

JAERI-Tech

97-004



アングル型高温隔離弁の概念と  
炉外実証試験計画

1997年2月

羽田一彦・藤崎勝夫・小磯浩司\*・柴田大受・稻垣嘉之・日野竜太郎

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（〒319-11 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（〒319-11 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 319-11, Japan.

©Japan Atomic Energy Research Institute, 1997

---

編集兼発行 日本原子力研究所  
印 刷 日立高速印刷株式会社

## アングル型高温隔離弁の概念と炉外実証試験計画

日本原子力研究所大洗研究所核熱利用研究部

羽田 一彦・藤崎 勝夫・小磯 浩司\*

柴田 大受\*・稻垣 嘉之・日野竜太郎

(1997年1月9日受理)

核熱を利用した水蒸気改質水素製造システムは、通常、原子炉建家外に設置されるため、HTTRの中間熱交換器と水素製造システムを接続する2次ヘリウム配管は原子炉格納容器を貫通する。それゆえ、この配管の格納容器貫通部には格納容器バウンダリ構成のため隔離弁を設置する必要がある。この弁内には、中間熱交換器で加熱された約905°C, 4.1MPaのヘリウムが流れる。現在、このような高温高圧のヘリウムガス条件下での隔離弁はこれまで実用化されていないのが実情である。そこで、本報では、上記高温高圧の隔離弁として適した構造のアングル弁について構造概念を提案し、さらに、この概念を確証するため、HTTRでの供用に先立ち、電気加熱による炉外実証試験装置を用いた試験の計画を提案する。

最初に、構造概念を定めるため、まず、隔離弁に要求される安全機能を明らかにし、弁仕様として要求される弁閉時間及び許容漏えい量を検討した。この結果を基に、開発上の目標値を各々30s, 10cm<sup>3</sup>/s(標準状態で)と設定した。また、弁座材質として、ハステロイXRは2次ヘリウム配管破断時において充分な強度を有していることが分かった。

次に、炉外実証試験の項目として、常温での弁座漏えい率と運転温度(約900°C)における弁座漏えい率の相関関係を明らかにすることが求められる。一般的に、供用期間中の格納容器隔離弁の漏えい率試験は定検時に室温で実施される。一方、実機で必要とするデータは、運転温度状態での弁閉後の弁座漏えい率である。そこで、両者の関係付けが必要不可欠であり、本報ではこの試験方法についても提案した。

---

大洗研究所：〒311-13 茨城県東茨城郡大洗町成田町新堀3607

※ 出向中：科学技術庁

\* 石川島播磨重工業(株)

Structural Concept of Angle Type of Hot Isolation Valve  
and its Test Program at an Out-of-pile Test Facility

Kazuhiko HADA, Katsuo FUJISAKI, Hiroshi KOISO \*,  
Taijyu SHIBATA \*, Yoshiyuki INAGAKI, Ryutaro HINO

Department of Advanced Nuclear Heat Technology  
Oarai Research Establishment  
Japan Atomic Energy Research Institute  
Oarai-machi, Higashiibaragi-gun, Ibaraki-ken

(Received January 9, 1997)

The Japanese safety regulation generally requires to set an isolation valve at the penetration of the reactor containment vessel on the secondary helium piping system which connects a steam reforming hydrogen production system, located outside the reactor building, to an intermediate heat exchanger(IHX) in the HTTR reactor system. The hot secondary helium which is heated up to the high temperature of 905°C and at the high pressure of 4.1MPa is passing through the isolation valve. So far, such a hot isolation valve has not been industrialized. The present report presents a proposal of a structural design concept of an angle valve as a promising candidate of the hot isolation valve, and a proposal on a test program for demonstrating the technological feasibility of the concept at an out-of-pile test facility before installing at the HTTR.

A closing time and a leak rate at a valve seat are the key design parameters for developing the design concept. To set a reasonable value to each parameter, safety requirements on the isolation valve were discussed at first. The target closing time and the acceptable design limit of leak rate at the valve seat for meeting the requirements were specified 30 seconds and 10 STP cm<sup>3</sup>/s, respectively. A nickel-base superalloy Hastelloy XR is feasible as such a valve seat material as to withstand the internal/external pressure of 4.1 MPa at the high temperature of 905°C, the

---

\* On loan to Science and Technology Agency

\* Ishikawajima-Harima Heavy Industries Co., Ltd

severest loading conditions of the valve seat at the accident of secondary helium pipe rupture.

Correlation of leak rate at the ambient temperature to that at an operating temperature(900 °C) is one of key test subjects of test program at an out-of-pile test facility. Leak rate at the operating temperature is the real parameter to be checked but only the leak rate at the ambient temperature is measured at regulatory examination in service. A test method to develop such correlation was proposed.

keywords: Isolation Valve, Hot Helium Valve, Angle Valve, Nuclear Safety, Leak Rate, Closing Time, Hydrogen Production, Nuclear Heat Utilization, HTTR, Demonstration Test, Out-of-pile Test

## 目 次

1. 緒言 .....	1
2. 隔離弁に対する要求機能及び性能 .....	3
2. 1 高温ガス炉-熱利用システムとして要求される基本性能 .....	3
2. 2 HTTR-水蒸気改質水素製造システムとして特別に要求される機能 .....	5
2. 3 中間熱交換器伝熱管の安全機能確保上要求される隔離機能 .....	5
2. 4 格納容器内への爆発性ガス流入制限上の要求機能 .....	9
2. 5 開発目標値 .....	20
3. 構造概念 .....	21
3. 1 弁形式 .....	21
3. 2 構造概念の検討 .....	21
3. 3 構造設計 .....	24
3. 4 モニタリング項目の検討 .....	25
4. 強度評価 .....	27
4. 1 構造解析及び評価の方針 .....	27
4. 2 解析条件 .....	28
4. 3 解析結果及び評価 .....	29
5. 炉外実証試験計画 .....	32
5. 1 炉外実証試験装置の概要 .....	32
5. 2 運転条件 .....	32
5. 3 試験項目 .....	32
5. 4 試験要領 .....	32
6. まとめ .....	37
謝 辞 .....	38
参考文献 .....	38

## Content

1. Introduction .....	1
2. Functional and performance requirements for isolation valve .....	3
2.1 Basic performance requirements for HTGR-heat utilization system .....	3
2.2 Special requirements for HTTR-steam reforming hydrogen production system .....	5
2.3 Isolation requirements for assuring the safety of IHX heat transfer tubes .....	5
2.4 Requirements to limit in-flow of explosive gas into the reactor containment vessel .....	9
2.5 Design target .....	20
3. Structural concept .....	21
3. 1 Valve type .....	21
3.2 Discussion on structural concept .....	21
3.3 Valve configuration .....	24
3.4 Monitor items .....	25
4. Structural evaluation .....	27
4.1 Guideline of structural analysis and evaluation .....	27
4.2 Analytical conditions .....	28
4.3 Results of analysis and evaluation .....	29
5. Test program at an out-of-pile test facility .....	32
5.1 Outline of test facility .....	32
5.2 Test conditions .....	32
5.3 Items of test program .....	32
5.4 Detail of test program .....	32
6. Conclusion .....	37
Acknowledgment .....	38
References .....	38

## List of tables

Table 2.1 Leak rate requirement for hot isolation valve .....	8
Table 2.2 Initial conditions on evaluation of explosion in the containment vessel .....	14
Table 2.3 Chemical compositions of explosive gases included in the feed gas and their lower bound for explosion .....	18
Table 3.1 Applicability of Hastelloy XR to valve seat .....	23
Table 4.1 Analytical conditions for valve casing .....	39
Table 4.2 Structural integrity evaluation for valve seat at normal operating condition .....	40
Table 5.1 Design specifications of hot isolation valve for HTTR .....	41
Table 5.2 Draft test items .....	42
Table 5.3 Comparison of valve leakage tests .....	43

## List of figures

Fig.1.1 Cutaway drawing of HTTR reactor facility with a methane-steam reforming system for production of hydrogen .....	44
Fig.2.1 Basic arrangement of an HTGR-heat utilization system .....	45
Fig.2.2 Schematic illustration of HTTR-steam reforming hydrogen production system .....	46
Fig.2.3 Arrangement of secondary helium piping system connecting a high temperature nuclear process heat utilization plant to the IHX .....	47
Fig.2.4 Secondary helium pressure as a function of time at the event of small leakage at secondary helium piping .....	48
Fig.2.5 Protective measures against an In-C/V explosion due to leakage of feedgas to steam reformer into C/V. ....	49
Fig.2.6 Rupture locations at catalyst tubes of steam reformer .....	50
Fig.2.7 Rupture locations at secondary helium piping system to IHX .....	51
Fig.2.8 Analytical model and initial conditions for evaluating in-C/V explosion .....	52
Fig.2.9 Concept of local explosion .....	53
Fig.2.10 Feed gas accumulation in C/V and explosion pressure .....	54
Fig.2.10 Feed gas accumulation in C/V and explosion pressure(continued) ..	55
Fig.2.11 Pressure as a function of time after explosion .....	56
Fig.2.12 Gas accumulation in the containment vessel .....	57
Fig.2.13 Explosion pressure as a function of time .....	58
Fig.3.1 Creep buckling chart for seat of hot isolation valve .....	59
Fig.3.2 Angle type of hot isolation valve for HTTR-heat utilization system .....	60
Fig.4.1 Schematic diagram of valve for structural analysis .....	61
Fig.4.2 2D-FEM model of valve seat .....	62
Fig.4.3 Materials and sections for evaluation .....	63
Fig.4.4 Thermal transients for analysis .....	64
Fig.4.5 Boundary conditions for internal pressure and valve shutting load for valve seat .....	65
Fig.4.5 Boundary conditions for internal pressure and valve shutting load for valve seat(continued) .....	66
Fig.4.6 3D-FEM model of valve casing .....	67
Fig.4.7 3D-FEM model of improved valve casing .....	68

Fig.4.8 Time history of Mises's stress at locations for evaluation in normal operating condition .....	69
Fig.4.9 Thermal stress profile at steady state normal operating condition ..	70
Fig.4.10 Thermal stress profile at valve seat at steady state normal operating condition .....	71
Fig.4.11 Thermal stress profile at Y-part at steady state normal operating condition .....	72
Fig.4.12 Thermal stress profile at the end of steady state normal operating condition .....	73
Fig.4.13 Thermal stress profile at valve seat at the end of steady state normal operating condition .....	74
Fig.4.14 Thermal stress profile at Y-part at the end of steady state normal operating condition .....	75
Fig.4.15 Time history of Mises's stress at locations for evaluation at accident .....	76
Fig.4.16 Thermal stress profile at 10 seconds after onset of the accident ..	77
Fig.4.17 Thermal stress profile at valve seat at 10 seconds after onset of the accident .....	78
Fig.4.18 Thermal stress profile at Y-part at 10 seconds after onset of the accident .....	79
Fig.4.19 Thermal stress profile at 830 seconds after onset of the accident ..	80
Fig.4.20 Thermal stress profile at valve seat at 830 seconds after onset of the accident .....	81
Fig.4.21 Thermal stress profile at Y-part at 830 seconds after onset of the accident .....	82
Fig.4.22 Stress profile for internal pressure in full open ( $P=10 \text{ kgf/cm}^2$ ) ..	83
Fig.4.23 Stress profile for internal pressure in close (Pressure of $10 \text{ kgf/cm}^2$ is loaded at inlet side) .....	84
Fig.4.24 Stress profile for internal pressure in close (Pressure of $10 \text{ kgf/cm}^2$ is loaded at outlet side) .....	85
Fig.4.25 Stress profile for valve shutting load ( $f=26600 \text{ kgf}$ ) .....	86
Fig.4.26 Displacement profile of outer surface of valve casing for loading case No.1 .....	87
Fig.4.27 Displacement profile of inner surface of valve casing for loading case No.1 .....	88
Fig.4.28 Displacement profile of outer surface of valve casing for loading case No.3 .....	89
Fig.4.29 Displacement profile of inner surface of valve casing for loading case No.3 .....	90

Fig.4.30 Displacement profile of outer surface of valve casing for loading case No.2 .....	91
Fig.4.31 Displacement profile of inner surface of valve casing for loading case No.2 .....	92
Fig.4.32 Displacement profile of outer surface of valve casing for loading case No.4 .....	93
Fig.4.33 Displacement profile of inner surface of valve casing for loading case No.4 .....	94
Fig.4.34 Displacement profile of outer surface of valve casing for loading case No.5 .....	95
Fig.4.35 Displacement profile of inner surface of valve casing for loading case No.5 .....	96
Fig.4.36 Displacement profile of outer surface of valve casing for loading case No.6 .....	97
Fig.4.37 Displacement profile of inner surface of valve casing for loading case No.6 .....	98
Fig.4.38 Displacement profile of outer surface of valve casing for loading case No.7 .....	99
Fig.4.39 Displacement profile of inner surface of valve casing for loading case No.7 .....	100
Fig.4.40 Valve seat distortion in the axial direction for loading case No.1 .....	101
Fig.4.41 Valve seat distortion in the axial direction for loading case No.4 .....	102
Fig.4.42 Valve seat distortion in the axial direction for loading case No.5 .....	102
Fig.4.43 Valve seat distortion in the axial direction for loading case No.6 .....	103
Fig.4.44 Valve seat distortion in the axial direction for loading case No.7 .....	103
Fig.4.45 Displacement profile of inner surface of improved valve casing for loading case No.7 .....	104
Fig.4.46 Displacement profile of outer surface of improved valve casing for loading case No.7 .....	105
Fig.4.47 Axial distortion of improved valve seat for loading case No.7 .....	106
Fig.5.1 Flowsheet of out-of-pile demonstration test facility .....	107
Fig.5.2 Schematic diagram of helium-gas supply loop .....	108
Fig.5.3 Schematic drawing of leakage test apparatus .....	109

## 1. 緒 言

最近公表された「気候変動に関する政府間パネル」(IPCC)の第2次報告書<sup>(1)</sup>によると、最近の地球温暖化傾向は石油、石炭等を燃焼させる人間活動によって大気中のCO<sub>2</sub>濃度が上昇したためと結論しており、将来の温暖化を防止するためには、思い切ったCO<sub>2</sub>排出量削減が必要と指摘している<sup>(2)</sup>。

高温ガス炉から供給される約950°Cの高温核熱を用いて、水素等のクリーンなエネルギー媒体を製造する高温核熱利用プロセスは、熱源としてもエネルギー発生時にCO<sub>2</sub>の放出がないことから、地球環境問題を解決する方策の1つとして期待でき、可能な限り早期に実用化することが提言されている<sup>(3)</sup>。

そこで、日本原子力研究所では、高温核熱利用の有用性を実証するとともに、高温核熱利用の実現に必要不可欠な高温核熱利用技術の開発を目指し、熱利用系として水蒸気改質システムを高温工学試験研究炉(HTTR、熱出力30MWの高温ガス炉)に接続して実証試験を行うことを計画し、このための研究開発を進めている<sup>(4, 5, 6)</sup>。HTTRに水蒸気改質システムを接続した全体システムの概観図をFig. 1.1に示す。

高温核熱を用いて水素製造等を行うシステムとして、水素製造等の熱利用プラントを高温ガス炉に近接立地し、高温核熱を熱利用プラントに直接導くシステムが数多く提案されてきた。近接立地方式の高温ガス炉-熱利用システムの多くは、高温核熱を運ぶ冷却材(ヘリウムガス)の配管が、原子炉格納容器(C/V)を貫通し、原子炉建屋の外に設ける熱利用プラントに至る。

原子炉格納容器を貫通する配管に対しては、何らかの手段により格納容器バウンダリを形成する必要がある。通常は、隔離弁を設け、FP放出事故時にはこの隔離弁を閉じることにより格納容器バウンダリを形成する方法が採用されている。

近接立地方式の高温ガス炉-熱利用システムとして、1次ヘリウム系と熱利用プラントの間にヘリウムループを設ける中間ループ方式が提言されている<sup>(3, 7, 8)</sup>。この方式では、1次ヘリウム系と中間ヘリウムループのインターフェイスである中間熱交換器の伝熱管が万一破損したとしても1次ヘリウム系のヘリウムガスに含まれるFPが中間ヘリウムループに移行しないように、中間ヘリウムループのヘリウム圧力を1次ヘリウム系より高圧にする。この場合、中間ヘリウムループ(2次ヘリウム系)のヘリウムガス(2次ヘリウム)は約900°C、40気圧(又は60気圧)の高温高圧で中間熱交換器から熱利用プラントに供給される。格納容器バウンダリを形成するための隔離弁は、従って、この高温高圧に耐えることが要求される。

高温高圧のヘリウムガスを作動流体とする隔離弁の開発が日本およびドイツで行われた。日本では弁メーカーの製造経験からアングル弁が、ドイツではユニークなコアクシャル弁が試験に供された。アングル弁では、数千時間の試験後、試験した期間内では漏えい率等は設計上の要求は満足していた。しかし、解体後の検査により次の問題が明らかとなった<sup>(9)</sup>。

- (1) 弁座の平面度の狂い
- (2) 弁開時の弁開力による逆座(ブッシュ)に対する弁棒のクリープ変形
- (3) グランドパッキンのシール性及びパッキンの摺動による弁棒の傷

- (4) グラフォイルガスケットの酸化による劣化
- (5) 弁座面の硬化盛金材料 (TCW:ステライトにタングステンカーバイドを混入したもの)  
の欠落
- (6) 断熱材の変形

一方、コアクシャル弁については、高温接触部における自己溶接 (Self Welding) による焼き付き防止と漏えい防止という相反する要求を満たすために工夫したコルゲート型メタルシールや断熱材の施工性等について問題点が指摘されており、さらには、現在、この構造の弁を製作しているメーカーが日本にはないことが開発上のネックとなっている<sup>(9)</sup>。

HTTRを用いる水素製造システムの技術開発試験において、高温高圧隔離弁の開発は、核熱利用水素製造システムの重要な開発課題の一つである。そこで、著者らは、特にアングル弁について、隔離弁としての充分な信頼性を確保するために必要な次の課題等を解決することを目指し、設計検討を進めた。

- (1) 所定の漏えい率を確保するため、適切な平面度等を確保するための弁座及び弁座周辺構造
- (2) 耐用期間の使用に耐えられる弁座材料
- (3) グランドパッキンとふたフランジから外部へのヘリウム漏えいを防止するためのふたフランジ部のシール方法及びベローズ機構の適否
- (4) 弁開時の弁座からの漏えいについて、定検時の常温下での測定データから高温使用中における漏えい率を評価する方法。

さらに、HTTRを用いた技術開発に先立ち、炉外で核熱利用技術の開発、実証を行うことが不可欠である。本報では、アングル弁についての設計検討の結果、並びに、この炉外実証試験で行うべき試験の内容について設計検討の結果をまとめた。第2章では高温ガス炉からの核熱による水素製造システムとして要求される構造、性能を明らかにし、第3章ではアングル弁の構造検討結果、第4章では構造健全性を評価するための構造解析結果について、第5章では炉外実証試験についての検討結果について述べている。

## 2. 隔離弁に対する要求機能及び性能

炉外実証試験において試験を行う高温高圧隔離弁は、高温ガス炉一熱利用システムへの応用を目指し、HTTRに接続する水蒸気改質水素製造システムに適用するものである。HTTRは試験研究用の高温ガス炉であるため、実用化される高温ガス炉一熱利用システムとは安全設計上あるいはシステム設計上いくつかの点で異なっている。そこで、高温ガス炉一熱利用システムとして要求される基本的な機能、並びに、HTTR一水蒸気改質水素製造システムの隔離弁として特に必要な機能を明らかにする。

### 2. 1 高温ガス炉一熱利用システムとして要求される基本機能

中間ループを有する高温ガス炉一熱利用システムは、基本的にはFig. 2.1に示す系統構成と考えられる。この中間ヘリウムループの原子炉格納容器を貫通する部分において、原子炉安全性確保の観点から、格納容器バウンダリを形成する必要があり、通常、隔離弁を各ラインごとに1個設ける。

一方、通常、高温核熱は水素製造のための化学反応を起こすために使われるので、中間ヘリウムループにはこのための高温吸熱反応器（例えば、水蒸気改質器）が設置されており、この反応器の2次側にはメタンや水素などの可燃性ガス、爆発性ガスが流れている。この爆発性ガスが中間ヘリウムループの配管を通って原子炉格納容器内へ流入し、爆発するのを防止するため、次の方策を提案する。

- ①中間ヘリウムループの配管、中間熱交換器の伝熱管等、並びに高温吸熱反応器の反応管等はC ( $S_2$ ) 又はA<sub>s</sub>として、基準地震動  $S_2$ に対して壊れない。
- ②高温吸熱反応器の反応管の破断と中間ヘリウムループ配管の原子炉格納容器内破断が同時に起きないよう、これらは原子炉級とし、高温ガス炉第4種機器相当の信頼性を確保する。これらの対策をとったうえで、DBA (Design Basis Accident) を超えるシビアアクシデントとして原子炉格納容器内爆発を考える必要がある場合に、この隔離弁は可燃性ガス／爆発性ガスの流入を遮断するための緊急遮断弁の一つとして機能することができる。

以上から、隔離弁に要求される主要な機能をまとめると次のようになる。

#### (1) 隔離機能

中間ヘリウムループを有する場合に隔離弁に要求される隔離機能は、格納容器内側に閉じた配管系における多重性として要求されるものである。

Fig. 2.1の系統構成において、中間ヘリウムループはヘリウムガス（2次ヘリウムガス）圧力を1次ヘリウム圧力よりも高圧に制御し、中間熱交換器の伝熱管破損が起こっても、1次ヘリウム中のFPは2次ヘリウムガス中に移行しないようにしている。従って、格納容器全体の許容漏えい率を保証するための担保分が漏えい率についての要求となる。ただし、原子炉格納容器設計用の想定事象時及び事故後に原子炉格納容器内の雰囲気が原子炉格納容器外へ開放されないことが確認された系統の隔離弁については、漏えい率試験（C種試験）を免除されている。本弁が設置される中間ヘリウムループの配管系は、内外に閉じており、かつ、

この中間ヘリウムループは基準地震動  $S_1$  による地震力に耐えられるよう設計されているので、この隔離弁に該当し、C 種試験は免除される。

しかし、異常な過渡変化事象として隔離弁が閉まることがある場合に、かつ、中間熱交換器の伝熱管の構造設計が差圧設計に基づいていると、弁閉後の差圧を所定の値以下に抑えるために弁閉時間、漏えい率が制限される。これは、第2.3節で詳細に検討する。この隔離は自動的、かつ、確実に行なわれなければならない。

#### (2) 耐圧・耐熱性及び耐震クラス等

高温内部流体を外部に漏えいさせないために (leak tightness) 、内圧及び外力 (配管、操作力、地震などバルブに作用する諸荷重を含む。) に対する、バルブ本体の充分な強度・剛性・耐熱性並びにシール性の確保が必要である。特に、配管破断時においても内部流体を破断側に漏えいさせないために、弁箱、弁体および弁座等が充分な強度・剛性・耐熱性・シール性を確保するとともに断熱構造が衝撃波により壊れないようにする。本隔離弁の耐震クラスは As とし、機器区分は高温ガス炉第3種弁とする。

#### (3) 材料及び構造形状

原子炉格納容器バウンダリを構成する部位の材料は、通常運転時、保修時、試験時及び異常状態時において、脆性的挙動を示さず、かつ、急速な伝播型破壊を生じないこと。

バルブに作用する諸影響に対して、バルブの機能を損なわず、確実に操作可能な構造とし、内部流体に対して劣化しない材料とする。特に、バルブの摺動部並びに弁座周辺部については、かじりや外部漏えい等がなく、閉鎖時の操作圧力 (面圧) に対しても座屈や変形を起こしてはならない。さらに、各部ができるだけ均一な肉厚で、コーナ部には大きな丸みを付けるなど、熱応力や熱歪みの発生を少なくするような構造とする。また、接続配管との溶接接合に対する構造・形状上の適合性が必要である。

断熱構造は弁座、弁体のみならず弁箱、弁ふた等の耐圧部の耐圧、耐熱性を確保する上で重要な機能構造であり、耐用期間にわたって断熱性能を確保するとともに、上述のように配管破断時に発生する衝撃波等に対して壊れず、構造を維持する必要がある。

#### (4) メインテナンス

定期的な動作試験が実施できる構造のバルブであること。また、原子炉格納容器隔離弁としては要求されないが、他の安全機能確保のために隔離が要求される可能性がある。このため、漏えい率試験については、バルブの漏えい率が許容限界内にあることを確認するためのテストタップ及びテストプラグを設けるものとする。試験において漏えい率が許容限界を超える場合に、容易に補修ができる構造であること。

#### (5) 緊急遮断機能

2次ヘリウム配管の耐震クラスを C ( $S_2$ ) 以上に出来るとし、かつ、シビアアクシデントとして高温吸熱反応器の反応管の破断と中間ヘリウムループの格納容器内配管の破断が同時

に発生することを考える場合を前提とする。この場合に対しては、高温吸熱反応器への原料供給ライン又は反応生成物輸送ラインに緊急遮断弁をダブルに設けるのが通例であるが、このさらなるバックアップとして隔離弁を機能させることができる。この場合に要求される弁閉時間と漏えい率については第2.4節で検討する。

## 2. 2 H T T R - 水蒸気改質水素製造システムとして特別に要求される機能

H T T R に水蒸気改質水素製造システムを接続した全体システムの系統構成をFig. 2.2に示す。基本的にはFig. 2.1と同様であり、前節に示した(1)～(5)の機能が要求される。中間熱交換器から水素製造システムまでの接続配管のルート及び隔離弁の設置位置をFig. 2.3に示す。現在、中間熱交換器及び、周辺配管の設計条件は次のとおりである。

- (1) 2次ヘリウム系の最高使用圧力は5.1MPa (51kg/cm<sup>2</sup>G) であり、中間熱交換器出口2次ヘリウム温度は、通常運転時において、入口1次ヘリウム温度が950°Cのとき905°Cを超えてはならない。この時の使用条件は以下のとおりである。

通常運転時圧力	: 4.1 MPa (41 kg/cm <sup>2</sup> G)
通常運転時温度	: 905 °C
通常運転時中間熱交換器入口2次ヘリウム温度	: 約 160°C (905°Cに対しても)
2次ヘリウム流量	: 約 9 t/h (905°Cに対しても)

- (2) 通常運転時において2次ヘリウム圧力は1次ヘリウム圧力より、0.074MPa高く維持する。

- (3) 中間熱交換器に接続する2次ヘリウム配管の分配管の耐震クラスはC (S<sub>1</sub>) である。この分配管は、熱利用システムを増設するときにも施工性の観点から残す。従って、熱利用システムからの2次ヘリウム配管自体を耐震クラスC (S<sub>2</sub>) としても、基準地震動S<sub>2</sub>が発生すると、この分配管での破断を考慮する必要がある。実際には分配管がS<sub>2</sub>にも耐えられるか否かは別途検討する計画である。従って、H T T Rについて現状の設計に基づけば、(1)の隔離機能に関する要求がH T T Rシステムに特有な要求として課されることになる。この両者に対する具体的な要求並びに設計上の対策については第2.3節及び第2.4節で検討する。

## 2. 3 中間熱交換器伝熱管の安全機能確保上要求される隔離機能

原子炉がスクラムした後、2次ヘリウム圧力は、自然冷却による温度降下に伴い下がっていく。この時、熱利用システムへの2次ヘリウム配管の隔離弁が閉まり、かつ、この隔離弁の弁座等から漏洩が生じていると、2次ヘリウムの下がり方は1次ヘリウム圧力より早くなり、結果的に差圧は拡大する。この場合、中間熱交換器(IHX)の伝熱管に作用する差圧が安全設計上の基準として定める所定の値を超えると、IHX伝熱管が破損すると判断する。従って、隔離弁からの漏えいはIHXが破損しない値以下に抑える必要がある。これを評価するため、包括的に中間ヘリウムループの配管、即ち、2次ヘリウム配管の隔離弁より外側(熱利用システム側)で、小規模漏えいと分類されるような外部へのヘリウム漏えいが異常な過渡変化として発生することを考える。運転状態分類では運転状態Ⅱの頻度とする。漏えいにより、ヘリウム圧力が下がるので、

通常は2次ヘリウム供給設備により圧力維持が図られる。しかし、万一、圧力維持に失敗すると1次ヘリウムと2次ヘリウムとの圧力差が大となり、原子炉スクラムに至る。2次ヘリウム圧力が低下するということは、環境へ2次ヘリウム中のトリチウムが放出される可能性が出てくること、格納容器バウンダリの形成を損なう恐れがあることから、この場合には原子炉スクラムと一緒に隔離弁を閉じるものとする。

弁より内側（C／V内）の2次ヘリウムの圧力は、自然放熱による温度低下に起因して下がるが、隔離弁に漏えいがあると、漏えいにより一層早く低下し、1次ヘリウムとの差圧が拡大する。

#### (1) 判断基準

異常な過渡変化時において IHX 伝熱管に加わる差圧は、最高使用圧力 (0.29MPa) の1.1倍以下にしなくてはならない。従って、1次／2次ヘリウム差圧が0.32MPaを超えないようにすることが要求される。

#### (2) 定常時から弁閉時までの1次及び2次ヘリウム圧力の推移

定常時には、Fig. 2.4のA～B間で次の圧力値に維持される。

1次ヘリウム : 4.0MPa (40.0kgf/cm<sup>2</sup>G)

2次ヘリウム : 4.1MPa (41.0kgf/cm<sup>2</sup>G)

2次ヘリウム配管からの漏えいが発生すると、2次ヘリウム圧力はFig. 2.4のB～C間に示すように低下する。

そして、原子炉スクラムは、1次／2次ヘリウム差圧が0.18MPa (1.8kgf/cm<sup>2</sup>) となつた時点で発信するので、この点、即ち、Fig. 2.4のC点では、次の圧力になつてゐる。

1次ヘリウム : 4.03 MPa (40.0kgf/cm<sup>2</sup>G) ,

2次ヘリウム : 3.85 MPa (38.2 kgf/cm<sup>2</sup>G) ,

スクラム信号が出た時点で、1次／2次ヘリウム差圧は0.18MPa (1.8kgf/cm<sup>2</sup>) であり、IHX 伝熱管が破損するまでの余裕は、あと0.15MPa (1.5kgf/cm<sup>2</sup>G) である。隔離弁の弁閉時間の要求条件がこの0.15MPaの1/3の0.05MPaとすると、弁閉時間は1分となる。

C／V 隔離弁が完全に閉じた点、即ち、Fig. 2.4のD点では以下となる。

1次ヘリウム : 4.0MPa (40.0kgf/cm<sup>2</sup>G)

2次ヘリウム : 3.8MPa (37.7kgf/cm<sup>2</sup>G)

#### (3) 隔離弁が完全に閉じた後の1次及び2次ヘリウム圧力の推移

##### ① 1次ヘリウム

HTRの補助冷却設備により原子炉は冷却され、1次ヘリウム温度が徐々に低下する。

1次ヘリウムインベントリが一定なので温度低下に伴い、4.0MPa (40.0kgf/cm<sup>2</sup>G) から起動前の状態1.8MPa (18kgf/cm<sup>2</sup>G) になる。HTRの設置変更許可申請書によると、スクラム後の1次ヘリウム圧力降下は800sで約0.01MPa (0.1kgf/cm<sup>2</sup>) である。これを考慮し、1次ヘリウム圧力が4.0MPaから1.8MPaまで下がる時間を約1日と見積もった。（ただし、圧力の降下は温度の低下によるものなので、冷却が進むにつれて圧力の降下速度は小さくなることを考慮に入れた。）

## ② 2次ヘリウム

C/V隔離弁閉により、C/V内の2次ヘリウムは閉じた系となり、自然放冷される。このため、1次ヘリウムと比べると温度の下がり方、すなわち、圧力降下のしかたが遅いと考えられ(Fig. 2.4の図中に2次ヘリウム圧力の推移を破線で示したもの)、1次及び2次ヘリウムの圧力低下により1次/2次ヘリウム差圧は拡大する。この場合も、(1)で述べた判断基準を超えないことが必要であり、2次ヘリウム圧力が1次ヘリウム圧力+0.032MPa(0.33 kgf/cm<sup>2</sup>)を超えることがあってはならない。

## (4) 許容漏えい率の推定

### 1) 評価上の仮定

Fig. 2.4のE点において、隔離弁からの漏えいがない場合、実際に想定される2次ヘリウムの圧力は1次ヘリウムより高くなると考えられる。隔離弁からの漏えいがある場合には、E点における2次ヘリウム圧力は漏えいがない場合の2次ヘリウム圧力から漏えい分を引いたものになる。漏えいが大きくなるにつれて、まず、1次/2次ヘリウム差圧は小さくなり、(1次ヘリウム圧力<2次ヘリウム圧力)、次にこの差圧は大きくなっていく(1次ヘリウム圧力>2次ヘリウム圧力)。この場合には、2次ヘリウム圧力が、1次ヘリウム圧力-0.032MPaを下回ってはならない。

このような、自然放冷による2次ヘリウム圧力の推移を評価するのは困難であるので、以下の仮定を用いて、保守的かつ簡単に評価を行う。

「隔離弁からの漏えいが無い場合、2次ヘリウム圧力はD点での1次ヘリウムとの差圧を保って推移するものとする(Fig. 2.4の図で一点鎖線で示す2次ヘリウム)」

この仮定は、2次ヘリウムの漏えい量の増加により1次/2次ヘリウム差圧がまず小さくなつて(1次ヘリウム圧力<2次ヘリウム圧力)、次に大きくなる(1次ヘリウム圧力>2次ヘリウム圧力)という現象を、2次ヘリウムの漏えいが増加すればそれだけ1次/2次ヘリウム差圧が大きくなる(1次ヘリウム圧力>2次ヘリウム圧力)と置き換えるものである。これにより、隔離弁への漏えい率の要求を保守的に見積もることができる。

上記仮定に加え、隔離弁からの漏えいがある場合の2次ヘリウム圧力の推移を図示すると、Fig. 2.4の2次ヘリウム圧力変化の実線になると考えられる。

### 2) 評価

2次ヘリウム圧力が温度の低下と共に下がるため、1次/2次ヘリウム差圧が0.32MPaとなる漏えい量を求めるのは容易ではない。しかし、その量は、Fig. 2.4で示す2次ヘリウム(図中的一点鎖線)のケースで、D点の2次ヘリウム圧力(37.7kgf/cm<sup>2</sup>G)から温度降下無しに漏えいすると考えた場合と、E点の2次ヘリウム圧力(15.7kgf/cm<sup>2</sup>G)から漏えいすると考えた場合の中間であると考えられる。この両極端の場合について、漏えい量を求めるところ、次のようになる。

#### ① D点から温度降下無しに漏えいする場合

2次ヘリウムの初期状態量

圧力: 3.80MPa (37.7kgf/cm<sup>2</sup>G)

体積：約 9.4 m<sup>3</sup> (IHX、C/V内配管の体積)

温度：約 660°C (上記体積において平均した値)

漏えいにより、2次ヘリウム圧力が3.80MPa (37.7kgf/cm<sup>2</sup>G) から 0.1MPa (1.0kgf/cm<sup>2</sup>)

減少し、1次ヘリウムとの差が0.32MPa (3.3kgf/cm<sup>2</sup>) になった場合、漏えい量は、

$$\Delta V_b = 2.66 \times 10^6 \text{ acc}$$

である。

注) 単位 acc は標準状態での体積 cm<sup>3</sup> を表す。

## ② E点から漏えいする場合

2次ヘリウムの初期状態量

圧力 : 1.64MPa (15.7 kgf/cm<sup>2</sup>G)

体積 : 約9.4m<sup>3</sup> (IHX、C/V内配管の体積)

温度 : 約27°C (上記体積において平均した値)

漏えいにより、2次ヘリウム圧力が1.64MPa (15.7kgf/cm<sup>2</sup>G) から0.1MPa (1.0kgf/cm<sup>2</sup>)

減少し、1次ヘリウムとの差が0.32MPa (3.3kgf/cm<sup>2</sup>G) になった場合、漏えい量は、

$$\Delta V_e = 8.27 \times 10^6 \text{ acc}$$

である。

従って、①、②より、 $\Delta V_e$ は $\Delta V_b$ の約3倍である。

次に、D点から $\Delta t$ 日後に1次及び2次ヘリウム圧力を調節することができるとして、隔離弁は $\Delta t$ 日間1次／2次ヘリウム差圧を0.32MPa (3.3kgf/cm<sup>2</sup>) 以下に保てば良い。これが達成されない場合には、 $\Delta t$ 日後に IHX 伝熱管が破損する (F点)。ここで、 $\Delta t$ を10日のオーダーで考えた場合、D～E間が1日であることと、 $\Delta V_e$ は $\Delta V_b$ の約3倍であることから、D～F間の全漏えい量に占めるD～E間の漏えい量の割合は無視できるほど小さい。

従って、隔離弁に要求される漏えい率は、 $\Delta V_e / \Delta t$ として計算して良い。

$\Delta t$ をパラメータとした場合の $\Delta V_e / \Delta t$ を以下に示す。

Table 2.1 Leak rate requirement for hot isolation valve

$\Delta t$ (日)	$\Delta V_e / \Delta t$ (acc/s)
10	9.6
20	4.8
30	3.2

1次及び2次ヘリウム圧力の調節は、10日間あれば充分に可能であると考えられる。従つて、簡単かつ保守的な方法であることを考慮し、隔離弁に要求される許容漏えい率を10.0 acc/s とすれば良い。

なお、1次／2次ヘリウム差圧が0.18MPa (1.8kgf/cm<sup>2</sup>) となった時点で炉のスクラム発生としているが、実際にはスクラムチャンネル誤差が±0.01MPa (0.1kgf/cm<sup>2</sup>) があるので差圧が0.17 MPa (1.7kgf/cm<sup>2</sup>) または0.19MPa (1.9kgf/cm<sup>2</sup>) になった時点でスクラムすることも考

えられる。しかし、前述のとおり、この計算は超保守的に行っていることから、リーク率の要求値は10.0 acc/sを下回ることはないと考えられる。詳細設計の際には、チャンネル誤差も考慮すべきである。

## 2. 4 格納容器内への爆発性ガス流入制限上の要求機能

HTTRからの熱を水蒸気改質システムへ伝達する2次ヘリウム配管の一部は、耐震クラスC (S<sub>1</sub>) として設計している。従って、基準地震動 S<sub>2</sub> の地震により、万一、水蒸気改質器触媒管あるいは管板が破損し、かつ、原子炉格納容器内の2次ヘリウム配管が同時に破断すると、メタンを含む可燃性の改質器フィードガスが破断口を通して原子炉格納容器内に流出し、爆発する可能性がある。これを防止するため、Fig. 2.5に示すように、改質器フィードガスラインには緊急遮断弁（耐震クラスA<sub>2</sub>s）を2個直列に設置する。これらの遮断弁の万一の閉失敗に備え、原子炉格納容器隔離弁に緊急遮断弁の機能を持たせることとする。なお、現在、この2次ヘリウム配管の耐震クラスをC (S<sub>2</sub>) に格上げ出来るか否か検討を進めている。格上げできれば、下記の検討は、DBAとしては不要であるが、シビアアクシデントとして考慮することが考えられる。

この隔離弁に求められる性能条件は次の通りである。

- ①格納容器内に流出したプロセスガスがたとえ着火爆発したとしても、その爆発圧力が格納容器の最高使用圧力を超えないプロセスガス流出量の範囲で、経路を遮断すること。
- ②遮断後も水蒸気改質システムが安全に隔離されるまでの期間内において、格納容器内に爆発下限界を上回る爆発性混合気が形成されないような漏えい量に抑えること。

この性能条件を満たす弁閉時間及び許容漏えい率を求めた結果を以下に示す。

### (1) 流出プロセスガスの爆発に関する事故シナリオ

以下に述べるシナリオを想定し、原子炉格納容器内へのフィードガス流出モデルを構築した。

- ①定常運転時に全触媒管の下端と IHX 2次ヘリウム低温側全単管の同時破断が起きる。
- ②フィードガスは2次ヘリウム配管中に流入し、それに押し出される格好でヘリウムが原子炉格納容器へ流出する。
- ③2次ヘリウム配管中の全ヘリウムが流出した後、引き続きフィードガスが格納容器へ流出する。
- ④原子炉格納容器内に可燃性蒸気雲が形成され、何らかの着火源により爆発が起きる。
- ⑤爆発圧力が原子炉格納容器の最高使用圧力を超えた場合、容器の破損が生ずる。

①で想定した破断箇所をFig. 2.6及びFig. 2.7に示す。

水蒸気改質器の触媒管の本数は交換熱量によって異なるが、その外管サイズを6インチとすると、改質器での交換熱量が約0.5~3.5MWで6~36本である。触媒管はその下端部に溶接された構造になっており、地震等の大きな力が加わることでこの部分が破断する可能性が非常に小さいが存在する。従って、本検討では全触媒管の下端部分が完全に破断することを想定した (Fig. 2.6)。この場合、触媒管の外管と内管との間に保持されている触媒は改質器の胴側に落下し、リフォーミング反応は停止する。この現象は管板が破損した場合も同様である。従って、2次ヘリウム配管を通じて原子炉格納容器へ流出する可燃性ガスとしては改質器フィードガスを扱うこととした。

一方、 IHX側の破断箇所としては、Fig. 2.7に示したように低温側単管の全数（4本）の完全破断を想定した。 IHX自体はA s クラスで設計されているが、2次ヘリウム配管は、現時点においてC (S<sub>1</sub>) クラスである。しかもこの部分は IHX廻りでも最も細い配管であり、 S<sub>2</sub>地震等により最初に破断することが予想される箇所である。

このように、破断箇所として触媒管の全数及び IHX 2次ヘリウム低温側単管の全数の完全破断を想定することにより、保守的な評価ができる。ところで、水蒸気改質器側の破断面積と IHX側の破断面積を比較すると；

水蒸気改質器側； 0.565 ~ 3.39 m<sup>2</sup>

IHX側 ; 0.1288 m<sup>2</sup>

であり、後者の方が前者より小さい。気体の流出速度はその流出口面積に比例する関係にあるが、この場合、 IHX側の破断口が律速となり、格納容器への流出速度もここで決まることになる。

従って、本検討では破断口として2箇所存在するものの、流出計算においては IHX側のみを考慮に入れることにした。

## (2) 検討ケース

水蒸気改質システム及び2次ヘリウム系から格納容器へのガスの流出を考えた場合、これらの系の容積の大小は格納容器内に蓄積される可燃性ガス量に大きな影響を与える。

そこで、ここでは、水蒸気改質システム及びヘリウム系の容積が最大なものとして IHXからの供給熱が 10 MWの場合、すなわち、改質器で約 3.5 MWで、触媒管が 36 本（ケースAとする）の場合と、最小のものとして IHXから約 1 MWの場合、すなわち、改質器で約 0.5 MWで 6 本（ケースEとする）を考える。1 MWは、建設コスト減を図る方法として規模縮小を考えてのものである。

## (3) 流出モデルと初期条件の設定

### 1) 流出モデル

(1) 項で述べたシナリオをモデル化したものがFig. 2.8である。2箇所の破断口は同時に破断し、プロセス系のフィードガスは2次ヘリウム系に流入する。それに押し出される形でヘリウムは原子炉格納容器に流出する。一方フィードガスは一定流量で供給され続けるものとした。

### 2) 初期条件

Fig. 2.8に示した初期条件は次のようにして定めた。

#### ①破断面積

原子炉格納容器内の破断口である IHX 低温側単管とはFig. 2.7に示した部分のことであり、これら 4 本の 6 インチ単管 (OD:165.2mm, t:11mm) が完全破断した時の断面積の合計は 0.1288m<sup>2</sup>となる。

#### ②系内へのフィードガス供給量

ガス流出中もフィードガスは系内に供給され続けるものとする。その供給量はLNGペーパ

ライザーの能力分とそれに見合うスチーム量の合計とした。なお、ベーパライザーの能力は定常運転流量の120%と仮定した。従ってケースEでは841.1kg、ケースAは8411.8kgとなる。

#### ③原子炉格納容器の初期条件と最高使用圧力

原子炉格納容器はあらかじめ25°C、1気圧の空気で満たされているものとし、定常運転時において原子炉格納容器内空気が55°Cの状態になっているものとする。従って、定常運転時の圧力は0.11 MPa (0.1kg/cm<sup>2</sup>G) となる。

原子炉格納容器の最高使用圧力は4 kg/cm<sup>2</sup>Gであり、容器内自由体積は2800m<sup>3</sup>とした。

#### ④プロセスガス系及びヘリウム系の初期圧力

破断直前のプロセスガス系及びヘリウム系の圧力は水蒸気改質器のフィード入口圧力である4.5MPa (45 kg/cm<sup>2</sup>G) に設定した。水蒸気改質器入口から IHX側破断口までガスが流れる間に圧力は若干低下するが、このモデルでは安全側を考慮し、これを無視した（即ち、流出速度が大きくなる）。

#### ⑤プロセスガス系・ヘリウム系の容積

プロセスガス系及びヘリウム系の容積は、ケースAについては、各々12.6m<sup>3</sup>、36.7m<sup>3</sup>、ケースEでは1.96m<sup>3</sup>、24.9m<sup>3</sup>である。

プロセスガス系では、配管及び水蒸気改質器のプロセスガス側・脱硫器・RFGセパレータの容積を考慮し、その他の熱交換器類の容積はそのサイズが極めて小さいので無視した。RFGセパレータでは通常運転時の液面を20%として算出した。また、配管のうち、脱硫器へのリサイクル水素系はサイズが極めて小さい（スケジュール40、呼び径20mm以下）ので無視した。

#### ⑥2次ヘリウム初期保有量

2次ヘリウムには予め、常温で1.9MPa (18kg/cm<sup>2</sup>G) のヘリウムが充填されているとして初期保有量を設定した。ここでは常温を25°Cとした。

#### ⑦改質器フィードガス初期保有量

プロセス条件及びプロセスガス系配管・機器容積を考慮し、プロセスガス系内に破断直前に保持されている初期ガス量を設定した。

#### ⑧流出ガスの温度

流出ガス、即ち、ヘリウムと改質器フィードガスは、それらが4.5MPa (45kg/cm<sup>2</sup>G) の状態における温度を流出温度と設定し、流出の間は温度の変化がないものとした。

### (4) 爆発圧力の評価

#### 1) 爆発圧力についての一般的な考え方

一般的に密閉空間全域に形成された可燃性混合ガスに着火したならば、火炎は着火点から密閉空間全域に急速に伝播し、その伝播速度が音速以下の場合には密閉空間の圧力は一様に上昇する。この時の最大圧力は理論的には次式によって求められる。

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{n_2 T_2}{n_1 T_1} \quad (2.1)$$

ここで、 $p$ ：圧力、 $n$ ：分子数、 $T$ ：絶対温度、添字1は未燃焼ガスの状態（燃焼前）、2は生成ガスの最終状態（燃焼後）を示す。

また、燃焼後の温度 $T_2$ は次式で与えられる。

$$T_2 = T_1 + \frac{Q}{C_v} \quad (2.2)$$

ここで、 $Q$ ：燃焼による入熱（燃焼エネルギー）、 $C_v$ ：生成ガスの定容比熱である。

燃焼後の圧力 $p_2$ （これを以下、爆発圧力と呼ぶ）は初圧 $p_1$ に比例し、初温 $T_1$ が低いほど高くなる。なお、上式は燃焼過程が断熱的に行われる事を前提としており、実際の爆発圧力では容器による吸熱、容器の形状、点火位置等の影響を受け、理論値よりも小さくなる。

## 2) 局所爆発の考え方と計算式

フィードガスが原子炉格納容器へ流出すると拡散し、空気と混合して局所的に爆発性混合気が形成される。この時これに着火すると局所爆発が起こる。爆発の発生は局所的であっても爆発による圧力上昇は直ちに容器全域に伝播して容器内の全圧も上昇する。このような現象はおよそ次のような過程をたどるものと考えられる<sup>(10)</sup>。

- ①容器内に流出してきたフィードガスが容器内の一部の空気と混合し爆発性混合気が形成される。容器内は爆発性混合気の部分と燃焼に寄与しない空気とヘリウムの部分に分かれる。
- ②爆発性混合気は着火爆発すると燃焼による生成ガスとなり、放出される燃焼エネルギーによって生成ガスの温度は上昇し、体積は膨張する。
- ③生成ガスは燃焼に寄与しないガスを圧縮しながら体積膨張し、圧力は上昇する。
- ④燃焼に寄与しないガスは圧縮を受けて体積は減少し、圧力は上昇する。この時、生成ガスの圧力と燃焼に寄与しないガスの圧力はともに釣り合いを保ちながら上昇する。爆発は極めて短時間に起こるので、生成ガス及び燃焼に寄与しないガスは相互に熱伝達はしないと考えられる。
- ⑤放出された燃焼エネルギーの全てが膨張と圧縮に供されたところで爆発は終了し、この時の圧力を爆発圧力とする。

以上のシナリオに基づいて爆発圧力を計算するために、爆発性混合気、生成ガス及び燃焼に寄与しないガスは理想気体の状態方程式が適用できるものとし、かつ、熱力学的状態量の初期値と最終値のみを考えることで近似できるものとした。

爆発圧力の計算式を次に示す。

爆発性混合気の爆発前の体積を $V_1$ 、爆発後の体積を $V_2$ 、容器全体の体積を $V$ 、容器内の爆発前の圧力を $p_1$ 、爆発後の圧力を $p_2$ としてFig. 2.9に示すような系を考える。

爆発性混合気の燃焼前後の状態変化は熱力学第1法則から

$$E_1 - E_2 = Q - W \quad (2.3)$$

ここで、 $E$ ：内部エネルギー、 $Q$ ：燃焼による入熱（燃焼エネルギー）、 $W$ ：燃焼に寄与しないガスへの仕事、添字の1、2はそれぞれ燃焼前後の状態である。

これから爆発性混合気の燃焼前の内部エネルギーを  $E_1 = N_1 C_{v1} T_1$ 、燃焼後の生成ガスとの内部エネルギーを  $E_2 = N_2 C_{v2} T_2$  とすると爆発前後の圧力の関係式は次式で示される。

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{C_{v1} V_1}{C_{v2} V_2} \left[ 1 + \frac{Q-W}{N_1 C_{v1} T_1} \right] \quad (2.4)$$

ここで、 $N$ ：モル数、 $C_v$ ：定容モル比熱、 $T$ ：温度である。

次に燃焼に寄与しないガスの断熱圧縮における体積と圧力変化の関係は、

$$\frac{V_t - V_2}{V_t - V_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{-1/\gamma_1} \quad (2.5)$$

ここで、 $\gamma_1$ ：燃焼に寄与しないガスの比熱比である。

また、生成ガスが燃焼に寄与しないガスにする仕事 $W$ は次式で与えられる。

$$W = \frac{p_1 (V_t - V_1) - p_2 (V_t - V_2)}{\gamma_1 - 1} \quad (2.6)$$

式(2.4)、(2.5)、(2.6)の連立方程式から爆発圧力 $p_2$ を求めることができる。

### 3) 爆発圧力が格納容器最高使用圧力となるプロセスガス備蓄量

2) 項の局所爆発の計算式を用いて原子炉格納容器内で局所爆発を想定したフィードガス量に対する爆発圧力を計算した。なお、爆発性混合気濃度としては、爆発圧力が最大となる化学量論組成及び爆発が可能となる爆発下限界濃度の2通りに対して検討した。この時の初期条件をTable 2.2に示す。また、計算結果としてフィードガス蓄積量と爆発圧力の関係をFig. 2.10に示した。なお、本図のうち、爆発下限界での爆発圧力のグラフが途中で切れているような形になっているが、これはフィードガス蓄積量がグラフ末端に達したところで容器全体が爆発下限界となるためである。

ケースAとケースEでは、ケースAのほうがフィードガス温度が低く、爆発前の系の温度も低いため、爆発圧力は若干大きくなっているものの、ほぼ同じといえる。

一方、爆発性混合気の濃度については化学量論組成の場合と爆発下限界の場合とでフィードガス蓄積量に対する爆発圧力は、ほぼ等しい結果となった。フィードガス蓄積量が等しいとき放出される燃焼エネルギーは等しいことを考えると、爆発圧力は燃焼エネルギーの量に大きく支配されているといえる。

これより、爆発圧力は爆発性混合気の濃度によらずフィードガス蓄積量に対して一義的に求めることが可能であり、爆発圧力が格納容器最高使用圧力( $4\text{kg/cm}^2G$ )となるフィードガス蓄積量は、

ケースA : 284 kg

ケースE : 303 kg

となる。

Table 2.2 Initial conditions on evaluation of explosion in the containment vessel

	ケースE*	ケースA*
原子炉格納容器体積 (m <sup>3</sup> )	2,800	←
空気量 (kg)	3,302	←
空気の温度 (°C)	55	←
ヘリウム量 (kg)	73.3	108.0
ヘリウム温度 (°C)	465	←
フィードガスの温度 (°C)	414	343
格納容器内が化学量論組成となるときのフィードガス濃度 (vol%)	28.79	27.51
格納容器内が爆発下限界となる時のフィードガス濃度 (vol%)	14.71	13.97

\* ケースAは、IHXからの供給熱が10MWの場合、ケースEは、これを1MW程度に縮小した場合

### (5) 流出量の計算式

2次ヘリウムまたはフィードガスの原子炉格納容器への流出は、2次ヘリウム系及びプロセスガス系の圧力が4.5MPa (45 kg/cm<sup>2</sup>G)、原子炉格納容器側圧力は0.11MPa (0.1kg/cm<sup>2</sup>G)であり高差圧のもとでの流出と考えられる。このような流出における流出量は以下のように計算できる。

プロセスガス系及び、2次ヘリウム系の圧力 [Pa] を $p_0$ 、破断口の圧力を $p_1$ 、格納容器内の圧力を $p_a$ とすると、圧力降下に対して破断口におけるマッハ数は一義的に決まる。

ただし、破断口はスロート（流れの管路の中で最も断面積が小さくなるような点）にあたるため破断口でのマッハ数は最大1である。このため、破断口圧力 $p_1$ は $Ma=1$ を超えるような格納容器圧力 $p_a$ まで降下できず、プロセス・ヘリウム系の圧力 $p_0$ に対して破断口圧力 $p_1$ の取りうる最小値、即ち、臨界圧力 $p_c$ が存在する。 $p_c$ は次式で与えられる。

$$p_c = p_0 \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (2.7)$$

従って、破断口でのマッハ数は次のとおり与えられる。

$$p_c \geq p_a \text{ のとき } p_1 = p_c, \quad Ma_1 = 1 \quad (2.8)$$

$$p_a \geq p_c \text{ のとき } p_1 = p_a,$$

$$Ma_1 = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1} \left[ \left( \frac{p_0}{p_a} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad (2.9)$$

そして、マッハ数と質量流量の関係は次式で与えられる。

$$W_1 = Ma_1 A_1 p_0 \sqrt{\frac{\gamma M}{RT_0}} \left\{ 1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma_1^2 \right\}^{-\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}} \quad (2.10)$$

ここで、 $Ma$  : マッハ数 [-] 、  $W$  : 質量流量 [kg/s] 、  $R$  : 気体定数 [J/mol/K] 、  $T$  : 温度 [K] 、  $A$  : 断面積 [ $m^2$ ] 、  $M$  : 分子量 [kg/mol] 、  $\gamma$  : 比熱比 [-] であり、添字0はプロセス・ヘリウム系の状態、1は破断口における状態を示す。

ここに、式 (2.8) 、 (2.9) および (2.10) により、プロセス・ヘリウム系から格納容器への流出量が計算される。

今回採用したモデルでは、破断直後はプロセス・ヘリウム系の圧力が高いため臨界流出、即ち、式 (2.8) および (2.10) により流出量が与えられるが、時間の経過とともにプロセス・ヘリウム系の圧力は下がり格納容器の圧力は上がるため、ある時点で式 (2.9) の領域に移行する。

## (6) 隔離弁閉止時間

### 1) 破断後のプロセス・ヘリウム系及び格納容器の圧力推移

触媒管と IHX 2 次ヘリウム低温側単管の同時破断が起きると、プロセス・ヘリウム系と原子炉格納容器の圧力差から、ガスはプロセス・ヘリウム系から原子炉格納容器へ流出する。これに伴い原子炉格納容器の圧力は上昇し、一方、プロセス・ヘリウム系はフィードガスが供給され続けるものの、その供給速度は流出速度に比べて小さいので、その圧力は減少する。この関係をグラフにしたのがFig. 2.11である。この図より、プロセス・ヘリウム系と原子炉格納容器は破断後1.2~1.3秒で均圧になることが分かる。

破断口から流出するガスは (5) 項で述べたように、破断口上流と下流の圧力が式 (2.8) を満たす臨界状態となり、流速は音速となる。この時の流出量は下流、すなわち原子炉格納容器の圧力には依存せず、上流、すなわち、プロセス・ヘリウム系の条件と破断面積のみに依存する。

今回検討したケースの場合、ケース E では、0~0.71秒が、ケース A では0~1.93秒が臨界状態での流出に相当する。

### 2) 破断後の格納容器内ガス蓄積量の推移

触媒管と IHX 低温側単管の同時破断後、まず、2 次ヘリウムが原子炉格納容器内へ蓄積していく、全てのヘリウムの流出後引き続いて改質器フィードガスが蓄積していく。この様子を時系列で表現したのがFig. 2.12である。

ケース E では破断後0.60秒で全ヘリウムの流出が終了し、引き続いて改質器フィードガスが原子炉格納容器へ流出する。プロセス・ヘリウム系と原子炉格納容器が均圧となった時点では格納容器内に15.1kgのフィードガスが存在することになる。

一方、ケース A では破断後 0.58 秒で全ヘリウムの流出が終了し、引き続いて改質器フィードガスが原子炉格納容器へ流出する。プロセス・ヘリウム系と原子炉格納容器が均圧とな

った時点では格納容器内の171.5kgの改質器フィードガスが存在することが分かる。

### 3) 要求される隔離弁閉止時間

今回採用した流出モデルではガスの破断流出中もフィードガスは系内に供給され続け、その供給量はLNGベーパーライザーの能力分とそれに見合うスチーム量の合計とした。

従って、均圧後はケースEで1秒あたり0.2336kgの割合で改質器フィードガスが蓄積していく。

(4) 項で述べた局所爆発の考え方による爆発圧力の算出方法を用いて、破断後の格納容器内爆発圧力を着火時点に対し時系列でプロットしたのがFig. 2.13である。

破断直後からプロセス・ヘリウム系と格納容器が均圧になる数秒間は爆発圧力も急激に高くなるが、その後はフィードガス供給量に応じた穏やかな勾配になるのが分かる。

この図より、爆発圧力が原子炉格納容器の最高使用圧力である0.49MPa (4kg/cm<sup>2</sup>) を上回らない時間は破断後；

ケースE : 1,240 s

ケースA : 51 s

であり、この時間内で破断を検出し、かつ、2次ヘリウム配管に設置された隔離弁を遮断し、フィードガスの格納容器への流出を止めれば、たとえ着火爆発したとしても原子炉格納容器の最高使用圧力を超えることはないといえる。

### 4) 触媒管と2次ヘリウム配管の破断に時間差がある場合

前項までの検討では触媒管と2次ヘリウム配管の破断は同時に起きると仮定したモデルを基にした。ところが、触媒管が先に破断し、ある程度時間が経過した後、2次ヘリウム配管が破断した場合を考えると、後者の破断が起こる直前にプロセス・ヘリウム系に保有されるプロセスガスの量が、今回採用したモデルのそれに比べて大きくなるということは容易に想像がつく。

Fig. 2.12で爆発圧力はプロセス・ヘリウム系と格納容器が均圧になるまでの数秒間で急激に高くなることが明らかになったが、予め保有されているプロセスガス量が多い場合、均圧になる前にその爆発圧力が格納容器設計圧力を超えてしまうこともあり得る。

ここで、ケースAに関して以下の前提条件を立て、前項までに扱ったモデルの妥当性について検討した。

①触媒管1本の完全破断（破断面積：0.0161m<sup>2</sup>）を考える。この時点では2次ヘリウム配管は正常であるものとした。

②で仮定した破断口の上流圧力は改質器フィード圧力である4.5MPa (45kg/cm<sup>2</sup>G)、下流はヘリウムの改質器入口圧力である4.04MPa (40.2kg/cm<sup>2</sup>G) と設定し、改質器フィードガスが2次ヘリウム配管に流入するとした。

③プロセスガス系とヘリウム系が均圧になった時点で、格納容器内の2次ヘリウム配管が完全破断（破断面積：0.12884m<sup>2</sup>）し、ヘリウム及び改質器フィードガスが格納容器に流出するものとした。この時の破断口上流圧力はプロセスガス系とヘリウム系が均圧になつた時の圧力とした。

④その他の初期条件は、前節までのモデル (Fig. 2.8) と同様とした。

検討の結果、

- ・触媒管が破断した後1秒経過すると、2次ヘリウム圧力は0.13MPa ( $1.3\text{kg}/\text{cm}^2$ ) 上昇し、プロセスガス系とヘリウム系は均圧となる。
- ・プロセス・ヘリウム均圧時点におけるフィードガスの2次ヘリウム系への流入量は17kgと算出された。従って、もともとプロセスガス系に保有されているフィードガス198kg及び1秒間にベーパライザーで供給されたフィードガス量 2kgと合わせて217kgのフィードガスが2次ヘリウム配管の破断直前のプロセス・ヘリウム系に保有されていることになる。
- ・このような状態で格納容器内の2次ヘリウム配管が完全破断した場合、3.1秒間でプロセス・ヘリウム系と格納容器は均圧となり、その時点における格納容器内フィードガス蓄積量は185kgと算出された。
- ・プロセス・ヘリウム系が均圧となった後もベーパライザー能力分に見合うフィードガスが系内に供給され続けると、2次ヘリウム配管破断の45秒後に着火爆発した場合にその爆発圧力が格納容器の最高使用圧力 ( $4\text{kg}/\text{cm}^2\text{G}$ ) と等しくなる。これは前項までのモデルで算出した結果 (51秒) と大差ないといえる。

となることが分かった。

ここでは触媒管1本の破断を取り上げたが、2本以上の破断の場合でもプロセスガス系とヘリウム系の初期圧力差が同じであれば 2次ヘリウム系に流入するフィードガス量も同じと推測される（ただし、均圧に到達するまでの時間は短くなる）。

従って、同時破断を前提として採用した前項までのモデルは、たとえ破断に時間差があつたとしても格納容器破損に到るまでの様態に大きな差がないことが確認された。

#### (7) 許容漏えい率

原子炉格納容器隔離弁締め切り時の許容漏えい率は以下の考え方に基づき求める。

局所爆発の考え方に基づいて、(6) 3) 項にて隔離弁が閉じるべき時間が決定された。その後、格納容器に流出し、局所的に存在したフィードガスは容器内全体に一様に拡散する。局所爆発の理論の基に、爆発圧力が格納容器最高使用圧力となるフィードガス蓄積量として、ケース E で303kg、ケース A で284kgと算出された ((4) 3) 項)。このフィードガスが格納容器全体に拡散したと考えるとその濃度はそれぞれ11.3%、10.1%となり爆発下限界を下回る。従って、たとえ着火源が存在しても爆発は起きない。

しかしながら閉じられた隔離弁の上流からフィードガスが漏えいすると、格納容器内の濃度は徐々に高まり、ついには容器内全体が爆発下限界に達する。

ところで原子炉の熱利用側であるプロセスガス系においては、大地震等の緊急時に系を減圧しないでその状態を保つべきとする法的規制はない。そこで、隔離弁が閉じた後10日の余裕があれば、熱利用システムと原子炉の安全な隔離ができるという前提にたち、この時間内に格納容器内のフィードガス濃度が爆発下限界に達する量をもって許容漏えい率とする。

なお、隔壁弁からの漏えいは微少なため、局所的に高濃度の可燃性混合気が形成されることはなく、格納容器全体の濃度が上昇していくものと考える。

1) 格納容器全体にフィードガスがどの程度充満すると着火爆発の可能性が出てくるかを調べるために、爆発下限界濃度を求めた。

フィードガスは可燃性ガスである水素、炭化水素、一酸化炭素と、不活性ガスである水及び二酸化炭素の混合物である。以下の前提条件に従いフィードガスの爆発下限界を求めた。

① フィードガスの内、個々の可燃性ガスの爆発限界と組成をもとにル・シャトリエの法則により混合ガスとしての爆発限界を推算した。

なお、不活性ガスは爆発下限界に影響を与えないものとした。

② 温度が上昇すると、爆発下限界は低下するので次式により温度補正を行った。

$$L_t = L_{25} \{ 1 - 0.000721 (t - 25) \} \quad (2.11)$$

ここで、 $t$ ：温度（℃）、 $L_t$ ： $t$ ℃における下限界（vol%）、 $L_{25}$ ：25℃における下限界（vol%）である。温度（ $t$ ）はあらかじめ格納容器内に流出したヘリウム及びフィードガスとの混合温度とした。

③ 爆発下限界は圧力に影響されるが、本検討の場合ヘリウム及びフィードガスの流出による容器内の圧力上昇は0.5 (kg/cm<sup>2</sup>G) 程度であるのでこれを無視した。

検討の対象となるケースEとケースAのフィードガスの組成は同じである。

フィードガスの内不活性ガスを除いた組成と、個々の物質の25℃における爆発下限界濃度をTable 2.3にまとめた。

Table 2.3 Chemical compositions of explosive gases included in the feed gas and their lower bound for explosion

	組成 (mol%)	爆発下限界 <sup>*1)</sup> (vol% @25°C)
H <sub>2</sub>	7.08	4
CO	0.76	12.5
CH <sub>4</sub>	82.95	5
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	5.34	3
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	2.65	2.1
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	1.18	1.8
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0.04	1.4
Total	100	4.52 <sup>*2)</sup>

\* 1) 対空気。各成分の爆発下限界は安全工学便覧による。

\* 2) 不活性ガスを含みかつ温度補正を行ったフィードガスの爆発下限界はTable 2.2を参照のこと。

このデータを基に温度補正を行い、格納容器内で爆発下限界を形成するのに必要なフィードガス量（スチーム等の不活性ガスを含む）を計算すると；

ケースE : 410 kg

ケースA : 411 kg

となる。

## 2) 許容漏えい率

これまでに得られた結果を基に、原子炉格納容器隔離弁締め切り時の許容漏えい率について以下の手順及び前提をおいて検討する。

①局所爆発の考え方から、爆発圧力と格納容器最高使用圧力が等しくなるフィードガス量は、  
ケースEでは303kg、ケースAでは284kgである。

②破断流出開始から格納容器内フィードガス蓄積量が①で示した量に到った時点で格納容器  
隔離弁が全閉したと仮定する。

③格納容器内に流出し局所的に存在していた可燃性ガスが、容器全体に一様に拡散する。

④10日間(240時間)で(7)1)で求められた蓄積量(ケースE:410 kg、ケースA:411kg)  
に達する流量をもって、許容漏えい率とする。

この考え方に基づいて許容漏えい率を算出すると次のとおりとなる。

ケースE :

$$\frac{410 - 303}{240} = 0.45 \text{ kg/h}$$

(25°C・1気圧換算で、171 cc/s)

ケースA :

$$\frac{411 - 284}{240} = 0.53 \text{ kg/h}$$

(25°C・1気圧換算で、201 cc/s)

したがって、格納容器隔離弁の締め切り時許容漏えい率を上記以下に抑えれば、少なくとも10日間は格納容器全体に爆発性混合気が形成されることはないと見える。なお、隔離弁の許容漏えい率に関する仕様を求める際には、隔離弁上流・下流の差圧を考える必要がある。しかしながら、本検討におけるシナリオを基にこの差圧を与えようすると、隔離弁が閉じた時点ではその上流・下流は極めて小さな差圧(ほぼ均圧状態)であり、その差圧をもって隔離弁許容漏えい率の仕様を決めると、それは緩いものになってしまう。したがって、許容漏えい率に関する差圧等の条件は、さらに詳細な設計が進行した段階で安全率を考慮して別途定める。

## (8) 遮断弁として原子炉格納容器隔離弁に求められる性能条件

以上検討してきた結果をまとめると、遮断弁として原子炉格納容器隔離弁に要求される機

能、性能条件は次の表の通りである。

	ケース E *	ケース A *
異常発生から隔離弁全閉までの時間	1240 s 以内	51 s 以内
隔離弁締め切り時の許容漏えい率	0.45 kg/h 以下 (25°C・1気圧換算で、171 cc/s以下)	0.53 kg/h 以下 (25°C・1気圧換算で、201 cc/s以下)

\* ケースAがIHXからの供給熱10MWの場合で、触媒管本数36本。ケースEは、受質器の容量を下げる触媒管本数6本の場合。

## 2. 5 開発目標値

弁閉時間と弁座（弁グランド部も同様）からの漏えい率に関する安全機能上の要求は次の通りである。

1) 内外に閉じた配管に設置する隔離弁であるため、隔離弁としての漏えい率に関する安全上の要求はない。HTTRでは、2次ヘリウム貯蔵供給設備は安全上重要な機器として設計していないため中間熱交換器伝熱管破損時に、FPが格納容器外へ出て、万が一環境に放出されるということがないように対策をとる必要がある。その一方で、HTTRでは1次冷却材中のFPが環境に放出されたとしても許容値を上回ることはない。これらを勘案し、格納容器の全体漏えい率を担保するための条件として、次のように定める。許容漏えい率は、原子炉格納容器の自由体積2800m<sup>3</sup>に対して、最高使用圧力4.0kg/cm<sup>2</sup>Gの0.9倍の圧力において、格納容器全体で0.1%/d以下である。すなわち、全体漏えい率は約160acc/s（約0.2g/s）以下である。HTTRの原子炉格納容器における貫通部は全部で54個所あるが、大口径（5B以上）のものは熱利用系への接続配管を除くと全て水系配管の貫通部である。従って、熱利用系への接続配管の貫通部に設ける隔離弁の許容漏えい率は余裕をみて10 acc/s以内に設定する。弁閉時間は別途評価することとし、暫定的に1分以内とする。

2) 中間熱交換器伝熱管安全機能確保上要求される条件は次の通りである。

弁閉時間：1分以内

許容漏えい率：10 acc/s以内

この他、安全設計上要求されるものではないが、格納容器内への爆発性ガス流入制限のバックアップの機能を隔離弁に期待すると、次の要求条件が追加される。

弁閉時間：30秒以内

許容漏えい率：10 acc/s以内

耐用年数：20年

日本におけるこれまでの試験結果<sup>(9)</sup>と比べると、上記の目標値は達成可能と考える。

### 3. 構造概念

#### 3. 1 弁形式

前章に示したHTTR-熱利用システムの高温高圧隔離弁の弁形式は、要求される種々の機能より、アングル弁を第1候補とした。理由は次のとおりである。

##### (1) 国内弁メーカーの製造実績

弁の設計、製作に当たっては種々のノウハウ、経験が必要とされる。従って、弁メーカー以外が簡単に新規参入できる余地は少ない。まして、本隔離弁を国内で製作する場合、国内弁メーカーで実績のあるものに限定される。その点、アングル弁形式の弁は国内弁メーカーが豊富な製造実績を有しており、約1000°C、約40気圧での使用を目指した小型の弁も製作され、種々の試験に供された<sup>(9)</sup>。

##### (2) 優位性

これまでの試験結果<sup>(9)</sup>等から以下の点で他の形式に比べ優れている。

###### ①弁閉時の弁座の気密性

アングル弁は流路遮断部の弁体と弁座構造が対称性を有しており、弁箱のひずみの影響を受けにくい。

###### ②断熱材の施工性

耐圧部（弁箱）を低温化するため、内部断熱構造を採用する。アングル弁とした場合、内部断熱構造を単純化した形状にすることができ、施工が容易となる。

###### ③メンテナンスの容易さ

###### ④その他

構造的に作動時の摺動部が少なく、高温下で作動する際、焼き付きの問題が少ない。

過去の経験を踏まえ、HTTR-熱利用システム用の高温高圧ヘリウム条件下の隔離弁として実用化するためには、次の課題を解決する必要がある。

###### 1) 弁構造

①隔離機能を確保できる弁座周辺部構造、弁棒形式等。

②弁座材料（特に硬化盛金）

③弁ふたフランジ部のシール方法

④弁棒グランド部のシール方法（ベローズの採用）

###### 2) モニタリング

弁座からの漏えい量の高温使用中の確認方法及び常温時（定検時）における評価方法

#### 3. 2 構造概念の検討

##### (1) 弁座周辺部構造、弁棒形式等

弁閉鎖時の弁座からの漏えい量に関する要求条件は、放射性物質を閉じこめ、格納容器の外に出さないという格納容器バウンダリとしての隔離機能及びプロセスガスの格納容器内への流入、即ち、逆に格納容器内へ入れないための緊急遮断隔離機能から定まる。

弁座の構造、弁座面の仕上げ程度、弁体と弁座の面圧、アクチュエータ出力等は、本許容漏えい率を考慮して、予め定めた弁形式（アングル弁）及び弁呼径（厳密にはシート径、16B）の下で定める。

弁棒については、高温で全開している時に弁棒にクリープ変形が生じないようにする必要がある。それ故、ストッパーはピストン内に設け、常時、弁棒に過度な引張力がかからないようにする。また、弁体と弁座の着座性向上を図るために弁棒と弁体の連結は、T型ヘッド（弁体押え構造）とし、弁体にフレキシビリティを持たせる。

## (2) 弁座部材料

高温隔離弁の構造設計上最も厳しい部位は、弁座部である。この個所は、配管破断時に格納容器バウンダリを形成する以外に、約905°Cという高温下で、配管破断時に内圧または外圧状態での構造健全性が要求されるからである。

弁座部が充分な性能を確保できるか否かは、

- ①配管破断時に内圧負荷状態でバーストせず、かつ、漏えい量に影響を及ぼすような過大な変形をしないこと
  - ②配管破断時に外圧負荷状態でクリープ座屈せず、かつ、漏えい量に影響を及ぼすような過大な変形をしないこと
- を確保できるか否かにかかっている。

現在、900°Cを超える高温で、原子力施設の第3種機器以上の安全レベルの機器に採用できる材料はニッケル基耐熱合金ハステロイXRである。そこで、ハステロイXRについて、次の条件により弁座の板厚を計算した。その結果をTable 3.1に示す。

- ① 内圧状態：安全側に最高使用圧力 5.1 MPa (51kg/cm<sup>2</sup>g) で850°C一定で 200h (10h/回×20回) 曝されたと仮定したときにバーストする板厚の2倍。2倍は、弁座からのリーク率が許容値内に収まるよう過大な変形を防止するための安全裕度として仮定した値である。
- ② 外圧状態：外圧4.1MPaで850°Cに50h曝されたと仮定したときに、クリープ座屈する板厚の2倍。この2倍の根拠は①と同じ。

ここで、850°C、50hは一回の配管破断で905°Cから約800°C以下まで冷えるのに10h以下として、5回の配管破断または相当する漏えいを考えて（運転状態Ⅲレベルの想定発生回数）定めたものである。弁座は外径400 mmの円筒とする。

## 計 算

### a) 内圧評価

許容応力を設計応力強さ St として必要最小板厚 t<sub>min</sub> は下式から求める。

$$t_{\min} = \frac{P \times R}{St - 0.6P} \quad (3.1)$$

ここで、P：内圧 (kg/mm<sup>2</sup>G) 、R：半径 (mm)

いま、 $S_t = 3.5 \text{ kg/mm}^2$ 、 $P = 0.51 \text{ kg/mm}^2$ 、 $R = 200 \text{ mm}$  として、

$$t_{min} = \frac{0.51 \times 200}{3.5 - 0.6 \times 0.51} = 31.9 \text{ mm} \quad (3.2)$$

となる。

設計板厚  $t_{design}$  は  $t_{min}$  の 2 倍として、

$$t_{design} = 63.8 \approx 65 \text{ mm} \quad (3.3)$$

となる。

### b) 外圧評価

クリープ座屈の評価に当っては初期不整、並びに使用中におけるクリープ変形の効果を適切に考慮する必要がある。内圧クリープにより初期不整は平坦化されることから、850°Cにおいて連続50h外圧状態にあるとするることは保守的な仮定である。初期不整は 1%とした。評価した結果をFig. 3.1に示す（計算結果は30mmであり、2倍して60mmが許容板厚となる）。

a) およびb) の計算結果から、弁座板厚は60mm程度となる。従って、ハステロイXRは弁座材料として充分な強度を有している。

Table 3.1 Applicability of Hastelloy XR to valve seat

	Internal pressure of 5.1 MPa	External pressure of 4.1 MPa
Acceptable Seat Thickness (mm)	65	60

### (3) フランジ部等からの漏えい対策

構造的にヘリウムの外部漏えいが想定される弁棒グランドパッキン部と弁ふたフランジ接合部は、前者がベローシールの採用、また、後者はリップシール溶接またはオメガシール溶接の採用等により、外部漏えいの防止を図る。

### (4) その他、構造設計上の要求事項

#### 1) 弁体と弁座の盛金

弁を繰り返し使用しても弁座部のシール性能を損なわないように、弁体と弁座のシール部は、固くて焼付かない材料で盛金する。

なお、弁体と弁座の盛金材は、盛金材のはく離、及び弁締切時又は熱サイクルによる盛金部の損傷あるいは損傷による構造材への悪影響がないようにし、さらに、高温ヘリウム雰囲気中での変形（シール性能に関わる）、劣化等による機能が損なわれないこと。

## 2) 弁内部の断熱構造

弁内部の断熱構造が不適切な場合、ライナー管内を流れる高温ヘリウムが断熱材の隙間を通して耐圧バウンダリである弁箱、弁ふたに到達し、その結果、弁箱温度がある程度上昇する可能性がある。また、断熱材自体が性能劣化しても同様な問題が生ずる。この場合、不均一な温度分布となって弁座が不均一に歪み、漏えい率を著しく上昇させる原因になる可能性がある。仮に原子炉プラントの高温隔離弁がこのような事象を発生すると、弁の改造が必要になる。このように、高温隔離弁の断熱構造の設計は弁座とともに重要な課題である。以下に断熱構造に対する要求事項を示す。

- ① 断熱材は失透することなく、また、経年変化による熱減量が少ないこと。
- ② 弁座回りの断熱構造は、高温ヘリウムが弁座部に流れ込まないように施工すること。
- ③ 弁箱と弁ふた接続部の断熱構造は、弁箱側の断熱材と弁ふた側の断熱材の間に隙間が出来ないようすること。
- ④ 断熱構造は、地震、定格運転中の流体振動、及び配管破断、隔離弁誤操作などによる急激な温度、圧力変動が生じても、弁の構造強度及び機能を損なわないようにすること。

## 3) 弁ヨークの構造ならびに弁の支持構造

弁ヨーク及び振れ止め金具は高温ガス炉の第3種支持構造物に分類される。ヨーク及びハンガ、振止め用の取付け金具の材料は、弁箱、弁ふた側断熱材を考慮し、弁ヨーク側への熱影響を極力少なくするとともに、サポートラグ等は、それらの最高使用温度を超えない位置に取り付けるよう計画すること。

## 4) 炉外実証試験用隔離弁に対する要求事項

- ① 弁端部の出入口形状はフランジ付きの短管形状とし、取外し可能な構造とすること。
- ② 弁に加わる配管反力等が極力、HTTRと類似するよう配管引き廻し等を工夫すること。  
また、弁の出入口に直管、曲管、分岐管等の配管スプールが任意に取替え出来るよう、スペースを確保すること。
- ③ 弁の近傍には分解、点検、漏えい試験等を行える作業用ステージを設置すること。
- ④ 弁座漏えい試験が出来るよう、弁出入口近傍の配管に圧力検出用テストタップを設置すること。また、弁内部を内視鏡等で観察出来るようにテストプラグを弁出入口近傍の配管に設けること。
- ⑤ 弁を設置する架台は弁箱とアクチュエータの向きを任意に変えて固定できる構造とすること。

### 3. 3 構造設計

3. 1及び3. 2節で検討した結果を基に設計した高温隔離弁と主要仕様をFig. 3. 2に示す。本図はHTTR用のものであり、炉外実証試験に用いる場合は、弁の端部形状はフランジ形式となる。以下にこの特徴と一部の開発課題について述べる。

- 1) 弁形式は空気作動式アングル弁である。弁内のヘリウムの流れ方向 (Fig. 3. 2に流れ方向を示す) は、弁の閉止時に流体圧力が弁体の上側から閉止力として働くいわゆる逆止タイプであり、流れが反対方向のものに比べ、閉止時の弁体の着座を確実にするという特徴がある。

- 2) 本弁内を流れる約905°C、4.1MPaの高温高圧のヘリウムガスに対し、耐圧部の使用温度の低減を図るため、高温ヘリウムに接する部分には断熱材を施工する。断熱材には、最も高温になる最内層でも約900°CとHTTRの1次系に比べ低いことから、カオウール1400SHAを用いる必要はなく、カオウール1400Sを用いる。アングル弁は軸対称構造であるため、断熱材の施工が比較的容易である。HTTRでは、高温二重配管構造を採用し、耐圧部の低温化並びに均温化を図っている。本弁は二重構造の採用は難しいことから、耐圧部を構成する弁箱の均温化については、今後、詳細に検討する必要がある。
- 3) 高温ヘリウムに直接接する弁体、弁座及び内部断熱構造のライナー材としては、ハステロイXRを用いる。
- 4) 弁座健全性確保（耐磨耗性、耐腐食性）の観点から、TCWの盛金を行う。過去の試験において、TCWの欠落が報告されている<sup>(9)</sup>ため、代替材料を選定する必要があるが、現状では比較選定に足る十分なデータを収集出来なかつたので、検討に含めなかつた。今後、早急に検討を行っていく。
- 5) 高温で弁が全開しているときは、弁棒にクリープ変形が生じないようにする必要がある。このため、リミッターはピストン内に設け、弁棒に過度の引張力が負荷しない構造とする。また、弁体の弁座への着座性を良くするため、弁体と弁棒の連結は、T型ヘッド（弁体を押さえる）構造とする。この方法により弁体のフレキシビリティが確保できる。
- 6) 弁棒グランド部からのヘリウム漏えいを防止するため、ベローシール構造を採用する。

### 3. 4 モニタリング項目の検討

HTTRの高温隔離弁は通常運転時の温度905°C、圧力4.1MPaという厳しい使用条件下で20年間機能維持することが要求される。しかしながら、これまでに原子力用格納容器隔離弁としてこのような高温高圧条件下での使用実績はない。したがって、本弁の設計、製作に当たっては、充分な信頼性を有するように、設計、製作、据付、運転までを考慮して細心の検討を行うとともに、品質管理を徹底することが重要である。また、高温隔離弁の供用期間中における性能保証、信頼性を予め炉外実証試験で確認することが当然必要である。しかしながら、炉外実証試験において長期間に渡る性能保証をするのは合理的ではなく、これは試験研究炉としてのHTTRでの試験項目とすべきであろう。HTTRにおいて、高温隔離弁の性能を確認し、実証する方法としてモニタリングが重要である。また、商用炉においても、早期異常検知の観点からモニタリングは重要である。そこで、本項では、このモニタリング方法を提案し、炉外実証試験において、このモニタリング方法の確証改良を図る。

#### （1）運転中の高温隔離弁における異常

高温弁の性能上の異常としては、弁座及び弁棒グランド部からの漏えい率が許容値を超ることが想定される。

##### 1) 弁座からの漏えい異常

弁箱の弁座シール部が過度に変形すると、弁座からの漏えい率が許容値を超える可能性がある。弁座部変形の原因として、例えば、弁内部断熱構造の断熱性能劣化等により弁箱、弁ふた等が高温になり、かつ、不均一な温度分布となることが考えられる。

## 2) グランド部からの漏えい異常

グランド部からの漏えい量が過大となる原因としては、以下が考えられる。

①ベローズの損傷

②グランドパッキンの経年劣化（特に熱的劣化）

上述の1)、2)が発生した場合、弁には次のような異常変化が起こる。

①弁箱、弁ふたの温度上昇

特に弁ふたの断熱材と弁箱の断熱材の接続部の不具合発生によるフランジ部の温度上昇、及び弁ヨーク部（弁ふたフランジ側）の表面温度上昇並びに弁座回りの断熱材の不適切な施工、劣化による弁座取り出し部の弁箱表面の温度上昇

②弁グランド部からのヘリウムの漏えい

モニタリングは、これらの異常変化を検出できるように行う必要がある。また、これらの実施期間は供用期間中とする。

## (2) モニタリング項目

上記の異常シグナルを検知するため、以下の項目を計測し、設定上限値を超えた場合には、直ちにH T T R を停止し、弁の検査を行うとともに、必要であれば補修または交換を行う。

## 1) 各部表面温度

弁箱、弁ふた、フランジ部、弁座と弁箱の溶接部につながる弁箱表面、弁ふたの弁グランド部について温度計測を行う。

なお、弁箱、弁ふた部の温度計測点については、炉外実証試験の結果を反映し、合理化していくものとする。

## 2) グランド部からのヘリウム漏えい

ヘリウム漏えいを検知するため、沸騰水型軽水炉の主蒸気隔離弁等に設置されているのと同型式の格納容器隔離弁漏えい制御系を設置する。

通常運転時は、グランド部に設けるリークオフノズルを介してグランド部を吸引し、ヘリウムガス漏えいを検知することによりベローズ及びグランド部の構造健全性の監視をする。

従って、グランドパッキンは2重構造とし、弁ふたグランド部の上部グランドパッキンと下部グランドパッキンの間の環状リングを設け、当該部にリークオフノズルを設けて、ヘリウムガス漏えいを検出する。また、制御系統と接続し、漏えいしたヘリウムを廃棄物処理系統に導く。

## 4. 強度評価

### 4. 1 構造解析及び評価の方針

弁の構造設計は、一般的には標準圧力温度基準弁方法の考え方に基づいて行われている。この方法は、弁ごとにその使用条件に最適な弁を設計することが煩雑で互換性に欠け、非効率であることから、標準的な使用圧力及び、温度条件をあらかじめ設定して標準的な弁の設計を定めておき、弁ごとの使用条件に応じて、種々の標準弁の中から最も適切な弁を選定するという設計法である。現在、軽水炉用の隔離弁に対する構造設計方針は基本的にこの方法を踏襲し、「発電用原子力設備に関する構造等の技術基準」（昭和55年通産省告示501号、平成6年に告示第446号として改正）のなかで、第3種弁の構造の規格として成文化されている。

高温ガス炉-熱利用システムの隔離弁は、弁を流れる流体の温度が900°Cを超える、圧力も概ね4 MPa以上という高温高圧であるが、内部断熱構造を採用し、通常時に耐圧部である弁箱や弁ふたの使用温度が非クリープ温度（約200°C）になるよう工夫している。このことにより、基本的に通産省告示501号の第3種弁の構造の規格を準用できる。しかし、配管破断時には弁体及び弁座も耐圧部となること、さらには、内部断熱構造を採用した特殊構造であること、並びに、アングル弁では弁座と弁箱との接合部における熱応力が厳しいことが予想されることから、「解析による設計」（Design by Analysis）を採用し、内圧、熱荷重、配管反力、地震荷重等を考慮した弁箱等の応力解析を行い、構造的健全性を確保できるように設計する。以下に、高温ガス炉-熱利用システムの高温隔離弁の構造設計方針の案を示す。

#### (1) 耐圧部の設計

原則として通産省告示501号の第3種弁に対する規定を準用する。さらに、発注者の要求により、第1種弁で規定する「解析による設計」を採用し、応力解析を行って、設計が適切であることを確認する。

なお、弁体及び弁座は、通常運転時（運転状態Ⅰ）において耐圧バウンダリを形成しないが、配管破断時には格納容器バウンダリとしての機能が要求され、耐圧部を形成する。また、弁体及び弁座はクリープ温度域で使用される。このため、材料にハステロイX Rを用いた高温構造設計を行う必要がある。この場合、「高温工学試験研究炉の高温構造設計方針」（JAERI-M89-005）<sup>(11)</sup> 及び「高温工学試験研究炉高温構造設計方針材料強度基準等の作成方法の検討」（JAERI-M90-148）<sup>(12)</sup> に従い、第1種容器相当の「解析による設計」を行う。

#### (2) 非耐圧部の設計

非耐圧部にハステロイX Rを用いる場合には、必要に応じ、「高温工学試験研究炉の高温構造設計方針」（JAERI-M89-005）<sup>(11)</sup> 及び「高温工学試験研究炉高温構造設計方針材料強度基準等の作成方法の検討」（JAERI-M90-148）<sup>(12)</sup> を参考にして設計する。

#### (3) 漏えい率の評価

漏えい率の評価に際し、クリープ変形解析に用いるクリープ構成式、流れ則および硬化則は、JAERI-M90-148に示すものを用いること。（ただし、せん断応力が大きく、この解析手法

の適用範囲を超える場合には、新たに開発する必要がある。)

#### 4. 2 解析条件

##### (1) 弁座部の温度・応力解析条件

###### 1) 解析モデル

構造解析に使用した弁の形状寸法をFig. 4. 1に示す。Fig. 4. 1においてA部を2次元軸対称ソリッド要素でモデル化し、代表的な過渡事象について有限要素法(FEM)による非定常温度解析、弾性応力解析を実施した。弁の材質は、弁箱部が2 1/4Cr-1Mo鋼であり、弁座部はハステロイXRである。解析に使用した材料特性は「高温工学試験研究炉の高温構造設計方針」(JAERI-M89-005)<sup>(11)</sup>に従った。

解析方法としては、過渡時の熱弾性応力解析を行うとともに、内圧、弁締切圧に対する応力解析も実施し、1次応力、2次応力等に関する構造健全性評価を行った。解析モデルの要素分割図と熱的境界条件をFig. 4. 2に示す。温度解析では弁箱内の断熱材もモデル化し、熱応力解析では断熱材を取り除いた弁箱と弁座部のみを取り扱った。また、解析に用いた材料及び評価断面位置をFig. 4. 3に示す。

###### 2) 解析条件

###### ①弁の熱応力解析

熱過渡事象としては、Fig. 4. 4に示す通り、通常運転(通常起動→定格出力運転→通常停止)と、ヘリウムが異常昇温する異常時を考え、この2事象について熱応力解析を行った。弁箱内部の熱伝達率は、ライナー内表面の値を計算し、弁箱(断熱材)内面および弁座まわりは全て円管での乱流熱伝達率 $\alpha = 754\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ ( $648\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ )とした。

定格出力運転状態の継続時間は、HTTRのプラント寿命20年に稼働率60%を乗じた運転時間を、運転状態Iの想定回数300回で除して求めた1サイクルの時間350時間から、起動/停止にかかる80時間を差し引いた残りの270時間とした。

###### ②内圧及び弁締切力

内圧及び弁締切力としてFig. 4. 5に示すケースを考えた。内圧としては、通常運転あるいは配管破断せずに弁閉止するときの圧力条件、並びに、出口側(下部)あるいは入口側(側部)の配管が破断し、入口側あるいは出口側に圧力がかかる条件の計3ケースを考えた。また、弁締切力については、面圧を $3.6\text{kg/mm}^2$ 、接触面積を $7390\text{mm}^2$ として、F=26.6tを負荷する。

##### (2) 弁箱(含む弁座部)の構造解析条件

###### 1) 解析モデル

弁箱に配管反力が作用する場合の弁座部のシール性を検討するため、弁の全体モデルによる弁座部の変形に着目した構造解析を実施した。解析は弁箱及び弁座部(Fig. 4. 1で、B部で示す領域)を3次元ソリッド要素でモデル化し、有限要素法(FEM)による弾性構造解析を実施した。解析モデルは弁構造の対称性を考慮して円周の1/2をモデル化した。モデルの要素分割図をFig. 4. 6に示す。なお、構造解析に用いた解析コードはNASTRAN相当である。

## 2) 解析条件

解析条件の一覧表をTable 4.1に示す。内圧3ケースは2次元軸対称ソリッドモデルで実施したものと同じである。配管反力については、現状未定のため、保守的に評価するために、「発電用原子力設備に関する構造等の技術基準」（昭和55年通産省告示501号、平成4年に告示第285号として改正）の第1種弁の応力制限の規定に適用される配管反力の値を使用するものとし、同告示の第81条第1号口より配管反力を求めた。なお、本荷重は配管の応力が降伏応力に達する時のもので、一種の“崩壊荷重”であることから、非常に安全側の値である。

弁箱の最小板厚を求める設計公式は「発電用原子力設備に関する構造等の技術基準」に規定されているが、実際の弁箱の設計板厚は、最小板厚の2~4倍として、弁の剛性を十分に確保できるようにしている。本弁の設計は標準弁の考え方に基づいて行うことを考えており、設計板厚は最小板厚の2倍程度にとるつもりである。ただし、本弁の内側に断熱材を施工するので、弁の寸法諸元については、この内部断熱材を考慮して決定する必要がある。今回の解析に当たっては、この点の設計方針が未定であるため、弁座のシール性を安全側に評価するという観点から、弁箱の設計板厚=最小板厚とし、弁座の板厚も同程度に設定した。今後、内部断熱構造の弁としての合理的な設計板厚算出法を定め、これに基づいて詳細設計を行い、炉外実証試験によりその妥当性を確認していく。

また、モデルの切断面の変形に対する境界条件としては、荷重ケース1~5については切断面の全周にわたりX方向を剛拘束し、荷重ケース6、7については切断面の全周にわたってY、Z方向を剛拘束した。

これらの解析を実施した結果、荷重ケース7において、Z方向曲げモーメントによる弁座面のうねりが過大となることが判明したので、この荷重ケース7については弁座面近傍の形状を変更した場合（弁座外周部の直径を270mmから300mmへ変更して肉厚を25mmから40mmにした）についても解析を実施した。形状変更後のモデルの要素分割図をFig. 4.7に示す。図中、黒く塗りつぶしたメッシュの部分が変更箇所である。

## 4. 3 解析結果及び評価

構造解析は熱応力解析と内圧による荷重、並びに弁締切荷重による構造解析を行い、解析結果を1次応力、2次応力に分類し、重ね合わせて構造健全性の評価を行った。

### (1) 弁座部の評価

#### 1) 解析結果

##### ① 通常運転

強度的に厳しくなる代表位置での温度およびミーゼス（Mises）の相当応力の時刻歴をFig. 4.8に示す。弁座部に生ずる応力は主に熱曲げであることから、最大応力は定格出力運転状態で発生し、弁座が弁箱（ほぼ一様温度）に接続するC点に生じている。定格到達時（40h後）と定格終了時（310h後）について、解析結果の詳細をFig. 4.9~Fig. 4.11とFig. 4.12~Fig. 4.14に示す。C点で最大応力となるのは、弁座部の軸方向に温度勾配がついており、弁座の傾きが起動前と変わっているのに対し、弁箱は一様温度であるため、弁座と弁箱との接続部で変形を滑らかにつなげるための熱曲げモーメントが発生するからである。

また、弁座面近傍に熱応力が生じるのは、Fig. 4. 2に示すように弁座部内外面で断熱材の設置位置が異なっており、結果として弁座部内外面で高温のヘリウムと接する伝熱面積が異なることで弁座部に付加的な温度勾配が生じているためである。

## ②異常時

通常運転時と同様に、強度的に厳しくなる代表位置での温度およびミーゼス (Mises) の相当応力の時刻歴をFig. 4. 15に示す。最大応力は弁座が弁箱に接続するC点に生じており、異常事象発生後10秒から830秒までの発生応力はほぼ同じである。最大応力となる事故事象発生後10秒と830秒についての、解析結果の詳細をFig. 4. 16～Fig. 4. 18と、Fig. 4. 19～Fig. 4. 21に示す。C点で最大応力となるのは、弁座部の軸方向に温度勾配がついており、弁座の傾きが定格出力運転時と変わっているのに対し、弁箱は一様温度であるため、弁座と弁箱との接続部で変形を滑らかにつなげるための熱曲げモーメントが発生するからである。

## ③内圧及び弁締切荷重

弁開時の内圧が作用する場合の解析結果をFig. 4. 22に、弁閉時に弁入口側に内圧が作用する場合の解析結果をFig. 4. 23、Fig. 4. 24に、また弁締切力が作用する場合の解析結果をFig. 4. 25に示す。弁締切力による最大応力は、メタル温度が高温となる弁座面で生じ、この応力は、弁締切力を弁座面の接触面積で割った応力 ( $3.6 \text{kgf/mm}^2$ ) に対応している。

## 2) 弁座部の強度評価

### ①強度評価法

強度評価は、「高温工学試験研究炉の高温構造設計方針」(JAERI-M89-005)<sup>(11)</sup>に従つた。強度評価を行った位置をFig. 4. 3に示す。C断面は高応力が発生する位置であり、A断面とB断面は弁座面で、高温となることで選定した。評価には各事象の想定回数として以下のものを用いた。

- ・ 通常運転（運転状態Ⅰ） : 300 回
- ・ 異常、事故時（運転状態Ⅱ～Ⅲ） : 210 回

なお、クリープ損傷の評価に当たっては、単軸でのリラクセーションにより応力の時間変化を近似した。

### ②強度評価結果

通常運転時の強度評価結果をTable 4. 2に示す。1次応力、1次応力+2次応力、並びにピーク応力等によるクリープ疲労損傷とともに設計値を下回っており、特に問題ない。

異常運転時（熱過渡+弁締切荷重）についても、1次応力の制限については、 $\langle P_m + P_m^* \rangle$ が最大で $6.25 \text{kg/mm}^2$  (A部、許容値 $S_m:8.5 \text{kg/mm}^2$ 、最高壁厚平均金属温度 $926.9^\circ\text{C}$ )、 $\langle P_L + P_L^* + P_B + P_B^* \rangle$ は最大で $7.61 \text{kg/mm}^2$  (A部、許容値 $1.5 S_m:12.7 \text{kg/mm}^2$ 、最高壁厚平均金属温度 $894.9^\circ\text{C}$ ) である。いずれも許容値を満足している。しかし、1次応力+2次応力 $\langle P_L + P_L^* + (P_B + P_B^*) / K_t \rangle_{max} + \langle Q + Q^* \rangle_R$ がA部およびB部でそれぞれ $18.73 \text{kg/mm}^2$ 、 $18.09 \text{kg/mm}^2$ となり、許容値 ( $S_a:17 \text{kg/mm}^2$ ) をわずかに上回った。累積クリープ疲労損傷係数 $D_t + D_c$ についてはA部が最も厳しく、隔離弁閉を伴う異常事象1回あたり $D_t + D_c$ は0.2であった。ただし、C部については、いずれの評価も満足した。従って、弁座面の形状について、熱応力を軽減させるように面取りや丸みをつける等の工夫が必要である。さらに、弁締切

力による1次応力レベルが大きいので、過度な2次応力の増加を伴わない範囲で、弁座の板厚を増加させる必要がある。

## (2) 弁箱（含む弁座部）

### 1) 解析結果

各荷重に対する弁の変形図をFig. 4. 26～Fig. 4. 39に示す。シール性に関する弁座面のうねりを見るために、弁座面垂直方向の変形量の分布を座標軸に投影して整理したものをFig. 4. 40～Fig. 4. 44に示す。図中、変形量の分布が直線からずれた量が、弁座面のうねりである（JIS B0610で定義する中心線うねり）。このうねりと弁体が弁座に着座したときに出来る隙間にによりヘリウムの漏えいが生ずる。荷重ケース4（Fig. 4. 41参照）のように変形が傾斜状態になったとしても、うねりが無く直線性が保たれていれば、球面座を備えた弁体側のフレキシビリティにより、漏洩を防止することができる。図の中で、Fig. 4. 44の荷重ケース7 ( $M_z=3.937 \times 10^4 \text{kgm}$ ) の場合の弁座面のうねりが最も大きく、約 $12 \mu\text{m}$ である。なお、弁閉時の内圧に対するケース2、3については弁座面に弁体が接触しており、弁座面の変形条件を一般化平面ひずみ条件としているので、うねりは実質的にゼロである。

そこで、うねりの量を減らすために弁座部の形状を変更した場合の結果をFig. 4. 45～Fig. 4. 46に、弁座面の変形量の分布をFig. 4. 47に示す。弁座面のうねりについて、形状変更前後で比較すると弁座部を補強することで、うねりの程度は約 $10 \mu\text{m}$ に改善されている。

### 2) 評価

弁箱及び弁座の剛性を極端に低く見積もり（例えば、弁箱の設計板厚≈最小板厚）、配管反力を極端に過大にして（告示501号に示す設計上の値）弁に作用させた場合の弁座面の変形は約 $10 \mu\text{m}$ であることが分かった。実際には、剛性はこの2倍程度になること、また、うねりに対しては、弁の締切圧や弁座面形状を最適化して、弁座からの漏えい率が許容値内に収まるようにすることから、実際上は問題ないと考えられる。

## 5. 炉外実証試験計画

### 5. 1 炉外実証試験装置の概要<sup>(13, 14)</sup>

水蒸気改質による水素製造システムをHTTRに接続するためには、予め、安全性、制御性等の観点から水素製造システム及びその構成機器の特性を実験的に把握することが必要不可欠である。炉外実証試験装置は、水素製造システム及びその構成機器の特性を把握することを目的として、種々の試験を行うためのものである。Fig. 5.1に炉外実証試験装置の構成を示す。水蒸気改質器を中心にして、水蒸気改質器へ高温ヘリウムガスを供給するヘリウムガス供給系、水蒸気を供給する水蒸気供給系、原料ガスであるメタン（天然ガス）を供給する原料ガス供給系等の設備から構成される。高温隔離弁は、ヘリウムガス供給系のヘリウムガス加熱器と水蒸気改質器の間に設置される。Fig. 5.2にヘリウムガス供給系の系統構成を示す。ヘリウムガスは電気加熱方式の高温加熱器により最高920°Cまで加熱される。

### 5. 2 運転条件

炉外実証試験装置の熱負荷は、HTTR実機の熱負荷(10MW)の約1/10に相当し、供給されるヘリウムガスの流量は最大で0.3kg/s(1080kg/h)である。高温隔離弁の定格時の試験運転条件は次の通りである。

弁入口ヘリウムガス圧力：4.1MPa  
 弁入口ヘリウムガス温度：905°C  
 流量：0.21kg/s ( $\approx$  760kg/h)

### 5. 3 試験項目

HTTRでの高温隔離弁に要求される基本性能、構造概念については第2章～第3章で検討してきた。Table 5.1はこれらの検討結果を設計条件として整理したものである。高温隔離弁の炉外実証試験は、隔離弁の機能及び安全性を確認するとともに試験中に万が一不具合が発生した場合は、それを解決してHTTR用の隔離弁として改良することを目的とする。

試験項目は、原子力設備用第3種弁として行うべき試験検査に加え、高温ガス炉の設備として実施すべき試験項目を含める。Table 5.2に炉外実証試験の試験項目（案）を示す。表には、要求される安全機能とその機能を確保するための高温隔離弁としての主要な特性、並びに実証すべき試験項目を掲げてある。表中の「試験要領記載個所」の欄に記載された番号は、次節（5. 4節）の「試験要領」に記述されている項目番号である。

### 5. 4 試験要領

#### （1）部品製作時の試験検査

工場での部品製作にあたっては、第3種弁としての試験検査が必要となる。即ち、弁箱、弁ふた等の耐圧部については、材料試験、非破壊検査、外観寸法検査及び耐圧漏えい試験を

行う。これらの試験の要領については原子力設備の技術基準<sup>(15)</sup>によるのでここでは割愛し、高温ガス炉用隔離弁として特に必要な試験について述べる。

### 1) 比較用試験片素材採取

実証試験後の高温隔離弁の材料劣化を調べるために比較用の基準試験片を用意する必要がある。このため部品製作着手時に、部品用の素材から試験片用素材を切り出して保存しておく。対象となる部品は弁箱、弁体、弁座、ライナー、弁棒（高温部）及び内部断熱材である。

### 2) 弁座等の表面粗さ測定

高温隔離弁の弁座部のシール性能は弁閉止時の弁体弁座間の面圧、面圧の均一性（座面のうねり等が原因する）及び表面粗さに依存する。表面粗さは高温運転により変化すると予想されるので、部品製作の当初から計測を実施し、供用中の弁座部の健全性を監視する。計測の対象は弁体及び弁座のシール部とし、レプリカ方式も併用する。

### 3) クリープを生ずる部品の寸法測定

弁座部、弁体、弁棒部等高温に曝されクリープを生ずると予想される部品は寸法を精密に測定し、高温運転でのクリープ量測定の初期値とする。

## （2）組立時の試験検査

### 1) 気密試験

弁の組み立て後、ヘリウムガスにより気密試験（4.1MPa以上、常温）を行い、石鹼水の発泡により漏れの有無を検査する。検査は軸封部（グランドパッキン、ベローズ等）、フランジ継手部を対象とする。気密試験時に耐圧部及び弁座部の歪みを歪みゲージにより測定し、応力解析結果の妥当性を調べる。また、弁の開閉を行い、設計閉止時間の測定及び弁駆動部の動作状況を調べる。

### 2) 常温減圧試験

常温減圧試験は、弁の出口側で配管破断事故が生じた場合を模擬するものである。気密試験時の圧力をそのままに保持し、弁を閉止状態にしておいてから急激に出口側をブローして大気圧まで下げる。試験後、弁を分解し、断熱材の変形等を調べる。

### 3) 弁座漏えい試験

高温隔離弁の格納容器バウンダリとしての隔離性は弁の閉止時間と締切り特性に依存する。弁座漏えい試験は締切り特性を調べるため、常温と高温で行う。Fig. 5.3に漏えい試験のための試験装置の概要を示す。内部雰囲気を高温にするため、ヒータ付き閉止フランジを弁の出入口フランジに取り付ける。常温高圧下での漏えい試験は弁が開の状態で試験圧力までヘリウムガスを徐々に導入する。その後、弁を閉にし、出口側の圧力を徐々に抜き、大気圧まで下げる。漏えい量は図に示すように水上置換で捕集して測定する。なお、この試験では弁の駆動力を変え、漏えい量が少ない弁座弁体間の面圧を選ぶ（高温での変形を考慮して）。

高温高圧下での漏えい試験はヘリウムガスをヒータで加熱して内部雰囲気を900°C以上の高温にする。この後の試験手順は常温の場合と同じである。ただし、弁座近傍の温度分布が解析による温度分布に近似するようにヒータの形状、配置、出力分布に工夫をする必要があ

る。

さらに、格納容器内の二次系が異常（例えば、配管破断）の時の弁の隔離特性を確認するために、弁の出入口を逆にした場合の弁座漏えい試験を行う。

#### 4) 外観寸法検査

上記3) 項の試験で部品は高温高圧に曝される。特に、弁座部には高温下で一次及び二次応力が発生し、塑性変形や盛金材料の欠落等の不具合を生じて弁の締切り特性を劣化させる可能性がある。そこで、弁を分解し、構成部品の外観検査、寸法検査及び弁座と弁体の表面粗さ測定を行う。表面粗さの測定で触針が挿入出来ない場合はレプリカ法による。

#### 5) 耐圧気密試験

部品を組み立てた後、ヘリウムガスにて気密試験及び耐圧試験を行う。試験要領は原子力設備の技術基準<sup>7)</sup>に従う。

### (3) 設置時の試験

弁を炉外実証試験装置へ取り付け、気密試験を行う。同時に弁開閉操作等総合的な機能の確認及び耐圧部の歪み測定を行う。

### (4) 高温実証試験

高温実証試験ではヒートサイクルを繰り返し、また、長期間の高温試験を行って、高温隔離弁の性能を実証する。試験では、高温流動試験、弁閉止試験等を行い、これらの供用後検査として分解点検を行う。ヘリウムガス温度が約900°Cで行う高温流動試験は、1回の試験運転時間は約500h（昼夜運転で20～30日の運転）になる。弁閉止試験及び分解点検は一定の高温運転履歴（熱サイクル）を経た後に行う。約500h後、約2000h後（1年で4回の運転を行うと、高温での積算運転時間は約2000hとなる）、約4000h後（2年後）の計3回の弁閉止試験と分解点検を行うことを計画している。実証試験開始後約2年間の試験期間中に隔離弁の初期不具合を摘出し、必要な改良を行う。4000h経過後は出来るだけ長期にわたり高温高圧条件下で熱サイクルを重ねる。それに伴う弁閉止試験と分解点検は経過時間を考慮して実施するものとする。

#### 1) 高温流動試験

炉外実証試験装置の運転時（水蒸気改質器の運転）を利用して、高温高圧のヘリウムガス条件下で弁各部の温度分布及び歪み分布の測定を行う。特に、耐圧部（弁箱、弁ふた等）の健全性を保つための内部断熱材は、供用中にその断熱性能を維持することが必須である。そこで、耐圧部の温度計測により断熱材の有効熱伝導率を算出して実機の製作に反映とともに、性能変化をモニターする。歪み分布の測定では、配管反力の評価と配管反力が弁に及ぼす影響を調べることを主目的とし、測定結果を基に弁の剛性を評価する。高温（約900°C以上）での積算時間が約500hを経過した時点で次に述べる弁閉止試験を行う。

#### 2) 弁閉止試験

高温隔離弁の緊急遮断機能を調べるために弁閉止試験を行う。この試験は、炉外実証試験の運転サイクルの終了近くにおいて高温隔離弁を閉止させ、次の項目を測定・試験する。

### ①漏えい率の測定

弁座からのヘリウムガスの漏えい量を測定する方法として下記の(i)～(iv)に述べる方法が考えられる。

- (i) 高温隔離弁を閉止した後、下流の低温弁を閉止して弁と弁の間に閉じたボリュームを形成する。漏えい量はボリューム内のヘリウムガス圧力の増加割合から算出する。このため、圧力検出用のタップを弁の近傍に設け、それに精密圧力計を接続する。なお、この測定ではボリューム内のヘリウムガスの温度変化に伴い圧力も変化するので温度を測定して漏えい量を補正する。また、ボリューム内の初期圧力の設定は隔離弁と低温弁を閉止した直後にボリューム部に設けたブロー弁からヘリウムガスを大気に放出して行う。初期設定圧力と減圧の速度は「急速減圧を伴わない異常状態」を模擬した場合と「配管破断時」を模擬した場合では異なる。
- (ii) ガスクロマトグラフを用いて漏えい量を測定する方法である。この方法は高温隔離弁と低温弁との間に閉じたボリュームを形成するまでのプロセスは(i)で述べた方法と同じである。ボリュームを形成した後、ブローを大気圧まで行い、更に真空ポンプでボリューム内を真空にして残留ヘリウムガスを除去する。次に、ボリューム内に不活性ガス（窒素またはアルゴンガス）を試験に必要な圧力になるまで導入する。漏洩量は弁座から不活性ガス中に洩れたヘリウムガスをガスクロマトグラフで測定する。
- (iii) ヘリウムデテクターを用いて漏えい量を測定する方法である。この方法は(ii)で述べた不活性ガスを導入するまでは同じ手法である。その後、不活性ガスの圧力が大気圧になった時点で、隔離弁の近傍に設けたテストプラグからヘリウムデテクターのセンサーを弁座の近くまで挿入し、漏えい量を求める。
- (iv) 工場での組立時に行った弁座漏えい試験と同様の方法（ヒータ付き閉止フランジを使用する方法）で漏えい量を求める。この方法は高温隔離弁を閉止し、次に述べる②の弁駆動部の動作試験等の所定の試験を終了した後、ループから隔離弁を取り外して行うものである。試験の要領は既に述べたので割愛する。

(i)～(iv)で述べた方法のそれぞれの長所と短所を評価し、その結果をTable 5.3に示した。これらの方法の中で、(iv)のヒータ付き閉止フランジを用いる方法は、試験温度及び試験圧力を任意に設定でき、且つ、漏えい量を確実に測定できる利点がある。したがって、この方法を最良の方法として提案する。

### ②弁駆動部の動作試験

弁閉止の動作信頼性を確認することを目的とし、閉止動作前後の空気圧力の測定、閉止動作中の異音、異常振動の有無等を調べ、閉止時間を測定して設計値との偏差を調べる。

### 3) 分解点検

#### ①外観検査

2) の弁閉止試験を行った後、弁を分解し、構成部品の外観検査を行う。特に、弁座盛金部の欠落、弁座弁体接触部の酸化、弁棒のグランドパッキンとの摺動面の傷は弁の隔離性に影響するので、入念な検査を行う。さらに、断熱性能に影響する内部断熱材の劣化及び

変形等の不具合の有無を検査する。

②寸法検査

寸法検査は、主としてクリープを生ずる部品について行う。特に、弁座部は一次及び二次応力が発生する個所であり、精密な測定を行う。

③表面粗さの測定

弁座と弁体の接触部について表面粗さ及びうねりを測定する。触針が内部に挿入出来ない場合は、レプリカ法により表面粗さを測定する。この場合、うねりの測定が出来ないので、別の方法（例えば、弁箱の上部フランジ面を基準面とするダイヤルゲージによる測定法）でうねりを測定する。

4) 気密試験

分解点検を終了後弁の組立を行い気密試験を行う。試験は（2）項の1)で述べた気密試験の要領と同じである。ただし、歪みの測定は行わない。

## 6. まとめ

高温高圧の隔離弁として適したアングル弁について、構造概念を提案し、さらに、H T T R の供用に先立ちこの概念を確証するために、電気加熱による炉外実証試験装置を用いた試験の計画を定めた。

構造概念の検討に当たっては、弁閉時間及び弁閉時における弁座からの許容漏えい率を合理的に定める必要がある。このため、まず、隔離弁に要求される安全機能を明らかにし、これらの要求機能を満たす弁閉時間及び許容漏えい率を検討した。本隔離弁は、2次ヘリウム系に設けるため、原子炉格納容器の隔離弁として特に厳しい要求条件はない。D B A を越えるシビアアクシデントの事故事象を含めて要求条件を検討し、開発上の目標値として、第2章の2. 5節に結果を示すように、各々30s, 10acc/s (標準状態)とした。これらの目標値は、アングル弁として特に厳しいものではない。

次に、アングル式高温隔離弁についてのこれまでの試験結果から明らかになっている課題を解決することを中心に、弁座用高温材料としてハステロイXRが基本的に適切か否か等を検討し、構造概念を第3章の3. 3節で提案した。さらに、弁座の構造健全性並びに弁座からの漏えい率に関連して、弁座部の熱応力や外荷重による弁座の変形を解析的に検討した。この結果、弁座面の熱応力を低減するように、弁座面の形状や弁座部の断熱構造を工夫すること、弁締切荷重による1次応力を低減するために弁座板厚を最適化することが必要であることがわかった。また、弁座の変形については、非常に過大な配管反力を負荷したところ、弁箱及び弁座の剛性を極端に過小に設定して（板厚 $\cong$ 最小板厚、実際には最小板厚の2~4倍）解析したため、うねりが最大で約10  $\mu\text{m}$ となった。実際には、16Bの口径であれば、弁箱及び弁座の剛性が解析の2倍程度になるようになると、並びに、弁座盛金や弁座面形状、締切圧の最適化により吸収可能と考える。いずれにせよ、今後、これまでの弁設計の経験を基に、内部断熱構造を考慮した、適切な弁箱及び弁座の設計板厚算出法を確立し、これを基に詳細設計を行い、炉外実証試験でこの設計の妥当性を確認していく必要がある。

弁座盛金については、過去の試験で欠落が報告されている。本報では、代替材料等の選定や適応性等についての検討は行わなかったが、有望な代替候補がないのが現状のようである。今後代替材料の開発を含め、対応を早急に検討していく。

炉外実証試験としては、通常の試験に加え、ヘリウムガスによる高温下の漏えい率試験並びに配管破断時の弁内部の断熱構造の構造健全性確認試験を行う。特に、ヘリウムガスによる高温下での漏えい率試験については、隔離弁を系統に取り付けた状態での試験方法と系統から取り外して単独で行う試験方法について検討した。その結果、単独試験（ヒータ付き閉止フランジを用いる方法）は微少な漏えい量の測定が出来、かつ、試験温度及び圧力を制御出来る利点があり、現時点では、最良の方法であると考えられる。

## 謝 辞

隔離弁の構造検討に関しては、千代田化工建設（株）、岡野バルブ（株）、三菱重工業（株）及び（株）日立製作所の協力を得た。また、本報告書をまとめるに当たり、核熱利用研究部の宮本喜晟部長、数土幸夫次長、塩沢周策高温機器開発試験室長、さらに、同部の武藤康氏から貴重な助言を頂いた。ここに記して謝意を表します。

## 参考文献

- (1) Intergovernmental panel on climate change (IPCC), "Climate change 1995 : impacts, adaptions, and mitigation, summary for policymakers," The second assessment report of IPCC, WMO and UNEP, (1995).
- (2) 柏木孝夫, 「IPCC第2次報告書と各国の地球温暖化対策の動向」, 第14回エネルギー総合工学シンポジウム資料（エネルギー総合工学研究所主催）, p. 2~7, (1996年8月).
- (3) 斎藤伸三, 「原子炉熱利用の展望と高温ガス炉の動向」, エネルギーレビュー, 第12巻, 第10号（平成4年10月）, p. 9.
- (4) K. Hada, T. Nishihara et al., "Design of a steam reforming system to be connected to the HTTR," in "Proc. of the 3rd JAERI Symposium on HTGR Technologies", JAERI-Conf. 96-010 (1996).
- (5) 羽田一彦, 他3名, 「高温ガス炉－水素製造システムの汎用性を有する安定な制御設計概念」, 日本原子力学会誌, 第38巻, 第10号, p. 834~844, (1996).
- (6) 羽田一彦, 「核熱利用水蒸気改質プロセスの性能向上」, JAERI-Res. 96-054, (1996).
- (7) A. J. Goodjohn, "The high temperature gas-cooled reactor - a nuclear source for process heat applications", IAEA-TC-483/21, (1983).
- (8) 宮本喜晟, 他7名, 「高温核熱を用いた水素・メタノール製造システム」, エネルギー資源学会, 第11回研究会, (平成4年).
- (9) 日本原子力研究所高温工学試験研究炉開発部, 設計報告書 (1991).
- (10) Merwin sibulkin, "Pressure Rise Generated by Combustion of Gas Pocket", Combustion and Flame 38:329-334 (1980).
- (11) 日本原子力研究所高温工学試験研究炉設計室, 同 材料工学部, 同 高温工学部, 「高温工学試験研究炉の高温構造設計方針」, JAERI-M 89-005, (1989).
- (12) 羽田一彦, 他2名, 「高温工学試験研究炉高温構造設計方針 材料強度基準等の作成方法の検討」, JAERI-M90-148, (1990).
- (13) 日野竜太郎, 他9名, 「HENDELによるHTTR熱利用系炉外実証試験の検討」, JAERI-Review 95-016, (1995).
- (14) 日野竜太郎, 他14名, 「HTTR熱利用系炉外技術開発試験用ヘリウム供給系の設計」, JAERI-Tech 96-037, (1996).
- (15) 資源エネルギー-序編, 解説「原子力設備の技術基準」, (1994).

## 謝 辞

隔離弁の構造検討に関しては、千代田化工建設（株）、岡野バルブ（株）、三菱重工業（株）及び（株）日立製作所の協力を得た。また、本報告書をまとめるに当たり、核熱利用研究部の宮本喜晟部長、数土幸夫次長、塩沢周策高温機器開発試験室長、さらに、同部の武藤康氏から貴重な助言を頂いた。ここに記して謝意を表します。

## 参考文献

- (1) Intergovernmental panel on climate change (IPCC), "Climate change 1995 : impacts, adaptions, and mitigation, summary for policymakers," The second assessment report of IPCC, WMO and UNEP, (1995).
- (2) 柏木孝夫, 「IPCC第2次報告書と各国の地球温暖化対策の動向」, 第14回エネルギー総合工学シンポジウム資料（エネルギー総合工学研究所主催）, p. 2~7, (1996年8月).
- (3) 斎藤伸三, 「原子炉熱利用の展望と高温ガス炉の動向」, エネルギーレビュー, 第12巻, 第10号（平成4年10月）, p. 9.
- (4) K. Hada, T. Nishihara et al., "Design of a steam reforming system to be connected to the HTTR," in "Proc. of the 3rd JAERI Symposium on HTGR Technologies", JAERI-Conf. 96-010 (1996).
- (5) 羽田一彦, 他3名, 「高温ガス炉一水素製造システムの汎用性を有する安定な制御設計概念」, 日本原子力学会誌, 第38巻, 第10号, p. 834~844, (1996).
- (6) 羽田一彦, 「核熱利用水蒸気改質プロセスの性能向上」, JAERI-Res. 96-054, (1996).
- (7) A. J. Goodjohn, "The high temperature gas-cooled reactor - a nuclear source for process heat applications", IAEA-TC-483/21, (1983).
- (8) 宮本喜晟, 他7名, 「高温核熱を用いた水素・メタノール製造システム」, エネルギー資源学会, 第11回研究会, (平成4年).
- (9) 日本原子力研究所高温工学試験研究炉開発部, 設計報告書 (1991).
- (10) Merwin sibulkin, "Pressure Rise Generated by Combustion of Gas Pocket", Combustion and Flame 38:329-334 (1980).
- (11) 日本原子力研究所高温工学試験研究炉設計室, 同 材料工学部, 同 高温工学部, 「高温工学試験研究炉の高温構造設計方針」, JAERI-M 89-005, (1989).
- (12) 羽田一彦, 他2名, 「高温工学試験研究炉高温構造設計方針 材料強度基準等の作成方法の検討」, JAERI-M90-148, (1990).
- (13) 日野竜太郎, 他9名, 「HENDELによるHTTR熱利用系炉外実証試験の検討」, JAERI-Review 95-016, (1995).
- (14) 日野竜太郎, 他14名, 「HTTR熱利用系炉外技術開発試験用ヘリウム供給系の設計」, JAERI-Tech 96-037, (1996).
- (15) 資源エネルギー-序編, 解説「原子力設備の技術基準」, (1994).

Table 4.1 Analytical conditions for valve casing

	内 圧				軸力 及び モーメント				
	1	*2	2	*2	3	*2	4	*2	7
境界条件									
	X方向 Y方向 1点拘束	Z Y Z 1点拘束	X方向 Y Z 1点拘束	X Y Z 1点拘束	X Y Z 1点拘束	X Y Z 1点拘束	X Y Z 1点拘束	X Y Z 1点拘束	
荷重条件									
	F=1539.4kg P=10kg/cm <sup>2</sup>	F=10752.1kg P=10kg/cm <sup>2</sup>	F=3801.3kg P=10kg/cm <sup>2</sup>	F=10752.1kg P=10kg/cm <sup>2</sup>	F=3801.3kg P=10kg/cm <sup>2</sup>	F=10752.1kg P=10kg/cm <sup>2</sup>	F=3801.3kg P=10kg/cm <sup>2</sup>	F=10752.1kg P=10kg/cm <sup>2</sup>	

\* MPC : Fを分布荷重として内断面に負荷  
 \*2 ケース1, 2, 3 及び4はFig.4.5の(a), (b), (c), (d)に対応する  
  
 $\blacktriangleleft$  x軸回りのモーメント 単位: 1 MPa = 10 kgf/cm<sup>2</sup>  
 $\rightarrow$  y軸回りのモーメント 1 N·m = 0.1 kgf·m  
 $\uparrow$  z軸回りのモーメント 1 N = 0.1 kgf  
  
 備考  
 ① :  $\phi = 140\text{mm}$   
 $F = 0.1 \times \pi/4 \times 140^2 = 1539.4$   
 ② :  $\phi = 370\text{mm}$   
 $F = 0.1 \times \pi/4 \times 370^2 = 10752.1$   
 ③ :  $\phi = 220\text{mm}$   
 $F = 0.1 \times \pi/4 \times 220^2 = 3801.3$

Table 4.2 Structural integrity evaluation for valve seat  
at normal operating condition

材 料	評価位置	温度 (°C)	1次応力の制限			1次+2次応力の制限			クリープ疲労損傷の制限			
			P <sub>m</sub>	S <sub>t</sub>	P <sub>L</sub> +P <sub>B</sub> 定	許容値 ( $\frac{1.5S_m}{K,S_t}$ ) <sub>min</sub>	判定 ( $[P_L+P_B+Q]_R$ )	許容値 ( $S_a$ ) (3SM)	判定 ( $S_a$ ) (3SM)	Df (曲線使用)	Dc	Df+Dc
A N <sub>75</sub> Cr <sub>25</sub> XR	A	902.0	60	0.003	0.18	○	0.003	0.20	○	10.1	16.3	○
	B	873.4	60	0.012	0.33	○	0.024	0.37	○	13.9	16.5	○
2 1/4Cr -1Mo	C	410.4	60	1.244	13.6	○	1.990	15.1	○	(24.5)	(32.8)	○
												○

Table 5.1 Design specifications of hot isolation valve for HTTR

項目	内 容
機器区分	高温ガス炉第3種弁
耐震クラス	Asクラス
弁形式	内部断熱アングル弁
作動流体	中間熱交換器からの2次ヘリウムガス
作動流体の 通常最高温度	905°C
作動流体の 通常最高圧力	4.1 MPa
作動流体の流量	9000kg/h
接続配管口径	16B
主要材料	SFVA F22B又は相当品、ハステロイXR
耐用年数	20年

Table 5.2 Draft test items

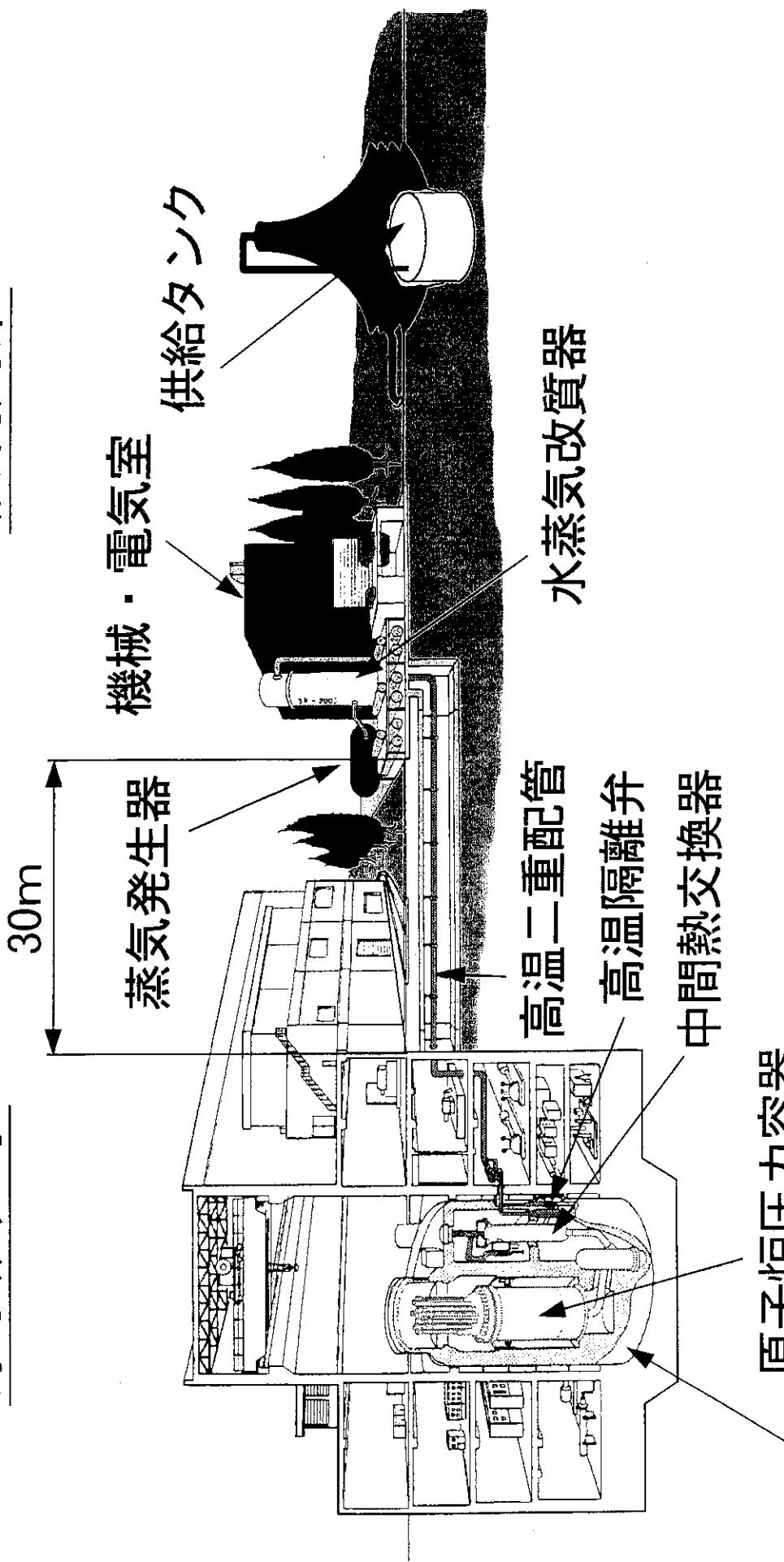
要求される安全機能	主要特性	実証試験項目	試験要領記載箇所
格納容器バウンダリとしての隔離性	(1) 弁閉止時間 (2) 弁座からの漏えい率 1) 急速減圧を伴わない異常状態時 2) 配管破断時	弁閉止時間の測定試験 漏えい率の測定試験 漏えい率の測定試験	5. 4節 (4) (b) ③ 5. 4節 (4) (b) ① 5. 4節 (4) (b) ①
緊急遮断機能	隔離性の特性に同じ	隔離性の試験項目に同じ	
耐圧・耐熱性	(1) 弁箱、弁蓋、フランジ部、ペローズ、パッキン等の耐圧性及び leak tightness (2) 配管破断時において耐圧部を形成する弁座、弁体の leak tightness (3) 弁座、弁体及び弁棒の熱変形性、酸化性 (4) ライナー材及び断熱材の性能	気密試験 漏えい率の測定試験 外観及び寸法検査 高温流動試験	5. 4節 (4) (d) 5. 4節 (4) (b) ① 5. 4節 (4) (c) ①②③ 5. 4節 (4) (a), (c) ①
材料及び構造上の要求	(1) 耐クリープ性材料の採用及びクリープを軽減する構造 (2) 溶接性、機械加工性、分解点検性 (3) 弁座盛金部の性能確保 (4) 供用中の断熱性能の維持 (5) 弁の剛性の維持	外観及び寸法検査 高温流動試験 高温流動試験	5. 4節 (4) (c) ①②③ 5. 4節 (4) (a) 5. 4節 (4) (a)
駆動部の信頼性	(1) 電気系統、空気系統等の弁計装の確実性 (2) 動作の確実性	弁駆動部の動作試験 弁駆動部の動作試験	5. 4節 (4) (b) ② 5. 4節 (4) (b) ②
メンテナンスの容易性	動作試験、漏えい率試験、分解点検及び組立の容易性	高温実証試験での保守	5. 4節 (4) (b) (c) (d)
耐久性	(1) 長期供用後の部材の変形、酸化、腐食及び欠陥等 (2) 長期供用後の断熱材の性能劣化 (3) 長期供用後の駆動部の性能劣化	外観及び寸法検査 高温流動試験 弁駆動部の動作試験	5. 4節 (4) (c) ①②③ 5. 4節 (4) (a), (c) ① 5. 4節 (4) (b) ②

Table 5.3 Comparison of valve leakage tests

測定方法の種類	測定手順	測定装置	評価
(i) ポリュウム内のヘリウムガス漏えい量の圧力上昇割合を測定する方法	①隔離弁及び低温弁を閉止し、系統の中に閉じたボリュウムを形成する。 ②ボリュウム内のヘリウムを所定の圧力までブローする。 ③弁座からの漏えいに伴うボリュウム内のヘリウムの圧力上昇を圧力計で検出し、漏えい量を測定する。	①精密圧力計 ②温度検出器 ③ブローライフ(ブローバルブ) 一管、ブローバルブ及びブローガス冷却器よりなる)	微量な漏えい量の場合、圧力の変化が鈍い。温度の影響を受け易い。大規模漏えいの検出に適す。作業は容易。
(ii) ガスクロマトグラフを用いて漏えい量を測定する方法	①隔離弁及び低温弁を閉止し、系統の中に閉じたボリュウムを形成する。 ②ボリュウム内のヘリウムを大気圧までブローし、その後、真空引きを行い、不活性ガスと置換する。 ③弁座から洩れるヘリウムの量をガスクロマトグラフで測定する。	①ガスクロマトグラフ ②ブローライフ ③真空排気装置(冷却器付き) ④不活性ガス導入管	微量な漏えい量の測定は可能であるが、内部断熱材に残響を受ける。ヘリウムの誤差を有り。作業は容易。
(iii) ヘリウムデテクタを用いて漏えい量を測定する方法	①隔離弁及び低温弁を閉止し、系統の中に閉じたボリュウムを形成する。 ②ボリュウム内のヘリウムガスを大気圧までブローし、その後、真空引い、不活性ガスと置換する。 ③ヘリウムデテクタのセンサ部をテストポートから弁座近傍へ挿入し、漏えい量を測定する。	①ヘリウムデテクタ ②ブローライフ ③真空排気装置(冷却器付き) ④不活性ガス導入管	微量な漏えい量の測定は可能であるが、内部断熱材に残響を受ける。ヘリウムの誤差を有り。作業は中程度。
(iv) ヒータ付き閉止フランジを用いて漏えい量を測定する方法	①隔離弁を系統から取り外す。 ②ヒータ付き閉止フランジを弁の入口フランジと出口フランジに取り付け、真空引を行う。 ③ヘリウムガスを弁内部に導入し、圧力を上げる。目標温度に加熱する。 ④ヒータにより高温まで出口側をブローする。 ⑤漏えい量は水上置換法により求める。	①ヒータ付閉止フランジ ②真空ポンプ ③ヘリウムガス導入管(安全弁付き) ④水上置換装置	微量な漏えい量の測定は可能。ヒータを工房で実験する。分布が得られる。取り付けの作業がかかるが、作業は中程度。

# 原子炉建家

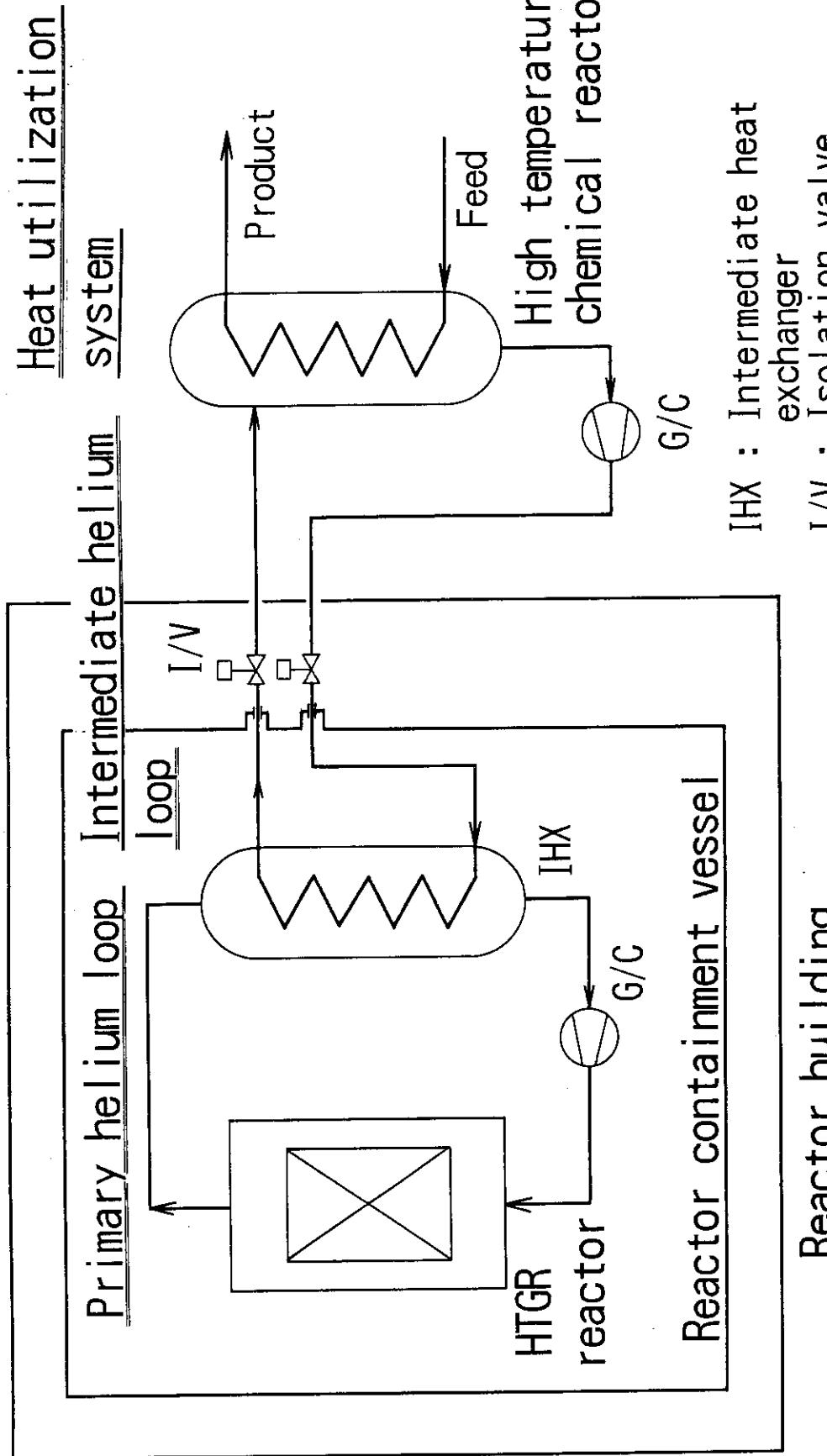
## 熱利用系



原子炉格納容器

Fig.1.1 Cutaway drawing of HTTR reactor facility with

a methane-steam reforming system for production  
of hydrogen.



IHX : Intermediate heat exchanger  
 I/V : Isolation valve  
 G/C : Gas circulator

Fig. 2.1 Basic arrangement of an HTGR-heat utilization system

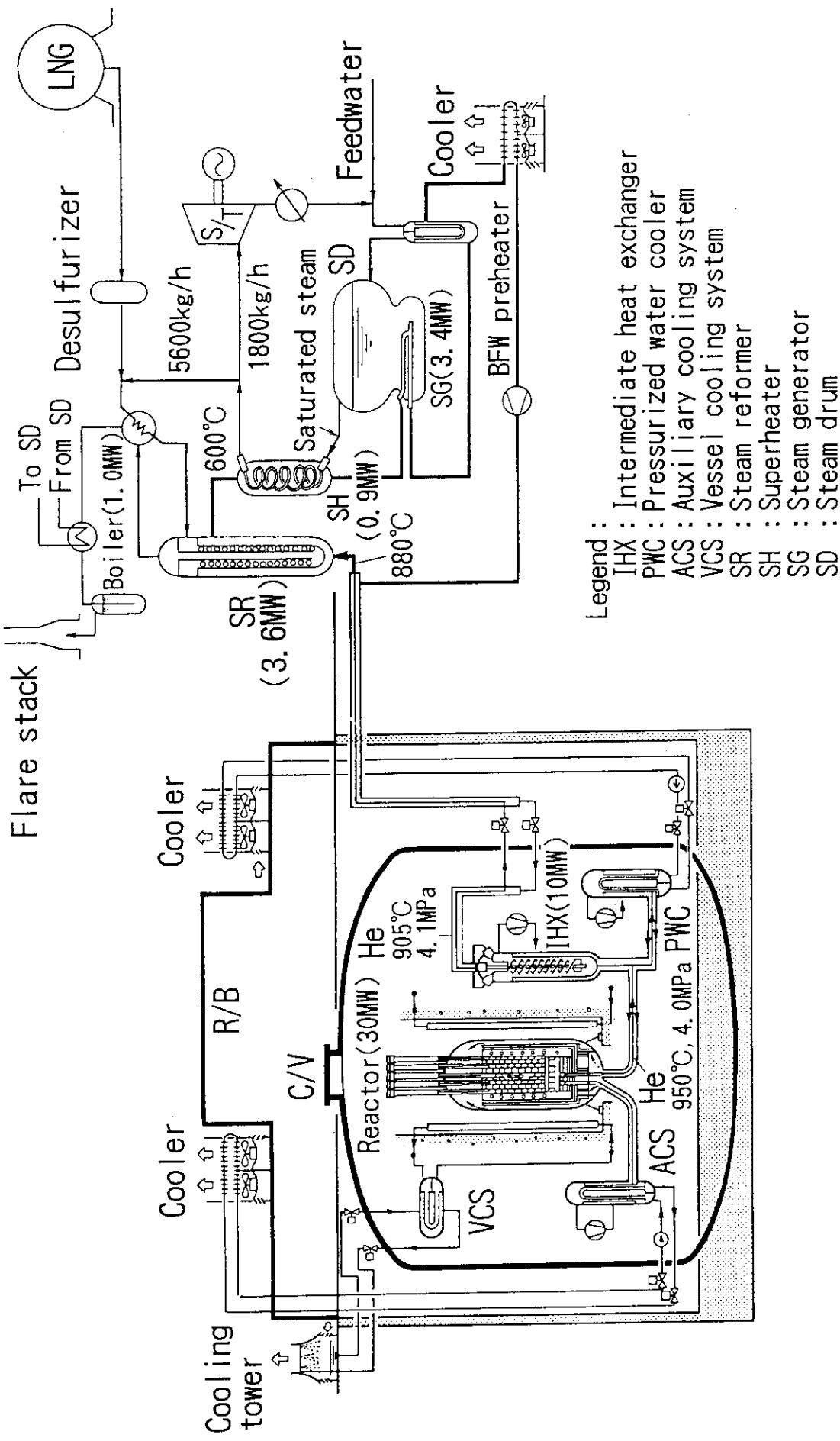
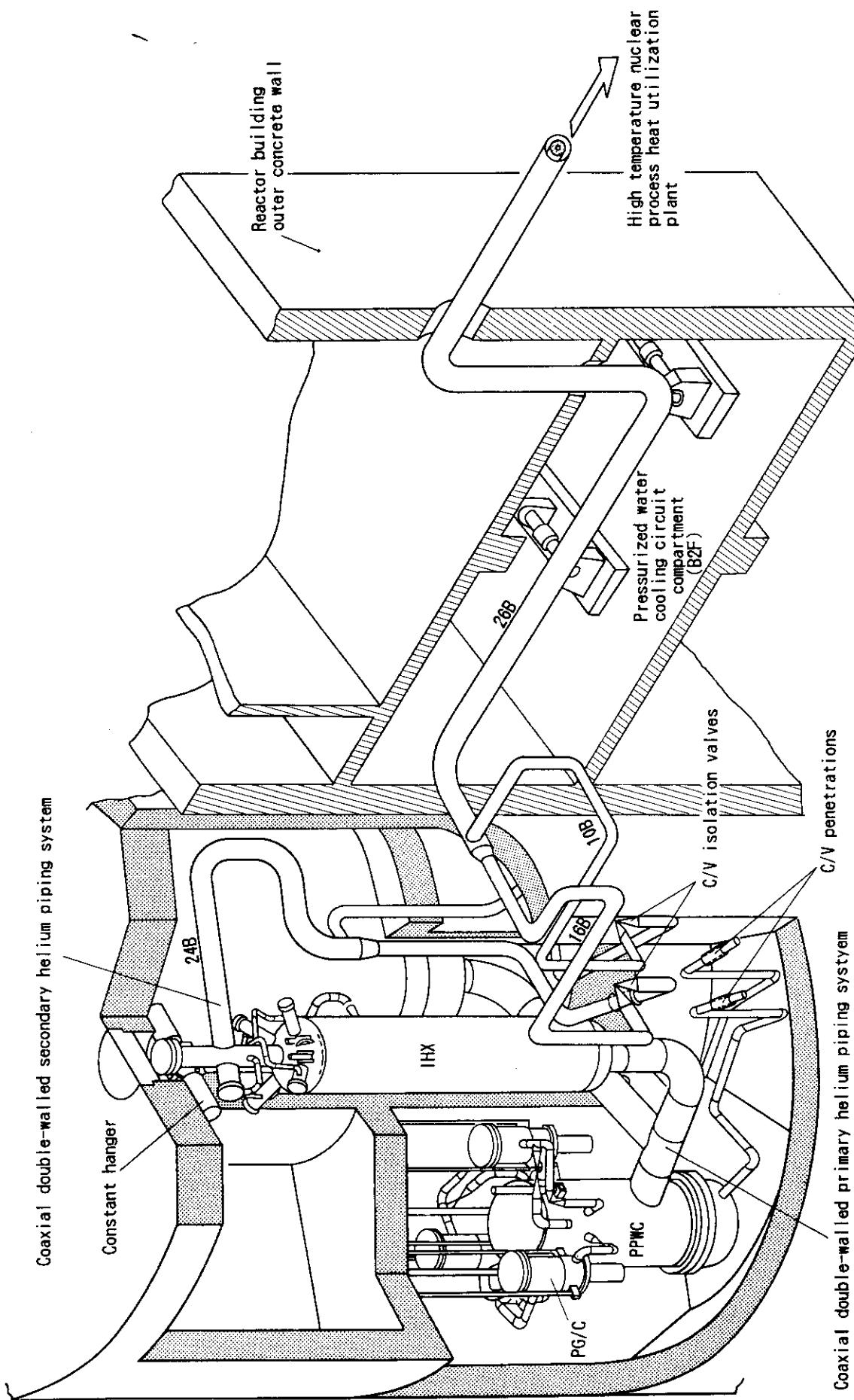


Fig. 2.2 Schematic illustration of HTTR-system reforming hydrogen production system



IHX : Helium-to-helium intermediate heat exchanger  
 PPNC : Primary pressurized water cooler  
 PG/C : Primary helium circulator

Fig. 2.3 Arrangement of secondary helium piping system connecting a high temperature nuclear process heat utilization plant to the IHX

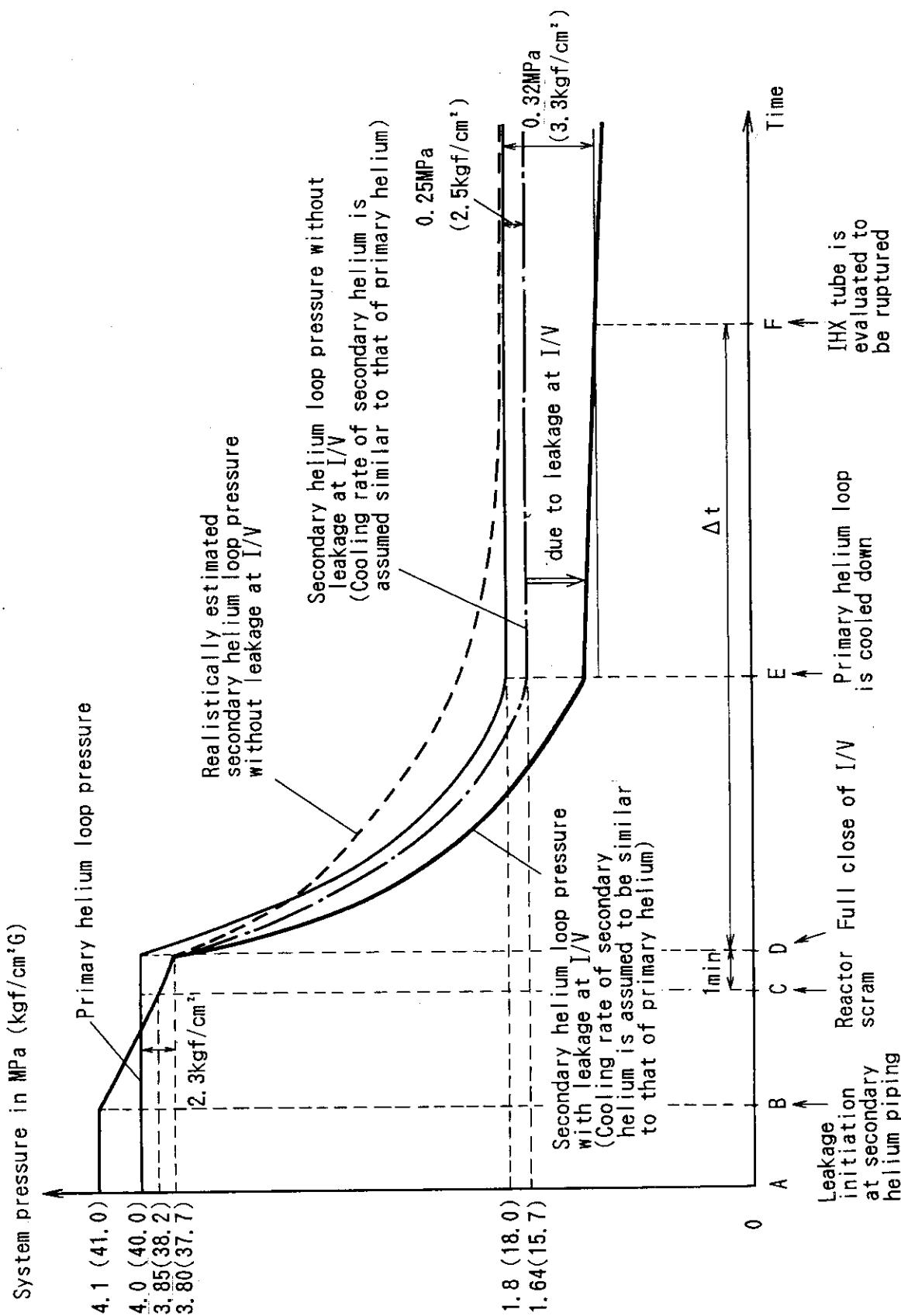


Fig. 2.4 Secondary helium pressure as a function of time at the event of small leakage at secondary helium piping

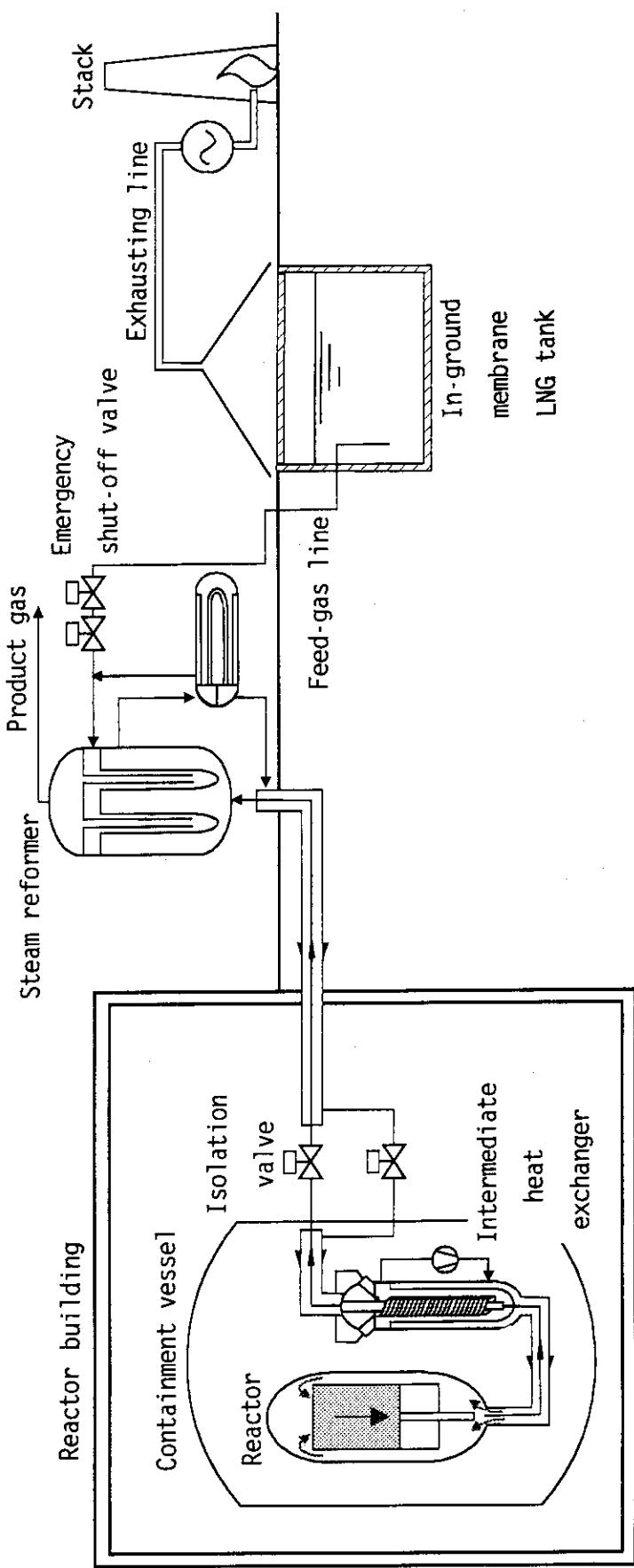


Fig. 2.5 Protective measures against an In-C/V explosion due to leakage of feedgas to steam reformer into C/N.

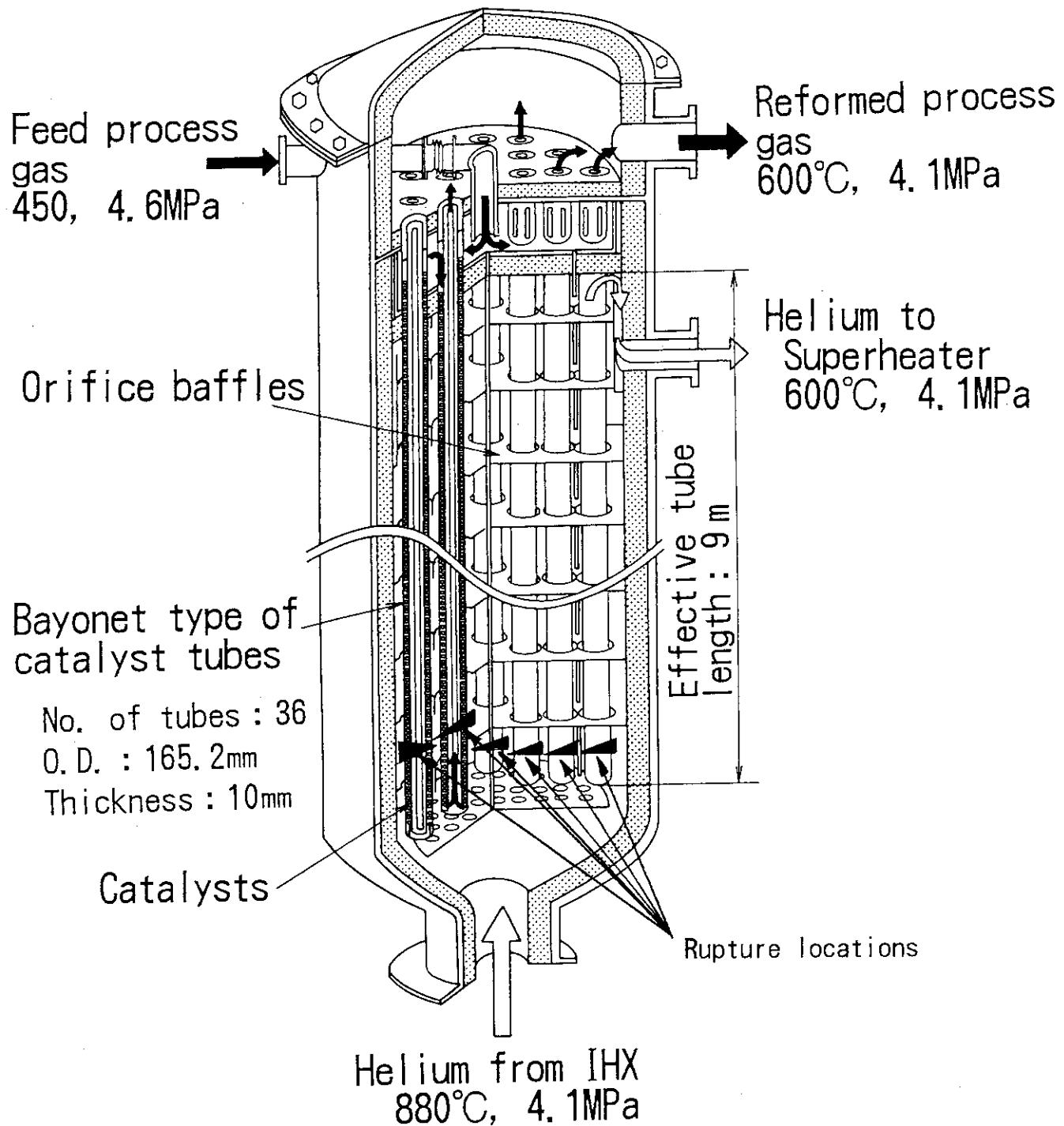


Fig. 2.6 Rupture locations at catalyst tubes of steam reformer

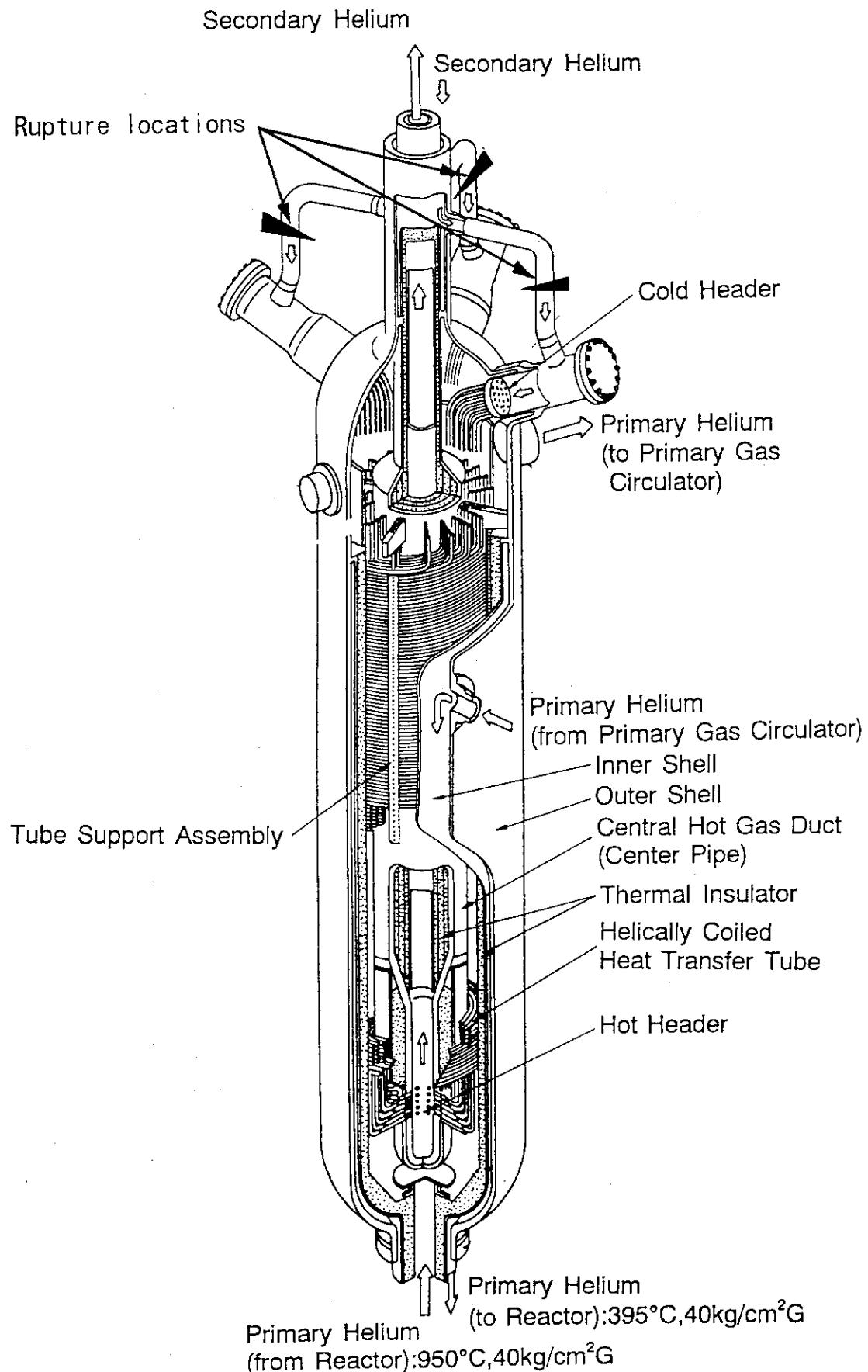


Fig. 2.7 Rupture locations at secondary helium piping system to IHX

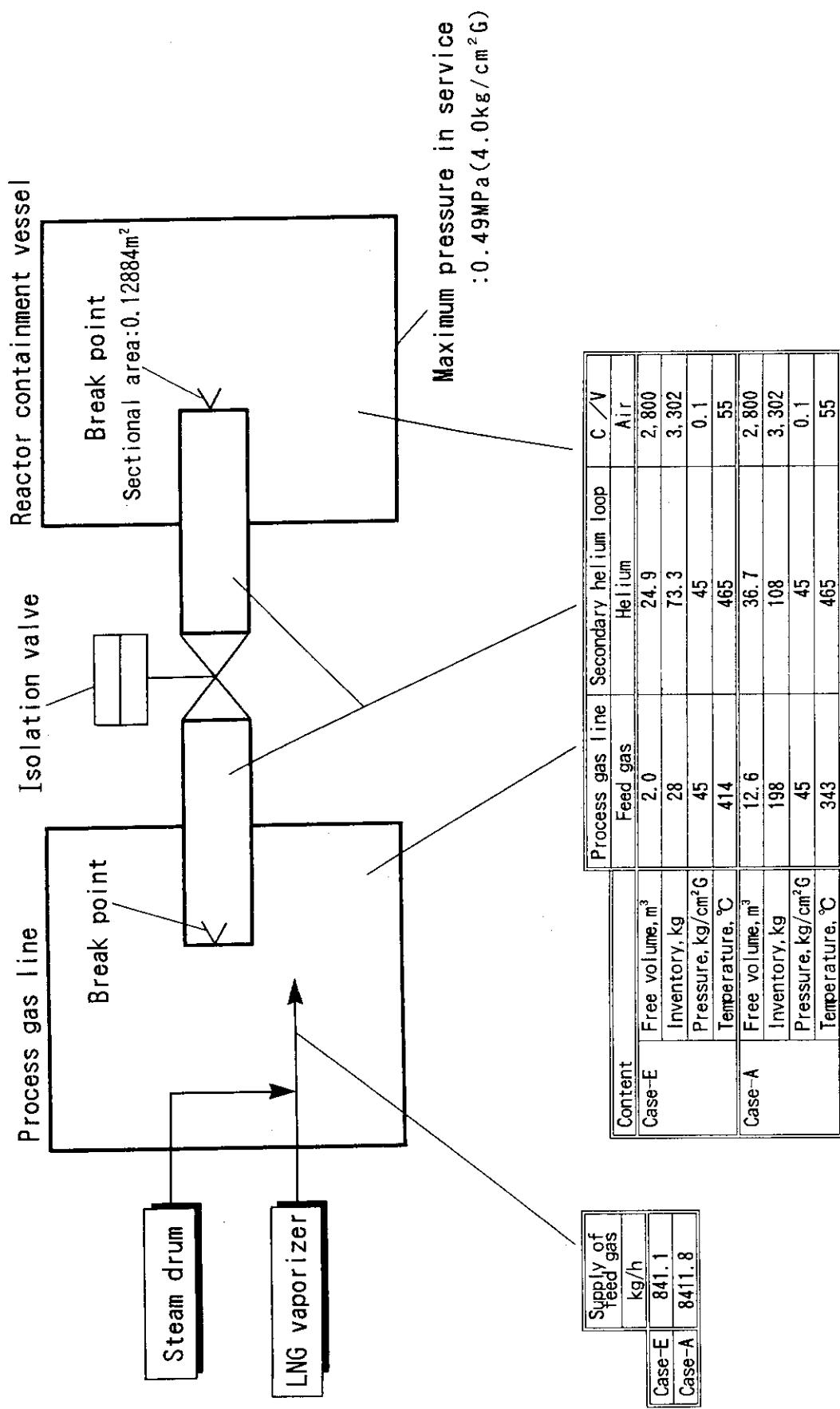


Fig. 2. 8 Analytical model and initial conditions for evaluating in-C/V explosion

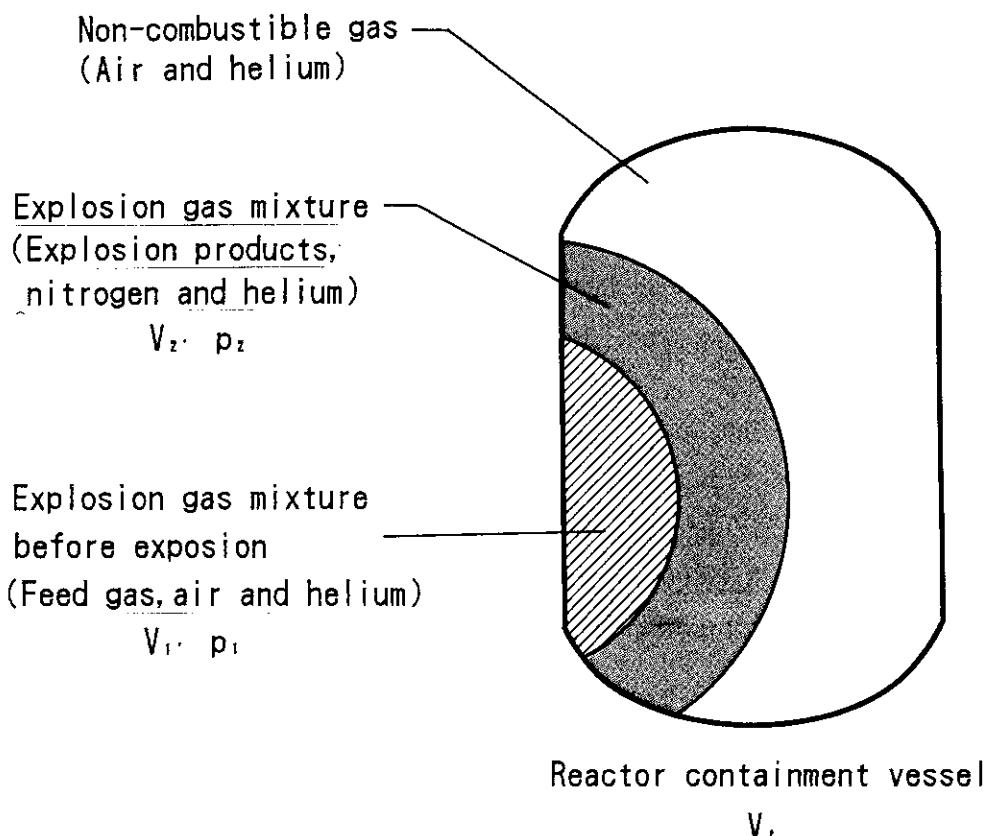
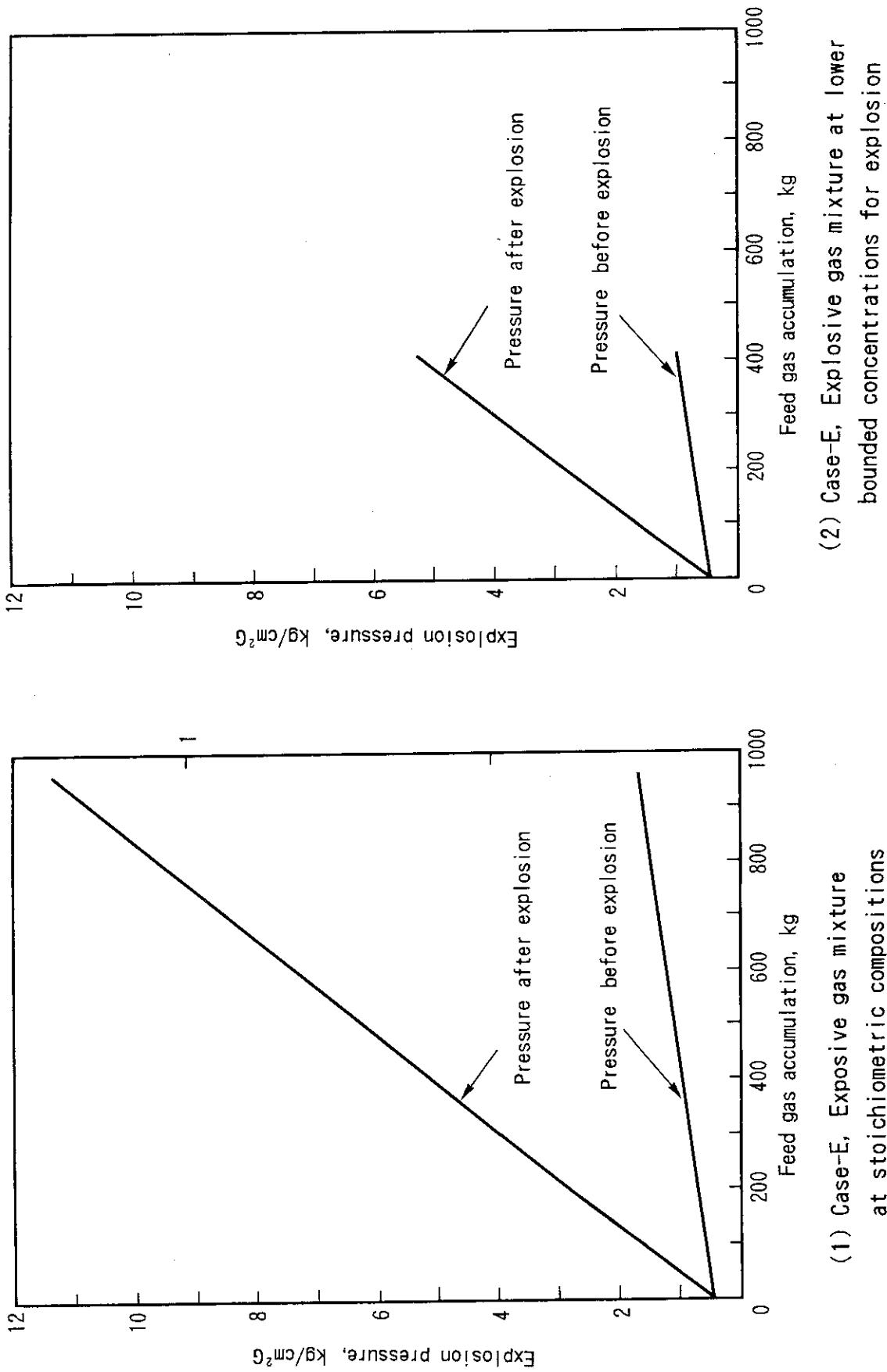


Fig. 2.9 Concept of local explosion



(1) Case-E, Explosive gas mixture  
at stoichiometric compositions

(2) Case-E, Explosive gas mixture at lower  
bounded concentrations for explosion

Fig. 2.10 Feed gas accumulation in C/V and explosion pressure

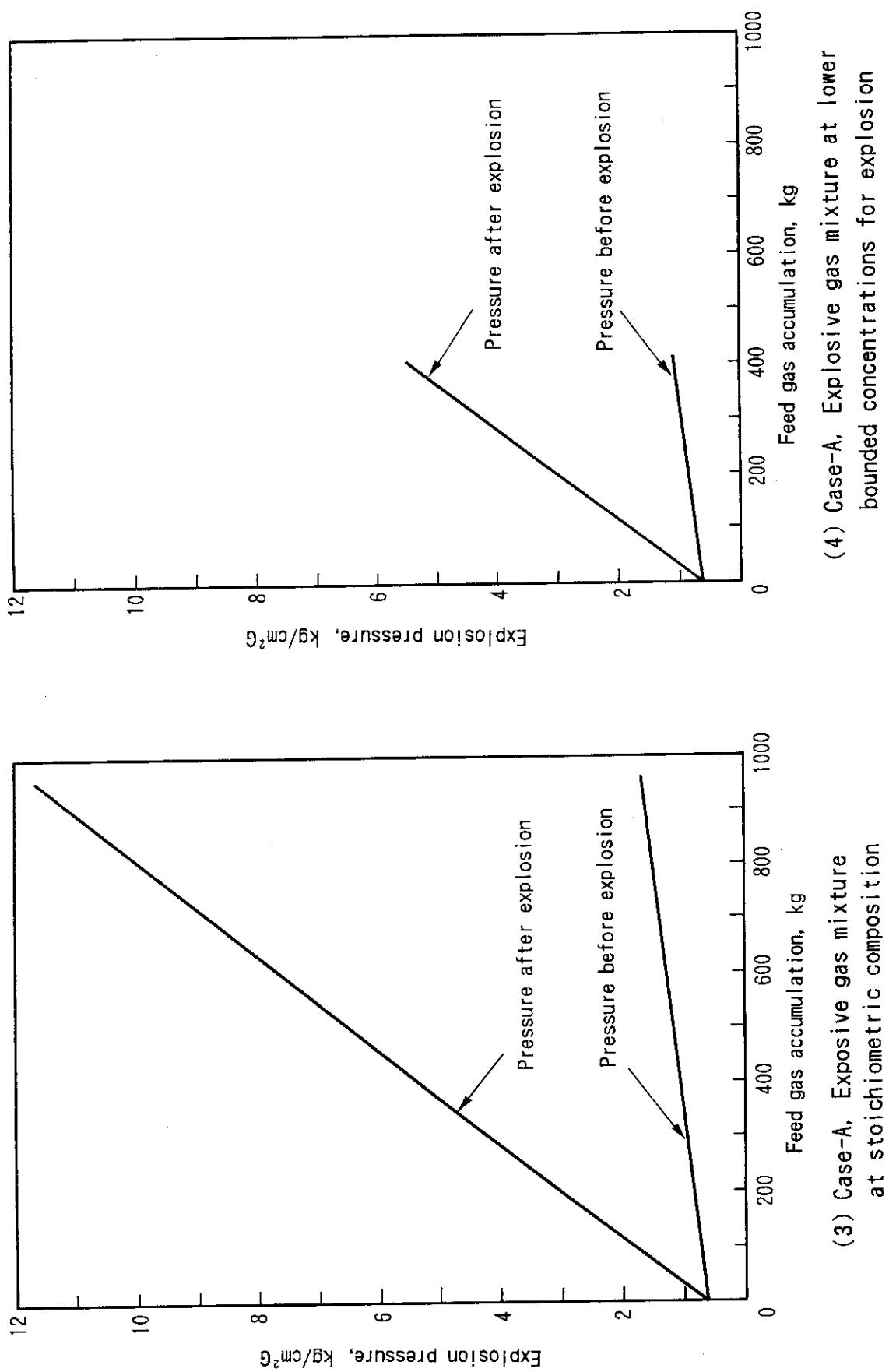


Fig. 2. 10 Feed gas accumulation in C/V and explosion pressure (continued)

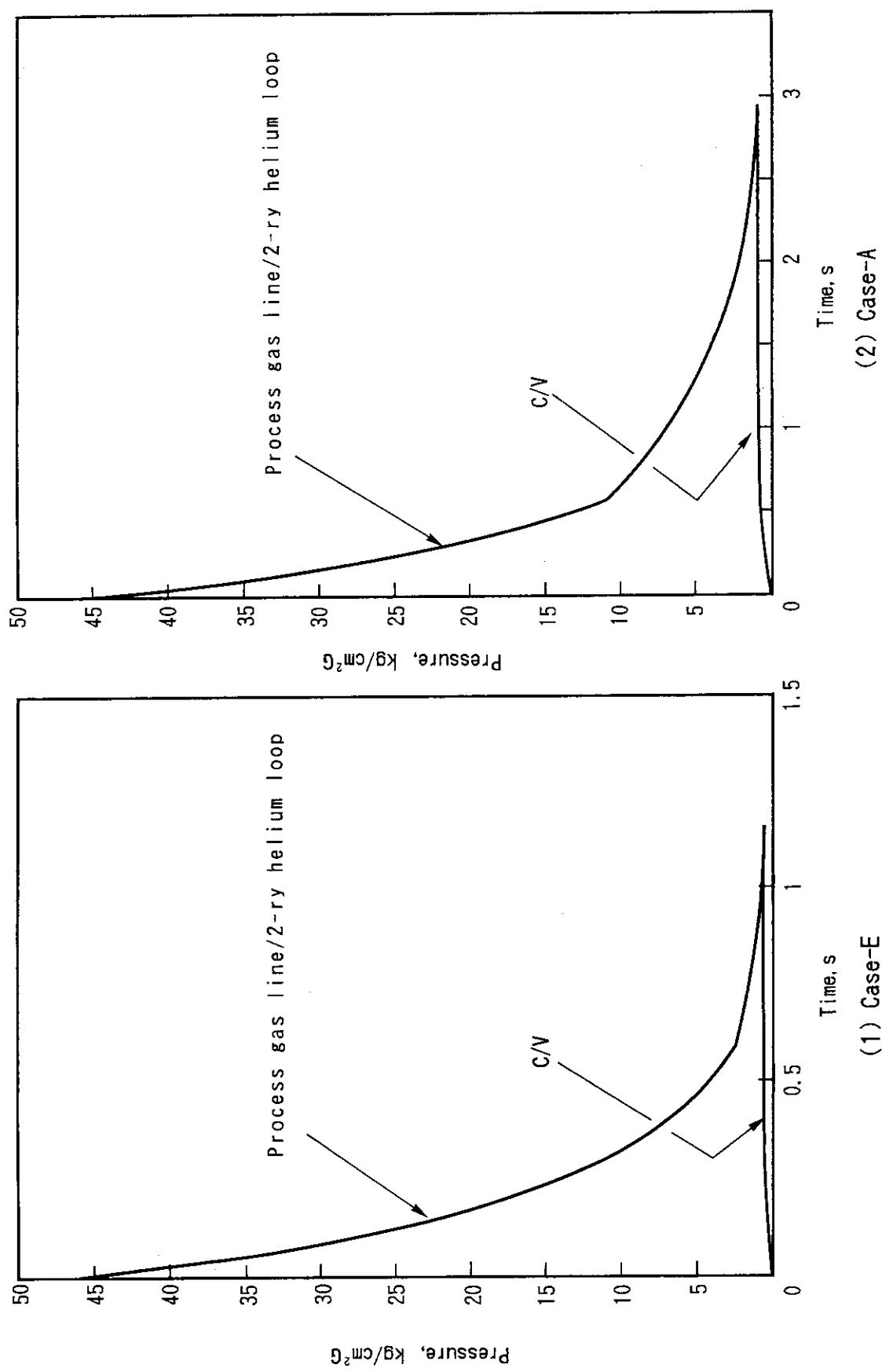


Fig. 2.11 Pressure as a function of time after explosion

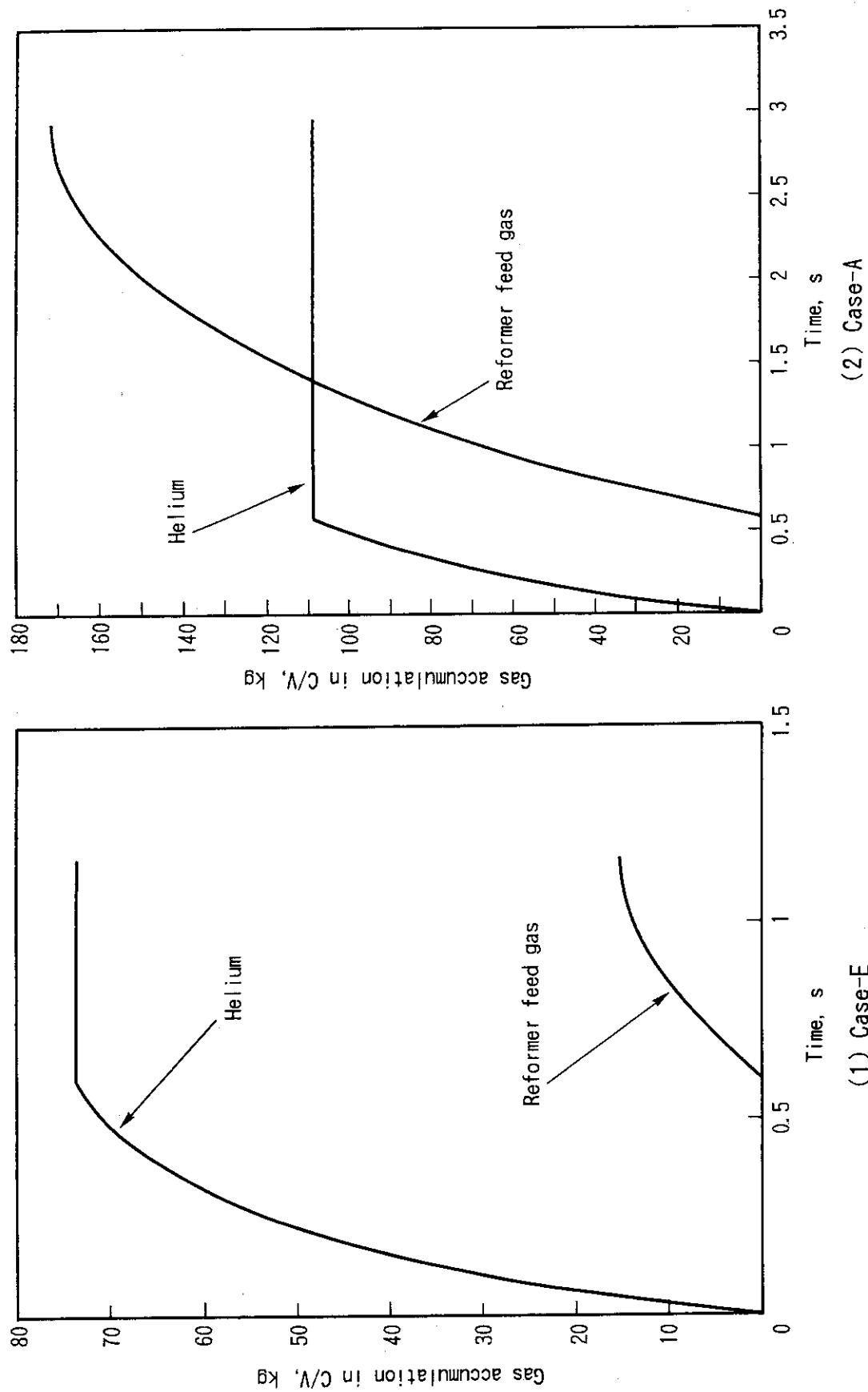


Fig. 2.12 Gas accumulation in the containment vessel

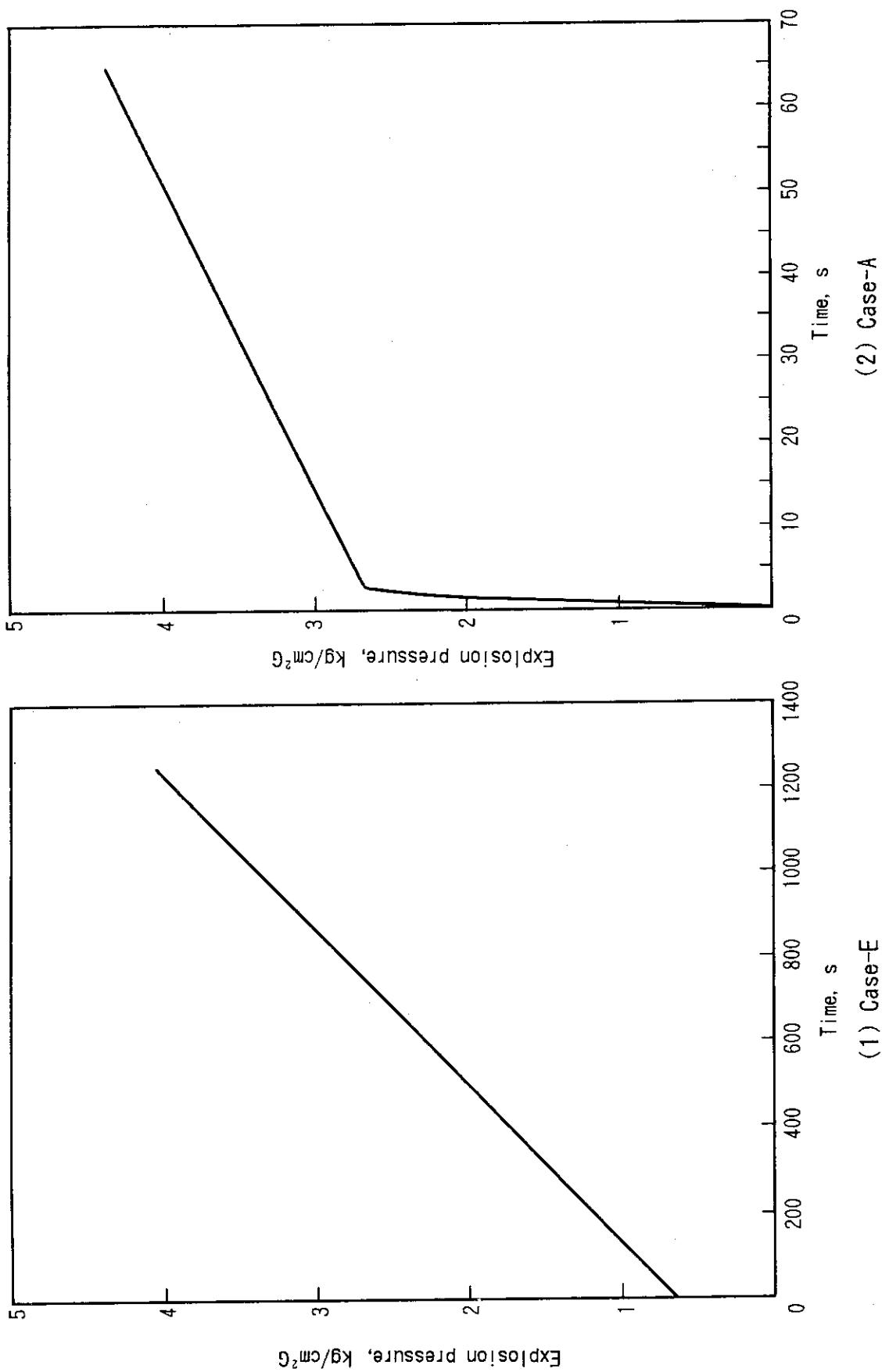


Fig. 2.13 Explosion pressure as a function of time

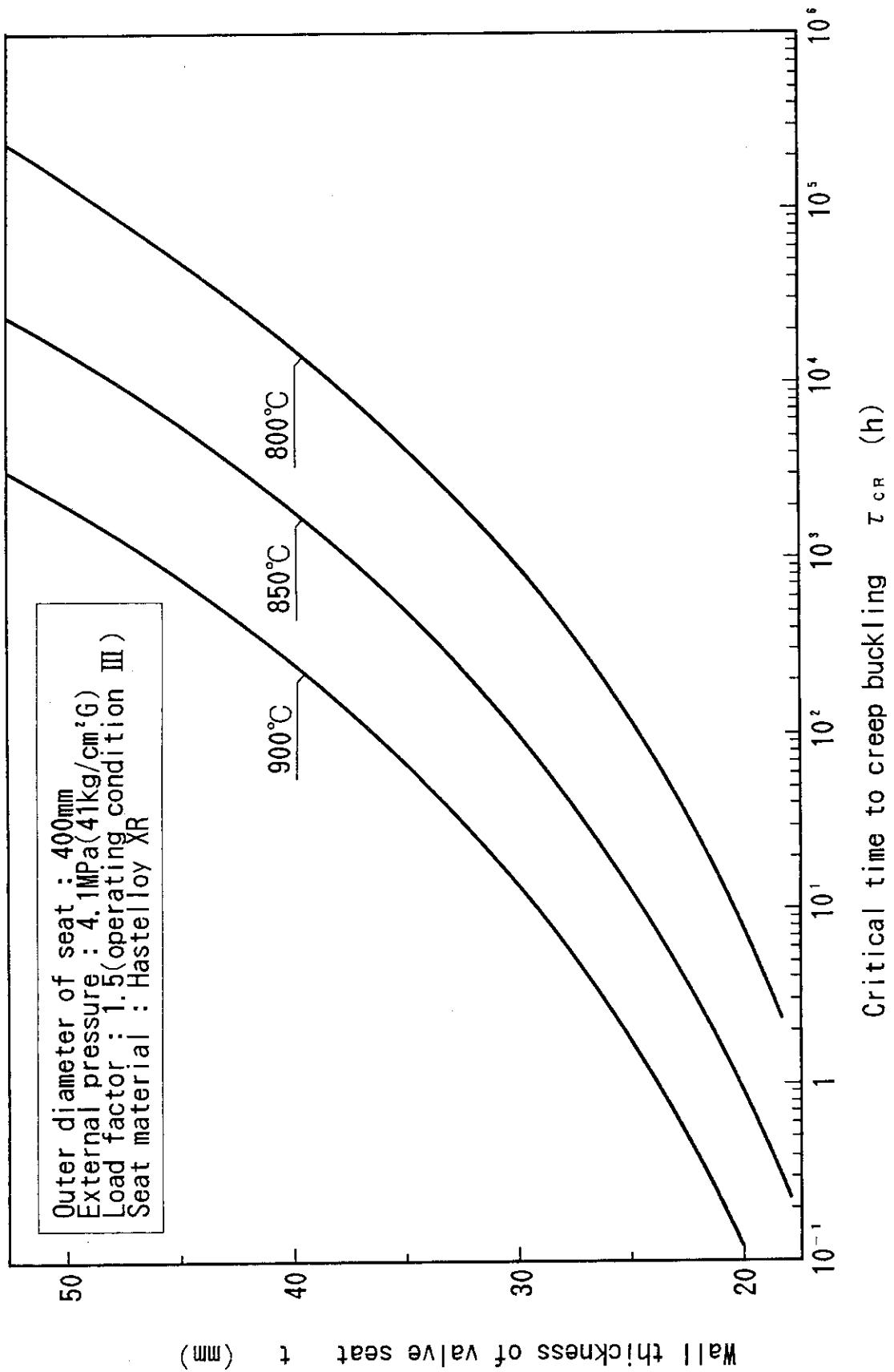


Fig. 3.1 Creep buckling chart for seat of hot isolation valve

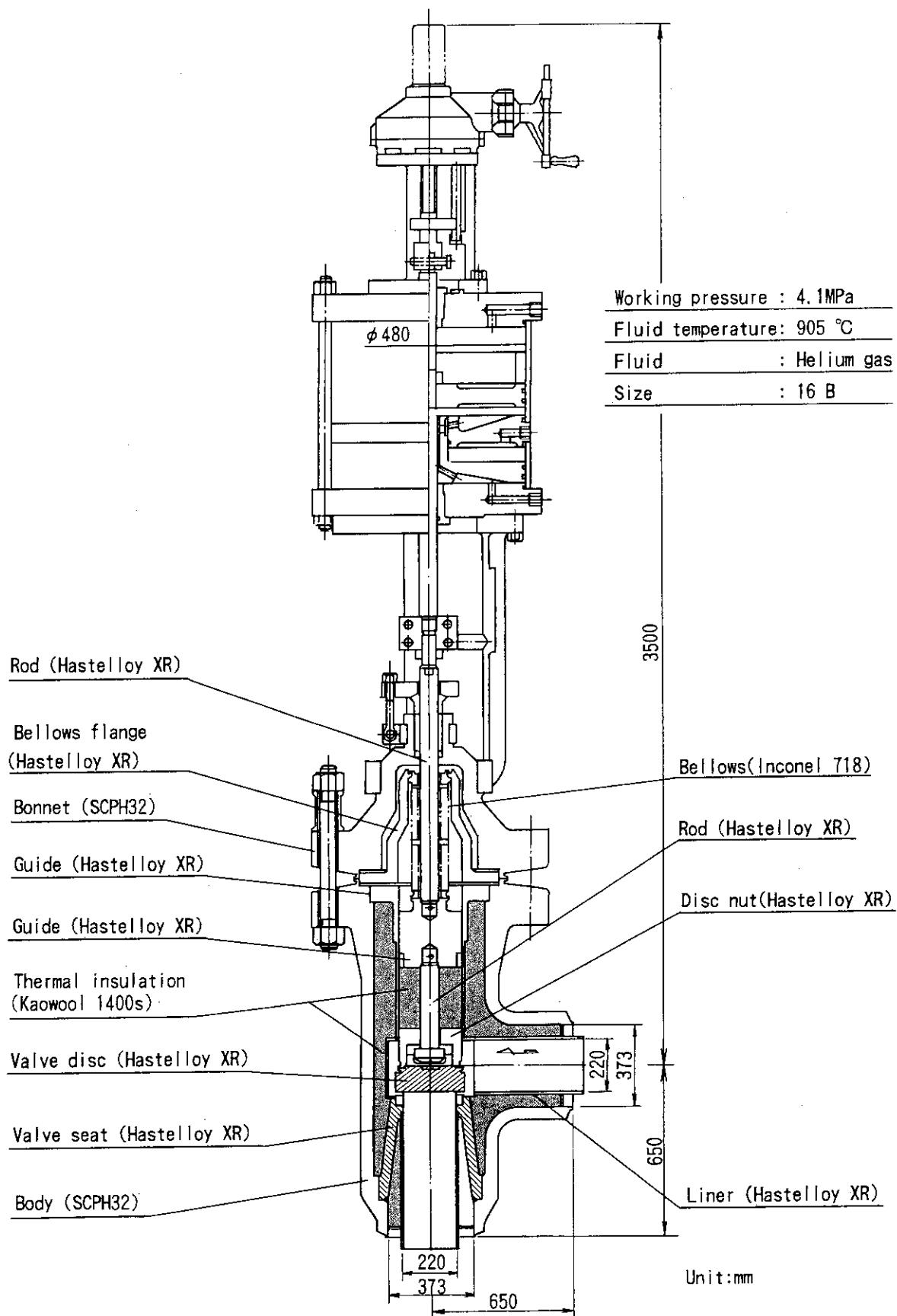


Fig. 3.2 Angle type of hot isolation valve for HTTR-heat utilization system

Unit:mm

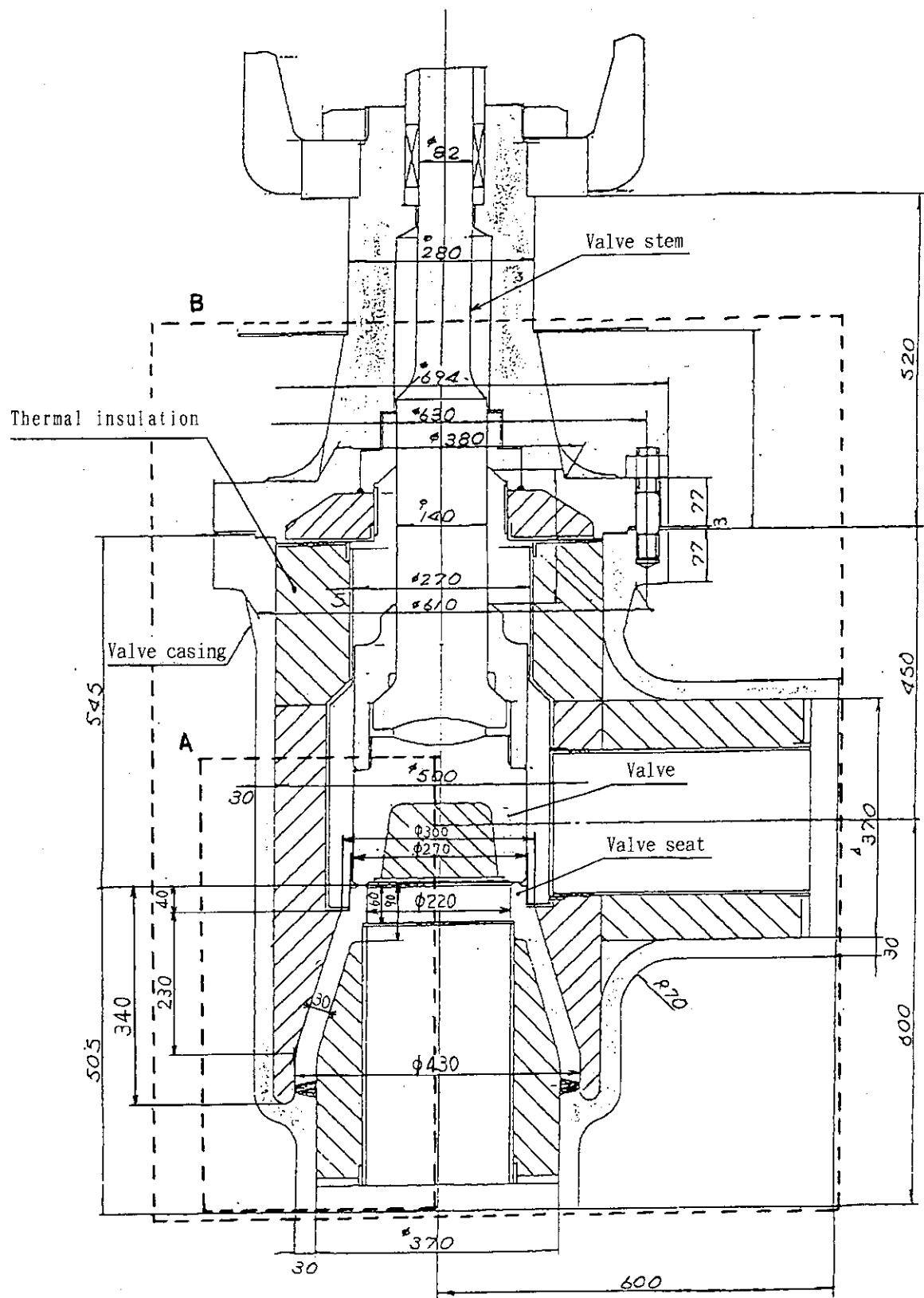
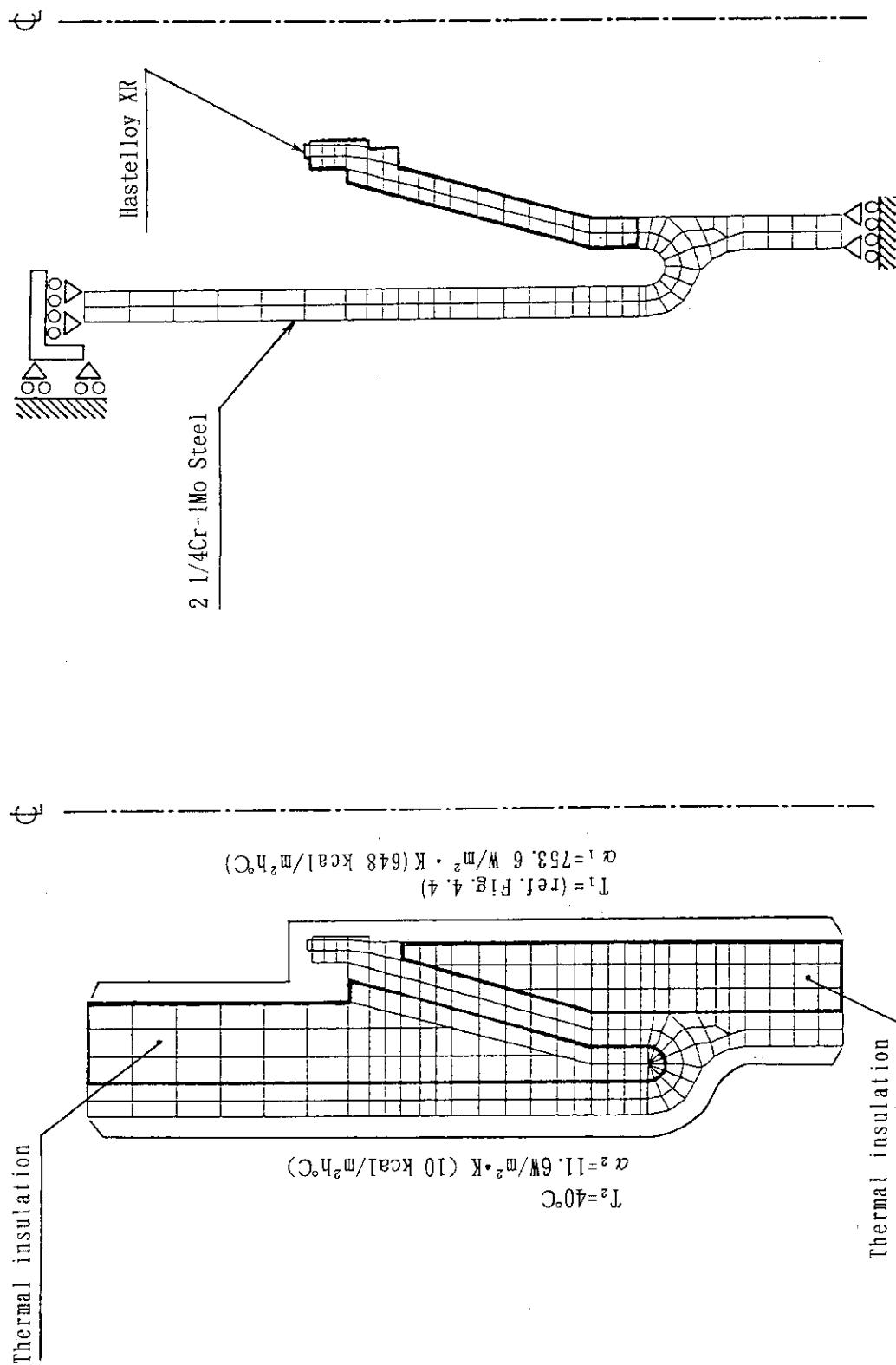
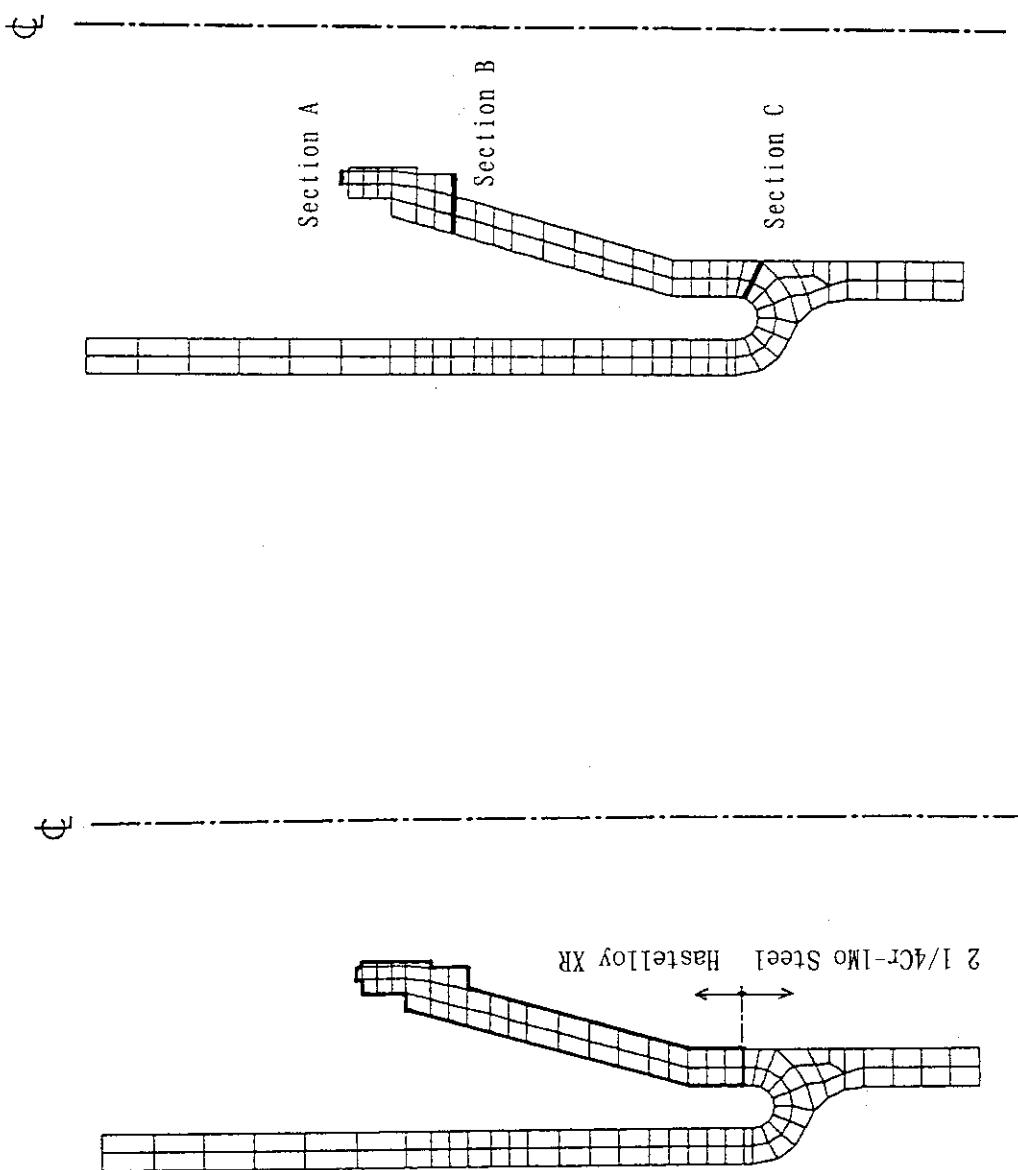


Fig. 4.1 Schematic diagram of valve for structural analysis



Model of stress analysis  
and the constraint conditions

Fig. 4. 2 2D-FEM model of valve seat



Structural materials

Fig. 4.3 Materials and sections for evaluation

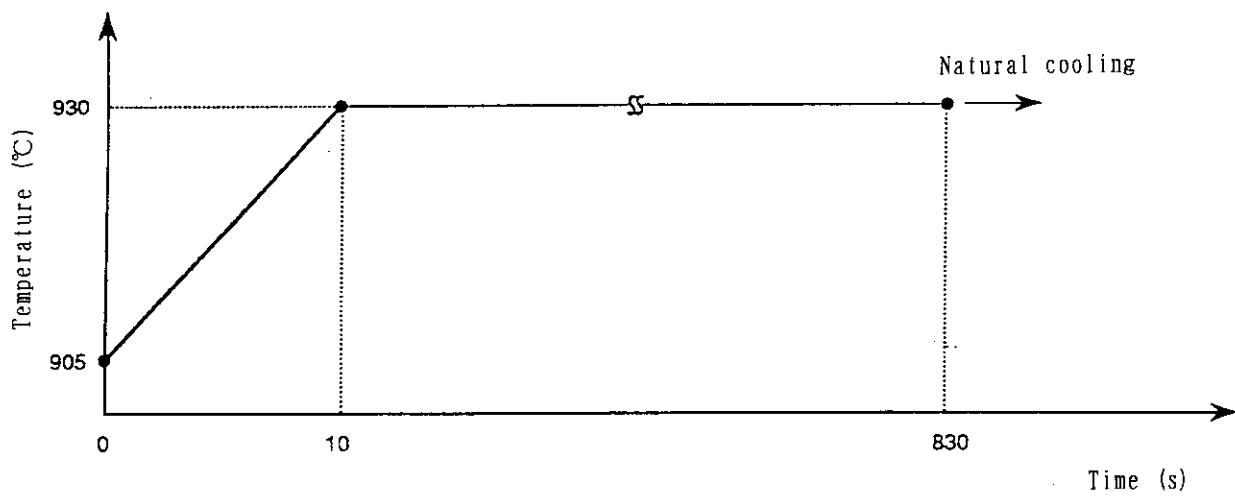
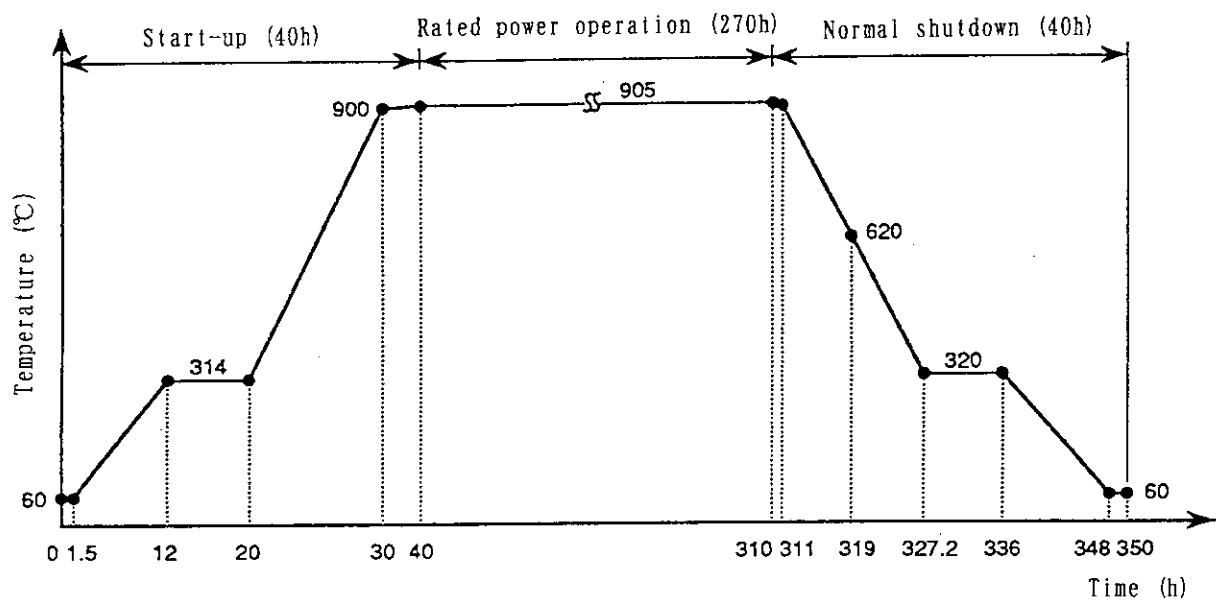


Fig. 4.4 Thermal transients for analysis

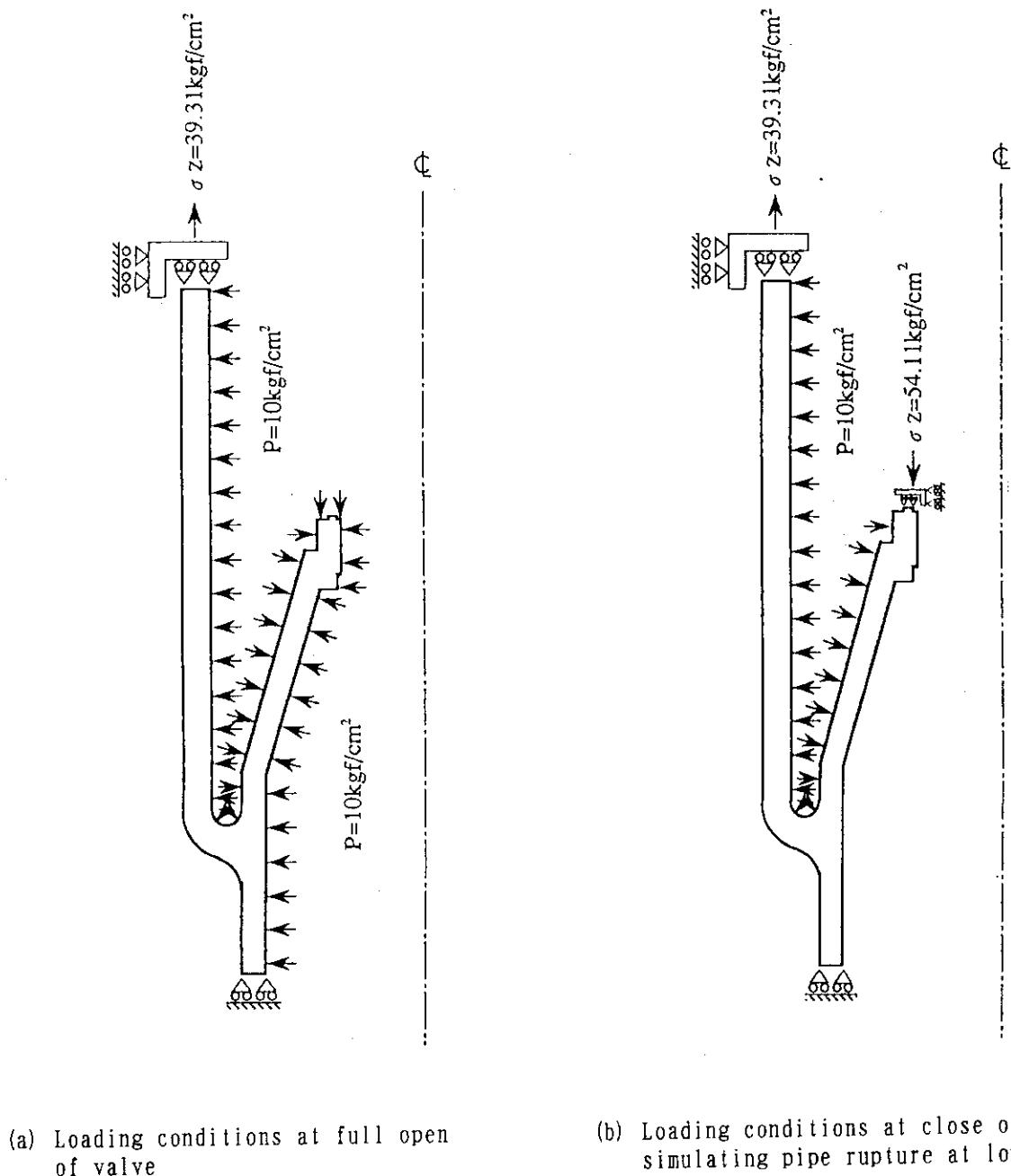
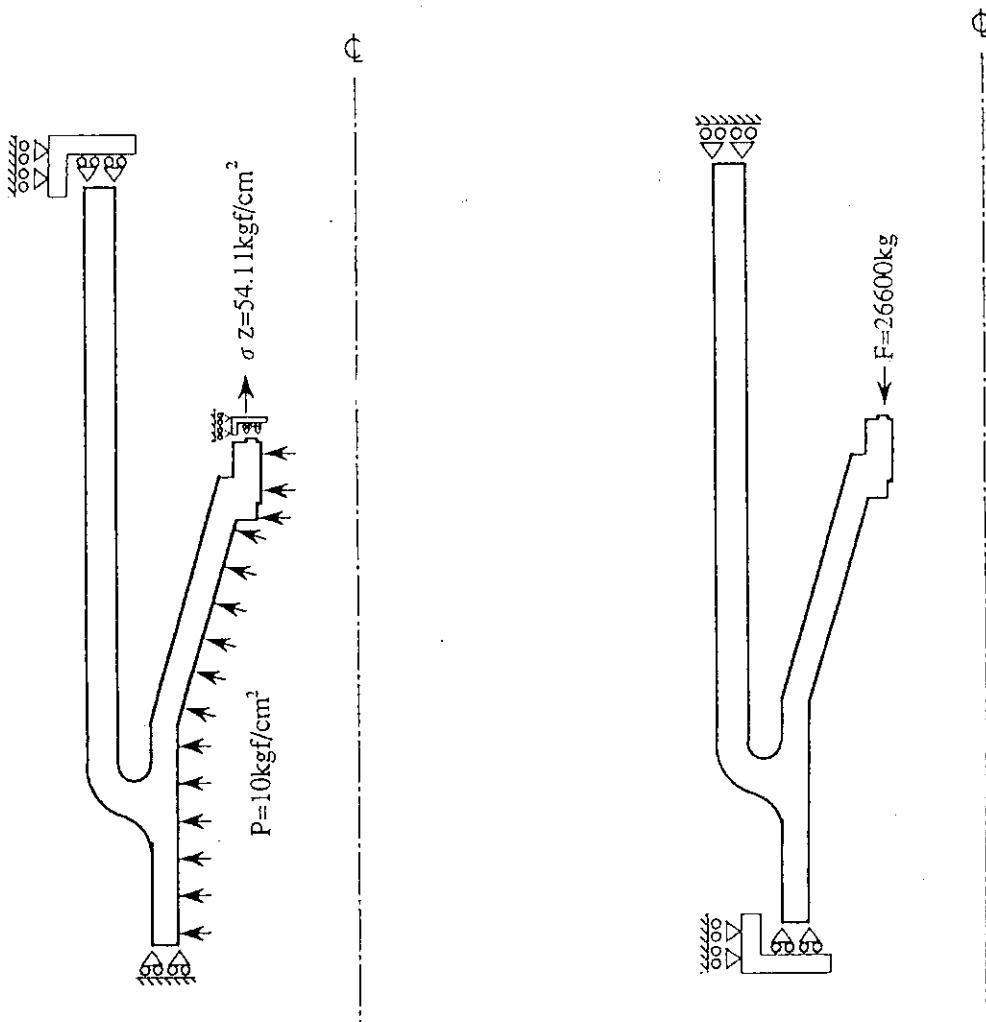


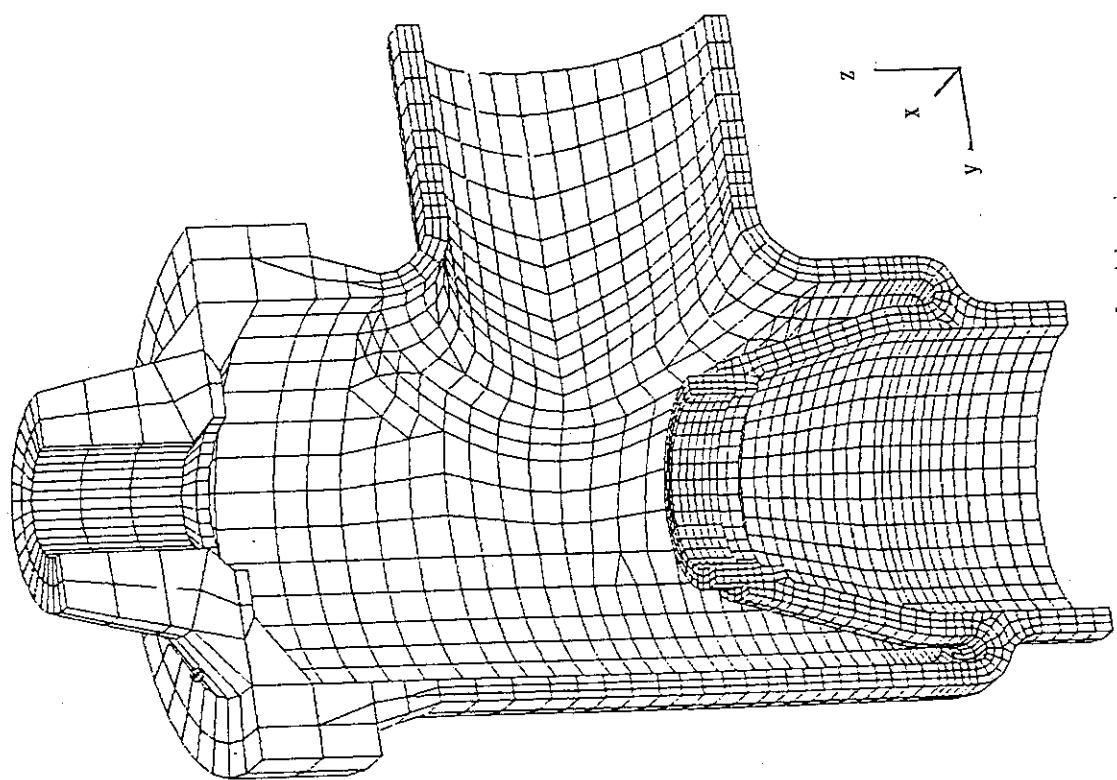
Fig. 4.5 Boundary conditions for internal pressure and valve shutting load for valve seat



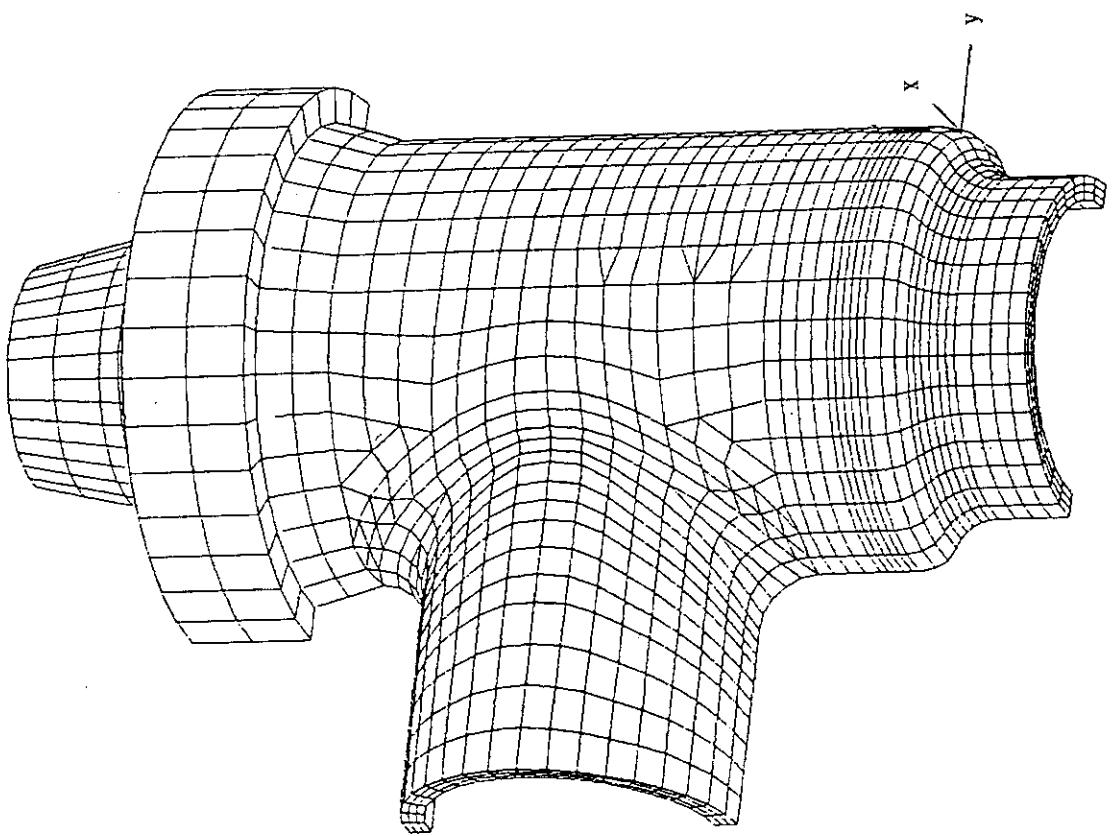
(c) Loading conditions at close of valve  
simulating pipe rupture at side end

(d) Valve shutting load

Fig. 4.5 Boundary conditions for internal pressure and valve shutting load  
for valve seat (continued)



Inside view



Outside view

Fig. 4. 6 3D-FEM model of valve casing

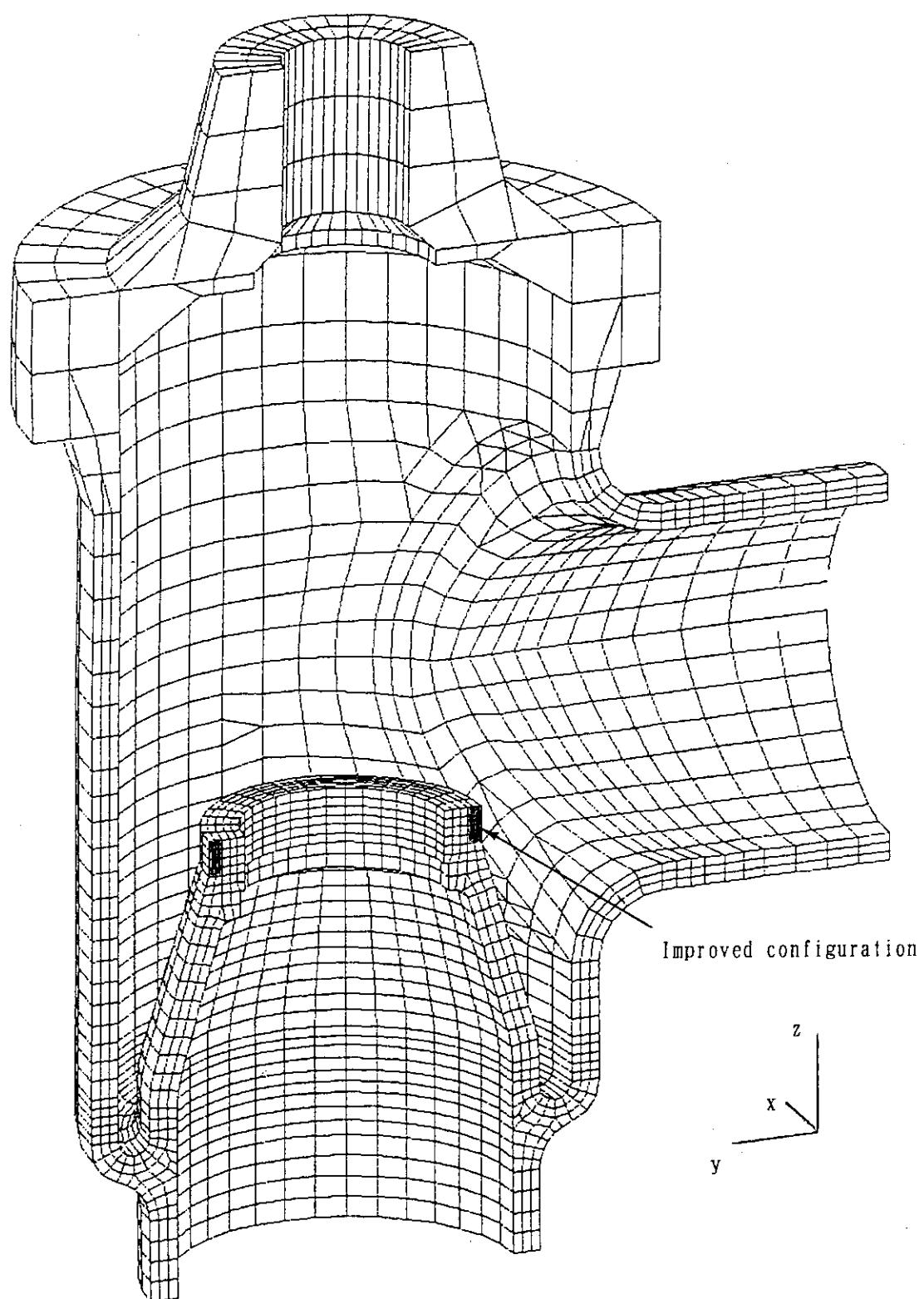


Fig. 4.7 3D-FEM model of improved valve casing

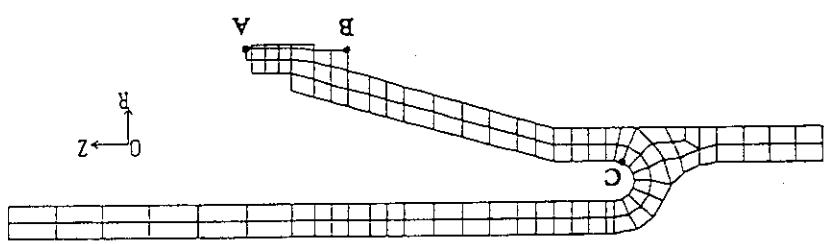
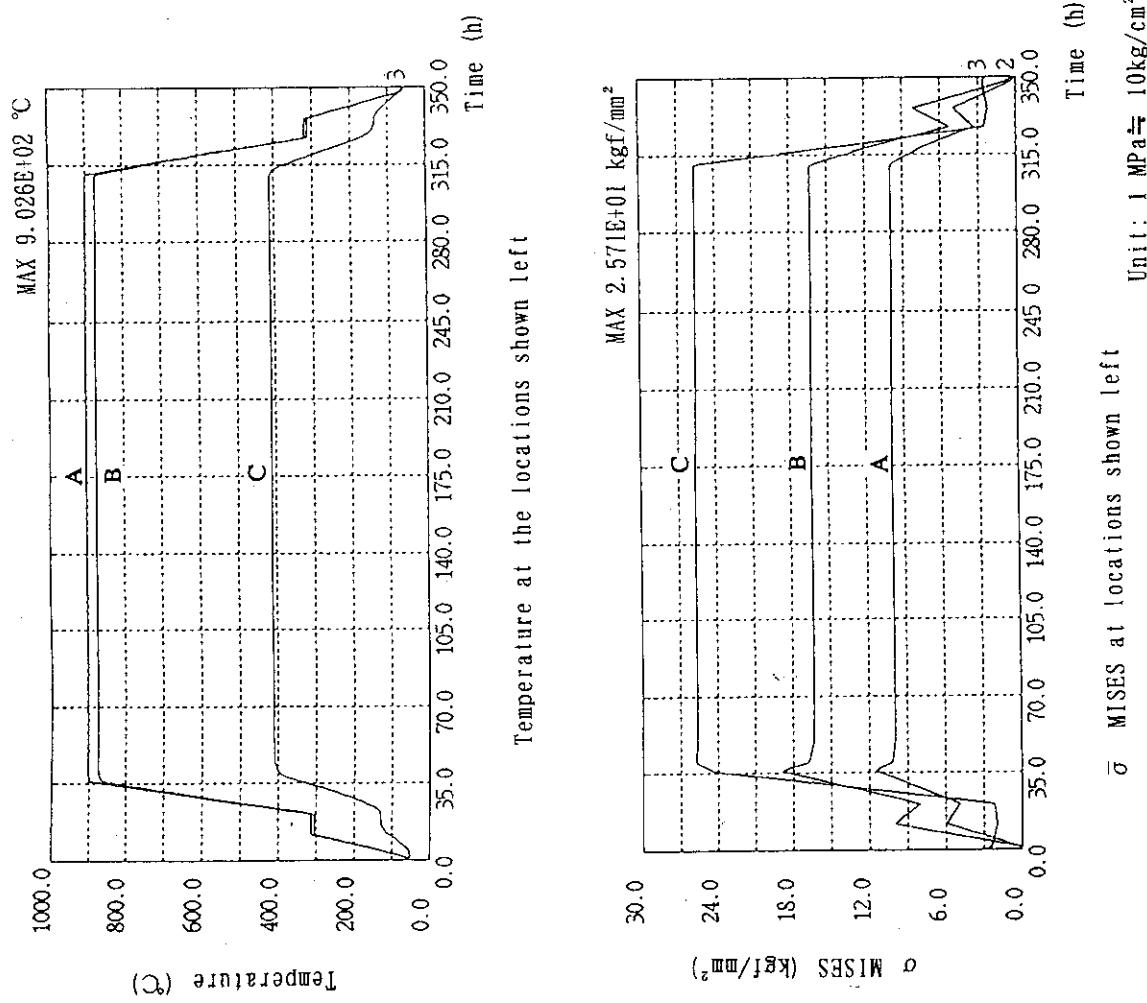
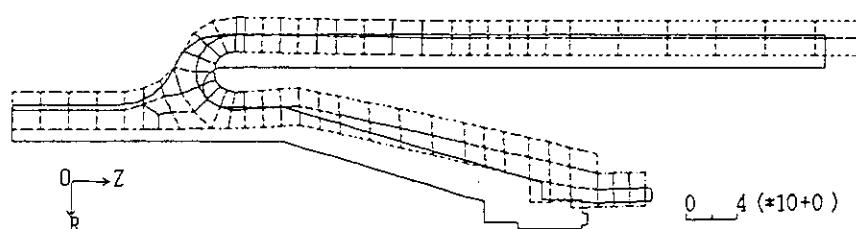
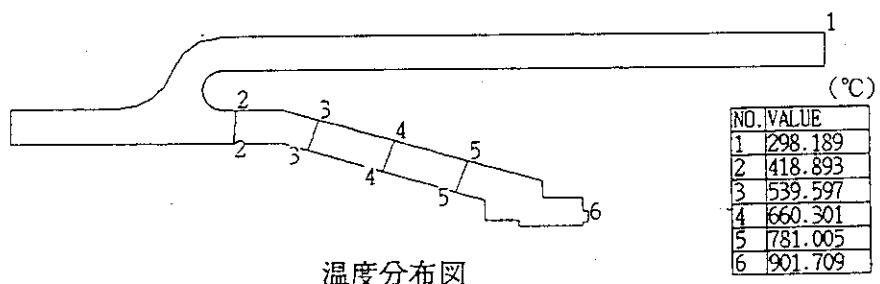
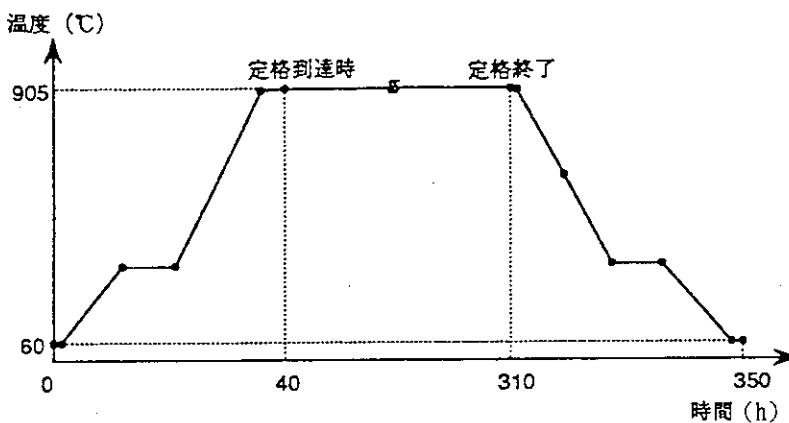
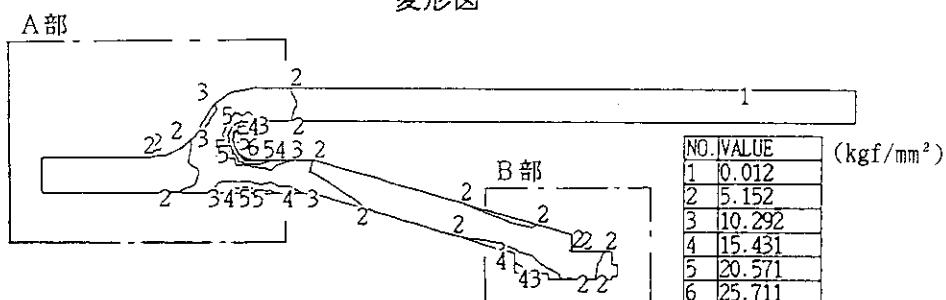


Fig. 4.8 Time history of Mises's stress at locations for evaluation in normal operating condition

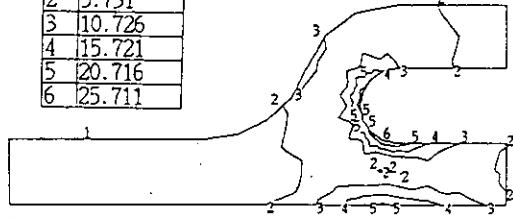


変形図



(kgf/mm<sup>2</sup>)

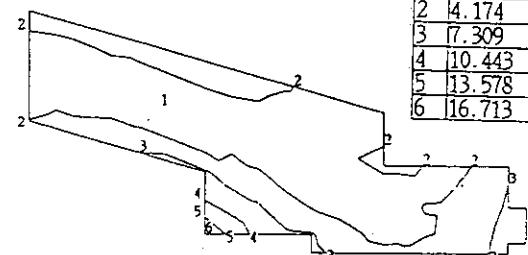
NO.	VALUE
1	10.736
2	5.731
3	10.726
4	15.721
5	20.716
6	25.711



A 部詳細

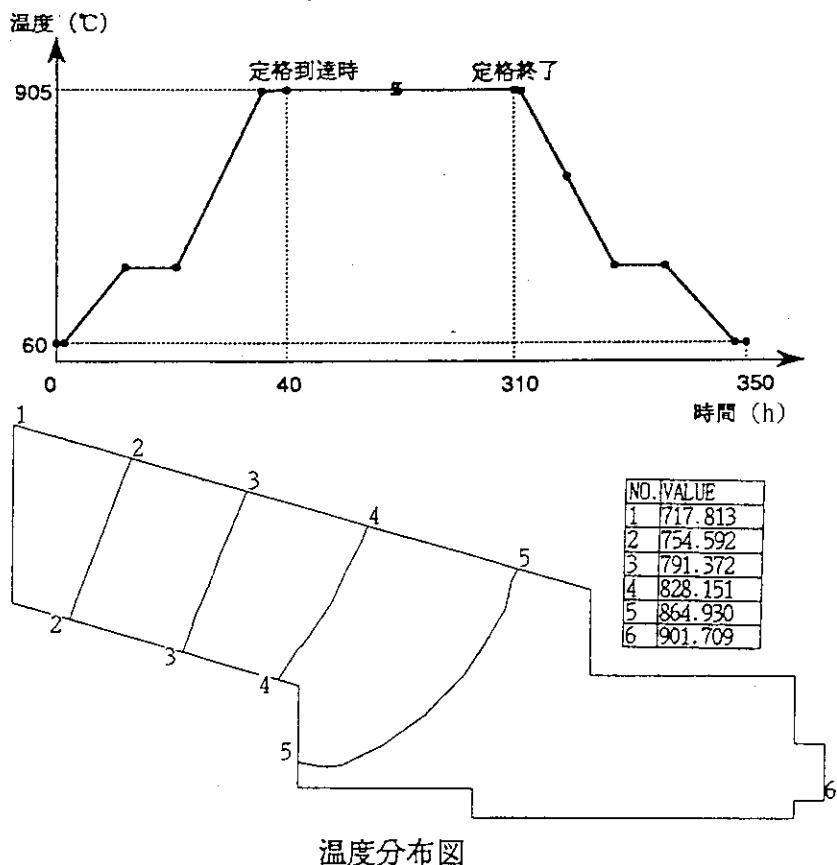
### （2）MTSESの分布図

(kgf/mm <sup>2</sup> )	
NO.	VALUE
1	1.039
2	14.174
3	17.309
4	10.443
5	13.578
6	16.713

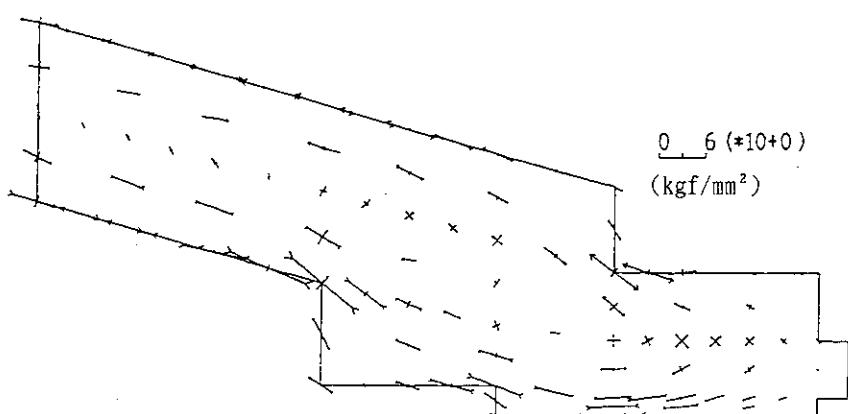


B 部詳細

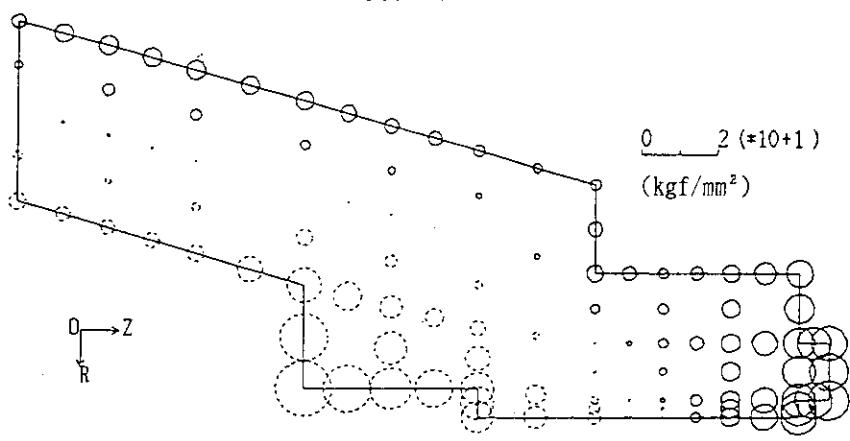
Fig 4.9 Thermal stress profile at steady state normal operating condition



温度分布図

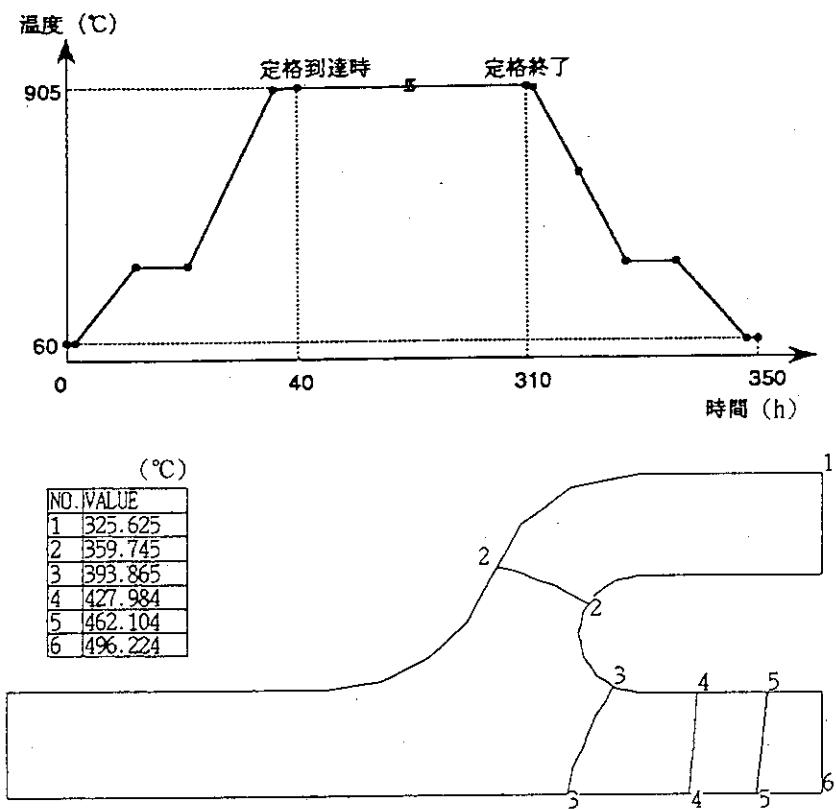


主応力分布図

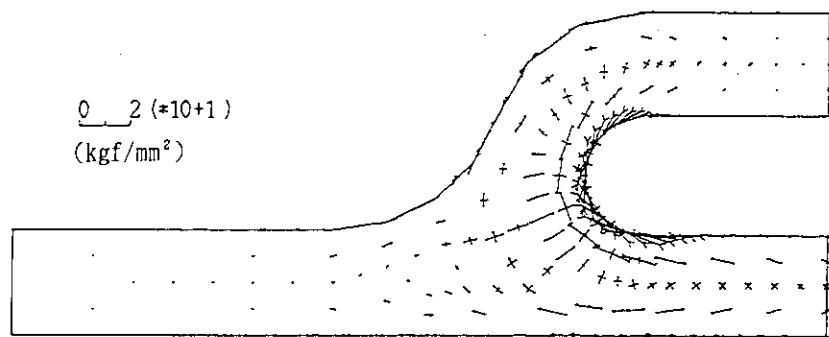


円周方向分布図

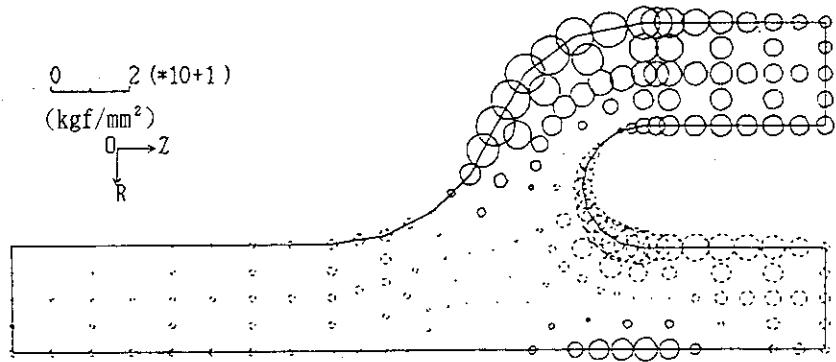
Fig. 4.10 Thermal stress profile at valve seat  
at steady state normal operating condition



温度分布図



主応力分布図



円周方向分布図

Fig. 4.11 Thermal stress profile at Y-part  
at steady state normal operating condition

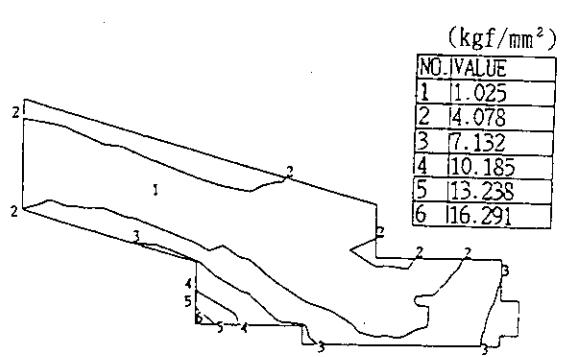
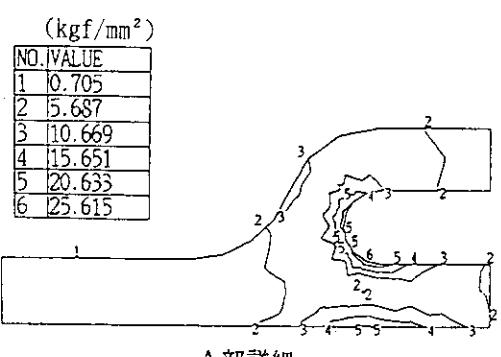
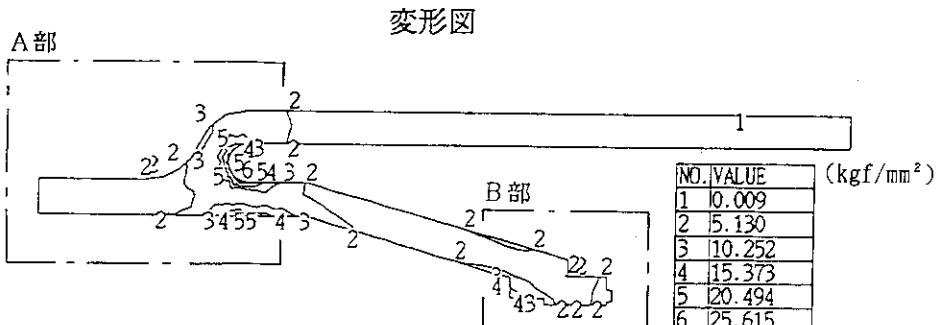
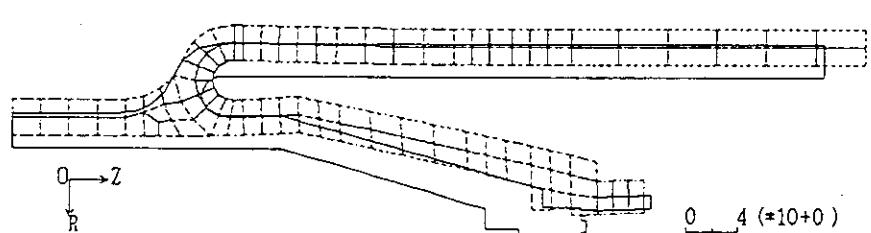
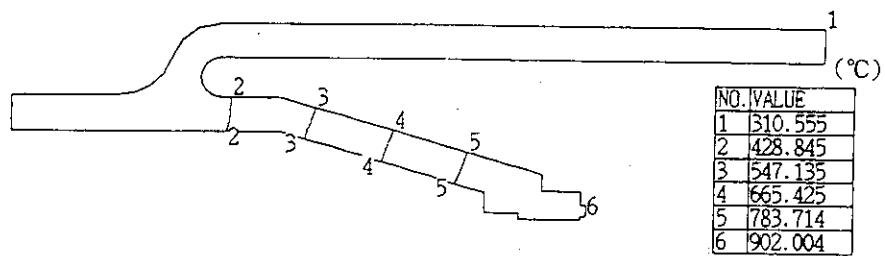
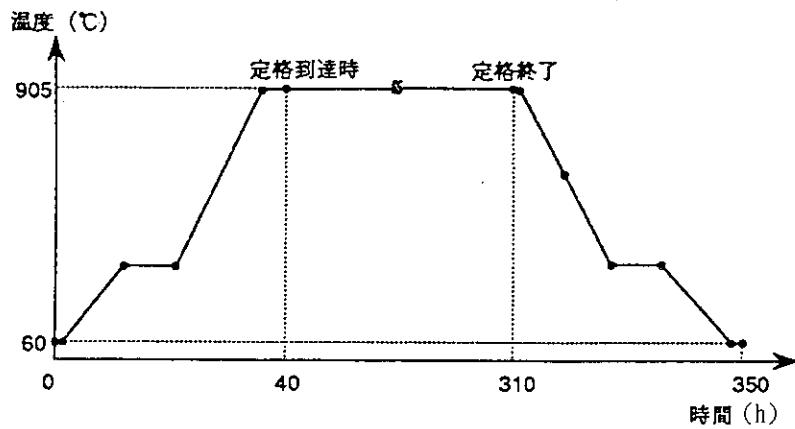
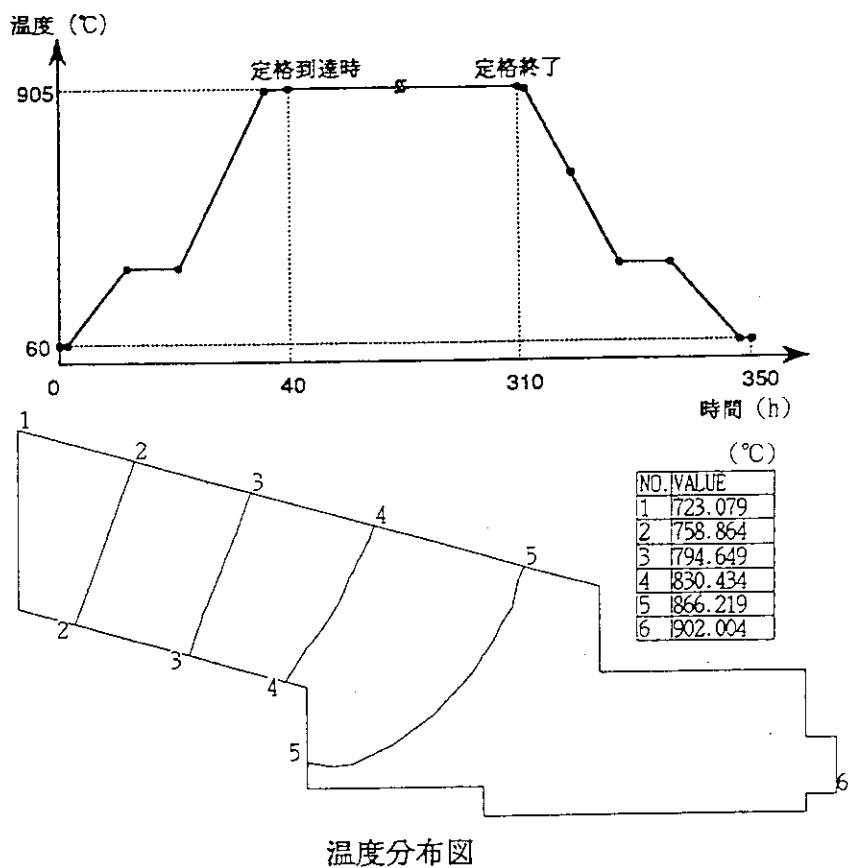
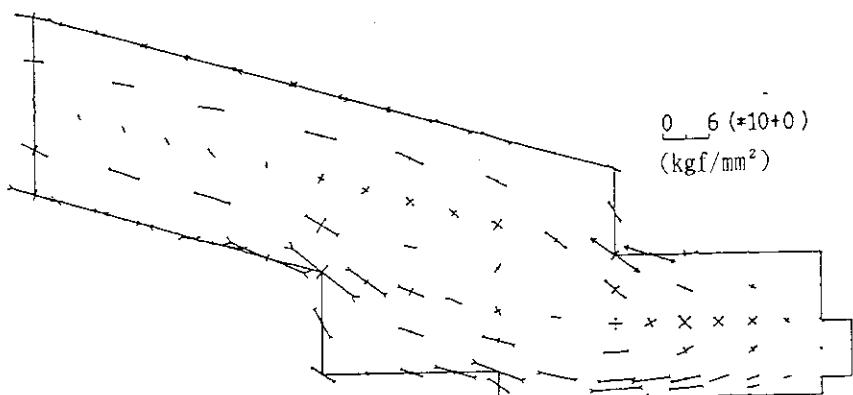
 $\bar{\sigma}$  MISESの分布図

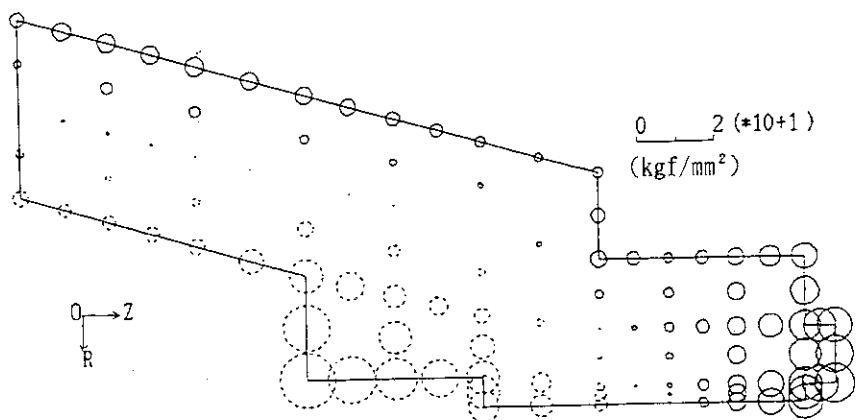
Fig. 4.12 Thermal stress profile at the end of steady state normal operating condition



温度分布図

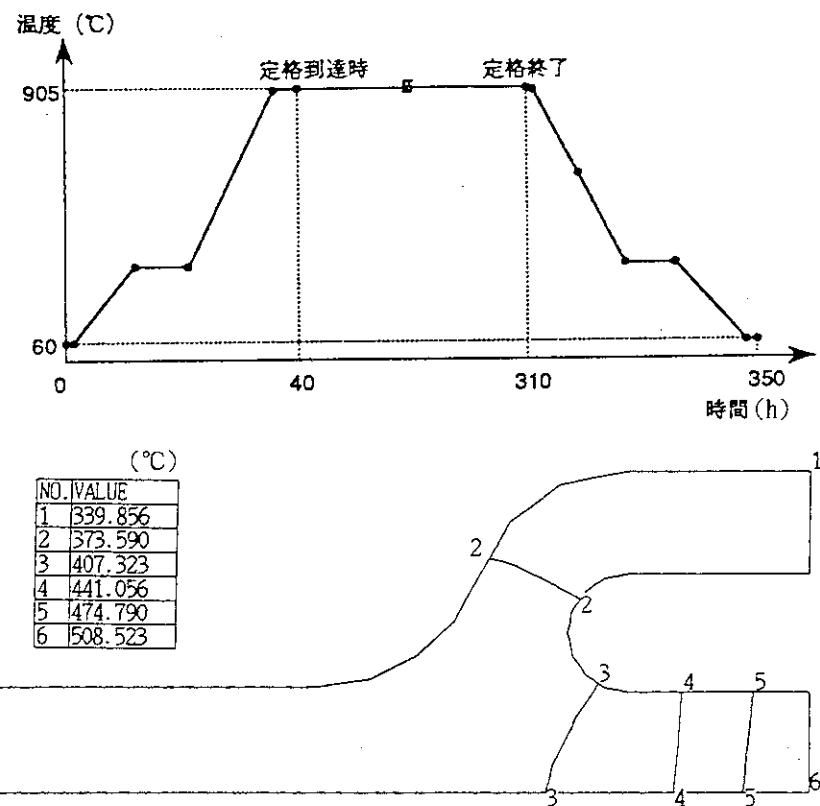


主応力分布図

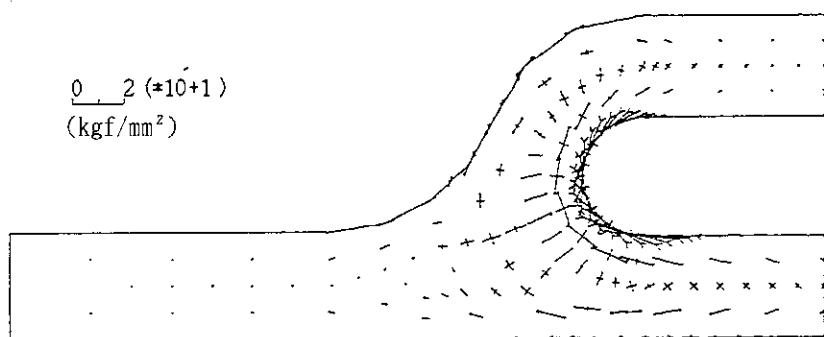


円周方向分布図

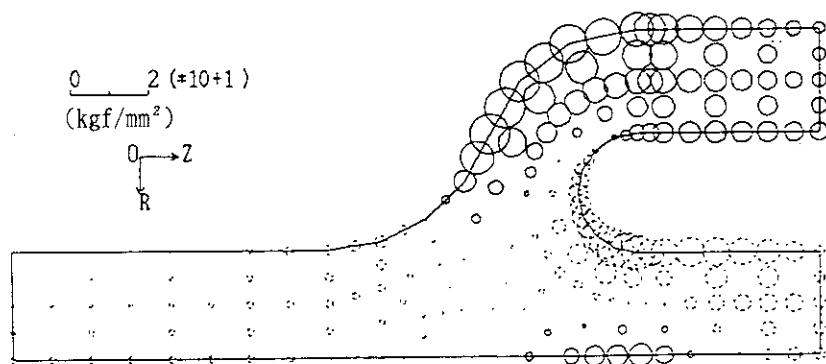
Fig. 4.13 Thermal stress profile at valve seat at the end  
of steady state normal operating condition



温度分布図

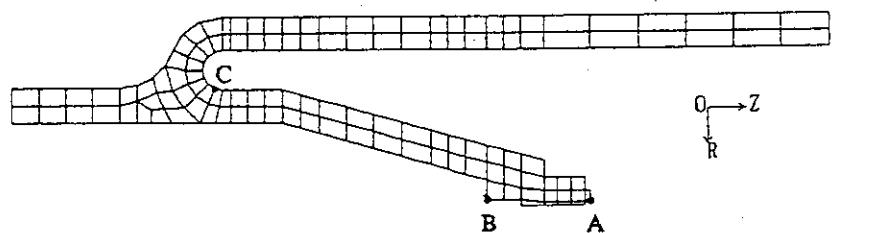


主応力分布図

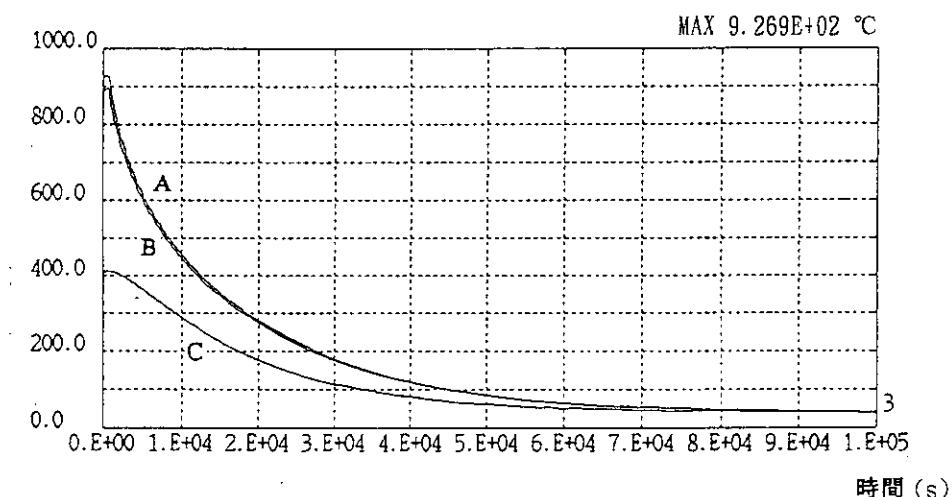


円周方向分布図

Fig. 4.14 Thermal stress profile at Y-part at the end  
of steady state normal operating condition



温度 (°C)



温度の時刻歴

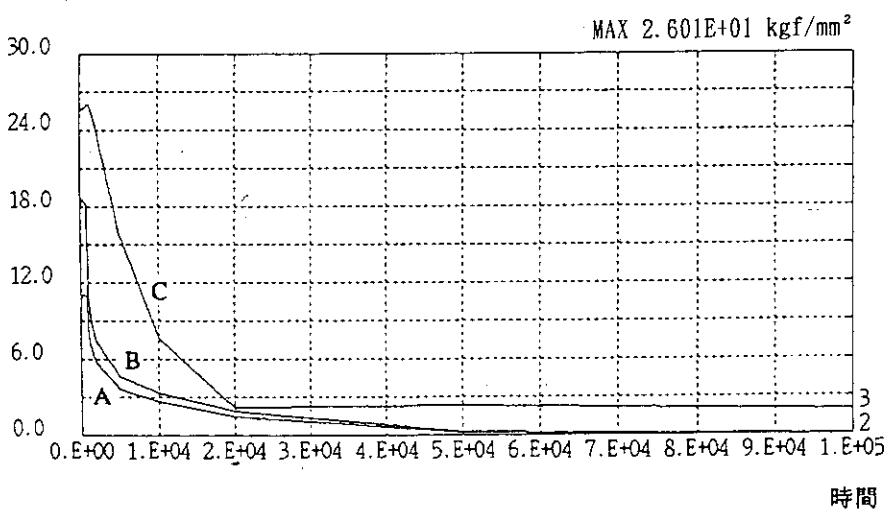
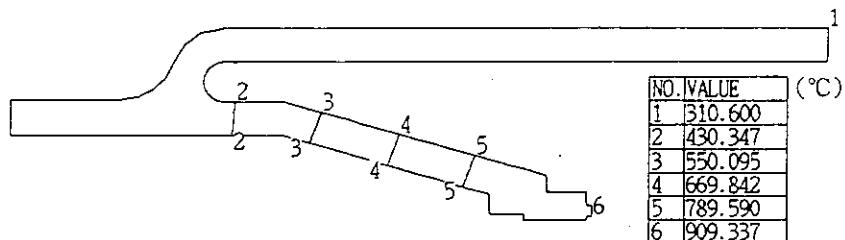
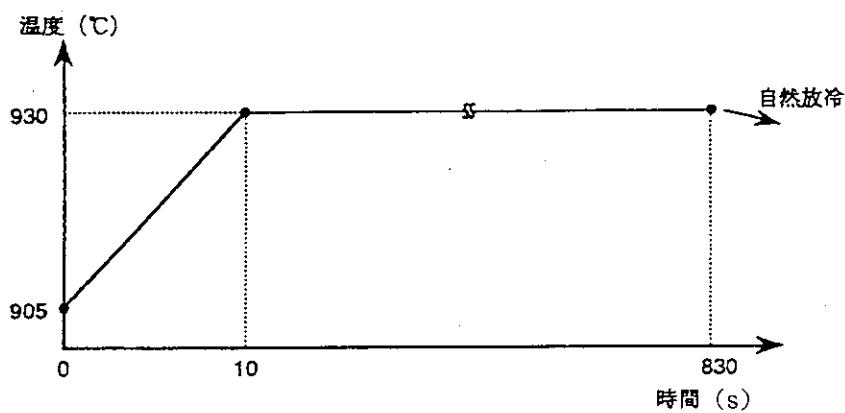
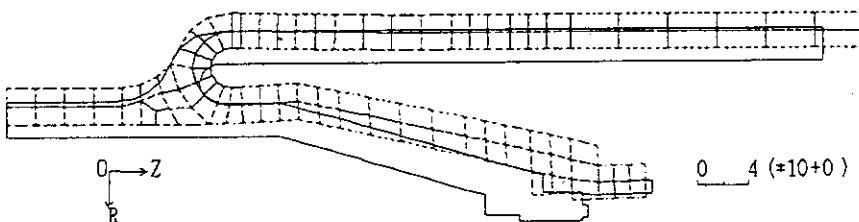
 $\sigma$  MISES  
(kgf/mm<sup>2</sup>) $\bar{\sigma}$  Misesの時刻歴単位: 1 MPa = 10 kgf/cm<sup>2</sup>

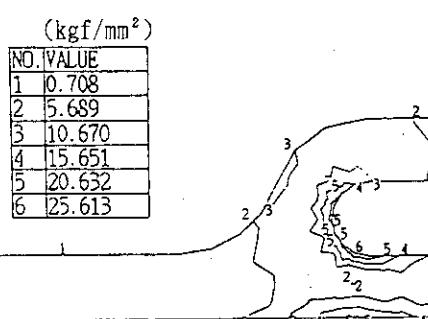
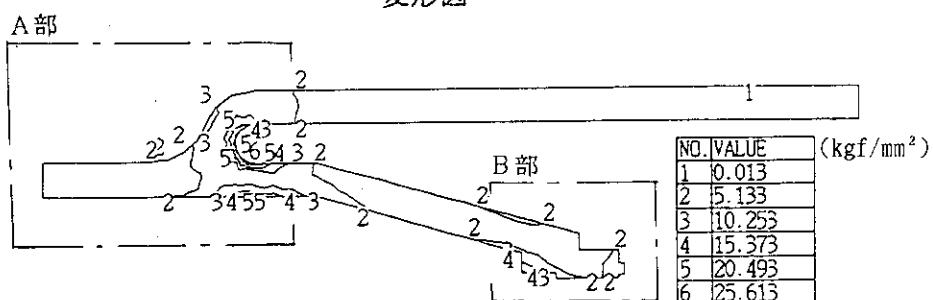
Fig. 4.15 Time history of Mises's stress at locations for evaluation at accident



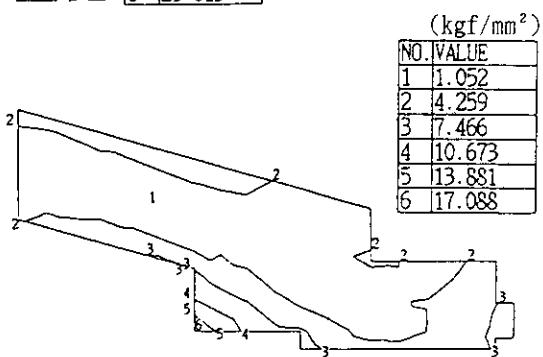
温度分布図



変形図



A部詳細



B部詳細

 $\bar{\sigma}$  MISES の分布図

Fig. 4.16 Thermal stress profile at 10 seconds after onset of the accident

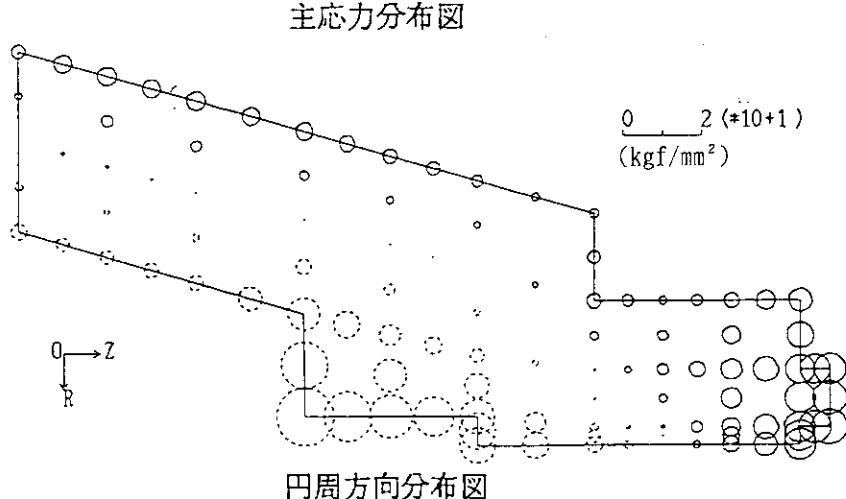
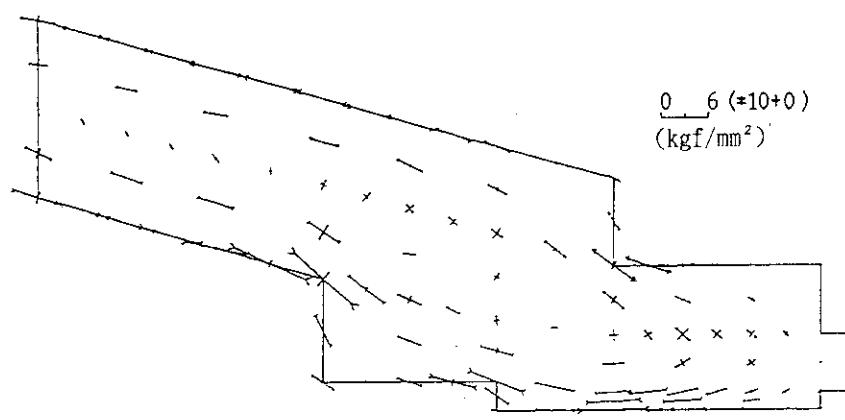
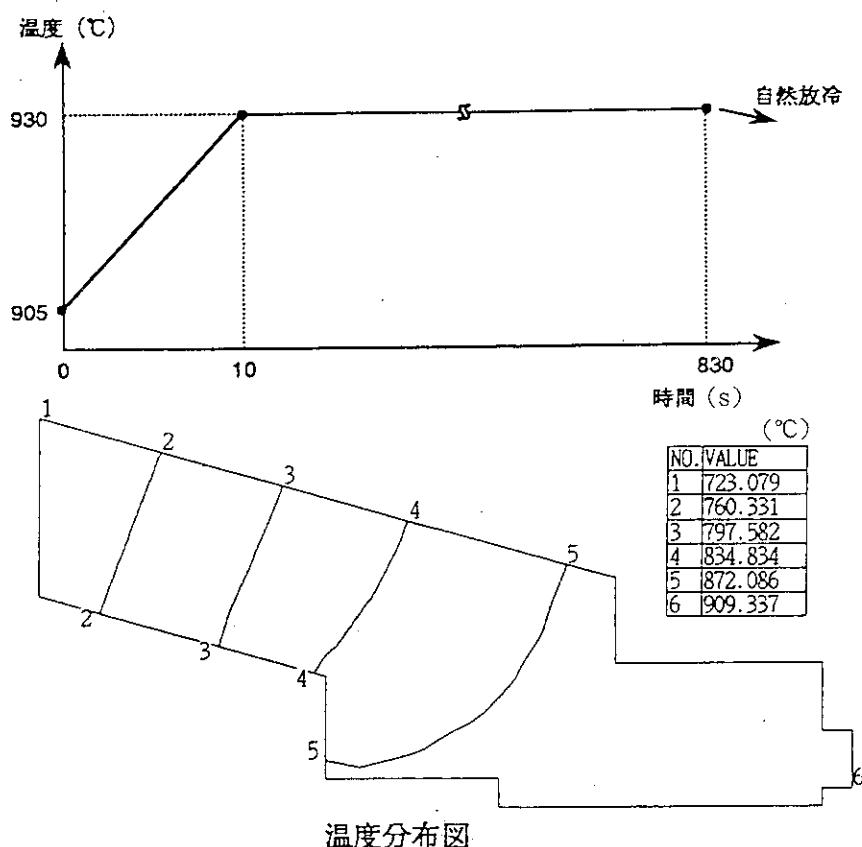
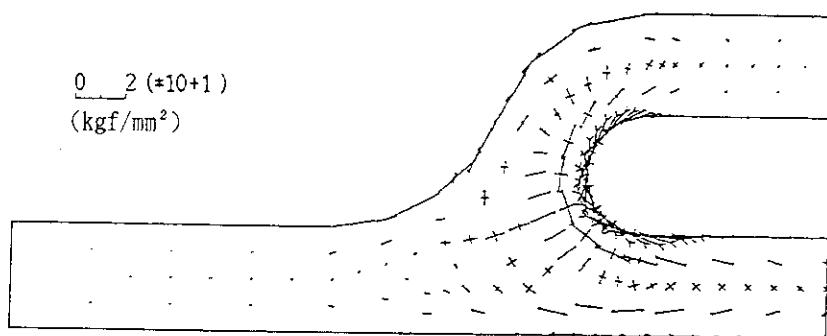
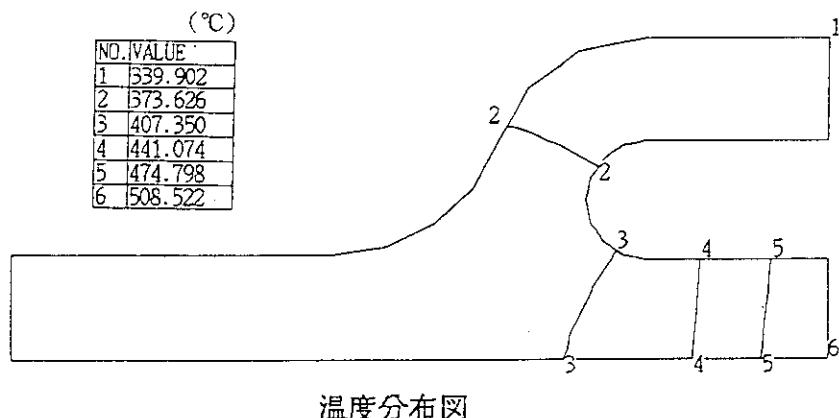
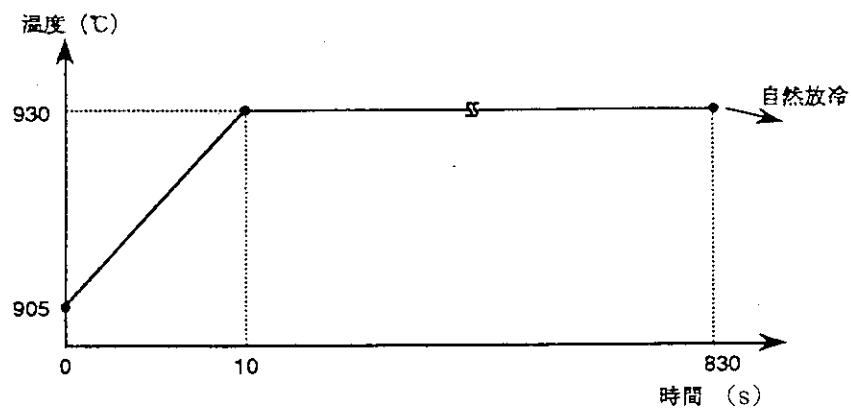
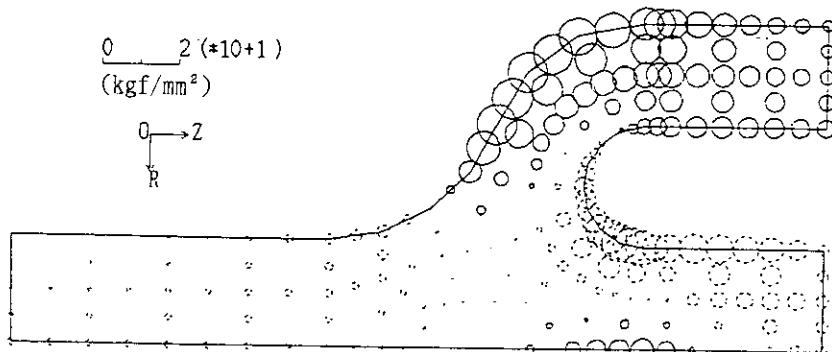


Fig. 4.17 Thermal stress profile at valve seat at 10 seconds after onset of the accident

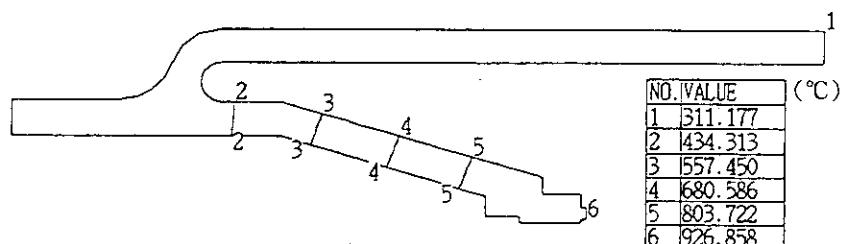
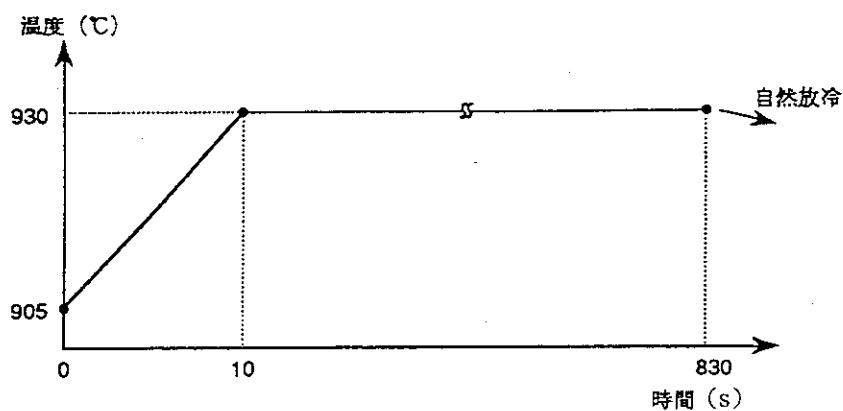


主応力分布図

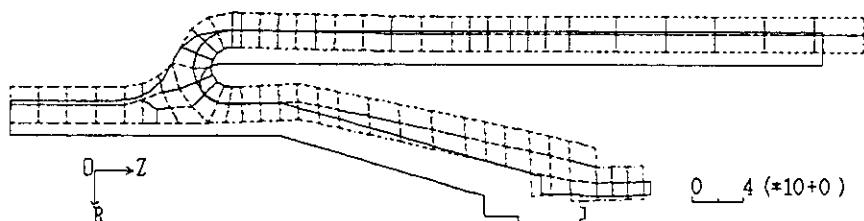


円周方向分布図

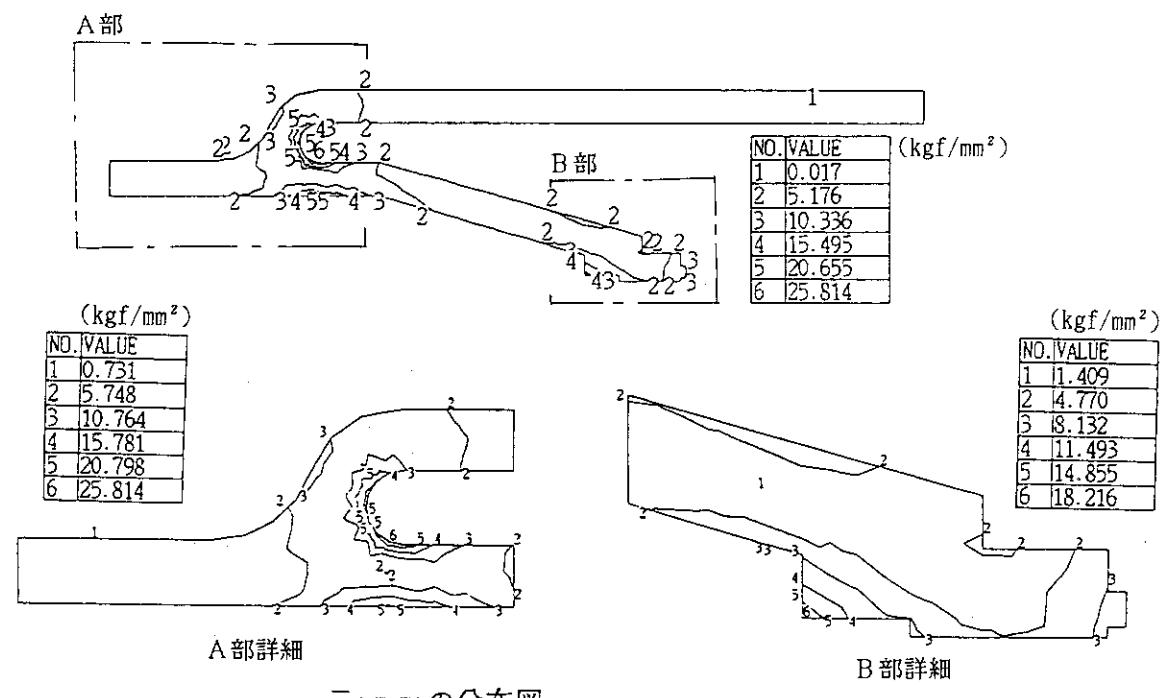
Fig. 4.18 Thermal stress profile at Y-part at 10 seconds  
after onset of the accident



温度分布図



変形図

 $\bar{\sigma}$  MISESの分布図Fig. 4.19 Thermal stress profile at 830 seconds  
after onset of the accident

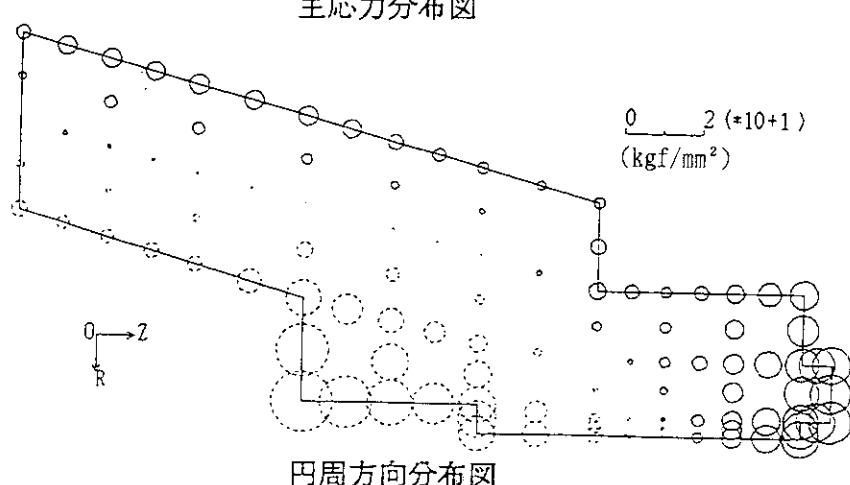
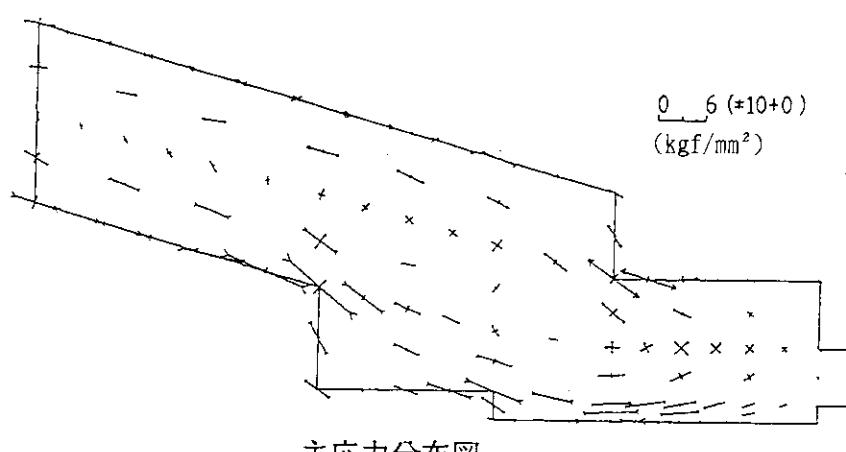
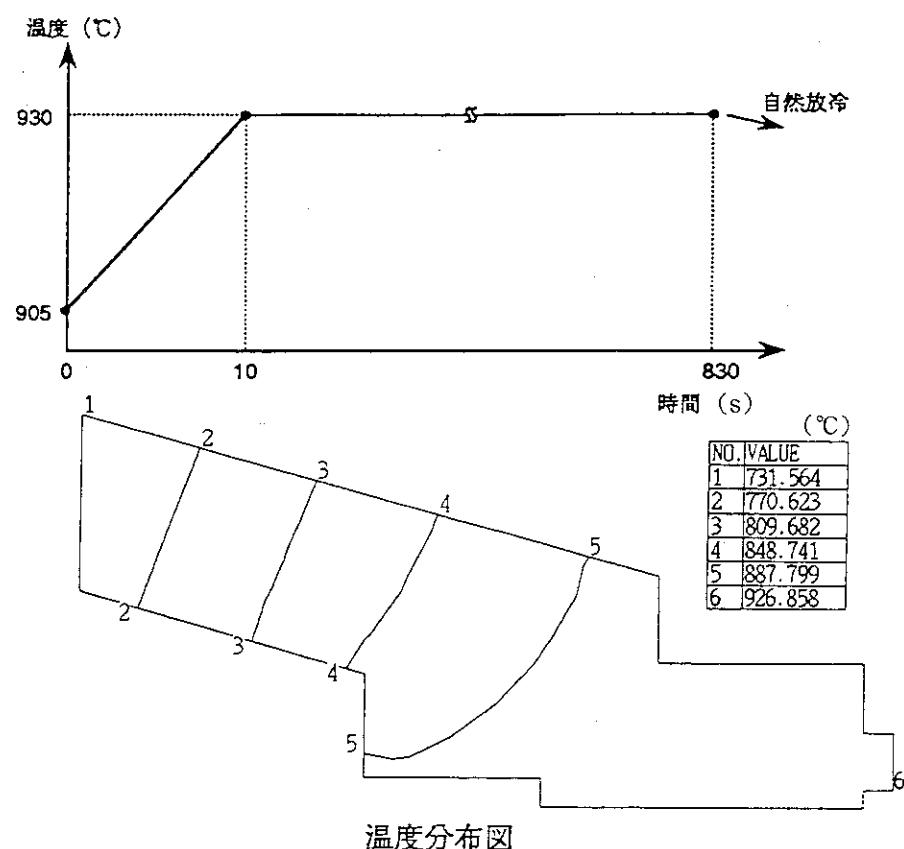


Fig. 4. 20 Thermal stress profile at valve seat at 830 seconds after onset of the accident

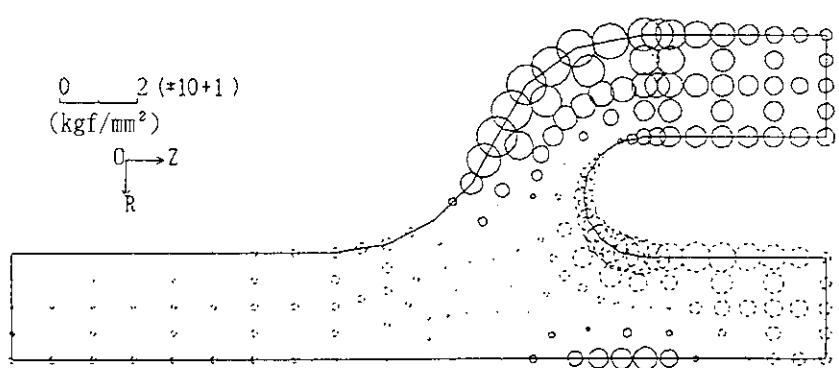
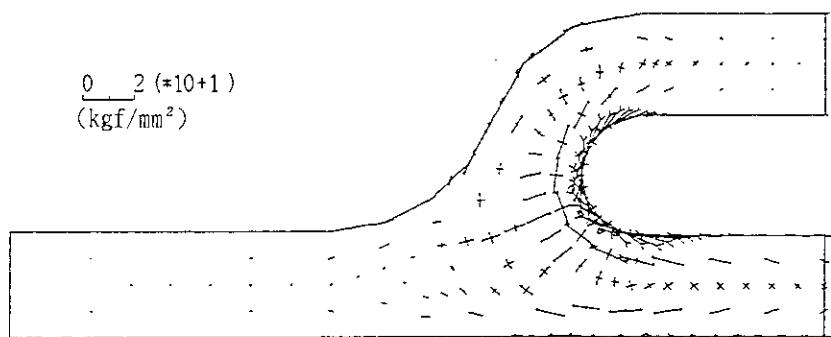
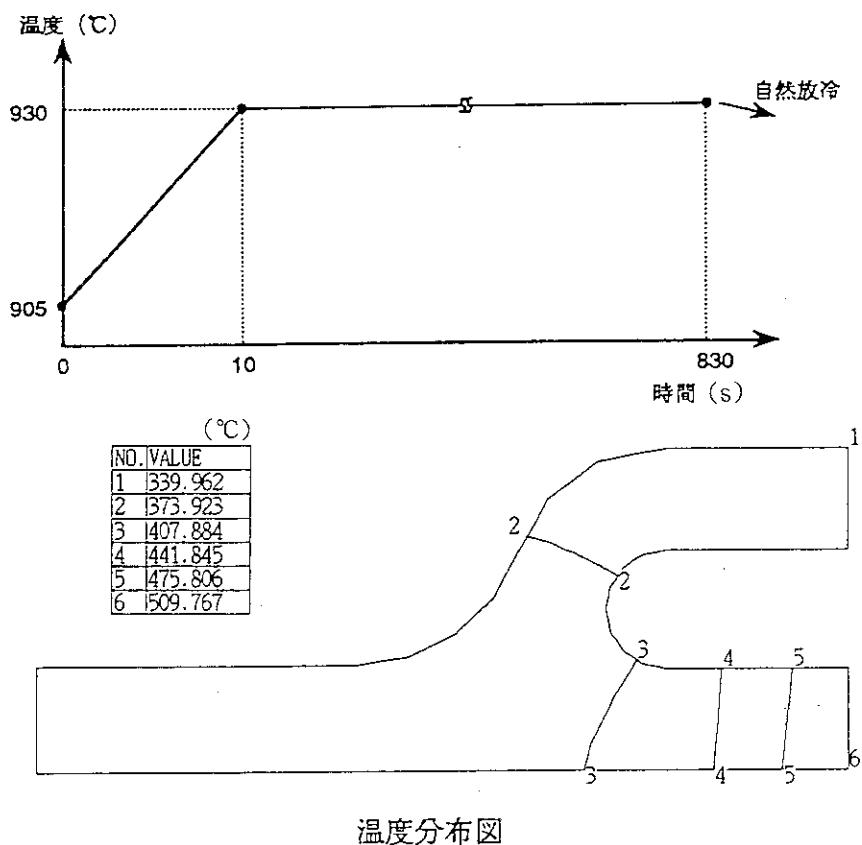


Fig. 4.21 Thermal stress profile at Y-part at 830 seconds after onset of the accident

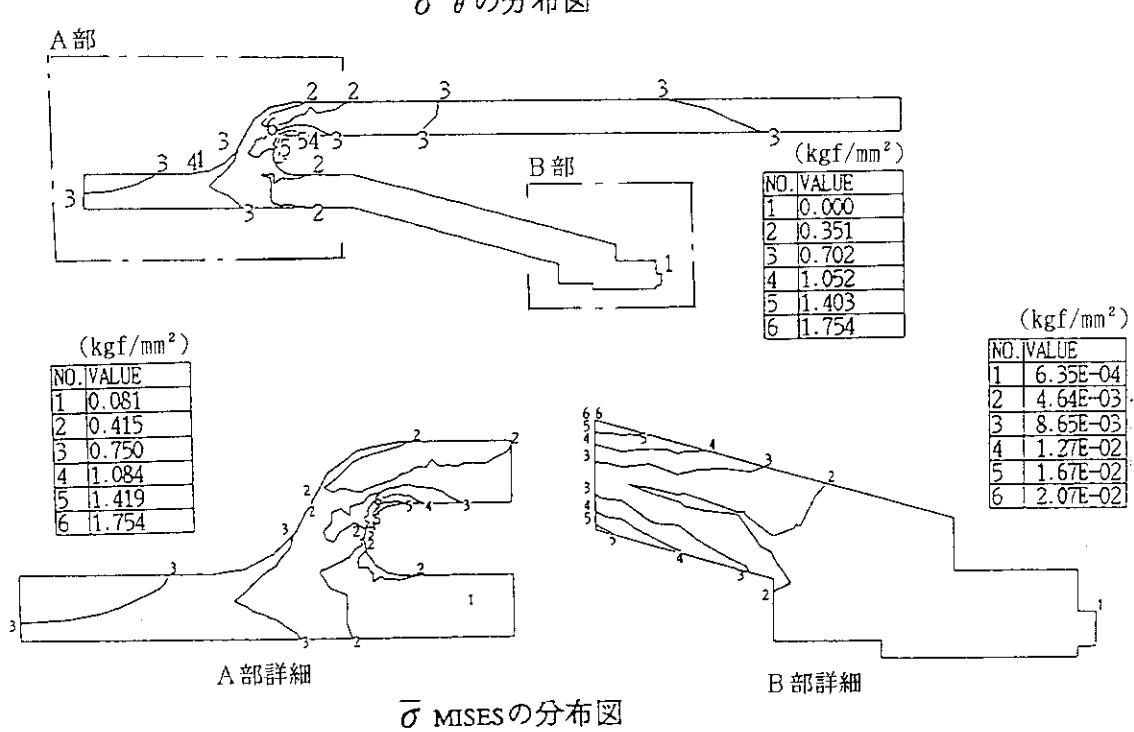
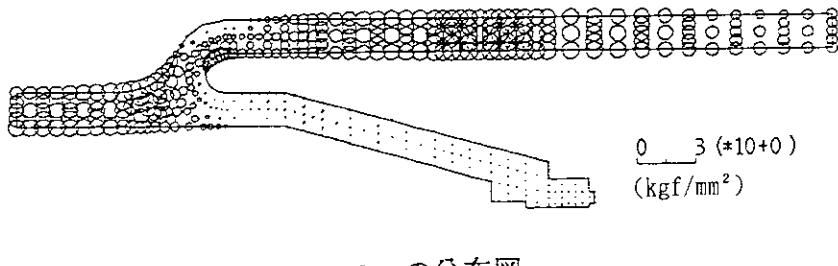
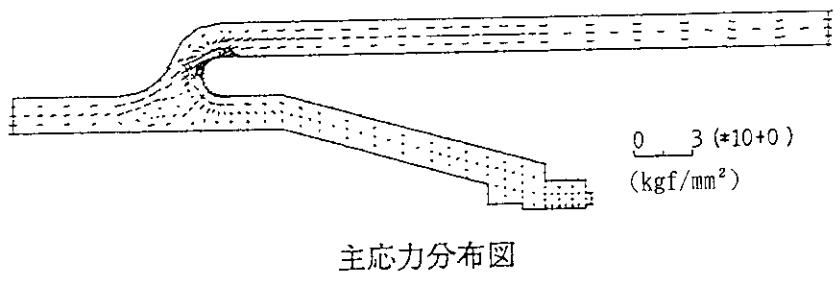
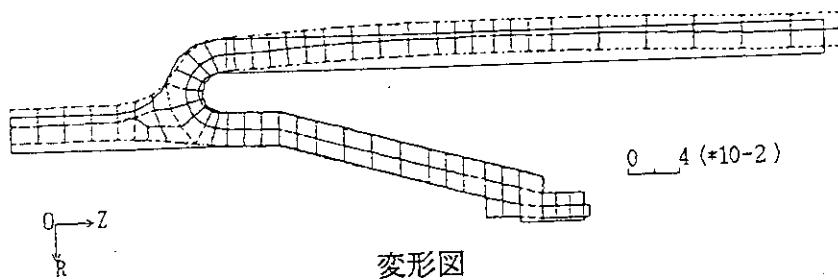


Fig. 4.22 Stress profile for internal pressure in full open  
(P=10 kgf/cm<sup>2</sup>)

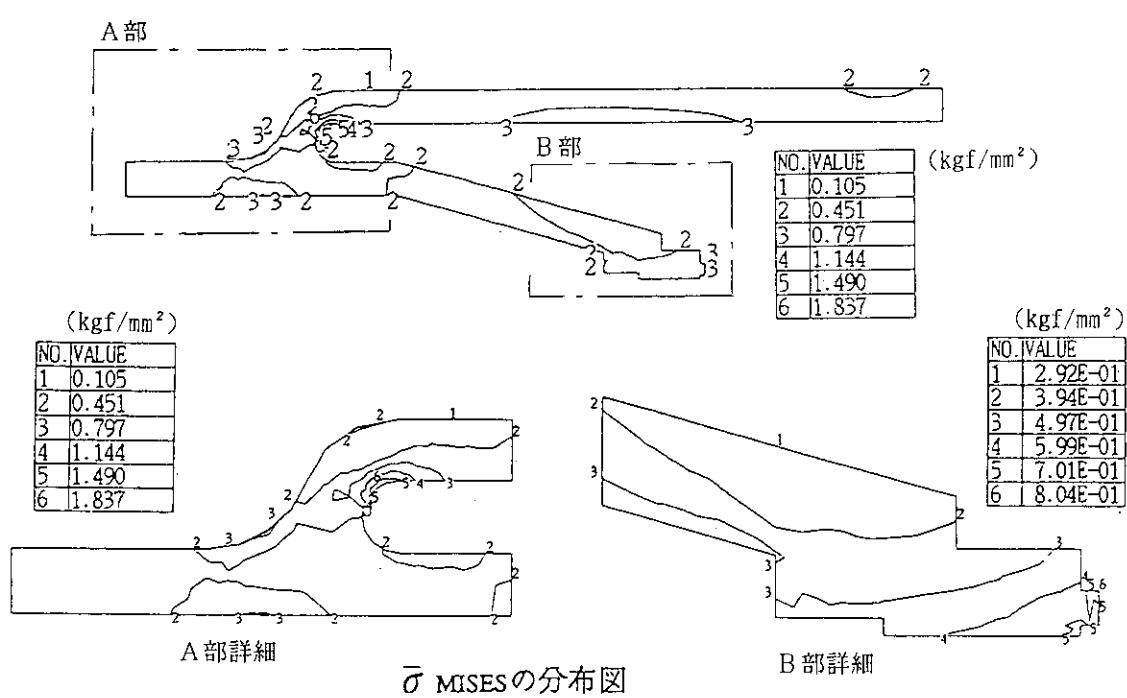
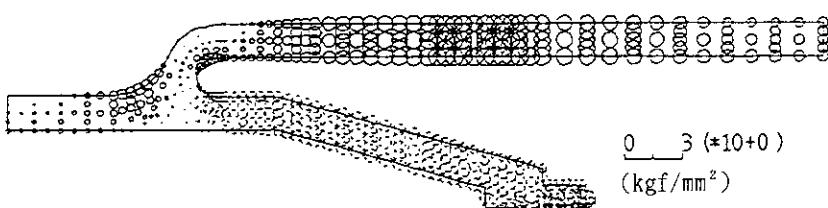
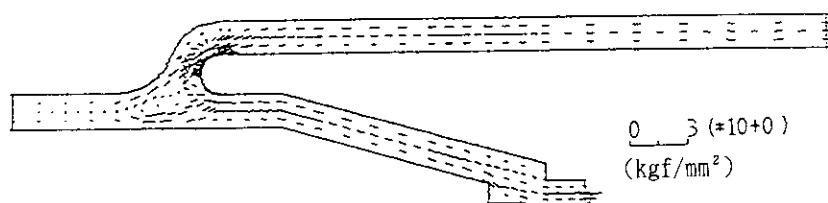
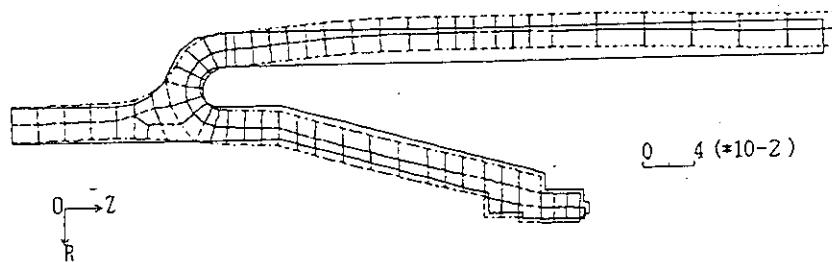


Fig. 4.23 Stress profile for internal pressure in close  
( Pressure of 10 kgf/cm<sup>2</sup> is loaded at inlet side )

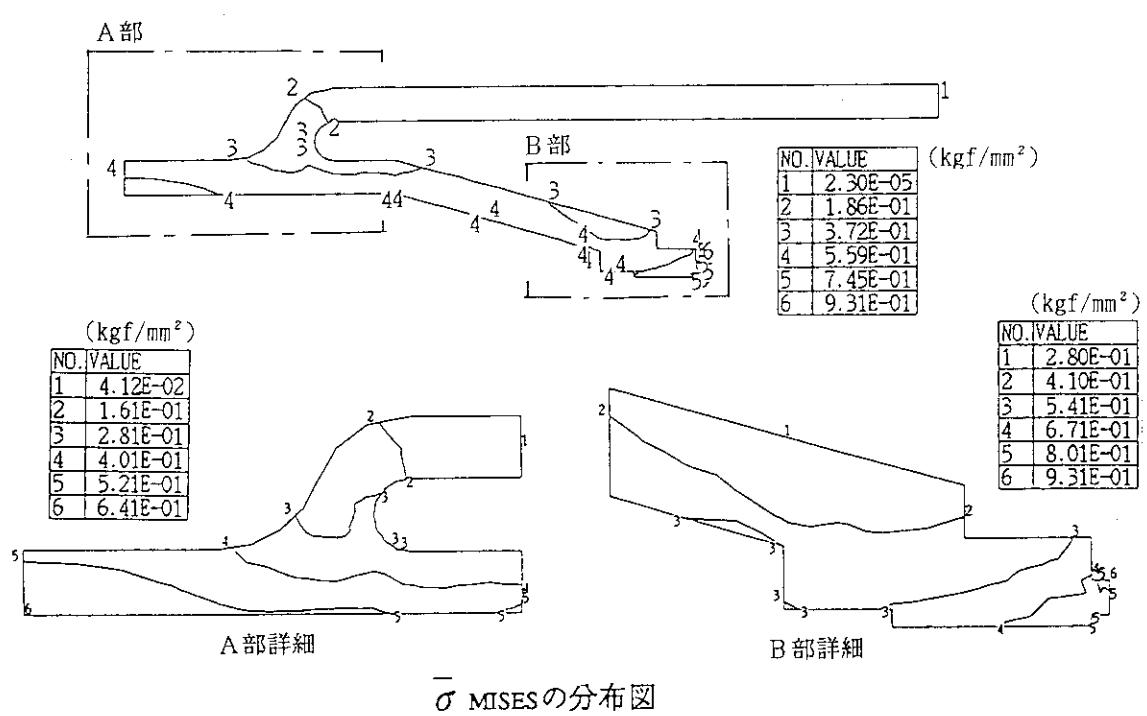
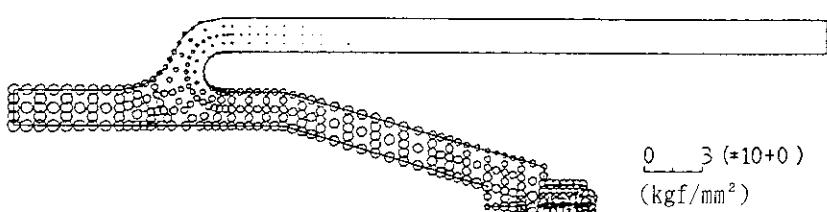
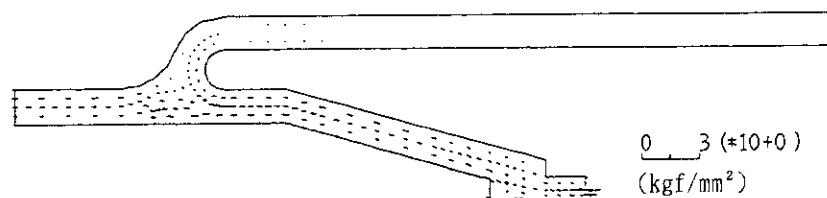
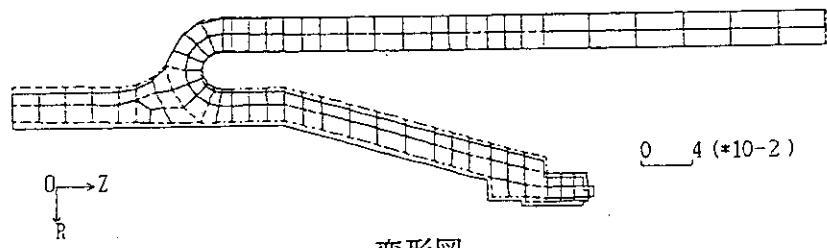


Fig. 4.24 Stress profile for internal pressure in close  
( Pressure of 10 kgf/cm<sup>2</sup> is loaded at outlet side )

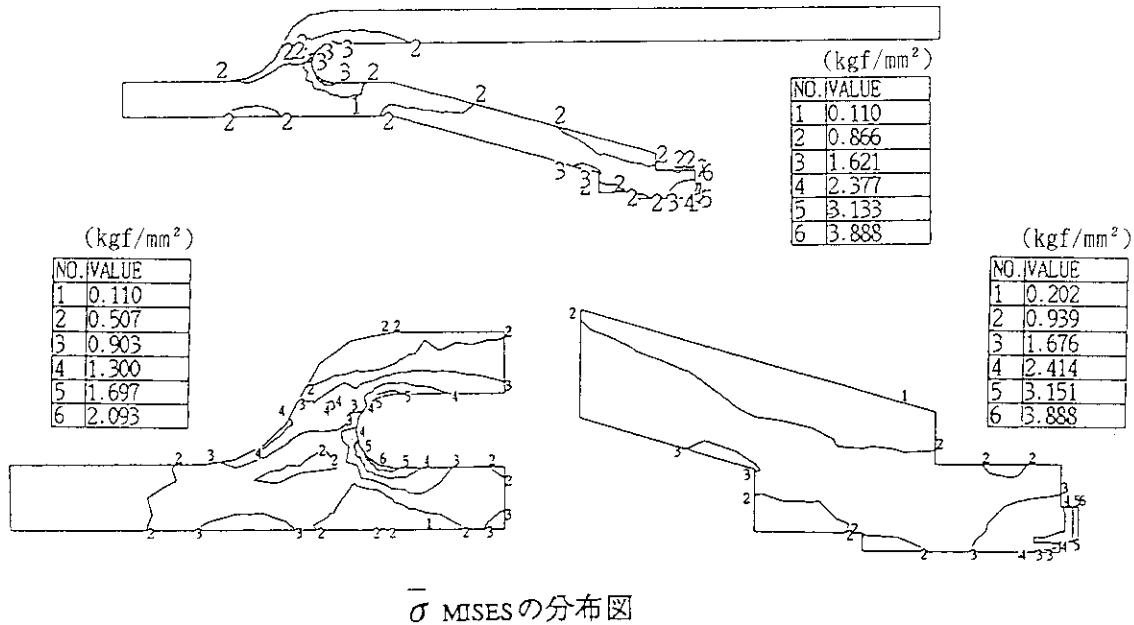
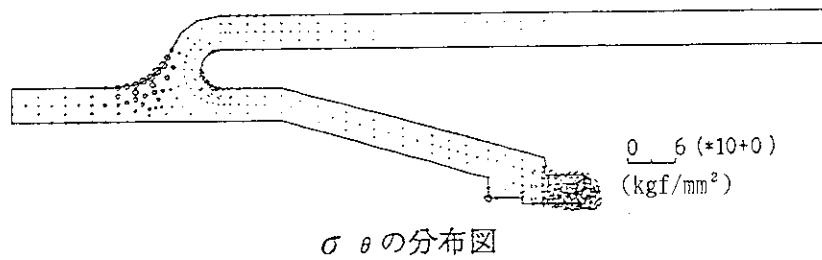
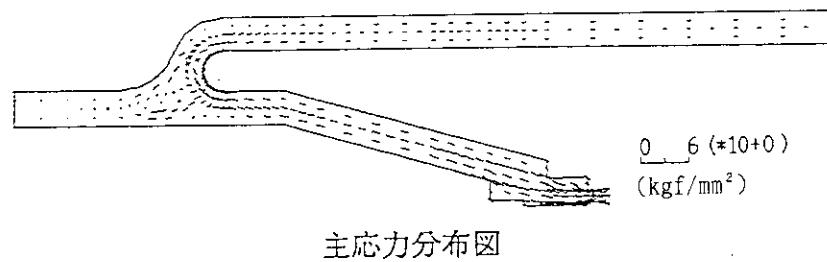
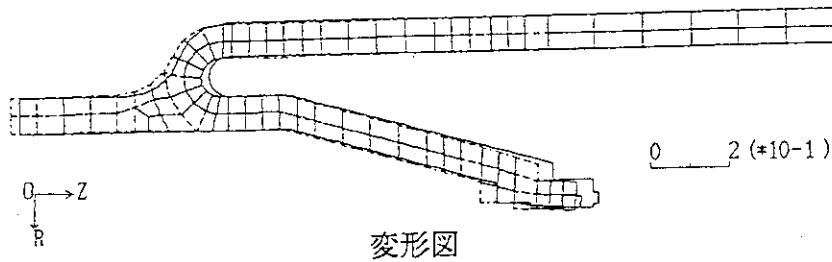


Fig. 4.25 Stress profile for valve shutting load  
( $f=26600$  kgf)

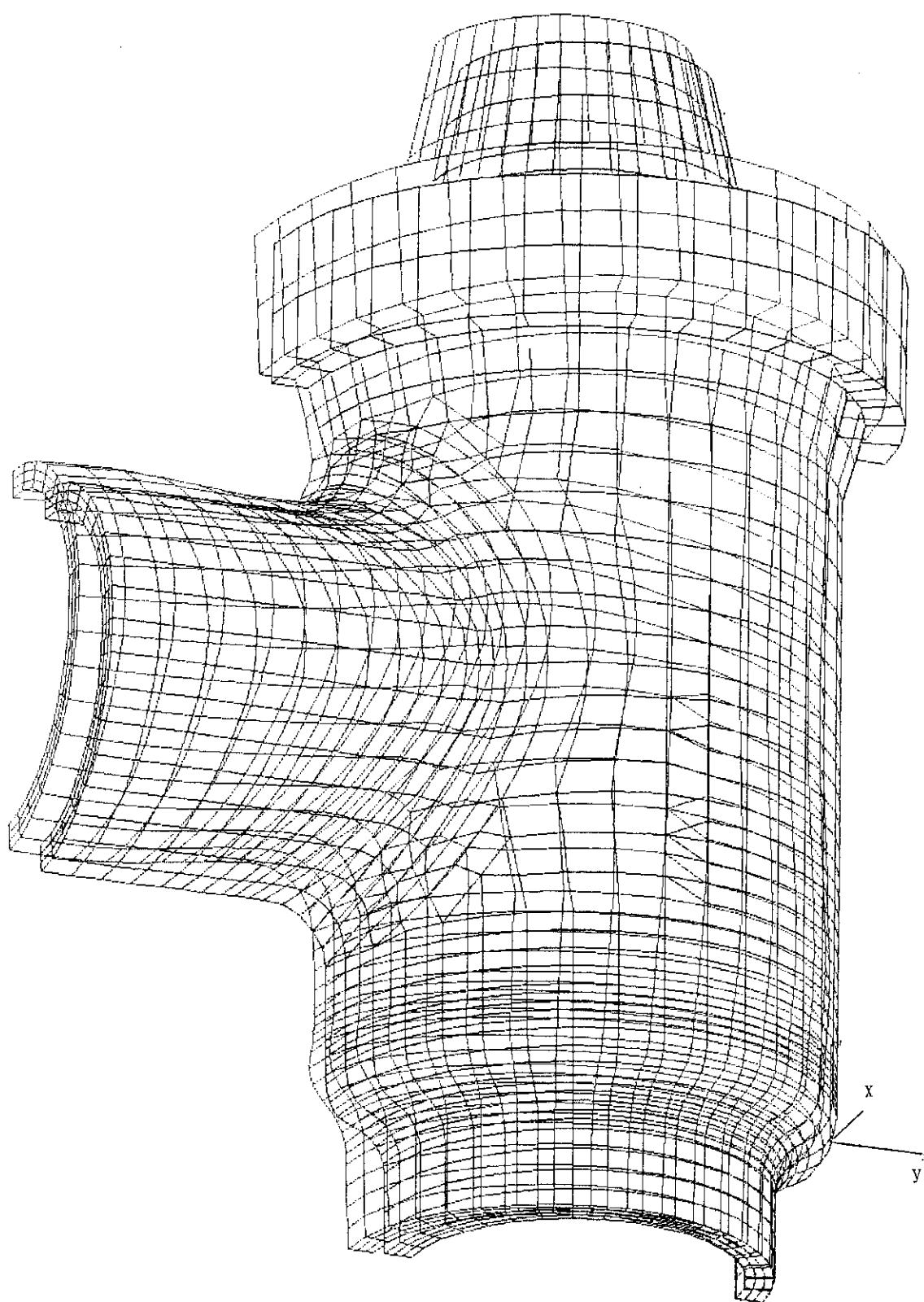


Fig. 4.26 Displacement profile of outer surface of valve casing  
for loading case No. 1

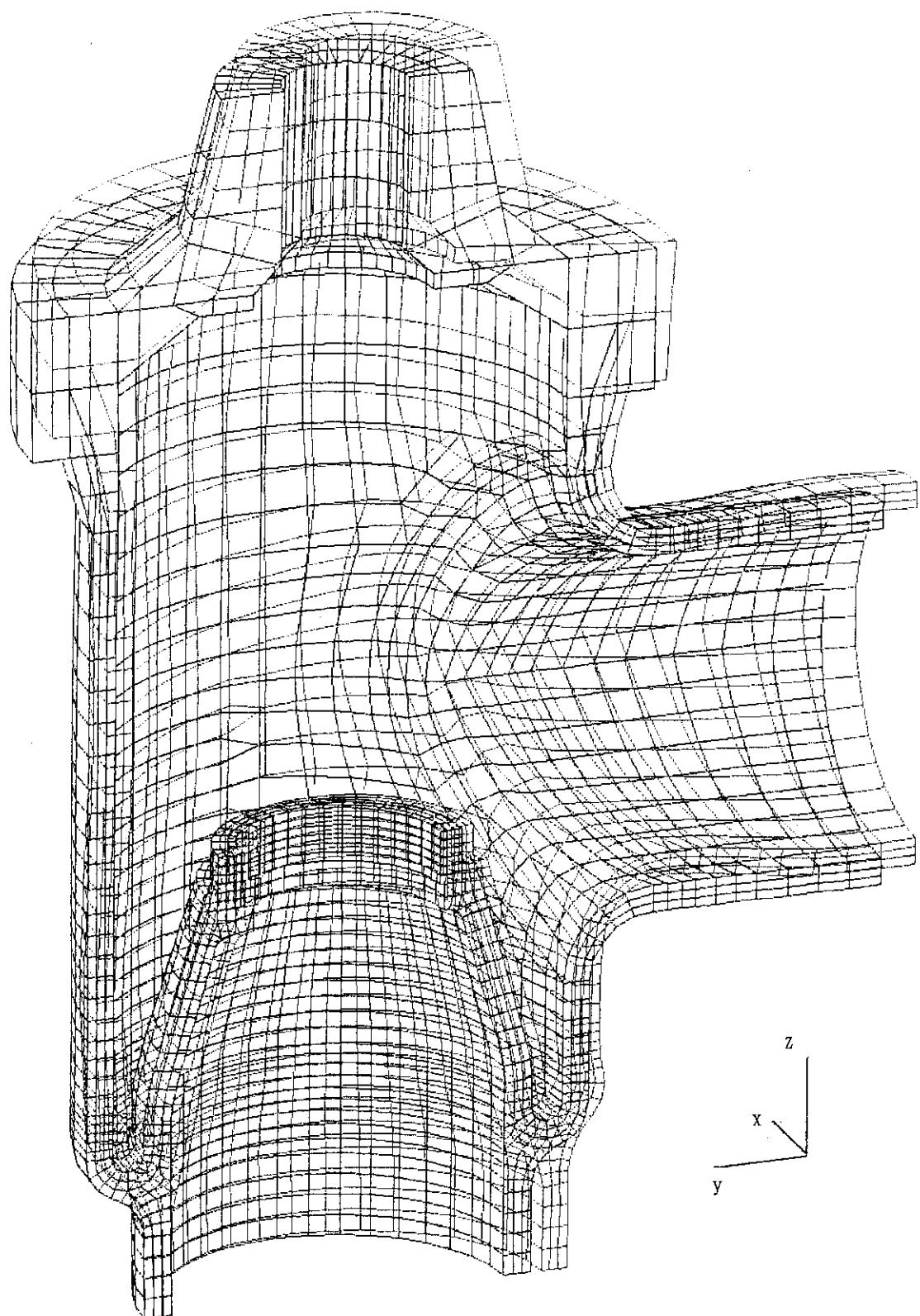


Fig. 4.27 Displacement profile of inner surface of valve casing  
for loading case No. 1

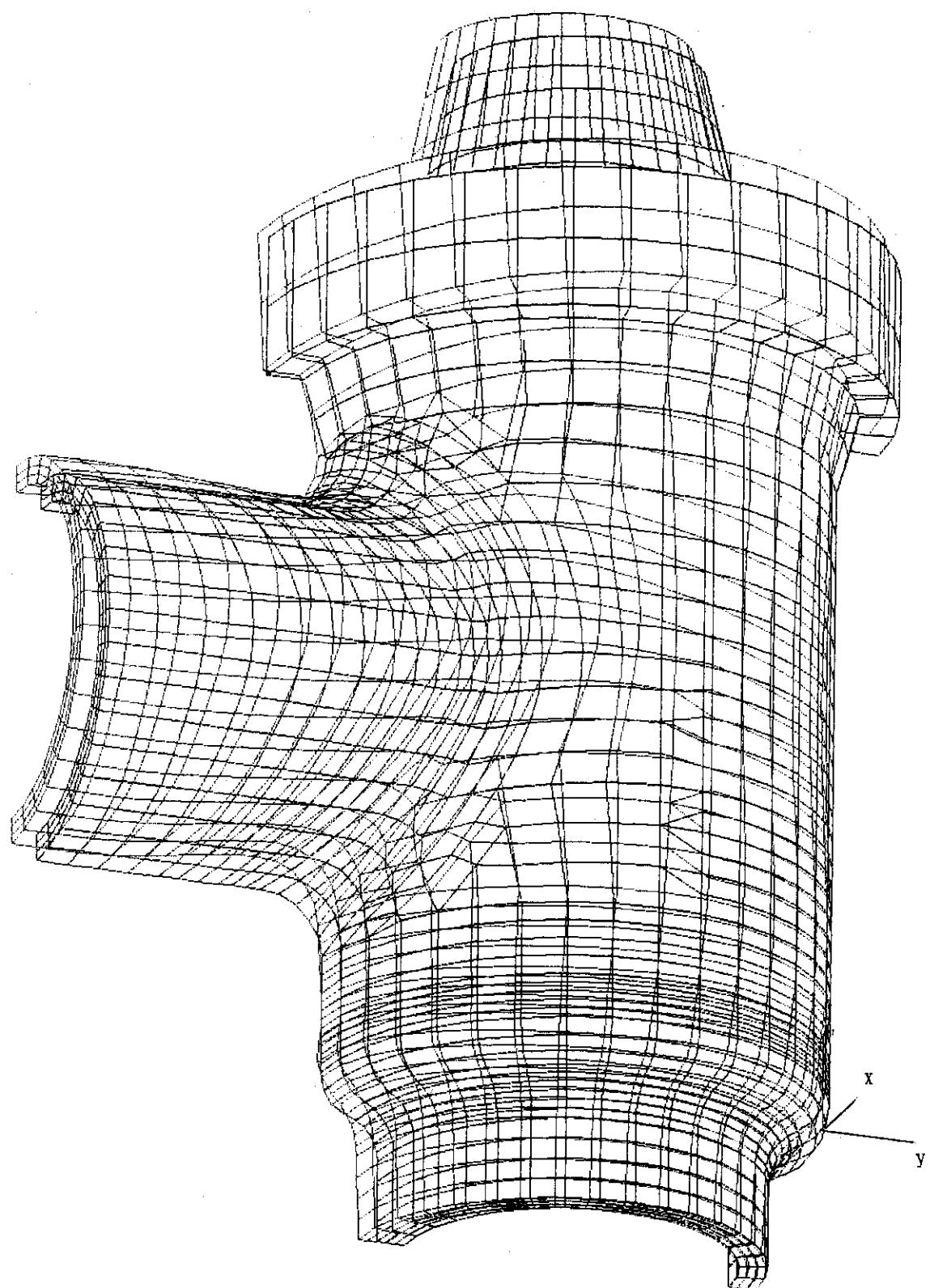


Fig. 4.28 Displacement profile of outer surface of valve casing  
for loading case No. 3

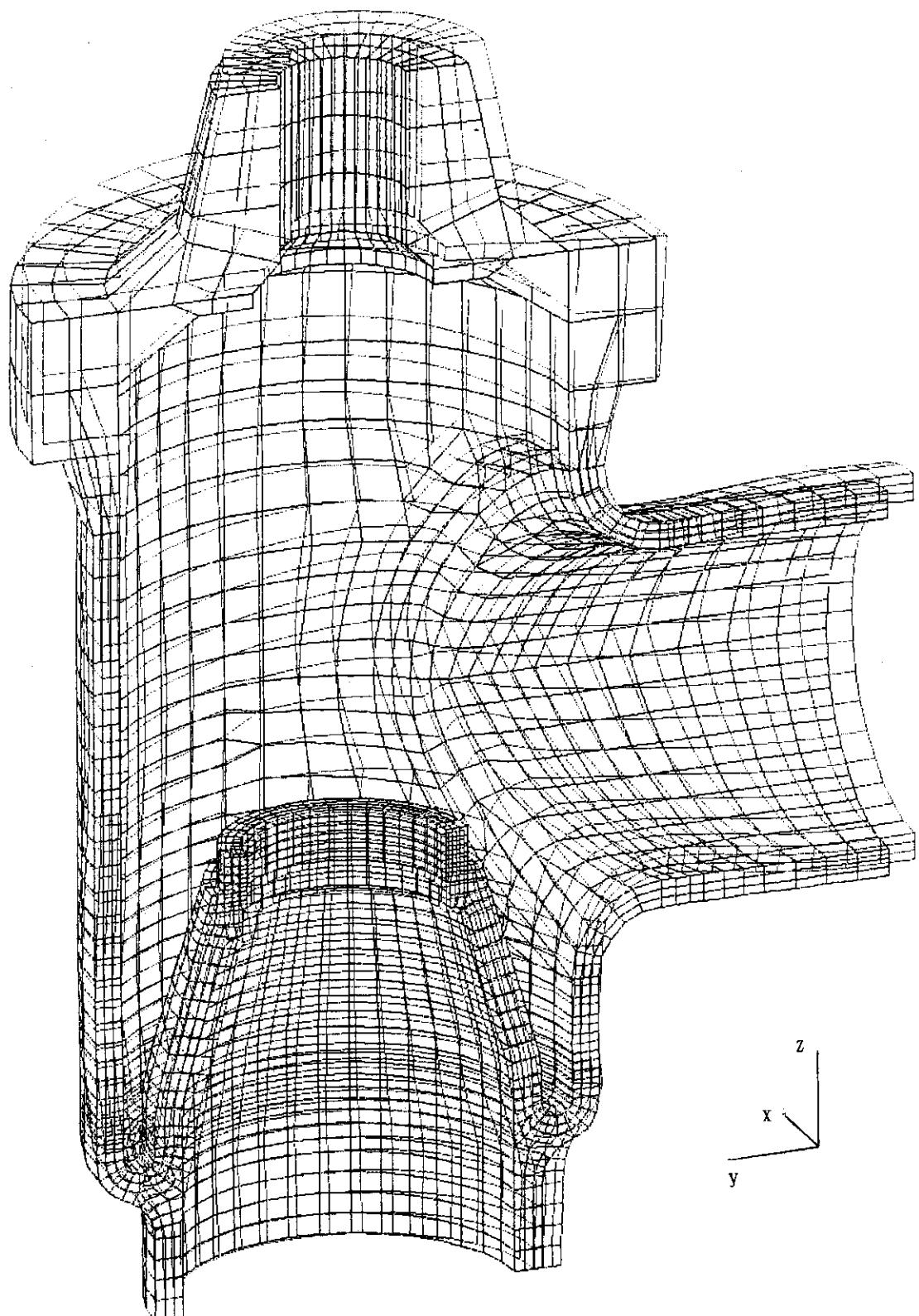


Fig. 4.29 Displacement profile of inner surface of valve casing  
for loading case No. 3

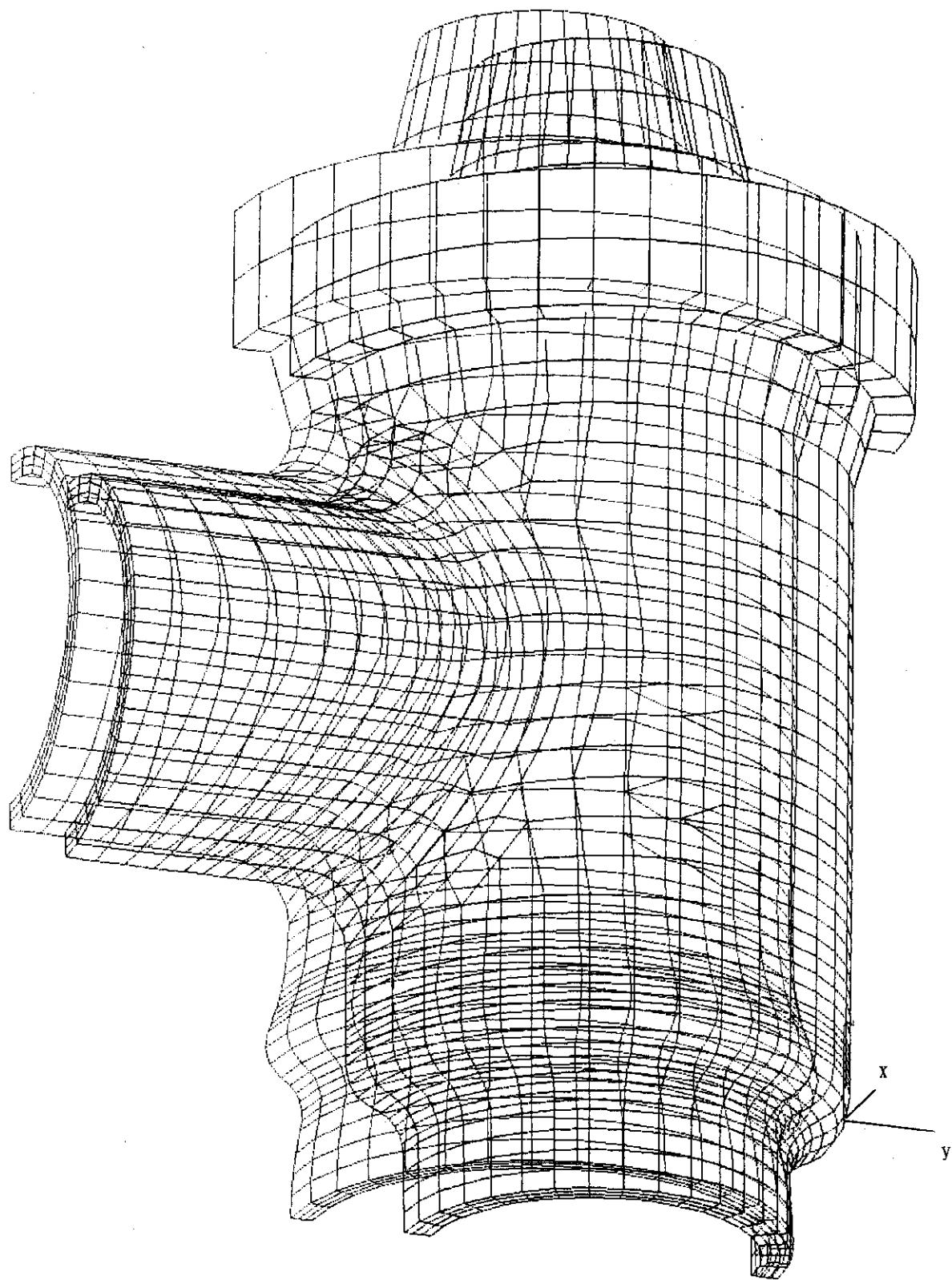


Fig. 4.30 Displacement profile of outer surface of valve casing  
for loading case No. 2

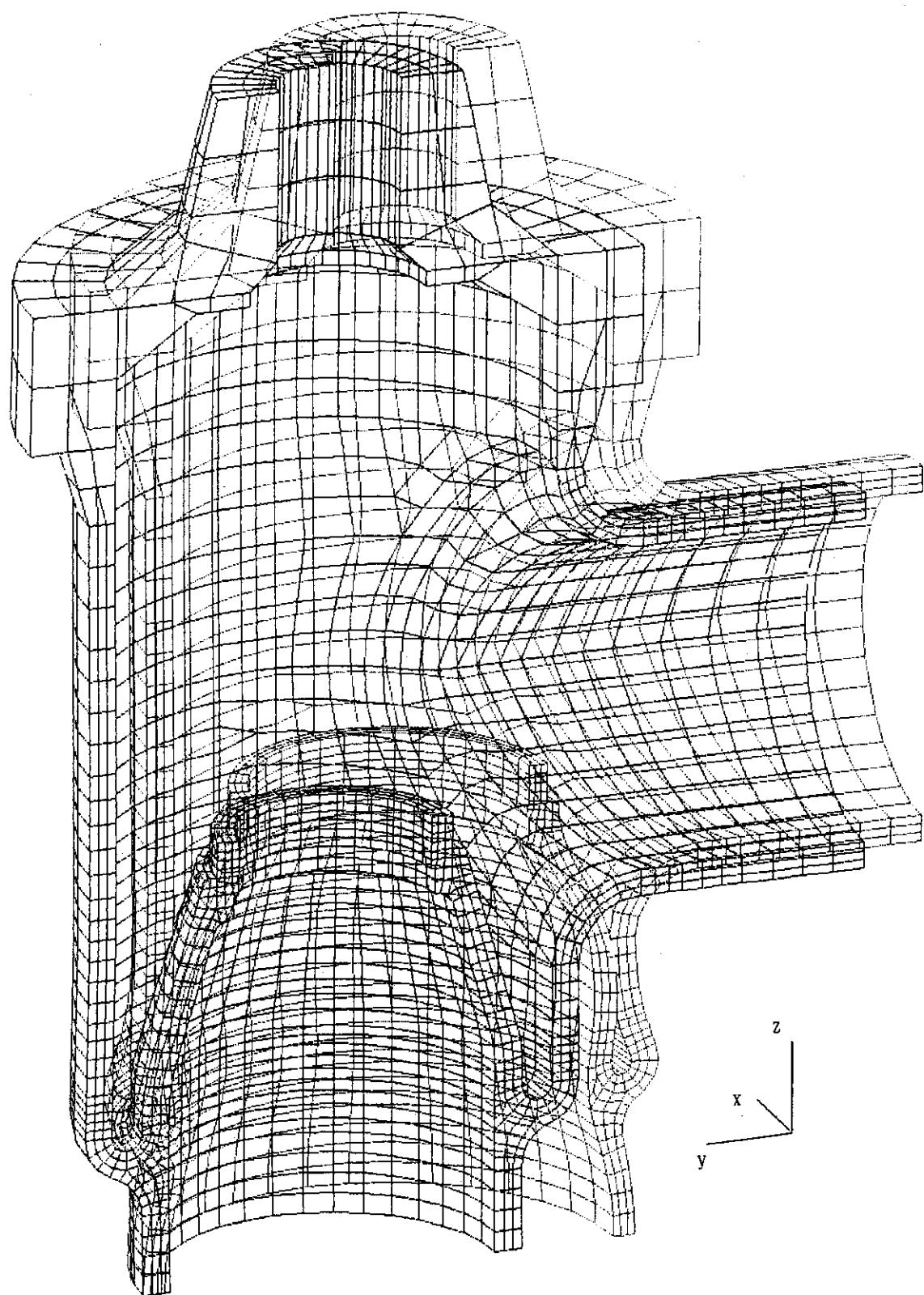


Fig. 4.31 Displacement profile of inner surface of valve casing  
for loading case No. 2

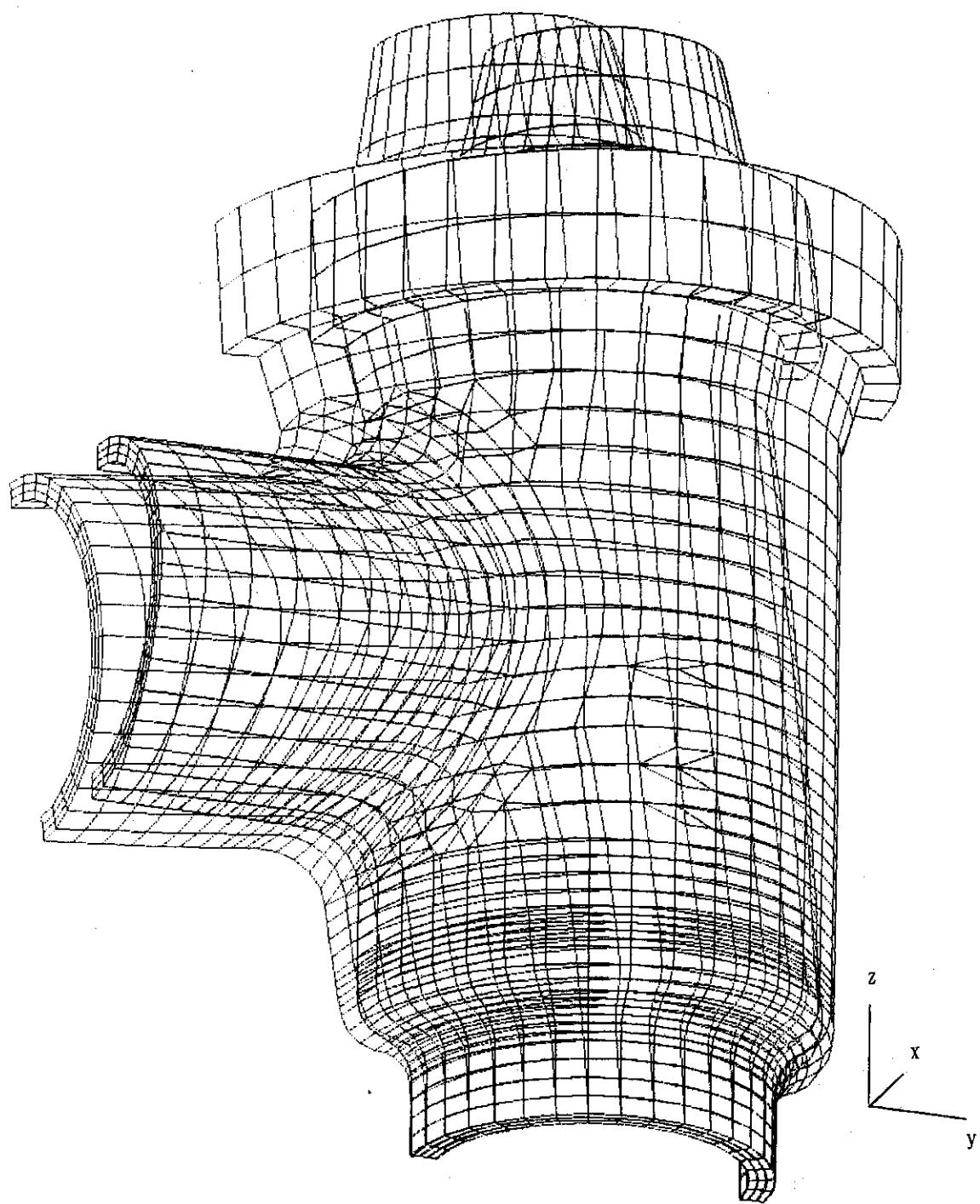


Fig. 4.32 Displacement profile of outer surface of valve casing  
for loading case No. 4

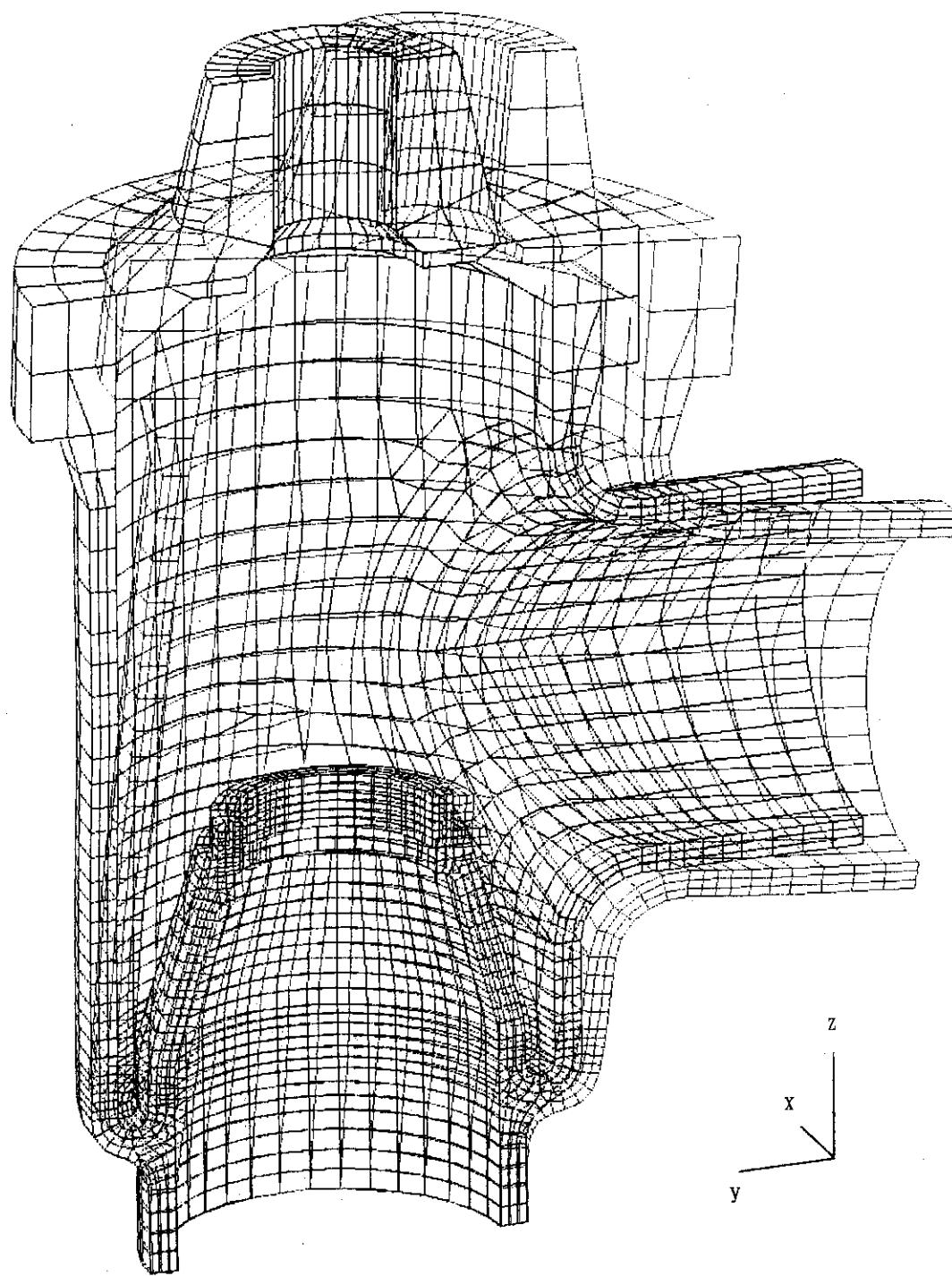


Fig. 4.33 Displacement profile of inner surface of valve casing  
for loading case No. 4

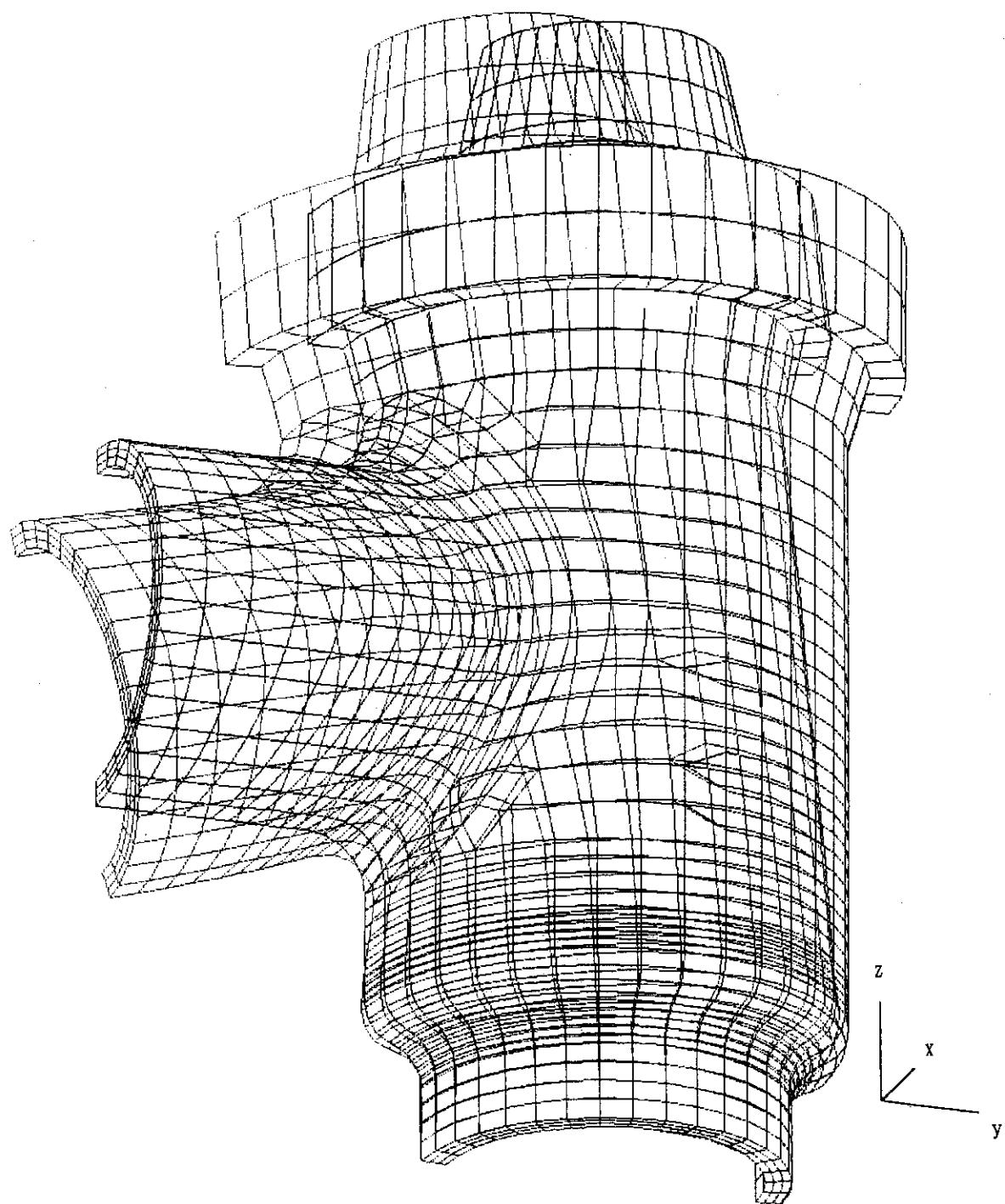


Fig. 4.34 Displacement profile of outer surface of valve casing  
for loading case No. 5

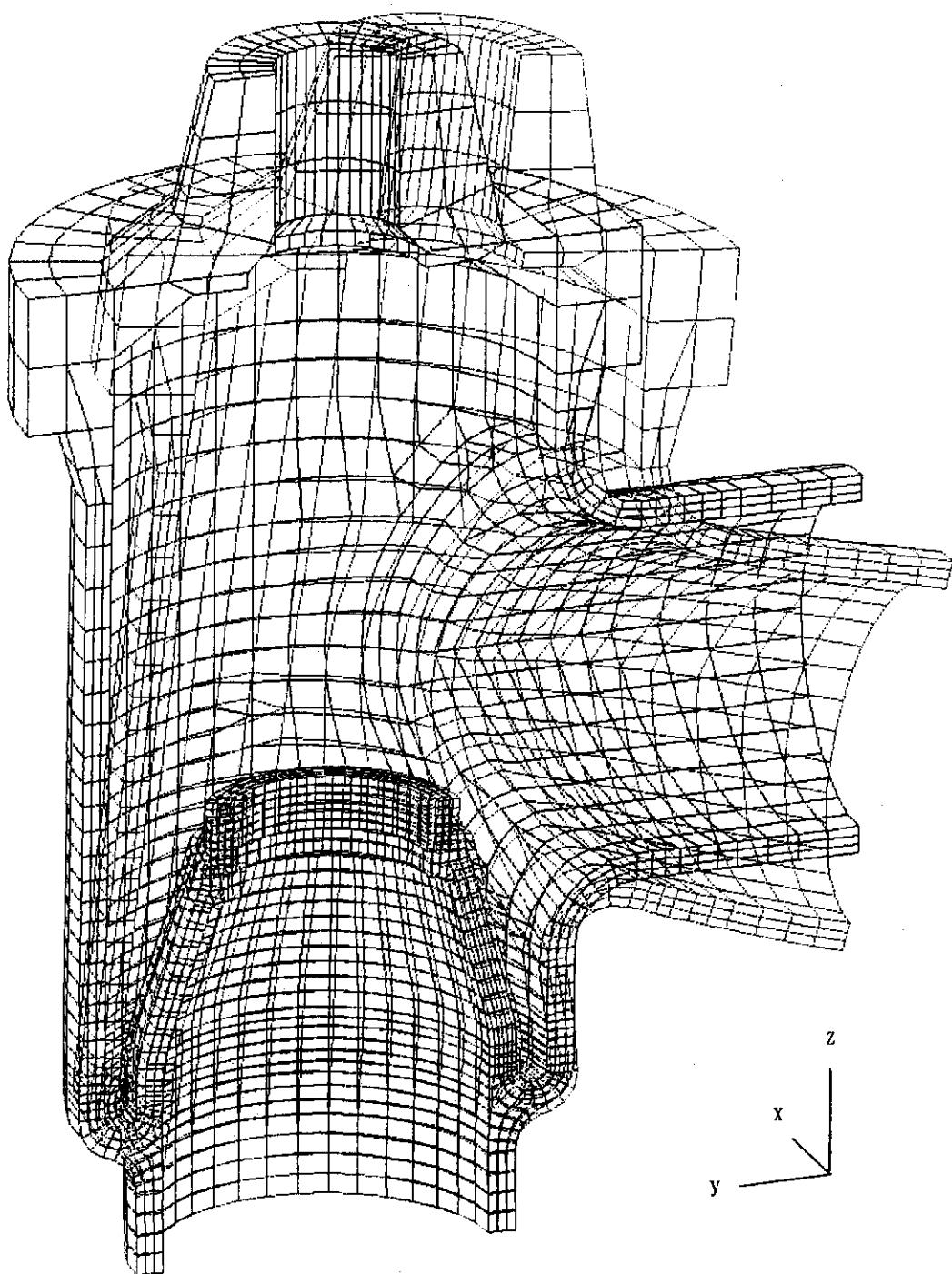


Fig. 4. 35 Displacement profile of inner surface of valve casing  
for loading case No. 5

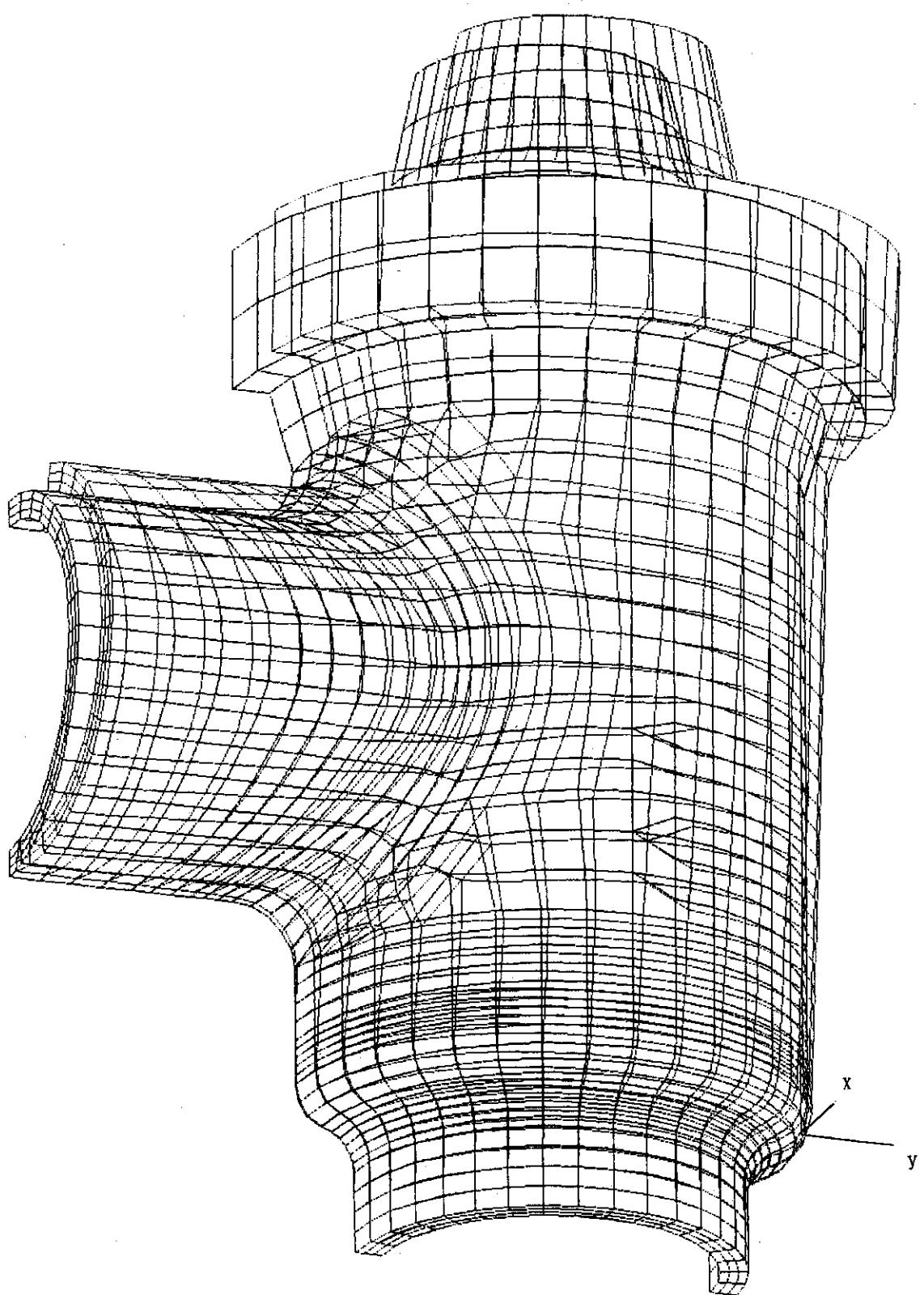


Fig. 4. 36 Displacement profile of outer surface of valve casing  
for loading case No. 6

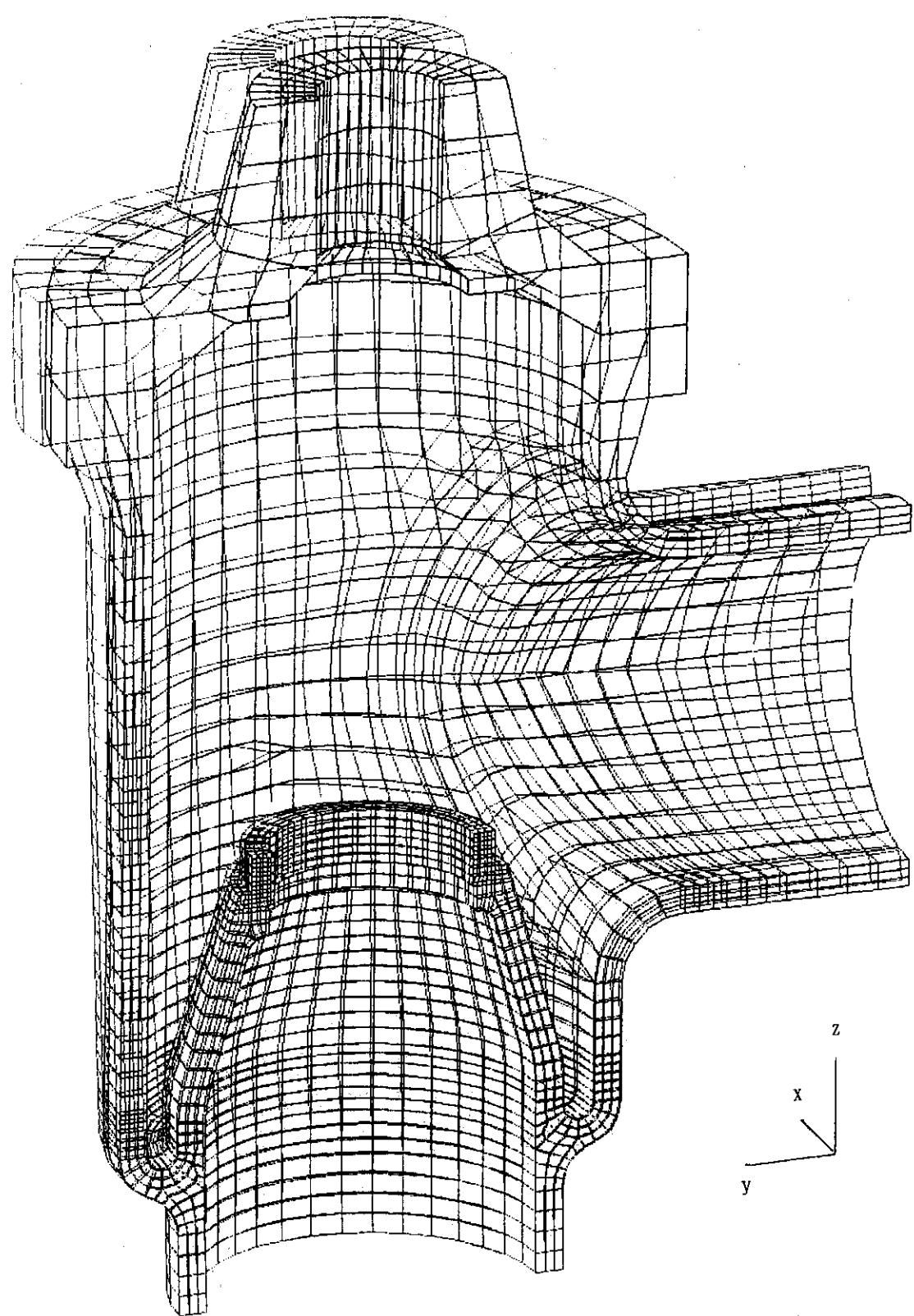


Fig. 4.37 Displacement profile of inner surface of valve casing  
for loading case No. 6

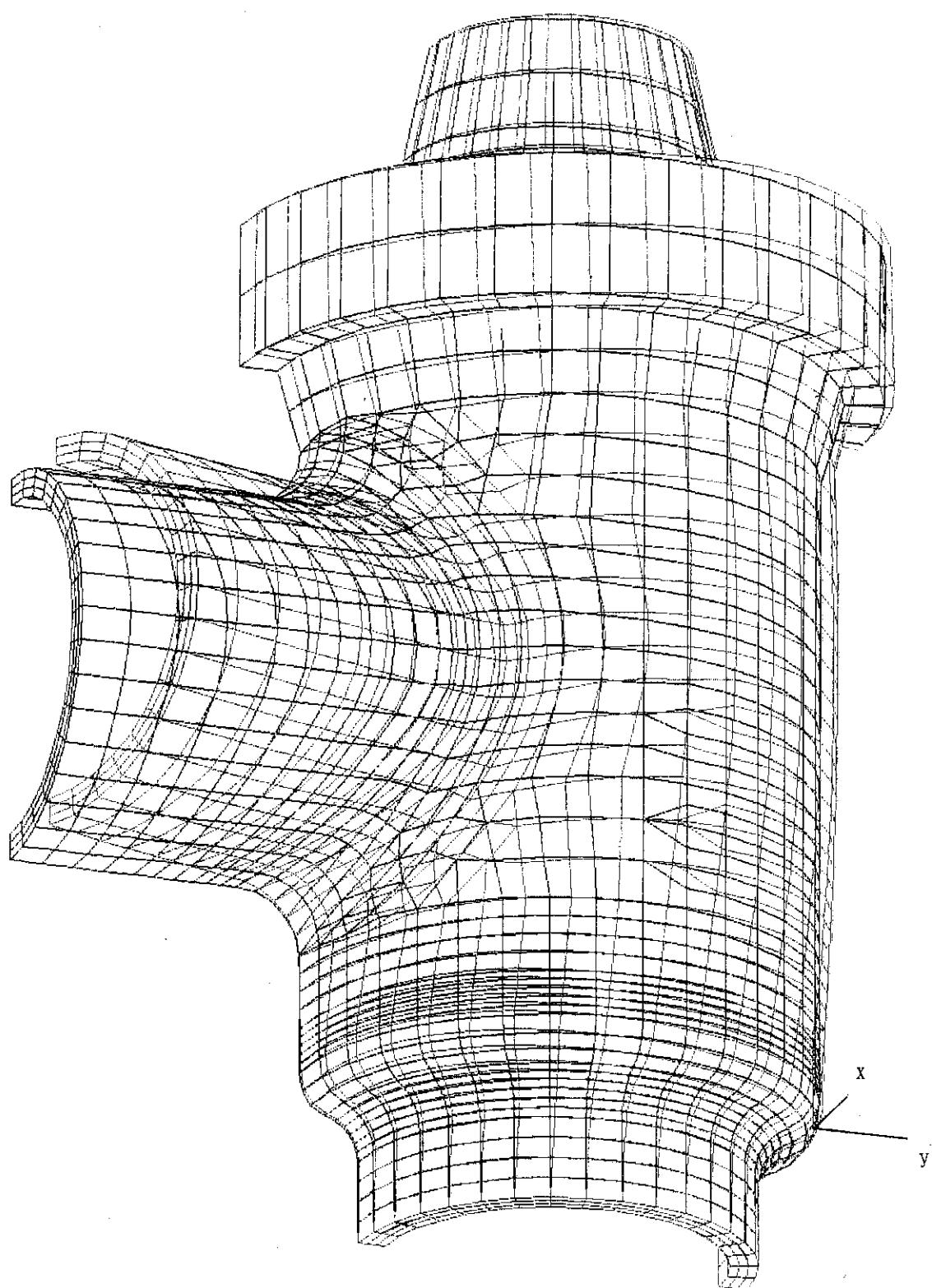


Fig. 4.38 Displacement profile of outer surface of valve casing  
for loading case No. 7

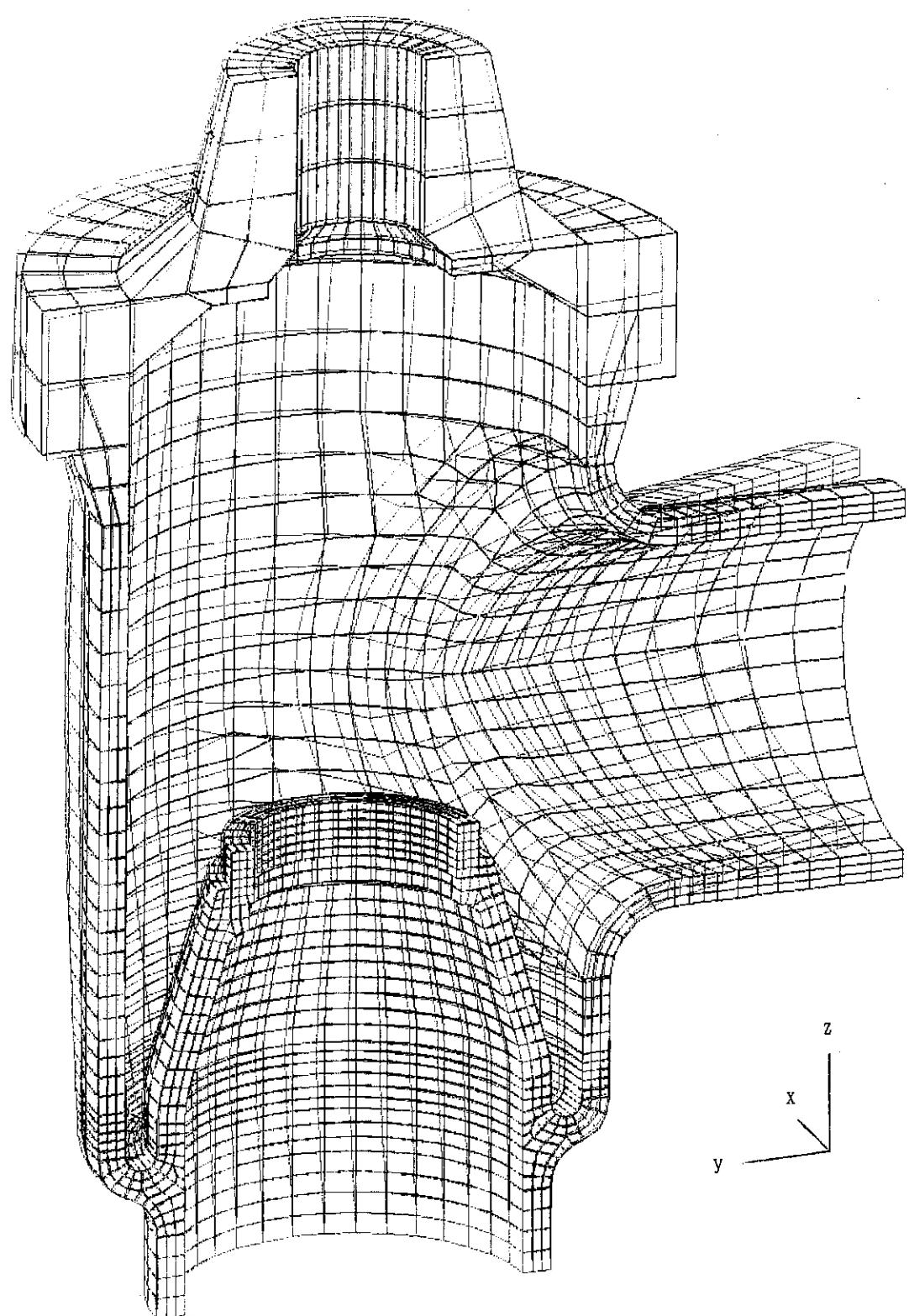
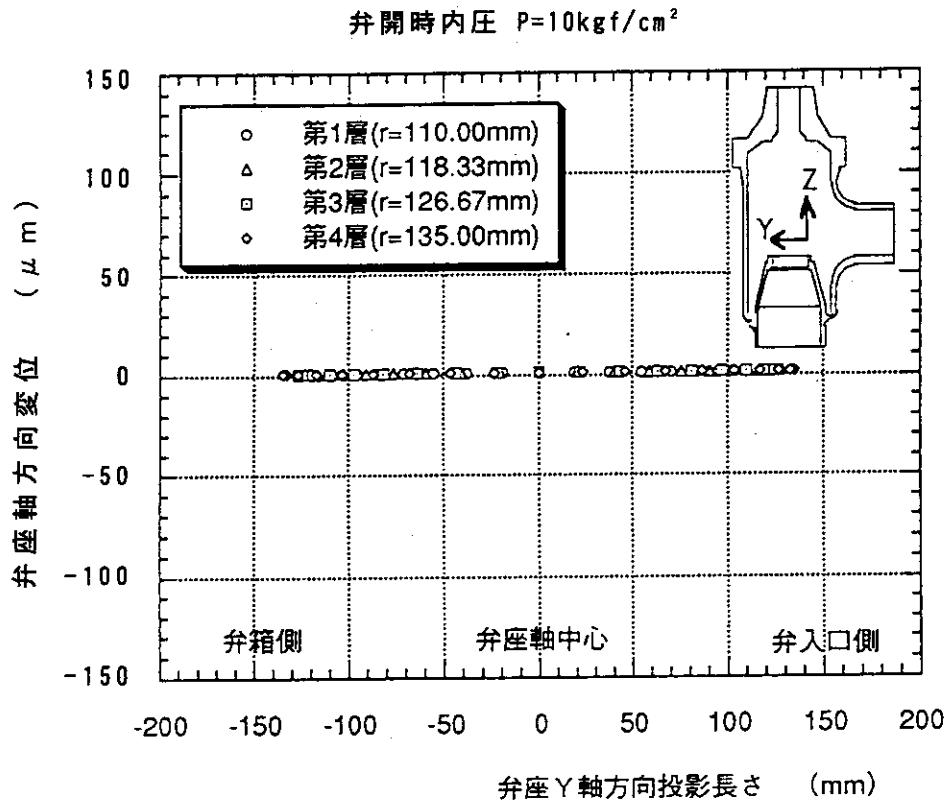


Fig. 4.39 Displacement profile of inner surface of valve casing  
for loading case No. 7



注) 図中の第1層とは、弁座上部の表面において、内半径が  
110mmの位置を示し、第4層とは、外半径が135mmの位置  
を示す。第2層と第3層は第1層と第4層の間を3等分  
し、それぞれの位置を半径で示した。(Fig. 4.1参照)

Fig. 4.40 Valve seat distortion in the axial direction  
for loading case No. 1

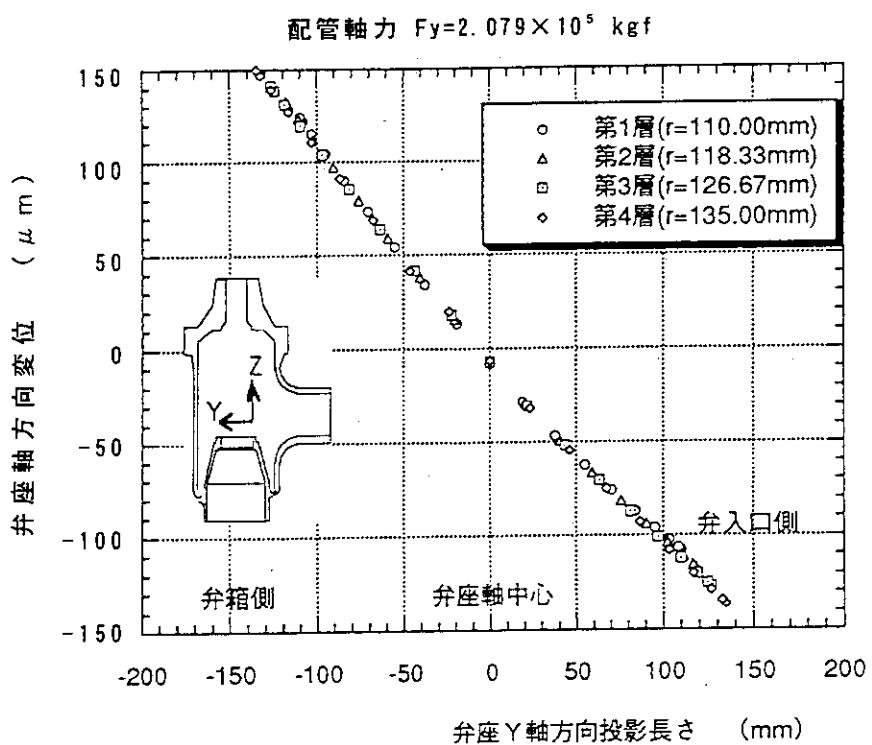


Fig. 4.41 Valve seat distortion in the axial direction  
for loading case No. 4

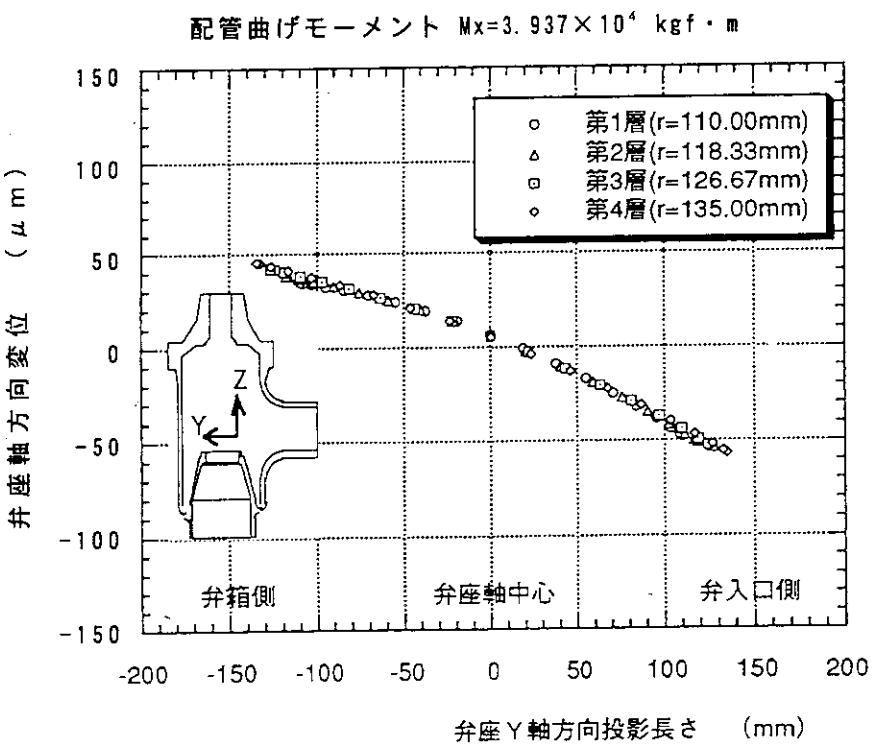


Fig. 4.42 Valve seat distortion in the axial direction  
for loading case No. 5

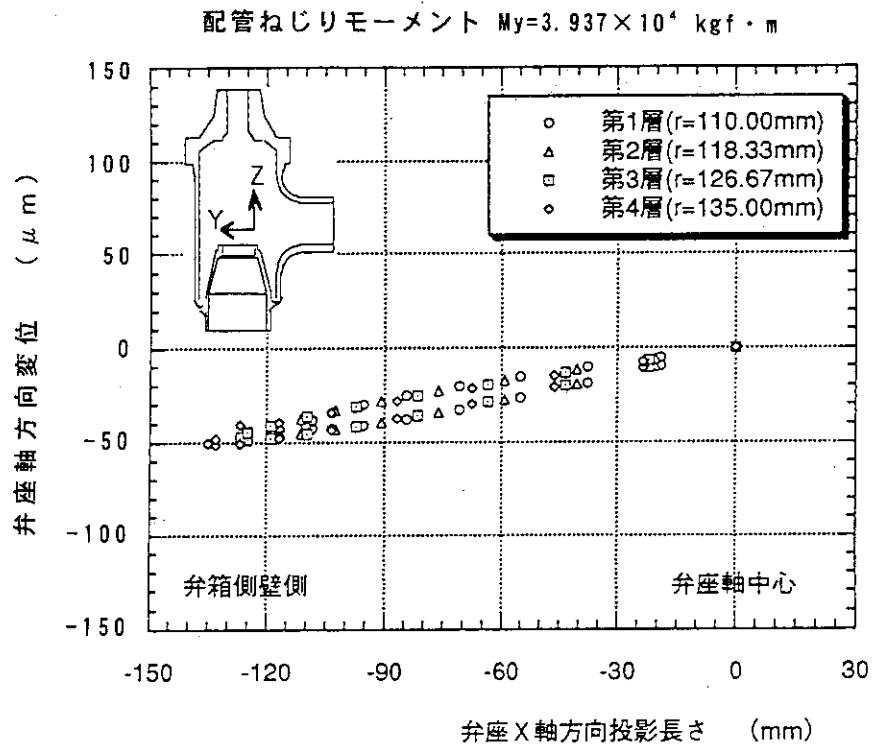


Fig. 4.43 Valve seat distortion in the axial direction  
for loading case No. 6

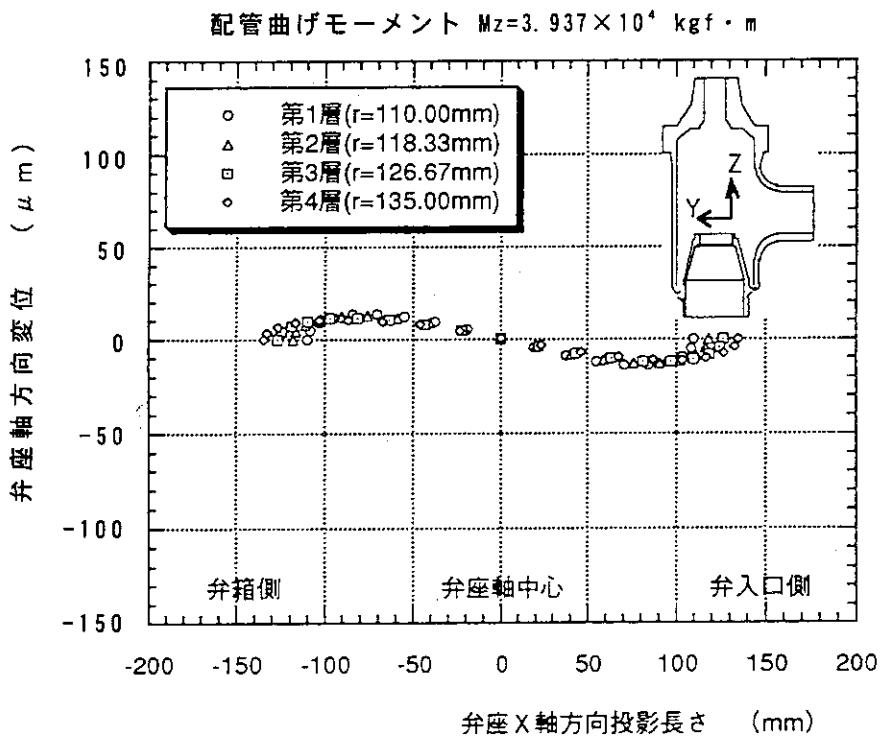


Fig. 4.44 Valve seat distortion in the axial direction  
for loading case No. 7

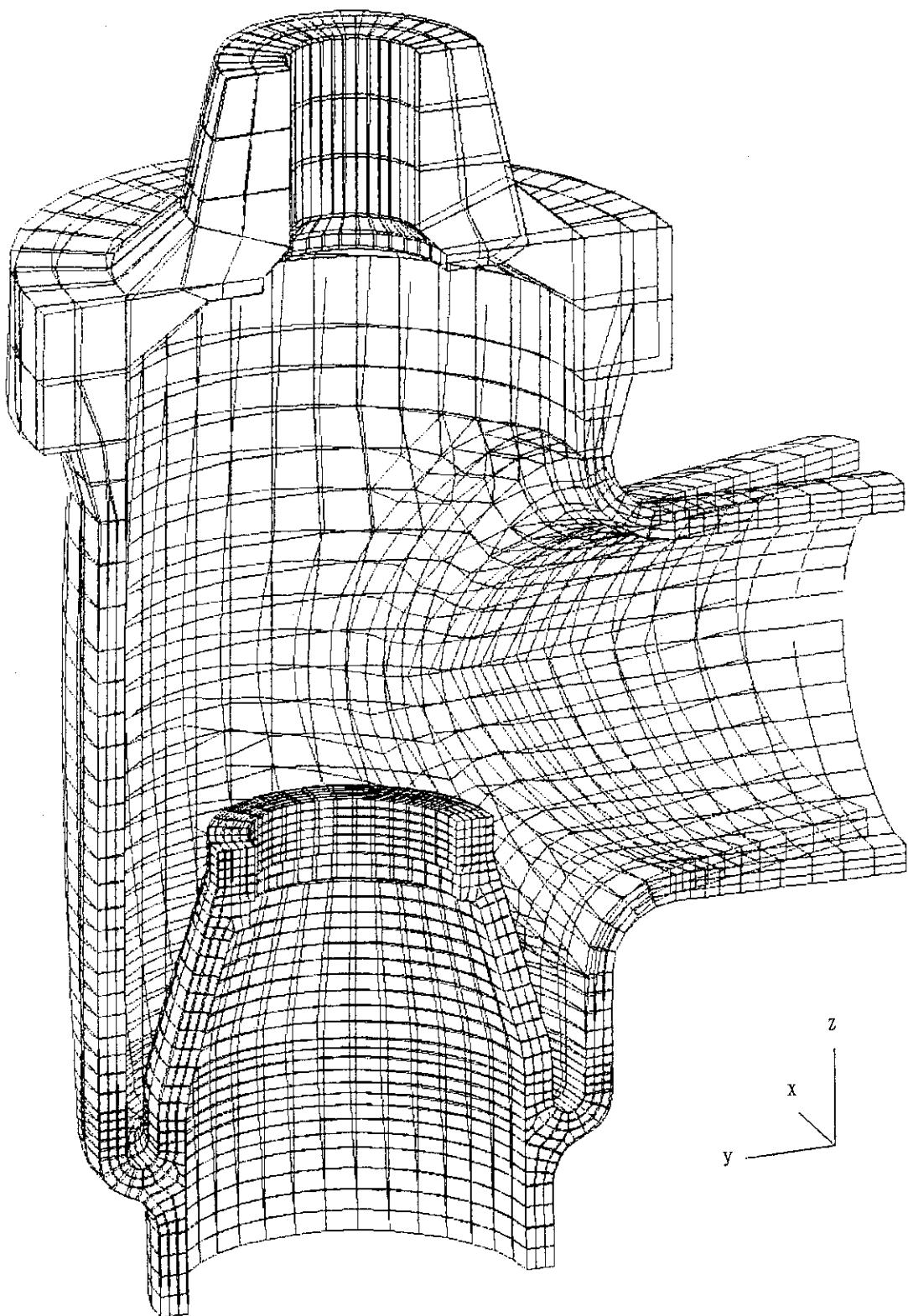


Fig. 4.45 Displacement profile of inner surface of improved valve casing  
for loading case No. 7

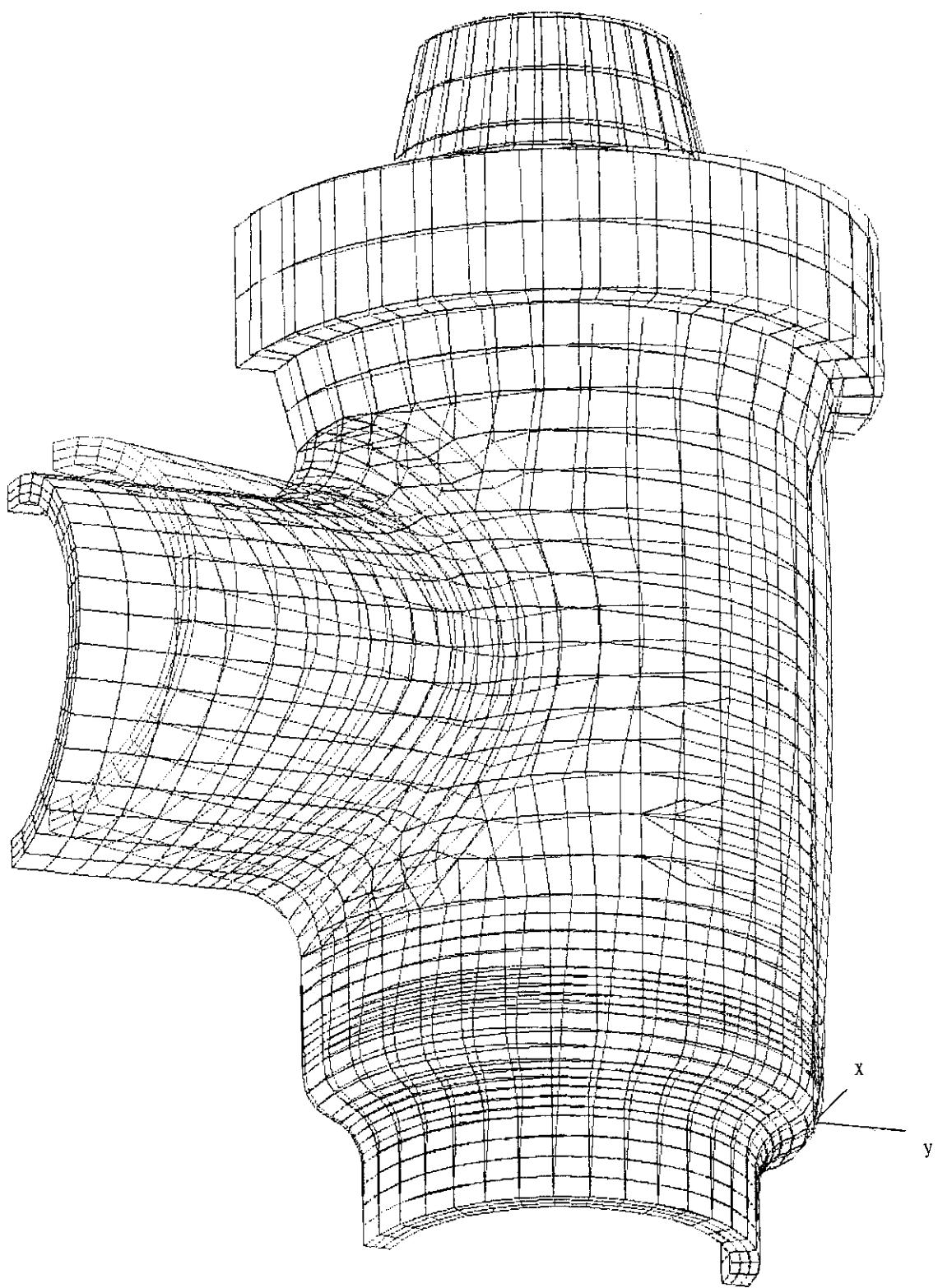


Fig. 4.46 Displacement profile of outer surface of improved valve casing  
for loading case No. 7

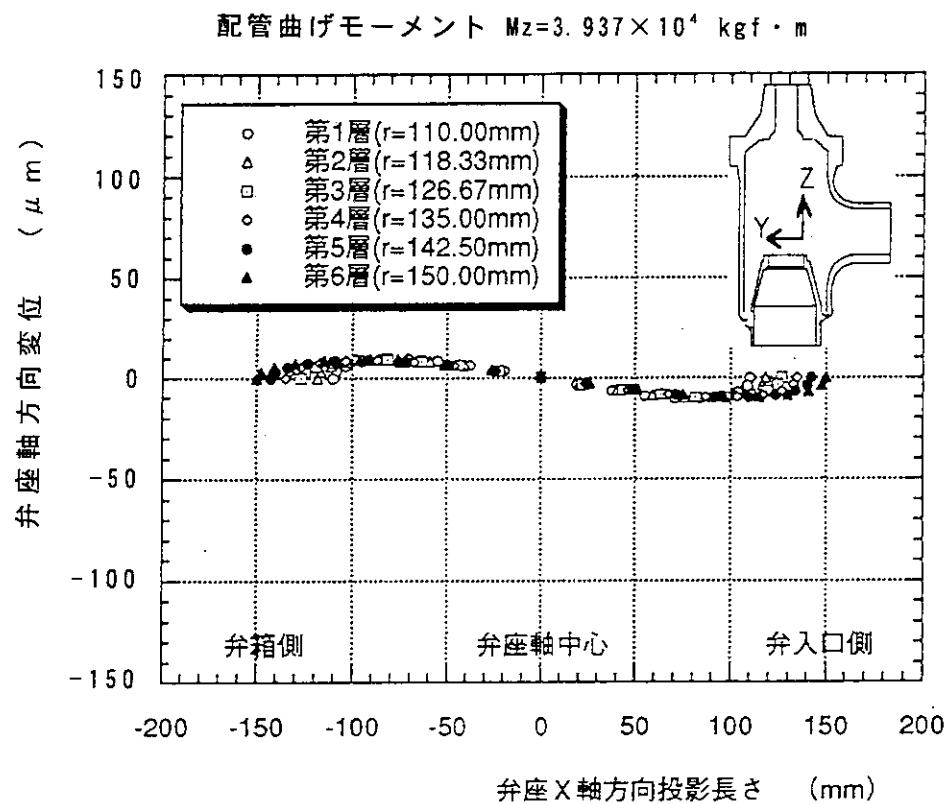


Fig. 4.47 Axial distortion of improved valve seat  
for loading case No. 7

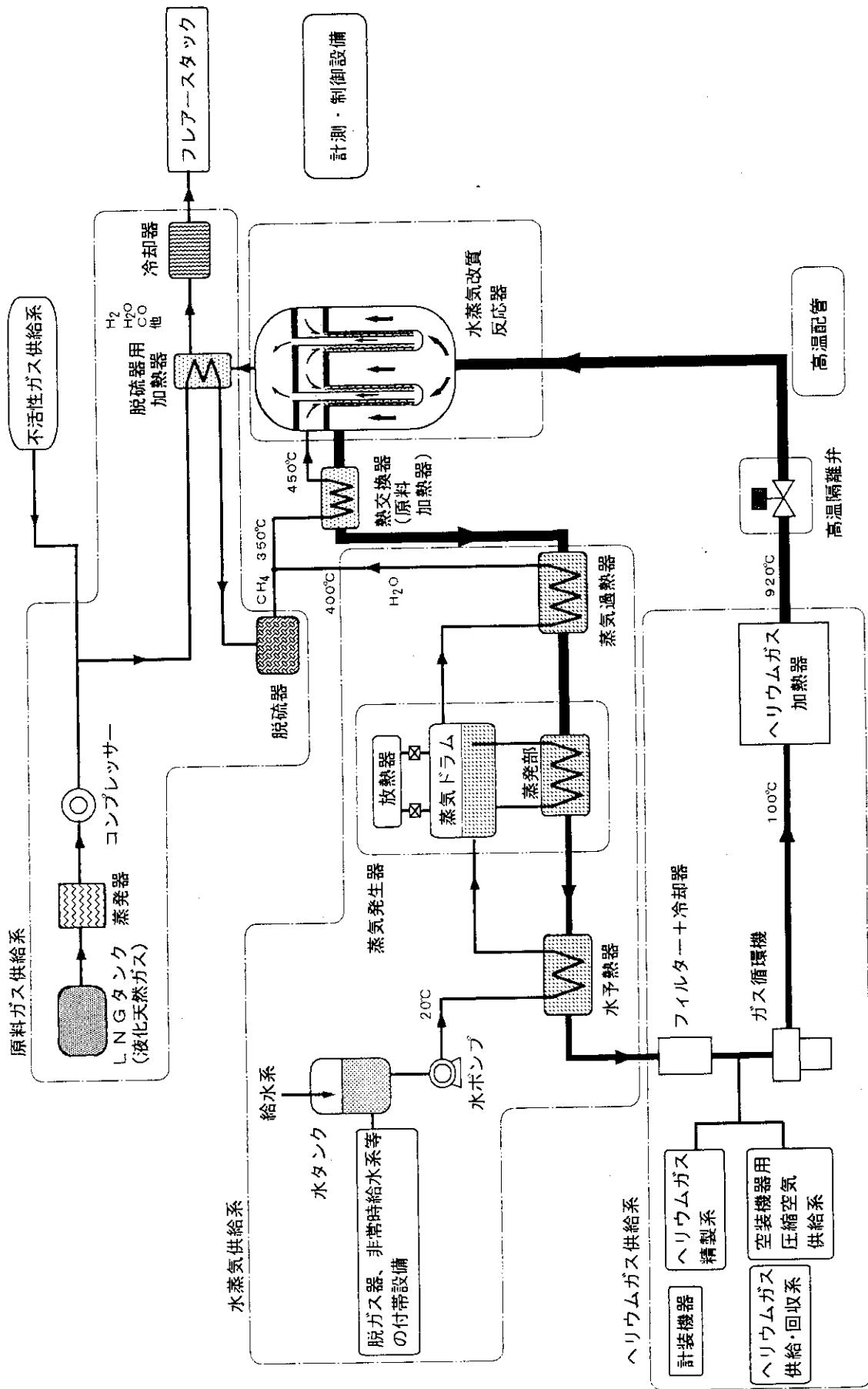
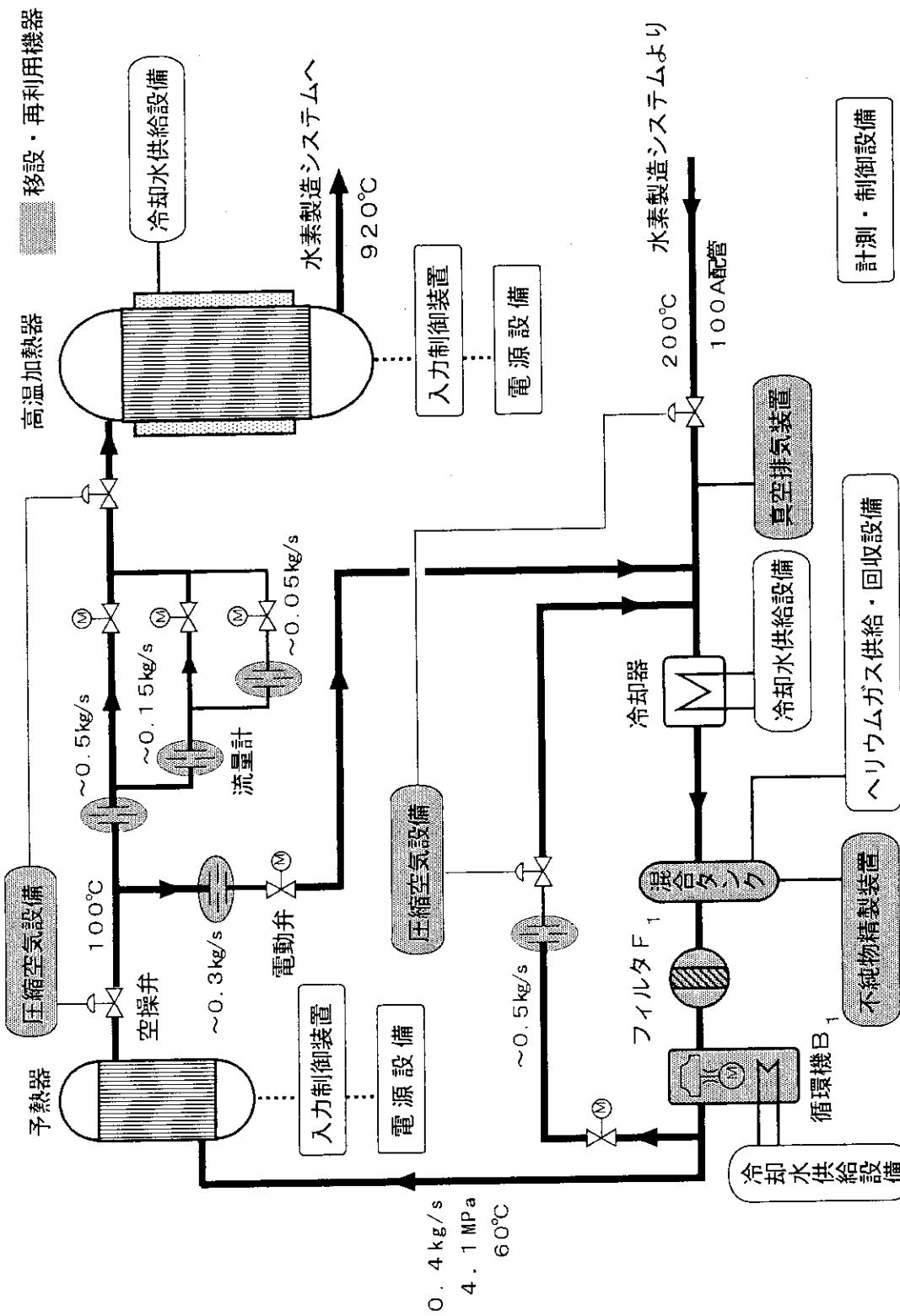


Fig. 5.1 Flowsheet of out-of-pile demonstration test facility



ヘリウムガス供給系の構成

Fig. 5.2 Schematic diagram of helium-gas supply loop

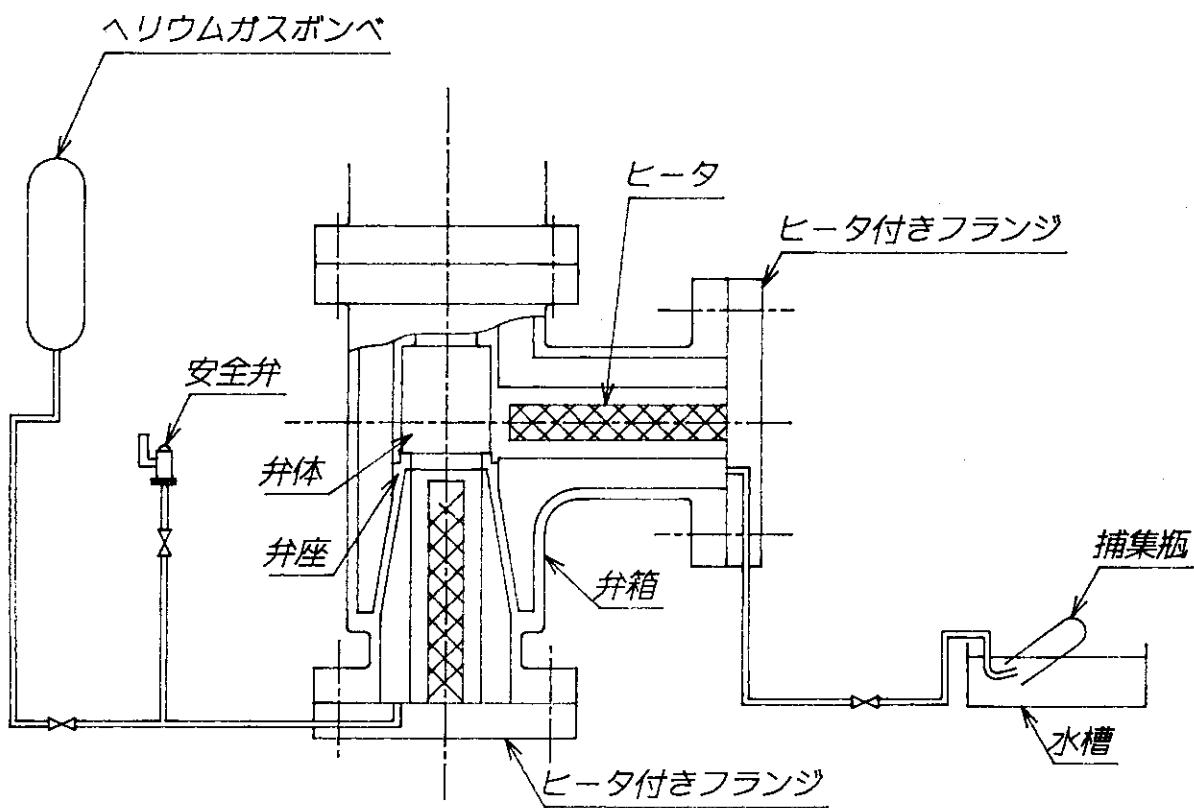


Fig. 5.3 Schematic drawing of leakage test apparatus