のビーム分布

コア部の分布は位相空間で一様な分布とした。なお、RCS に入射する場合に、anti-correlated ペインティングを用いることにより、実空間において一様な分布を持つことが知られている。ただし、これがどの程度現実的なものであるかは予想できないために、保守的に評価するために位相空間で一様な分布とした。

また、以前ではコア部の分布もガウス分布としたが、これは anti-correlated ペインティングと比べてみると余りにもピーク電流密度を過大評価していると判断されたために、以後の検討には用いないこととした。

2) ハロ一部の強度とビーム分布

RCS で加速されることによりビームのエミッタスは断熱減衰により減少する。しかしながら、減衰する過程において空間電荷効果によりエミッタスは増大する。最大のエミッタスは、RCS 内に設置するコリメータのアパチャードで決定され、RCS を出射してからの空間電荷効果の影響は非常に小さいために、ビームはコリメータのアパチャードで決定されるエミッタス($324 \pi \text{ mm mrad}$)までの分布を持つ。ハロ一部の生成は空間電荷効果に依存し、この強度及び分布を予測するのは不可能である。そのために、ハロ一部の分布は σ が $81 \pi \text{ mm mrad}$ となるガウス分布と仮定した。

付録 C-2 では、以上の分布を用いて発熱密度の計算を行っている。

4. ビームの揺らぎ

ビームの中心位置は主に電磁石電源の不安定性等によりふらつきを生じる。ここで、ビーム輸送ライン等に用いられる直流電源の場合には、この揺らぎは長期的なものとなり、補正電磁石で影響を取り除くことができる。しかしながら、RCS の出射機器においては直流電源でないものを用いるために、揺らぎは短期的なものとなり補正電磁石では取り除くのは困難と考えられる。特にキッカー用電源には出射パルス毎に揺らぎを与えるものと考えられる。そこで、出射機器の影響による中性子ターゲット上のビーム位置のふらつきを計算した。検討に用いた条件を以下に記す。

- ・ 外乱はキッカーおよびセプタムの pulse to pulse の不安定性のみ
- ・ RCS のチューンはノミナルの運転(ν_x, ν_y) = (6.68, 6.27)
- ・ 出射のふらつきはガウス分布を持つものとして、この標準偏差は RCS の出射計算から下記の通りとする。

水平 : 1mm, $108 \mu\text{rad}$, 垂直 : 1.2mm, $7.8 \mu\text{rad}$

この標準偏差で誤差を伝播させて軌道のずれを計算した。上記の状態における、ビーム輸送ラインでの軌道のずれを図 C-1.3 に示す。厳密な評価では、軌道のズレと運動量の分散による影響とが結合するために、以下の式を用いて二乗平均により評価を行った。

$$X_d = \sqrt{X_{cod}^2 + |\eta_x \Delta p/p|^2}$$

この結果を表 C-1.2 に示す。これにより水平 : 6.8mm, 垂直 : 0.6mm のふらつきを持つものとした。以後のビームの揺らぎはこの値を用いた。

5. まとめ

以上の議論は仮定の元での議論である。恐らく上述の仮定は保守的に評価していると考えられる。万が一にもこの仮定が担保できない場合にも、以下の方法でさらに減少させる

ことが可能であることを最後に述べる。

1) 入射ペインティングの変更

RCS に入射する場合に、anti-correlated ペインティングを用いることにより、実空間において一様な分布を持つ。現在のところは、これがどの程度成立できるか見通しが立っていないが、これが実現することによりピーク電流密度はさらに減少することが可能となる。

2) スクレーパーコリメータ等の設置

コア部のビーム径は常にハロー一部の 1/2 倍である、またコア部のビームはブレード等の構造材には照射しない。ここで、ビームハローの強度がブレード等のターゲット構造材に対し影響をほとんど与えなければ、ビームの大きさを広げてさらにビーム強度を小さくすることが可能となる。

3) 八極電磁石

ビーム軌道のパルス毎の不安定性は中性子源のみならず、50GeV MR（メインリング）に入射する場合においても重大な影響を与える。このために、もし不安定性が問題になる場合には、パルス毎の不安定を何らかの方法でキャンセルする方法が MR グループを中心に検討されているようである。もしこの方法が正常に機能するのであれば、これと八極電磁石を利用してビーム電流密度を下げる方法も可能かもしれない。

[参考文献]

- [1] 明午 伸一郎、“大強度陽子加速器計画における NME 施設内 3GeV ビーム輸送ラインに関する検討”，JAERI-Tech 2000-088 (2001).
- [2] 明午 伸一郎、“3GeV RCS から中性子源までのビームの軌道のずれおよび反射体に入射するビームハローの電流密度の推定”，私信(2001).

表 C-1.1 JSNS および SNS における陽子ビームの特性（同一ビームプロファイルと仮定）

	JSNS	SNS
入射陽子エネルギー(GeV)	3	1
入力(MW)	1	1
パルスあたりの入力(KJ)	40	33.3
時間平均の電流密度($\mu A/cm^2$)	3.9	11.6
パルスあたりの電流密度($\mu A/cm^2/pulse$)	0.15	0.19
核的および電磁気的な最大阻止能(MeV/cm)	39.9	25.8
最大発熱密度(J/cc)	6.2	5.0

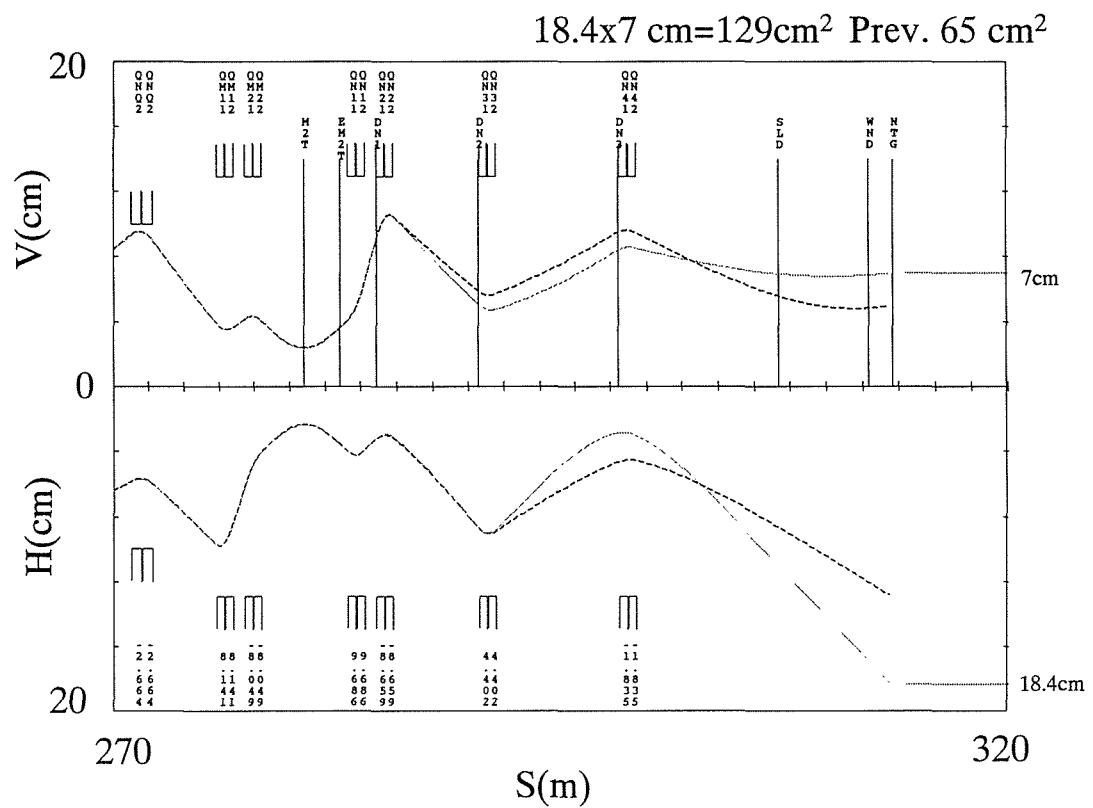


図 C-1.1 ビームを広げた場合のビームエンベロープ（実線：変更後、破線：変更前）

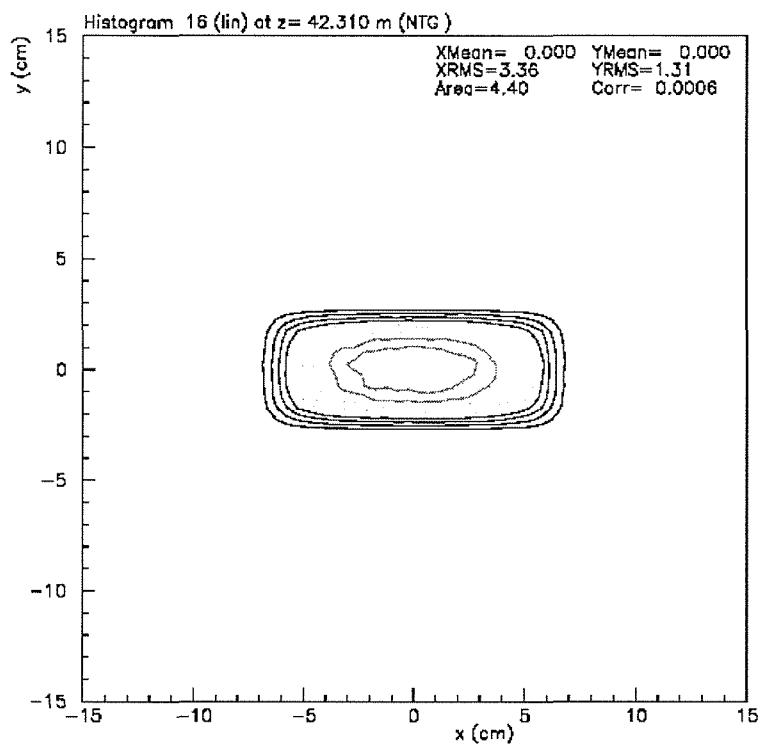


図 C-1.2 ビーム面積を広げたコア部のビームプロファイル

表 C-1.2 パルス毎のビームのふらつき

	X(mm)	Y(mm)
COD	4.86	0.241
η	476	54
$\Delta P/P$	0.01	0.01
Xd,Yd	6.8	0.6

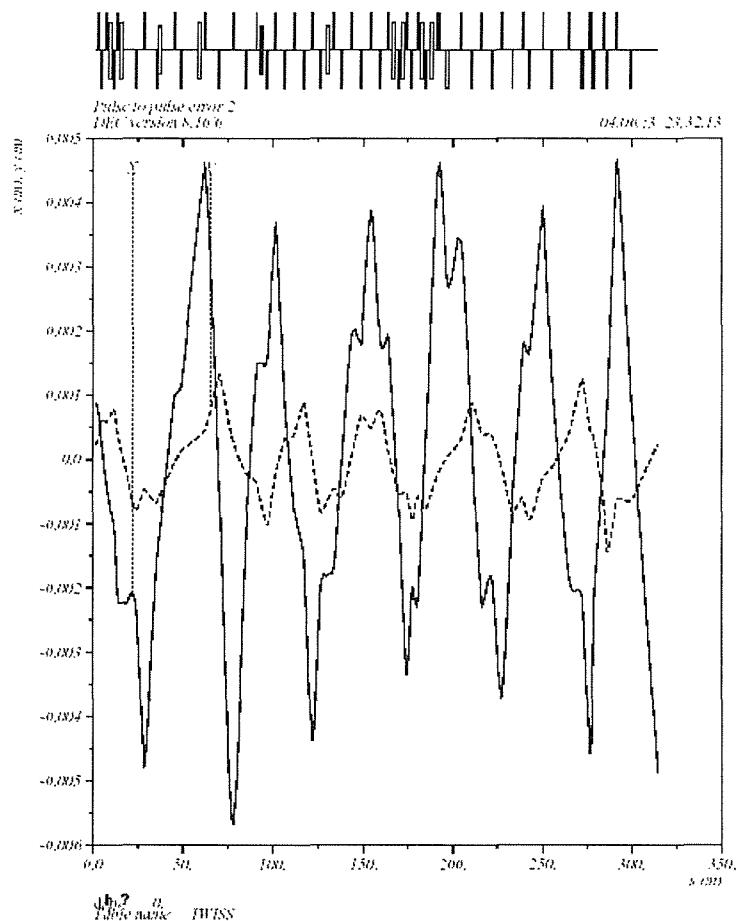


図 C-1.3 RCS 出射角のパルス毎のふらつきによる、水平(実線)および垂直(破線)の中心軌道のずれ(COD)。横軸は RCS 出射機器出口を零とし、中性子ターゲットは S=314m に位置する。

C-2 ビームプロファイルによる中性子強度及び発熱密度変化

1、はじめに

陽子ビーム拡大によるニュートロニクスに関連した検討（核発熱密度）及びそれに起因する半円筒状ターゲットの採用によるニュートロニクスに関連した検討（核発熱密度、中性子強度）を行った。使用した計算コードは、核発熱計算では PHITS を、中性子パルス計算では、PHITS + MCNP-4C を用いた。計算モデルは、線源集合体をできる限り模擬したモデルを作成して使用した。計算モデルの概略図を、Fig. C-2-1 及び Fig. C-2-2 に示す。計算に必要な断面積ライブラリは、カーマファクタを改訂した JENDL-3.2 ベースのものを使用した。核発熱計算では、光子の発熱は、電子のエネルギー損失から導出した。中性子強度計算では、点検出器を用いた。

計算における座標軸は、陽子ビーム入射方向を Z 軸（上流から下流へ向かう方向を正）とし、鉛直方向を Y 軸（下から上へ向かう方向を正）、水平方向を X 軸（用紙ビーム上流から見て、左から右へ向かう方向を正）とした。

2、陽子ビーム孔周りの発熱

Table C-2-1 に示すように陽子ビーム条件を変えて、ビーム孔周りの発熱の変化を評価した。Fig. C-2-3 に、ターゲット上流での実空間での陽子ビームの電流密度分布を示す。図中には、参考のために、ミドルセクション部、水冷遮蔽体部、反射体部での陽子ビーム孔を示している。陽子ビームプロファイルを拡大することで、陽子ビームコアの周辺部分が、反射体部の陽子ビーム孔サ イズ ($17 \times 8 \text{ cm}^2$) より、若干大きくなることが分かる。

Fig. C-2-4 及び Fig. C-2-5 に、陽子ビームプロファイルを Table C-2-1 のように変化させたときの、陽子ビーム孔周りの発熱分布を示す。図中の値は、各部位における発熱密度のピーク値を示す。なお、陽子ビーム孔サイズは、変化させていない。この結果から、ビームプロファイルを No.1 から No.3 まで、拡大した場合、垂直方向の発熱分布のピーク値は、大きくは変化しない。しかし、水平方向の発熱分布のピーク値は、ミドルセクション部で、 $0.2 \text{ W/cc} \rightarrow 1.0 \text{ W/cc}$ に、反射体部で、 $2 \text{ W/cc} \rightarrow 10 \text{ W/cc}$ に、大きく増加した。特に、反射体部の 10 W/cc というピーク値は、現状では、受け入れがたい量であった。

そこで、反射体部の陽子ビーム孔サイズを、 $17 \times 8 \text{ cm}^2 \rightarrow 20 \times 9 \text{ cm}^2$ に拡大してみた。Fig. C-2-6 及び Fig. C-2-7 に、その結果を示す。この結果から、ピーク値を $10 \text{ W/cc} \rightarrow 3 \text{ W/cc}$ に低減することができ、工学的に受け入れられる量となった。さらに、インコネル製陽子ビーム窓 (1.5mm 厚 x 2 枚) を、アルミニウム製陽子ビーム窓 (2.5mm 厚 x 2 枚) に変更した場合、Fig. C-2-6 及び Fig. C-2-7 からわかるように、大きな変化は無かった。

Fig. C-2-8 及び Fig. C-2-9 に、Table C-2-2 の陽子ビームプロファイル No.1 と No.3 の場合のターゲット各容器、水銀ターゲットの先端部分の発熱密度を示す。発熱密度は、陽子ビームプロファイルを No.1 から No.3 に広げることで、約半分程度に低減できることが分かった。

3、半円筒状ターゲットの採用によるブレードの発熱密度

Fig. C-2-10 に、平板状ターゲットと半円筒状ターゲットを用いた場合のブレードの発熱密度の

違いを示す。また、計算モデルの概略図を、Fig. C-2-11 に示す。Fig. C-2-2 と Fig. C-2-11 を比較すれば分かるように、半円筒状ターゲットの計算モデルは、平板上ターゲットの先端部分に半円筒状のターゲット部分を付け加えたものとしている。Fig. C-2-10 中の各線は、平板ターゲットの場合と半円筒状ターゲットの場合のブレード先端部分から、Z 軸方向に、0 cm、2 cm、4 cm 進んだ場所での高さ方向の発熱密度分布を表している。発熱分布の高さ方向分布は、陽子ビーム高さで最も高く、両端では、その半分の発熱になることが分かった。また、同じ形状のターゲットでは、ブレードの先端に近いほど、発熱密度が高いことが分かった。平板状ターゲットと半円筒状ターゲットでは、半円筒状ターゲットを用いたほうが、ブレードの発熱密度が小さくなることが分かった。

4. 半円筒状ターゲットの採用による中性子強度の変化と位置の最適化

衝撃波の解析から有力視されている半円筒状ターゲットを採用した場合の中性子強度の変化を評価した。結合型モデレータ（ポート番号 15）、非結合型モデレータ（ポート番号 22）、ポイズン型モデレータ（薄い側、ポート番号 19）を対象とした。各中性子ビームラインポートの位置は、Fig. C-2-12 に示す。図中の CM、DM、PM は、それぞれ、結合型モデレータ、非結合型モデレータ、ポイズン型モデレータ用のビームポートであることを意味する。

Fig. C-2-13～Fig. C-2-15 に、中性子の時間積分強度の比を示す。これらの結果から、半円筒状のターゲットを用いた場合、結合型モデレータの強度は変わらないが、非結合型のモデレータが減少し、ポイズン型モデレータの強度が増加することがわかった。このことは、半円筒状ターゲットの場合、モデレータの従来の位置に対する最適化を行う必要性があることを示す。

そこで、次に、半円筒状ターゲットの先端部分の位置とモデレータとの位置関係について、中性子強度の観点から最適化の検討を行った。Fig. C-2-16 に、各モデレータの $E_n < 25 \text{ meV}$ の時間及びエネルギー積分強度比の Z 軸依存性を示す。陽子ビーム条件 1 (Table C-2-2 参照) の場合で規格化している。横軸は、半円筒状ターゲットの先端 Z 位置で、Z = 0 cm は、ベッセル中心から、19.5cm 陽子ビーム上流を示す。この結果から、Z = 3 cm の時が、どのモデレータにとっても、最適化された強度になることがわかった。

5. まとめ

陽子ビームプロファイルを広げても、反射体部の陽子ビーム孔サイズを $17 \times 8 \text{ cm}^2$ から $20 \times 9 \text{ cm}^2$ に広げることで、工学的に成立する見通しを得た。陽子ビームプロファイルを広げた結果、ターゲット各種容器及び水銀の先端部分の発熱を半分に低減することが出来た。

半円筒状のターゲットを採用しても、中性子強度的にデメリットはないことが示された。また、その最適な位置も得られた。

以上

Table C-2-1 Proton beam condition in calculation

No.	Proton beam profiles in phase space	Foot print of proton beam in front of target
1	Gaussian	$13 \times 5 \text{ cm}^2$
2	Uniform	$17 \times 8 \text{ cm}^2$
3	Uniform + Gaussian	$17 \times 8 \text{ cm}^2$

Table C-2-2 Proton beam condition in calculation

No.	Proton beam profiles in phase space	Foot print of proton beam in front of target
1	Uniform	$13 \times 5 \text{ cm}^2$
2	Uniform	$17 \times 8 \text{ cm}^2$
3	Uniform + Gaussian	$17 \times 8 \text{ cm}^2$

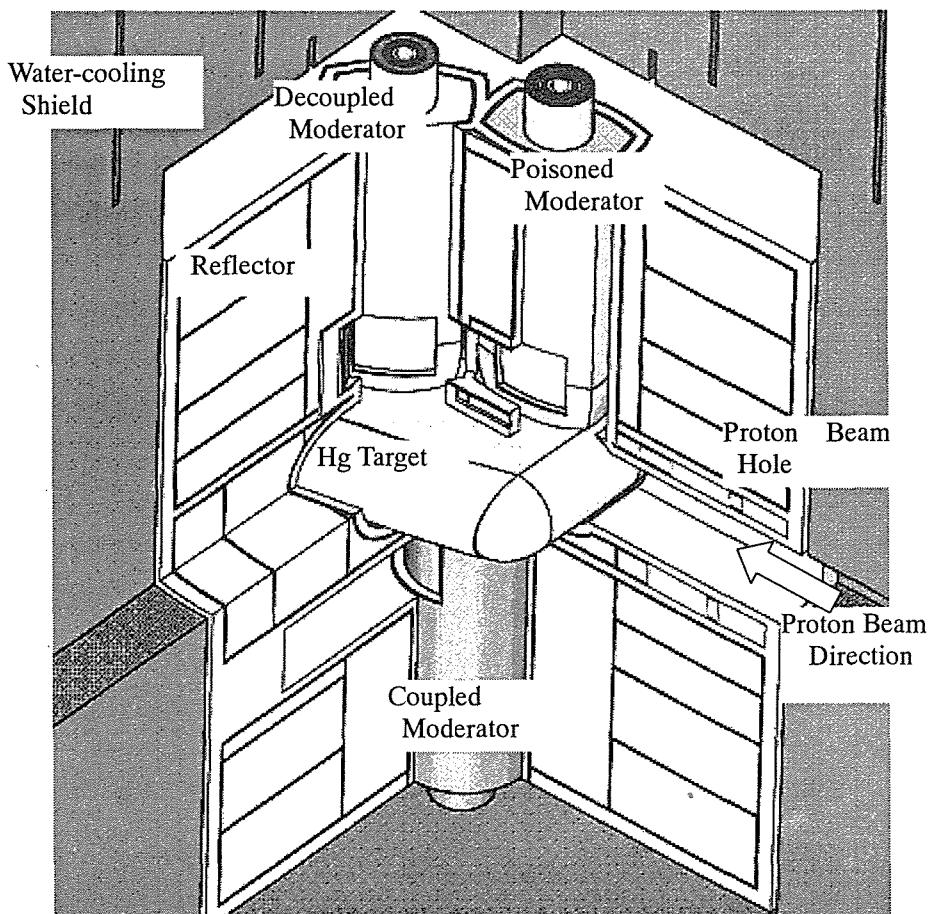


Fig. C-2-1 Schematic 3D-view of Target-Moderator-Reflector Assembly

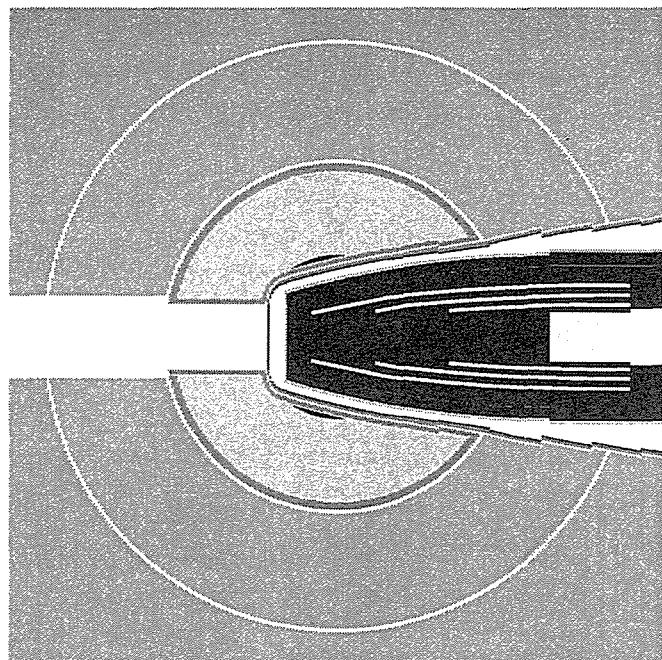


Fig. C-2-2 Schematic 2D-view of Target with blade

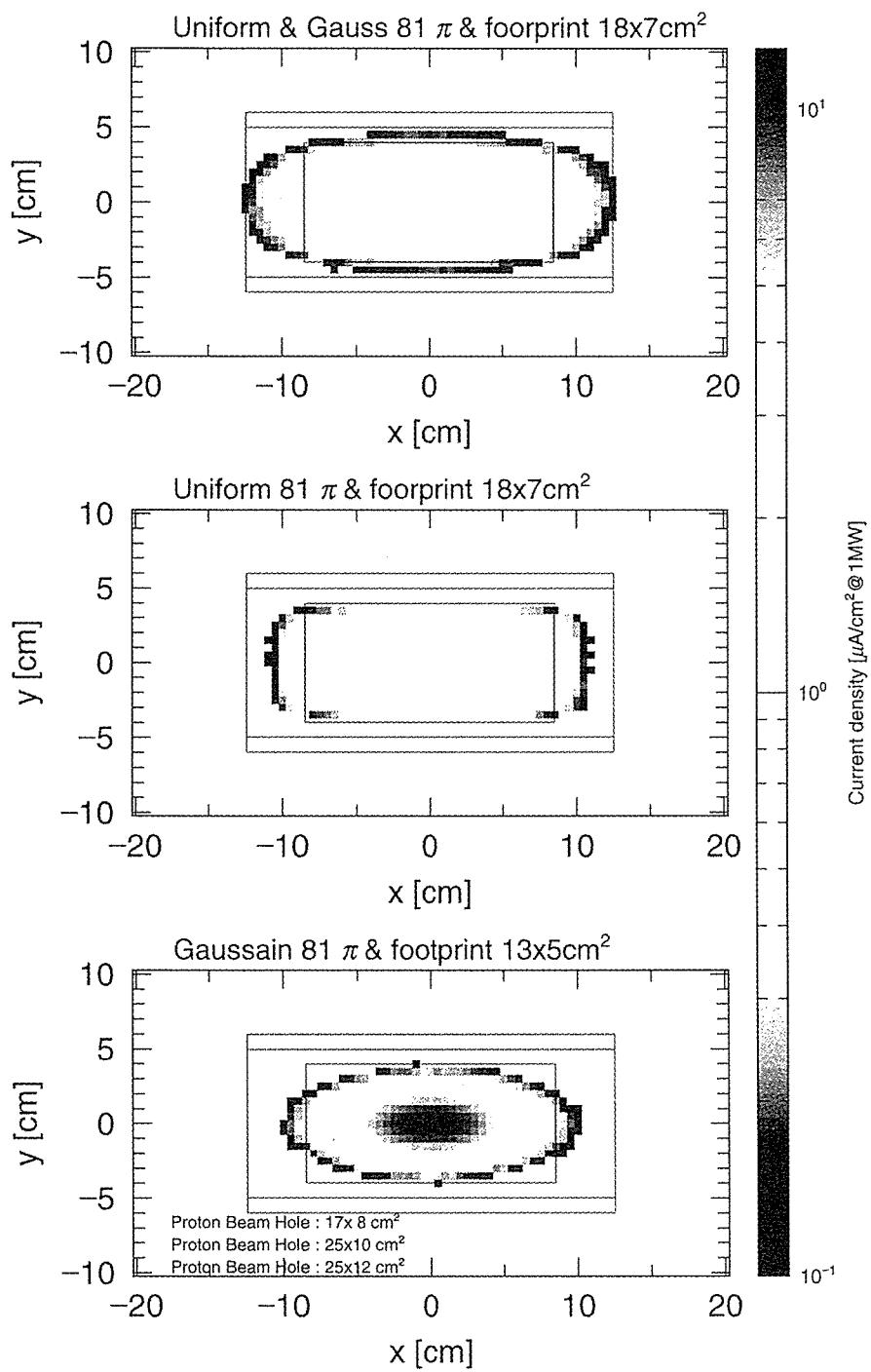


Fig. C-2-3 Proton beam profiles in real space at upstream of target

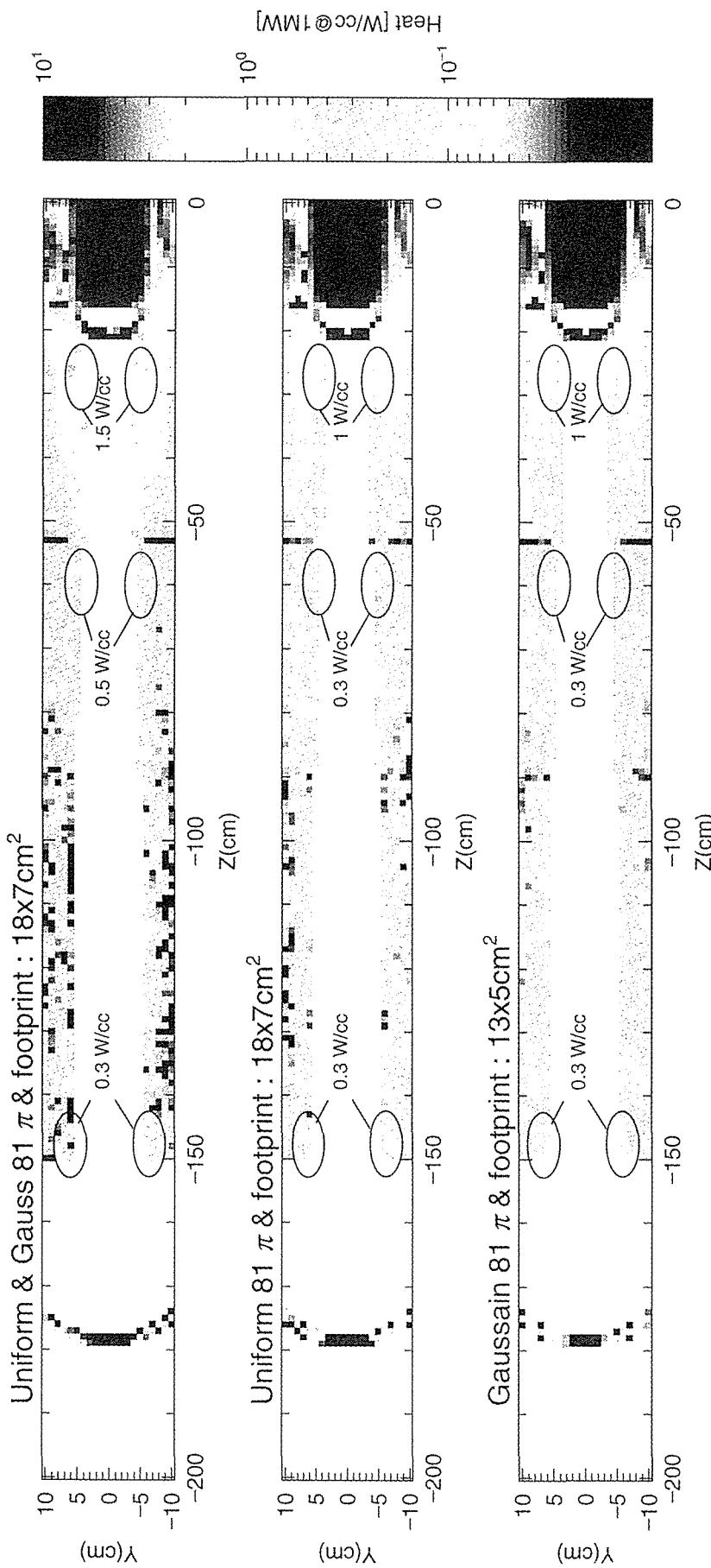


Fig. C-2-4 Heat density distribution at proton beam port (Vertical cutting view)

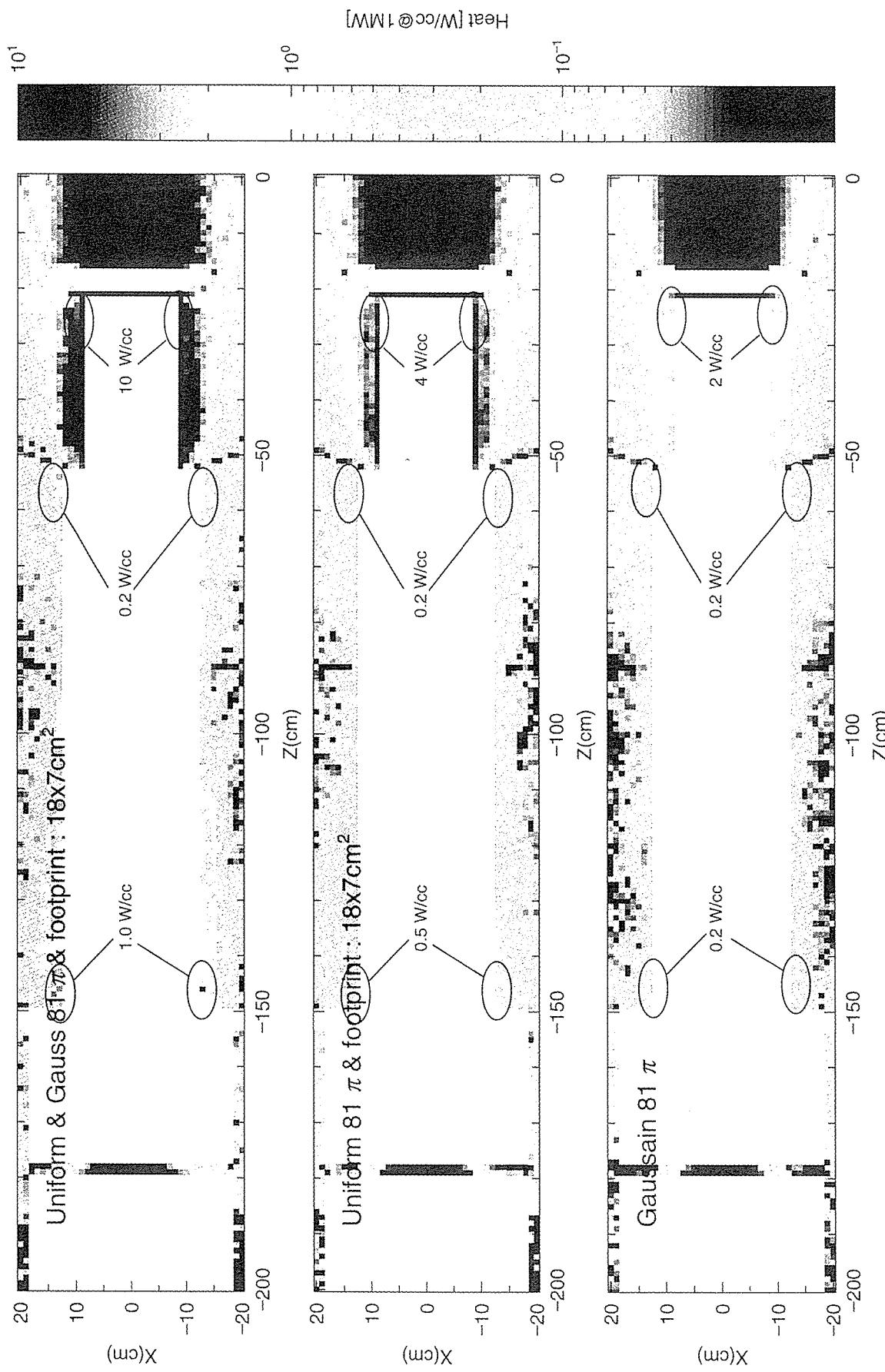


Fig. C-2-5 Heat density distribution at proton beam port (Horizontal cutting view)

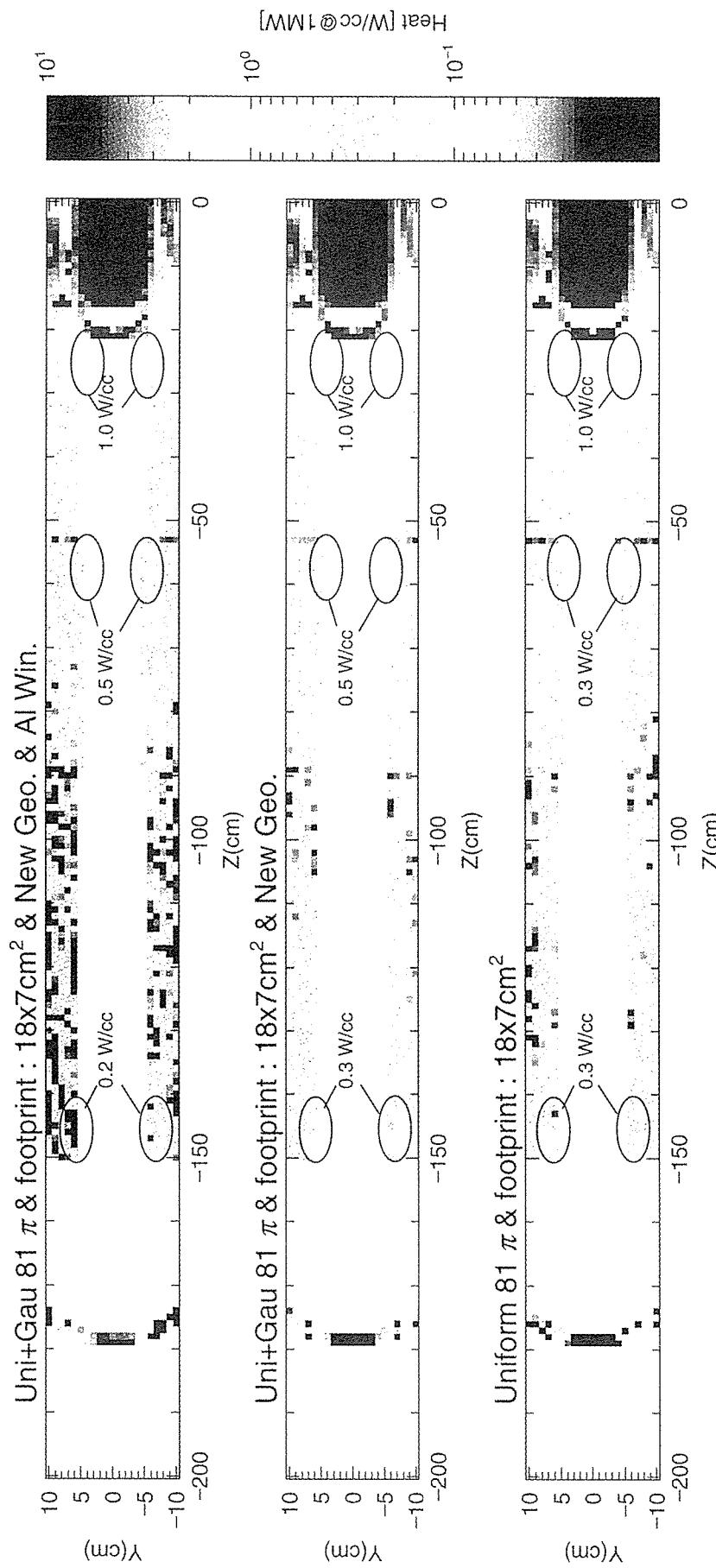


Fig. C-2-6 Heat density distribution at proton beam port (Vertical cutting view)

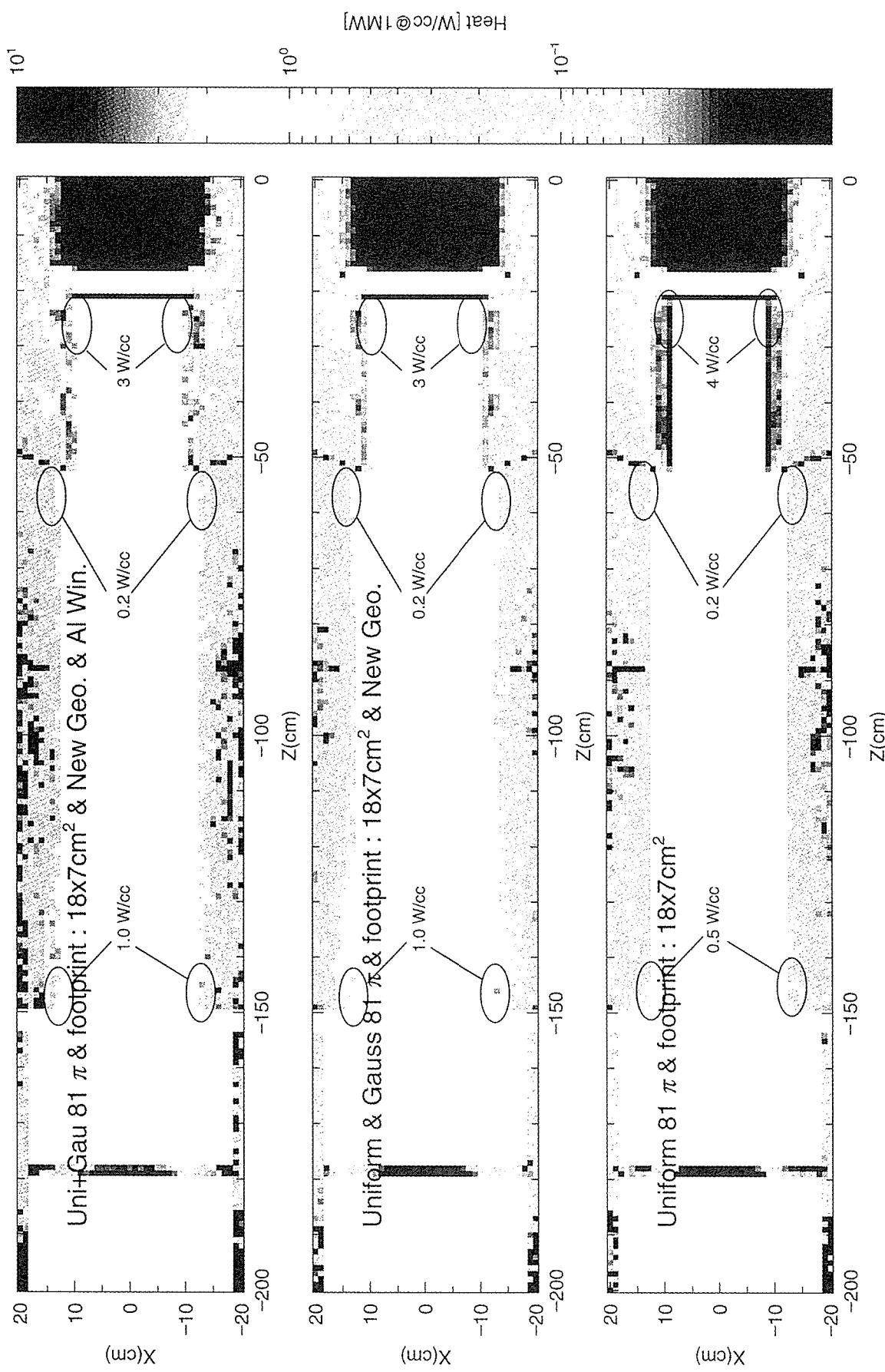
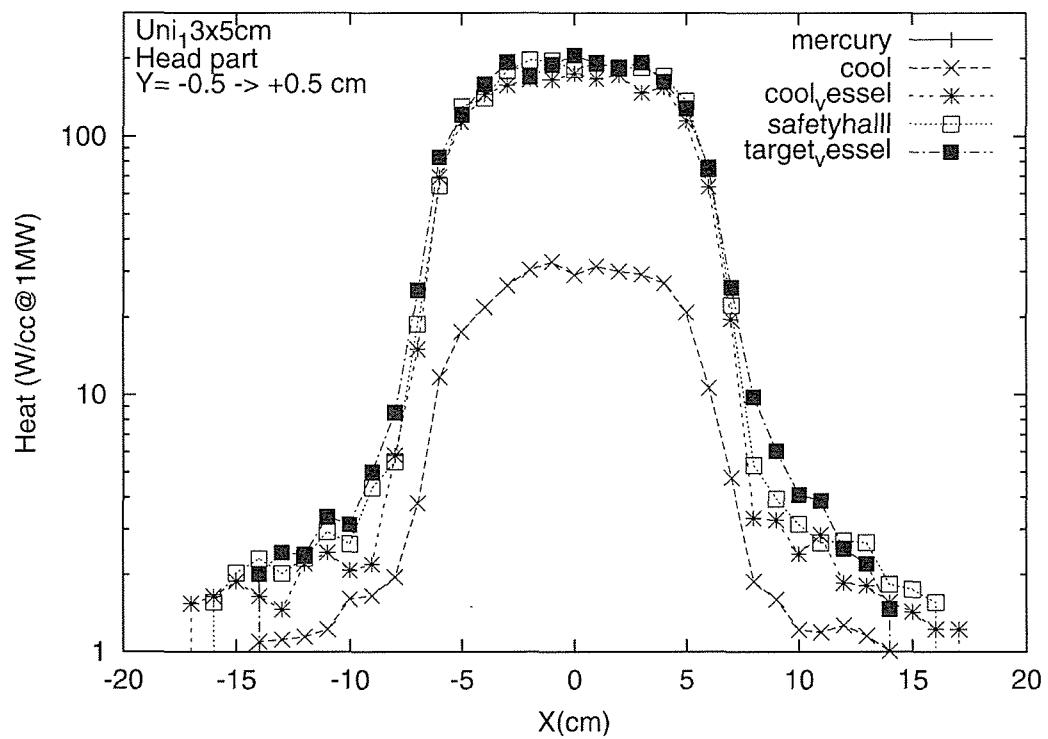
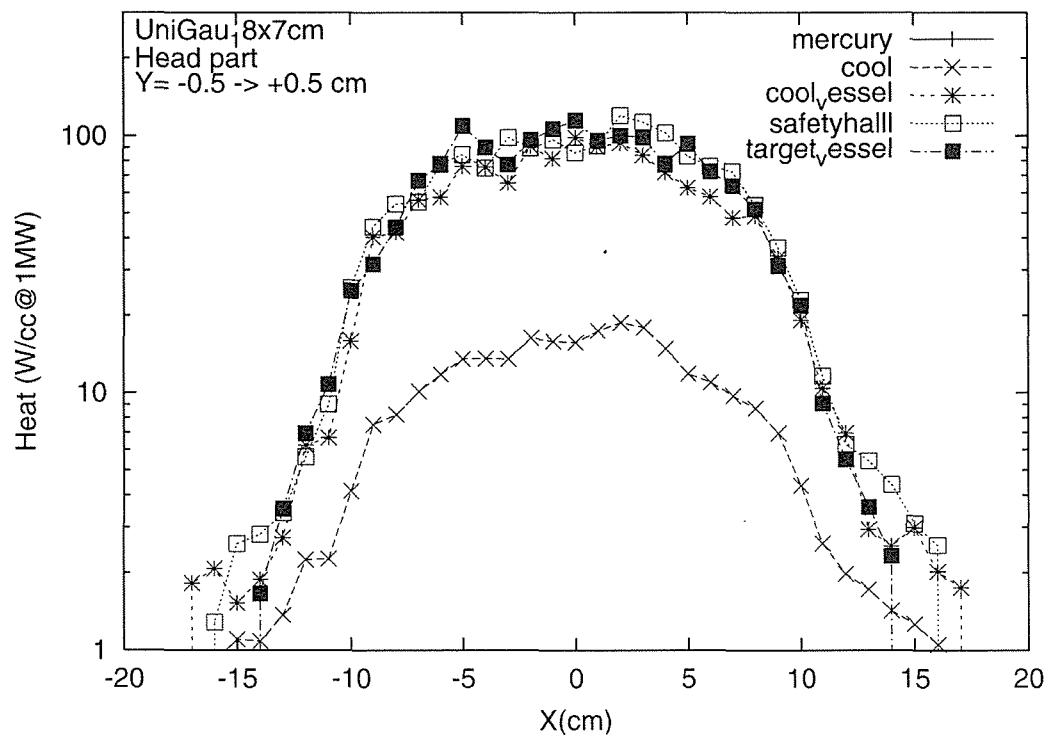


Fig. C-2-7 Heat density distribution at proton beam port (Horizontal cutting view)

Fig. C-2-8 Nuclear heat of each target component (Uniform, 13 x 5 cm²)Fig. C-2-9 Nuclear heat of each target component (Uniform + Gaussian, 17 x 8 cm²)

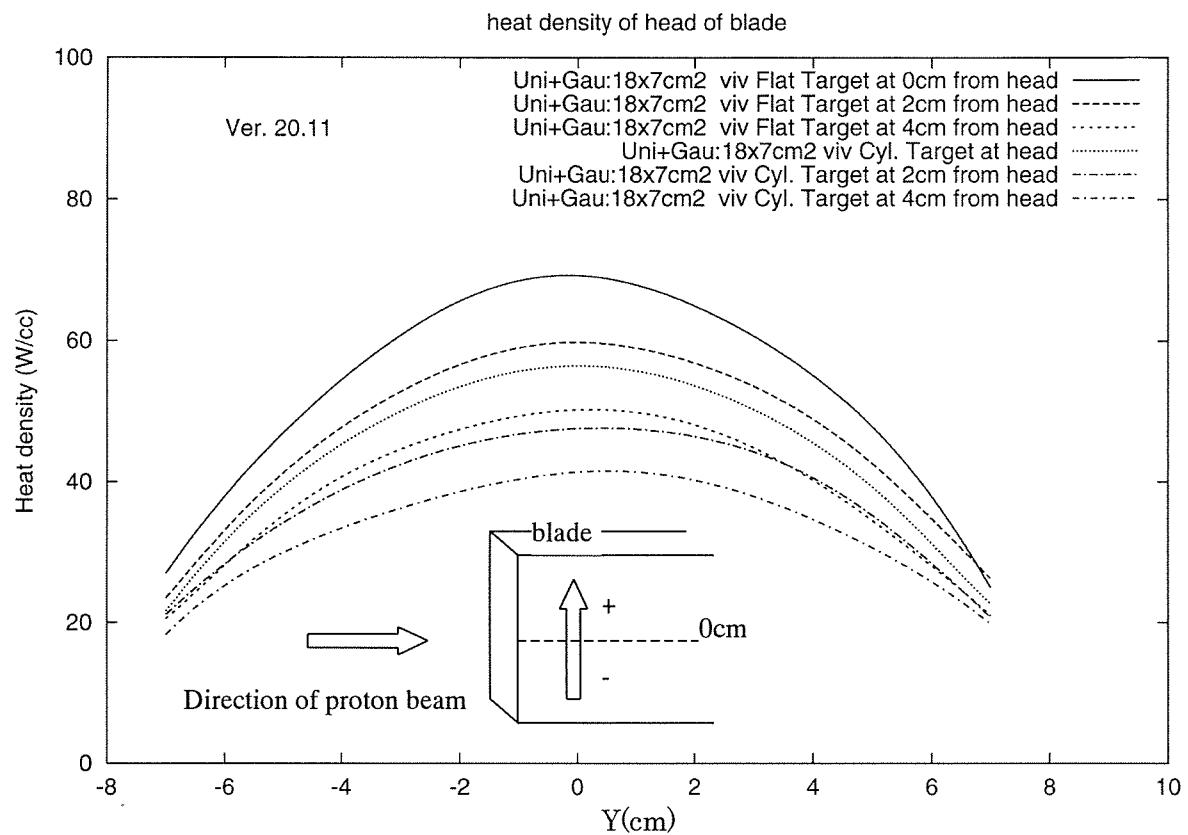


Fig. C-2-10 Nuclear heat of blade

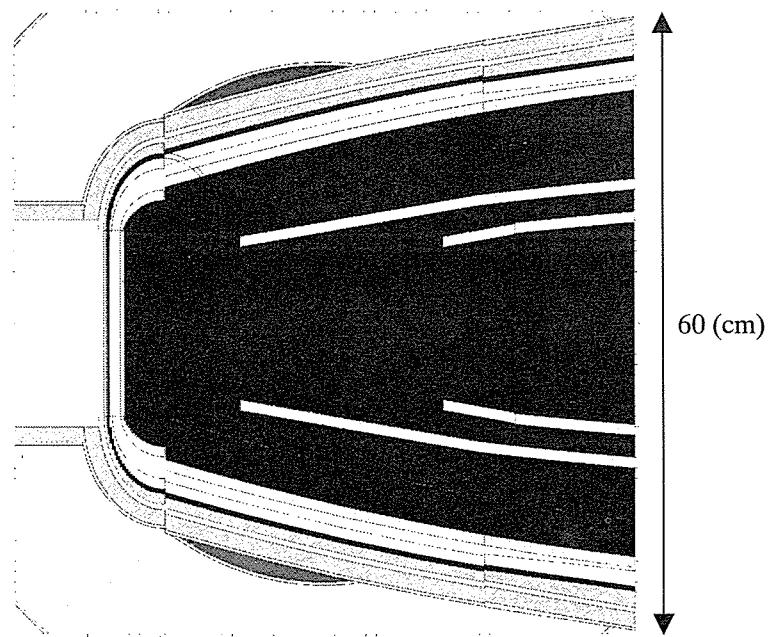


Fig. C-2-11 Schematic view of calculation model

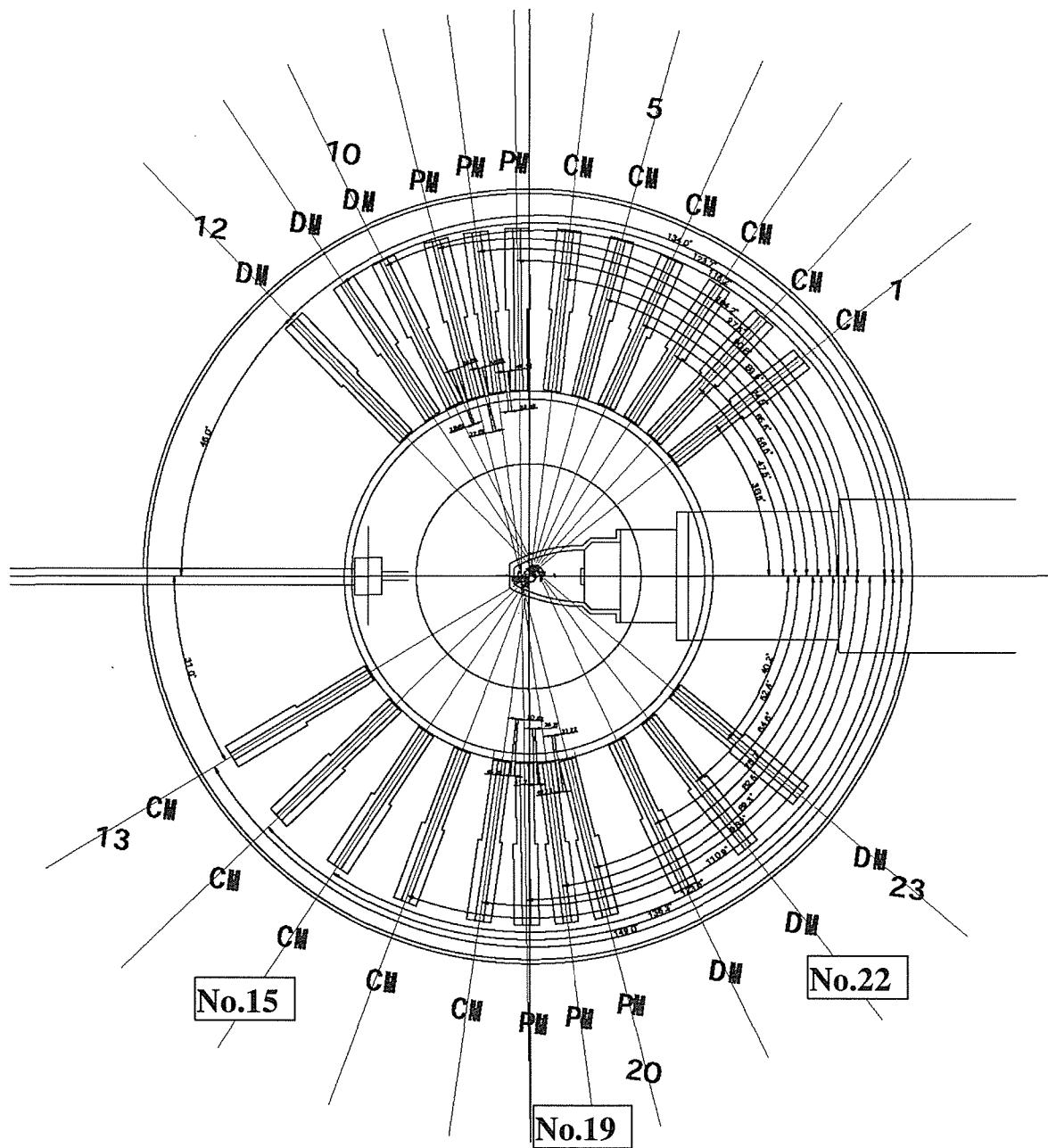


Fig. C-2-12 Position of each neutron beam port

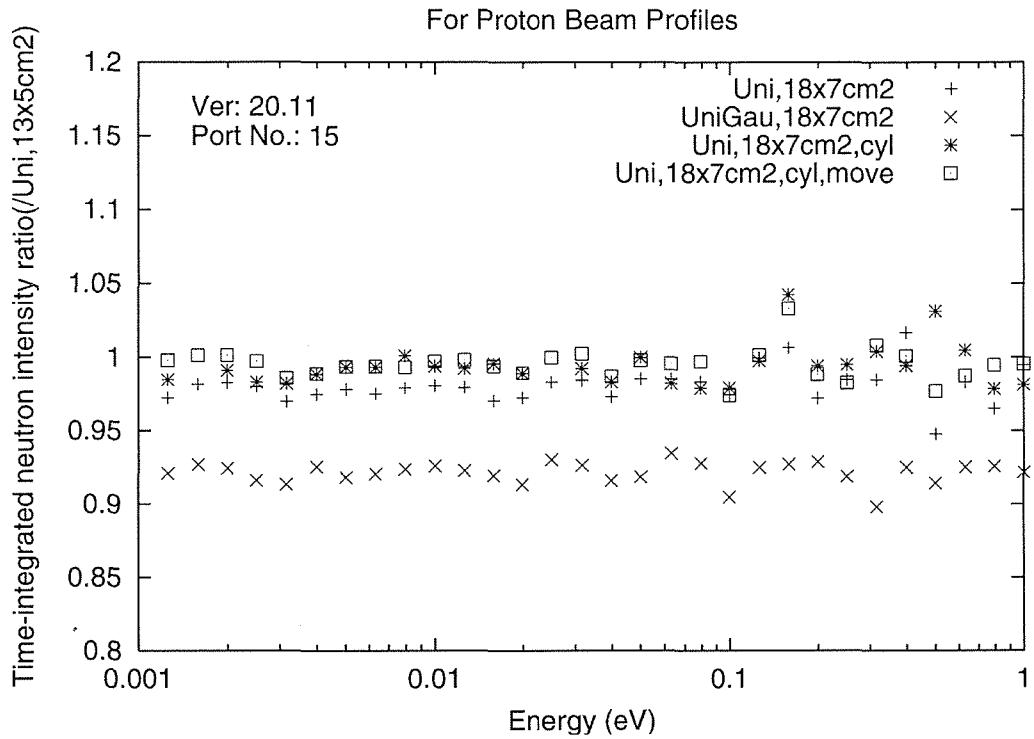


Fig. C-2-13 Gain of time integrated intensity (Coupled, Port No.15)

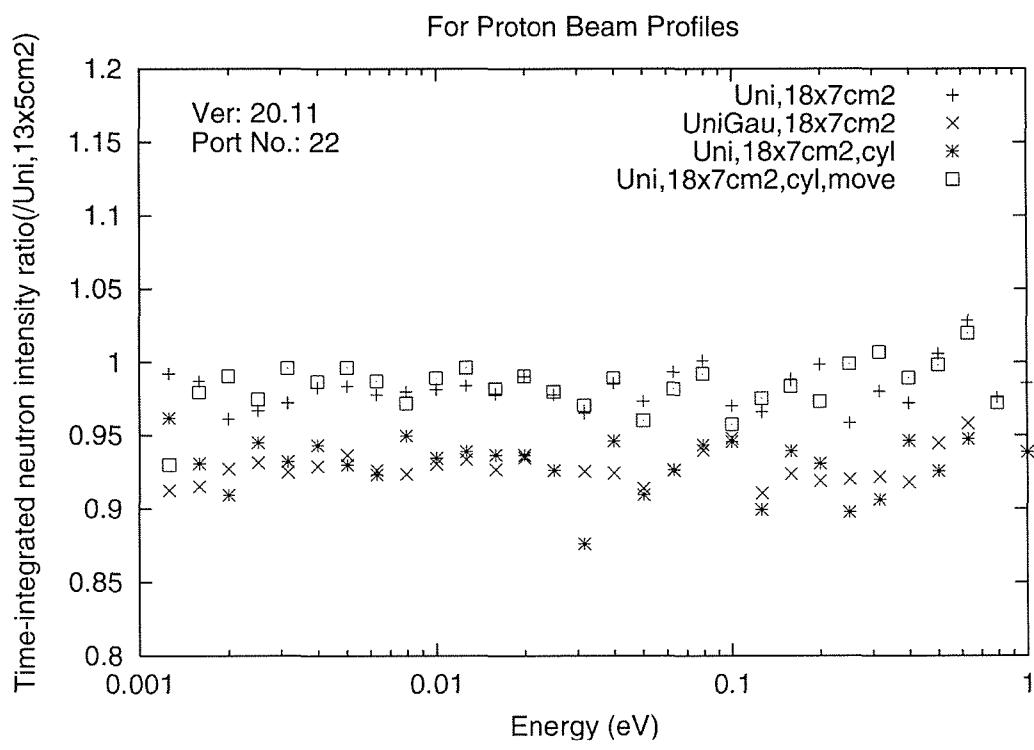


Fig. C-2-14 Gain of time integrated intensity (Decoupled, Port No.22)

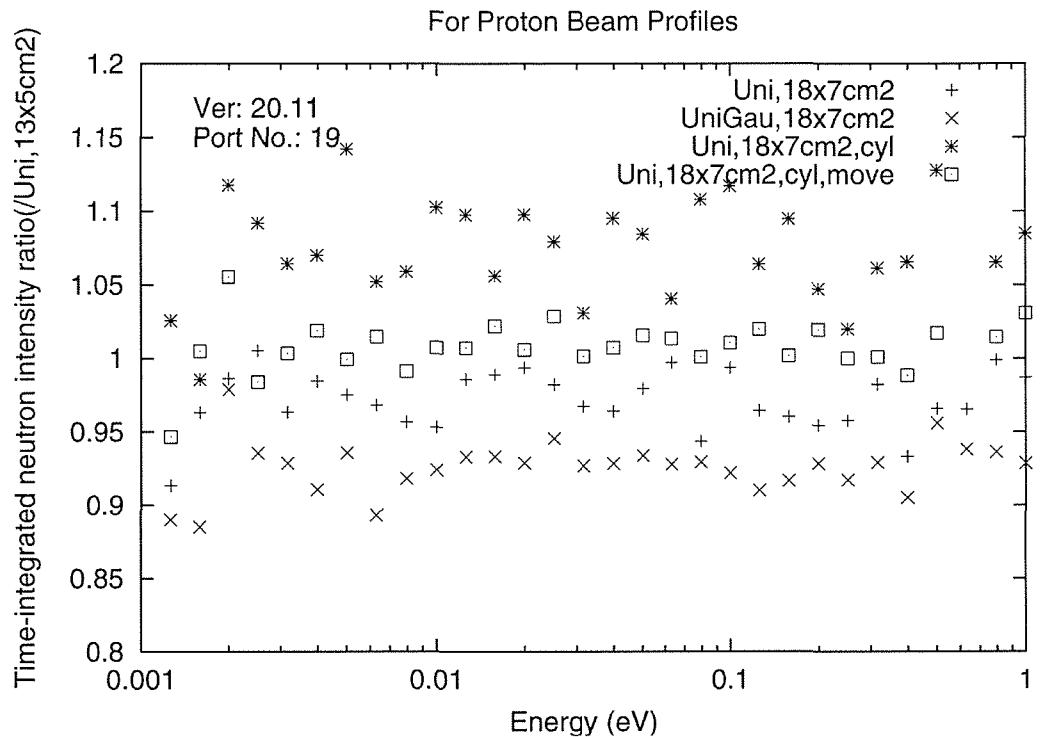


Fig. C-2-15 Gain of time integrated intensity (Thin poisoned, Port No.19)

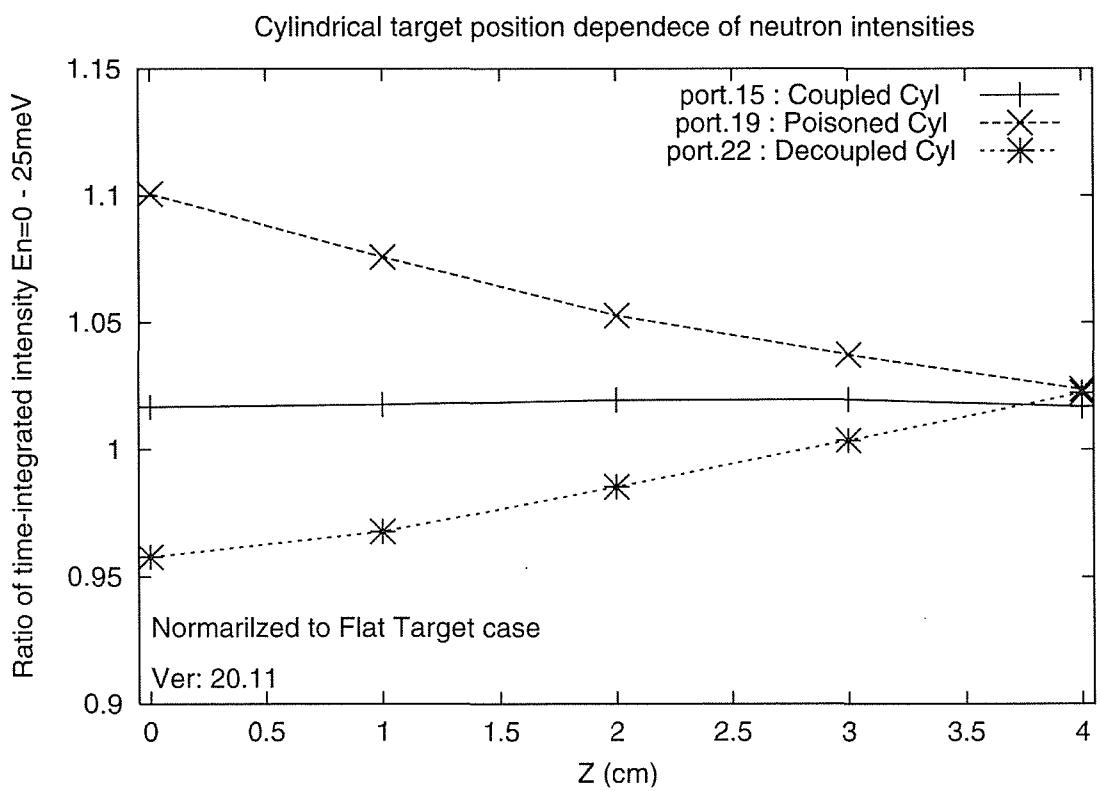


Fig. C-2-16 Z position dependence of gain of time-integrated intensity

C-3 核発熱計算値におけるマージンの考え方

ターゲット容器等の熱応力解析で使用した核発熱値は計算によって得られたものであり、その値には不確定性が含まれている。この不確定性は熱応力解析時のマージンとして考慮されたが、ここではその不確定性の要因とその大きさについて述べる。

1. 核発熱計算の概要

核発熱計算には、モンテカルロ法高エネルギー粒子輸送計算コードである NMTC/JAM^[1] を使用した。20MeV 以下の中性子輸送計算に使用する核データには、JENDL-3.2^[2] 等を用いた。ターゲット、モデレータ、反射体等の線源集合体をモデル化し、水銀ターゲットに陽子ビームを入射して、1 次陽子ビーム及び核反応等で生じる様々な 2 次粒子を追跡し、それぞれの粒子が周辺の物質に付与するエネルギーを積算することにより、核発熱量を求めた。陽子ビームの強度は、ターゲット上流約 3m の位置にある陽子ビーム窓の直前で 1MW とした。

2. 核発熱成分の分類と不確定性

核発熱には様々な成分があり、それぞれの成分によって計算値の不確定性が異なるため、各成分毎の核発熱値を計算した。この計算に用いたモデルでは、ターゲット容器の先端が最終的に決定した半円筒形状ではなく、平板形状である。両形状の間で核発熱の絶対値は多少異なるが、各成分の割合に関して有意な差は無いと考えられる。

Table C-3-1 に、各成分の分類とその不確定性を示す。以下、各成分について説明する。

(a) 一次陽子

3GeV の陽子がターゲットに入射すると、周囲の原子核とのクーロン相互作用により連続的にエネルギーを落とすが、核反応を起こさなければブレード位置では約 2.9GeV となる。同時に、核反応断面積から決まる確率で核反応を起こす。核反応は弾性散乱と弾性外散乱（核破碎反応等）に分けられる。弾性散乱を起こしても陽子のエネルギー及び進行方向はほとんど変わらないのにに対し、弾性外散乱ではエネルギーを大きく落とすと同時に散乱角も大きくなる。このため、ここでの分類では 2.5GeV 以上の陽子を一次陽子と定義し、これはターゲットに入射後クーロン相互作用と弾性散乱のみを起こした可能性のある陽子、言い換えれば一度も弾性外散乱を起こしていない陽子と、概ね考えることができる。すなわち、Fig. C-3-1 にブレード先端部における陽子、中性子及び γ 線のエネルギースペクトルを示すが、陽子スペクトルの 3GeV ピークがこの成分に相当する。

Table C-3-1 に示すとおり、一次陽子のクーロン相互作用による発熱は全体の 21.4% である。ブレードに到達する一次陽子数 P の不確定性は 3GeV 近傍の弾性外散乱断面積 σ_{nonela} の不確定性に依存する。水銀の場合、3GeVにおいて $\sigma_{\text{nonela}}=1.82$ [b] であるが、その不確定性を 10% とする。ターゲット先端からブレード先端までの約 7 [cm] (=L) を通過する間に一次陽子数 P は核反応により指数関数的に減少し、 $\exp(-N \sigma_{\text{nonela}} L)$ により全入射陽子数の約 60% になる。ここで、 N は水銀の

原子数密度で 4.08×10^{22} [個/cm³]である。 σ_{nonela} が±10%変化すると一次陽子数は $60 \pm 3\%$ となるので、一次陽子数の不確定性は 5% (=3/60) となる。クーロン相互作用によるエネルギー損失データ (dE/dx) についてはその不確定性は 5%よりも十分小さいと考えられるため、結局一次陽子のクーロン相互作用による発熱の不確定性を 5%とする。

(b) 二次陽子

一次陽子以外、Fig. C-3-1 では 2.5GeV 以下の陽子を、二次陽子と定義する。一次陽子が核破碎反応等を起こしたときに生成する陽子であり、三次以降の陽子も含む。

Table C-3-1 に示すとおり、二次陽子のクーロン相互作用による発熱は全体の 51.6%であり、全体の半分以上を占める。ここでもクーロン相互作用によるエネルギー損失データ (dE/dx) については不確定が小さいと考えられるため、発熱の不確定性を支配するのはGeV 陽子入射時の二次陽子生成断面積の不確定性である。これについては計算コードによる予測値を実験値と比較したデータ (文献 [1] の Fig. 12 参照)、30%とする。

(c) π 、 μ 、K 中間子

NMTC/JAM コードが実際にシミュレーションで追跡する主な粒子は、3GeV 以下では中性子、陽子、及び π 、 μ 、K の各中間子であるが、この中の π 、 μ 、K 中間子で電荷を持ったものと物質との相互作用による発熱である。中でも、 π 中間子が全体の大部分を占める。

Table C-3-1 より、この成分の寄与は全体の 5.1%である。計算コードによる π 粒子の予測精度は二次陽子の予測精度とほぼ同等 (文献 [1] の Figs. 12、13 参照) であるため、この成分の不確定性を 30%とする。

(d) カットオフされた荷電粒子

NMTC/JAM コードが追跡する荷電粒子 (陽子、各種中間子) は、本計算では 1MeV でその追跡を終了してその場で残りのエネルギー全てを周辺物質に付与する。これを、カットオフされた成分とする。

Table C-3-1 よりカットオフ成分の寄与は全体の 1.1%と小さい。不確定性については判断が難しいが、全体への影響が小さいこともあり、ここでは (b)、(c) と同じ 30%とする。

(e) 陽子、中間子以外の荷電粒子

核反応で発生する荷電粒子で陽子及び (c) の中間子以外である。具体的には、d、t、³He、 α の軽荷電粒子や、中性子や陽子との核散乱の結果反跳された原子核、核破碎生成核種等である。ただし、20MeV 以下の中性子との核反応で生成した荷電粒子については (f) 項に含まれるため、ここでは除外されている。

Table C-3-1 よりこれらの粒子の寄与は全体の 3.5%と小さい。核反応を起こす陽子や 20MeV 以上の中性子の予測精度については、文献 [1] の Fig. 12 や Fig. C-3-2 の AGS 実験結果が参考になるが、数十%程度であろう。本成分の全体の計算精度を定めるのは難しいが、ここでは 30%とする。

(f) 20MeV 以下の中性子反応による荷電粒子

20MeV 以下の中性子と原子核との核反応により生成する p、d、 α 等の荷電粒子や反跳核による成分である。ターゲットに 3GeV 陽子を入射することにより様々なエネルギーの中性子が生成するが、そのエネルギーが 20MeV 以下になった後は、JENDL 等の核データを用いてシミュレーション計算が行われる。核発熱は中性子束に KERMA 係数と呼ばれる発熱係数を乗じて積分することにより求められる。

Table C-3-1 よりこの成分の寄与は全体の 1.3% と小さい。その不確定性は 20MeV 以下の中性子束の予測精度、及び KERMA 係数の精度による。中性子束の予測精度を Fig. C-3-2 の $^{115}\text{In}(n,n')$ ^{115m}In の結果より 30%、KERMA 係数の精度を 30% とし、2 乗平均により 42% をこの成分の不確定性とする。

(g) γ 線

この成分の主な生成過程は、様々な核反応が起こったときに同時に放出される γ 線、 π^0 中間子の崩壊に伴う γ 線であるが、前者が支配的である。 γ 線は光電効果、コンプトン散乱、電子対生成の 3 つの相互作用により電子にエネルギーを与え、この電子が物質中を移動するときにエネルギーを付与して発熱となる。

Table C-3-1 よりこの成分の寄与は全体の 16% である。20MeV 以下の中性子による核反応で生成する γ 線については JENDL 等の核データの精度が、それ以外の粒子による核反応で生成する γ 線については NMTC/JAM コードの γ 線生成過程の精度が、 π^0 中間子の崩壊に伴う γ 線については NMTC/JAM コードの π^0 生成断面積の精度が、それぞれ核発熱の不確定性の主な要因である。20MeV 以下の中性子による核反応で生成する γ 線については 14-MeV 中性子による γ 線生成ベンチマーク実験の結果 [3] があり、核データの不確定性は 30% 程度と考えられる。その他の 2 要因についても、不確定性は同程度と考えられ、 γ 線成分の不確定性は 30% とする。なお、 γ 線や電子の輸送断面積の不確定性については、30% という値に対しては無視できるほど小さいと考えられる。

(h) 合計

以上の各成分の不確定性の絶対値を合計すると、総発熱量 $74.5 [\text{W}/\text{cm}^3]$ に対し $18.5 [\text{W}/\text{cm}^3]$ となる。パーセントに直すと 25% となり、これをブレードの核発熱値の計算結果に対する不確定性とする。

3. 核発熱の計算値と熱解析で使用すべき値

2 節の計算モデルから、ターゲット容器の先端を平板形状から最終案である半円筒形状に変更し、ブレード先端部の核発熱を計算した結果、 $64.0 [\text{W}/\text{cm}^3]$ となった。この値は、ブレード先端部の高さ方向が陽子ビーム中心高さから $\pm 5\text{mm}$ 、奥行きが先端から下流側へ 16mm の領域の平均値である。

上記の核発熱値は、陽子ビーム窓直前で 1MW のビーム出力を仮定している。しかし実際には、3GeV 出射時の出力が 1MW であっても 50GeV リングへの配分及びミュオンターゲットでの強度低下を考慮すると、陽子ビーム窓に到達するビームの出力は約 0.9MW となる。これに計算値の不確定性 25%を考慮し、結局、熱解析で使用すべきブレード先端部の核発熱値は以下のとおりとなる。

$$64.0 \times 0.9 \times 1.25 = 72.0 \text{ [W/cm}^3\text{]}$$

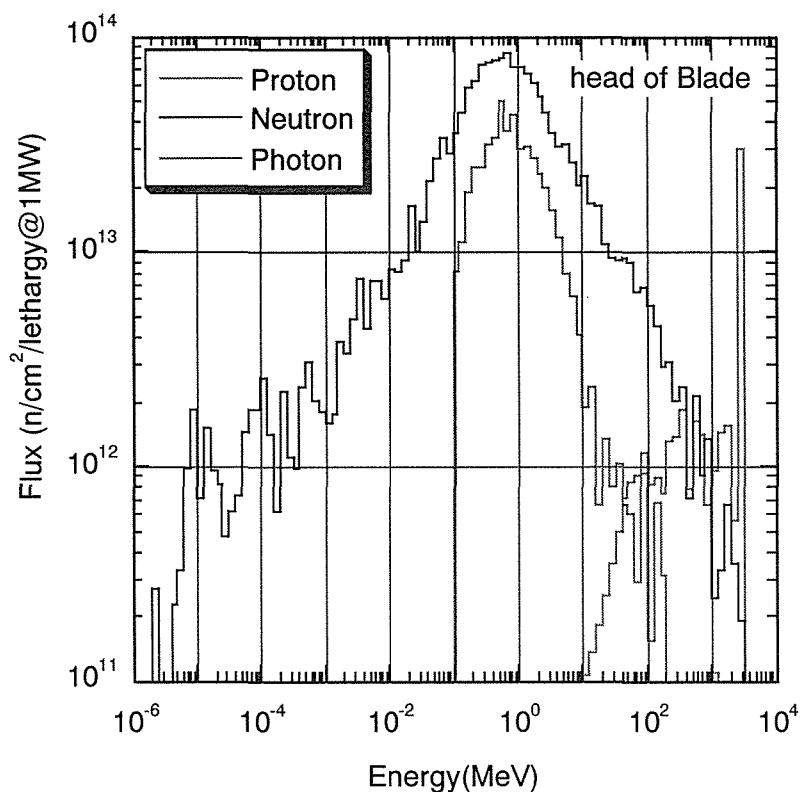
以上

[参考文献]

- [1] K. Niita, S. Meigo, H. Takada and Y. Ikeda: "High Energy Particle Transport Code NMTC/JAM", JAERI-Data/Code 2001-007 (March 2001).
- [2] T. Nakagawa, *et al.*: J. Nucl. Sci. Technol., 32, 1259 (1995).
- [3] F. Maekawa, *et al.*: J. Nucl. Sci. Technol., Supplement 2, 986 (2002).

Table C-3-1 各成分の分類と核発熱値、及びその不確定性

成 分	核発熱 [W/cm ³]	核発熱の割合	値の不確定性
一次陽子	16.0	21.4 %	5 %
二次陽子	38.4	51.6 %	30 %
π 、 μ 、K 中間子	3.8	5.1 %	30 %
カットオフされた荷電粒子	0.8	1.1 %	30 %
陽子、中間子以外の荷電粒子	2.6	3.5 %	30 %
20MeV 以下の中性子反応による荷電粒子	1.0	1.3 %	42 %
γ 線	11.9	16.0 %	30 %
合 計	74.5	100.0 %	25 %

Fig. C-3-1 ブレード先端部における陽子、中性子及び γ 線のエネルギースペクトル。

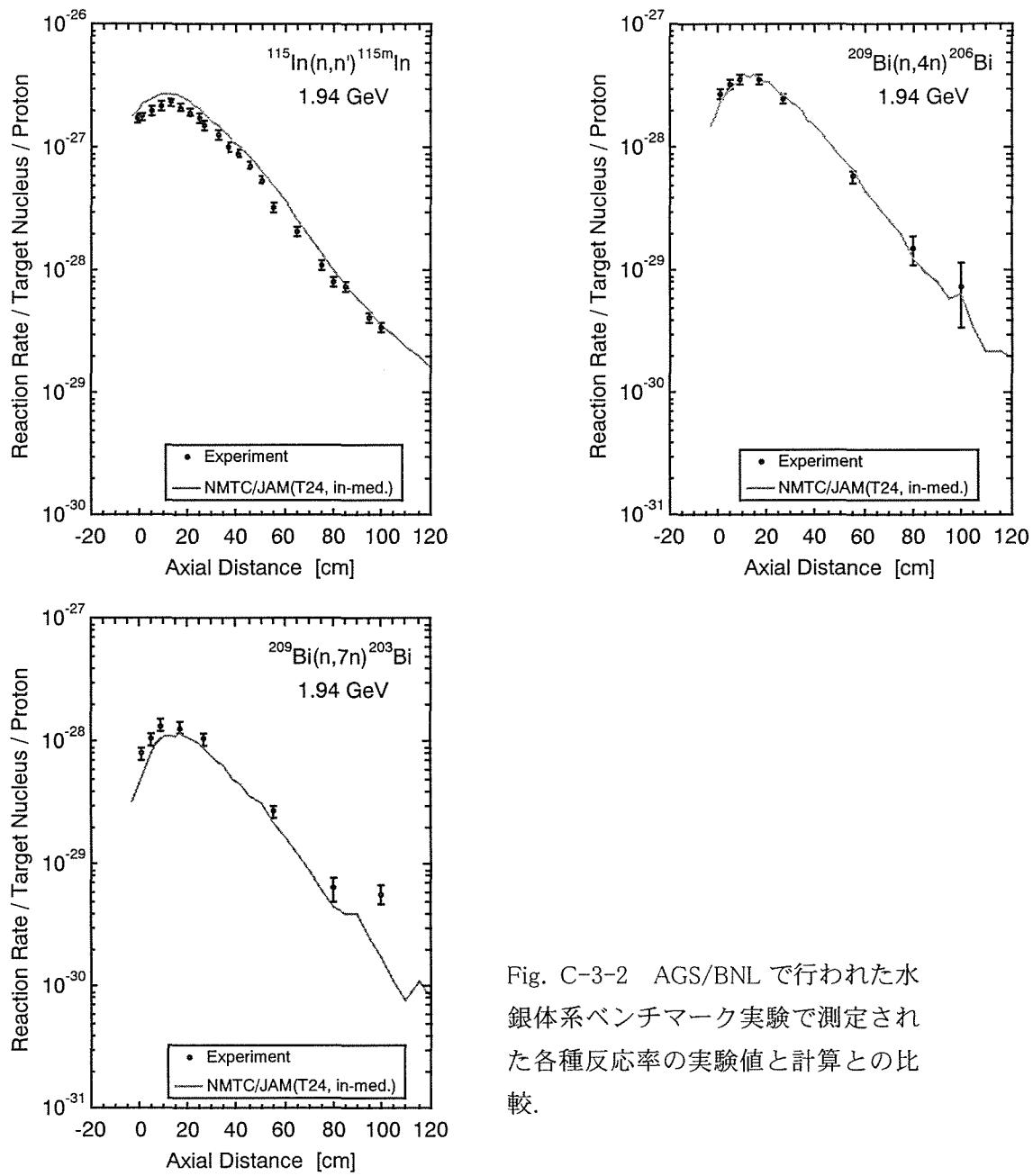


Fig. C-3-2 AGS/BNL で行われた水銀体系ベンチマーク実験で測定された各種反応率の実験値と計算との比較。

C-4 熱応力解析評価への影響

1. はじめに

水銀ターゲットでは、大強度のパルス陽子ビームが入射することによって、急激な水銀の熱膨張がおこり、水銀中に圧力波が発生する。圧力波の伝ばによって、水銀ターゲット容器には動的応力が発生する。この動的応力に対する水銀ターゲット容器の構造健全性評価には、水銀のモデルに、水銀の体積変化と発生圧力が比例する弾性体モデルを用いてきた。その結果、ビーム窓の形状を平板型として柔構造にすることにより、ビーム窓に発生する動的応力を緩和できることを示した。

最近、水銀のモデルに、水銀が膨張する際にある値以下の圧力は発生しない Cut-off 圧力モデルを用いた場合の結果が、実験結果を良く再現することを SNS が指摘した。水銀のモデルに Cut-off モデルを用いた場合、水銀ターゲット容器のビーム窓に発生する動的応力は、弾性体モデルを用いた場合に比べ、高くなることが明らかになった。また、Cut-off モデルを用いた場合には、平板型ビーム窓に比べて剛構造である半円筒型ビーム窓の方が発生する動的応力を抑制することが可能であった。しかしながら、半円筒型ビーム窓を用いても、発生する動的応力の振幅は、ターゲット容器材料である SUS316LN の疲労に対する許容振幅を超えた。そこで、入射する陽子ビームを拡大して最大発熱密度を低減し、発生する動的応力の振幅を許容振幅以下にすることとした。その結果、発生する動的応力の振幅は、発熱密度の減少とともに減少し、許容振幅以下とすることが可能となった。一方、陽子ビームを拡大することによって、ターゲット容器内部の水銀流動用のブレードには直接陽子ビームが当り、発熱密度が高くなる。そのため、ブレードに発生する熱応力が高くなり、ターゲット容器の構造健全性に悪影響を及ぼすことが懸念される。そこで、水銀ターゲット容器の熱応力評価を実施し、熱応力を抑制する形状を検討した。

2. 発熱密度分布

Fig.C-4-1 に従来のブレード形状の水銀ターゲット容器を、(a)平板型ビーム窓と(b)半円筒型ビーム窓についてそれぞれ示す。容器は寸法が、有効長 800mm、ビーム窓部の幅 260mm、高さ 80mm で、SUS316LN 製である。また、ブレードは、入口側と出口側の最小間隔が 150mm で、ブレードの板厚は 10mm である。なお、実機では、ブレードと容器はボルトによって接合される予定である。

Fig.C-4-2 に、最大発熱密度が発生する位置における水平方向の水銀の発熱密度分布を、拡大した場合と従来の場合とで比較して示す。従来の陽子ビーム入射による発熱密度分布（以下、Gaussian 分布と呼ぶ。）は、最大発熱密度分布が 668W/cc、公称ビーム幅が 13x5cm である。拡大したビームは、ビームを広げるだけでなく、最大発熱密度を低下するようにしたもの（以下、Expanded uniform (Exp. uniform) 分布と呼ぶ。）で、最大発熱密度は 218W/cc、公称ビーム幅が 18x7cm である。

水銀ターゲット内のブレード先端は、Fig.C-4-2 に示すように、ターゲット水平方向の中心から 75mm に位置し、ブレード先端の発熱密度は、ビーム形状を Gaussian から Exp. uniform に変えることにより、上昇し (Fig. C-4-2 は水銀の発熱密度である)、ブレード先端での熱応力の上昇が懸念される。

Fig. C-4-3 に Exp. uniform の場合の容器の発熱密度分布を示す。この発熱密度分布には、中性子特性および核発熱計算で得られた発熱密度分布に、C-3 章で述べた不確定性を考慮し、25%の裕度を加えている。このとき、容器先端中心、すなわちビーム窓中心で、最大発熱密度約 135W/cc が発生する。また、ブレード先端で垂直方向中心部での発熱密度は約 90W/cc となる。ブレード先端から離れ、垂直方向中心から離れるに従い、ブレードの発熱密度は減少する。

3. 热応力解析

陽子ビームを拡大することによって、水銀ターゲット容器のブレード先端の熱応力の上昇が懸念される。そこで、Fig. C-4-3 に示す拡大した陽子ビームによって発生する発熱密度分布を基に熱応力解析を実施し、ターゲット容器の構造健全性を評価した。

Fig. C-4-1 に水銀ターゲット容器の解析モデルを示す。解析は対称性を考慮して 1/2 モデルとした。また、計算時間等を考慮して、最内部のブレードを省略している。また、容器とブレードの接合は、一体構造としており、ボルト接合はモデル化していない。容器は寸法が、有効長 800mm、ビーム窓部の幅 260mm、高さ 80mm で、SUS316LN 製である。また、ブレードは、入口側と出口側の最小間隔が 150mm で、ブレードの板厚は 10mm である。

容器及びブレードに Fig. C-4-3 に示す発熱密度分布を与えて、温度解析を実施した後、その結果を基に、熱応力解析を実施した。温度解析においては、水銀温度を 50°C として容器から水銀への熱流束が、熱流動解析結果と同様になるように（見かけ上の）熱伝達率を、熱流動解析結果を基に決定した。温度解析に用いた熱伝達率分布を Fig. C-4-4 に示す^{*}。容器においては、ビーム窓の水銀入口側で 10000W/m²/K を示すが、水銀出口配管近くでは、1000W/m²/K となる。また、ブレードにおいては、（見かけ上の）熱伝達率は水銀入口側で 10000W/m²/K 以上となるが、出口側では、500W/m²/K と低下する。したがって、水銀出口側での温度が高くなり、熱応力が高くなる場合もありえる。

Fig. C-4-5 に、Fig. C-4-3 に示す発熱密度分布によって、平板型ビーム窓を持つターゲット容器に発生する熱応力分布を示す。ビームの形状を拡大して最大発熱密度が低下したことによって、ビーム窓に発生する動的応力だけでなく、熱応力も減少する。Gasussian 分布の場合は、ビーム窓中央で、273MPa の熱応力(Tresca 応力)が発生するが、Exp. uniform 分布では、ビーム窓の最大熱応力は、ビーム窓の端に発生し、175MPa に低下する。一方、ブレード先端の熱応力は、Gaussian 分布の場合ではほぼ 0 であるが、Exp. uniform 分布では、370MPa

^{*}見かけ上の熱伝達率は平板型ビーム窓の場合の水銀ターゲット容器について決定した値であるが、半円筒型ビーム窓においても、見かけ上の熱伝達率に大きな違いは無い。

となる。

熱応力 Q に対する許容応力は、

$$P+Q+P_d = 345 \text{ MPa} \quad (150^\circ\text{C})$$

である。ここで、 P は一次応力、 P_d は動的応力で、構造健全性評価の際には、安全側の評価を行うために $P_d=P_{d,\max}(=80 \text{ MPa})$ とし、 $P+Q$ は同時に計算した（評価については C-4 章を参照されたい。）。許容応力と比較すると、ブレード先端には、許容応力を超える熱応力が発生することになる。そこで、熱応力を低減するためのブレード形状を検討することとした。Fig. C-4-6 に Exp. uniform 分布によって発生する各成分の熱応力を示す。ブレード先端では、垂直方向成分の熱応力が大きく、その値は引張で 364 MPa である。また、発生位置は、ブレード先端の表面のみである。従って、過大な熱応力の発生原因として以下のことが考えられる。ブレード先端表面は水銀の流動によって冷却されているので、ブレード先端表面に比べて、ブレード先端近傍のブレード内部で高い温度が発生して大きな熱膨張が起こる。このため、ブレード表面はブレード内部の熱膨張に引張られ、ブレード表面に引張り応力が発生する。以上の理由から、ブレード先端近傍で発生する温度を低減することが、熱応力の低減方法として有効であると考えられる。

4. ブレード形状の検討

ブレード先端から 20mm の位置にボルト穴を設けて、ターゲット容器に固定する予定である。ボルト穴位置の変更を検討する必要が無いように、ブレード先端から 15mm までの形状を変更することとした。また、熱応力を低減するためのブレードの形状を検討するにあたり、水銀の流動特性を大幅に変更しないことを考慮した。そのため、まず、ブレードの外形を変えずに、ブレード内部に穴をあけて内部の温度を低減することを検討した。このとき、穴の内部の発熱は無いとして、ブレードと穴の境界は断熱条件とした。

Fig. C-4-7 にブレード先端に穴を開けたモデルを示す。ブレード先端から 15mm の位置から先端に向かって長さ L 、幅 6mm の長方形の穴を開けた。 $L=10 \text{ mm}$ 以上では、ブレード先端側の穴を半円として、 $L=13 \text{ mm}$ までの穴を開け、発生する熱応力に対する穴の長さの影響を調べた。Fig. C-4-8 にブレード先端に発生する熱応力と穴の長さの影響を示す。穴の長さが $L=8 \text{ mm}$ のときに、発生する熱応力は最も小さくなる。穴の長さが $L=8 \text{ mm}$ よりも長くなる、または短くなるに従って、発生する熱応力は高くなる。穴の長さが短くなると、ブレード先端近傍の発熱部が大きくなり、熱応力が高くなると考えられる。また、穴の長さが長くなるとブレード先端で、垂直方向に対して引張りが発生する部分の面積が狭くなることによってブレード表面の強度が低下し、ブレード先端近傍での熱膨張は小さくても発生する熱応力が高くなると考えられる。穴の長さ $L=8 \text{ mm}$ の場合でも、発生する熱応力は $Q=285 \text{ MPa}$ となり、許容応力を超える。

次に、ブレード先端部を減肉して発生する熱応力を低減することを検討した。Fig. C-4-9 に穴の長さ $L=10 \text{ mm}$ の場合の温度分布を示す。ブレードの最大温度は先端から約 20mm の

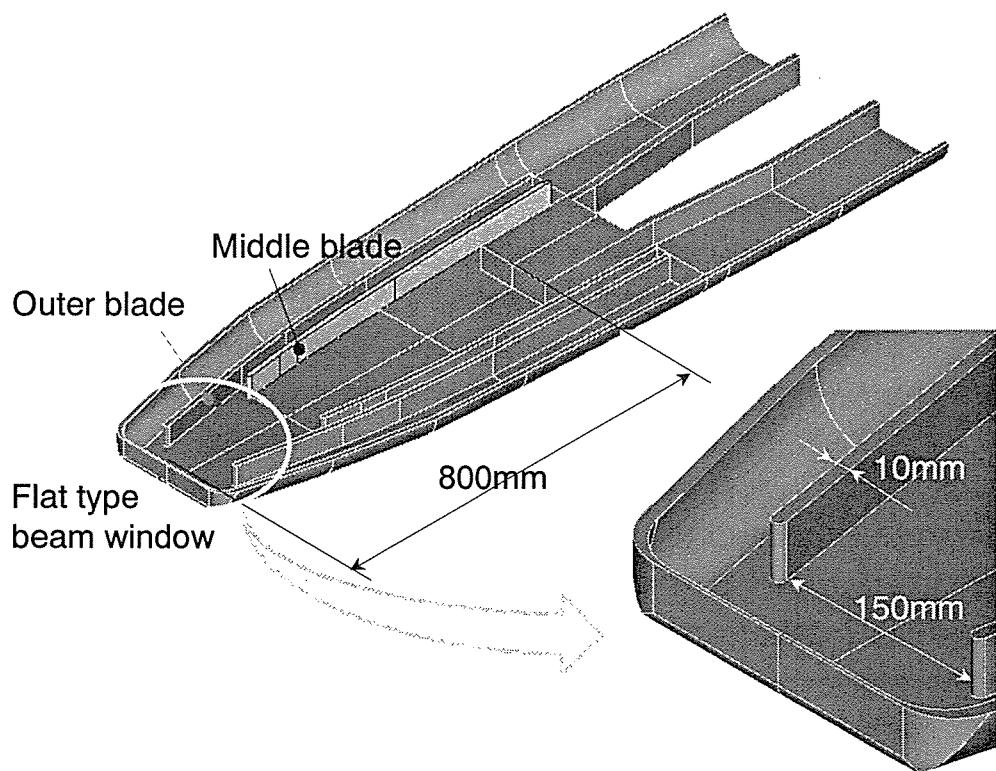
位置で、ブレードの垂直方向中心で発生しており、先端から 20mm に発生する最大温度を低減して、先端表面との温度差を低減することによって、熱応力の緩和が可能と考えられる。そこで、Fig. C-4-10 に示すように、ブレードの垂直方向中心から上下 20mm を、ブレード先端から 40mm まで、ブレードの板厚を 6mm に減肉した。ターゲット容器と接合されるブレードの上下端は肉厚が 10mm あり、ボルトを通すことが可能である。ブレード先端を減肉した場合の熱応力分布を Fig. C-4-11 に示す。ブレード先端に発生する熱応力は 207.4MPa まで減少した。このとき、 $P+Q+P_{d,max}=337.4\text{ MPa}$ で、許容応力以下となり構造健全性が確保できる。

5. まとめ

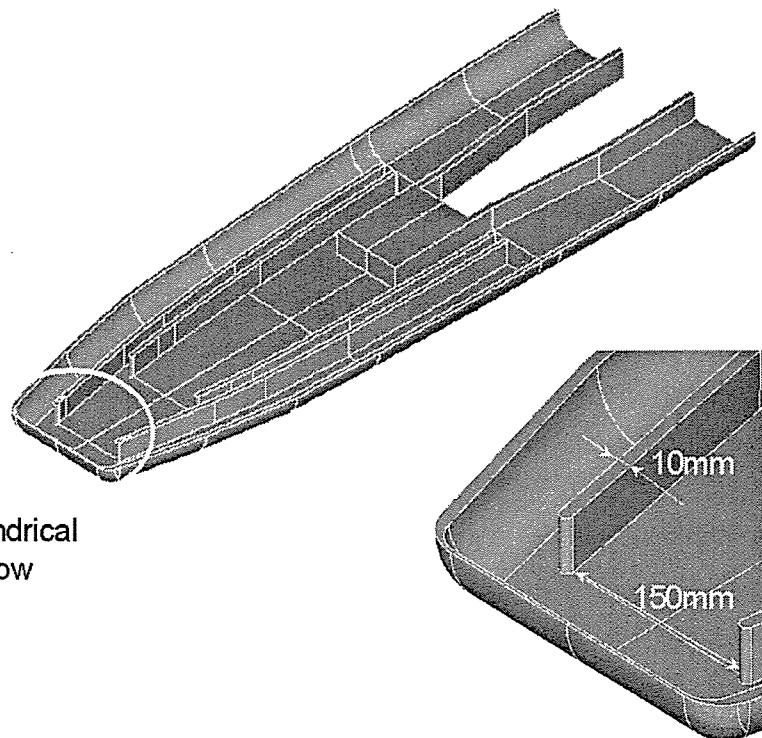
陽子ビーム拡大に伴い、水銀ターゲット容器内のブレード先端の発熱密度が上昇し、発生する熱応力の増大が懸念された。そこで、拡大した陽子ビームによる発熱密度分布を基に熱応力解析を実施した。得られた知見を以下に示す。

- (1) 従来のブレード形状では、370MPa と許容値を超える熱応力がブレード先端表面に発生した。このとき、鉛直方向への引張り応力が支配的であった。
- (2) 水銀の流動特性、ボルトの設置位置を考慮してブレード先端に穴を開けた結果、発生する熱応力は低減した。しかし、ブレード内での温度と表面温度の差の関係やブレード表面の構造強度の関係から発生する熱応力が変化した。
- (3) ブレード先端を減肉化して、ブレードに発生する最大温度を低減することによって、発生する熱応力を許容応力以下に低減できることを明らかにした。

以上



(a) Flat type beam window



(b) Semi-cylindrical type beam window

Fig.C-4-1 Analytical model with (a) flat type and (b) semi-cylindrical type windows.

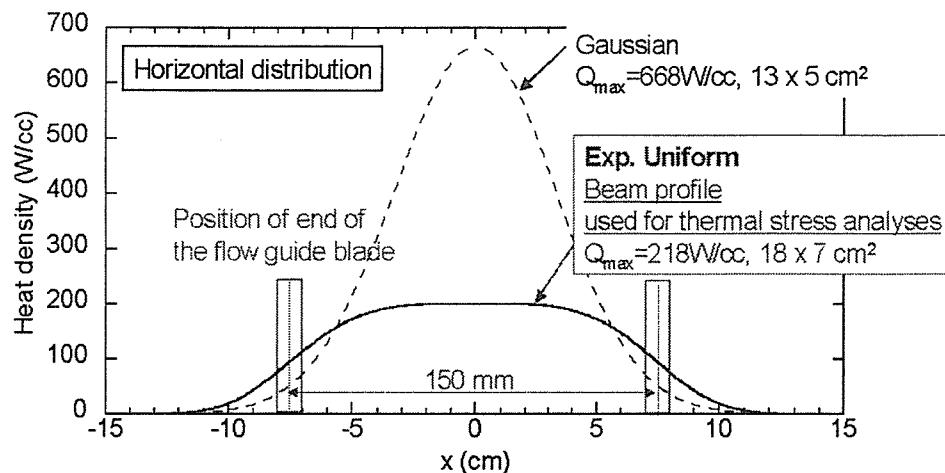
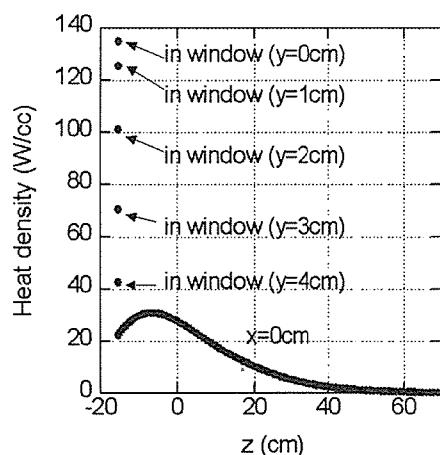
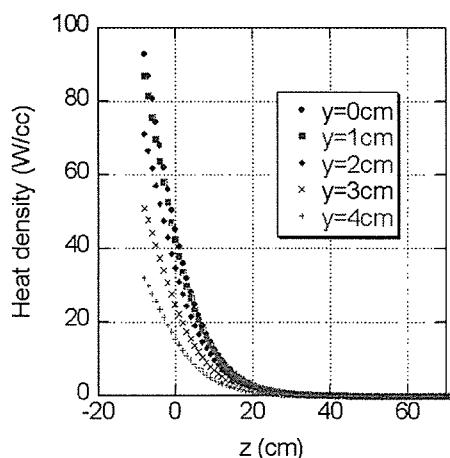


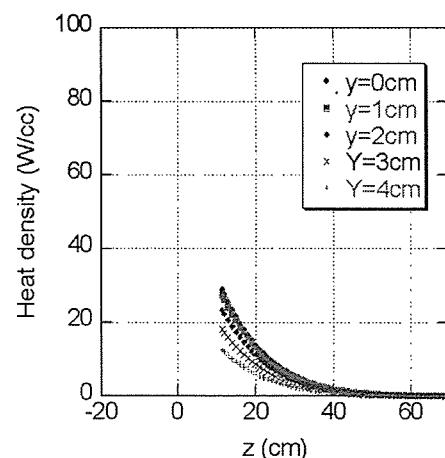
Fig.C-4-2 Heat density profile in horizontal direction at the max. heat deposition in z-direction



(a) Heat density in vessel

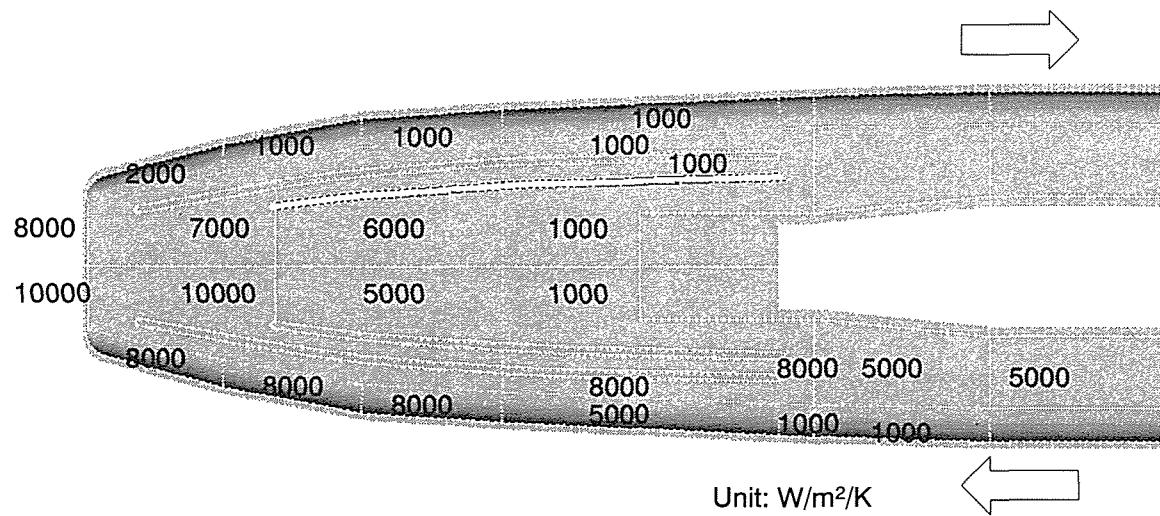


(b) Heat density in outer blade

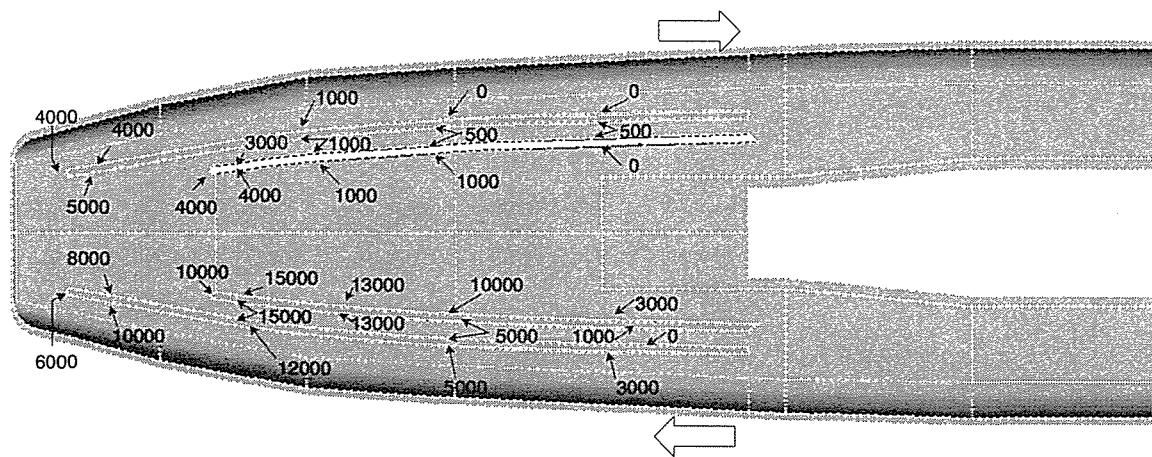


(c) heat density in middle blade

Fig.C-4-3 Heat density profile in vessel and blade



(a) Vessel



(b) Blade

Fig.C-4-4 Apparent heat transfer coefficient in (a) vessel and (b) blade

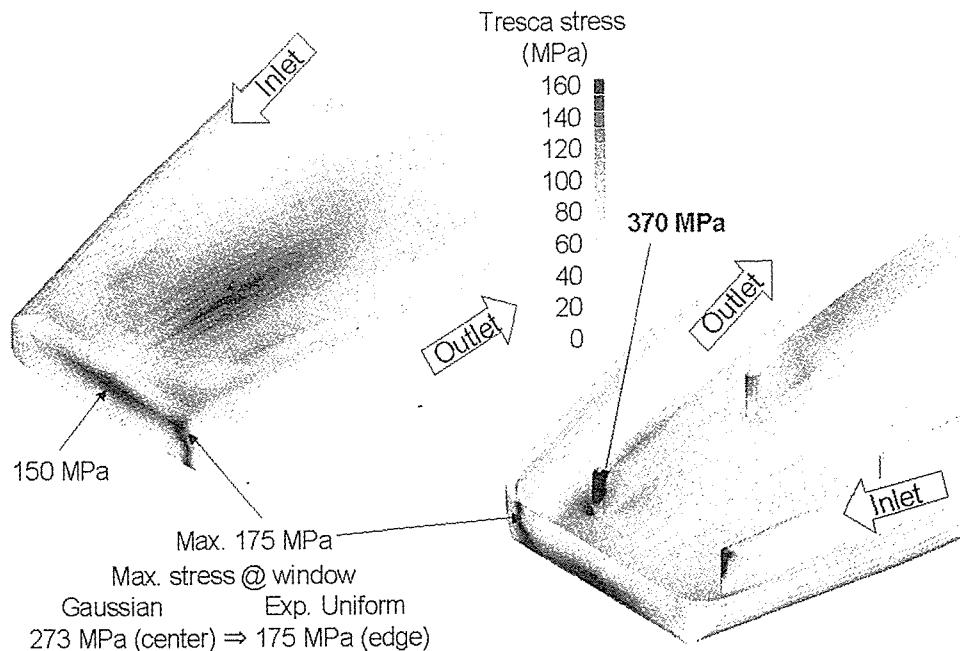


Fig.C-4-5 Thermal stress distribution with flat type beam window and old type blade

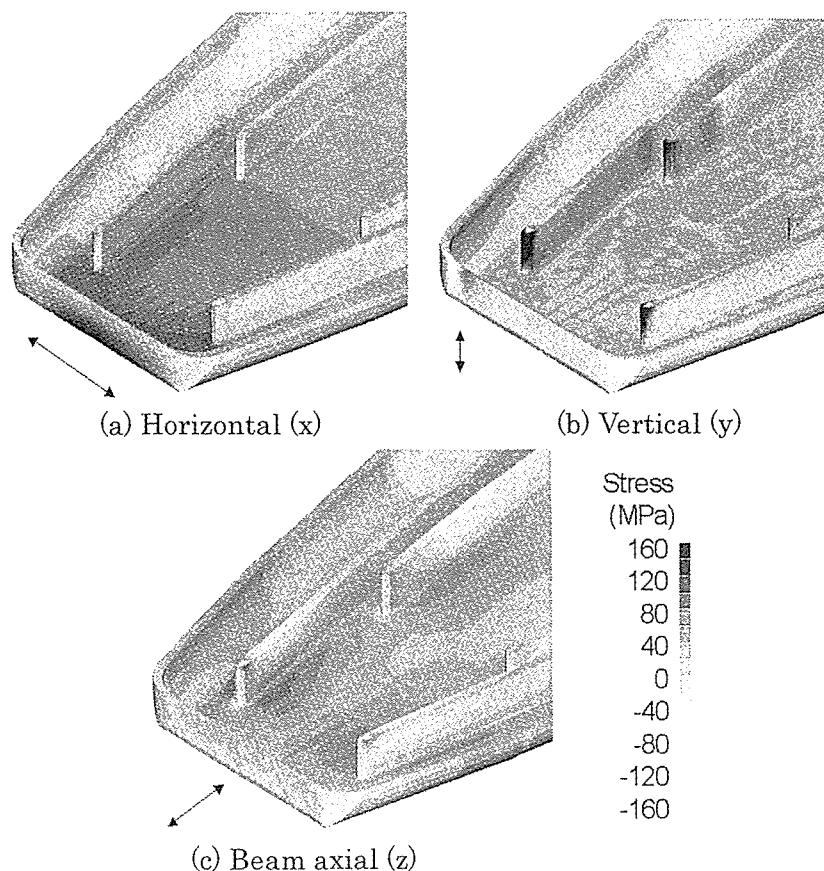


Fig.C-4-6 Thermal stress distribution in each direction; (a) horizontal direction, (b) vertical and (c) beam axial

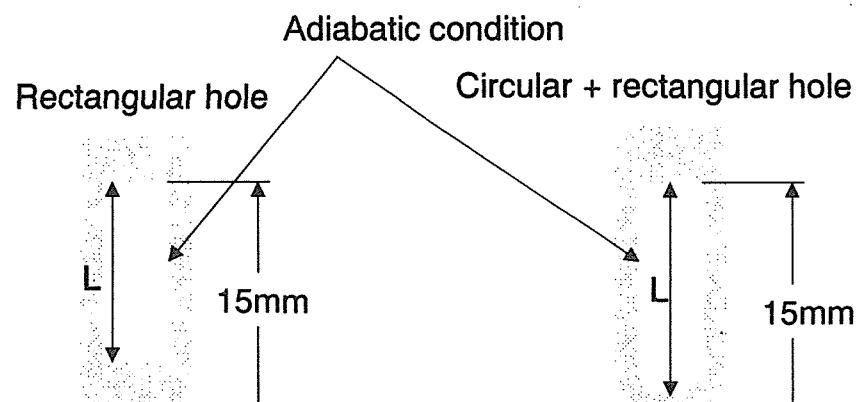


Fig.C-4-7 Devised blade with hole

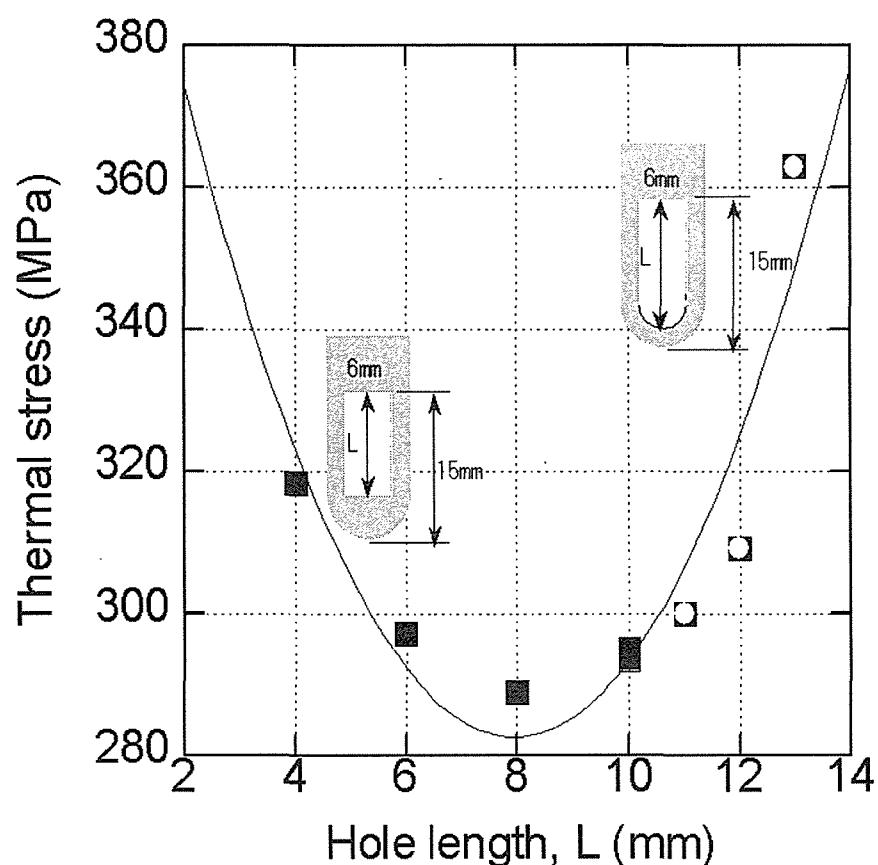


Fig.C-4-8 Relationship between generated thermal stress and hole length in blade

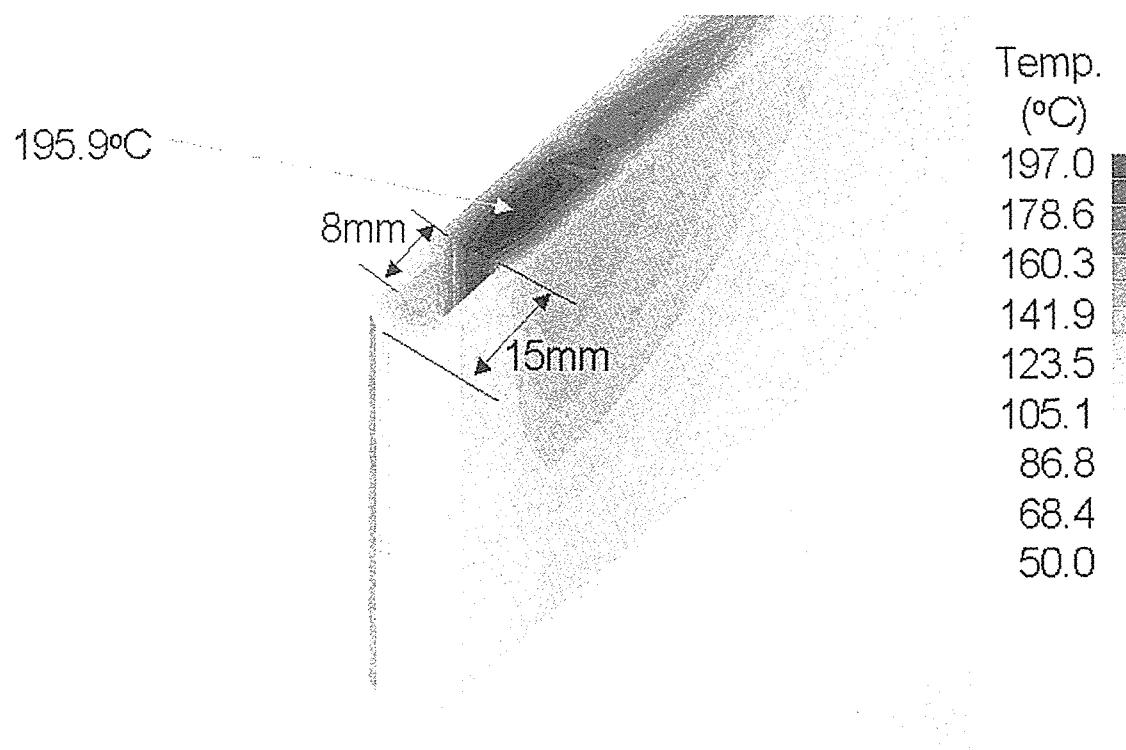


Fig.C-4-9 Temperature distribution in blade with hole of 10mm length

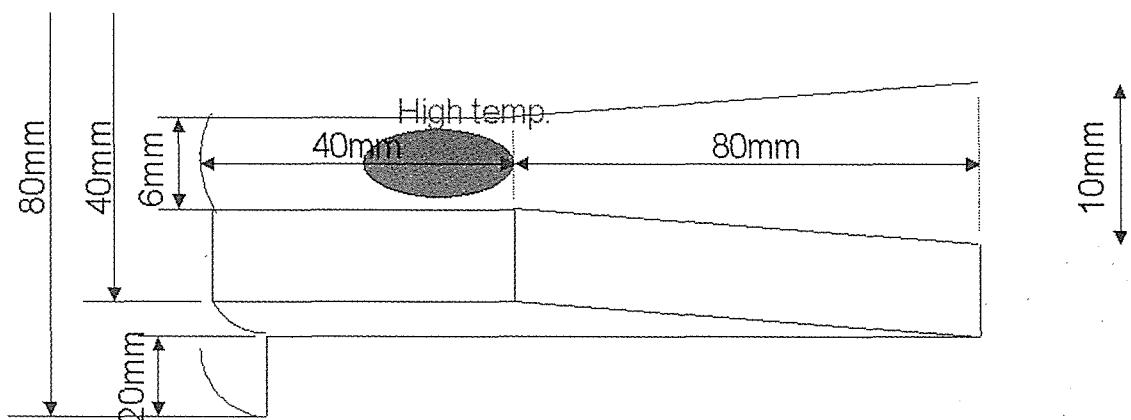


Fig.C-4-10 Devised blade with thin end

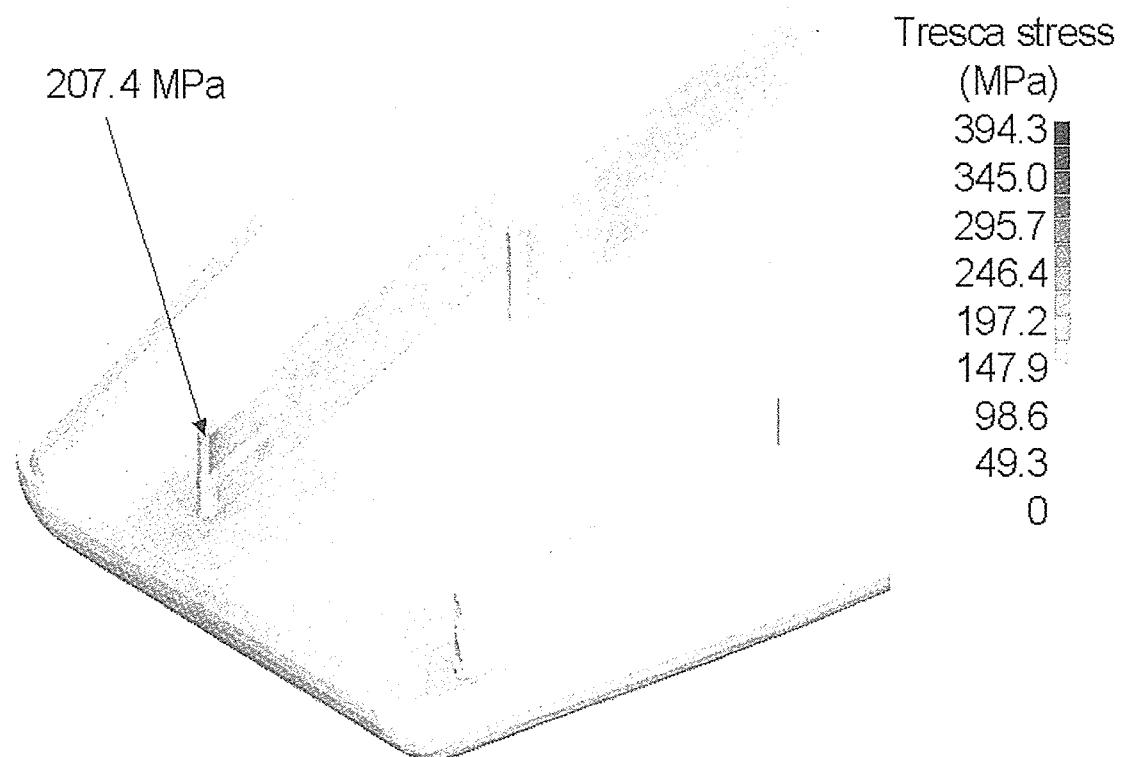


Fig.C-4-11 Thermal stress distribution with thin-end blade

C-5 ブレード板が受ける動的応力

1. ブレード板厚を一律 t10mm としたケース

ブレード板の代表部 (Fig. C-5.1) について、拡大したビームプロファイル（最大発熱密度が 220W/cc）に対する圧力波解析による応力履歴を、水銀の負圧破壊 (-1.5bar) を考慮したケースを Fig. C-5.2 に、水銀の負圧破壊を考慮しない（弾性体）ケースを Fig. C-5.3 に示す。6 桁の数字はシェル要素番号を、カッコ内の数字はシェル板厚内の積分点を示し、1 は内表面（ターゲット中心軸方向）、5 は中央面（表示は省略する）、9 は外表面を示す。ブレード板厚は一律 10mm である。

水銀の負圧破壊 (-1.5bar) を考慮したケースは、Fig. C-5.2 から最大応力は外側ブレード先端のターゲット容器上板との付け根部の要素番号 907549 に生じており、垂直応力成分で最大約 100MPa である。水平応力成分の最大応力は約 13MPa であり、垂直・水平最大応力発生時間には多少のずれがある。最大応力振幅は約 132MPa である。

水銀の負圧破壊を考慮しない（弾性体）ケースは、Fig. C-5.3 から最大応力は中間ブレード先端のターゲット容器上板との付け根部の要素番号 903549 に生じており、垂直応力成分で最大約 85MPa である。水平応力成分の最大応力は約 8MPa であり、垂直・水平最大応力発生時間には多少のずれがある。最大応力振幅は約 150MPa である。同ケースの外側ブレード先端のターゲット容器上板との付け根部の要素番号 907549 では、垂直応力成分で最大約 76MPa である。水平応力成分の最大応力は約 11MPa である。最大応力振幅は約 96MPa である。

2. ブレード板厚を t6~t10mm のテーパ状としたケース

以上で、圧力波による応力は最大応力に対する“1 次+2 次応力制限”も応力振幅に対する“疲労強度制限”も問題ないが、外側ブレード先端部では陽子ビームのハロ一部の発熱による熱応力が厳しいため、薄肉化して熱応力を低減する必用がある。そこで、ブレード板厚を縦方向に砂時計形状に、上端で 10mm から中央部で 6mm に段階的に薄肉化したケースの先端部の応力履歴を、水銀の負圧破壊 (-1.5bar) を考慮したケースを Fig. C-5.4 に、水銀の負圧破壊を考慮しない（弾性体）ケースを Fig. C-5.5 に示す。

水銀の負圧破壊 (-1.5bar) を考慮したケースは、Fig. C-5.4 から、外側ブレード先端のターゲット容器上板との付け根部の要素番号 907549 (t10mm) の最大応力は、垂直応力成分で最大約 97MPa である。水平応力成分の最大応力は約 13MPa である。最大応力振幅は約 122MPa である。同様に、外側ブレード先端の中央部の要素番号 908500 (t6mm) の最大応力は、薄肉化により多少高めになったが、垂直応力成分で最大約 102MPa である。水平応力成分の最大応力は約 3MPa である。最大応力振幅は約 126MPa である。

水銀の負圧破壊を考慮しない（弾性体）ケースは、Fig. C-5.5 から、外側ブレード先端のターゲット容器上板との付け根部の要素番号 907549 (t10mm) の最大応力は、垂直応力成

分で最大約 72MPa である。水平応力成分の最大応力は約 12MPa である。最大応力振幅は約 93MPa である。同様に、外側ブレード先端の中央部の要素番号 908500 (t6mm) の最大応力は、垂直応力成分で最大約 63MPa である。水平応力成分の最大応力は約 3MPa である。最大応力振幅は約 118MPa である。

従って、ブレード板のテーパ化により t10mm から t6mm に薄肉にした中央部の応力が高めになったが、t10mm 均一板厚の場合のターゲット容器との付け根部の応力と同等であり、垂直応力成分で最大約 102MPa、最大応力振幅は約 126MPa である。

以上で、外側ブレードをテーパ状に薄肉化しても、圧力波による応力は最大応力に対する“1次+2次応力制限”も応力振幅に対する“疲労強度制限”も問題ない

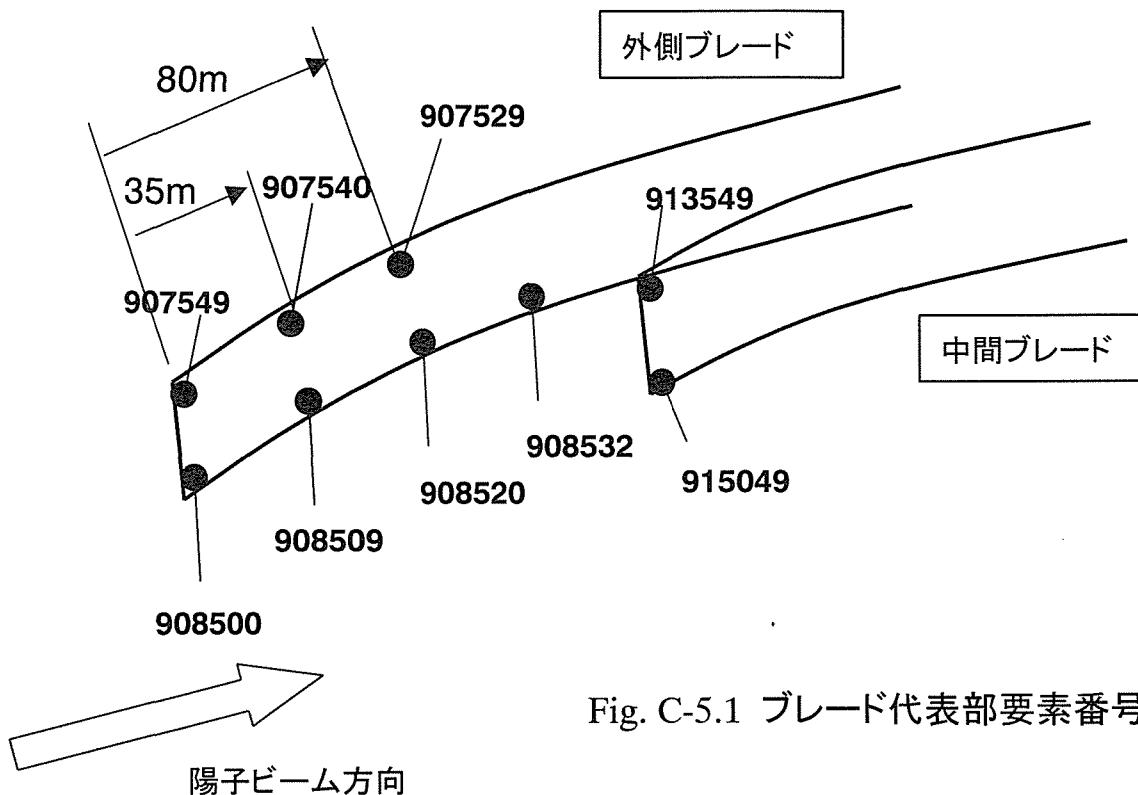
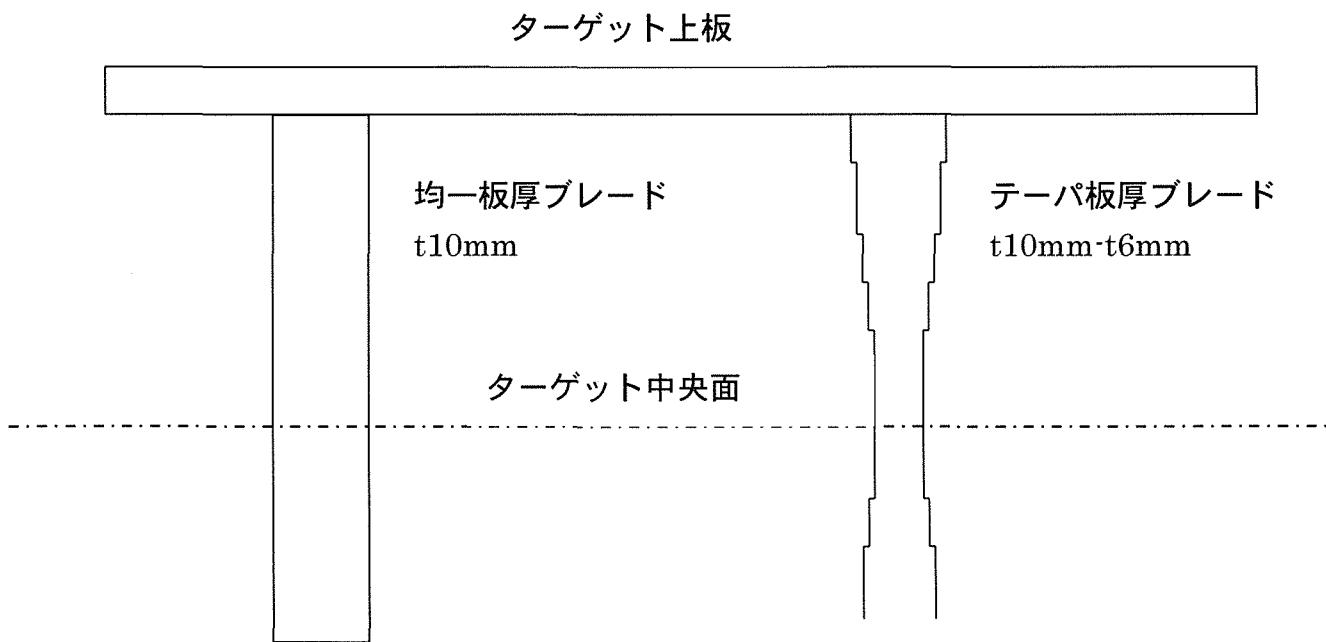


Fig. C-5.1 ブレード代表部要素番号



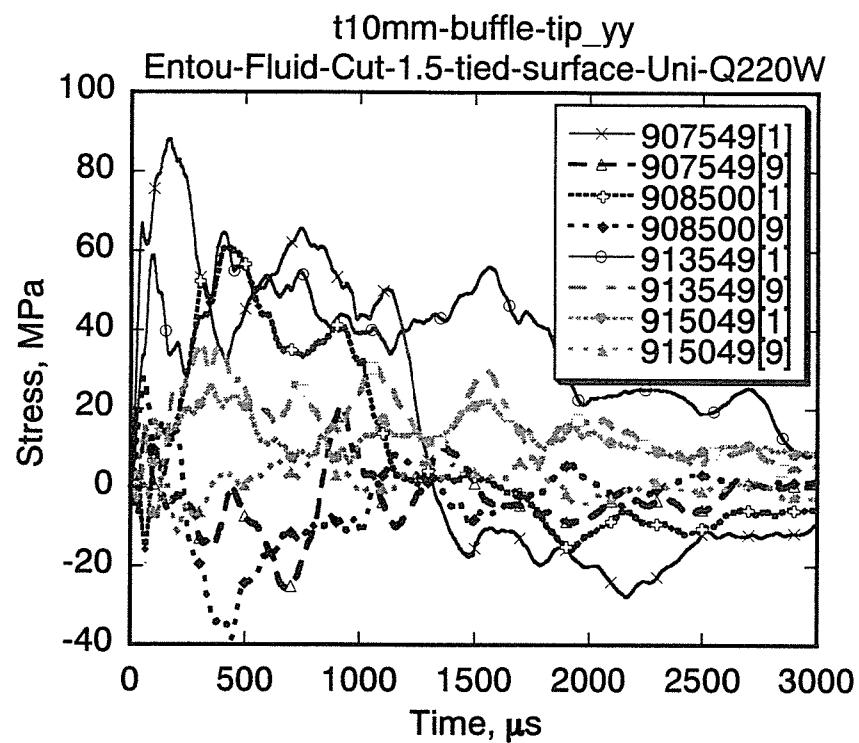


Fig. C-5.2 ブレード均一板厚(t10mm)の主要部応力変化：
垂直応力成分、Cut-Off-1.5bar、Qmax=220W/cc.

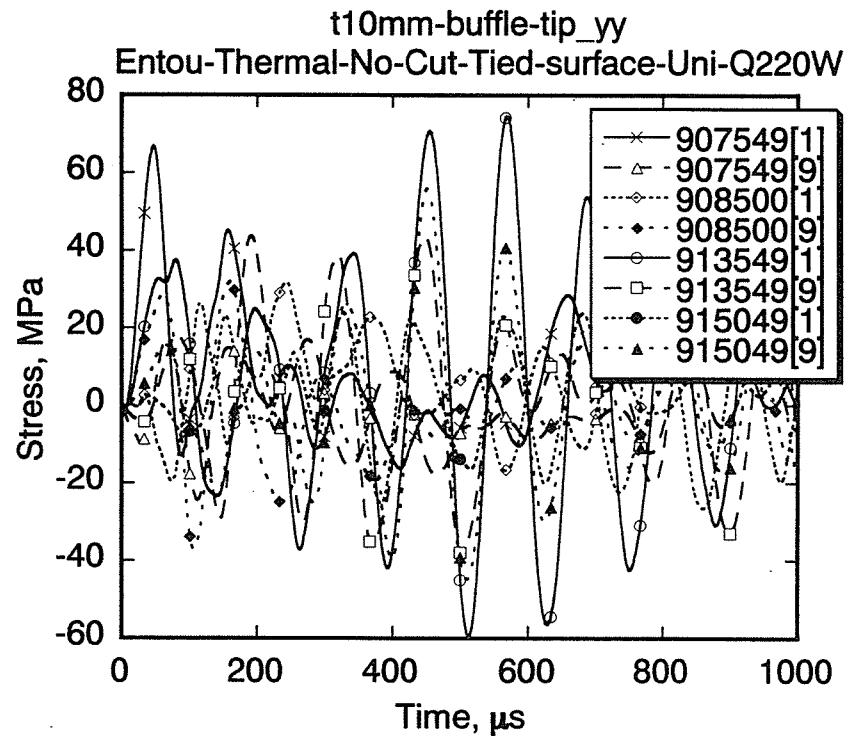


Fig. C-5.3 ブレード均一板厚(t10mm)の主要部応力変化：
垂直応力成分、Cut-Off 無し、Qmax=220W/cc.

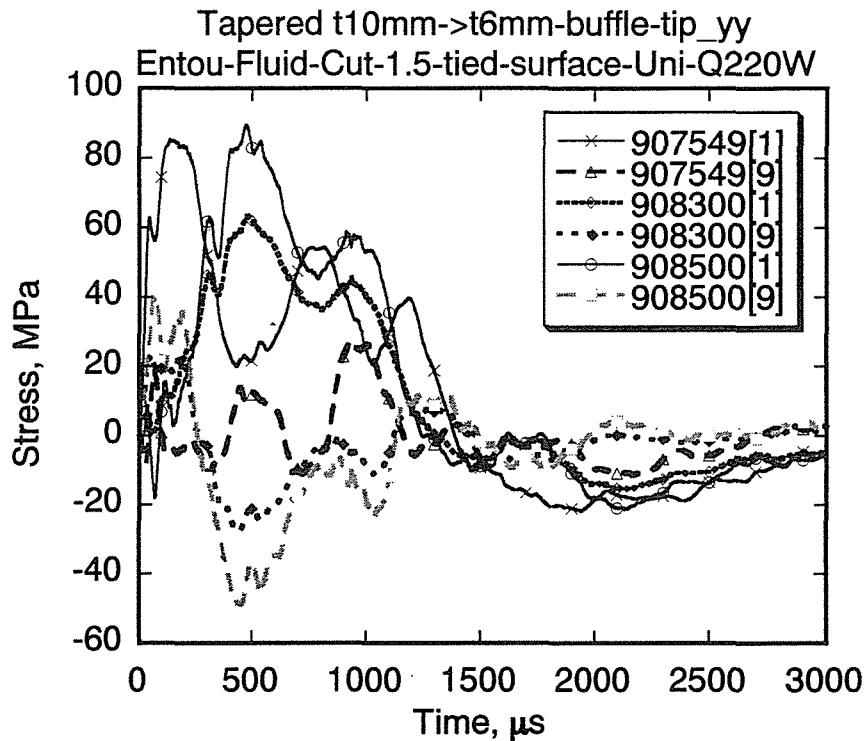


Fig. C-5.4 ブレードテーパ板厚(t10-t6mm)の主要部応力変化：
垂直応力成分、Cut-Off -1.5bar、Qmax=220W/cc.

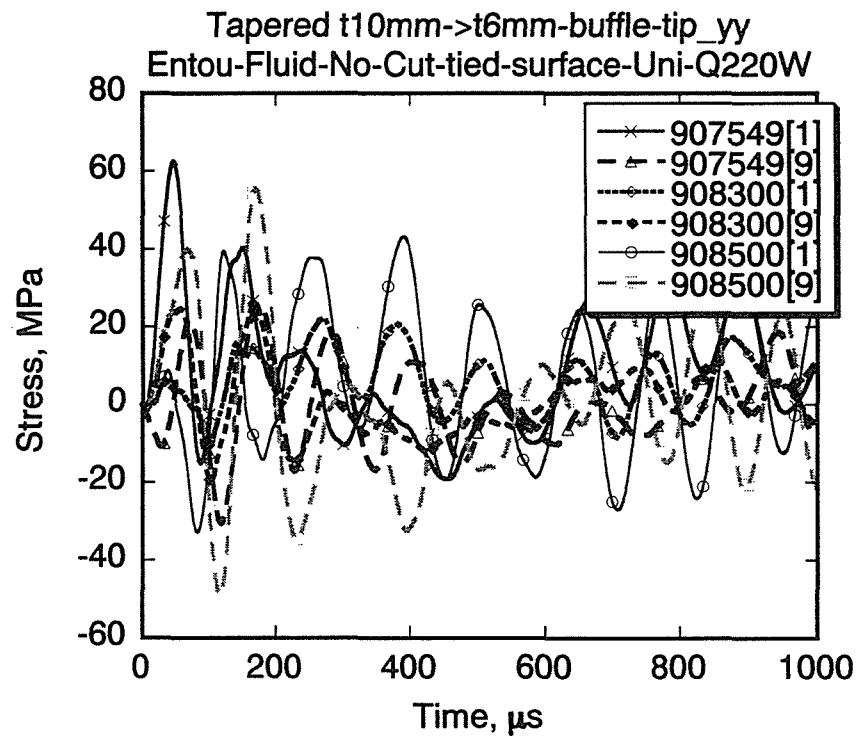


Fig. C-5.5 ブレードテーパ板厚 (t10-t6mm)の主要部応力変化：
垂直応力成分、Cut-Off -1.5bar、Qmax=220W/cc.

C-6 热流動解析評価への影響

1. 拡大した陽子ビームプロファイル条件下での熱流動解析

1.1 目的

水銀中で発生する圧力波を低減するため、陽子ビームプロファイルを拡大することとなった。この変更に伴い、ターゲット容器内に設置するブレードにも陽子ビームが直接当たるようになり、核発熱が大きく増加する。特に、流れのはく離が起こるブレード先端部での核発熱が増加するため、この部分での水銀及び容器温度が設計温度（473K）以下になるかが問題となる。そこで熱流動解析を行い、水銀及び容器温度分布を調べた。

1.2 数値解析

(1) 解析モデル

Fig.C-6-1に解析モデルを示す。解析モデルは1/2モデルで、格子数は流体部分（水銀）が61万セル、固体部分（ターゲット容器、ブレード、ビームダンプ）が27万セルである。

(2) 物性値

水銀

密度、比熱は温度変化の影響が少ないため一定値とし、粘性係数と熱伝導率については温度の関数として与えた。

密度

$$\rho \text{ (kg/m}^3\text{)} = 13400$$

定圧比熱

$$C_p \text{ (J/kgK)} = 137.5$$

粘性係数

$$\mu \text{ (kg/ms)} = (C_0 + C_1 T + C_2 T^2 + C_3 T^3 + C_4 T^4 + C_5 T^5) \times 10^{-3}$$

$$C_0 = 12.7792598$$

$$C_1 = -0.108710212$$

$$C_2 = 4.29857727 \times 10^{-4}$$

$$C_3 = -8.85280652 \times 10^{-7}$$

$$C_4 = 9.29119111 \times 10^{-10}$$

$$C_5 = -3.93413944 \times 10^{-13}$$

熱伝導率

$$\lambda \text{ (W/mK)} = C_0 + C_1 T + C_2 T^2 + C_3 T^3 + C_4 T^4$$

$$C_0 = 12.7792598$$

$$C_1 = -0.108710212$$

$$C_2 = 4.29857727 \times 10^{-4}$$

$$C_3 = -8.85280652 \times 10^{-7}$$

$$C_4 = 9.29119111 \times 10^{-10}$$

ステンレス鋼

密度、比熱は一定値とし、熱伝導率のみを温度の関数とした。

密度

$$\rho \text{ (kg/m}^3\text{)} = 7900$$

比熱

$$C_p \text{ (J/kgK)} = 500$$

熱伝導率

$$\lambda \text{ (W/mK)} = C_0 + C_1 T + C_2 T^2$$

$$C_0 = 10.145$$

$$C_1 = 0.01253$$

$$C_2 = 2.1927 \times 10^{-6}$$

(3) 乱流モデル

速度場

高レイノルズ数形線形 $k - \varepsilon$ 2方程式モデル

温度場

乱流プラントル数を一定：1.5（笠木らの整理式を用いて決定）

(4) 境界条件

流入条件

一様流速：1m/s

乱れ強度：0.01

乱れの長さスケール：0.015m

一様温度：323K

流出条件

流出面に垂直な方向の1階微分がゼロ

壁面条件

ターゲット容器内側：壁法則

ターゲット容器外側：断熱条件

(5) 発熱密度

ニュートロニクス解析をもとに算出されたフィッティング関数を以下に示す。本解析では、フィッティング関数に水銀で1.1、その他で1.3を乗じた値を発熱密度として与えた。座標系はFig.C-6-2に示したとおりであり、単位は、長さがcm、発熱密度がW/ccとなっている。Fig.C-6-3に水銀最大発熱密度位置での発熱密度水平分布を示した。ここで、Gaussianはビーム拡大前、Exp. Uniformはビーム拡大後をそれぞれ表している。最大発熱密度は約670W/ccから約200W/ccまで低下していることがわかる。

水銀

$$Q = Q_{xy} \times Q_z$$

$$Q_{xy} = Amp \times \exp\{-C_0[(x/a)^4 + (y/b)^4]\}$$

$$Q_z = C_1 \{ 1 - C_2 \exp[-C_2(z + C_4)]\} \times \exp[-C_5(z + C_6)]$$

$$Amp = 0.92801127$$

$$C_0 = 1.0$$

$$C_1 = 488.4353$$

$$C_2 = 1.7267477$$

$$C_3 = 0.2555337$$

$$C_4 = 4.924235$$

$$C_5 = 0.0640013$$

$$C_6 = 5.756942$$

ターゲット容器

z=0未満 (ビーム窓部)

$$Q = A \times \exp(-Bx^2) \times \exp(-Cy^2)$$

$$A = 107.891$$

$$B = 0.00905207$$

$$C = 0.0720321$$

z=0以上

$$Q = A \times \exp[-B(z-15.5)] \times [(z-15.5)-C] \times \exp(-Dx^2)$$

$$A = 0.0344018$$

$$B = 0.107664$$

$$C = -25.3756$$

$$D = 0.0097127$$

ブレード

$$Q = A \times \exp[-B(z-15.5)] \times [(z-15.5)-C] \times \exp(-Dx^2)$$

外側ブレード

$$A = 0.0727319$$

$$B = 0.20851$$

$$C = -22.3238$$

$$D = 0.0667894$$

中間ブレード

$$A = 0.079609$$

B=0.135293

C=-25.5

D=0.0516755

内側ブレード

A=0.0276395

B=0.0881835

C=-25.5

D=0.0210337

ビームストッパー

Q=0.332798

1.3 解析結果

速度場

Fig.C-6-4に壁面近傍の速度分布を示す。速度場に陽子ビームプロファイル拡大による影響は見られず、再循環領域や停滞域が形成されている。最大流速は陽子ビーム窓下流部近傍で2.46(m/s)である。圧力損失は解析モデルの流入出部で22kPaとなった。

温度場

水銀

Fig.C-6-5に壁面近傍、Fig.C-6-6に水銀先端から7cmにおける各断面での水銀温度分布をそれぞれ示す。陽子ビームプロファイルが拡大したこと、陽子ビーム窓の発熱密度が小さくなり、ブレード先端部及びターゲット容器先端部上面での発熱密度が高くなつた。この影響でブレード近傍及び先端部内壁面近傍での温度が高くなり、最高温度もこれまでの陽子ビーム窓近傍からブレード近傍に移動している。水銀最高温度は365Kであり、設計上問題ない温度である。

ターゲット容器及びブレード

Fig.C-6-7にターゲット容器の温度分布、Fig.C-6-8にブレードの温度分布をそれぞれ示す。陽子ビームプロファイル拡大の影響で容器上面での温度が上昇し、最高温度が417Kとなつた。一方で、ビーム窓部は発熱密度が減少し、最高温度が393Kとなり拡大前に較べ約85K下がつた。ブレード最高温度は440Kであり、Gaussianプロファイルに較べ約70K上昇している。

2. ターゲット容器窓部の形状変更による影響

2.1 目的

水銀中で発生する圧力波によるターゲット容器窓部の動的応力を低減するため、窓部形状をFig.C-6-9に示すように平板型から半円筒型へ変更することとした。この変更が流れ場および温度場に与える影響を調べるために熱流動解析を行つた。

2.2 数値解析

(1) 解析モデル

解析モデルをFig.C-6-10に示す。解析モデルは1/2モデルで、格子数は流体部分（水銀）が123万セル、固体部分（ターゲット容器、ブレード、ビームダンプ）が63万セルである。

(2) 物性値

物性値は1.2(2)と同様である。

(3) 乱流モデル

乱流モデルは1.2(3)と同様である。

(4) 境界条件

流入条件

一様流速：0.8m/s

乱れ強度：0.05

乱れの長さスケール：0.02m

一様温度：323K

流出条件

流出面に垂直な方向の1階微分がゼロ

壁面条件

ターゲット容器内側：壁法則

ターゲット容器外側：断熱条件

(5) 発熱密度

窓部形状変更を反映したニュートロニクス解析結果をもとに算出したフィッティング関数を使用した。水銀内部での最高発熱密度はFig.C-6-3と同じで約200W/ccとなっている。

2.3 解析結果

速度場

Fig.C-6-11に壁面近傍および対称面での流速分布、Fig.C-6-12に窓部近傍の対称面における流速分布をそれぞれ示した。窓部の両コーナーに生じている停滞域がFig.C-6-4に示した平板型の解析結果に較べて大きくなっている。しかし、発熱密度が大きいビーム窓中央部では平板型と同程度の流速となっている。圧力損失は解析モデルの流入出部で21kPaであり、平板型とほぼ同じである。

温度場水銀

Fig.C-6-13に壁面近傍および対称面での温度分布を示す。平板型と比較すると、先端部上面での温度は362Kでほぼ同じ値であるが、窓部での温度が368Kと平板型に較べ13K高い値になっている。これは窓部の両コーナーに生じる停滯域が半円筒型のほうが大きいためだと考えられる。

ターゲット容器及びブレード

Fig.C-6-14にターゲット容器の温度分布、Fig.C-6-15にブレードの温度分布をそれぞれ示す。半円筒型とした影響で窓部での温度が上昇し424Kとなった。容器最高温度はビームダンプ上部で428Kであり設計温度以下となっている。また、ブレード先端部での最高温度は448Kとなり、平板型に較べ8K上昇しているが設計温度以下である。

3.まとめ

まず、拡大した陽子ビームプロファイル条件下で水銀ターゲットの熱流動解析を行った。最大発熱密度が低下したことで水銀およびターゲット容器の温度は全体的に低下したが、ブレード先端部では発熱密度が増加したため370Kから440Kまで温度が上昇した。次に、窓部形状を平板型から半円筒型に変更し、拡大した陽子ビームプロファイル条件下で水銀ターゲットの熱流動解析を行った。半円筒型にしたことで容器先端部に生じる停滯域が大きくなつた。そのため、窓部での最高温度が424Kと平板型に較べ30K上昇したが、設計温度以下であるため熱流動の観点からは問題ないといえる。しかし、ブレード先端部での温度が高いため、熱応力解析を行い許容応力以下になっているか調べる必要がある。

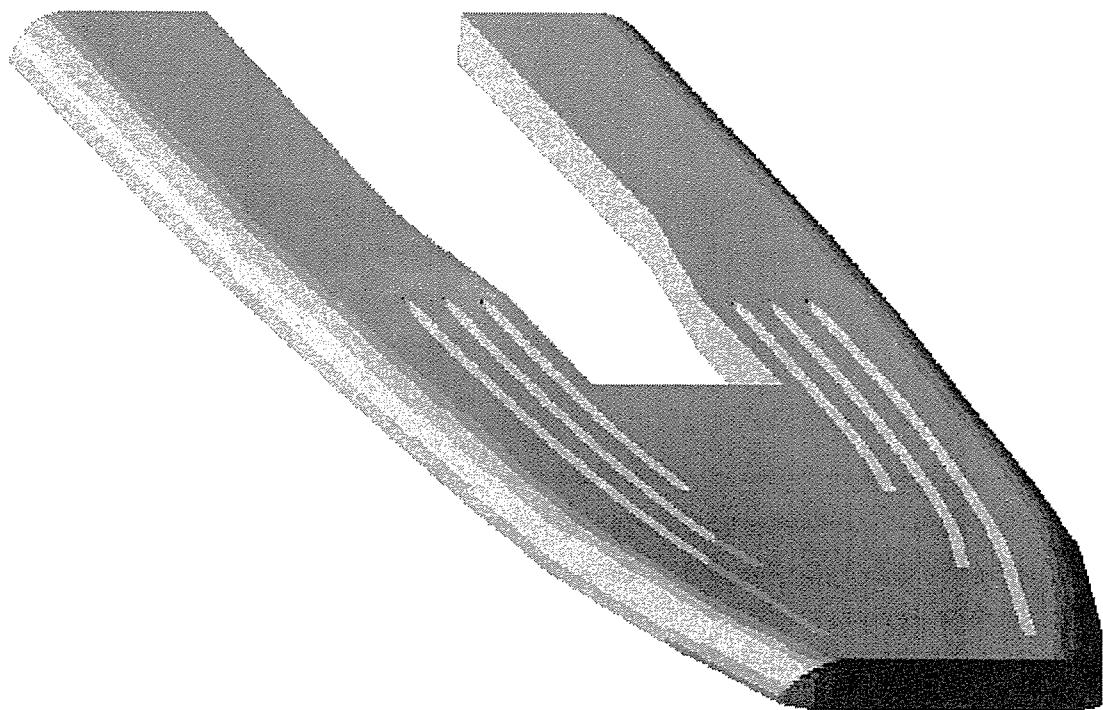


Fig.C-6-1 Analytical model of mercury part

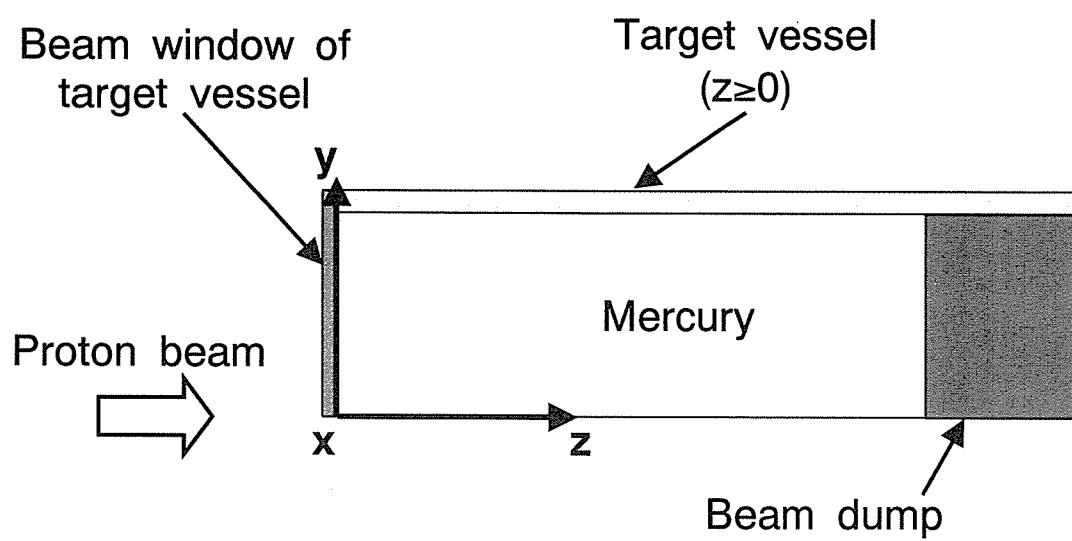


Fig.C-6-2 Coordinate system

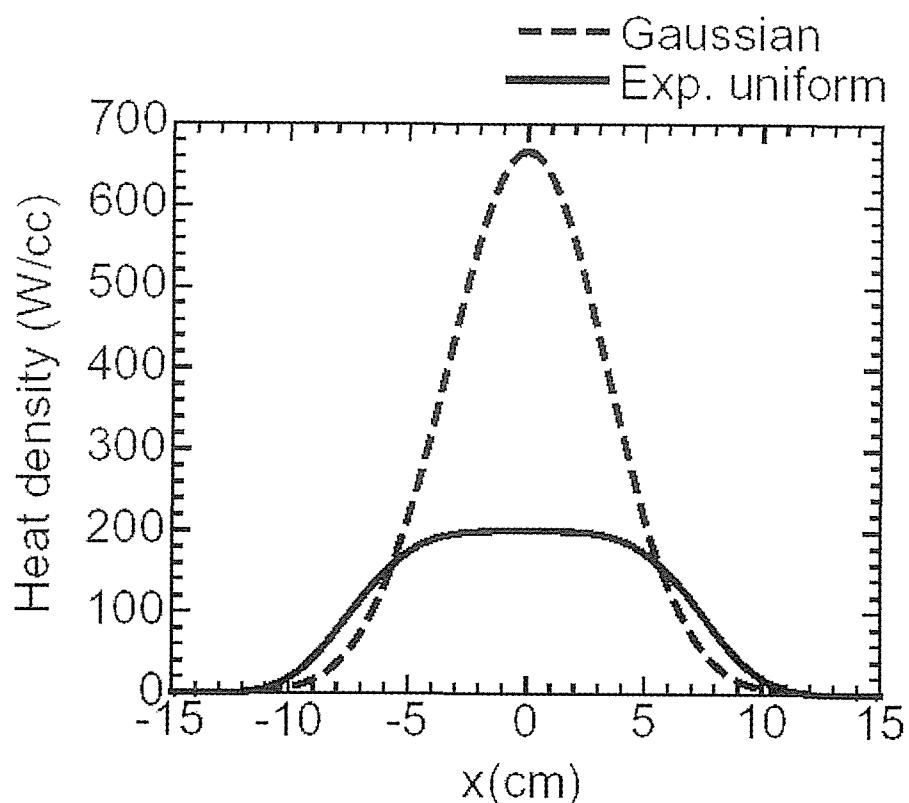


Fig.C-6-3 Heat density of mercury

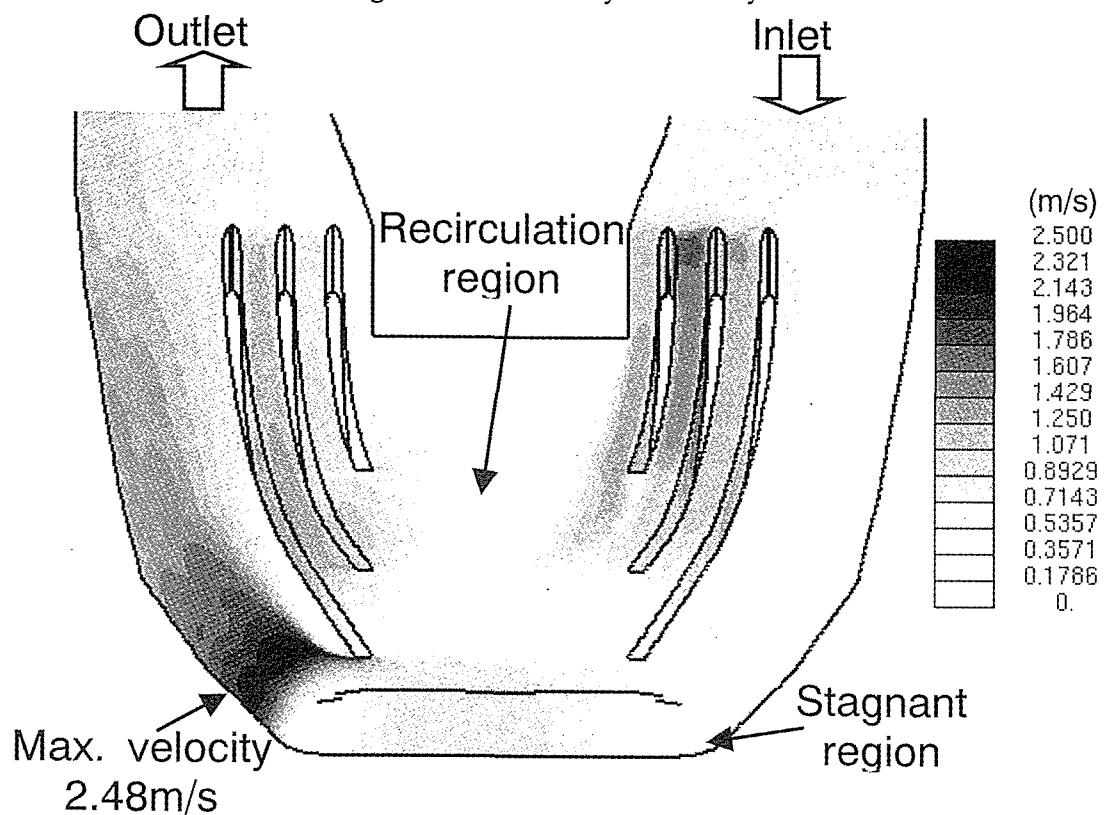


Fig.C-6-4 Velocity distribution adjacent to inner wall

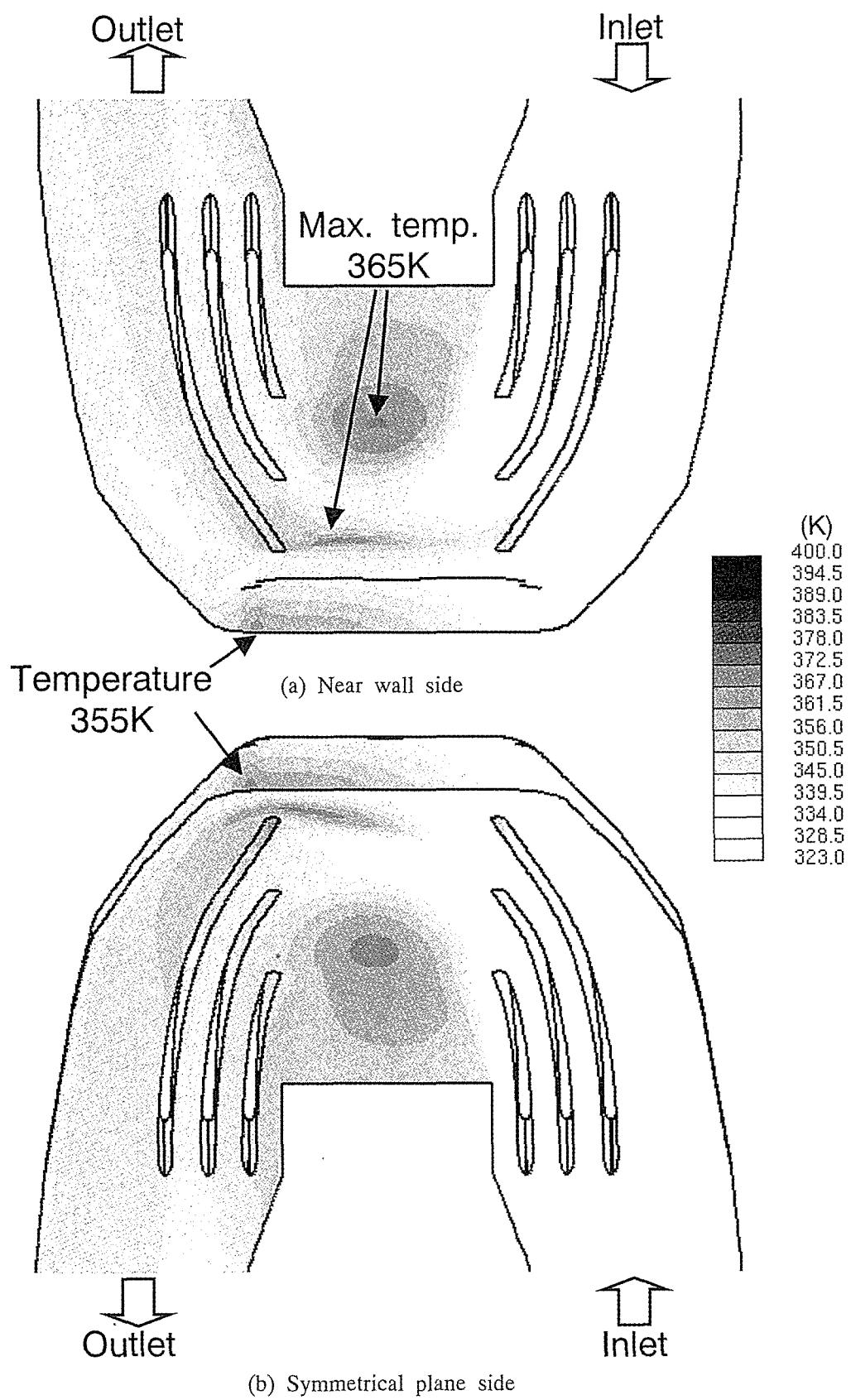


Fig.C-6-5 Temperature distribution of mercury

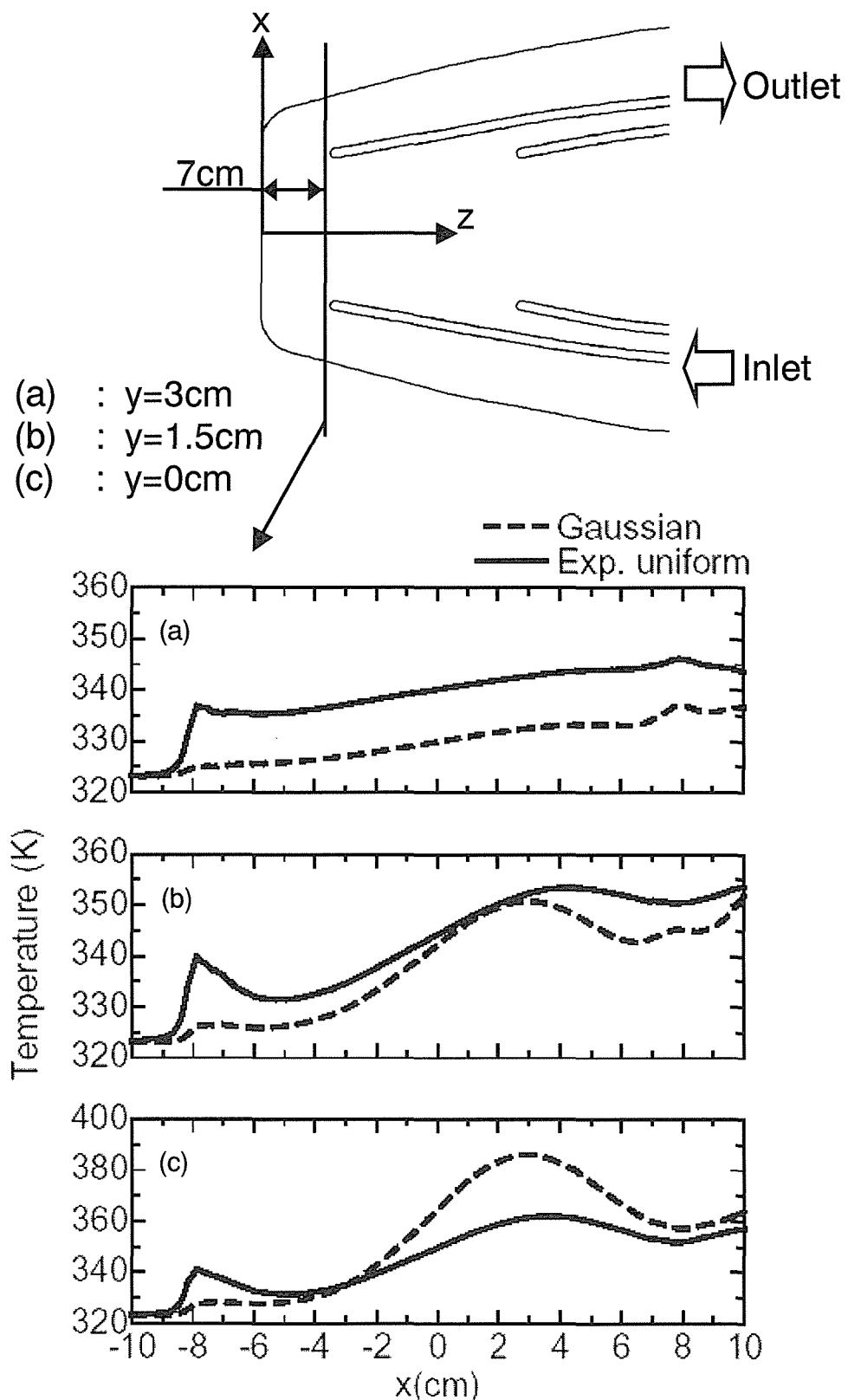


Fig.C-6-6 Temperature distributions of cross sections

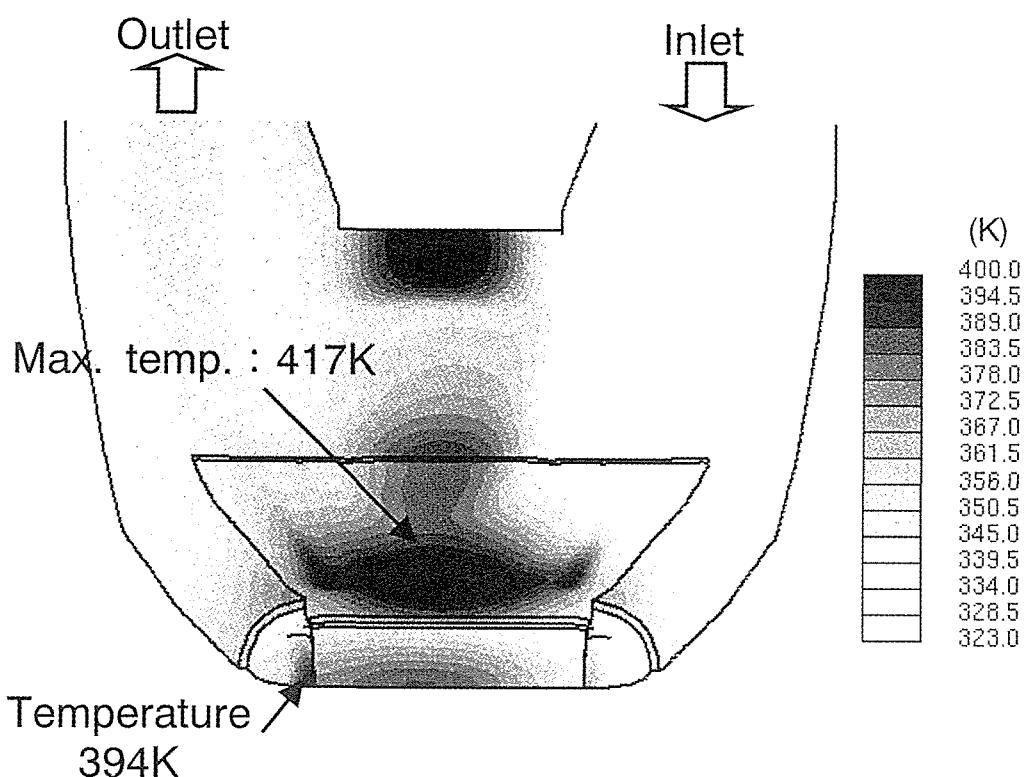


Fig.C-6-7 Temperature distribution of target vessel

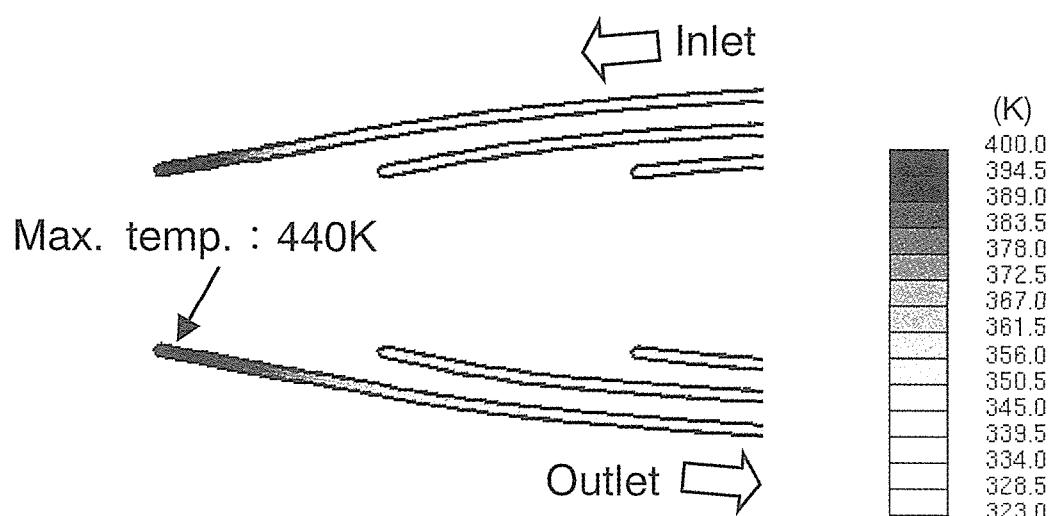
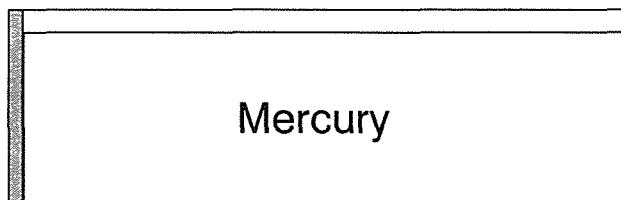


Fig.C-6-8 Temperature distribution of blade

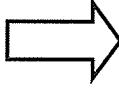
Flat type beam window

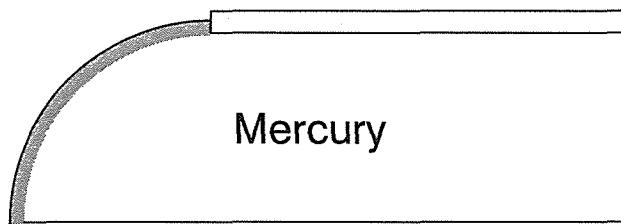
Proton beam

Mercury

Semi-cylindrical type
beam window

Proton beam




Mercury

Fig.C-6-9 beam window of target vessel

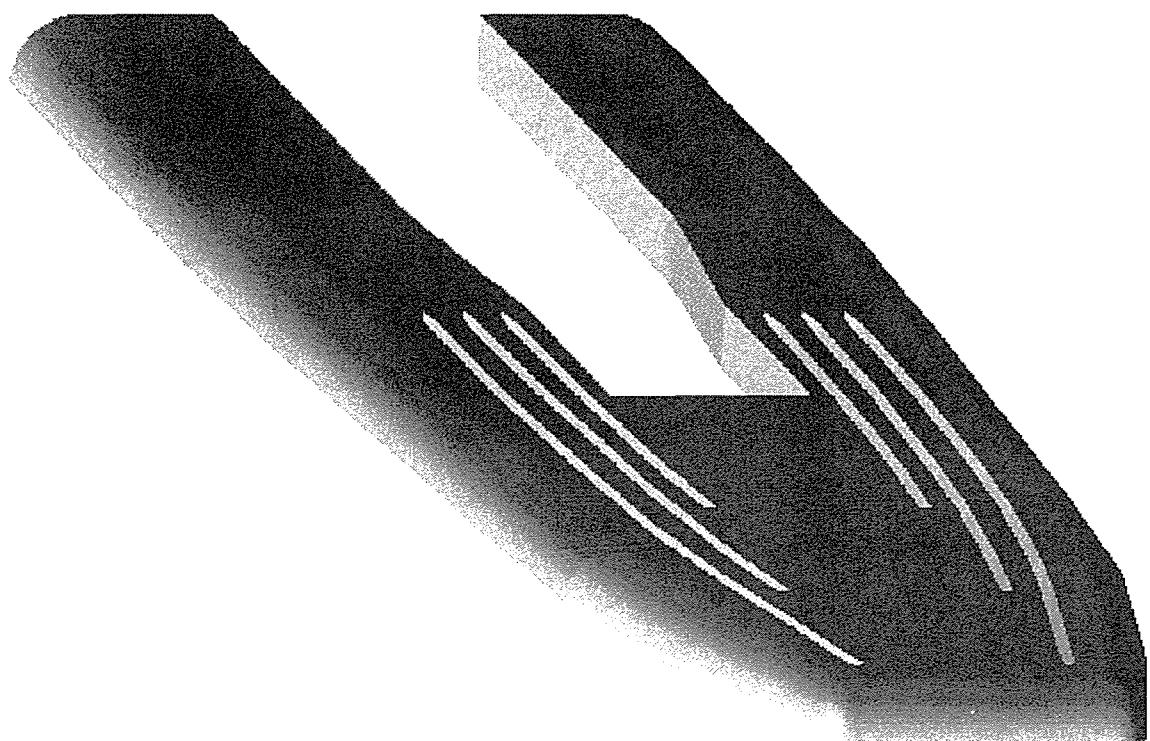
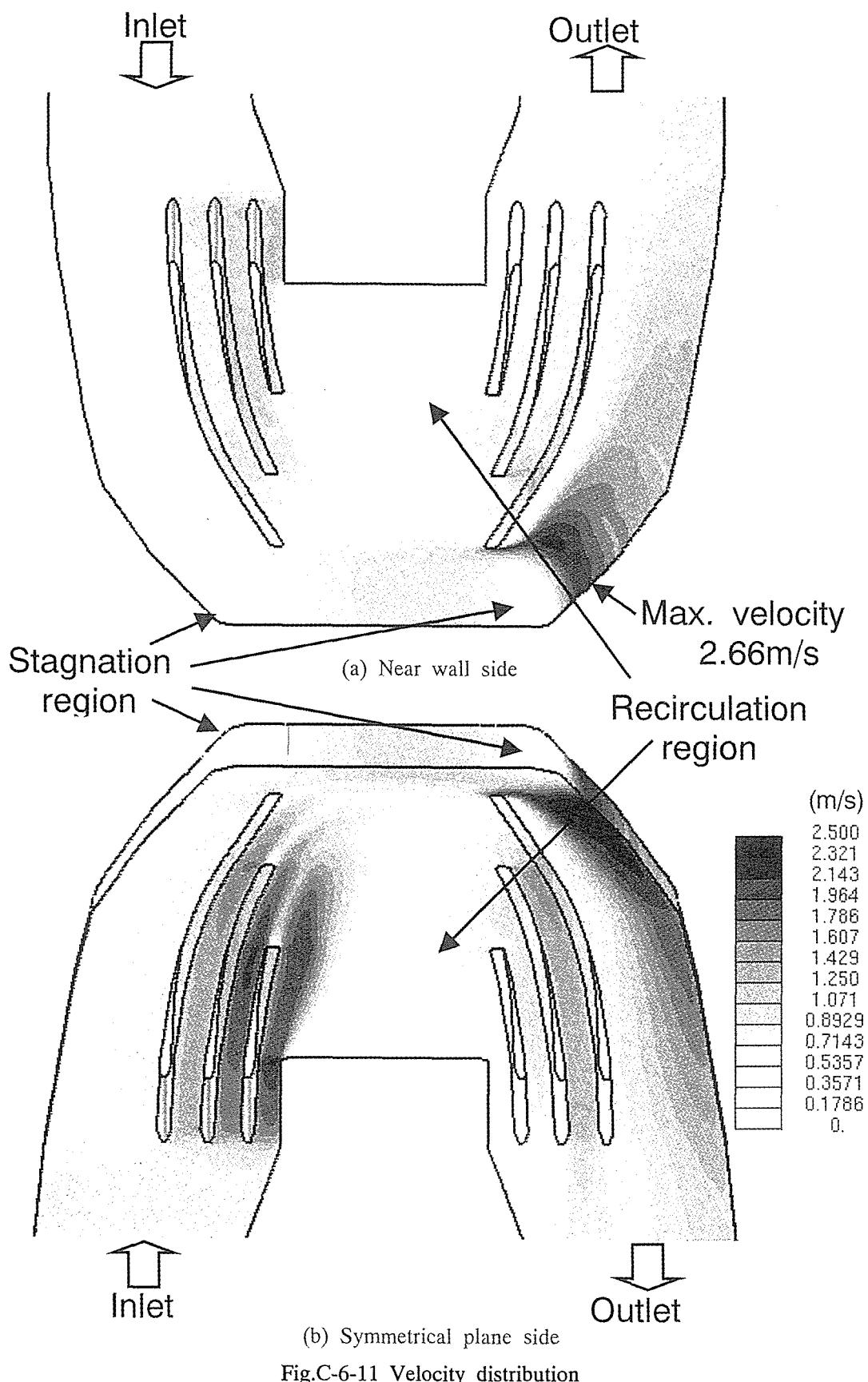


Fig.C-6-10 Analytical model of mercury



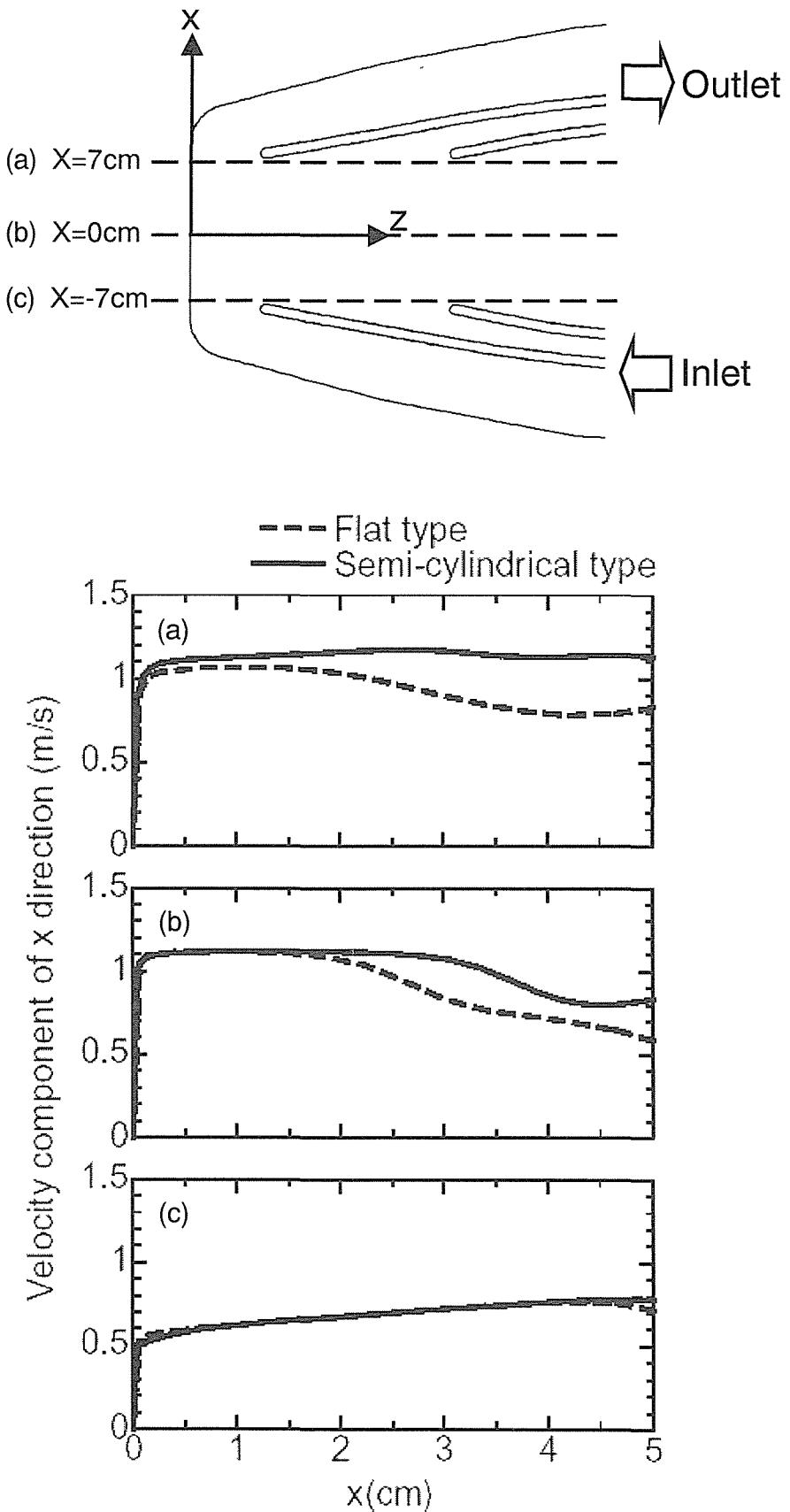


Fig.C-6-12 Velocity distributions of cross sections

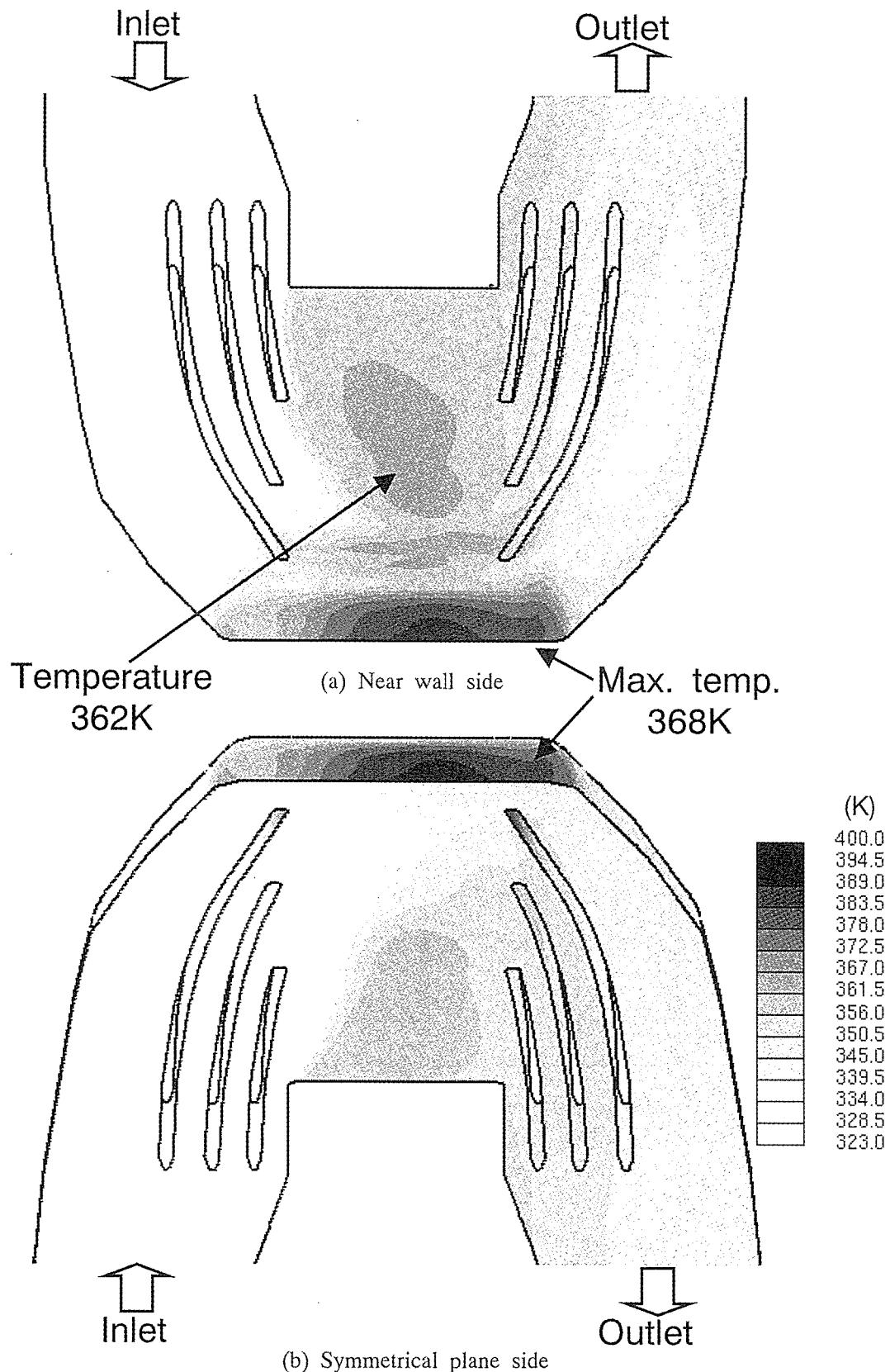


Fig.C-6-13 Temperature distribution of mercury

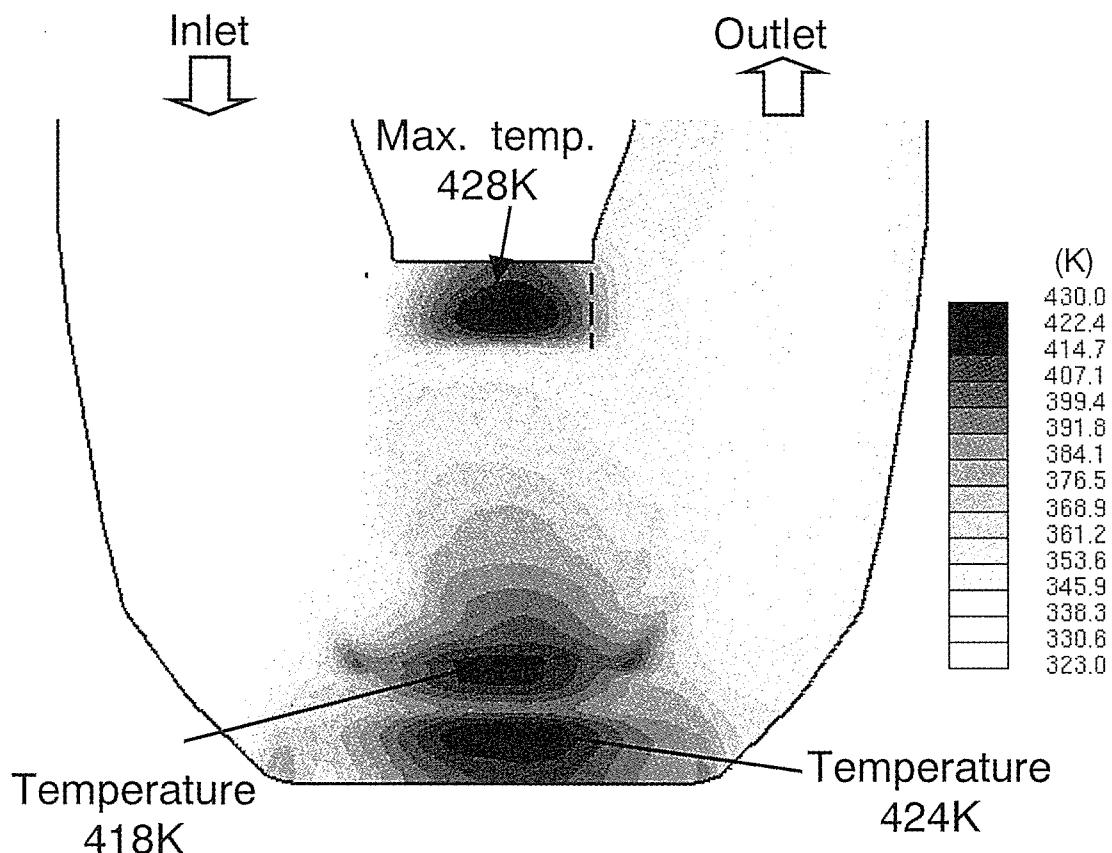


Fig.C-6-14 Temperature distribution of target vessel

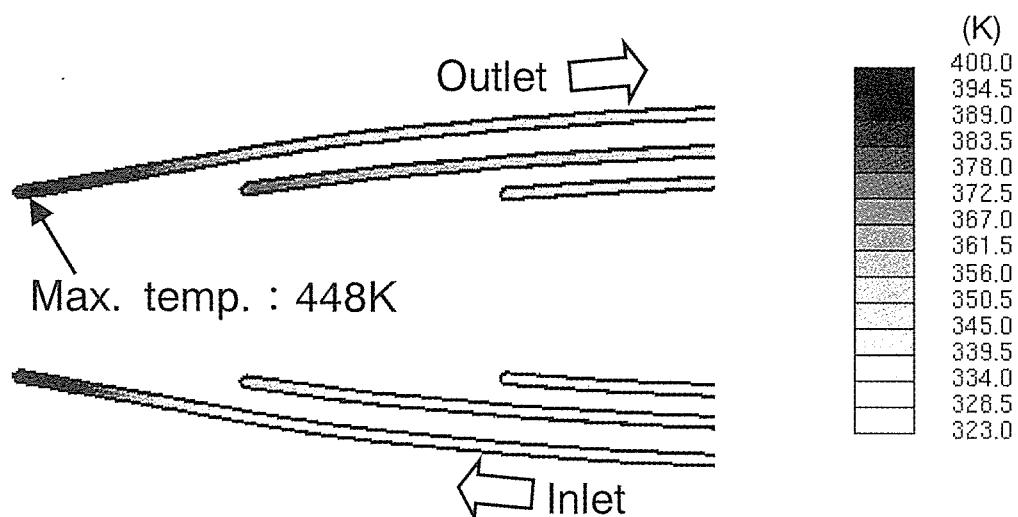


Fig.C-6-15 Temperature distribution of blade

This is a blank page.

国際単位系(SI)と換算表

表1 SI基本単位および補助単位

量	名称	記号
長さ	メートル	m
質量	キログラム	kg
時間	秒	s
電流	アンペア	A
熱力学温度	ケルビン	K
物質量	モル	mol
光度	カンデラ	cd
平面角	ラジアン	rad
立体角	ステラジアン	sr

表3 固有の名称をもつSI組立単位

量	名称	記号	他のSI単位による表現
周波数	ヘルツ	Hz	s^{-1}
力	ニュートン	N	$m \cdot kg/s^2$
圧力、応力	パスカル	Pa	N/m^2
エネルギー、仕事、熱量	ジュール	J	$N \cdot m$
工率、放射束	ワット	W	J/s
電気量、電荷	クーロン	C	$A \cdot s$
電位、電圧、起電力	ボルト	V	W/A
静電容量	ファラード	F	C/V
電気抵抗	オーム	Ω	V/A
コンダクタンス	ジーメンス	S	A/V
磁束	ウェーバ	Wb	$V \cdot s$
磁束密度	テスラ	T	Wb/m^2
インダクタンス	ヘンリー	H	Wb/A
セルシウス温度	セルシウス度	°C	
光束度	ルーメン	lm	$cd \cdot sr$
照度	ルクス	lx	lm/m^2
放射能	ベクレル	Bq	s^{-1}
吸収線量	グレイ	Gy	J/kg
線量当量	シーベルト	Sv	J/kg

表2 SIと併用される単位

名称	記号
分、時、日	min, h, d
度、分、秒	°, ', "
リットル	l, L
トン	t
電子ボルト	eV
原子質量単位	u

$$1 \text{ eV} = 1.60218 \times 10^{-19} \text{ J}$$

$$1 \text{ u} = 1.66054 \times 10^{-27} \text{ kg}$$

表5 SI接頭語

倍数	接頭語	記号
10^{18}	エクサ	E
10^{15}	ペタ	P
10^{12}	テラ	T
10^9	ギガ	G
10^6	メガ	M
10^3	キロ	k
10^2	ヘクト	h
10^1	デカ	da
10^{-1}	デシ	d
10^{-2}	センチ	c
10^{-3}	ミリ	m
10^{-6}	マイクロ	μ
10^{-9}	ナノ	n
10^{-12}	ピコ	p
10^{-15}	フェムト	f
10^{-18}	アト	a

(注)

- 表1～5は「国際単位系」第5版、国際度量衡局1985年刊行による。ただし、1 eVおよび1 uの値はCODATAの1986年推奨値によった。
- 表4には海里、ノット、アール、ヘクタールも含まれているが日常の単位なのでここで省略した。
- barは、JISでは流体の圧力を表す場合に限り表2のカテゴリーに分類されている。
- EC閣僚理事会指令ではbar、barnおよび「血圧の単位」mmHgを表2のカテゴリーに入れている。

表4 SIと共に暫定的に維持される単位

名称	記号
オングストローム	Å
バーン	b
バール	bar
ガル	Gal
キュリ	Ci
レントゲン	R
ラド	rad
レム	rem

$$1 \text{ Å} = 0.1 \text{ nm} = 10^{-10} \text{ m}$$

$$1 \text{ b} = 100 \text{ fm}^2 = 10^{-28} \text{ m}^2$$

$$1 \text{ bar} = 0.1 \text{ MPa} = 10^5 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ Gal} = 1 \text{ cm/s}^2 = 10^{-2} \text{ m/s}^2$$

$$1 \text{ Ci} = 3.7 \times 10^{10} \text{ Bq}$$

$$1 \text{ R} = 2.58 \times 10^{-4} \text{ C/kg}$$

$$1 \text{ rad} = 1 \text{ cGy} = 10^{-2} \text{ Gy}$$

$$1 \text{ rem} = 1 \text{ cSv} = 10^{-2} \text{ Sv}$$

換算表

圧	MPa(=10 bar)	kgf/cm ²	atm	mmHg(Torr)	lbf/in ² (psi)
力	1	10.1972	9.86923	7.50062×10^3	145.038
力	0.0980665	1	0.967841	735.559	14.2233
力	0.101325	1.03323	1	760	14.6959
力	1.33322×10^{-4}	1.35951×10^{-3}	1.31579×10^{-3}	1	1.93368×10^{-2}
力	6.89476×10^{-3}	7.03070×10^{-2}	6.80460×10^{-2}	51.7149	1

$$\text{粘度 } 1 \text{ Pa}\cdot\text{s} (\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2) = 10 \text{ P(ボアズ)} (\text{g}/(\text{cm}\cdot\text{s}))$$

$$\text{動粘度 } 1 \text{ m}^2/\text{s} = 10^4 \text{ St(ストークス)} (\text{cm}^2/\text{s})$$

エネルギー・仕事・熱量	J(=10 ⁷ erg)	kgf·m	kW·h	cal(計量法)	Btu	ft · lbf	eV	1 cal = 4.18605 J(計量法)
	1	0.101972	2.77778×10^{-7}	0.238889	9.47813×10^{-4}	0.737562	6.24150×10^{16}	= 4.184 J(熱化学)
	9.80665	1	2.72407×10^{-6}	2.34270	9.29487×10^{-3}	7.23301	6.12082×10^{19}	= 4.1855 J(15 °C)
	3.6×10^6	3.67098×10^5	1	8.59999×10^5	3412.13	2.65522×10^6	2.24694×10^{25}	= 4.1868 J(国際蒸気表)
	4.18605	0.426858	1.16279×10^{-6}	1	3.96759×10^{-3}	3.08747	2.61272×10^{19}	仕事率 1 PS(仏馬力)
	1055.06	107.586	2.93072×10^{-4}	252.042	1	778.172	6.58515×10^{21}	= 75 kgf·m/s
	1.35582	0.138255	3.76616×10^{-7}	0.323890	1.28506×10^{-3}	1	8.46233×10^{18}	= 735.499 W
	1.60218×10^{-19}	1.63377×10^{-20}	4.45050×10^{-26}	3.82743×10^{-20}	1.51857×10^{-22}	1.18171×10^{-19}	1	

放射能	Bq	Ci
	1	2.70270×10^{-11}
	3.7×10^{10}	1

吸収線量	Gy	rad
	1	100
	0.01	1

照射線量	C/kg	R
	1	3876
	2.58×10^{-4}	1

線量当量	Sv	rem
	1	100
	0.01	1

(86年12月26日現在)

R100
古紙配合率100%
白色度70%再生紙を使用しています